

## 半開放形軸流ファンの高効率・低騒音化に関する研究

岩瀬, 拓  
九州大学大学院工学府

<https://doi.org/10.15017/22005>

---

出版情報：九州大学, 2011, 博士（工学）, 課程博士  
バージョン：  
権利関係：

学位論文

半開放形軸流ファンの  
高効率・低騒音化に関する研究

平成24年1月

岩瀬 拓

九州大学大学院 工学府

機械工学専攻

# 目次

第 1 章	序論 .....	1
1.1	本研究の背景及び目的 .....	1
1.2	本研究が対象とする半開放形軸流ファンと製品 .....	3
1.3	従来の研究と本研究の位置づけ .....	8
1.4	第 1 章のまとめ .....	14
第 2 章	数値最適化手法による小型軸流ファンの設計 .....	15
2.1	最適化自動設計ツール .....	15
2.2	計算精度及び計算時間 .....	22
2.3	最適設計の結果及び考察 .....	25
2.4	実験による最適設計の効果確認 .....	29
2.5	効率改善の要因考察 .....	31
2.6	第 2 章のまとめ .....	36
第 3 章	小型軸流ファンの翼端漏れ渦の静圧上昇と静圧効率への影響 .....	37
3.1	対象とする小型軸流ファンと数値計算方法 .....	37
3.2	実験結果との比較 .....	41
3.3	翼端での翼間流れ場の比較 .....	43
3.4	静圧上昇と静圧効率改善の要因考察 .....	45
3.5	第 3 章のまとめ .....	51
第 4 章	小型軸流ファンにおける前進翼と箱形ケーシングの干渉が翼通過周波数騒音に与える影響 .....	52
4.1	前進翼の定義と供試ファン .....	52
4.2	実験方法及び数値計算方法 .....	56
4.3	実験結果及び計算結果 .....	61

---

4.4	静圧変動及び平均流れ場の比較 .....	65
4.5	前進翼の翼通過周波数(BPF)騒音への影響考察 .....	71
4.6	第4章のまとめ .....	73
<b>第5章</b>	<b>数値最適化手法によるプロペラファンの設計 .....</b>	<b>74</b>
5.1	最適化自動設計ツール .....	74
5.2	最適設計の結果及び考察 .....	82
5.3	実験による最適設計の効果確認 .....	86
5.4	効率改善の要因考察 .....	90
5.5	第5章のまとめ .....	97
<b>第6章</b>	<b>プロペラファンの翼枚数が乱流騒音に与える影響 .....</b>	<b>98</b>
6.1	対象とするプロペラファン .....	98
6.2	数値計算方法 .....	100
6.3	実験方法 .....	105
6.4	計算結果と実験結果の比較 .....	108
6.5	翼間流れ場と騒音の関係 .....	115
6.6	第6章のまとめ .....	128
<b>第7章</b>	<b>結論 .....</b>	<b>129</b>
	謝辞 .....	134
	参考文献 .....	136

# 第1章 序論

## 1.1 本研究の背景及び目的

地球温暖化を代表とする環境問題への関心の高まりから、製品の省エネ化は重要である。一方で、住環境や職場環境における快適性への要求の高まりから、製品の静音化も重要である。ファンは情報機器、冷凍・空調機器、家電製品などの冷却や送風に使用されている。製品の消費電力と騒音におけるファンの占める割合は大きく、ファンの高効率・低騒音化は製品の省エネ・静音化に直接寄与する。そのため長年にわたりファンの高効率・低騒音化の開発が取り組まれてきた。

製品に使用されるファンは吸込側が広い空間に開放された、いわゆる、「半開放形」が多い。たとえば、情報機器に使用されるファンは、箱形ケーシングにプロペラを収納した小型軸流ファンが主流である。また、給湯器ユニットや空調機の室外機に使用されるファンは、翼の後縁部のみがベルマウスとオーバーラップするプロペラファンが主流である。本論文では、これらの小型軸流ファンとプロペラファンを「半開放形軸流ファン」と称する。

これまで半開放形軸流ファンの開発では、実験的及び経験的な方法が主に用いられてきた。具体的には、半開放形軸流ファンの翼形状は産業用ファンやポンプの研究結果である速度三角形やオイラーヘッド、翼列資料などを用いて設計されてきた。設計された翼形状は実験的に最適化され、製品に採用されてきた。しかしながら、半開放形軸流ファンの翼入口は内部流れと外部流れが混在する非常に複雑な三次元性を有しているため、従来の軸流ファンの設計方法だけでは抜本的な高効率化や低騒音化は困難であり、ファンの新しい設計方法の開発が課題であった。近年では、この課題を解決するために CFD(Computational fluid dynamics)のファン設計への活用が盛んに研究されている。

ファンの高効率化に対しては、CFD と数値最適化手法の組み合わせによるファンの新しい設計方法の適用が研究されている。数値最適化手法とは、特定の制約条件の下であらかじめ設定した目的関数を最大化（あるいは最小化）するように設計変数を自

動的に最適化する手法である。数値最適化手法による設計方法は広い範囲で形状の探索ができることから、従来にない形状を設計できる可能性がある。ファンの流量に対する静圧上昇や静圧効率は、比較的小規模の定常 RANS(Reynolds-averaged Navier-Stokes)で予測が可能である。そのため CFD と数値最適化手法を組み合わせた設計方法はファンの高効率化を図ることに對して非常に有効である。また、最適設計された翼形状を CFD で詳細に分析することは重要で、解明された損失発生メカニズムは高効率ファンの開発に役立つ。

ファンの空力騒音については、一般に翼通過周波数騒音と乱流騒音に大別することができる。翼通過周波数騒音は回転する翼によって生じる流れと静止流路の干渉に起因する。このような現象は流れ場の空間スケールが大きく、乱流現象にはよらないため比較的小規模の非定常 RANS により予測が可能である。

一方、乱流騒音は翼からの剥離や渦による揚力変動に起因している。これらの騒音を予測するためには、翼面に発生する剥離や翼端渦の時間変動を正確に捉える必要がある。そのため比較的大規模の非定常計算を実行する必要がある。乱流騒音の分析や予測については LES(Large eddy simulation)や DES(Detached eddy simulation)の適用が有望な手法として盛んに研究されている。

従来、ファンの低騒音化については、二つの有力な手段が採用されてきた。ひとつは前進翼で、翼通過周波数騒音と乱流騒音の両方の低減効果があるといわれている。もうひとつは翼枚数の低減で、乱流騒音の低減効果があるといわれている。しかしながら、これらの騒音低減要因は十分に説明できているとはいえない。そのため前進翼や翼枚数低減によって低騒音化された翼形状を CFD で詳細に分析することは重要で、解明された騒音発生メカニズムは低騒音ファンの開発に役立つ。

以上の背景に立脚して、本研究は高効率・低騒音の半開放形軸流ファンの開発を目的として、高効率化の手段として数値最適化手法の適用及び効率改善の要因分析について述べる。次いで、低騒音化の手段として前進翼と翼枚数低減の騒音低減の要因分析について述べる。

## 1.2 本研究が対象とする半開放形軸流ファンと製品

### (1) 小型軸流ファン

図 1.1 に本研究が対象とする小型軸流ファンを示す．空気は広い空間から吸い込まれて，広い空間に吐き出される．そのため小型軸流ファンは，産業用軸流ファンのような長い筒状のケーシングにプロペラが覆われたダクトファンではなく，半開放形軸流ファンである．

小型軸流ファンのプロペラはケーシング内に収納され，ケーシングは搭載性を考慮した箱形である．ケーシングは箱形枠(Box)と，モータを収納するモータケース(Motor case)，および箱形枠とモータケースを連結する支柱(Strut)とで構成されている．支柱はプロペラの吐出側直後に配置されている．小型軸流ファンのモータはボス内部に収納されるアウターローター式で，プロペラ外径に対するボス径は比較的大きいことが特徴である．

小型軸流ファンのケーシングは，小流量域での動作を想定して箱形枠の吐出側の四隅には拡大流路として傾斜部(Slope)が設けられている．また，流量と静圧上昇を増加させるためにプロペラ外径はケーシングの幅寸法に対して極力大きく設計されるため，箱形ケーシングの吐出側の中央部は平面部(Flat)を有する．そのため箱形ケーシングの吐出側は回転軸に対して傾斜部(Slope)と平面部(Flat)が交互にある非軸対称の形状となっている．以上により，小型軸流ファンでは，翼と支柱との干渉と，箱形ケーシングの非軸対称性による翼通過周波数騒音が発生する．そのため小型軸流ファンにおいては騒音全体のオーバーオールに対して翼通過周波数騒音が支配的である．

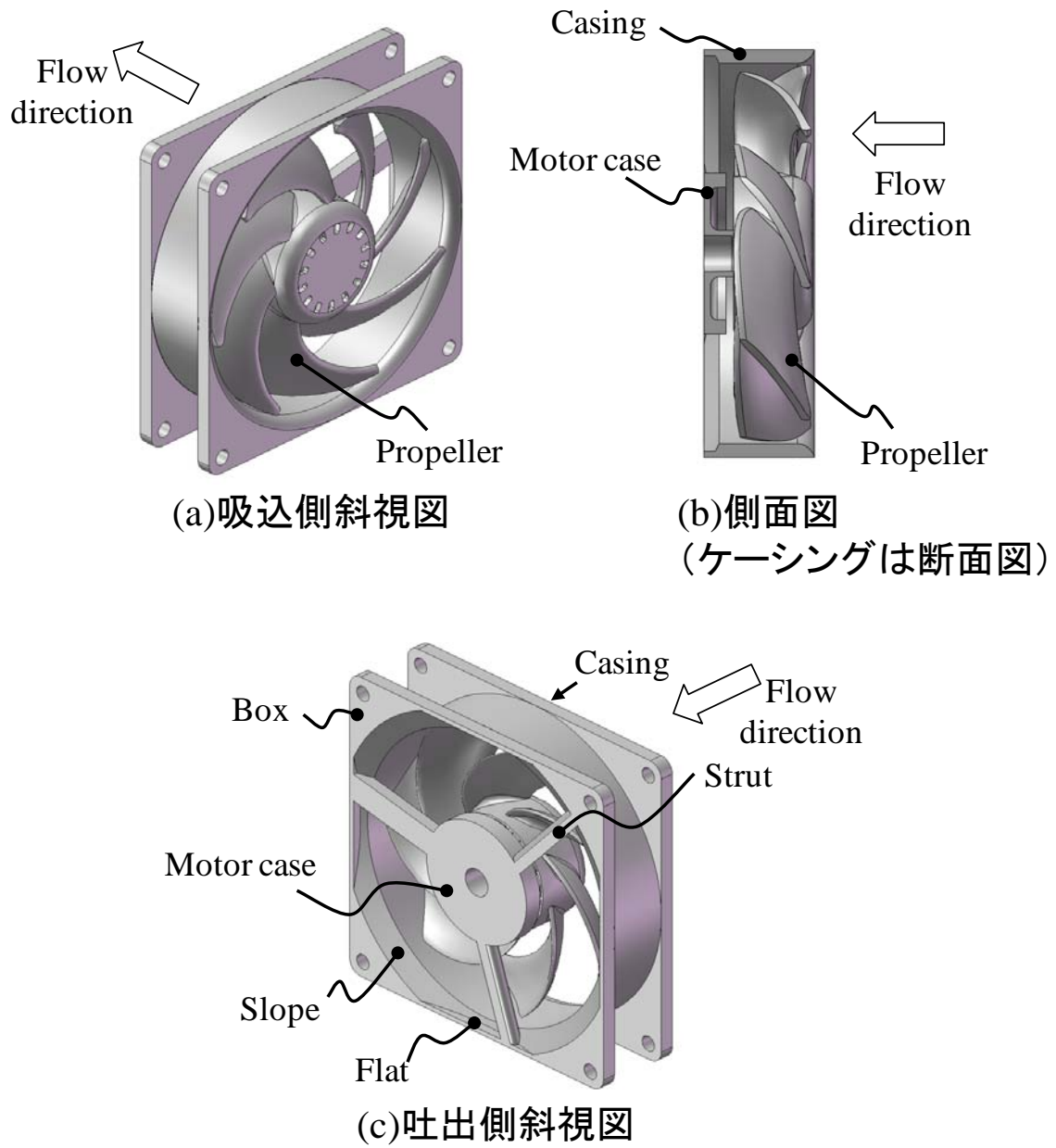


図1.1 本研究が対象とする小型軸流ファン



## (2)給湯器ユニット及びパッケージエアコン室外機用プロペラファン

図 1.2 に本研究が対象とする給湯器ユニット，図 1.3 に本研究が対象とするパッケージエアコン室外機を示す．給湯器ユニット及びパッケージエアコン室外機の両方でプロペラファンが使用されている．

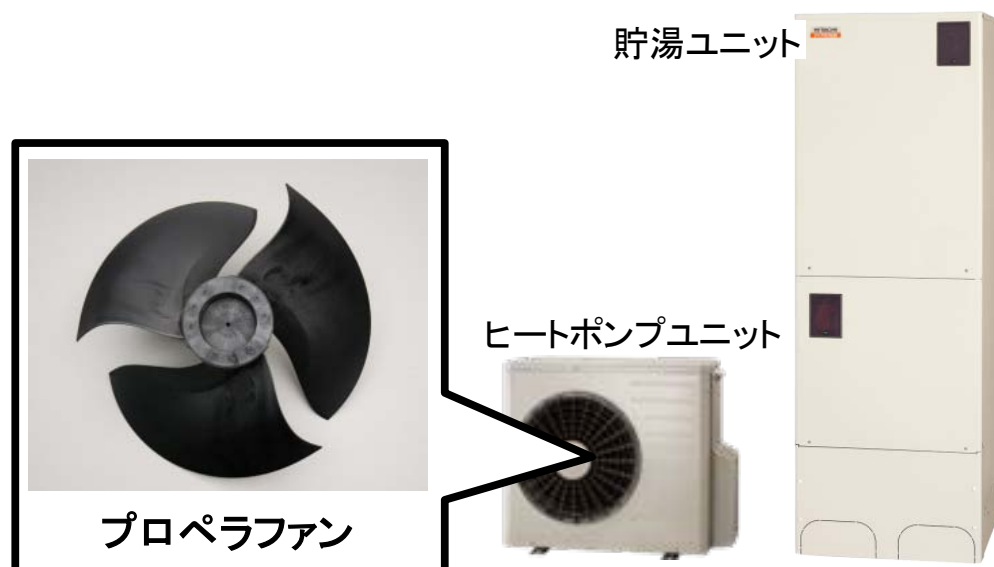


図1.2 本研究が対象とする給湯器ユニット



図1.3 本研究が対象とするパッケージエアコン室外機

図 1.4 に給湯器ユニット室外機内部の主な構成，図 1.5 にパッケージエアコン室外機内部の主な構成を示す。給湯器ユニット及びパッケージエアコンの両方で，室外機内部は同様の構成となっている。具体的には，空気は熱交換器を通過して吸い込まれ，プロペラファンにより昇圧され，大気に吐き出される。

プロペラファンは，翼の後縁側がベルマウスとオーバーラップして配置されている，いわゆる，半開放形である。そのため空気は正面からだけでなく，側面側からも吸い込まれることが特徴で，ファンの翼入口は内部流れと外部流れが混在する非常に複雑な三次元性を有している。さらにプロペラファンとベルマウスの間のチップクリアランスは，製品の取り合いや製作性から，産業用ファンやポンプに比べて広いことが特徴である。

プロペラファンにおいても翼通過周波数騒音は発生する。しかし，プロペラファンの翼枚数は通常 2~4 枚で，回転数は 1000rpm 以下であり，翼枚数 4 枚，回転数 1000rpm としても 1 次の翼通過周波数騒音は約 67Hz である。通常，騒音は A 特性の聴感補正をした騒音レベルで評価されるため，ほとんどの翼通過周波数騒音は A 特性補正により間引かれる。そのためプロペラファンにおいて騒音全体のオーバーオールに対して支配的なのは乱流騒音である。

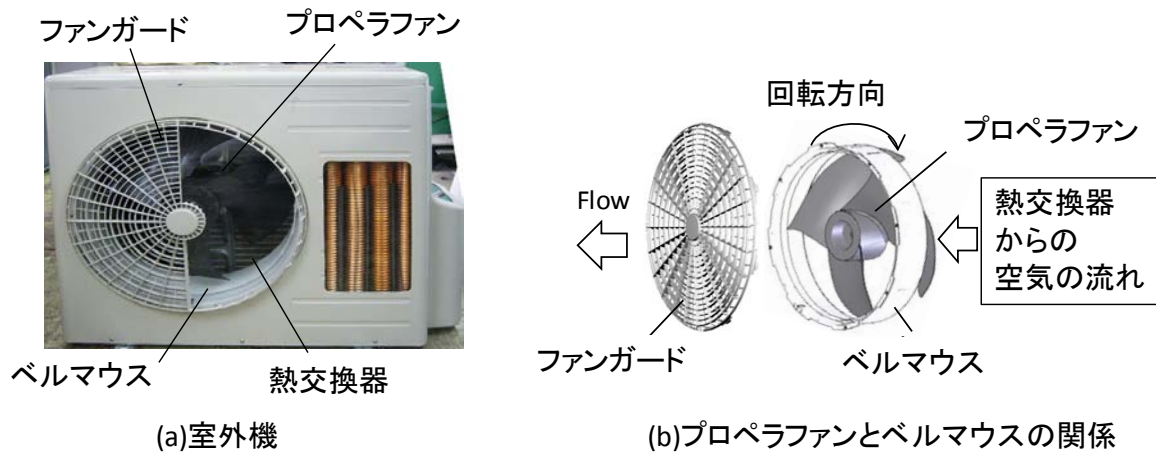


図1.4 給湯器ユニット室外機内部の主な構成

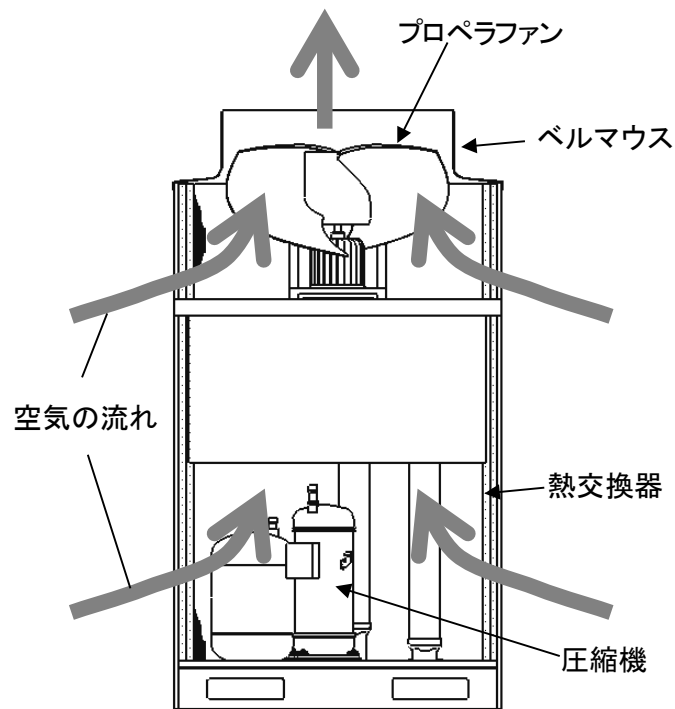


図1.5 パッケージエアコン室外機内部の主な構成

## 1.3 従来の研究と本研究の位置づけ

本節では本研究にかかわる従来の研究として、数値最適化手法、前進翼、翼枚数低減、翼間流れ場分析、騒音分析・予測の観点で文献調査した結果について述べる。さらに本研究の位置づけについて述べる。

### (1)数値最適化手法に関する従来の研究

数値最適化手法のターボ機械への適用事例について調査した結果を述べる。

後藤はポンプや遠心圧縮機を対象として数値最適化手法と逆解法を組み合わせた方法を報告している<sup>(1)(2)</sup>。杉村は掃除機用遠心送風機を対象として数値最適化手法に焼きなまし法とニューラルネットワークを適用した事例について報告している<sup>(3)</sup>。さらに杉村は掃除機用遠心送風機や洗濯機乾燥用遠心送風機を対象として、数値最適化手法に遺伝的アルゴリズムを、応答局面法に **Kriging** モデルを、データの評価方法に自己組織化マップを適用した事例について報告している<sup>(4)</sup>。中村らはフランシス水車を対象として数値最適化手法に遺伝的アルゴリズムを適用した事例について報告している<sup>(5)</sup>。Kim らは多翼ファンを対象として数値最適化手法と応答局面法を適用した事例について報告している<sup>(6)</sup>。

いずれの研究でも効率の改善が報告されており、数値最適化手法による設計方法の有効性が示されている。しかし、本研究の対象である小型軸流ファンやプロペラファンを事例としたものはなかった。

### (2)前進翼に関する従来の研究

前進翼のファンへの適用事例について調査した結果を述べる。

深野は前進翼を含む種々の翼形状の騒音への影響について調べており、前進翼の低騒音化効果について報告している<sup>(7)</sup>。藤田は空調用プロペラファンを対象として前進翼に関しての低騒音化効果について概説している<sup>(8)</sup>。Ohtsuta らも同様に前進翼の低騒音化効果について報告している<sup>(9)</sup>。三崎らは前進翼による翼間の二次流れ抑制効果とターボ機械への適用について概説している<sup>(10)(11)</sup>。

伊東らは翼の反り率、翼断面形状、翼の回転方向への前進角、翼端後縁の丸みを変えた場合の効率と騒音への影響を調べ、効率の改善と騒音低減の方法についての検討結果を報告している<sup>(12)</sup>。Beiler らは CFD と熱線流速計により異なる前進角の翼の流れ場を分析し、翼を回転方向に前進させた低騒音ファンを設計している<sup>(13)</sup>。Okamoto

らは CFD により翼間流れ場を分析し、前進角の最適値を提案している<sup>(14)</sup>。

いずれの研究でも前進翼の低騒音化効果が報告されている。現在の空調用ファンでは、前進翼を採用したプロペラファンが主流であり、その有効性が活用されている。

小型軸流ファンの低騒音化においては、翼の形状だけでなく、流れとケーシングの干渉も重要である。小型軸流ファンのケーシング形状に関しては、伊藤らがケーシング出口の形状及びモータを支持する支柱の形状を変えた場合の効率と騒音への影響を調べ、翼とモータを支持する支柱を傾斜させ、干渉の同時性を抑制することによって回転数と翼枚数及び支柱本数の積に相当する BPF 騒音を低減できることを報告している<sup>(15)</sup>。しかしながら、前進翼による翼通過周波数騒音低減の効果や、前進翼による流れの変化と非軸対称な箱形ケーシングとの干渉についてのメカニズムや騒音への影響についての研究報告例はない。

### (3)翼枚数低減に関する従来の研究

翼枚数低減に関する従来の研究例は少ないが、以下に関連する研究について述べる。

鈴木はダクトの軸流送風機を対象として、弦節比を同一にして翼枚数を変化させた場合の騒音への影響を調べた結果を報告している<sup>(16)</sup>。松尾はルームエアコン室外機用プロペラファンを対象として翼枚数の低減による高効率・低騒音化効果について報告している<sup>(17)</sup>。また、筆者らはパッケージエアコン室外機用プロペラファンを対象として翼枚数の低減による高効率・低騒音化効果について報告している<sup>(18)</sup>。

いずれの研究でも翼枚数の低減による低騒音化効果は述べられているが、翼間流れ場と翼枚数の関係についての分析は十分とはいえない。

### (4)翼間流れ場分析に関する従来の研究

高効率・低騒音化のための損失・騒音発生メカニズム解明のためには翼間流れ場の分析が必要である。そこで、ここでは翼間流れ場分析に関する従来の研究について調査した結果について述べる。

古川は渦中心の同定法と限界流線のトポロジー解析による知的可視化のターボ機械への活用の有効性を概説している<sup>(19)</sup>。Jeong らは異なる形状の数種類の小型軸流ファンを対象として詳細な CFD により翼間の渦構造を分析している<sup>(20)</sup>。塩見らは小型軸流ファンを対象として翼出入口の速度場とケーシング壁面の圧力場を詳細に計測した結果を報告している<sup>(21)</sup>。

また、古川らは軸流圧縮機を対象として、失速点近傍での詳細な CFD により翼間

の渦構造を分析し、翼端漏れ渦の崩壊現象について報告している<sup>(22)</sup>。März らは軸流圧縮機を対象として、チップクリアランスを変化させた場合の詳細な CFD による翼間流れ場の分析結果について報告している<sup>(23)</sup>。Jang らは空調用プロペラファンを対象として、LDV(Laser doppler velocimetry)と LES を用いた詳細な翼間流れ場の分析結果について報告している<sup>(24)(25)</sup>。

いずれの研究においても CFD や実験による翼間流れ構造を分析することの重要性が示されている。特に知的可視化を用いた流動診断は損失・騒音発生メカニズム解明のための有効な手段である。

### (5)騒音の分析及び予測に関する従来の研究

騒音発生メカニズムの解明のためには、実験や CFD による騒音の分析及び予測が重要である。そこで、ここでは騒音の分析・予測に関する従来の研究を調査した結果について述べる。

深野は低圧の軸流及び斜流ファンを対象とし、翼の渦放出を表現する指標として翼後流の幅を導入した騒音予測簡易式を提案している<sup>(26)</sup>。翼後流の幅は翼後縁の厚さ、壁面上に発達する境界層の厚さと流れ角の推定値から求める。Tian らは深野の提案している簡易式と CFD を組み合わせることによって、ルームエアコン用プロペラファンの騒音予測を試みているが、定量的に十分な精度での予測はできていない<sup>(27)</sup>。定量的な予測精度を確保するためには、対象断面毎に翼後流の幅を適切に見積もることが必要である。

渡辺は遠心ファンを対象として、実験係数と翼出入口の相対速度から騒音を予測する簡易式を提案している<sup>(28)</sup>。袴家らはプロペラファンを対象として、実験的に求めたじょう乱通過スケールを導入した騒音予測簡易式を提案している<sup>(29)</sup>。いずれの研究も騒音を簡易に予測できる点で有用であるが、定量的な予測精度を確保するためには予め対象に合わせた実験係数を求める必要がある。

近年では、非定常 CFD によって騒音を分析・予測する試みが盛んに行われている。これらの研究では、非定常 CFD の計算結果を音源データとした Lighthill の音響学的類推 (Acoustic Analogy)<sup>(30)(31)</sup>による分離解法が適用されることが主流である。

Algermissen らはエンジン冷却用プロペラファンを対象として、RANS による汎用流体解析ソフトウェア STAR-CD と Lighthill の方程式から導き出された Ffowcs Williams-Hawkings の式<sup>(32)</sup>により騒音を分析・予測した結果について報告している<sup>(33)</sup>。乱流騒音の予測精度は十分ではないが、翼通過周波数騒音は精度良く予測できて

いる。

加藤らは建設機械エンジン冷却用ファンを対象として LES による騒音源の可視化結果に関して報告している<sup>(34)</sup>。Yamade らはダクテッドの産業用軸流ファンを対象として、LES による非定常計算と BEM(Boundary element method)による音響計算により騒音予測を試みた結果について報告している<sup>(35)</sup>。Hamada らは空調用プロペラファンを対象として、LES による非定常計算と Lighthill の方程式から導き出された Curle の式<sup>(36)</sup>による音響計算により騒音予測を試みた結果について報告している<sup>(37)</sup>。高山は小型軸流ファンを対象として、LES の非定常計算と Tailored Green 関数による音源のコンパクト性を利用した音響解析手法を提案している<sup>(38)</sup>。渡邊らは小型軸流ファンを対象として、吸込側に障害物がある場合の騒音特性を LES の非定常計算を用いて分析した結果について報告している<sup>(39)</sup>。Reese らはダクテッドの産業用軸流ファンを対象として、吸込側のグリッドにより入口の乱れのある場合の騒音への影響を LES による非定常計算を用いて分析した結果について報告している<sup>(40)</sup>。

草野らはプロペラファンを対象として DES の非定常計算による翼間流れ場と Ffowcs Williams-Hawkings の式による音源の分析結果について報告している<sup>(41)</sup>。Sandboge らは HVAC(Heating, ventilation, and air conditioning)用ブロワとエンジン冷却用プロペラファンを対象として、DES による汎用流体解析ソフトウェア AcuSolve と、Lighthill の音響学的類推に基づく汎用音響解析ソフトウェア ACTRAN により騒音を分析・予測した結果について報告している<sup>(42)</sup>。Jeon らはプロペラファンを対象として、LES による汎用流体解析ソフトウェア SC/Tetra と Ffowcs Williams-Hawkings の式に基づく汎用音響解析ソフトウェア FlowNoise により騒音を分析・予測した結果について報告している<sup>(43)</sup>。

以上により、翼通過周波数騒音を分析・予測する手段としては RANS による方法が適しているといえる。乱流騒音を分析・予測する手段としては LES と DES が有望である。LES と DES を用いた騒音予測については、精度良く計算されている事例と、そうでない事例があった。定量的な予測精度を確保するためには対象毎の適切な計算方法の選択と計算ノウハウの構築が必要であると考えられる。

## (6)従来の研究に関するまとめ

以下に従来の研究の調査結果に関してまとめる。

- ① 数値最適化手法：効率の改善が多数の研究事例で報告されており、数値最適化手法による設計方法の有効性が示されている。しかし、本研究の対象である小型軸

流ファンやプロペラファンを適用事例としたものはなかった。

- ② 前進翼：前進翼の低騒音化効果が多数の研究事例で報告されている。現在の空調用ファンは、前進翼を採用したプロペラファンが主流である。しかしながら、小型軸流ファンの流れとケーシングの非軸対称性の関係についてはほとんどなく、翼を前進させることによる流れの変化と非軸対称な箱形ケーシングとの干渉についてのメカニズムや騒音への影響についての研究事例はなかった。
- ③ 翼枚数低減：翼枚数低減に関する従来の研究事例は少ない。調査した研究事例では翼枚数の低減による低騒音化効果は述べられているが、翼間流れ場と翼枚数の関係についての分析は十分とはいえない。
- ④ 翼間流れ場分析：CFD や実験による翼間流れ構造分析に関する多数の研究事例が報告されている。特に知的可視化による流動診断は損失・騒音発生メカニズム解明のための有効な手段である。
- ⑤ 騒音の分析及び予測：翼通過周波数騒音を分析・予測する手段としては RANS による方法が適している。乱流騒音を分析・予測する手段としては LES と DES が有望である。LES と DES を用いた騒音予測については、精度良く計算されている事例と、そうでない事例があった。定量的な予測精度を確保するためには対象毎の適切な計算方法の選択と計算ノウハウの構築が必要であると考えられる。

## (7)本研究の位置づけと構成

以上の結果を踏まえて、本研究の位置づけを述べる。

ファンの高効率化については、翼形状の設計への数値最適化手法の適用と、効率改善の要因分析による損失発生メカニズムの解明を試みる。本研究は小型軸流ファンとプロペラファンとしては数値最適化手法を適用した初めての事例となる。また、ファンの低騒音化については、ひとつめ的手段である前進翼を小型軸流ファンに適用した場合の翼通過周波数騒音低減効果の要因分析を試みる。本研究は前進翼による流れの変化と非軸対称な箱形ケーシングとの干渉による翼通過周波数騒音発生メカニズム解明についての初めての事例となる。さらに、ファンの低騒音化のふたつめ的手段である翼枚数低減をプロペラファンに適用した場合の乱流騒音低減効果の要因分析を試みる。本研究は翼枚数低減による騒音への影響と翼間流れ場の分析による乱流騒音発生メカニズム解明についての初めての事例となる。以上の損失・騒音メカニズム解明の取り組みは今後のファンの高効率・低騒音化開発に役立つものとする。

本論文の第 2 章では数値最適化手法による小型軸流ファンの開発、第 3 章では第 2



---

章で最適設計した小型軸流ファンの効率改善要因の分析について述べる．第 4 章では前進翼による小型軸流ファンの翼通過周波数騒音低減の要因分析について述べる．第 5 章では数値最適化手法によるプロペラファンの開発について述べる．第 6 章では翼枚数低減によるプロペラファンの乱流騒音低減の要因分析について述べる．おわりに，第 7 章では本論文の得られた結論をまとめる．

## 1.4 第1章のまとめ

製品の省エネ化と静音化のためには、製品に使用されるファンの高効率・低騒音化が重要である。製品に使用されるファンは吸込側が広い空間に開放された、いわゆる、半開放形軸流ファンが主流である。しかし、半開放形軸流ファンの翼入口は内部流れと外部流れが混在する非常に複雑な三次元性を有しているため、従来の軸流ファンの設計方法だけでは抜本的な高効率化や低騒音化は困難であり、ファンの新しい設計方法の開発が課題であった。

この課題に対応するためには、ファンの高効率化に対しては、CFDと数値最適化手法の組み合わせによる新しいファンの設計方法の適用が有効である。ファンの低騒音化に対しては前進翼と翼枚数の低減が有効である。さらにCFDを用いた翼間流れ場の流動診断による損失・騒音発生メカニズムの解明が重要である。本研究では主に情報機器の冷却に使用されるファンとして小型軸流ファンを、給湯器ユニットや空調機の室外機に使用されるファンとしてプロペラファンを対象とする。

本研究にかかわる従来の研究として、数値最適化手法、前進翼、翼枚数低減、翼間流れ場分析、騒音分析・予測の観点で文献調査することで本研究の位置づけを明確化し、以下について取り組むこととした。

- (1) ファンの高効率化については、翼形状の設計への数値最適化手法の適用と損失発生メカニズムの解明を試みる。本研究は小型軸流ファンとプロペラファンとしては数値最適化手法を適用した初めての事例となる。
- (2) ファンの低騒音化についてのひとつめの手段である前進翼を小型軸流ファンに適用した場合の翼通過周波数騒音低減効果の要因分析を行う。本研究は前進翼による流れの変化と非軸対称な箱形ケーシングとの干渉による翼通過周波数騒音発生メカニズム解明についての初めての事例となる。
- (3) ファンの低騒音化についてのふたつめの手段である翼枚数低減をプロペラファンに適用した場合の乱流騒音低減効果の要因分析を行う。本研究は翼枚数低減による騒音への影響と翼間流れ場の分析による乱流騒音発生メカニズム解明についての初めての事例となる。

## 第2章 数値最適化手法による 小型軸流ファンの設計

本章では小型軸流ファンの高効率化を目的として、CFD と数値最適化手法を組み合わせた自動設計ツールにより翼形状を設計した結果について述べる。小型軸流ファンとしては数値最適化手法を適用した初めての事例となる。

### 2.1 最適化自動設計ツール

図 2.1 に設計ツールの構成を示す。本設計ツールの特徴は初期形状と変化させる設計変数と探索する設計変数の範囲を与えることにより自動的に高効率ファンを設計できることである。本設計ツールは翼形状定義、メッシュ作成、流体解析、性能評価、最適化から成る。以下、これらの方法について説明する。

#### (1) 翼形状定義方法

図 2.2 にファンの翼形状を定義する設計変数を示す。図 2.2 (a)はプロペラを吐出側から見た図である。図 2.2 (b)は翼断面を円筒面に展開した図である。翼形状の設計変数は翼根 (hub)、翼間代表(mean)、翼端 (tip)の 3 断面で定義した。翼間代表断面は、翼根と翼端の面積平均径とした。翼根から翼間代表断面、翼間代表断面から翼端断面の間の設計変数は 2 次曲線で定義した。各断面のキャンバーラインは円弧とし、翼入口角  $\beta_{b1}$ 、翼出口角  $\beta_{b2}$ 、弦節比  $\sigma$  より決定した。翼出口角  $\beta_{b2}$  は式(2.1)から(2.4)より求めた。

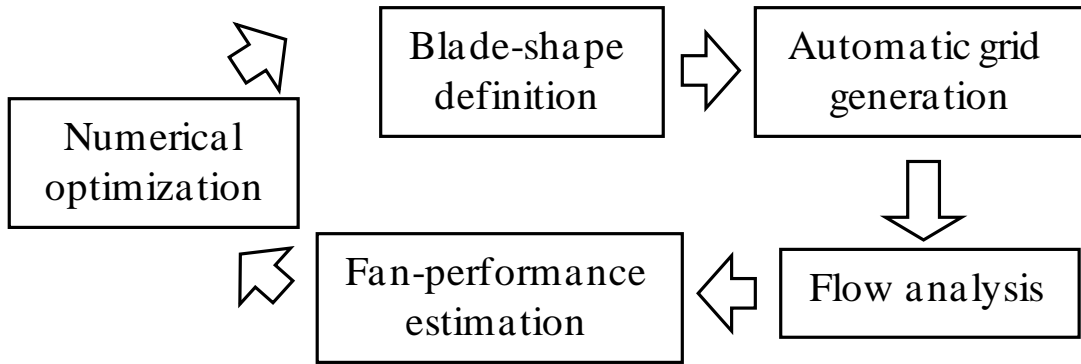
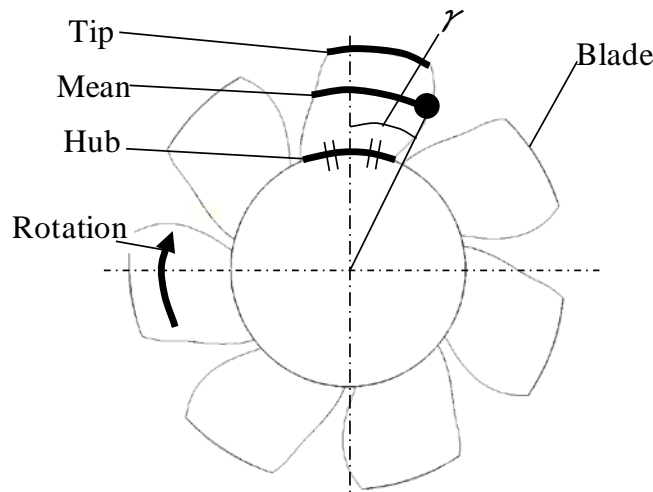
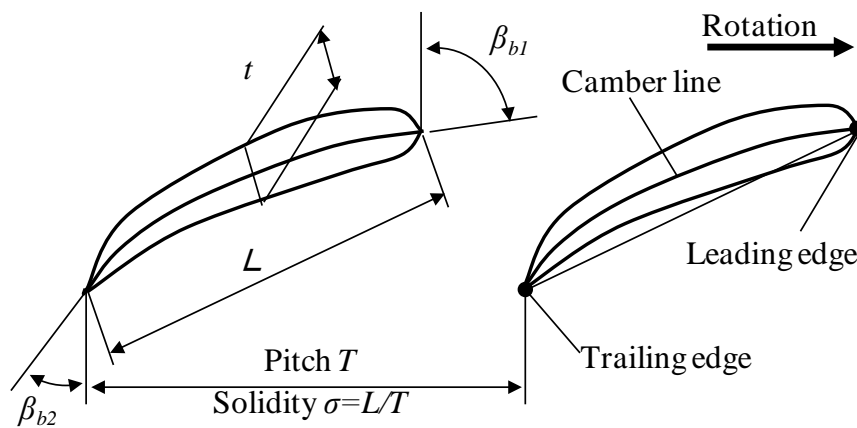


図2.1 設計ツールの構成



(a) Rear view of propeller



(b) Sectional view of blade

図2.2 ファンの翼形状を定義する設計変数

$$C_{\theta 2(\text{mean})} = \frac{P_{th}}{\rho u_2} \quad (2.1)$$

$$K = P_{th} \times \frac{R_{(\text{mean})}^{A-1}}{\rho u_2} \quad (2.2)$$

$$C_{\theta 2} = \frac{K}{R^{A-1}} \quad (2.3)$$

$$\beta_{b2} = 90^\circ - \tan^{-1} \left( \frac{C_{z2(\text{ave})}}{u_2 - C_{\theta 2} / \mu} \right) \quad (2.4)$$

ここで  $P_{th}$  は理論全圧， $\rho$  は空気密度， $C_{\theta 2}$  は翼出口の絶対速度周方向成分， $R$  は半径， $A$  は渦形式係数， $K$  は定数， $C_{z2(\text{ave})}$  は翼出口の平均軸流速度， $u_2$  は翼出口の周速度， $\mu$  はすべり係数である．(mean) は翼間代表断面，(ave) は半径方向の平均値を示す．

翼間代表断面での翼出口の絶対速度周方向成分  $C_{\theta 2(\text{mean})}$  は式(2.1)により求めた．入口の予旋回は無しと仮定した．次いで定数  $K$  は式(2.2)により求め，翼間代表断面以外の  $C_{\theta 2}$  は式(2.3)により求めた．最適設計では理論全圧  $P_{th}$  は一定値，渦形式係数  $A$  は設計変数として与えた．翼の出口角  $\beta_{b2}$  は式(2.1)と式(2.3)で求めた  $C_{\theta 2}$  を式(2.4)に代入して求めた．すべり係数  $\mu$  は事前に計算した従来製品の計算結果を用いた．本設計ツールの特徴はこの渦形式係数  $A$  を設計変数としたことである．これにより渦形式係数  $A$  というひとつの設計変数を用いて同一の理論全圧  $P_{th}$  で半径方向の負荷分布を変更できる．

コード方向の翼厚み分布は無次元化した点列データを翼弦長  $L$  と翼の最大厚さ  $t$  で比例して定義した．翼の最大厚さ  $t$  を与えるコード方向の位置は前縁より 40% である．前進角  $\gamma$  は翼の周方向の傾き (circumferential lean) とした．具体的には図 2.2 (a) において翼根の midpoint と回転軸を通る直線 (図 2.2(a) における垂直の一点鎖線) と，前縁と回転軸を通る直線の成す角とした．

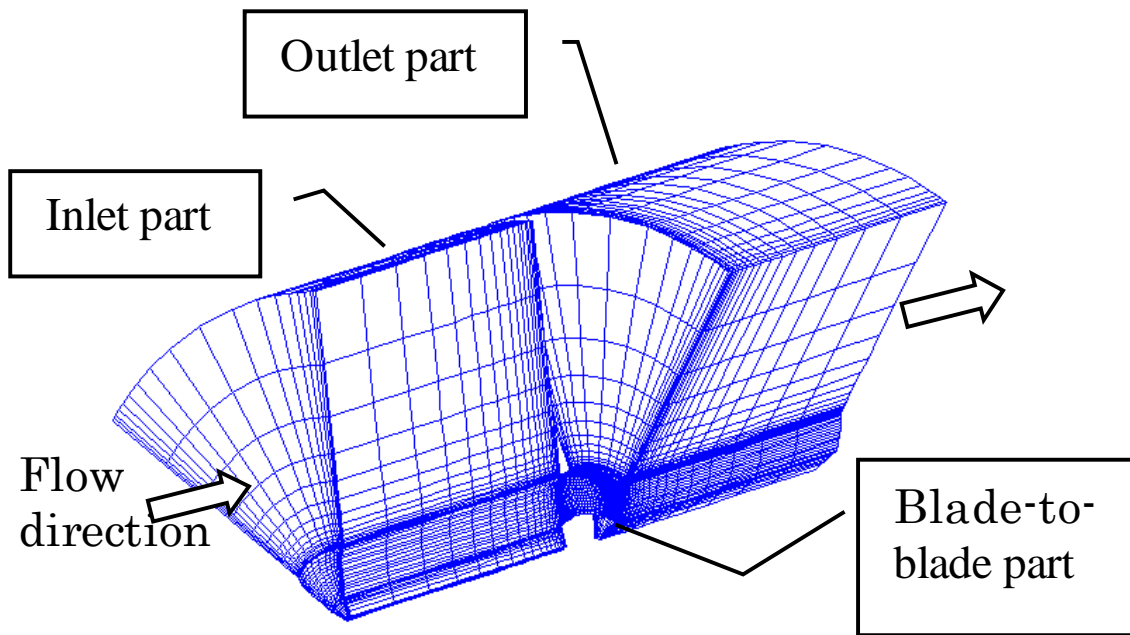
## (2) メッシュの作成方法

ファンの開発に CFD を適用する場合には、汎用のメッシュ作成ソフトウェアを使うことが一般的である。しかし、本設計ツールではメッシュを自動的に作成することが必要であるため、小型軸流ファン専用の自動メッシュ作成プログラムを開発した。本プログラムの特徴は前述の翼形状定義方法で得られたデータを直接入力することにより必要なメッシュデータを作成できることである。入力データは翼断面の点列データとメッシュ数・メッシュの寄せ比率、出力データはメッシュの接点・要素・境界条件とした。

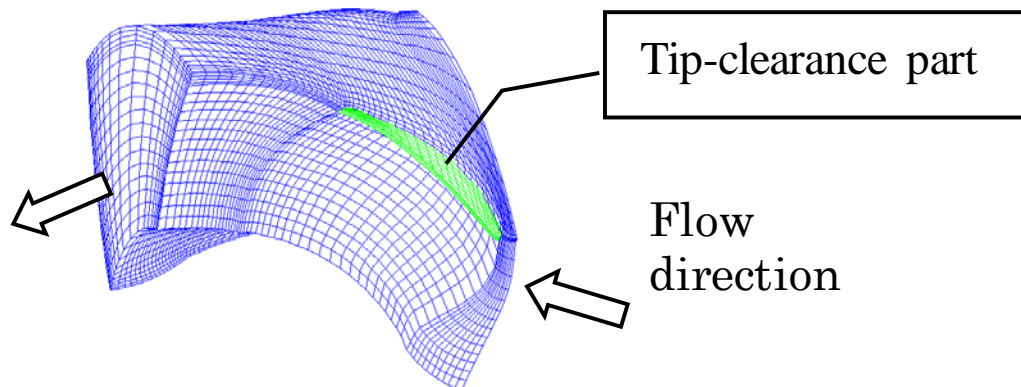
図 2.3 に本プログラムで作成したメッシュの例を示す。設計ツールでは計算時間が短いことが重要であるためメッシュは一翼間を六面体 H 型メッシュで分割した。翼間のメッシュは楕円型偏微分方程式による形成法を用いて分割した<sup>(44)</sup>。

メッシュは吸込部、翼間部、チップクリアランス部、吐出部から構成した。吸込部と吐出部は小型軸流ファンの測定時に用いたチャンバーを模擬し、広い空間として設けた。吸込部と吐出部の直径はプロペラ外径の 4 倍、回転軸方向の長さはプロペラ外径の 3 倍とした。翼間部のメッシュの分割数は軸方向に 54 分割（翼部分は 24 分割）、周方向に 18 分割、半径方向に 14 分割とした。翼間のメッシュ数は 13,608 要素である。チップクリアランス部のメッシュの分割数は周方向に 6 分割、半径方向に 4 分割とした。全体のメッシュ数は 45,000 要素とした。

数値最適化手法により選定された設計変数の中には、本プログラムにより作成されたメッシュが極端に歪んだり、ネガティブボリュームになったりする場合がある。本設計ツールでは、このようなメッシュの極端な歪みやネガティブボリュームが生じた場合には、再度、数値最適化手法により設計変数を選定し直す機能を設けた。



(a) Perspective view of computational grids



(b) Enlarged view of partial grids in blade passage

図2.3 作成したメッシュの例

### (3) 流体解析及び性能評価の方法

流体解析のソルバーは市販ソフトウェア STAR-CD Version 3.15<sup>(45)</sup>を採用し，計算は非圧縮性定常乱流解析とした．乱流モデルは  $k-\varepsilon$  モデルを用いた．Navier-Stokes 方程式の離散化の計算スキームは風上 1 次差分スキームを採用した．境界条件は吸込部の入口で流速一定，吐出部の出口で自由流出とした．周方向の境界には周期境界を設定した．

設計ツールでは流体解析で得られた計算結果からファンの性能を評価する情報を取り出す必要がある．本設計ツールでは流量と回転数を入力とし，静圧上昇と静圧効率を出力とした．静圧上昇は吸込部入口と吐出部出口の静圧上昇とし，軸動力は翼面にかかるトルクと回転数から計算した．静圧効率は流量，静圧上昇，軸動力から計算した．



(4) 数値最適化手法

数値最適化手法は大域的に形状を探索するために焼きなまし法(Simulated Annealing : SA)を用いた<sup>(46)</sup>. 図 2.4 にファンの流量に対する静圧上昇と静圧効率の模式図を示す. 本設計ツールでは最適化の目的関数を仕様点流量での静圧効率とした. 通常, 小型軸流ファンの開発においては, 仕様点はファンが最も頻繁に動作すると想定される流量を選定する. また, 制約条件を仕様点流量での静圧上昇とし, 最適形状の静圧上昇は与える静圧上昇の範囲内に収まるようにした. 本設計ツールでは, 流体解析で得た結果から, 静圧効率を増加させる方向に次に計算する翼形状を選定し, 再び静圧効率を計算する. このループを繰り返すことで最終的に静圧効率を最大化した翼形状が得られる. 本設計ツールを用いることにより, 初期形状と探索する設計変数の範囲及び仕様点流量と制約条件とした静圧上昇の範囲を与えるだけで最適形状を得ることができる. 探索する設計変数の範囲は, 初期形状の設計変数に対して, それぞれの設計変数の最大値と最小値を与えた.

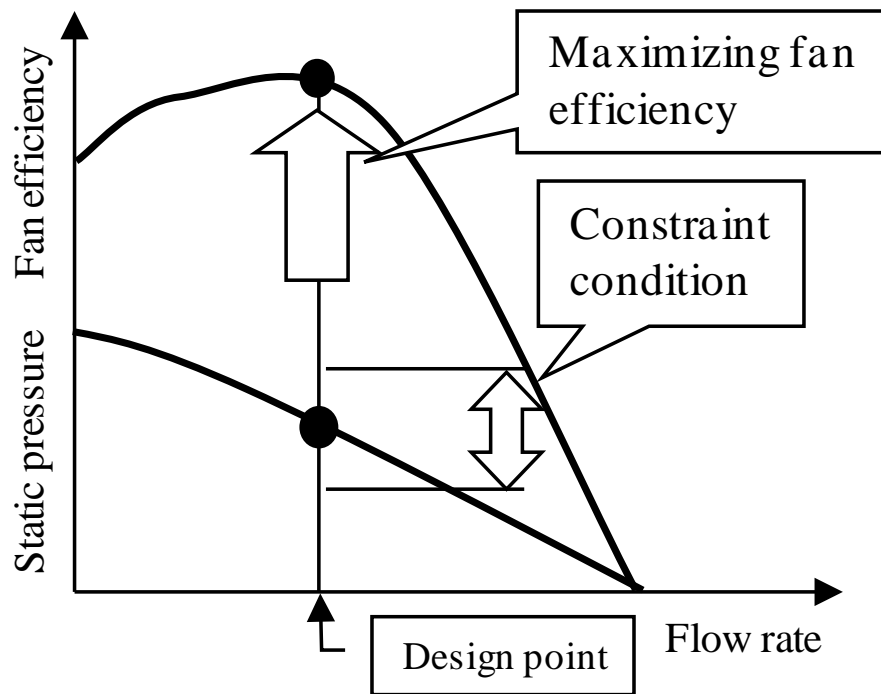


図2.4 ファンの流量に対する静圧上昇と静圧効率の模式図

## 2.2 計算精度及び計算時間

CFD によるファンの研究において、メッシュ数と計算スキームの計算精度、計算の安定性及び計算時間の影響を把握することは重要である。そこで開発した設計ツールを用いた最適設計に先立ってこれらの影響について調べた。対象とした形状は最適設計の初期形状として採用するプロペラ外径 113mm の従来製品とした。回転数は 3000rpm とした。

図 2.5 にメッシュ数に対する静圧上昇と静圧効率の計算結果と計算時間を示す。流量は  $2.3\text{m}^3/\text{min}$  とした。計算したメッシュ数は 45,000 要素, 76,704 要素, 127,240 要素, 176,608 要素, 437,624 要素の 5 種類とした。静圧上昇はメッシュ数 437,624 要素の計算結果に対する比の増分, 静圧効率は 437,624 要素の計算結果に対する差, 計算時間は 45,000 要素の計算時間に対する比で示す。

静圧上昇はメッシュ数が少なくなるほど増加した。45,000 要素の静圧上昇の計算結果は 437,624 要素に比べて 17% 増加した。静圧効率もメッシュ数が少なくなるほど増加する傾向だが, 127,240 要素以下ではほとんど増加しなかった。45,000 要素の計算結果は 437,624 要素に比べて, 静圧効率で 2.3% 増加した。一方で, 437,624 要素の計算時間は 45,000 要素の 14.6 倍となった。最適化自動設計ツールは計算精度とともに短い計算時間で最適設計できることも重要である。そこで本設計ツールでは計算精度と計算時間のトレードオフを考慮してメッシュ数 45,000 要素を採用した。

図 2.6 に異なる計算スキームによる計算結果と実験結果との比較を示す。メッシュ数は 45,000 要素とした。流量係数  $\Phi$  と静圧係数  $\Psi_s$ , 静圧効率の差  $\Delta \eta_s$  は式(2.5)～(2.7)により定義した。静圧効率は流量係数  $\Phi = 0.21$  での静圧効率(実験結果)との差  $\Delta \eta_s$  で示す。

$$\Phi = \frac{4Q}{\pi D_t^2 u_t} \quad (2.5)$$

$$\Psi_s = \frac{2\Delta P_s}{\rho u_t^2} \quad (2.6)$$

$$\Delta \eta_s = \frac{Q P_s}{P} - \eta_{s_{ini\_exp}} \quad (2.7)$$

ここで  $Q$  は流量,  $D_t$  は翼端外径,  $u_t$  は翼端周速度,  $\Delta P_s$  は静圧上昇,  $P$  は軸動力である。 $\eta_{s_{ini\_exp}}$  は初期形状における流量係数  $\Phi = 0.21$  での静圧効率の実験結果である。

調べた計算スキームは風上 1 次差分スキームと 2 次精度の TVD(Total Variation Diminishing)スキームとした。流量係数  $\phi=0.21$  では静圧上昇及び静圧効率ともに TVD スキームの計算結果のほうが風上 1 次差分スキームよりも実験結果に近い値になった。また、流量に対する静圧上昇と静圧効率の変化の傾向は TVD スキームの計算結果のほうが風上 1 次差分スキームよりも実験結果に近くなった。しかし、実験結果に比べて絶対値は大きい風上 1 次差分スキームでも  $0.17 < \phi < 0.21$  での静圧上昇の右上がり特性を捉えられた。一方、TVD スキームの計算時間は風上 1 次差分スキームの 2 倍であった。また、TVD スキームは流量係数  $\phi=0.17$  では収束解が得られなかった。以上により、計算精度、計算時間及び計算の安定性のトレードオフを考慮して、本設計ツールでは風上 1 次差分スキームを採用した。

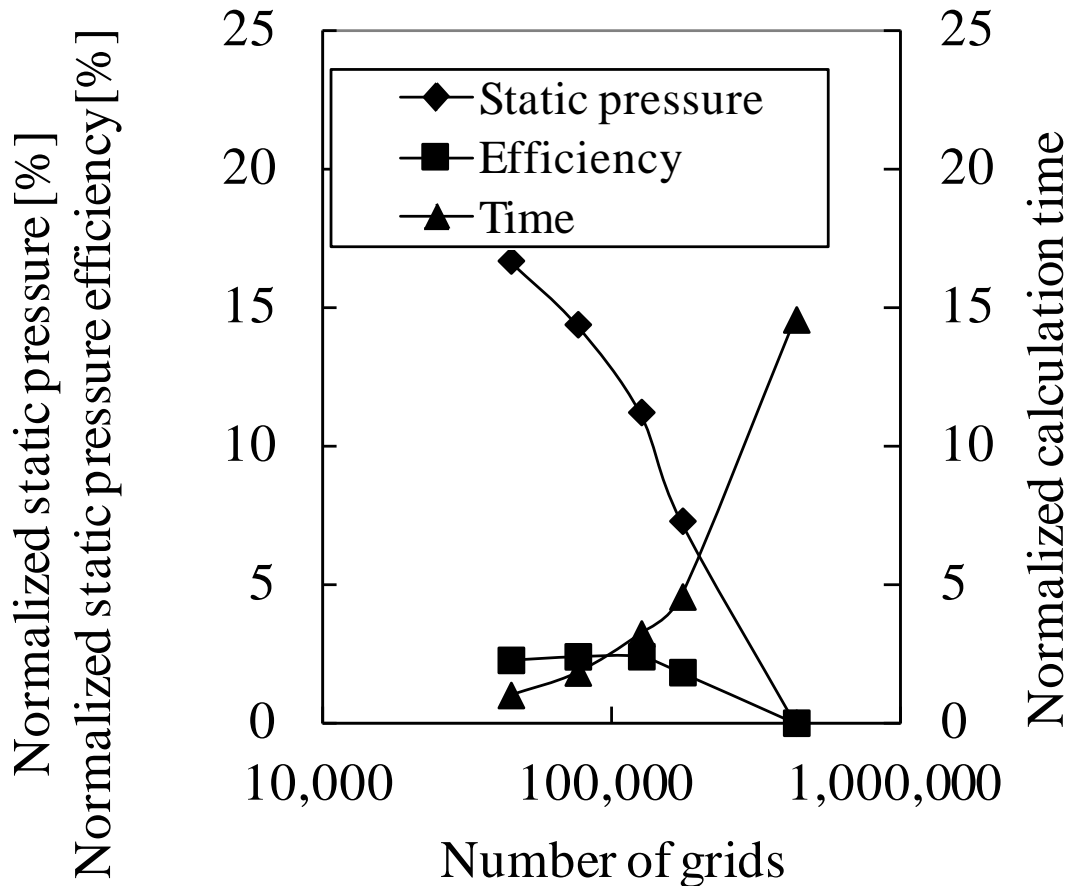


図2.5 メッシュ数に対する静圧上昇と静圧効率の計算結果と計算時間

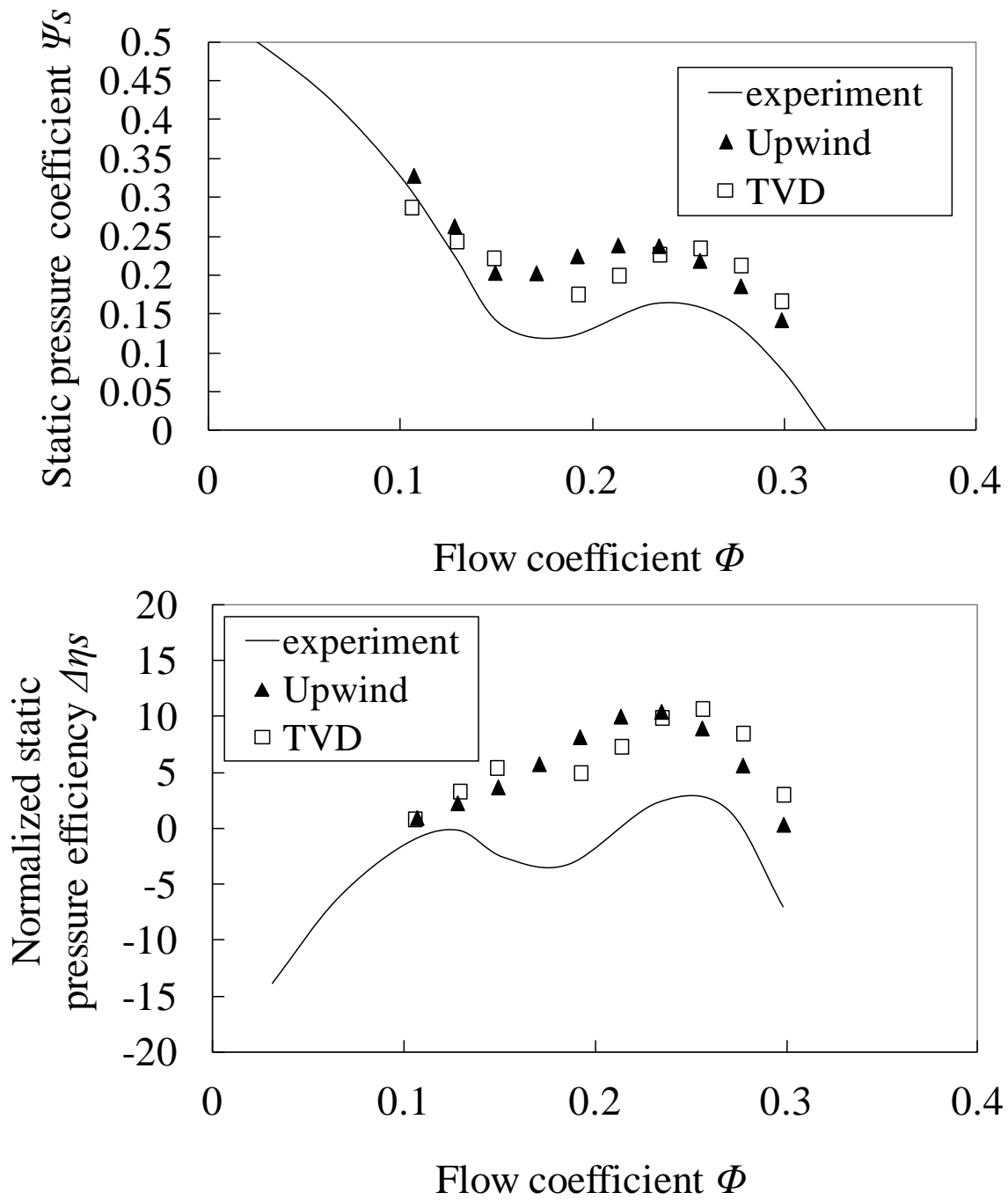


図2.6 異なる計算スキームによる計算結果と実験結果との比較

## 2.3 最適設計の結果及び考察

### (1) 最適設計の結果

従来製品を初期形状として小型軸流ファンを最適設計した。仕様点流量は  $2.3\text{m}^3/\text{min}$  とした。初期形状の翼の設計渦形式は半強制渦形式である。プロペラ外径は  $113\text{mm}$ ，チップクリアランスは  $0.85\text{mm}$  とした。初期形状は仕様点流量付近で流量に対する静圧上昇が右上がりとなるため静圧上昇と静圧効率が低下する特性がある。

探索した設計変数は翼入口角  $\beta_{bl}$ ，渦形式係数  $A$ ，弦節比  $\sigma$ ，最大厚さ  $t$ ，前進角  $\gamma$  等とした。探索した設計変数の範囲は，翼枚数は 5 から 9 枚，翼入口角は初期形状の設計値に対して  $\pm 4$  度，渦形式係数  $A$  は 0.0 から 1.0，翼根の半径  $R_h$  と翼端の半径  $R_t$  の比  $\nu$ （ボス比）は 0.43 から 0.64，それ以外の設計変数は初期形状の設計値に対して  $\pm 20\%$  とした。また，回転数も 3000 から 3150rpm で変化させた。制約条件は初期形状での静圧係数に対して  $\pm 25\%$  とした。

図 2.7 に計算回数に対する静圧効率の変化を示す。縦軸の静圧効率は初期形状の静圧効率との差で示す。計算回数の増加に伴い静圧効率は増加し，最適形状の静圧効率は初期形状に比べて 24%増加した。

図 2.8 に計算回数に対する翼形状の変化を示す。初期形状から最適形状に至る過程で大幅に形状が変化した。従来の設計方法では初期形状から最適形状を発想することは困難であると考えられる。このような従来の設計方法にとらわれない翼形状を得られることが本設計ツールの大きな特徴である。

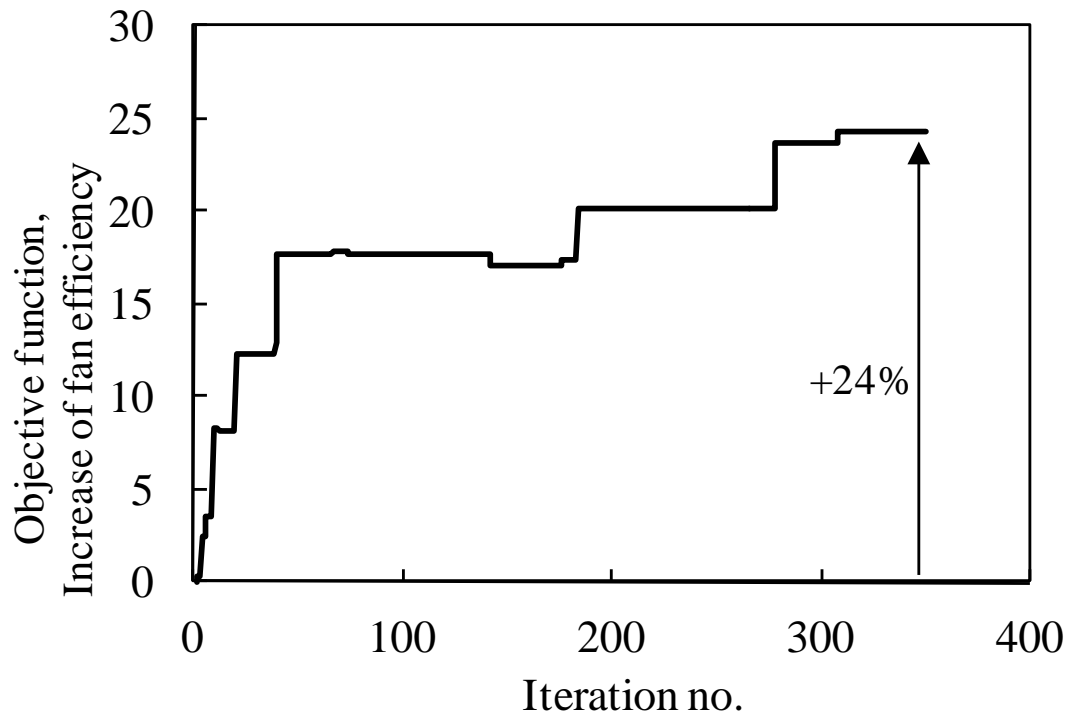


図2.7 計算回数に対する静圧効率の変化

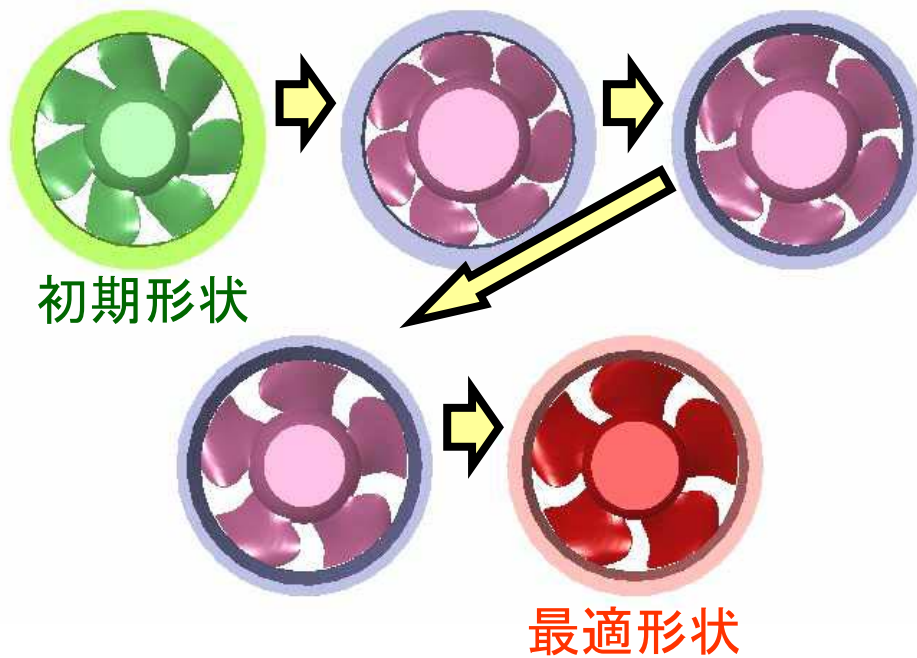


図2.8 計算回数に対する翼形状の変化

(2) 初期形状と最適形状の比較

図 2.9 に初期形状と最適形状の外観の比較を示す．図 2.9 はプロペラを吸込側斜め上方から見た図である．最適形状の翼枚数は 7 枚から 5 枚に変化した．また，最適形状の回転数は初期形状の 3000rpm から 3133rpm に増加した．

図 2.10 に初期形状と最適形状の半径方向の翼入口角  $\beta_{b1}$ ，翼出口角  $\beta_{b2}$ ，弦節比  $\sigma$ ，及び翼弦長  $L$  の比較を示す．最適形状の翼入口角  $\beta_{b1}$  は初期形状に比べて翼根と翼端で増加したが翼間で低下した．翼出口角  $\beta_{b2}$  は翼根で低下したが  $R/R_t > 0.7$  で増加した．これは初期形状が翼端側の負荷が大きい半強制渦形式の設計であったのに対して，最適形状は翼端側の負荷が小さい設計になったことを意味する．

最適形状の弦節比  $\sigma$  は初期形状に比べて翼根で低下したが  $R/R_t > 0.7$  で増加した．翼枚数が 7 枚から 5 枚に変化したため，最適形状の翼弦長  $L$  は初期形状に比べて全域で増大し，翼端ほど増加量が大きくなった．

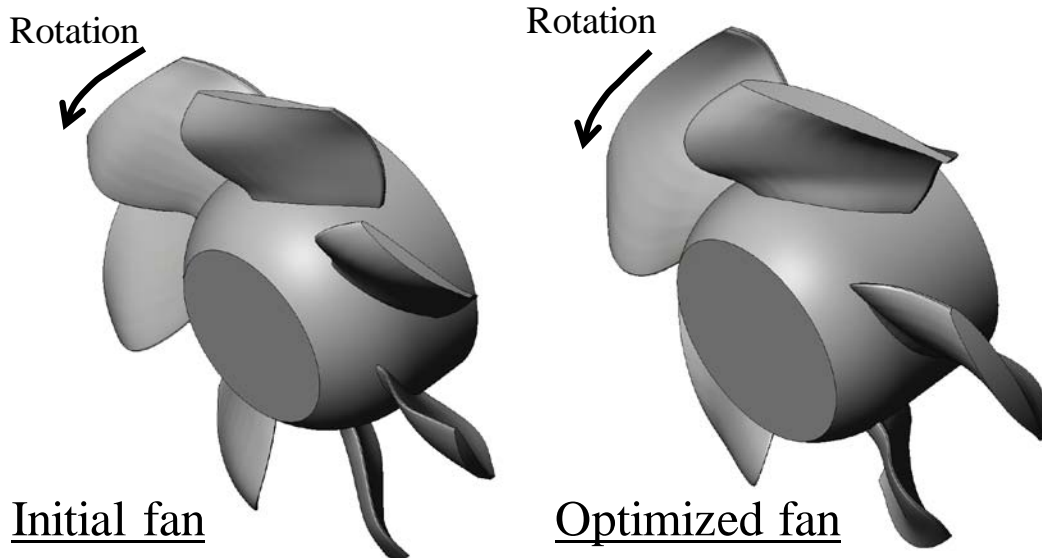


図2.9 初期形状と最適形状の外観の比較

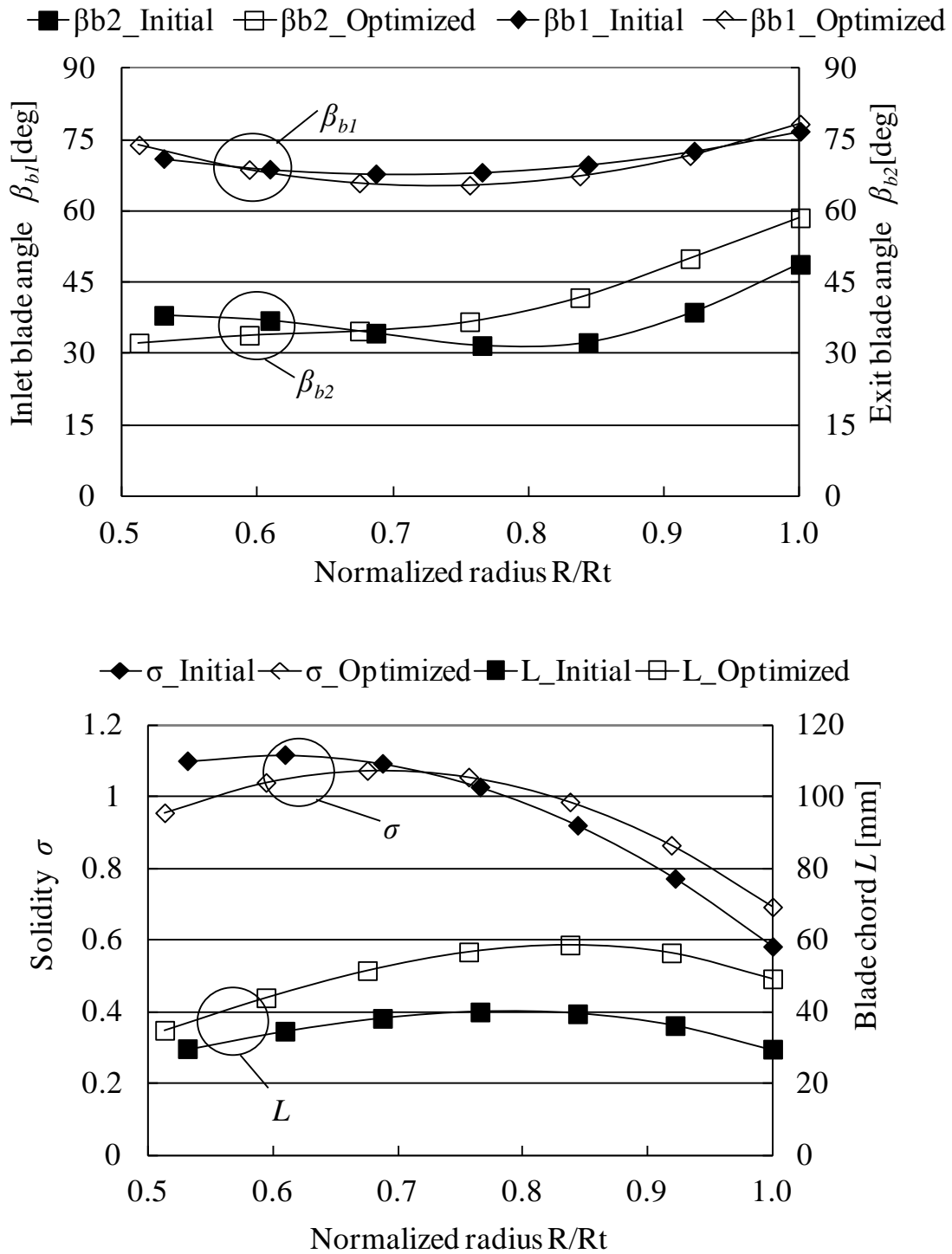


図2.10 初期形状と最適形状の半径方向の翼入口角  $\beta_{b1}$ , 翼出口角  $\beta_{b2}$ , 弦節比  $\sigma$ , 及び翼弦長  $L$  の比較



## 2.4 実験による最適設計の効果確認

最適設計の効果を確認するためにファンを試作・実験した。測定は JIS B8330 に準拠したダブルチャンバーを用いた。図 2.11 に流量係数に対する静圧係数と静圧効率の変化を示す。最適設計では回転数も変化させたため、仕様点流量は初期形状で  $\Phi = 0.21$ 、最適形状で  $\Phi = 0.20$  となる。

初期形状の最高効率点の流量係数は  $\Phi = 0.23$  付近となり、静圧係数  $\Psi_s$  も  $\Phi = 0.23$  付近で極大値となった。そのため仕様点流量  $\Phi = 0.21$  付近では、静圧係数  $\Psi_s$  は流量係数  $\Phi$  に対して右上がりの特性になった。一方、最適形状の最高効率点の流量係数は  $\Phi = 0.23$  付近となり、静圧係数  $\Psi_s$  は流量係数  $\Phi$  に対して全域で右下がりの特性になった。

最適形状の仕様点流量  $\Phi = 0.20$  での静圧効率は、初期形状の仕様点流量  $\Phi = 0.21$  での静圧効率に比べて 17% 増加した。最適形状の  $\Phi = 0.20$  での静圧係数  $\Psi_s$  は初期形状の  $\Phi = 0.21$  での静圧係数  $\Psi_s$  に比べて相対比で 70% 増加した。以上の結果より、本設計ツールにより得られた最適形状は初期形状に比べて静圧効率が向上したことを確認した。

図 2.11 には計算結果も同時に示す。初期形状と最適形状の静圧係数  $\Psi_s$  と静圧効率の差  $\Delta \eta_s$  の計算結果は実験結果に比べて大きくなった。初期形状と最適形状の静圧係数  $\Psi_s$  と静圧効率の差  $\Delta \eta_s$  の大小関係は捉えられた。計算結果が実験結果に対して大きくなる原因はメッシュが粗いことと Navier-Stokes 方程式の離散化に低次のスキームを用いた点が挙げられる。しかし、初期形状の計算結果は、実験結果に比べて絶対値は大きい  $0.17 < \Phi < 0.21$  での静圧上昇の右上がり特性を捉えられた。一方、最適形状の計算結果は流量係数  $\Phi$  に対して右下がりの特性を捉えられた。以上の結果より、計算結果は実験結果の物理メカニズムを定性的に捉えられたと考えられる。これにより以降では計算結果を比較することにより効率改善の要因を考察する。

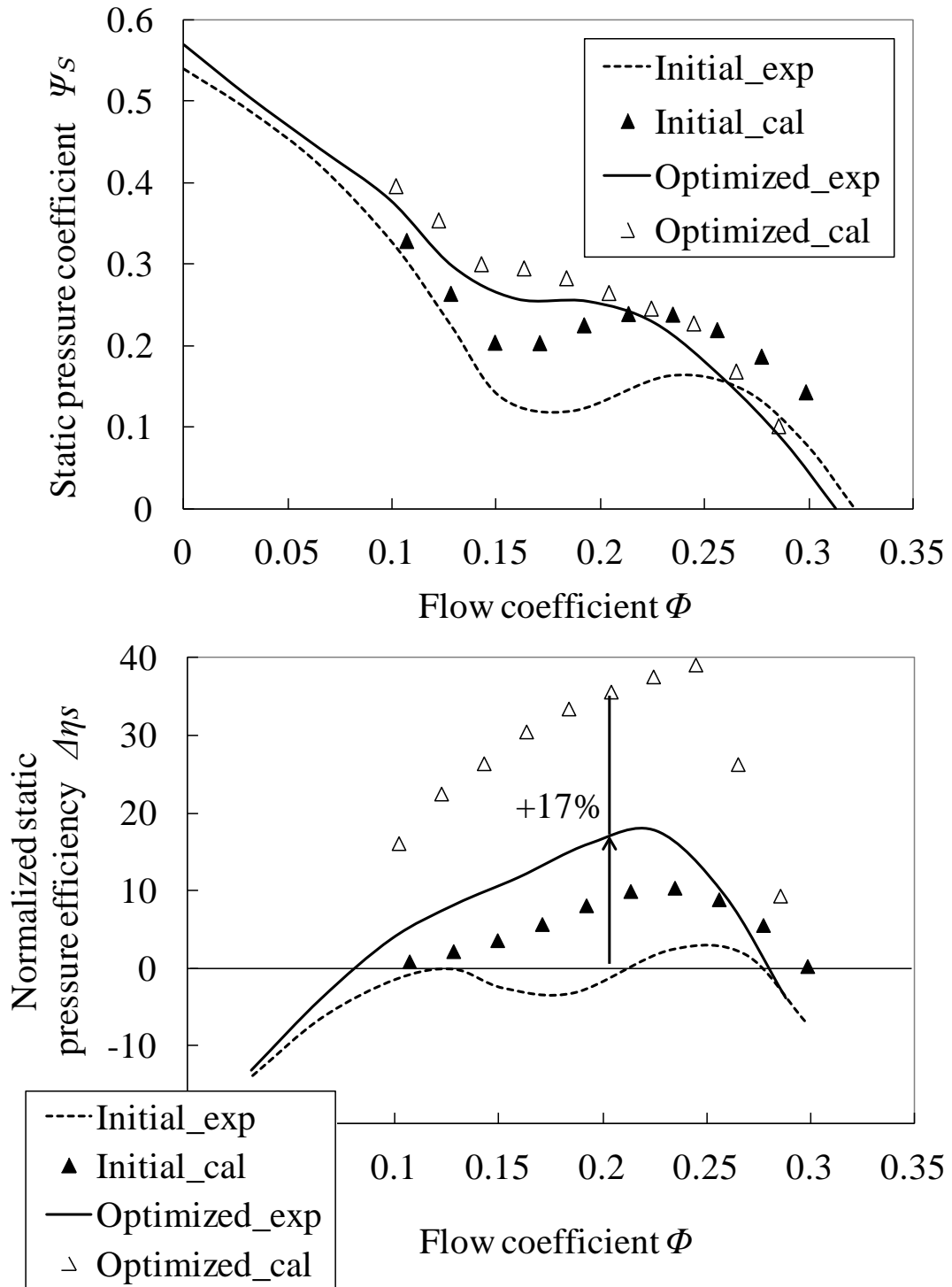
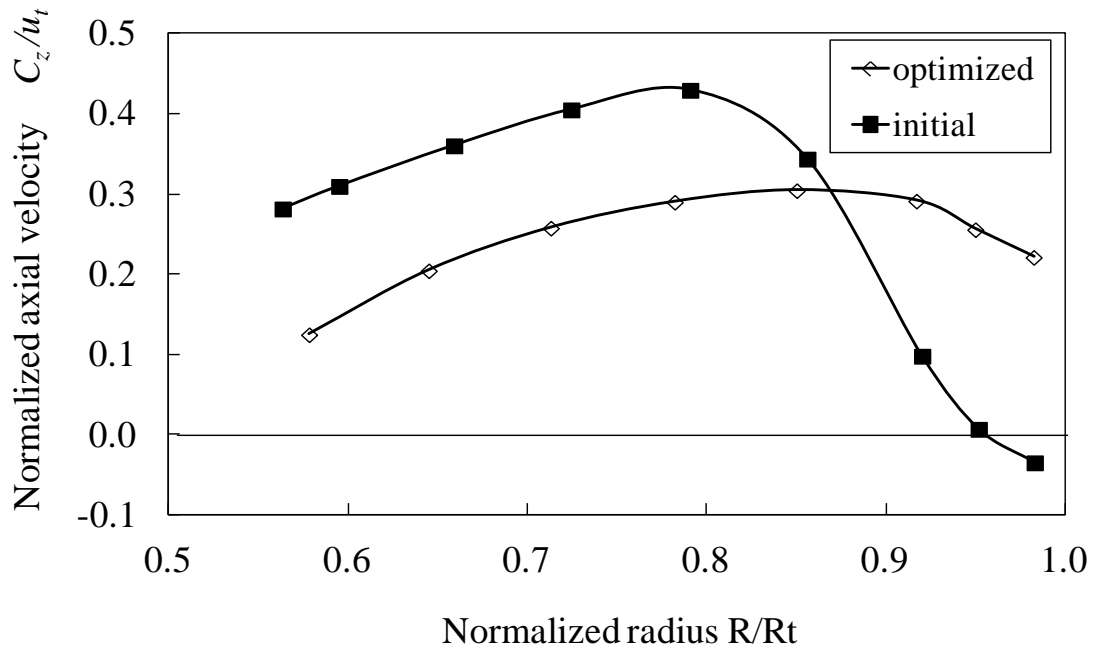


図2.11 流量係数に対する静圧係数と静圧効率の変化

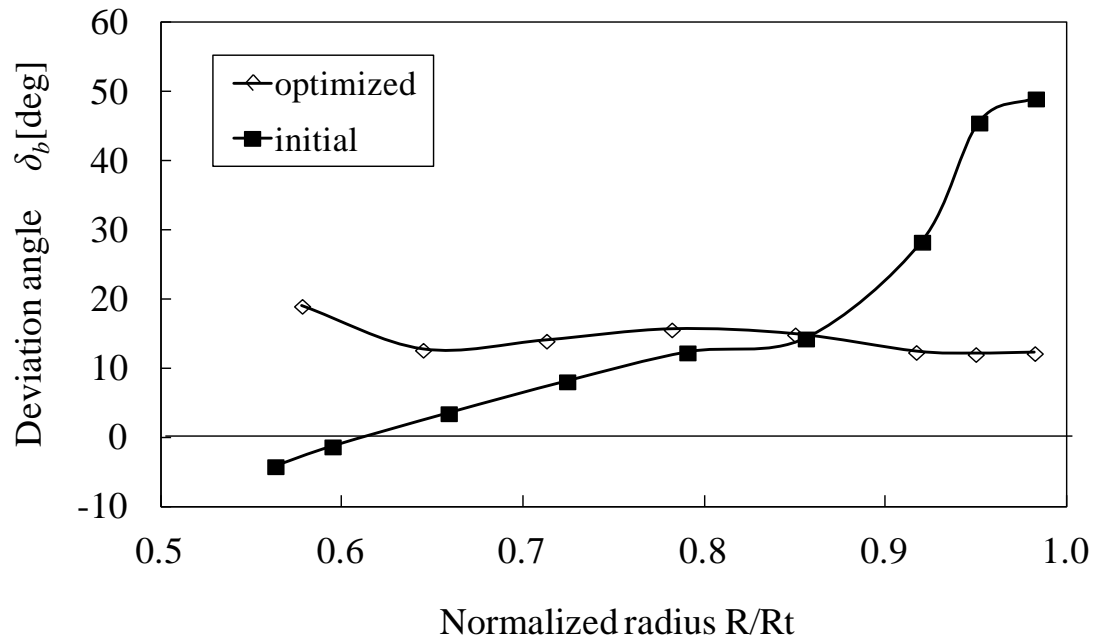
## 2.5 効率改善の要因考察

初期形状と最適形状の計算結果を比較することにより初期形状に比べて最適形状の静圧上昇と効率が改善した要因を調べた。

図 2.12 (a)に初期形状と最適形状の翼出口での軸流速度の比較を示す。軸流速度  $C_z$  は翼端周速  $u_t$  で無次元化した。また、軸流速度  $C_z$  は周方向の平均値で示した。初期形状の軸流速度は  $R/R_t > 0.8$  で急激に低下して  $R/R_t > 0.95$  で負となり流れは逆流した。これに対し最適形状は翼端での逆流は見られなかった。図 2.12 (b)に初期形状と最適形状の翼出口での偏差角の比較を示す。偏差角  $\delta_b$  は流出角  $\beta_2$  と翼の出口角  $\beta_{b2}$  の差である。偏差角  $\delta_b$  は周方向の平均値で示した。初期形状の偏差角は  $R/R_t > 0.85$  で急激に増加した。一方、最適形状の偏差角は翼端での急激な増加はなく、初期形状に比べて半径方向に均一化した。これは最適形状の流れは初期形状に比べて翼端で翼に沿っていることを示している。以上により最適形状は初期形状に比べて翼端で逆流が抑制され、偏差角が低減していることが確認できた。この逆流抑制と偏差角低減が効率改善の要因であるといえる。



(a) Normalized axial velocity



(b) Deviation angle

図2.12 初期形状と最適形状の翼出口での軸流速度と偏差角の比較

次に最適形状における翼端での逆流抑制と偏差角低減の要因を調べた。図 2.13 に初期形状と最適形状の圧力面上静圧分布の比較を示す。静圧  $C_p$  は翼端周速  $u_t$  で無次元化した。後縁側に着目すると、初期形状は翼端で静圧  $C_p$  が高いのに対して、最適形状は翼の中間で静圧  $C_p$  が高い。これは最適形状の半径方向の静圧分布が初期形状に対して変化したことを意味している。すなわち図 2.10 で述べた翼出口角  $\beta_{b2}$  の変化が静圧分布の違いとなってあらわれたといえる。

図 2.14 に初期形状と最適形状の翼端でのコード方向の圧力面と負圧面の静圧差  $\Delta C_p$  の比較を示す。静圧差  $\Delta C_p$  は翼端周速  $u_t$  で無次元化した。横軸は翼端の翼弦長  $L_t$  で無次元化した前縁からの距離を示す。最適形状は  $X/L_t > 40\%$  で初期形状に比べて静圧差  $\Delta C_p$  が低減した。最適形状は翼端側の負荷が小さい設計であるため、翼端後縁での静圧差が小さくなった。そのため翼端での逆流が抑制され、偏差角が低減したといえる。ここで図示しないが、図 2.14 ほどではないが、翼間代表断面でも最適形状の後縁付近の静圧差  $\Delta C_p$  は初期形状に比べて若干低減したことを確認している。翼根断面では初期形状と最適形状はほぼ同等であったことを確認している。

高津らは産業用軸流ファンにおいて翼端負荷の低減により効率が改善することを報告している<sup>(47)</sup>。この研究例から考えても、本研究の小型軸流ファンにおいても翼端負荷の低減が有効であるといえる。以上により、翼端の負荷を低減することが逆流抑制と偏差角低減に寄与し、効率改善の要因となることがわかった。

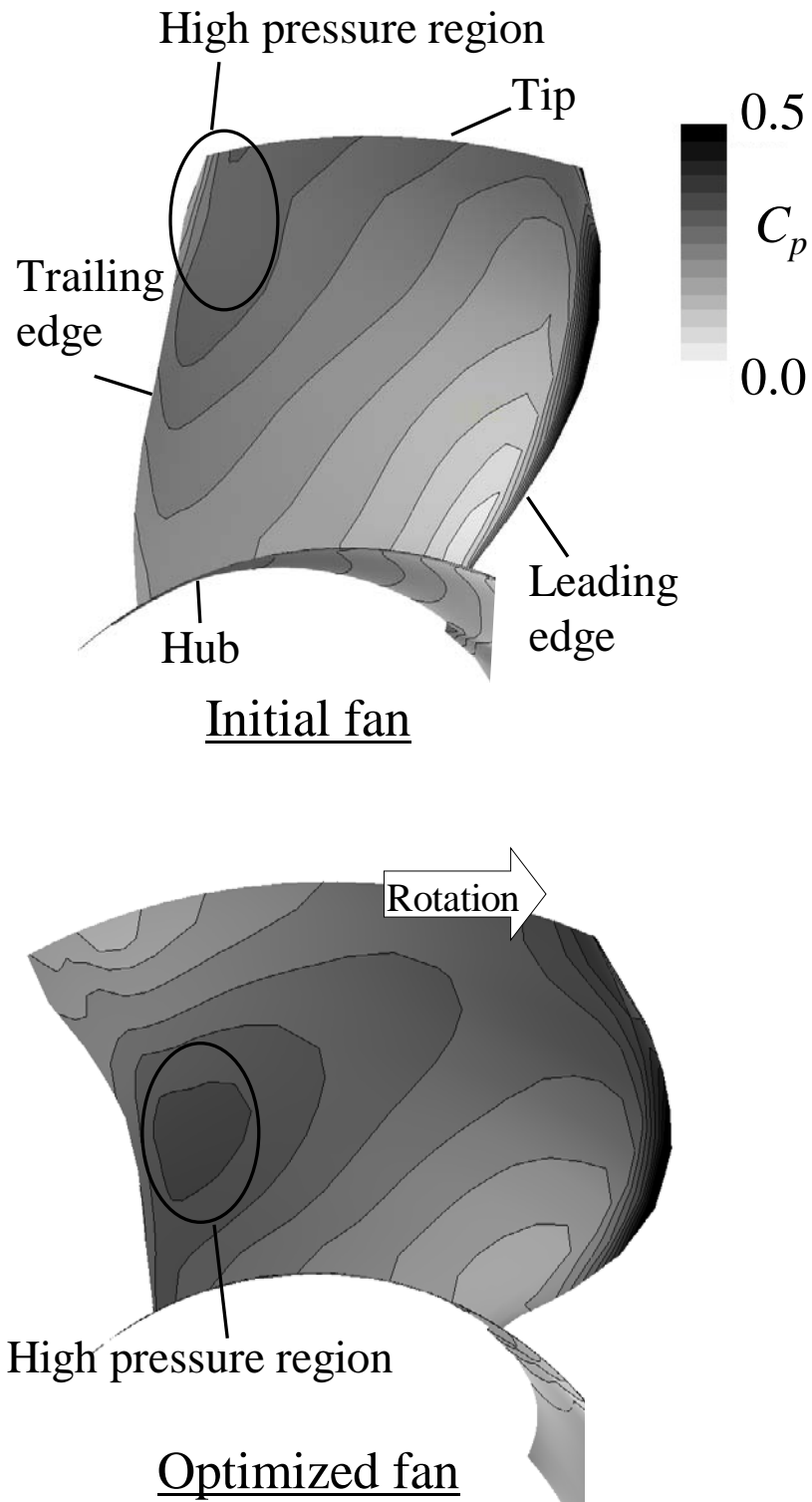


図2.13 初期形状と最適形状の圧力面上静圧分布の比較

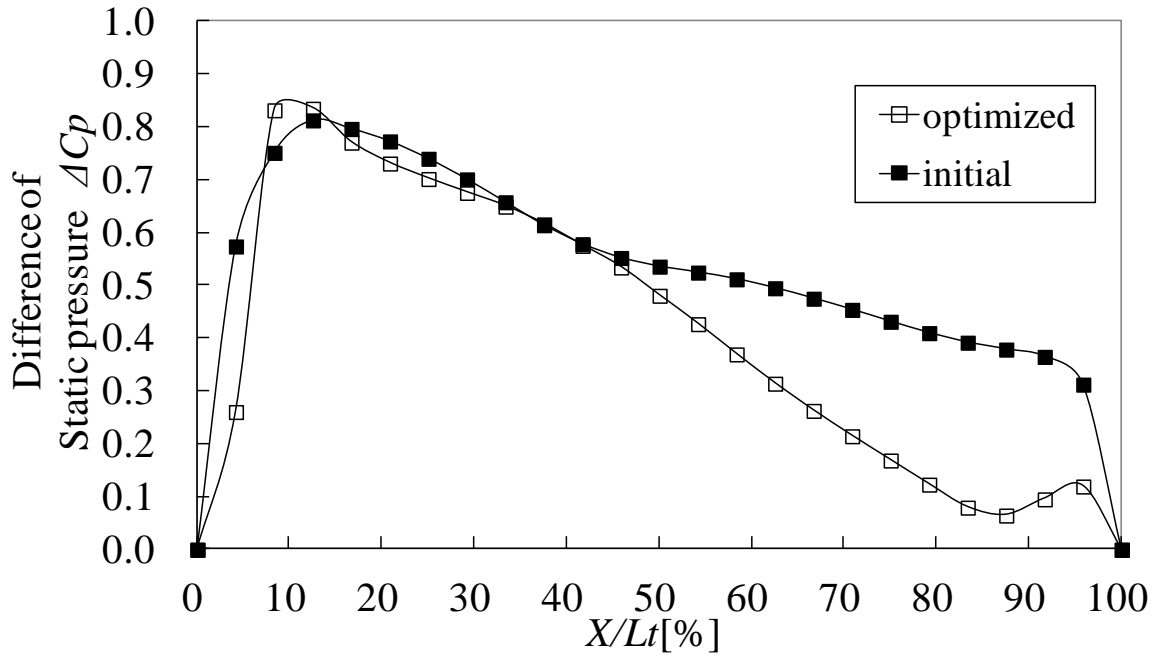


図2.14 初期形状と最適形状の翼端でのコード方向の  
圧力面と負圧面の静圧差  $\Delta C_p$  の比較

## 2.6 第2章のまとめ

小型軸流ファンの高効率化を目的として、CFD と数値最適化手法を組み合わせた静圧効率を最大化する自動設計ツールにより翼形状を設計した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 翼を半強制渦形式で設計した従来製品を初期形状として翼形状を最適設計し、静圧効率が 24%増加した最適形状を得た。
- (2) 最適設計の効果を確認するために、ファンを試作・実験し、最適形状は初期形状に比べて静圧効率が 17%増加したことを確認した。
- (3) 最適形状は初期形状に比べて翼端の翼出口角が大きくなり、翼端の負荷が小さい設計となった。最適形状と初期形状の計算結果を比較した結果、翼端の負荷を小さくすると、翼端での逆流が抑制され偏差角が低減するため効率が改善することがわかった。



## 第3章 小型軸流ファンの翼端漏れ渦の静圧上昇と静圧効率への影響

損失発生メカニズムの解明を目的として、第2章で得られた最適形状の効率改善の要因を分析する。初期形状と最適形状（図2.9）を対象として、第2章で用いた最適設計ツールよりも詳細なCFDにより翼間流れ構造を比較し、翼間流れ構造の静圧上昇と静圧効率への影響を調べた結果について述べる。

### 3.1 対象とする小型軸流ファンと数値計算方法

#### (1) 対象とする小型軸流ファン

表3.1に初期形状と最適形状の主な諸元を示す。プロペラ外径とチップクリアランスは両者共に113mm、0.85mmである。初期形状の翼の設計渦形式は翼端の負荷の大きい半強制渦形式である。これに対して最適形状は翼端の翼出口角 $\beta_{b2}$ が大きく、翼端の負荷が小さい設計である。また、最適形状の翼代表半径Meanと翼端Tipの弦節比 $\sigma$ は初期形状よりも大きい。

表3.1 初期形状と最適形状の主な諸元

Initial fan			Hub	Mean	Tip
Radius ratio	$R/Rt$	-	0.53	0.80	1.00
Inlet angle	$\beta_{b1}$	[deg]	71.0	68.7	76.8
Outlet angle	$\beta_{b2}$	[deg]	38.1	32.0	48.8
Solidity	$\sigma$	-	1.10	0.98	0.58
Blade length	$L$	[mm]	29.6	39.8	29.5
Number of blade	$Z$	-	7		
Optimized fan			Hub	Mean	Tip
Radius ratio	$R/Rt$	-	0.51	0.79	1.00
Inlet angle	$\beta_{b1}$	[deg]	73.9	66.0	78.3
Outlet angle	$\beta_{b2}$	[deg]	32.3	39.1	58.6
Solidity	$\sigma$	-	0.95	1.04	0.69
Blade length	$L$	[mm]	34.8	58.7	49.1
Number of blade	$Z$	-	5		

## (2) 数値計算方法

初期形状に比べて最適形状の効率が改善した要因を調べるために、第 2 章で述べた設計ツールのメッシュよりも解像度の高い細かいメッシュを用いて数値計算を行った。図 3.1 に翼面とハブ面のメッシュを示す。メッシュは第 2 章のメッシュと同様に、一翼間の吸込部，翼間部，チップクリアランス部，吐出部から構成した。吸込部と吐出部の寸法も第 2 章のメッシュと同一とした。翼間部のメッシュの分割数は軸方向に 98 分割（翼部分は 48 分割），周方向に 50 分割，半径方向に 60 分割とした。チップクリアランス部のメッシュの分割数は周方向に 12 分割，半径方向に 20 分割とした。全体のメッシュ数は 872,520 要素とした。流体解析のソルバーは市販ソフトウェアの STAR-CD Version 4.02<sup>(48)</sup>を用いた。乱流モデルは  $k-\epsilon$  モデルを用い，計算は定常解析とした。計算精度を向上させるために Navier-Stokes 方程式の離散化には 2 次精度の TVD(Total Variation Diminishing)スキームを用いた。境界条件は吸込部の入口で流速一定，吐出部の出口で自由流出とした。周方向の境界には周期境界を設定した。

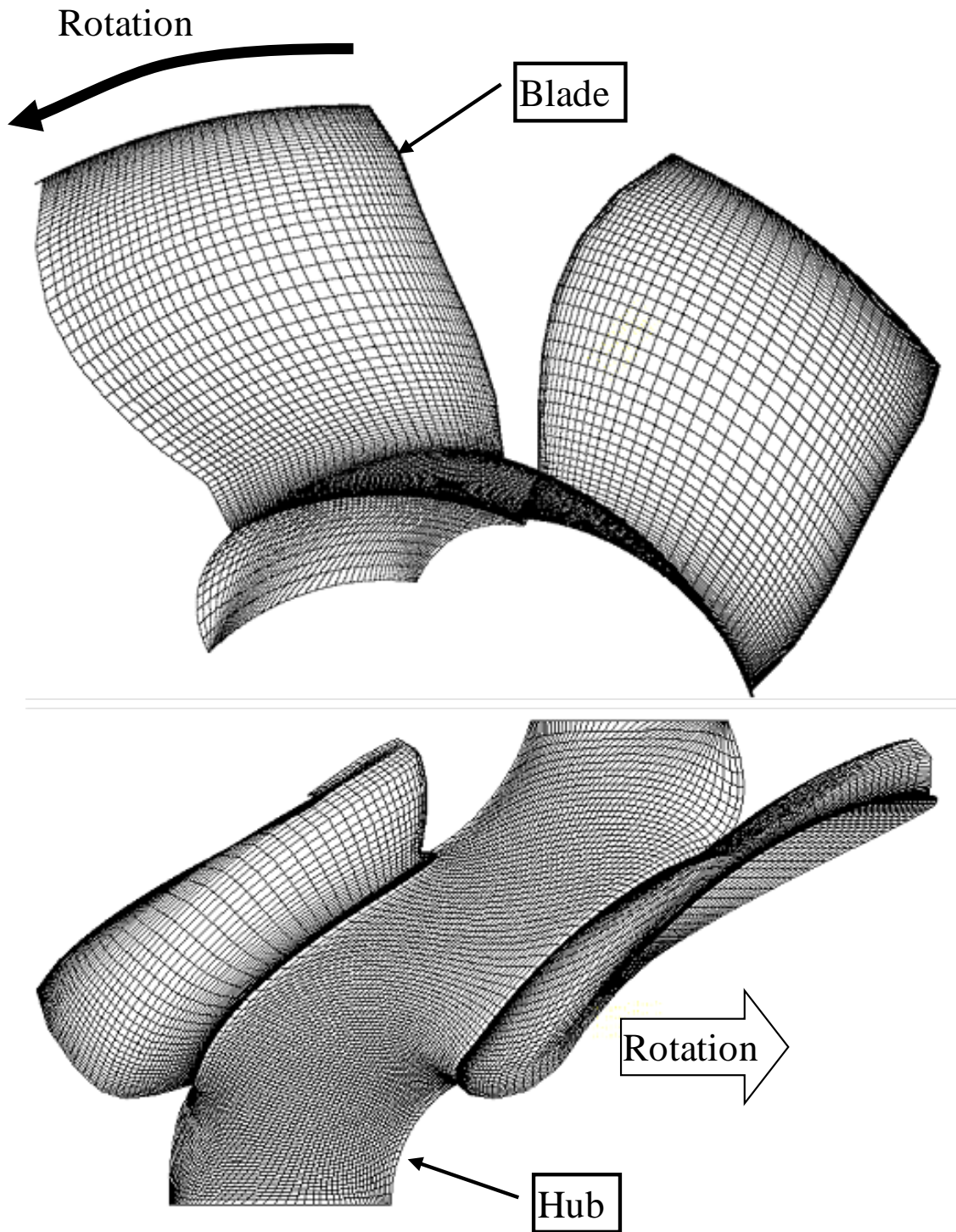


図3.1 翼面とハブ面のメッシュ

### (3) 無次元ヘリシティーと全圧損失係数

本研究では詳細な翼間流れ構造を分析するために、古川が提案している特異点理論に基づいた知的可視化手法<sup>(19)</sup>を用いた。具体的には流れの特徴を捉えるために渦中心を可視化し、可視化した渦中心に式(3.1)に示す無次元ヘリシティー $H_n$ を表示した。

$$H_n = \frac{\vec{\xi} \cdot \vec{w}}{\|\vec{\xi}\| \|\vec{w}\|} \quad (3.1)$$

ここで $\xi$ は絶対渦度、 $w$ は相対速度である。式(3.1)により無次元ヘリシティー $H_n$ は渦度ベクトルと相対速度ベクトルの成す角度の余弦値として定義されているので、無次元ヘリシティー $H_n$ が1となる領域は流れ方向に縦渦が強く巻き上がっていることを示す。また、その符号は流れ方向に対する渦の回転方向を示す。

さらに翼間の損失分析のために Jeong らの方法<sup>(20)</sup>を参考にして式(3.2)に示す全圧損失係数 $\zeta_p$ を用いた。

$$\zeta_p = \frac{(\rho u \times C_\theta - P_t)}{0.5 \rho u_t^2} \quad (3.2)$$

ここで $u_t$ は周速度、 $C_\theta$ は絶対速度周方向成分、 $P_t$ は全圧である。全圧 $P_t$ は入口境界での全圧からの上昇値とした。本研究では吸込領域の入口境界を基準としたため予旋回は無しと仮定した。

## 3.2 実験結果との比較

図 3.2 に流量係数に対する静圧係数と静圧効率の計算結果と実験結果の比較を示す。静圧効率は初期形状の流量係数  $\Phi = 0.21$  での静圧効率（実験結果）との差  $\Delta \eta_s$  で示す。流量係数  $\Phi$  と静圧係数  $\Psi_s$ 、静圧効率の差  $\Delta \eta_s$  は式(3.3)～(3.5)により定義した。

$$\Phi = \frac{4Q}{\pi D_t^2 u_t} \quad (3.3)$$

$$\Psi_s = \frac{2\Delta P_s}{\rho u_t^2} \quad (3.4)$$

$$\Delta \eta_s = \frac{Q P_s}{P} - \eta_{s_{ini\_exp}} \quad (3.5)$$

ここで  $Q$  は流量， $D_t$  は翼端外径， $u_t$  は翼端周速度， $P_s$  は静圧上昇， $P$  は軸動力である。 $\eta_{s_{ini\_exp}}$  は初期形状における流量係数  $\Phi = 0.21$  での静圧効率の実験結果である。

初期形状の静圧係数  $\Psi_s$  において，計算結果は  $\Phi = 0.19$  付近で静圧上昇が低下した。これにより計算結果は  $\Phi = 0.21$  で右上がり特性となる実験結果と同様の傾向を捉えた。最適形状の静圧係数  $\Psi_s$  において，計算結果は  $\Phi = 0.17$  付近で静圧上昇が低下した。実験結果は  $\Phi = 0.17 \sim 0.20$  付近で流量に対する静圧上昇の傾きがほぼゼロとなるが，計算結果はこれを極端に捉えて流量に対する静圧上昇が上に凸状の傾向となった。そのため  $\Phi = 0.17 \sim 0.20$  では弱い失速が起こっていると考えられる。初期形状と最適形状が交差する流量係数は計算結果では  $\Phi = 0.23$  付近，実験結果では  $\Phi = 0.26$  付近であった。初期形状と最適形状が交差する流量係数は異なるが，初期形状と最適形状の静圧係数  $\Psi_s$  の大小関係は計算結果と実験結果でおおむね一致した。

初期形状の静圧効率  $\Delta \eta_s$  において，計算結果は  $\Phi = 0.19$  付近での静圧係数  $\Psi_s$  の低下により静圧効率  $\Delta \eta_s$  も低下した。これにより計算結果は  $\Phi = 0.19$  付近で静圧効率が凹状となる実験結果の傾向を捉えた。また，計算結果は実験結果に比べて大きい値となったが， $\Phi = 0.13$  と  $0.25$  付近で極大値となる実験結果の傾向も捉えた。最適形状の静圧効率  $\Delta \eta_s$  において，計算結果は実験結果よりも大きい値となった。初期形状と最適形状の静圧効率  $\Delta \eta_s$  の大小関係は計算結果と実験結果で一致した。

以上により，計算結果は実験結果よりも大きい値となる傾向があったが，計算結果は流量に対する静圧上昇と静圧効率の変化と初期形状と最適形状の大小関係を捉えた。これにより以降では流量係数  $\Phi = 0.21$  での計算結果を比較する。

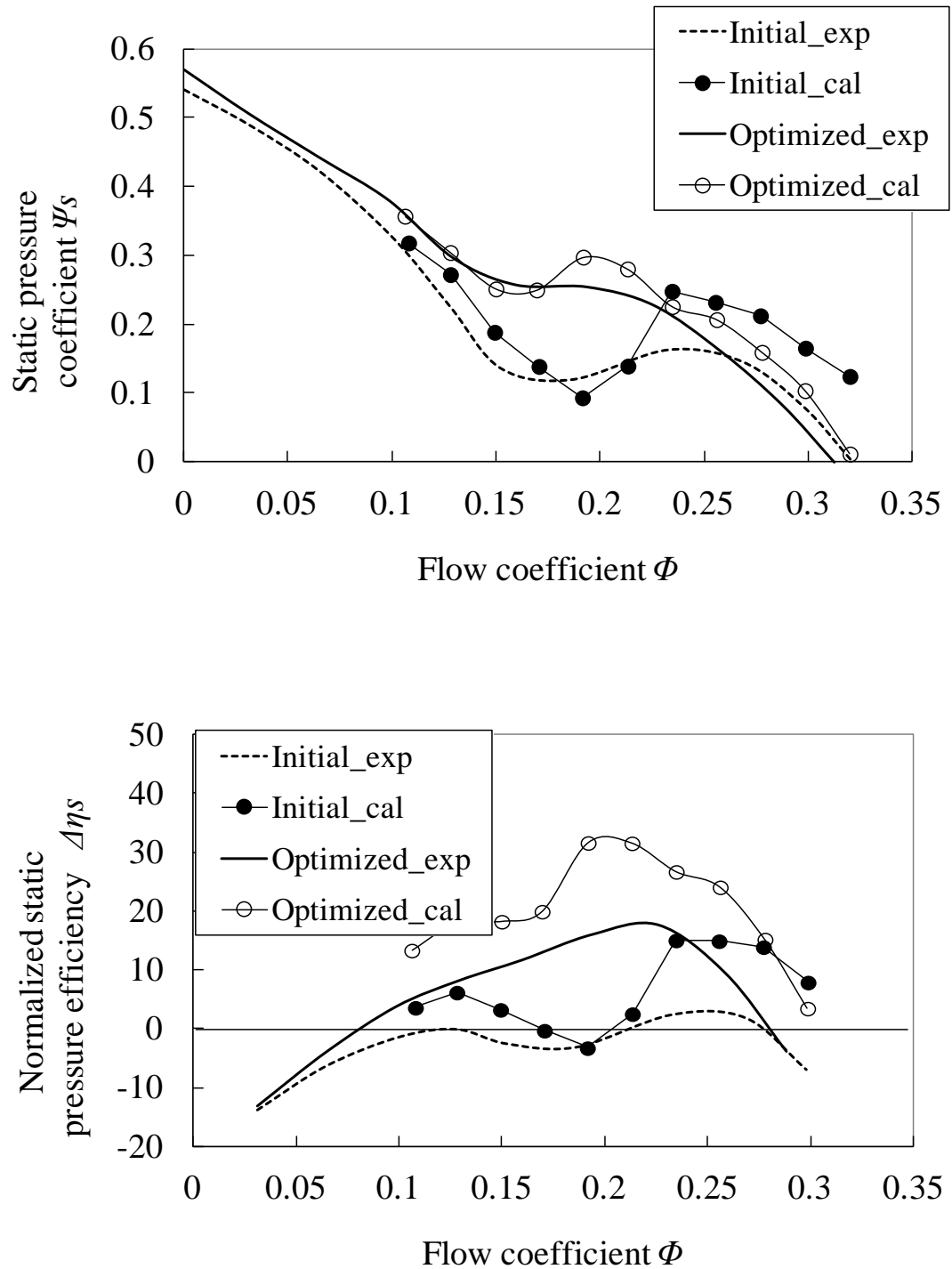


図3.2 流量係数に対する静圧係数と静圧効率の計算結果と実験結果の比較

### 3.3 翼端での翼間流れ場の比較

図 3.3 に初期形状と最適形状での渦中心の比較を示す。可視化した渦中心に無次元ヘリシティー  $H_n$  を表示する。図 3.4 は初期形状と最適形状での渦中心まわりの流線の比較を示す。流線に相対速度  $w$  を表示する。相対速度  $w$  は翼端周速度  $u_t$  で無次元した。初期形状と最適形状の両方において翼端の圧力面から負圧面に巻き上がる翼端漏れ渦が捉えられた。

図 3.3 において、初期形状の無次元ヘリシティー  $H_n$  は渦中心に沿って 1 から -1 まで低下し、その後、1 まで増加した。渦中心は隣の翼の圧力面に向かった後、隣の翼の前縁に回りこんだ。一方、最適形状の翼端漏れ渦は初期形状と異なり、無次元ヘリシティーの変化はなく 1 を保ったまま隣の翼に向かわずに翼間を通過した。そのため翼端漏れ渦は隣の翼と干渉しなかった。

図 3.4 において初期形状の流線は無次元ヘリシティー  $H_n$  が -1 になる付近で広がり、その後、隣の翼をチップクリアランスの部分で乗り越えて通過する流線と、隣の翼の前縁に回りこむ流線に分かれた。これにより初期形状の翼端漏れ渦は隣の翼にまで影響を及ぼしていることがわかった。また、初期形状の流線の相対速度  $w$  は渦に沿ってほぼ 0 まで低下し、渦中心付近ではほとんど流れが澱んだ。一方、最適形状の流線は初期形状のように広がることなく翼間を通過した。最適形状の相対速度  $w$  は渦に沿って減速するが、初期形状のように 0 までは低下しなかった。

以上のように初期形状の翼端漏れ渦は、翼間で渦中心にそって渦構造が変化した。翼端漏れ渦については、古川らが軸流圧縮機動翼を対象として調べている<sup>(22)</sup>。古川らは渦構造の翼間での変化は渦崩壊の特徴であると指摘している。古川らの研究例から考えても、本研究の初期形状の計算結果で捉えられた翼端漏れ渦も翼間で崩壊しているといえる。

図 3.5 に翼端付近  $R/R_t=97\%$  を通る円筒断面での軸流速度  $C_z$  を示す。軸流速度  $C_z$  は翼端周速度  $u_t$  で無次元化した。初期形状の軸流速度  $C_z$  は翼間のほぼ全域で逆流した。第 2 章において、初期形状の翼端後縁での圧力面と負圧面の静圧差が最適形状よりも大きいことが翼出口翼端での逆流の要因であると述べた。図 3.5 で示す初期形状の逆流はこの翼端後縁での大きい静圧差が要因である。März らは軸流圧縮機を対象とした CFD による翼間流れの分析により、翼端のコード長で無次元化したチップクリアランスが広い場合には翼端付近で軸流速度の逆流領域が広がり、この逆流が翼端漏れ流れを上流に押し戻すことを示している<sup>(23)</sup>。初期形状と最適形状のチップクリア

ランスは  $0.85\text{mm}$  で同一だが、初期形状の翼弦長は最適形状よりも短いため、初期形状は März らの研究例のチップクリアランスが広い場合に近いと考えられる。以上に、図 3.3 で示した初期形状の翼端漏れ渦中心が最適形状に比べて周方向に向く現象は、逆流の影響によるものであるといえる。

図 3.6 に全圧損失係数  $\zeta_p$  の分布を示す。翼端漏れ渦付近で全圧損失係数  $\zeta_p$  が高い領域が確認できた。初期形状は最適形状に比べて全圧損失係数  $\zeta_p$  の高い領域が広がった。これは図 3.5 で示した逆流の影響によるものである。この全圧損失係数  $\zeta_p$  の高い領域の違いが静圧上昇と静圧効率に影響を及ぼす要因である。

図 3.7 に初期形状と最適形状の  $R/R_t=97\%$  を通る円筒断面での翼端前縁付近の相対速度ベクトルを示す。図 3.5 で示した逆流の影響により初期形状の入射角は最適形状に比べて大きくなった。



### 3.4 静圧上昇と静圧効率改善の要因考察

初期形状と最適形状の違いは流量係数  $\phi = 0.21$  における翼端漏れ渦の崩壊の有無、翼端漏れ渦の隣の翼への干渉、逆流領域の広さであることがわかった。さらに、これらが全圧損失係数  $\zeta_p$  の高い領域の違いとなって静圧上昇と静圧効率に影響を及ぼすことがわかった。Jeong<sup>(20)</sup>らの研究では計算した全てのケースで渦崩壊が見られたが、比較的渦崩壊が弱いケースでは全圧損失係数  $\zeta_p$  の高い領域が狭くなり効率が改善したと報告しており、本研究と同様の傾向が示されている。これらをふまえて、最適形状が初期形状に比べて静圧上昇と静圧効率が改善した要因について考察する。

初期形状は表 3.1 で示したように翼端の翼出口角  $\beta_{b2}$  が最適形状に比べて小さいため翼端の負荷が大きく、図 3.5 で示したように逆流が発生する。これにより図 3.7 で示したように入射角が大きくなり、図 3.3 で示したように翼端漏れ渦は前縁付近から巻き上がる。翼端漏れ渦は図 3.5 で示した逆流により上流側に押し戻される。翼端漏れ渦の軌跡は周方向に傾くため、渦は周方向の大きな逆圧力勾配によって崩壊する。渦は隣の翼の圧力面にも影響を及ぼし、渦中心付近の逆流領域は翼間全体に広がる。特に渦崩壊した領域には強い逆流が生じる。これにより図 3.6 で示したように全圧損失係数  $\zeta_p$  が増大し、静圧上昇と静圧効率が低下する。

最適形状は表 3.1 で示したように翼端の翼出口角  $\beta_{b2}$  が初期形状に比べて大きいいため翼端の負荷が小さい。これにより図 3.5 で示したように翼端付近の逆流は弱く、翼端漏れ渦は上流側に押し戻されることはなく、逆流領域も翼間全体には広がらない。これにより図 3.6 で示したように全圧損失係数  $\zeta_p$  の高い領域は渦中心のみにとどまるため静圧上昇と静圧効率は低下しない。図 3.7 で示したように最適形状の入射角は小さいため、図 3.3 で示したように翼端漏れ渦は前縁よりも下流側で巻き上がる。翼端漏れ渦は崩壊せずに翼間を通過し隣の翼とは干渉しない。最適形状の翼枚数は 5 枚で初期形状の 7 枚よりも少ないため翼間のピッチは 7/5 倍大きい。このピッチの違いが翼端漏れ渦の隣の翼への干渉を抑制する効果にもなっている。一方、最適形状は翼端の負荷が小さい設計であるため弦節比  $\sigma$  を初期形状と同一とすると理論全圧を確保できない。そこで最適形状は表 3.1 で示したように翼代表半径 Mean と翼端 Tip の弦節比  $\sigma$  を大きくすることにより理論全圧を確保している。

以上により静圧上昇と静圧効率改善の要因は、翼端の翼出口角  $\beta_{b2}$  の増加、弦節比  $\sigma$  の増加、翼枚数の低減であるといえる。これにより翼端漏れ渦の崩壊が抑制され、逆流領域が狭まるため全圧損失係数が低減する。

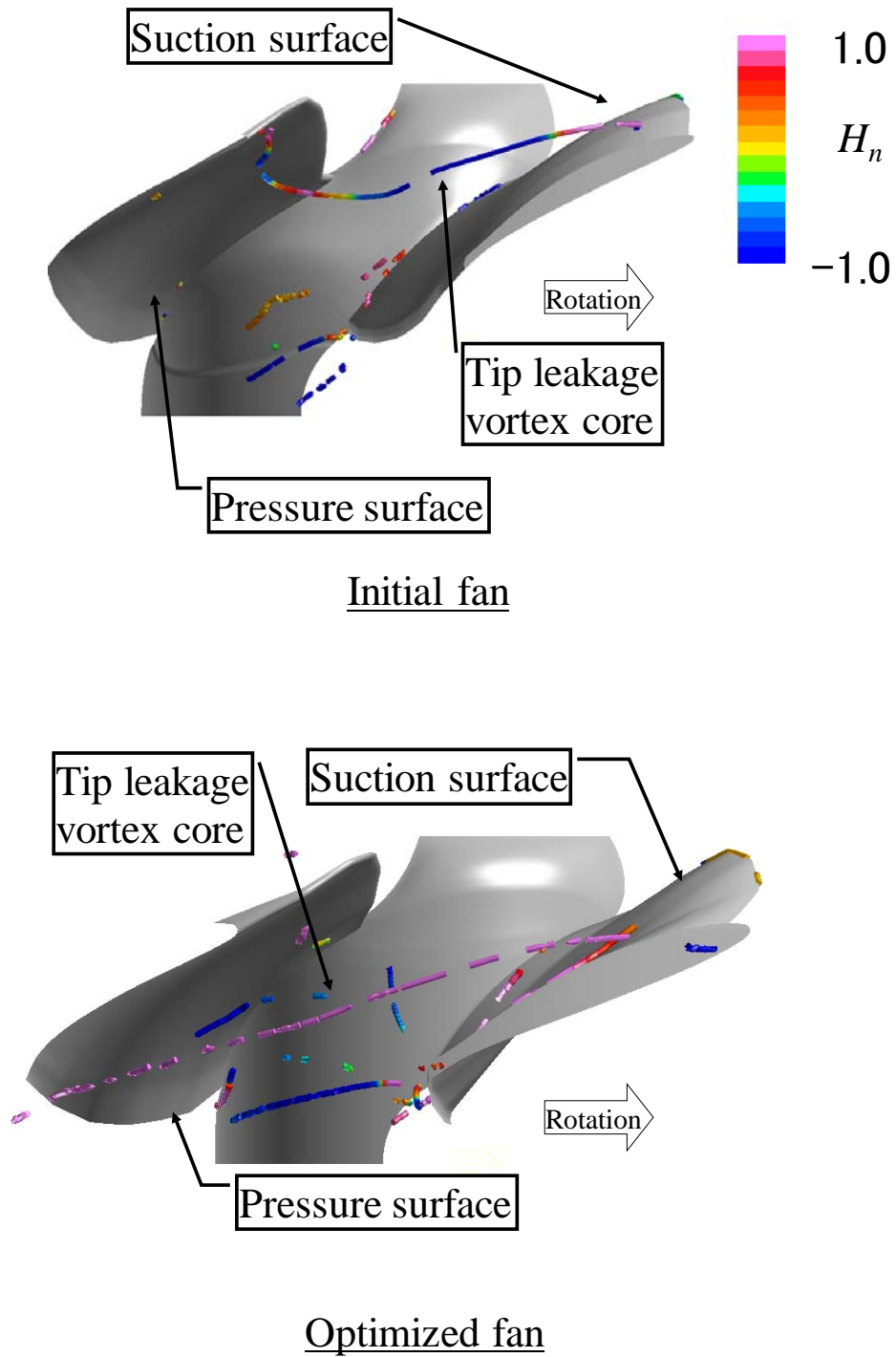


図3.3 初期形状と最適形状での渦中心の比較

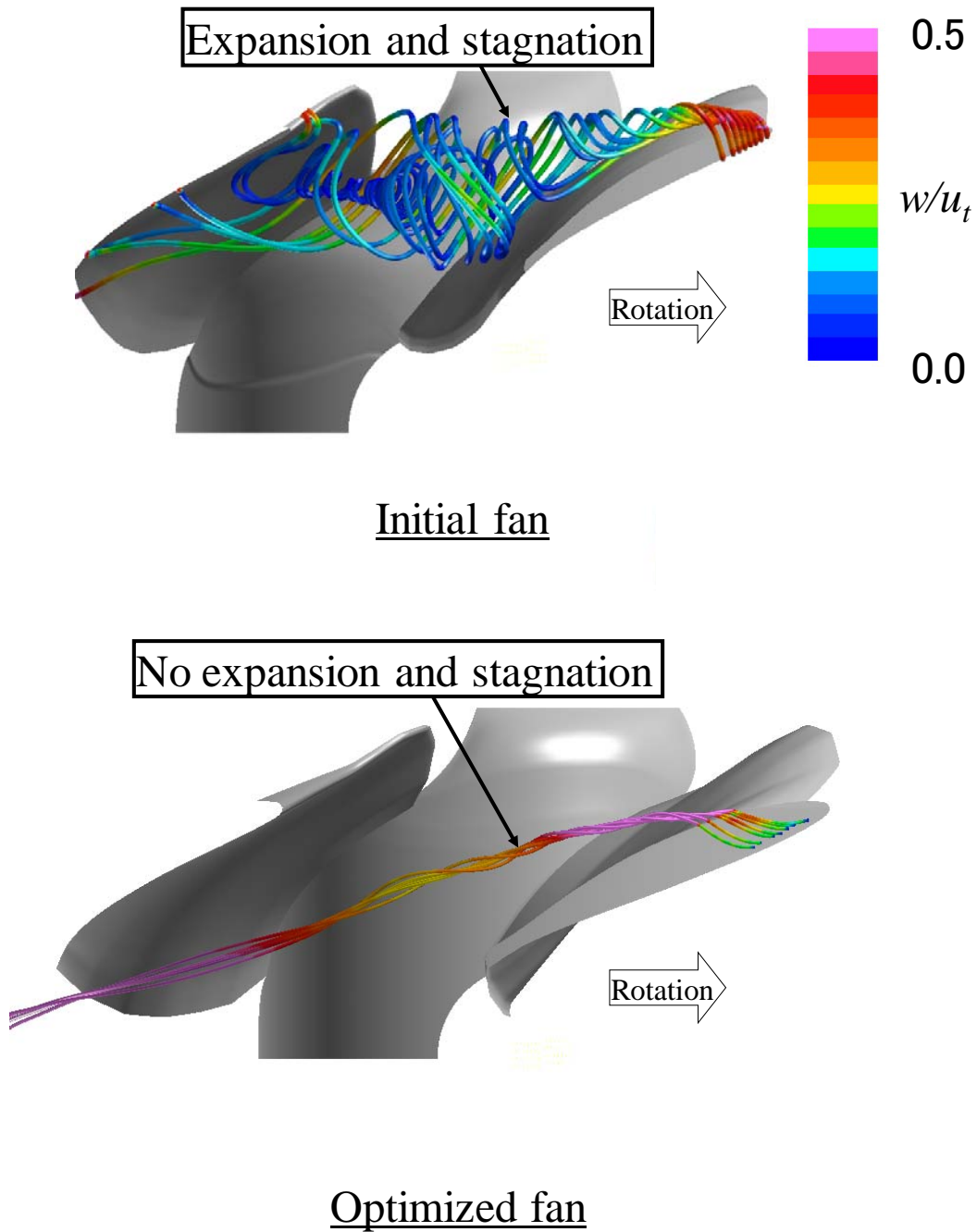


図3.4 初期形状と最適形状での渦中心まわりの流線の比較

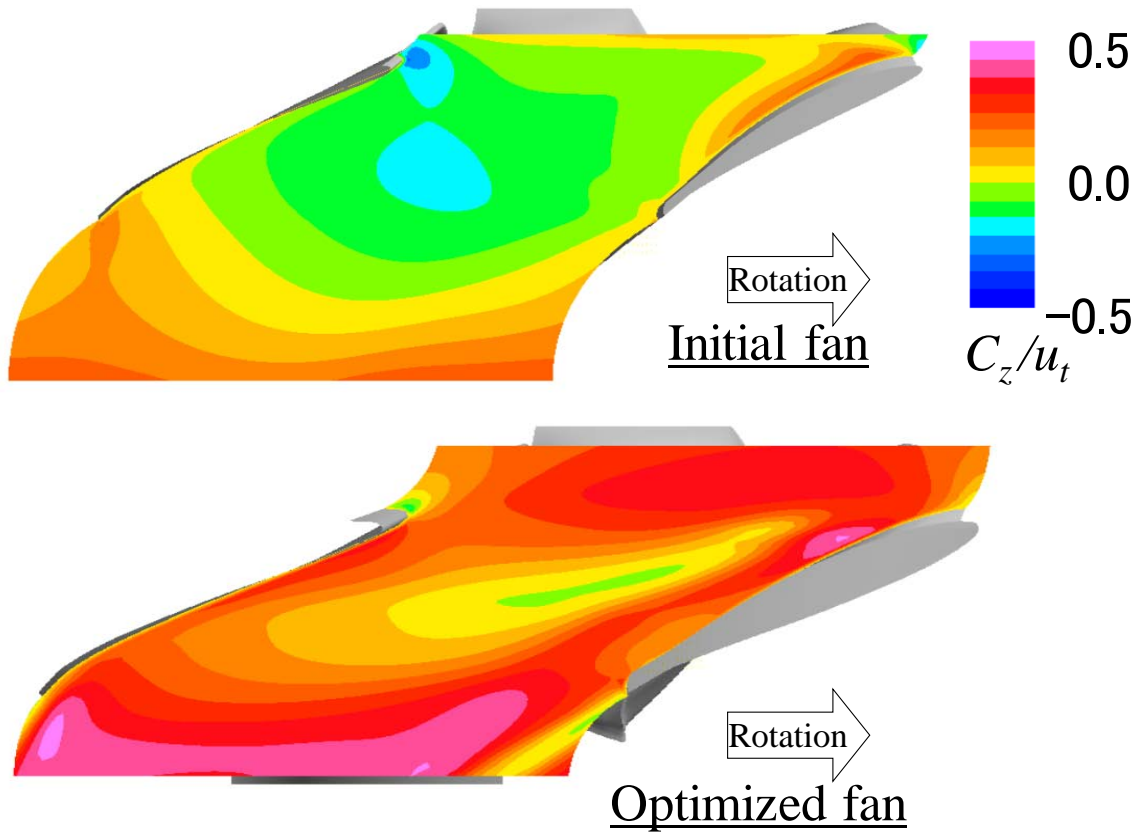


図3.5 翼端付近  $R/R_t=97\%$ を通る円筒断面での軸流速度  $C_z$

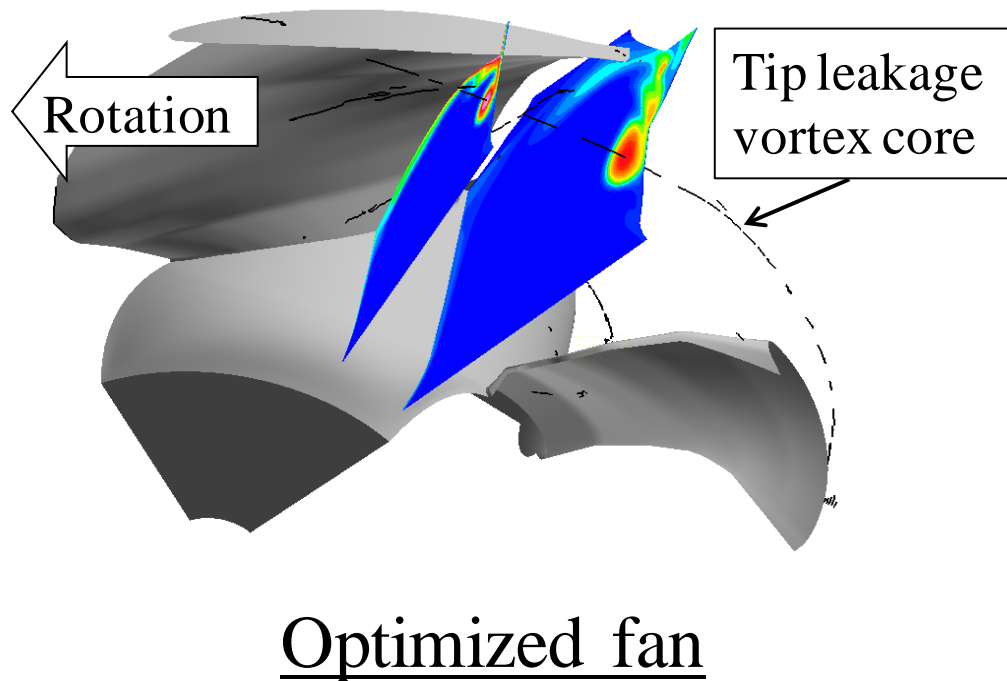
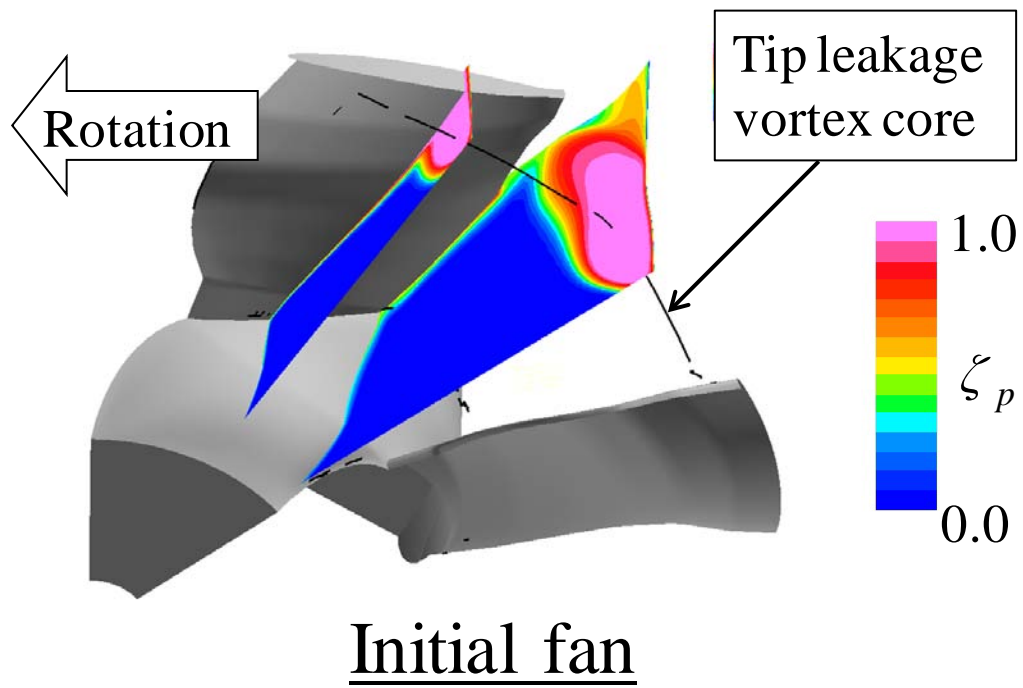


図3.6 全圧損失係数  $\zeta_p$  の分布

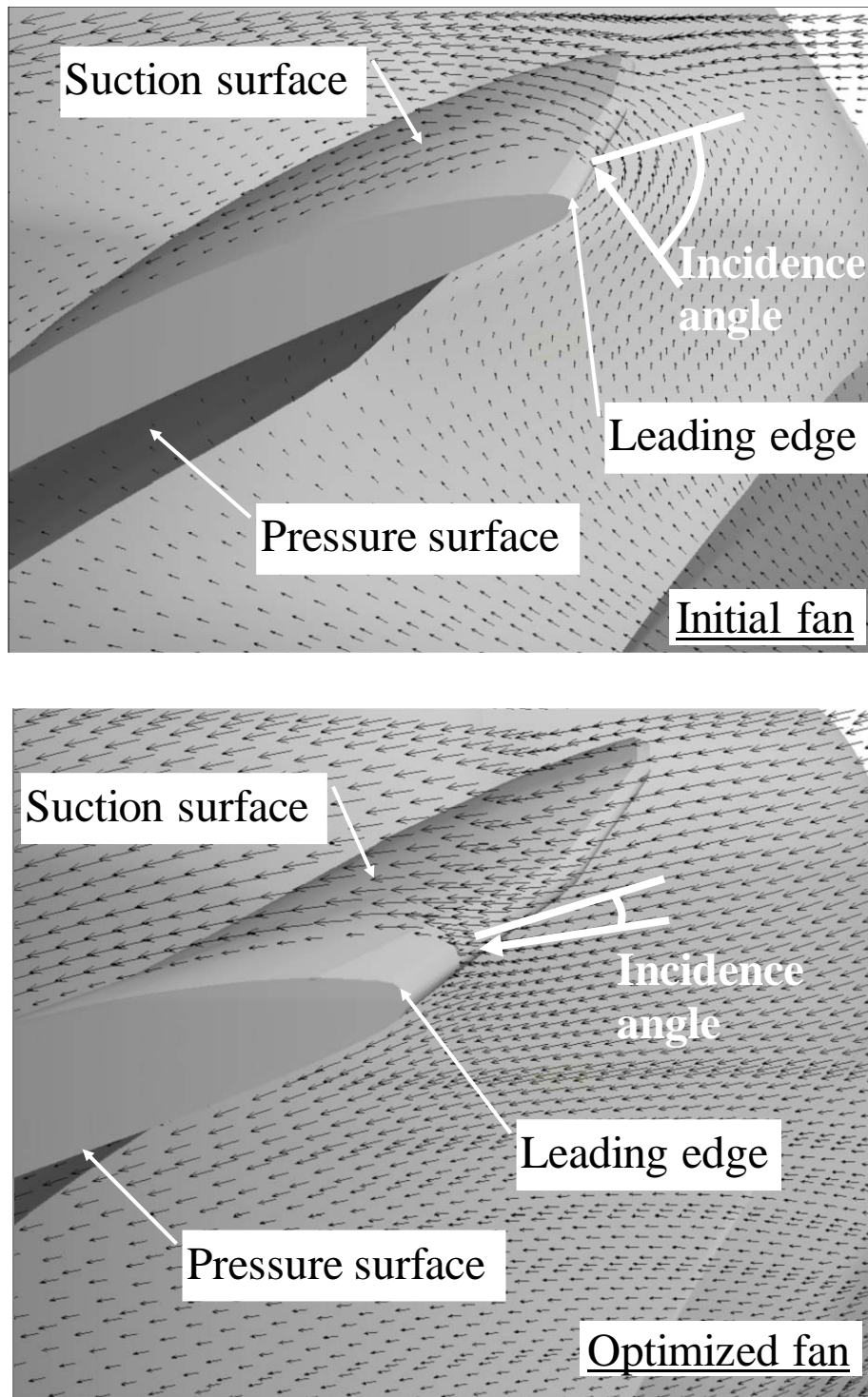


図3.7 初期形状と最適形状の  $R/R_t=97\%$  を通る  
円筒断面での翼端前縁付近の相対速度ベクトル

### 3.5 第3章のまとめ

小型軸流ファンの損失発生メカニズム解明を目的として、第2章の最適設計における初期形状と最適形状を対象とし、詳細な CFD により翼間流れ構造を比較した。翼間流れ構造の静圧上昇と静圧効率への影響を調べた結果、以下の結論を得た。

- (1) 流量係数  $\Phi = 0.21$  において、初期形状では翼端漏れ渦の崩壊が起こり、最適形状では翼端漏れ渦の崩壊が起こらないことを確認した。
- (2) 初期形状と最適形状の違いは流量係数  $\Phi = 0.21$  における翼端漏れ渦の崩壊と翼端漏れ渦の隣の翼への干渉、及びこれに伴う逆流領域の広さであることがわかった。これらが全圧損失係数の高い領域の違いとなって静圧上昇と静圧効率に影響を及ぼすことがわかった。
- (3) 静圧上昇と静圧効率を改善するには翼出口角  $\beta_{b2}$  を増加し、弦節比  $\sigma$  を増加し、翼枚数を少なくした最適形状の採用が有効である。これにより翼端漏れ渦の崩壊が抑制され、逆流領域が狭まるため全圧損失係数が低減する。

## 第4章 小型軸流ファンにおける前進翼と箱形ケーシングの干渉が翼通過周波数騒音に与える影響

本章では、ファンの低騒音化についてのひとつめの手段である前進翼を小型軸流ファンに適用した場合の翼通過周波数騒音低減効果の要因分析に関して検討した結果について述べる。前進翼による流れの変化と非軸対称な箱形ケーシングとの干渉による翼通過周波数騒音発生メカニズム解明について検討した初めての事例である。

### 4.1 前進翼の定義と供試ファン

#### (1) 前進翼の定義

翼を傾斜させて流れを制御する方法はスイープとダイヘドラルに区別される<sup>(10)(11)</sup>。図 4.1 にスイープ翼とダイヘドラル翼及び本研究での前進翼の定義を示す。実線は傾斜前の翼断面，破線は傾斜後の翼断面を示す。スイープは翼を流れ方向に傾斜する方法，ダイヘドラルは翼を流れ方向に対して直角方向に傾斜する方法である。

スイープとダイヘドラルを個々に定義すると，翼の軸方向の寸法が変化する。しかし，本研究で対象とする小型軸流ファンは情報機器などに搭載されるため，軸方向の寸法に制約がある。そのため本研究での翼の前進角は翼断面を周方向に変位させる，いわゆる，周方向リーン(circumferential lean)とした。周方向リーンは翼の軸方向の寸法は変化することなしに，スイープとダイヘドラルを同時に与えることができる。図 4.2 に本研究における前進角の定義を示す。前進角  $\Delta \theta$  は翼の後縁で定義した。具体的には回転軸と翼根側後縁を通る直線と，回転軸と翼端側後縁を通る直線の成す角とした。



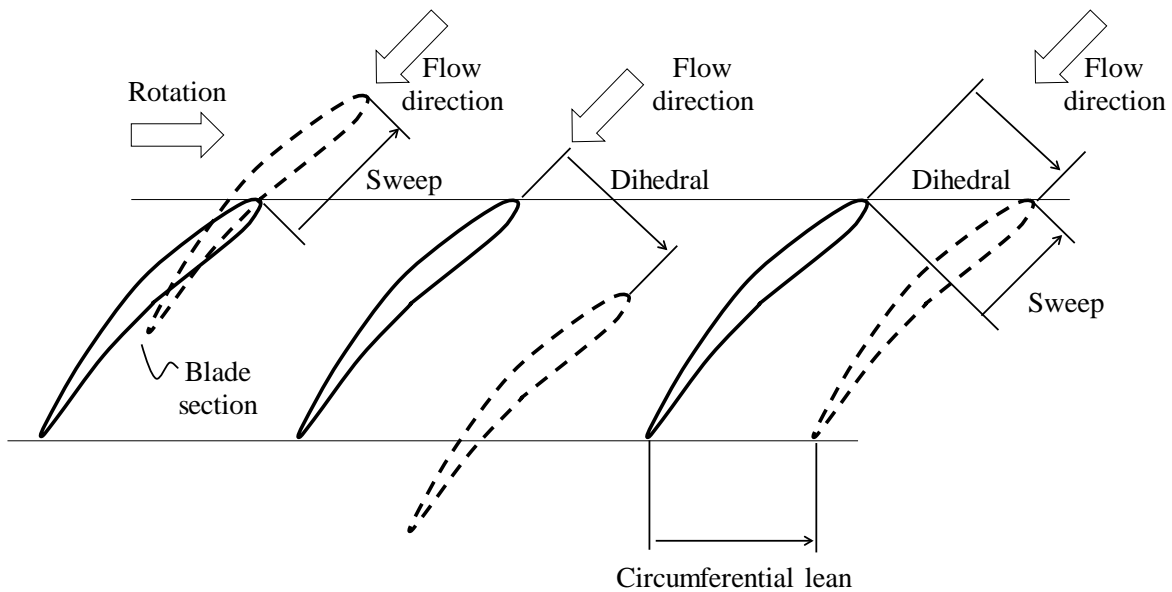


図4.1 スweep翼とダイヘドラル翼及び本研究での前進翼の定義

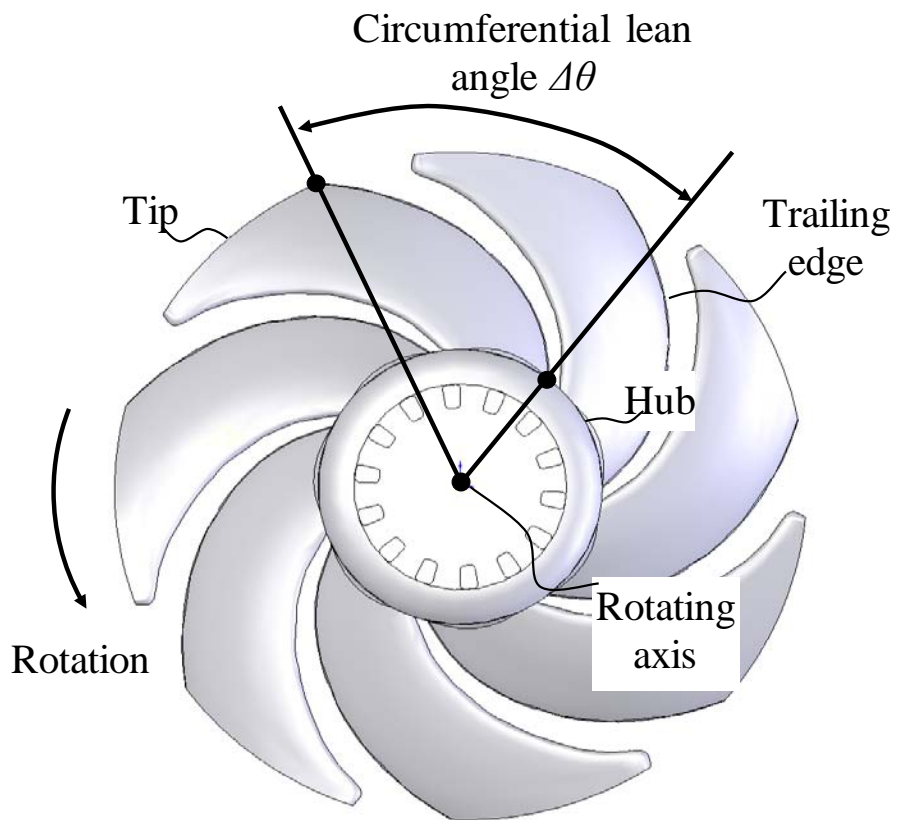


図4.2 本研究における前進角の定義

## (2) 供試ファン

前進翼とケーシングの干渉が騒音に与える影響を調べるために翼の前進角の異なるプロペラを試作した。表 4.1 にプロペラの主な諸元を示す。図 4.3 に試作したプロペラの写真を示す。図 4.3 はプロペラを吸込み側から見たものである。翼の前進角をパラメータとした 5 種類の形状を実験した。前進角  $\Delta \theta$  はそれぞれ 31, 41, 46, 56, 63 度とした。前進角の翼根 Hub と翼端 Tip の間の分布は、翼根 Hub を 0 度、翼端 Tip の前進角  $\Delta \theta$  とした場合に、翼根 Hub から翼端 Tip にかけて半径に対して線形となるように定義した。

図 4.4 に翼断面を示す。図 4.4 は翼断面を円筒面に展開した図である。翼のキャンパーラインは翼入口角  $\beta_{b1}$ 、翼出口角  $\beta_{b2}$ 、取付け角  $\xi$ 、翼弦長  $L$ 、最大反り量  $f_c$ 、最大反り量を与える位置（前縁からの距離  $X$ ）を与えることにより定義した。翼は翼根 Hub から翼端 Tip の間で複数の翼断面を定義し、それぞれの前進角に従って各翼断面をつなげることにより設計した。図 4.3 のプロペラにおいて、前進角以外のパラメータは全て同一とした。ボス径とプロペラの翼端外径の比は 0.41 とした。箱形ケーシングの一辺の寸法は 92mm とした。

表 4.1 プロペラの主な諸元

Contents	Symbol	Unit	Spec.
Diameter	$D_t$	[mm]	84.5
Setting angle(75% R)	$\xi$	[deg]	32
Blade length(75% R)	$L$	[mm]	27
Rotating speed	$N$	[rpm]	3000
Number of blade	$Z$	-	7

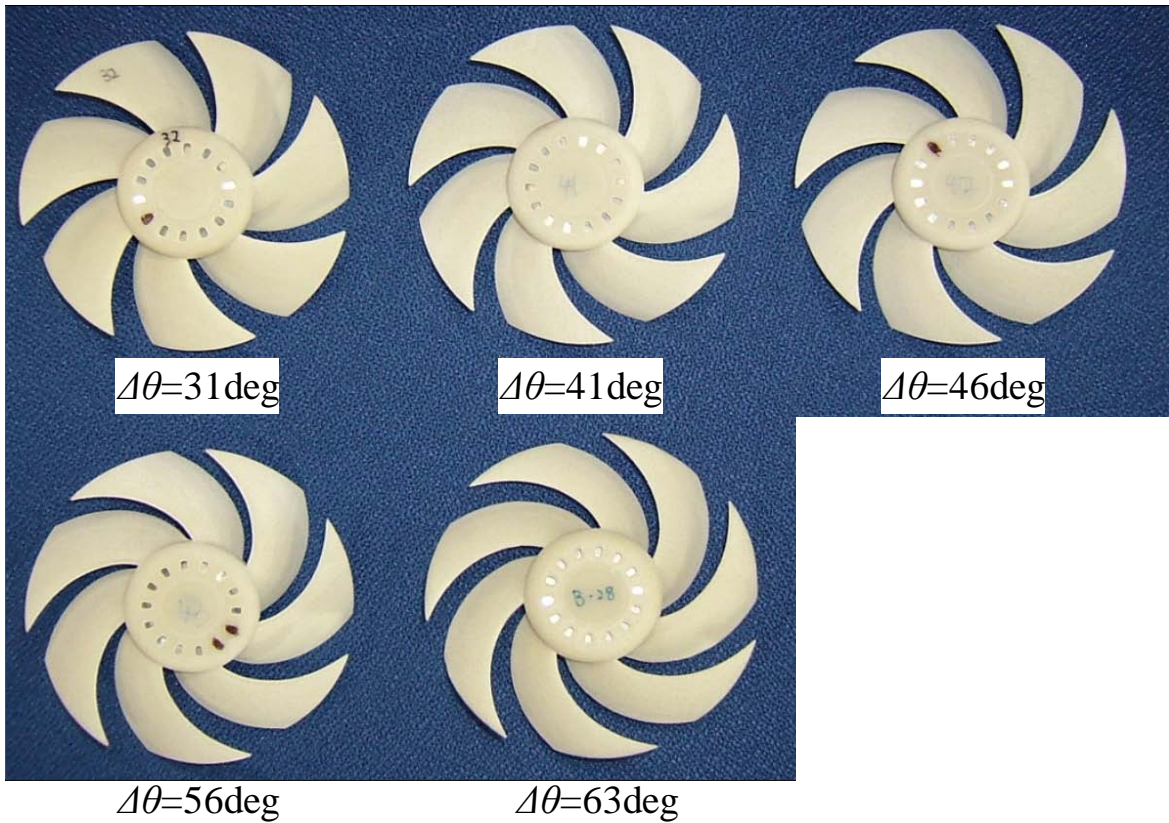


図4.3 試作したプロペラの写真

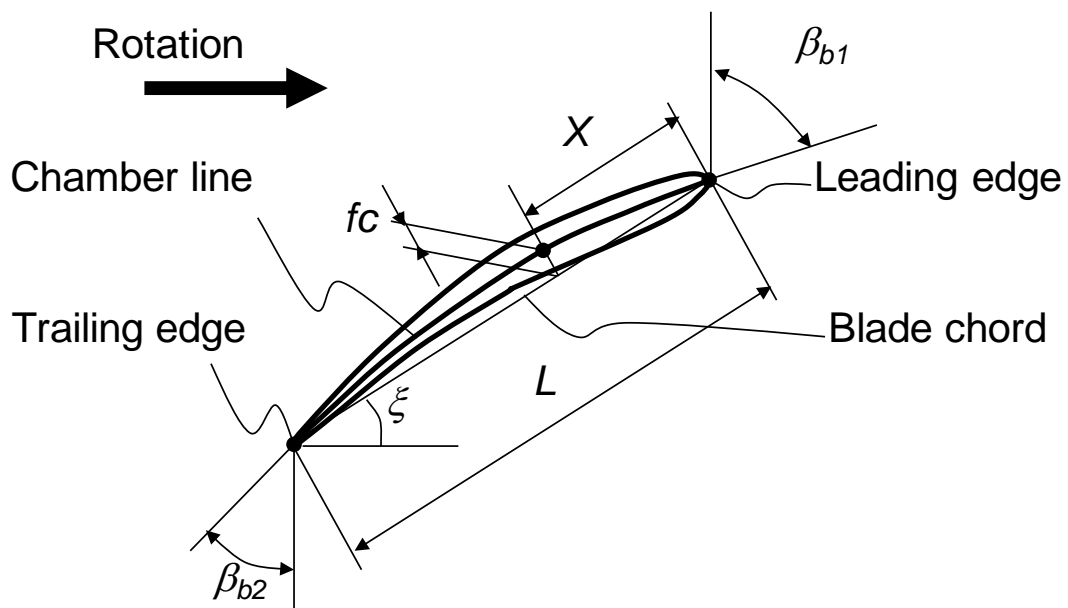


図4.4 翼断面

## 4.2 実験方法及び数値計算方法

### (1) 実験方法

実験では流量に対する静圧上昇  $P_s$ , 回転数  $N$  の測定及び騒音  $L_A$  の測定を行った. 流量に対する静圧上昇の測定は JIS B8330 に準拠したダブルチャンバーを用いた. 実験結果は測定した流量, 静圧上昇を式(4.1)及び式(4.2)により無次元化した流量係数  $\Phi$ , 静圧係数  $\Psi_s$  で整理した. ここで  $Q$  は流量,  $D_t$  は翼端外径,  $u_t$  は翼端周速度である.

$$\Phi = \frac{4Q}{\pi D_t^2 u_t} \quad (4.1)$$

$$\Psi_s = \frac{2P_s}{\rho u_t^2} \quad (4.2)$$

図 4.5 に騒音測定における実験装置の概略図を示す. 騒音は暗騒音 3dB の無響室でマイクロフォン (B&K, Type4179) と騒音計を用いて測定した. 聴感補正特性は A 特性を用いた. 測定位置は小型軸流ファンの回転軸上で 1.0m 上流とした. 騒音計の出力をスペクトルアナライザで分析し周波数特性を求めた. 騒音は, プロペラの違いによる静圧差の影響を考慮して, 式(4.3)で示す比騒音でも評価した. 比騒音は空力特性と騒音を関係づけるもので, ファンの騒音の目安として頻りに用いられる指標である<sup>(51)</sup>.

$$L_{SA} = L_A - 10 \log(Q \times (P_t / 9.8)^2) \quad (4.3)$$

ここで  $L_{SA}$  は比騒音,  $L_A$  は騒音,  $P_t$  は全圧とした.

流量の設定は流量調整抵抗を用いた. 小型軸流ファン吸込側箱内の静圧を測定し, 事前に測定した流量に対する静圧上昇の関係から流量を求めた. 流量調整抵抗の騒音への影響は白色雑音による音響特性の測定で周波数領域 10kHz までの音圧レベルの減衰が 0.5dB 以下であった<sup>(28)</sup>.

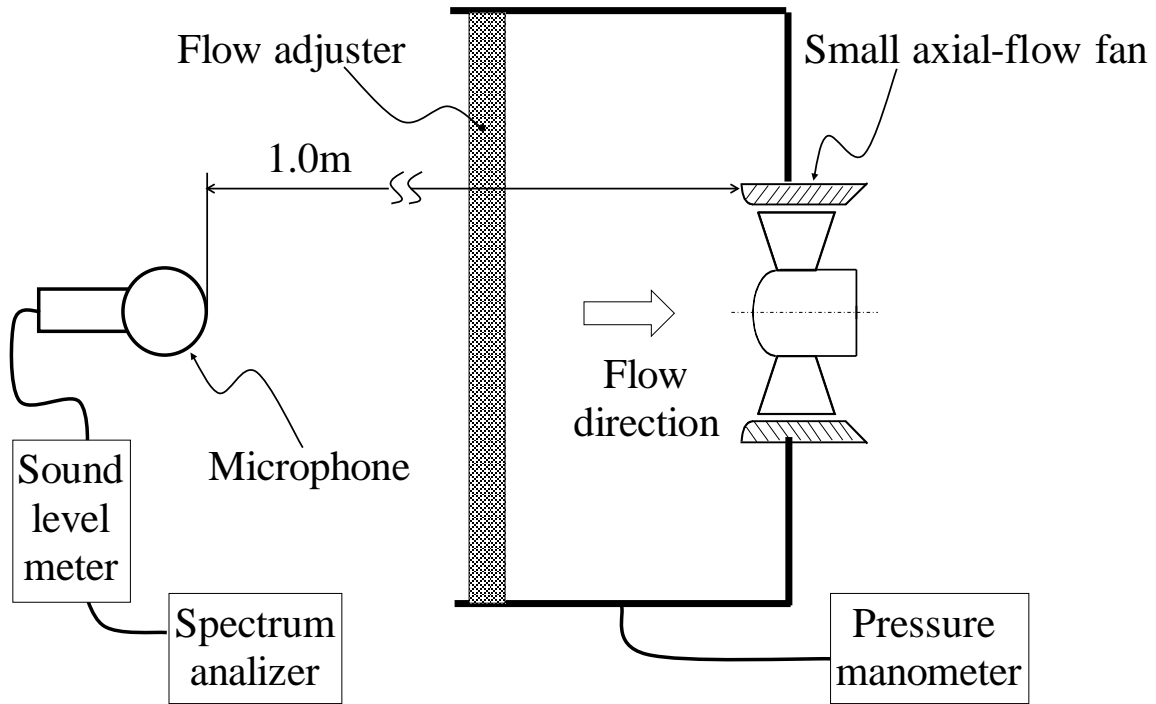


図4.5 騒音測定における実験装置の概略図

## (2) 数値計算方法

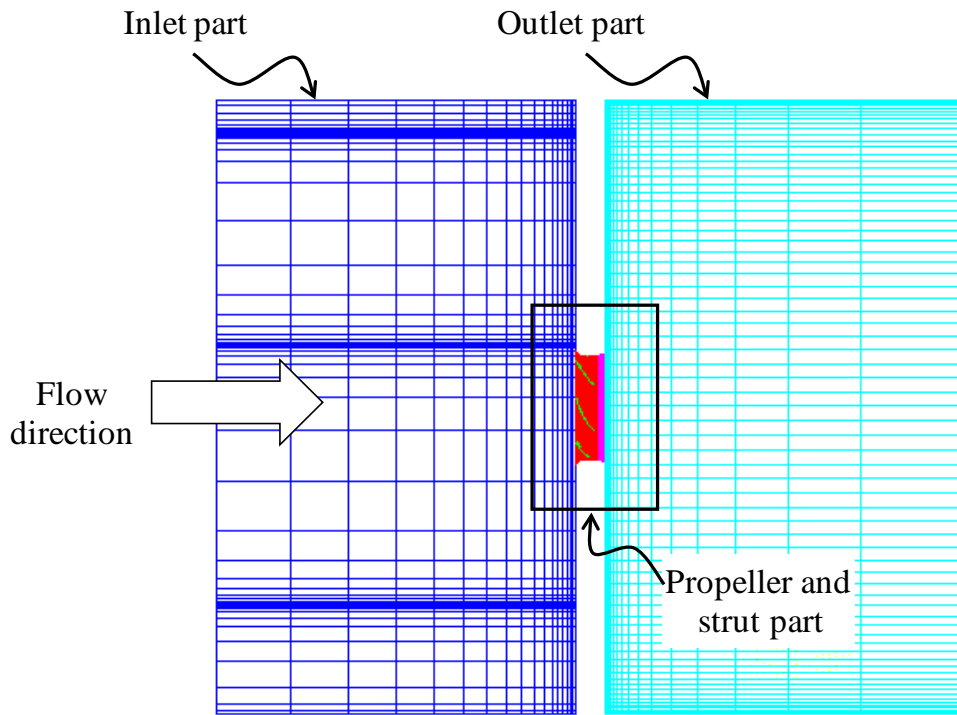
前進翼とケーシングの干渉が騒音に与える影響を調べるために数値計算を行った。図 4.6 に数値計算に用いたメッシュを示す。メッシュは吸込部(Inlet part)、プロペラ部(Propeller part)、支柱部(Strut part)、吐出部(Outlet part)から構成した。(a)は全体メッシュの側面図、(b)はプロペラ部と支柱部の拡大図である。吸込部の寸法は小型軸流ファンを測定したダブルチャンバーを模擬した。吸込部と吐出部の直径はプロペラ外径の 6 倍、回転軸方向の長さはプロペラ外径の 3.5 倍とした。

プロペラ部のメッシュの分割数は翼間で軸方向に 54 分割 (翼部分は 24 分割)、周方向に 18 分割、半径方向に 14 分割とした。チップクリアランスのメッシュの分割数は周方向に 6 分割、半径方向に 4 分割とした。翼間のメッシュ数は 13,608 要素で第 2 章と同一である。支柱部のメッシュの分割数は支柱間で軸方向に 32 分割 (翼部分は 24 分割)、周方向に 48 分割、半径方向に 14 分割とした。全体のメッシュ数は 420,480 要素とした。

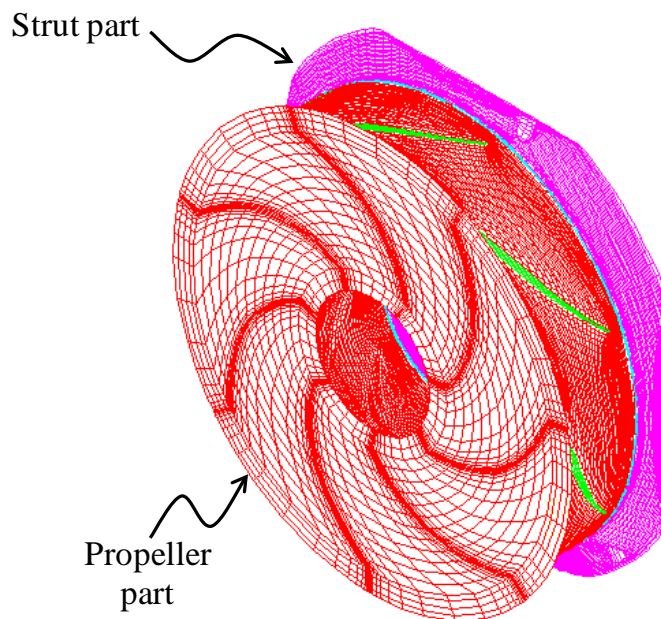
流体解析のソルバーは市販ソフトウェア STAR-CD Version 3.2<sup>(49)</sup>を用いて、計算は非圧縮非定常乱流解析とした。乱流モデルは  $k-\epsilon$  モデルを用いた。Navier-Stokes 方程式の離散化には 2 次精度の TVD(Total Variation Diminishing)スキームを用いた。境界条件は吸込部の入口で流速一定、吐出部の出口で大気圧の圧力境界とした。

計算した回転数は 3,000rpm とした。計算の時間刻みは 1 回転を 256 分割した  $7.8125 \times 10^{-5}$  秒とした。サンプリング定理により周波数 6.4kHz までの評価が可能である。評価に用いる計算結果は入口と出口の静圧差が安定化した後の 4 回転分のデータとした。サンプル数は 1,024 個、サンプリングタイムは 0.08 秒とした。周波数の解像度は 12.5Hz である。

流れ場と騒音の関係を調べるために壁面静圧の時間履歴を取得した。図 4.7 に取得した壁面静圧の観測位置を示す。観測位置は半径 20mm, 30mm, 40mm での支柱上の吸込側と、ケーシング出口の傾斜部(Slope)、平面部(Flat)とした。図 4.7 において(a)は小型軸流ファンの支柱を吸込側から見た図でありプロペラは透かして表示した。壁面の静圧変動は取得した 4 回転分の時間履歴データからフーリエ変換し周波数特性を求めた。静圧変動はフーリエ変換における振動振幅とした。

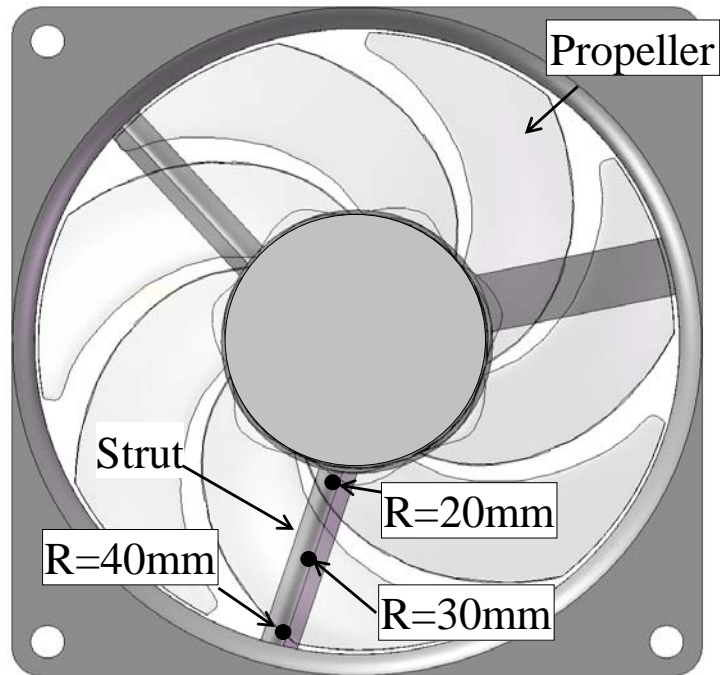


(a)Side view of computational grid

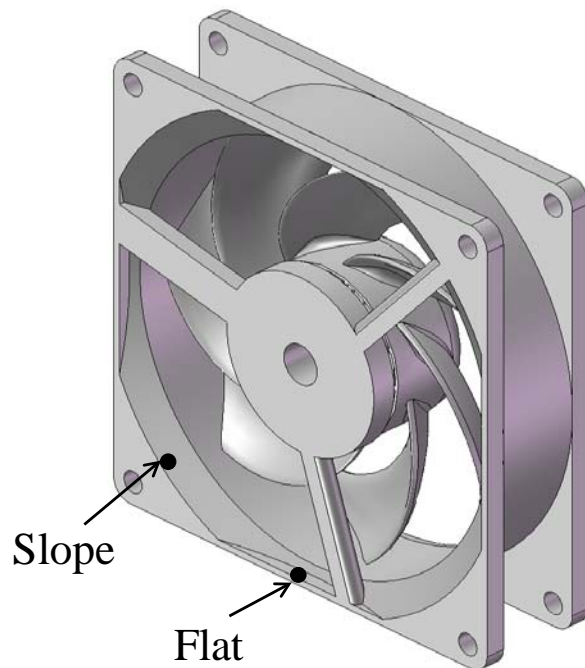


(b)Enlarged view of propeller and strut part

図4.6 数値計算に用いたメッシュ



(a) Monitoring point on strut



(b) Monitoring point on slope and flat

図4.7 取得した壁面静圧の観測位置



## 4.3 実験結果及び計算結果

### (1) 実験結果

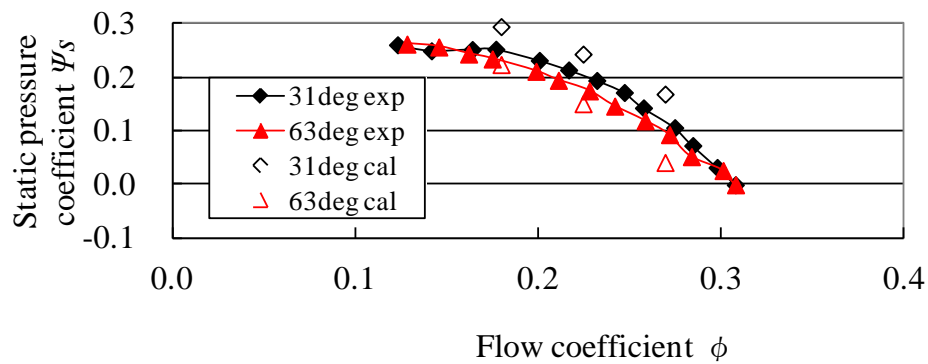
図 4.8 に前進角 31 度と 63 度のプロペラの流量に対する静圧上昇，騒音，比騒音の実験結果を示す．前進角 63 度の静圧上昇は前進角 31 度に比べて低下する傾向であった．前進角 63 度の騒音は前進角 31 度に比べて測定した全流量域で小さかった．前進角 63 度の静圧上昇の低下分を反映しても前進角 63 度の比騒音は前進角 31 度に比べて小さかった．

図 4.9 に騒音スペクトルの実験結果を示す．前進角 31 度，41 度，46 度，56 度，63 度の実験結果を比較する．流量係数は  $\Phi = 0.22$  とした．流量係数  $\Phi = 0.22$  付近の流量域は本研究の小型軸流ファンが最も使用される頻度の高い動作流量である．周波数は回転数で無次元化した．騒音は回転数  $N$  と翼枚数  $Z$  の積とその倍数の翼通過周波数 BPF(Blade Passing Frequency)での騒音（以下，BPF 騒音）と乱流騒音から構成されていることを確認した．前進角が大きいくほど BPF 騒音と乱流騒音の両方が低減した．

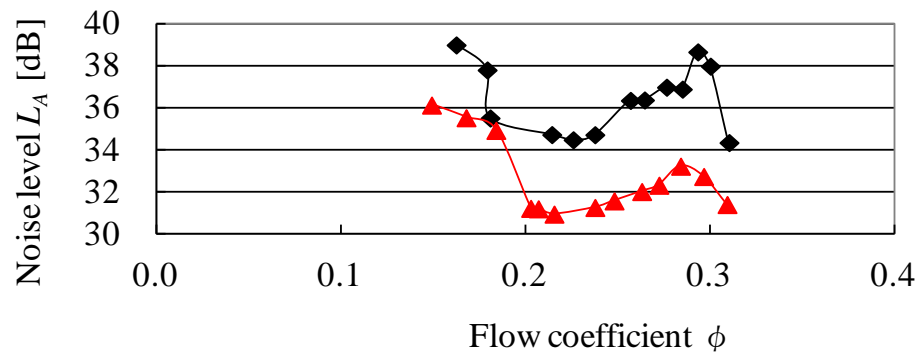
図 4.10 に前進角と騒音の関係を示す．流量係数は  $\Phi = 0.22$  とした．騒音はオーバーオールでの騒音と BPF 騒音の両方を示す．BPF 騒音は 1 次（回転数  $N$  と翼枚数  $Z$  の積： $7N$ ），2 次（ $14N$ ）及び 3 次（ $21N$ ）の成分で示す．前進角が大きいくほどオーバーオールでの騒音と BPF 騒音の両方が低減する傾向だった．前進角に対するオーバーオールでの騒音と BPF 騒音の低減の度合いは異なった．さらに，BPF 騒音の次数によっても低減の度合いは異なった．オーバーオールでの騒音に対する BPF 騒音の寄与は 1 次（ $7N$ ）の BPF 騒音が最も支配的であった．

### (2) 実験結果と計算結果の比較

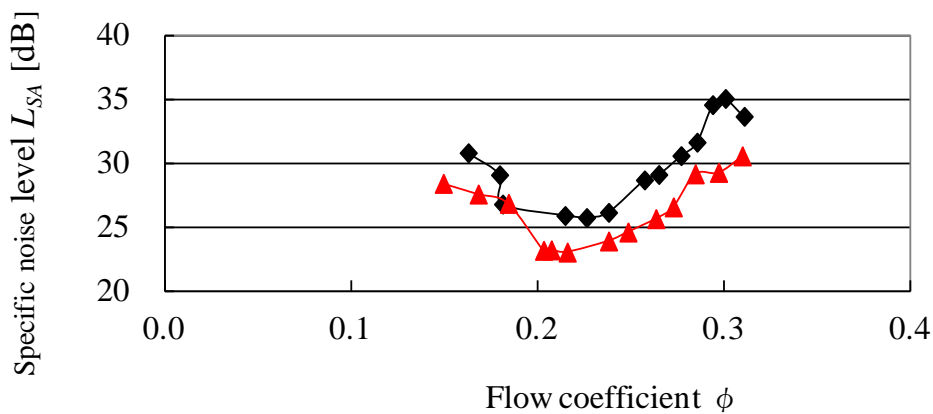
図 4.8 の流量に対する静圧上昇のグラフの中に，前進角 31 度と 63 度の計算結果も同時に示した．計算結果は実験結果に比べて全体的に定性的に一致した．更に，前進角の違いによる静圧上昇の大小関係を捉えたことを確認した．この結果より，計算結果は実験結果の物理メカニズムを定性的に捉えたと考えられる．これにより以降では流量係数  $\Phi = 0.22$  での計算結果を比較することにより前進翼とケーシングの干渉が BPF 騒音に与える影響を考察する．



(a) Static pressure coefficient



(b) Noise level



(c) Specific noise level

図4.8 前進角 31 度と 63 度のプロペラの流量に対する静圧上昇, 騒音, 比騒音の実験結果

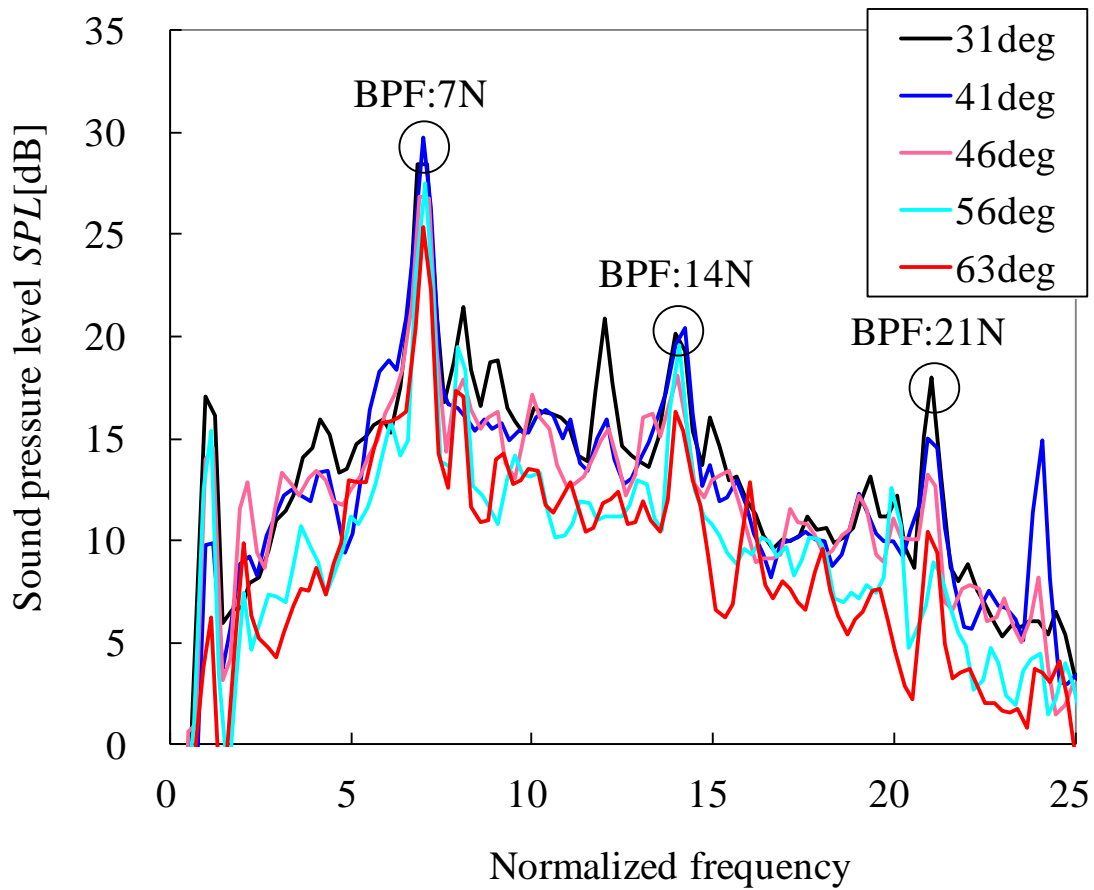


図4.9 騒音スペクトルの実験結果

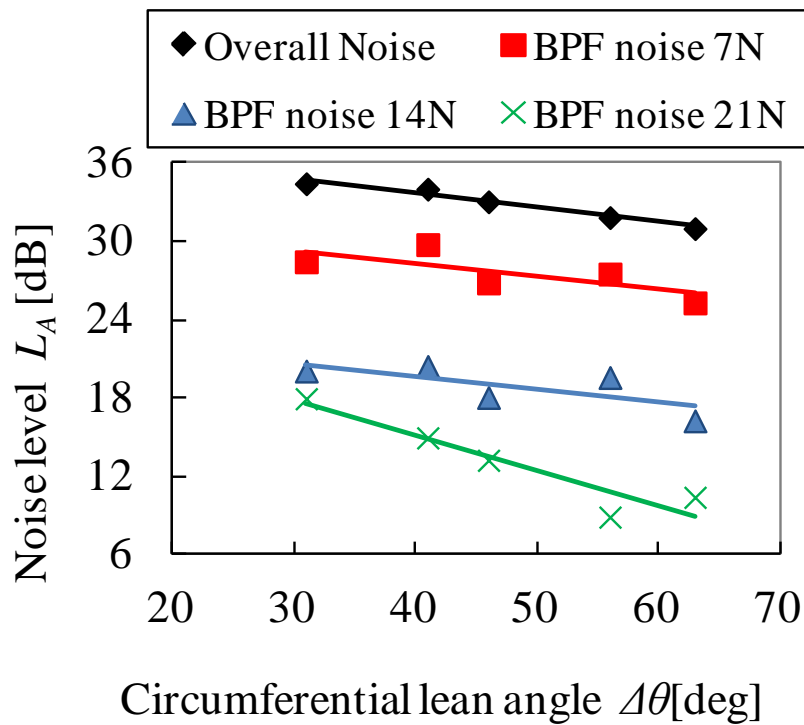


図4.10 前進角と騒音の関係

## 4.4 静圧変動及び平均流れ場の比較

図 4.11 に前進角 31 度と 63 度における支柱吸込側での静圧変動の比較を示す。流量係数は  $\Phi = 0.22$  とした。前進角 31 度と 63 度の両方で BPF の静圧変動が卓越した。(a) の半径 20mm では前進角 63 度の BPF の静圧変動は前進角 31 度に比べて増加した。(b) の半径 30mm では前進角 63 度の 1 次 BPF(7N) の静圧変動は前進角 31 度に比べて 26% 低減した。(c) の半径 40mm では前進角 63 度の 2 次 BPF(14N) の静圧変動は半減したが、1 次 BPF(7N) の静圧変動は前進角 31 度に比べて微増した。

図 4.12 に前進角 31 度と 63 度におけるケーシング出口の傾斜部と平面部壁面での静圧変動の比較を示す。流量係数は  $\Phi = 0.22$  とした。図 4.11 と同様に前進角 31 度と 63 度の両方で BPF の静圧変動が卓越した。前進角 63 度の BPF の静圧変動は前進角 31 度に比べて低減した。1 次 BPF(7N) での静圧変動の低減量は傾斜部(Slope)と平面部(Flat)でそれぞれ 84%、56%であった。平面部の静圧変動は傾斜部に比べて大きい傾向であった。

一般的に軸流ファンの騒音においては BPF 騒音が主成分のひとつであることが知られている<sup>(51)</sup>。また、Curle の式により、ファン騒音の主要因は壁面の静圧変動である<sup>(36)</sup>。そのため本研究の対象とする翼における BPF 騒音の主要因のひとつは図 4.11 と図 4.12 で示した BPF の静圧変動であるといえる。伊藤らは翼とモータを支持する支柱を傾斜させ、干渉の同時性を抑制することによって回転数と翼枚数及び支柱本数の積に相当する BPF 騒音を低減できることを報告している<sup>(15)</sup>。伊藤らは翼の形状は変えないで支柱の傾斜角度を変えたが、本研究では支柱の傾斜角度を変えないで翼の前進角を変えた。そのため伊藤らの研究と本研究は、翼と支柱を幾何学的に傾斜させたという点で類似している。図 4.9 及び図 4.10 において前進角の増加により 3 次 (21N: 翼枚数 7 枚 × 支柱本数 3 本) の BPF 騒音が低減したのは伊藤らの研究と同様の効果が得られたものと考えられる。また、図 4.11 の半径 40mm と半径 30mm における 2 次(14N)の BPF の静圧変動の低減と、図 4.9 及び図 4.10 における 2 次(14N)の BPF 騒音の低減は関係があると考えられる。

しかしながら、図 4.11 で示したように前進角の違いによる BPF の静圧変動の差は半径位置によって異なる傾向であった。具体的には、半径 20mm と 30mm での 1 次 BPF(7N) の静圧変動は前進角 31 度と 63 度で大小関係が逆転した。さらに、図 4.11 (b) における支柱吸込部の半径 30mm での 1 次 BPF(7N) の静圧変動の差(26%)は、図 4.12 におけるケーシング出口の傾斜部(Slope)と平面部(Flat)の静圧変動

(Slope:84%, Flat:56%)に比べて小さかった. そのため図 4.9 及び図 4.10 における前進角の違いによる 1 次の BPF(7N)騒音の差は翼と支柱の傾斜だけでは十分に説明できない.

以上のことから, 1 次の BPF(7N)騒音の差は小型軸流ファン特有の流れと非軸対称な箱形ケーシングの干渉によるもので, 前進角の違いによる 1 次の BPF(7N)騒音の差は図 4.12 のケーシング出口での静圧変動の差が要因であると考えられる. そこで以降では, これらについて考察するため, 翼入口とケーシング出口の流速分布を比較する.

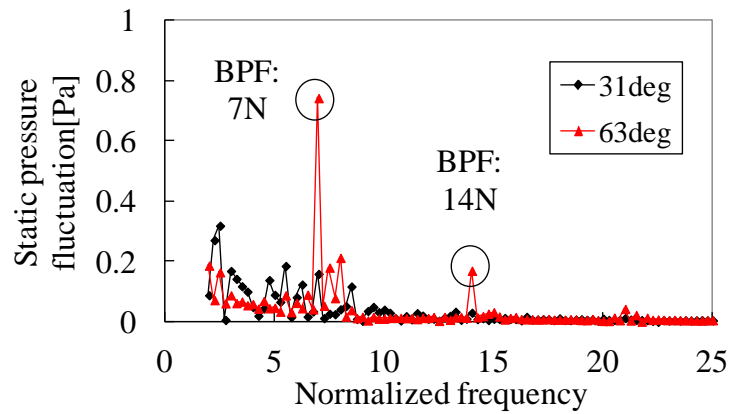
図 4.13 に前進角 31 度と 63 度における翼入口とケーシング出口での絶対速度半径方向成分  $C_r$ , 絶対速度軸方向成分  $C_z$ , 絶対速度周方向成分  $C_\theta$  の比較を示す.  $C_r$ ,  $C_z$ ,  $C_\theta$  は 4 回転分の非定常計算結果を周方向に平均化した. in は翼入口, out はケーシング出口を示す. ◆は前進角 31 度の翼入口, ▲は前進角 63 度の翼入口, ◇は前進角 31 度のケーシング出口, △は前進角 63 度のケーシング出口の計算結果である.

図 4.13(a)の絶対速度半径方向成分  $C_r$  において, 翼入口では前進角 31 度と 63 度での  $C_r$  の違いはなかった. 半径 30mm 以上で  $C_r$  が負になるのは, 翼入口よりも上流側は広い空間となっているので, 翼に対して半径方向内向きの流れが生じるためである. ケーシング出口では前進角 31 度の  $C_r$  が 63 度に比べて大きかった. これは前進角 63 度では流れの半径方向への広がり方が抑制されていることを意味する.

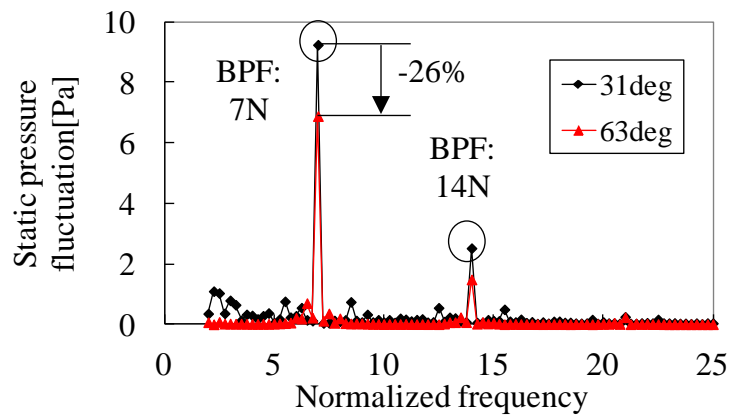
図 4.13(b)の絶対速度軸方向成分  $C_z$  において,  $C_r$  と同様に翼入口では前進角による  $C_z$  の違いはなかった. ケーシング出口では前進角 31 度が翼端に向かって増加する傾向で, 半径 25mm 以下の翼根に近い領域では逆流が確認された. これに対して, 前進角 63 度は半径 35mm を極大値として, 半径 35mm 以上では  $C_z$  が低下する傾向で, 翼のスパン方向全域にわたって逆流は確認されなかった.

図 4.13(c)の絶対速度周方向成分  $C_\theta$  において, 翼入口での  $C_\theta$  はほぼゼロで前進角による違いはなかった. ケーシング出口では半径 30mm で前進角 31 度と 63 度が逆転し, 63 度が低減した.

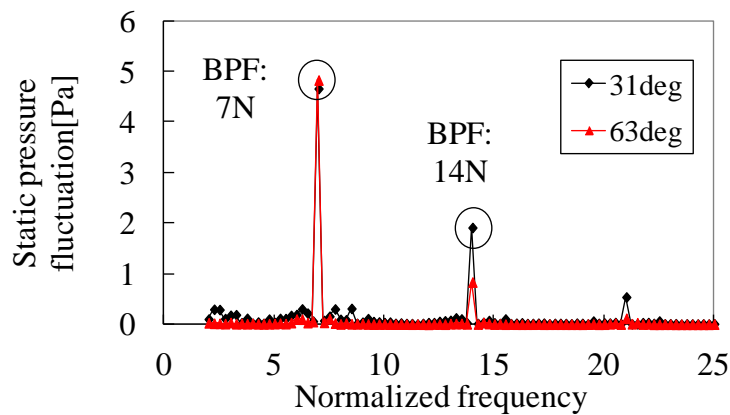
図 4.14 に前進角 31 度と 63 度におけるケーシング出口での動圧の比較を示す. 半径 30mm を境にして, 前進角 31 度の動圧が 63 度に対して逆転し, 翼端付近での動圧が増加した.



(a) R=20mm

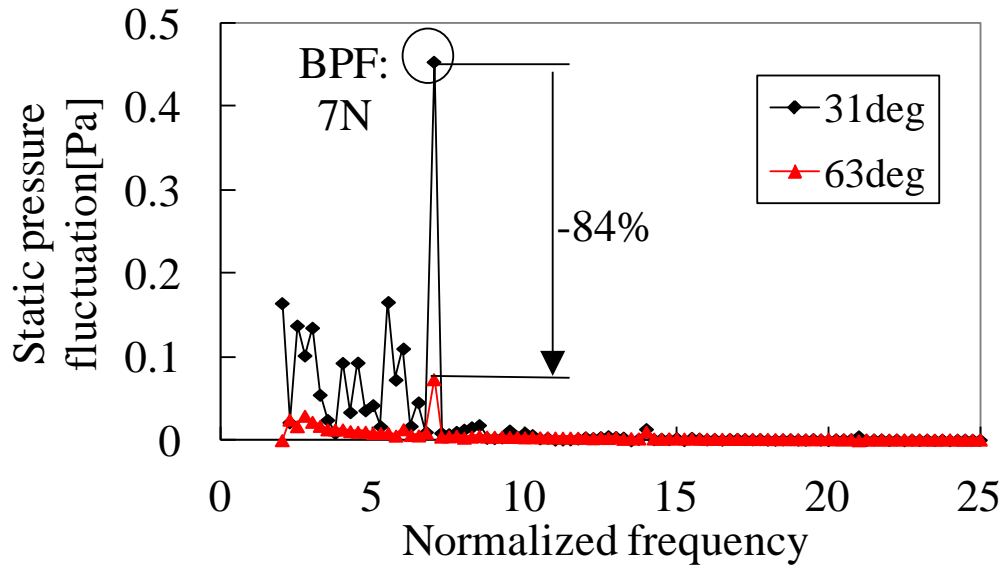


(b) R=30mm

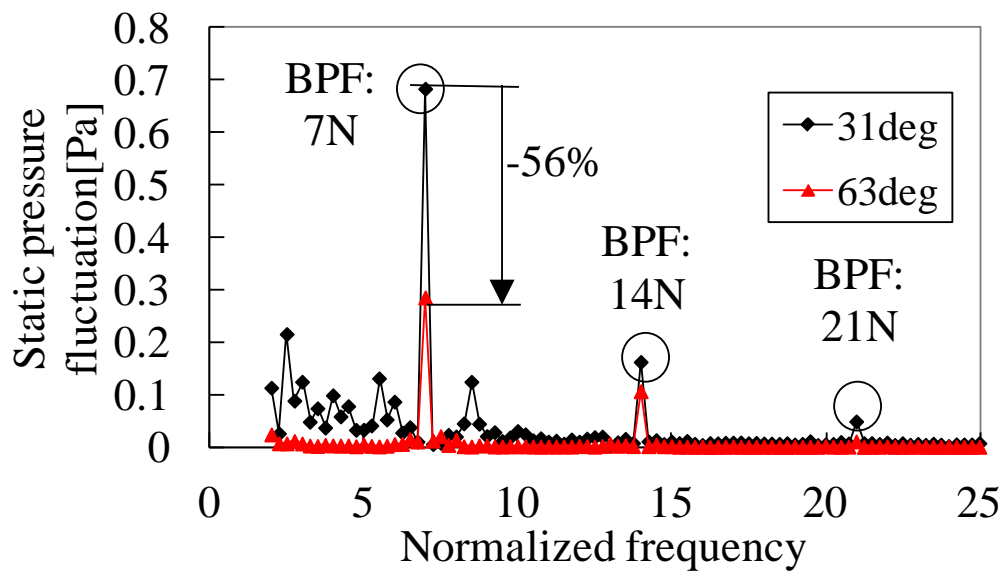


(c) R=40mm

図4.11 前進角 31 度と 63 度における支柱吸込側での静圧変動の比較



(a) Slope



(b) Flat

図4.12 前進角 31 度と 63 度におけるケーシング出口の傾斜部と平面部壁面での静圧変動の比較



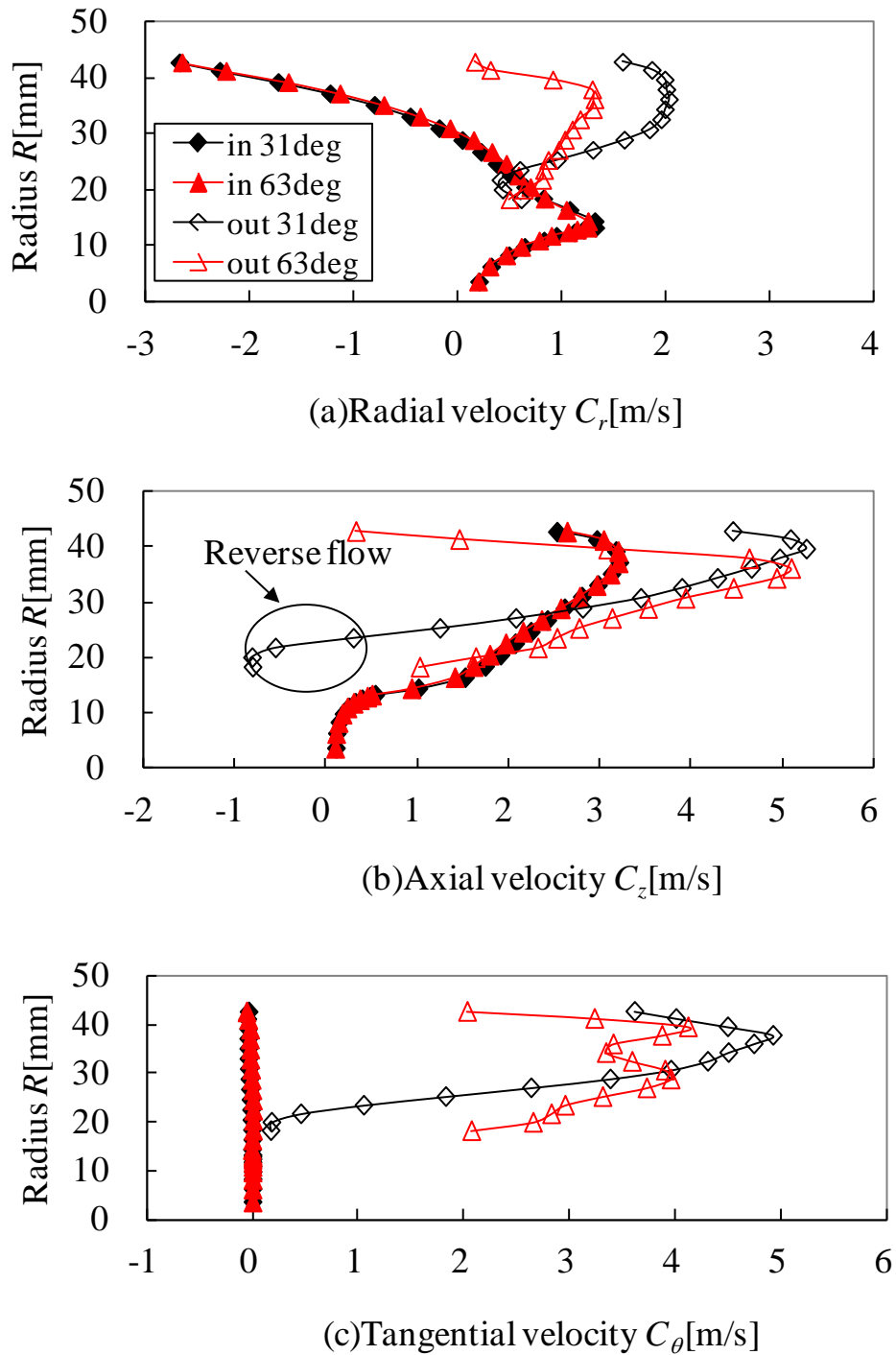


図4.13 前進角 31 度と 63 度における翼入口とケーシング出口での絶対速度  
 半径方向成分  $C_r$ , 絶対速度軸方向成分  $C_z$ , 絶対速度周方向成分  $C_\theta$  の比較

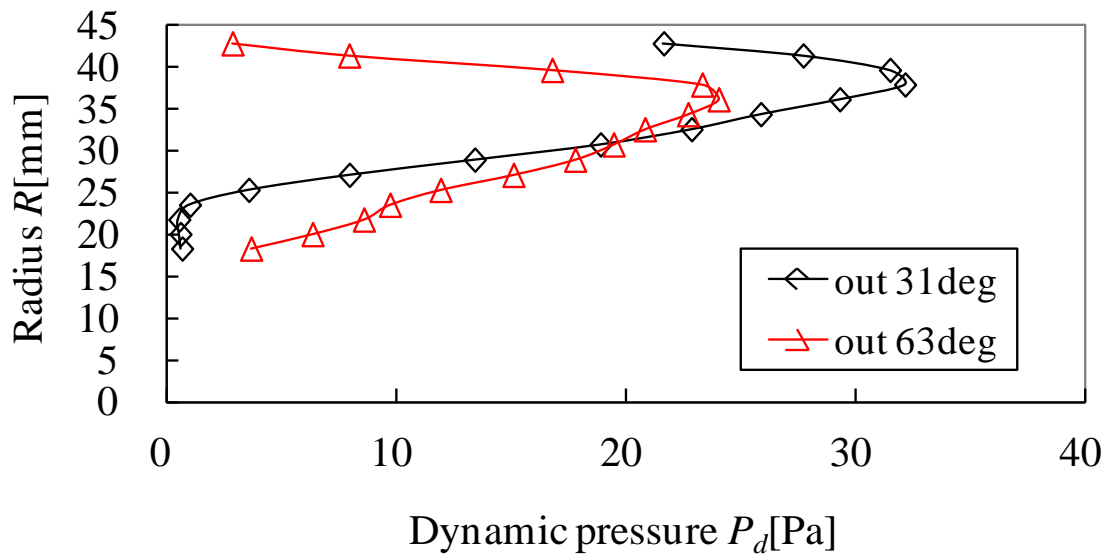


図4.14 前進角 31 度と 63 度におけるケーシング出口での動圧の比較

## 4.5 前進翼の翼通過周波数(BPF)騒音への影響考察

以上の結果より，前進角の違いは，ケーシング壁面での BPF の静圧変動とケーシング出口の速度分布の違いとなって現れることがわかった．これらをふまえて前進角の BPF 騒音への影響を考察する．

図 4.13 で述べたように前進角 31 度から 63 度が増加するとケーシング出口の流れの広がり抑制されている．これは前進角を増加させることにより，流れに半径方向内向きの力が作用するためと考えられる．本研究では，この翼が流れに作用する力を「翼力」と定義する．

図 4.15 に翼力の可視化結果を示す．翼面上のメッシュ毎に翼が流体に及ぼす力を静圧による力とせん断力の和として算出し，同一半径上で静圧による力とせん断力のベクトル和をとることにより翼力を求めた．図 4.15 はキャンバー線の間接点を結ぶ曲線をプロペラの吐出側から見た図である．図 4.15 において前進角 63 度の翼力は 31 度に比べて内向きになった．

図 4.16 に前進角 31 度と 63 度における半径方向内向き成分の翼力の比較を示す．前進角 63 度の半径方向内向き成分の翼力は 31 度に比べて，半径 20mm 以上で大きいことを確認できた．以上により，前進角を増加すると半径方向内向きの翼力により，流れが半径方向内向きの運動量を得るためケーシング出口の流れの広がりが抑制されることを確認できた．この抑制作用により，図 4.14 で示すように前進角 63 度では翼端付近の動圧が低減するため，図 4.12 で示すように BPF での静圧変動の絶対値が低減し，BPF 騒音が低減する．

逆に前進角が小さいと流れが広がり，流れがケーシングと干渉する．小型軸流ファン特有の課題として，ケーシングは箱形で非軸対称であるため，流れは傾斜部と平面部を順次回転方向に通過することとなる．図 4.14 で示すように前進角 31 度では翼端付近の動圧が大きいため，図 4.12 で示すように大きな BPF の静圧変動が生じて，BPF 騒音が増大する．以上により，前進角を大きくすることは BPF 騒音の低減に寄与することがわかった．

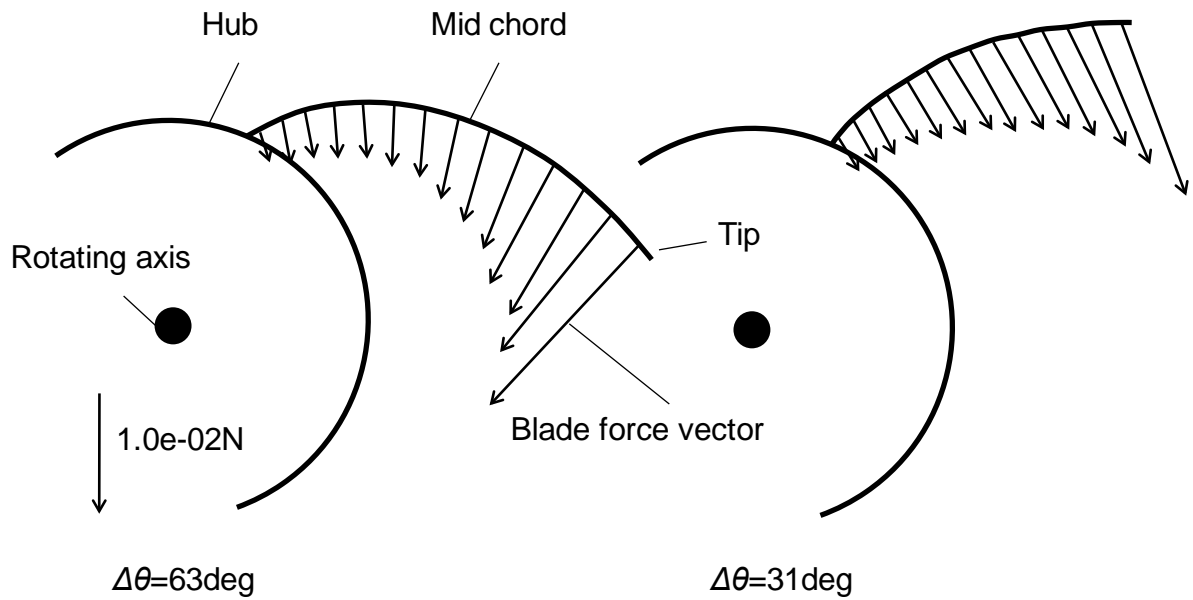


図4.15 翼力の可視化結果

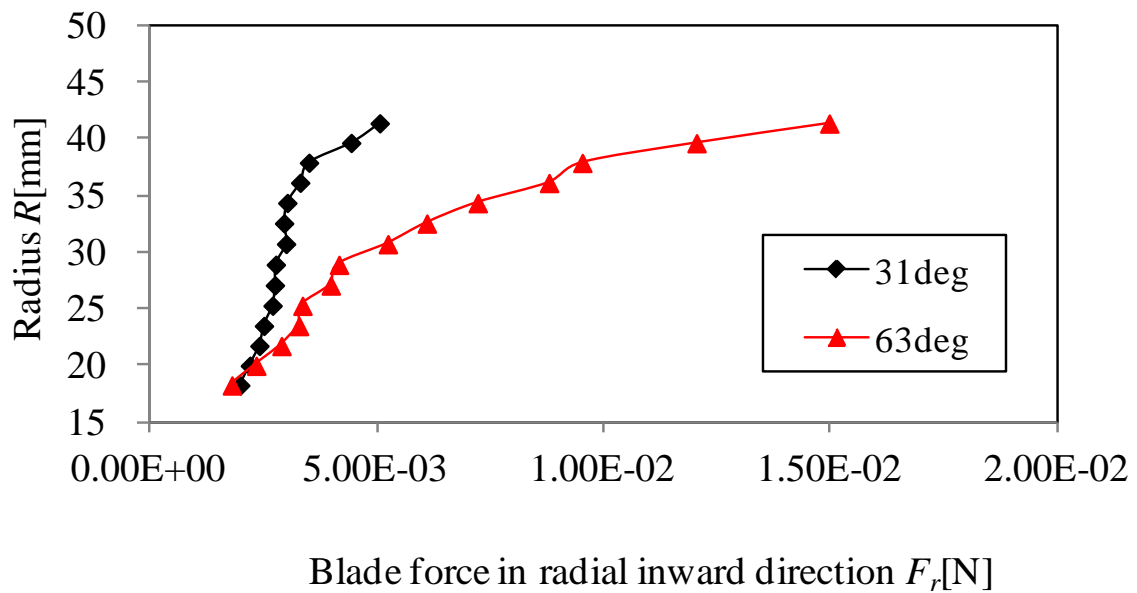


図4.16 前進角 31 度と 63 度における半径方向内向き成分の翼力の比較

## 4.6 第4章のまとめ

騒音発生メカニズム解明を目的として、ファンの低騒音化についてのひとつめの手段である前進翼を小型軸流ファンに適用した場合の翼通過周波数騒音低減効果の要因分析に関して検討した。前進翼と非軸対称な箱形ケーシングの干渉が騒音に与える影響を実験及び CFD を用いて調べた結果、以下の結論を得た。

- (1) 前進角を大きくすると BPF 騒音と乱流騒音の両方が低減することを確認した。
- (2) 前進角の違いは、ケーシング壁面での BPF の静圧変動とケーシング出口の速度分布の違いとなって現れた。
- (3) 前進角を大きくすると半径方向内向きの翼力により、流れが半径方向内向きの運動量を得るためケーシング出口の流れの広がり抑制される。これにより流れと非軸対称な箱形ケーシングとの干渉が抑制され BPF での静圧変動が低減するため BPF 騒音が低減する。

# 第5章 数値最適化手法による プロペラファンの設計

本章では給湯器ユニット室外機用プロペラファンの高性能化を目的として、CFD と数値最適化手法を組み合わせた自動設計ツールにより翼形状を設計した結果について述べる。プロペラファンとしては数値最適化手法を適用した初めての事例となる。本章で述べる最適設計の特徴は、効率と騒音を目的関数としたパラメータサーベイを行ったことである。

## 5.1 最適化自動設計ツール

図 5.1 に設計ツールの構成を示す。「定義された形状データに対して流体解析用のメッシュを生成し、流体解析を実施し、その解析結果を評価して最適化し、再び形状を定義しなおす」という一連の工程を、自動的に繰り返す。基本的な構成は第 2 章の最適化自動設計ツールと同一である。

プロペラファンにおいては、高効率化と同時に低騒音化も求められる。そこで本研究では目的関数を静圧効率と騒音の二つとした最適化自動設計ツールを開発した。以下、本設計ツールについて説明する。

### (1) 翼形状定義方法

図 5.2 に設計変数の定義を示す。翼断面形状は、翼根、翼中央、翼端の 3 断面で定義した。翼中央とは翼根と翼端の断面の平均径での断面とした。翼根と翼中央、および翼中央と翼端の間は自由曲線である NURBS (Non-Uniform Rational B-Spline) 曲線で滑らかにつないだ。

表 5.1 にパラメータサーベイできる設計変数を示す。パラメータサーベイした設計変数は翼出入口角、取り付け角、翼弦長、最大反り位置、後退角等とした。翼根、翼中央、端部は添え字  $h, c, t$  で表す。翼の出口と入口は添え字 1, 2 で示す。本研究で開発した最適化自動設計ツールの翼形状定義方法ではキャンパーラインを一円弧から自由曲線とすることにより、第 2 章で述べた方法に比べて自由度を増した。

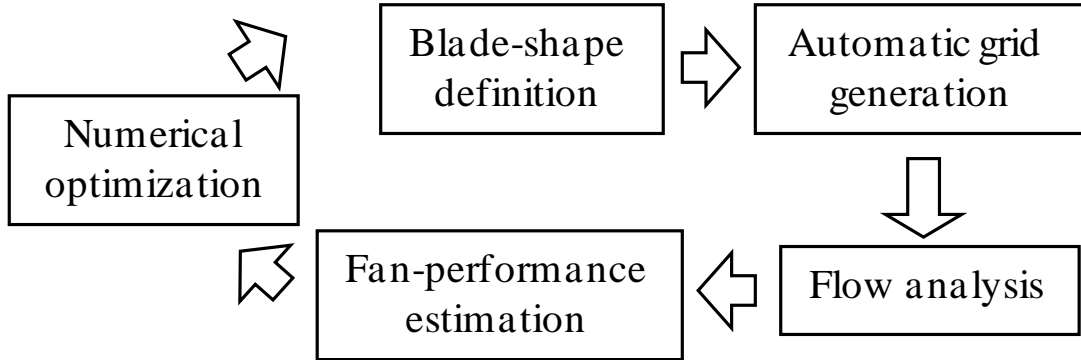


図5.1 設計ツールの構成

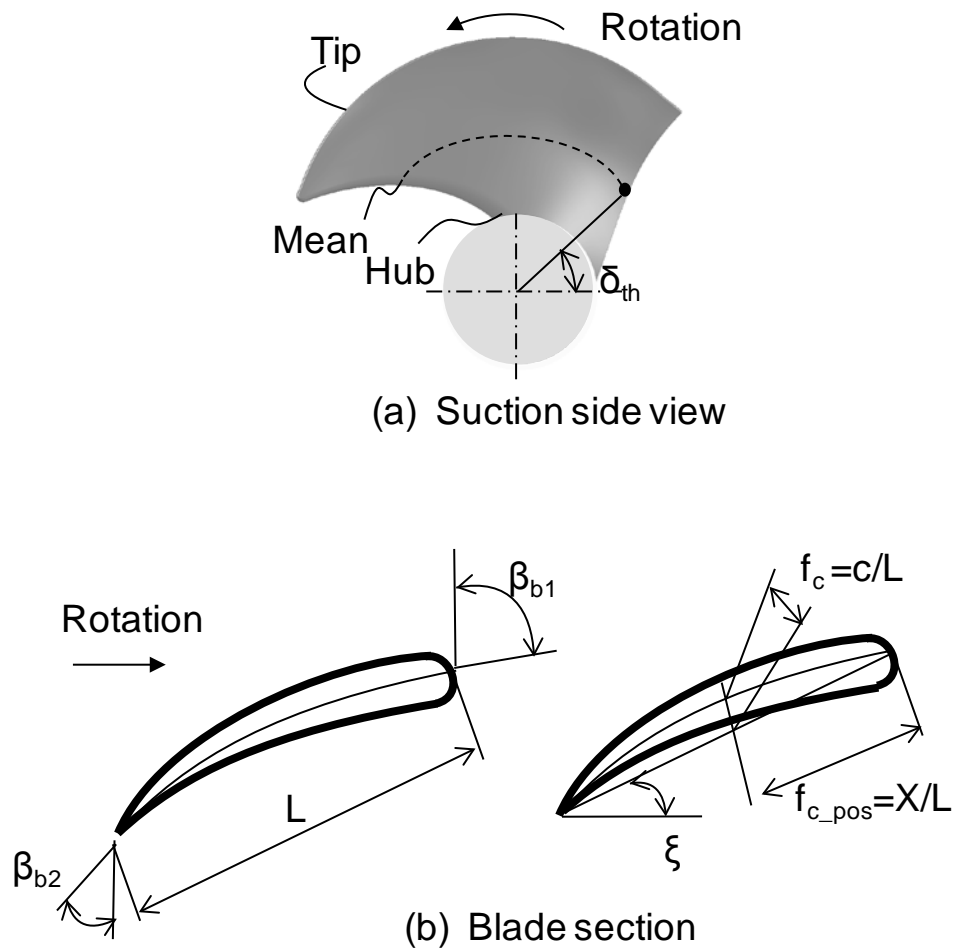


図5.2 設計変数の定義

表5.1 パラメータサーベイできる設計変数

	Design variable	Symbol	Range
1	Inlet blade angle(hub)	$\beta_{b1,h}$	$\pm 2.5^\circ$
2	Inlet blade angle(mean)	$\beta_{b1,m}$	$\pm 2.5^\circ$
3	Inlet blade angle(tip)	$\beta_{b1,t}$	$\pm 2.5^\circ$
4	Outlet blade angle(hub)	$\beta_{b2,h}$	$\pm 2.5^\circ$
5	Outlet blade angle(mean)	$\beta_{b2,m}$	$\pm 2.5^\circ$
6	Outlet blade angle(tip)	$\beta_{b2,t}$	$\pm 2.5^\circ$
7	Pitch angle(hub)	$\xi_h$	$\pm 2.5^\circ$
8	Pitch angle(mean)	$\xi_c$	$\pm 2.5^\circ$
9	Pitch angle(tip)	$\xi_t$	$\pm 2.5^\circ$
10	Chord length(hub)	$L_h$	$\pm 20\%$
11	Chord length(mean)	$L_c$	$\pm 20\%$
12	Chord length(tip)	$L_t$	$\pm 11\%$
13	Camber position(hub)	$f_{c,pos,h}$	$\pm 20\%$
14	Camber position(mean)	$f_{c,pos,m}$	$\pm 20\%$
15	Camber position(tip)	$f_{c,pos,t}$	$\pm 20\%$
16	Sweep angle(mean)	$\delta_{th,m}$	$\pm 30^\circ$
17	Sweep angle(tip)	$\delta_{th,t}$	$\pm 30^\circ$



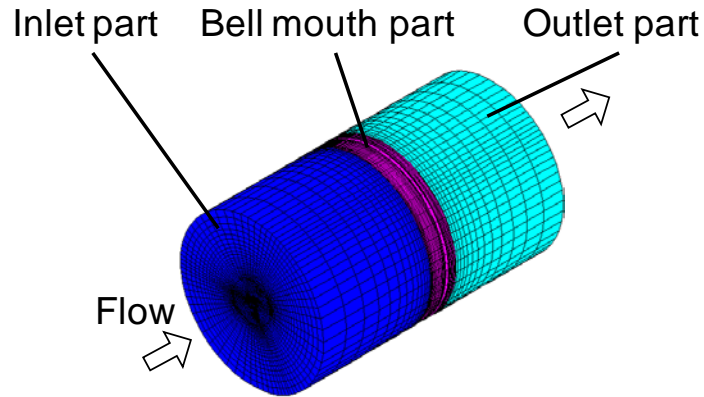
## (2) メッシュの作成方法

本設計ツールではメッシュを自動的に作成することが必要であるため、第2章の最適化自動設計ツールと同様に、プロペラファン専用の自動メッシュ作成プログラムを開発した。本プログラムの特徴は前述の翼形状定義方法で得られたデータを直接入力することにより必要なメッシュデータを作成できることである。入力データは翼断面の点列データとメッシュ数・メッシュの寄せ比率、出力データはメッシュの接点・要素・境界条件とした。

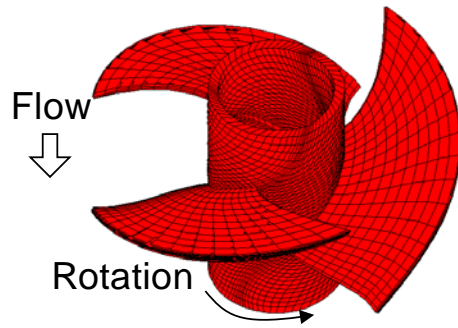
図5.3に計算に用いたメッシュを示す。メッシュは、吸込部、ベルマウス部、翼間部、吐出部の4つから構成した。メッシュは全周モデルとした。図5.3(a)は全体メッシュ、図5.3(b)は翼面のメッシュ、図5.3(c)は翼間部周りの拡大図を示す。

図5.3(c)に示すように、メッシュ生成を容易とするために、ベルマウス部と吸込部、翼間部、吐出部の接続面は不連続面とし、流体解析ソルバーSTAR-CDのカップリング機能を用いて不連続面を接続した。

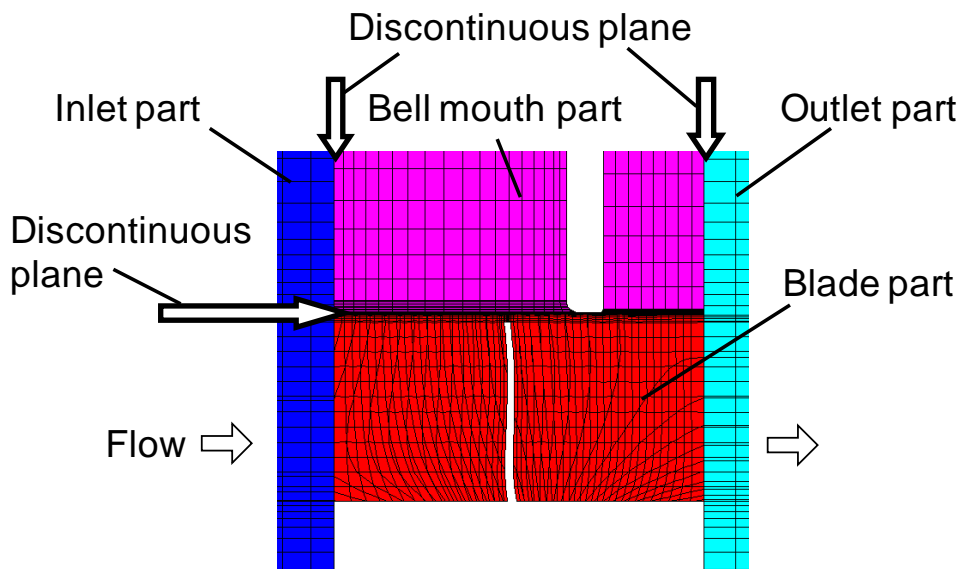
翼間部の分割数は一翼間で流れ方向に46分割（うち翼のある部分で20分割）、スパンに12分割、周方向に24分割とした。翼間のメッシュ数で13,248要素である。チップクリアランスの分割数はスパン方向に10分割、周方向に6分割とした。全体のメッシュ数は182,208要素とした。翼間のメッシュ数13,248要素は第2章の最適化自動設計ツールの翼間のメッシュ数とほぼ同等であるため、同等の計算精度を確保できると考える。



(a) Whole computational grids



(b) Propeller fan grids



(c) Enlarged sectional view of partial grids near blade and bell mouth

図5.3 計算に用いたメッシュ

### (3) 流体解析及び性能評価の方法

流体解析のソルバーは、市販ソフトウェア STAR-CD Version 3.26<sup>(49)</sup>を採用した。計算は非圧縮定常乱流解析とした。乱流モデルは  $k-\varepsilon$  モデルを用いた。Navier-Stokes 方程式の離散化には風上 1 次差分スキームを用いた。境界条件は、吸込部の入り口で流速一定、吐出部の出口で圧力一定（大気圧）とした。

本設計ツールでは、流量と回転数を入力とし、静圧上昇  $Ps$  と静圧効率  $\eta_s$  および騒音  $L_A$  を出力とした。静圧上昇  $Ps$  は出口境界と入口境界の静圧差とした。静圧効率および騒音は、以下の式で計算した。

$$\eta_s = \frac{QP_s}{L} \quad (5.1)$$

$$L = \omega T = 2\pi \frac{N}{60} T \quad (5.2)$$

$$L_A = 10 \log(\alpha_1 w_{ave,1}^6 + \alpha_2 w_{ave,2}^6) \quad (5.3)$$

$$w_{ave,i} = \frac{\sum(C_{rz,j} \times \Delta A_j \times w_j)}{\sum(C_{rz,j} \times \Delta A_j)} \quad (5.4)$$

$$C_{rz,j} = \sqrt{C_{r,j}^2 + C_{z,j}^2} \quad (5.5)$$

ここで、 $Q$  は流量、 $L$  は軸動力、 $N$  は回転数[rpm]、 $T$  は翼面にかかるトルクである。

騒音の計算は渡辺らの提案している遠心ファンの騒音予測式<sup>(28)</sup>を利用した。騒音の計算では前縁（添え字 1）と後縁（添え字 2）の実験係数  $\alpha_i$  と相対速度  $w_{ave,i}$  を用いた。実験係数  $\alpha_i$  は既知の翼形状の計算結果と実験結果の騒音が一致するように調整して求めた。相対速度  $w_{ave,i}$  は式(5.4)により重みづけした平均値とした。

本研究では流体解析後に、データ抽出用のシェルメッシュを前縁側と後縁側に作成し、シェルメッシュに計算結果をマッピングしてデータを抽出した。図 5.4 に相対速度  $w_{ave,i}$  の計算に用いたデータ抽出用シェルメッシュを示す。速度  $C_{rz,j}$  はシェルメッシュ毎の速度であり、絶対速度半径方向成分  $C_{r,j}$  と絶対速度軸方向成分  $C_{z,j}$  から求めた。 $\Delta A_j$  はシェルメッシュ毎の面積、 $w_j$  はシェルメッシュ毎の相対速度である。すなわち本騒音予測式では局所的に速度  $C_{rz,j}$  が大きくかつ、その面積  $\Delta A_j$  が広いほど相対速度が大きくなり、騒音が大きく計算される。

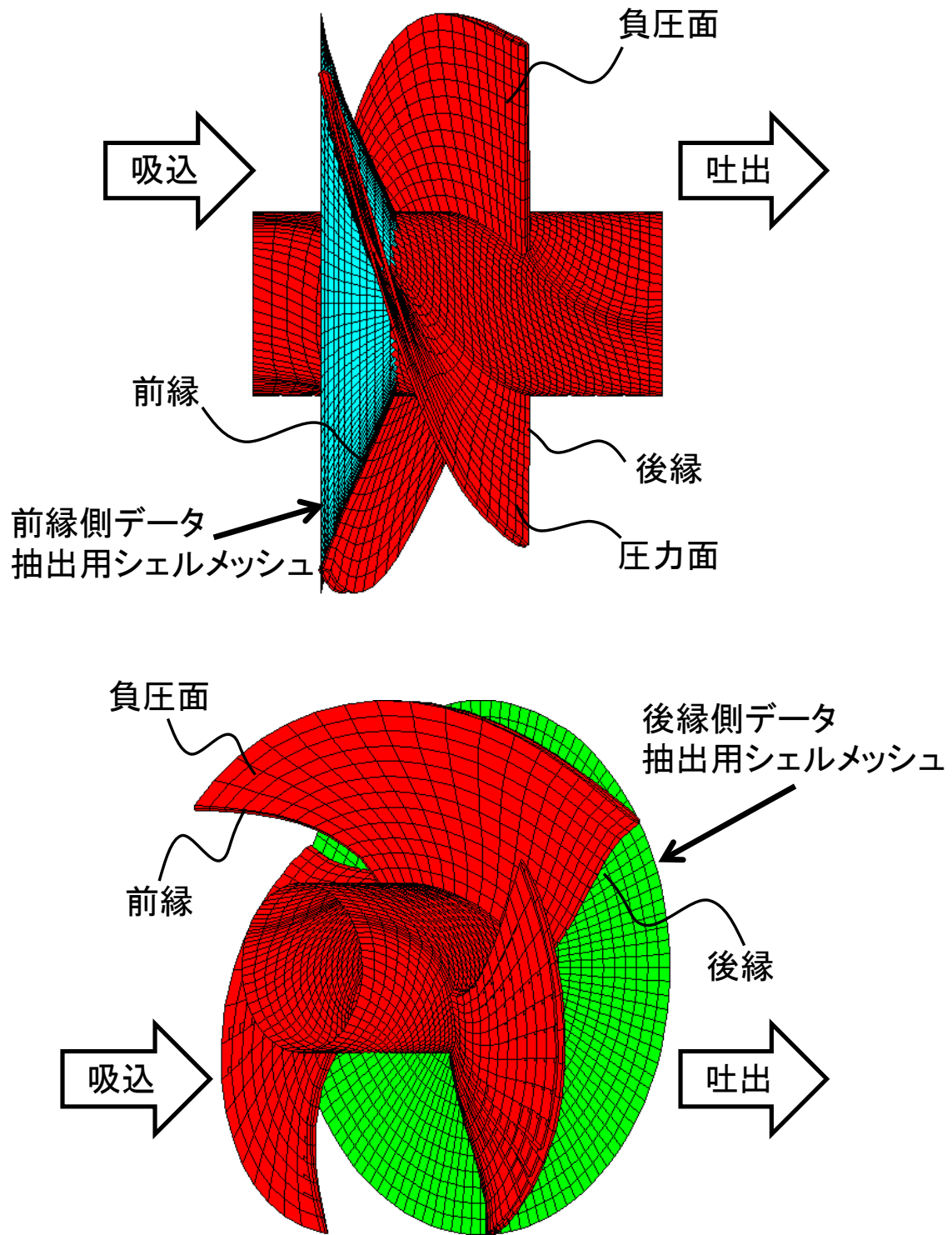


図5.4 相対速度  $w_{ave,i}$  の計算に用いたデータ抽出用シェルメッシュ

#### (4) 数値最適化手法

数値最適化手法は大域的に形状を探索するために杉村が開発した遺伝的アルゴリズムに基づく手法<sup>(4)</sup>を適用した。本設計ツールでは応答局面法は用いずに CFD で直接計算した結果を用いて最適設計した。遺伝的アルゴリズムは複数の目的関数に対する最適化によりトレードオフ最適解の集合（パレート解）を得ることができる。目的関数は静圧効率と騒音とした。制約条件は静圧上昇とし、与えた静圧上昇の範囲内で最適設計ができるようにした。遺伝的アルゴリズムの設定は、1 世代で計算する形状数を 30 ケース、計算する世代数を 10 世代とした。

第 2 章の設計ツールは、静圧効率を目的関数とする単目的最適化で、数値最適化手法は焼きまなし法を適用していた。そのため最適設計で 1 回目に作成・計算される翼形状は設計者が最初に与える翼形状（例えば、従来製品の翼形状）である。そのため第 2 章では設計者が最初に与える翼形状を「初期形状」(Initial)と称していた。しかし、本設計ツールでは、静圧効率と騒音を目的関数とする多目的最適化で、数値最適化手法は遺伝的アルゴリズムを適用する。そのため設計者が最初に与える翼形状を基準として、計算する一世代分（本章の場合、30 ケース）の翼形状が一度に作成される。そのため本章では設計者が最初に与える翼形状を「基準形状」(Standard)と称する。

## 5.2 最適設計の結果及び考察

従来製品を基準形状としてプロペラファンを最適設計した。仕様点流量は流量係数で  $\Phi = 0.28$  とした。プロペラ外径は 425mm とした。探索した設計変数の範囲は表 5.1 に示した。

図 5.5 に最適設計の結果を示す。静圧効率と騒音は基準形状との相対差とした。図中の各点が繰り返し計算の結果である。縦軸の相対騒音は 1 メモリが 0.5dB である。そのため本計算結果はいずれの計算点でも騒音に対する感度は比較的小さかった。そこで本研究では図 5.5 の中で、騒音が基準形状と同等で効率が最大となる赤丸で示す点を最適形状として選択した。最適形状は静圧効率が 5% 向上した。

図 5.6 に基準形状と最適形状の比較を示す。最適形状は翼端後縁が反回転方向に移動したことにより、翼端後縁が吸込側に反っていることが特徴である。

図 5.7 に基準形状と最適形状の流量に対する静圧係数、静圧効率、騒音変化の解析結果を示す。静圧効率は流量係数  $\Phi=0.28$  における基準形状の静圧効率に対する相対効率で示す。騒音も同様に、流量係数  $\Phi=0.28$  における基準形状の騒音に対する相対騒音で示す。

最適形状の静圧効率の増加に伴い、最適形状の静圧上昇は基準形状に比べて 20% 増加した。計算した低流量域の流量係数  $\Phi=0.25$  では静圧上昇及び静圧効率の増加はなかった。騒音の流量に対する変化は小さく、基準形状と最適形状の差はほとんどなかった。

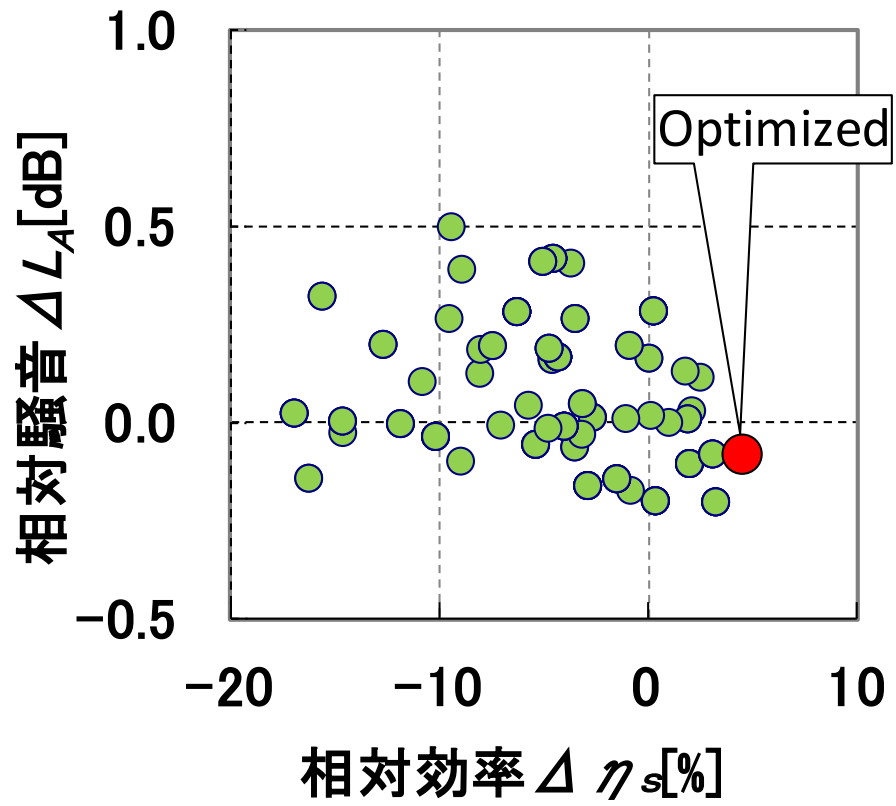


図5.5 最適設計の結果

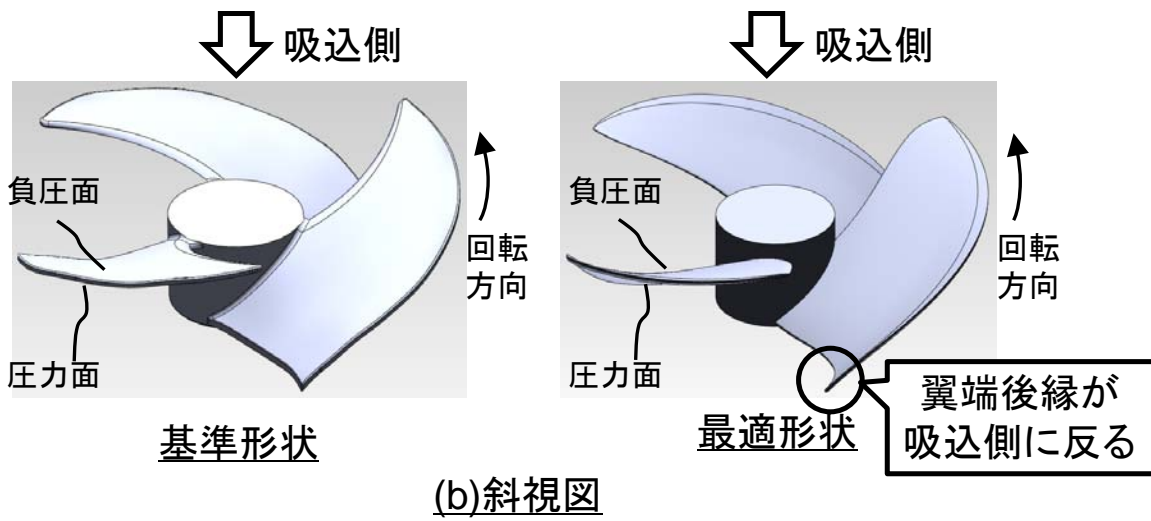
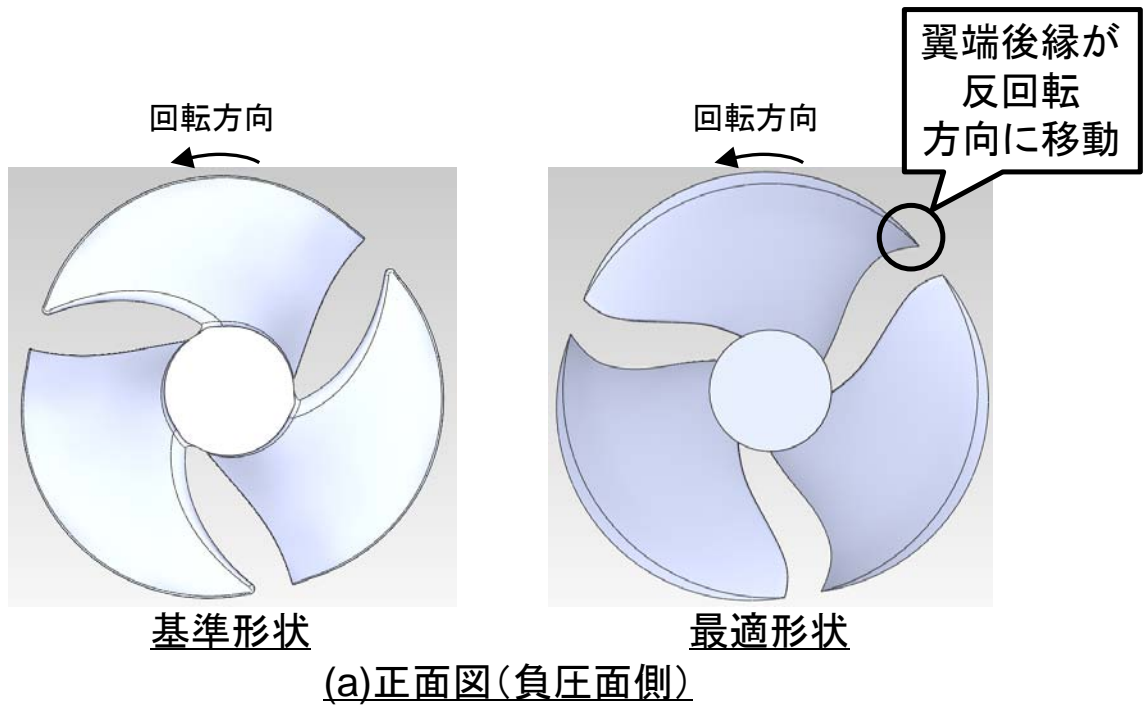


図5.6 基準形状と最適形状の比較



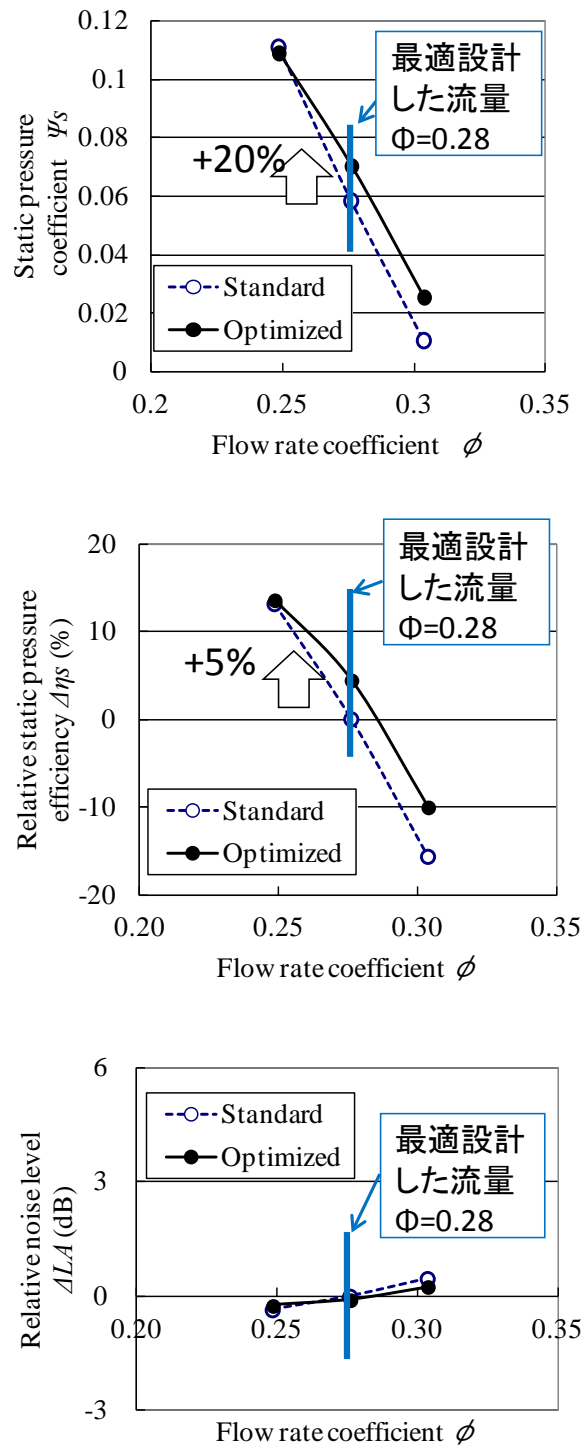


図5.7 基準形状と最適形状の流量に対する静圧上昇，静圧効率，騒音の解析結果

### 5.3 実験による最適設計の効果確認

最適設計の効果を確認するためにファンを試作・実験した。試作したファンはプロペラ外径 150mm の小型模型ファンとした。小型模型ファンは粉末法による Rapid Prototyping により試作した。船橋らはプロペラ外径 150mm の小型模型ファンでプロペラ外径 644mm の実寸ファンの性能を予測できることを確認している<sup>(50)</sup>。本研究の対象とするプロペラ外径は 425mm であるため、本方法の適用により実機の性能が十分に予測できるものと考えられる。

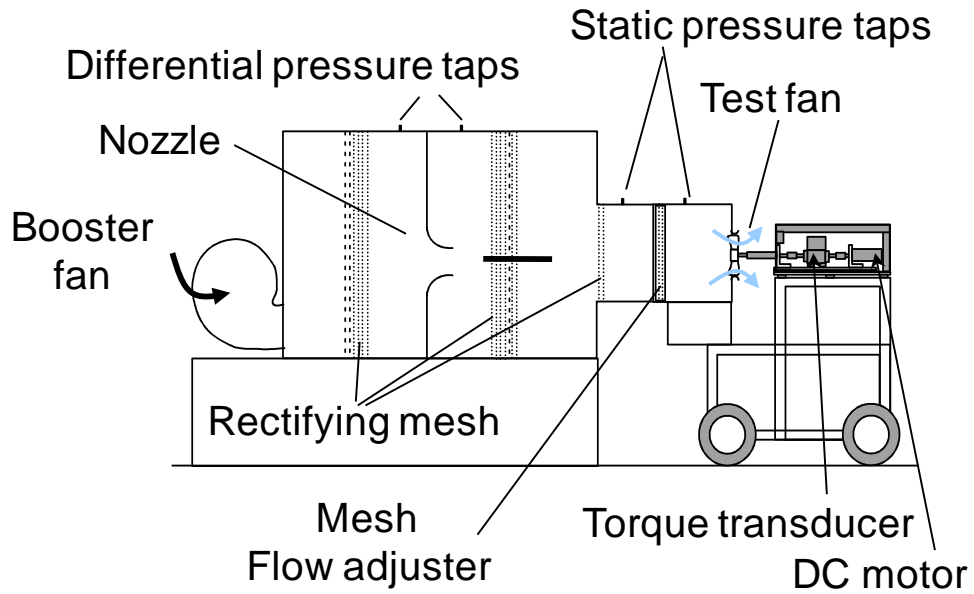
図 5.8 に実験装置を示す。測定に用いたダブルチャンバーは JIS B8330 に準拠した。流量と静圧上昇はダブルチャンバーを、軸動力と回転数はファン駆動装置を用いて測定した。騒音は翼の吐出側 45 度の角度で 1m 離れた位置にマイクロフォンを配置して測定した。

図 5.9 に流量係数に対する静圧係数、静圧効率、騒音変化の実験結果を示す。流量係数  $\phi=0.28$  での最適形状の静圧上昇は基準形状に対して 18%増加した。計算結果では 20%増加だったので、静圧上昇の増加量はほぼ一致した。最適形状の静圧効率は基準形状に対して 1.3%増加した。計算結果では 5%増加だったので、静圧効率の増加量は縮小した。一方、流量係数  $\phi=0.28$  での最適形状の騒音は基準形状に対して 1.6dB 増加した。騒音は流量係数  $\phi=0.30$  を境として基準形状と最適形状が逆転し、 $\phi>0.30$  で基準形状よりも低騒音となった。図 5.7 の騒音の計算結果と図 5.9 の騒音の実験結果を比べると、計算結果では流量に対する変化がほとんどなかったのに対して、実験結果では流量が小さくなるに従って増加した。

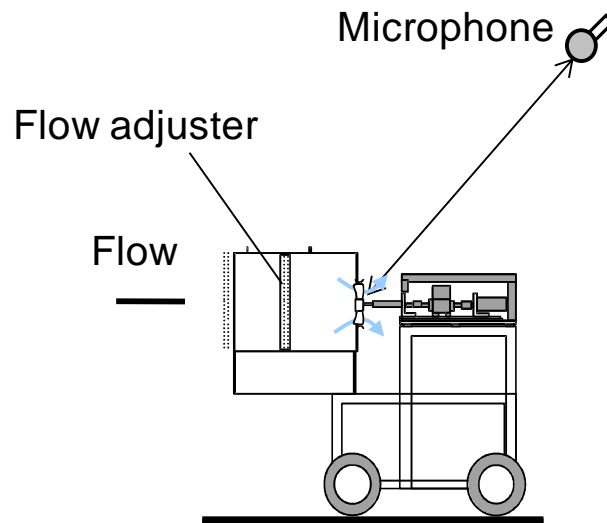
袴屋らは提案した騒音予測の簡易式に関する研究において、流量の減少に伴い騒音が増加するのはじょう乱通過スケールが急激に増加するためであると述べている<sup>(29)</sup>。図 5.10 にじょう乱通過スケールの概念図を示す。袴屋らが定義するじょう乱通過スケールとは翼出口と入口で流入出する逆流域であり、じょう乱通過スケールは実験的に求めている。低流量域では逆流域  $\delta_i$  が大きくなるため、じょう乱通過スケールは増大し騒音は増大する。

本研究で用いた式(5.3)ではこのようなじょう乱の影響を考慮していないため、計算結果は低流量域の騒音増大を捉えていない。最適形状の騒音が増大したのは、流量係数  $\phi=0.28$  でじょう乱通過スケールが増加したことが騒音に影響を与えたためと考えられる。一方で、大流量域においては、じょう乱通過スケールの影響は小さい。実際に計算結果では  $\phi>0.28$  で、実験結果では  $\phi>0.30$  で、騒音は基準形状と最適形状が逆転

している。このことから考えて、大流量域における騒音予測は本研究の式(5.3)を用いることは妥当であると考えられる。



(a)ダブルチャンバー及びファン駆動装置



(b)騒音測定装置

図5.8 実験装置

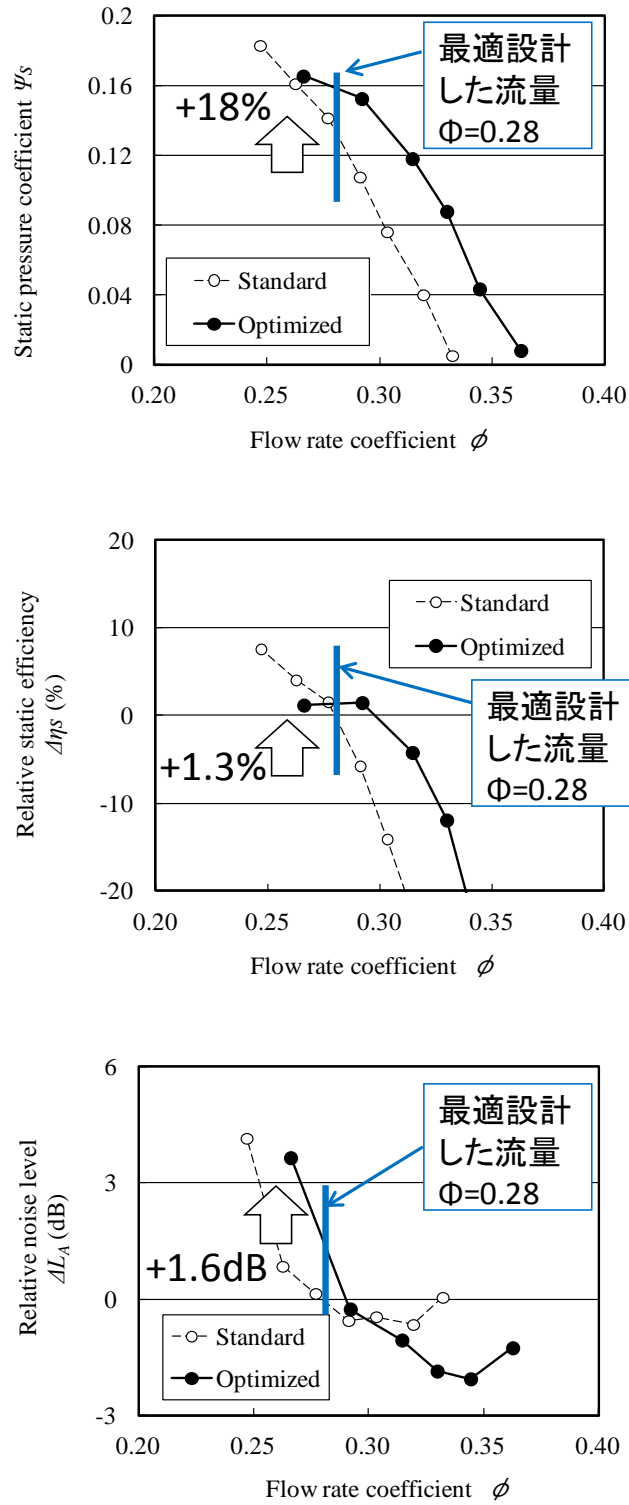
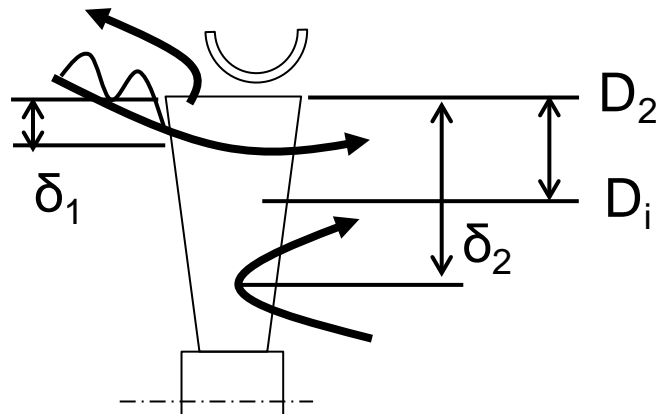


図5.9 流量係数に対する静圧係数，静圧効率，騒音変化の実験結果



じょう乱通過スケール  
 $(D_2 - D_i) / 2 = (\delta_1 + \delta_2) / 2$

図5.10 じょう乱通過スケールの概念図

## 5.4 効率改善の要因考察

基準形状と最適形状の計算結果を比較することにより基準形状に比べて最適形状の効率が改善した要因を調べた。比較した流量は最適設計した流量係数  $\Phi=0.28$  とした。

図 5.11 に吐出側斜め方向から見た基準形状と最適形状を示す。最適形状は翼端後縁が吸込側に反る形状であるため、第 4 章とは逆に、流れに半径方向外向きの翼力が作用すると考えられる。そこで翼後縁直後の流れ場を比較した。

図 5.12 に基準形状と最適形状の翼後縁直後における回転軸に垂直な断面での絶対速度半径方向成分  $C_r$ 、図 5.13 に絶対速度周方向成分  $C_\theta$ 、図 5.14 に絶対速度軸方向成分  $C_z$ 、図 5.15 に絶対速度  $C$  を示す。各速度は翼端周速  $u_t$  で無次元化した。

図 5.11 で示すように最適形状では半径方向外向きの翼力が作用し、流れが半径方向外向きの運動量を得るため、基準形状に比べて半径方向外向きの絶対速度半径方向成分  $C_r$  が増加した。そのため最適形状では流れがベルマウス内壁まで到達し、ベルマウス内壁面付近の絶対速度周方向成分  $C_\theta$  の速度分布が均一化した。さらに最適形状の絶対速度軸方向成分  $C_z$  の大きい領域が狭くなり、基準形状に比べて速度分布が均一化した。その結果、最適形状の絶対速度  $C$  は基準形状に比べて断面全体として速度分布が均一化した。以上の流れ場の変化により、最適形状は基準形状に比べて、翼後流の混合損失が低減し、効率が改善した。

図 5.16 に基準形状と最適形状の  $R/R_t=80\%$  を通る円筒断面での全圧損失係数  $\zeta_p$  を示す。全圧損失係数  $\zeta_p$  の定義は式(3.2)と同一である。最適形状の全圧損失係数は基準形状に比べて高い領域が狭くなった。この要因も上述の速度分布の均一化が寄与していると考えられる。その結果、最適形状は基準形状に比べて翼間の損失が低減し、効率が改善した。

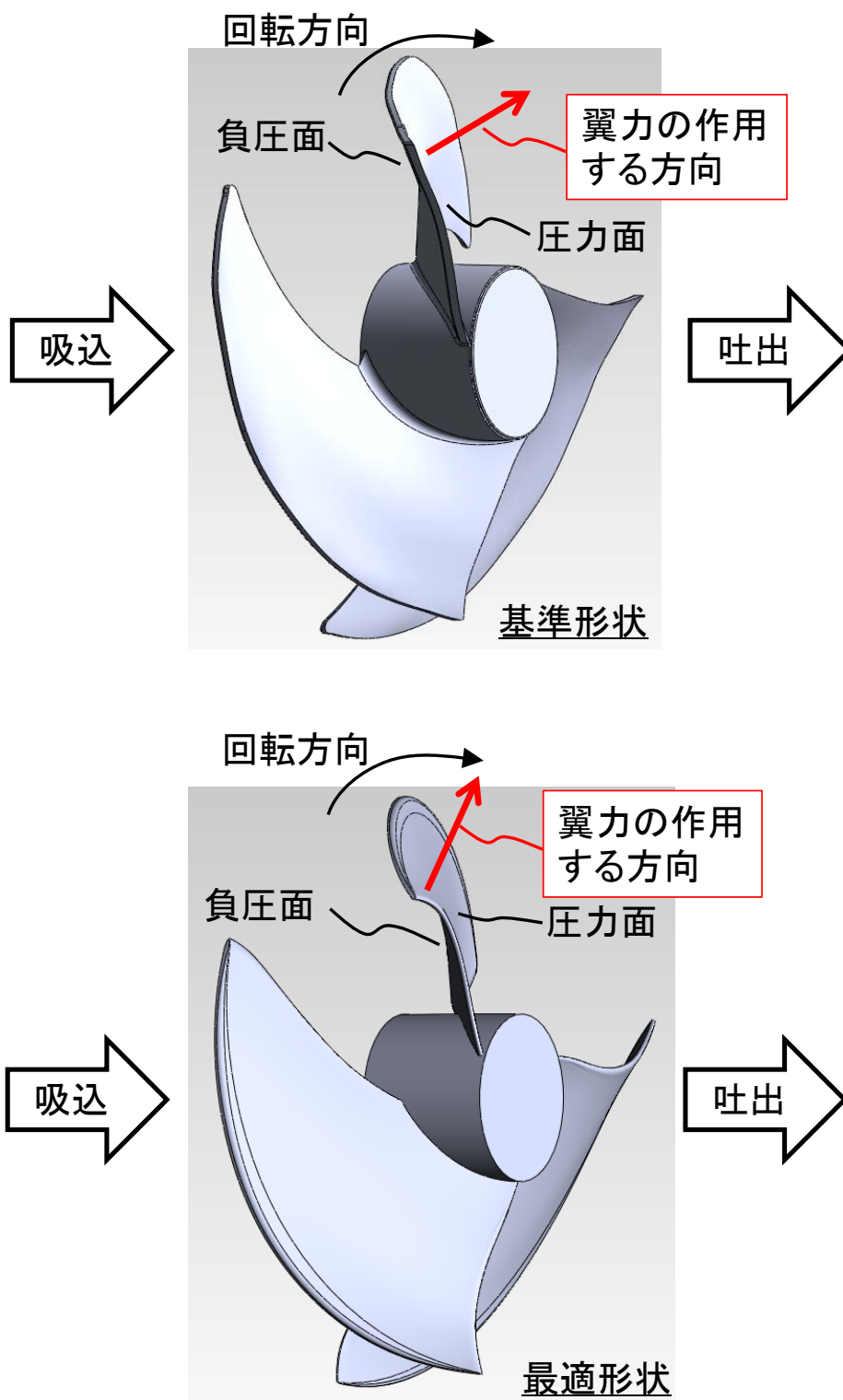


図5.11 吐出側斜め方向から見た基準形状と最適形状

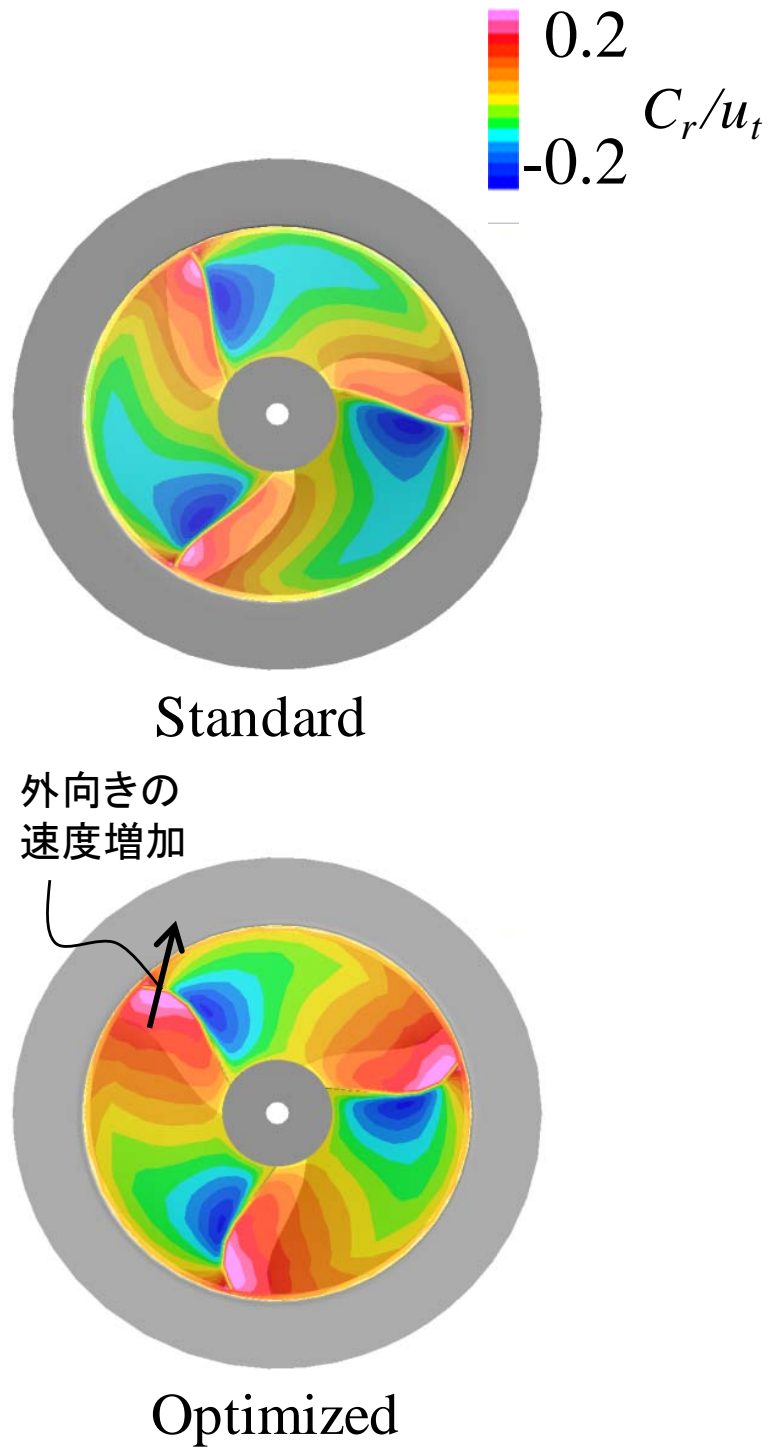


図5.12 基準形状と最適形状の翼後縁直後における回転軸に垂直な断面での絶対速度半径方向成分  $C_r$



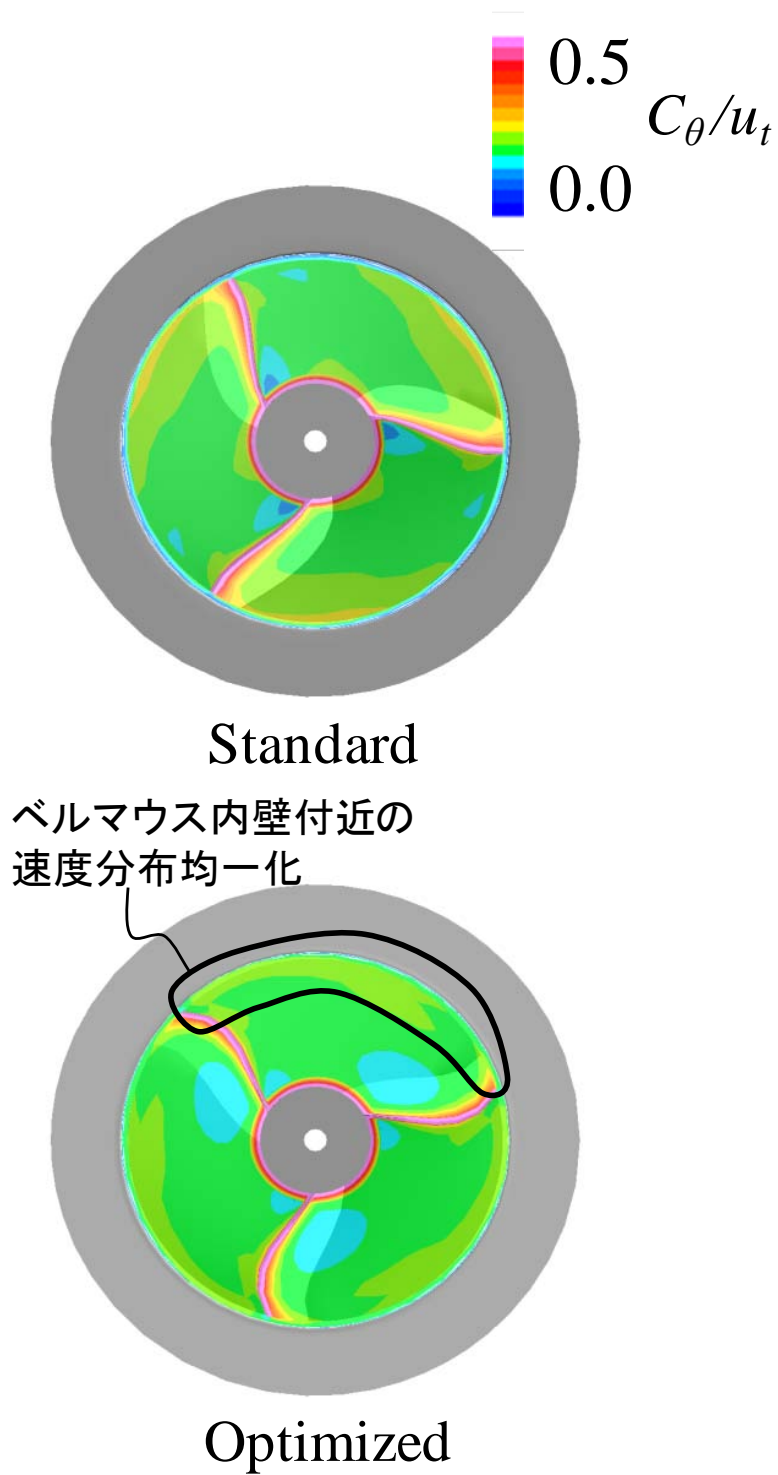


図5.13 基準形状と最適形状の翼後縁直後における回転軸に垂直な断面での絶対速度周方向成分  $C_\theta$

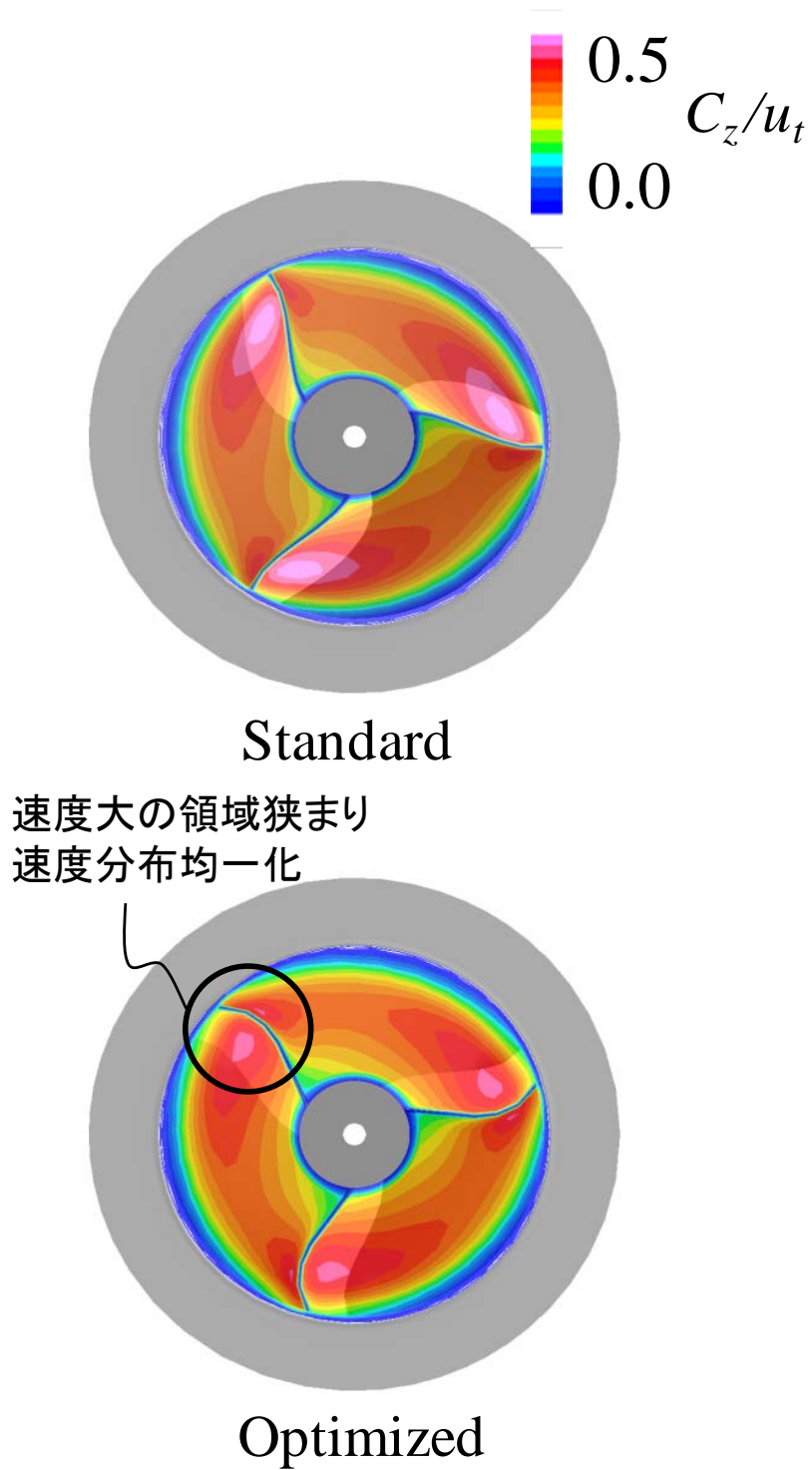


図5.14 基準形状と最適形状の翼後縁直後における回転軸に垂直な断面での絶対速度軸流方向成分  $C_z$

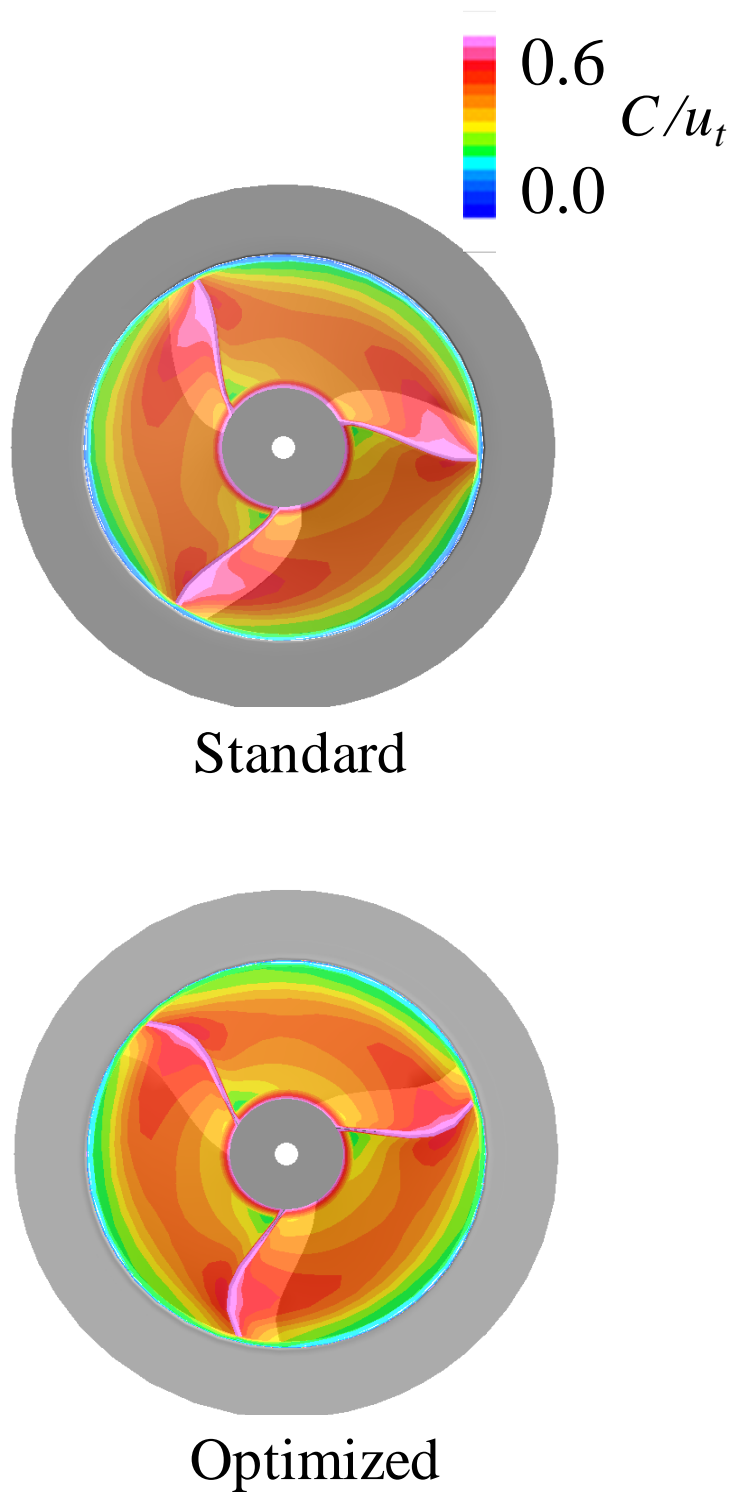
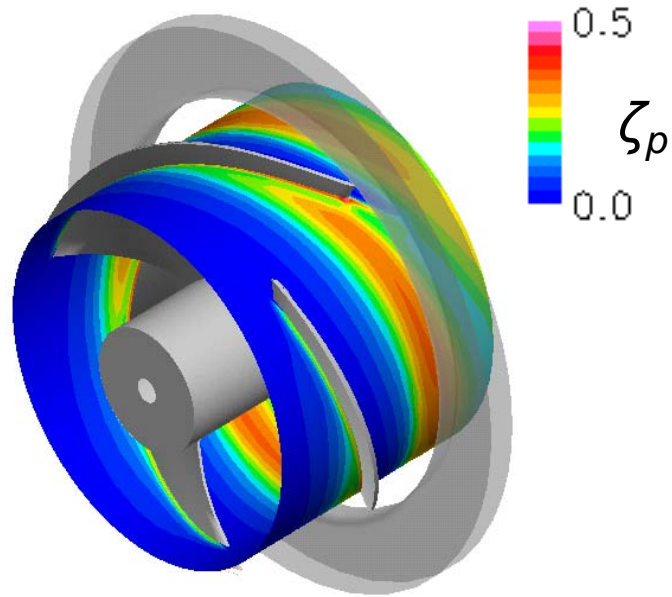
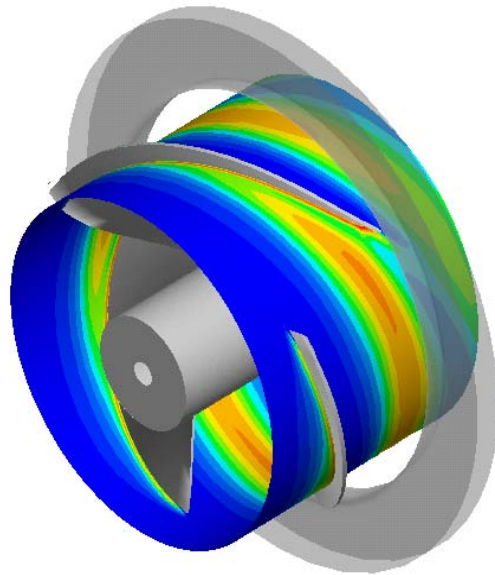


図5.15 基準形状と最適形状の翼後縁直後における回転軸に垂直な断面での絶対速度  $C$



Standard



Optimized

図5.16 基準形状と最適形状の  $R/R_t=80\%$  を通る円筒断面での全圧損失係数  $\zeta_p$

## 5.5 第5章のまとめ

給湯器ユニット室外機用プロペラファンの高性能化を目的として、CFD と数値最適化手法を組み合わせた静圧効率と騒音を目的関数とする自動設計ツールにより翼形状を設計した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 従来製品を基準形状として翼形状を最適設計した。得られた解の中から騒音が基準形状と同等で効率が最大となる解を最適形状として選択した。最適形状は静圧効率が 5%向上した。
- (2) 最適設計の効果を確認するために、ファンを試作・実験し、最適形状は基準形状に対して静圧効率が 1.3%増加したことを確認した。
- (3) 最適形状は翼端後縁が反回転方向に移動したことにより、翼端後縁が吸込側に反ることが特徴であった。この形状変化により、最適形状では流れに半径方向外向きの翼力が作用し、流れが半径方向外向きの運動量を得た。そのため最適形状は基準形状に比べて半径方向外向きの絶対速度半径方向成分が増加するため、流れがベルマウス内壁まで到達し、翼後縁直後での絶対速度分布が均一化した。これにより翼後流の混合損失と翼間損失が低減するため効率が改善した。

## 第6章 プロペラファンの翼枚数が乱流騒音に与える影響

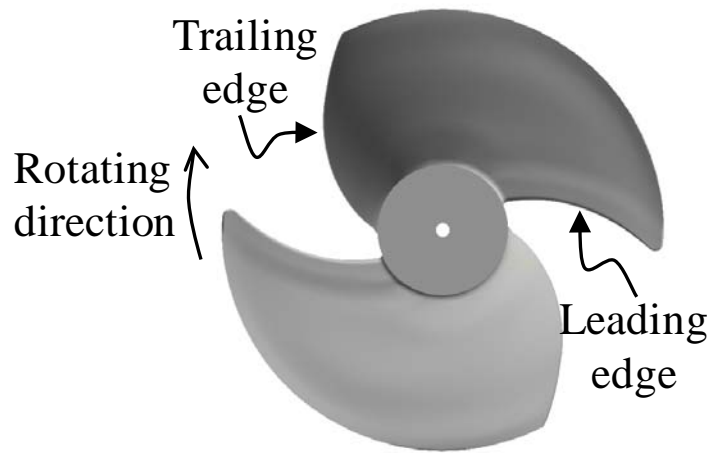
本章では、ファンの低騒音化についてのふたつめ的手段である翼枚数低減をプロペラファンに適用した場合の乱流騒音低減効果の要因分析に関して検討した結果について述べる。本研究は翼枚数低減による翼間流れ場の分析による乱流騒音発生メカニズム解明について検討した初めての事例である。

### 6.1 対象とするプロペラファン

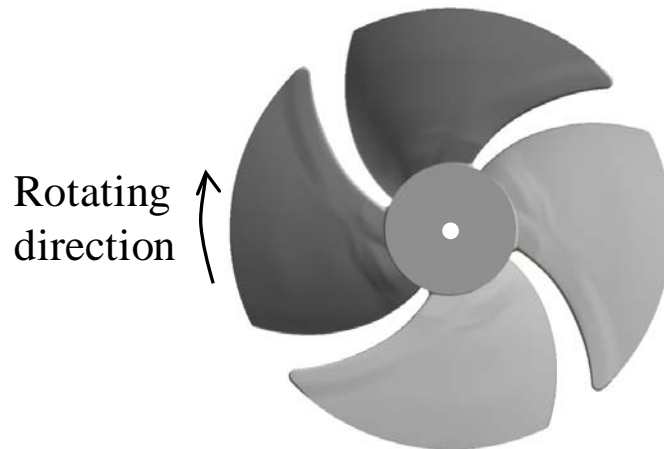
翼枚数低減による翼間流れ場と騒音の関係を調べるために、翼枚数の異なる2種類のプロペラファンの計算と検証実験をした。図 6.1 に対象とするプロペラファンを示す。パッケージエアコン室外機に使用されるプロペラファンを対象とする。2枚翼プロペラファンは動作する流量係数  $\Phi=0.28$  で4枚翼プロペラファンに比べて 5.1dB 低騒音である。流量係数  $\Phi=0.28$  では、静圧係数  $\Psi_s$  は2枚翼プロペラファンと4枚翼プロペラファンでほぼ同一の静圧係数  $\Psi_s=0.14$  である。図 6.1 (c)にはプロペラファンと組み合わせるケーシングも示す。ケーシングはベルマウスと、ベルマウスの内側のリングから構成されている。プロペラファンは翼の最後縁がリングの位置に一致するように配置されている。表 6.1 に対象とするプロペラファンの主な諸元を示す。

表6.1 対象とするプロペラファンの主な諸元

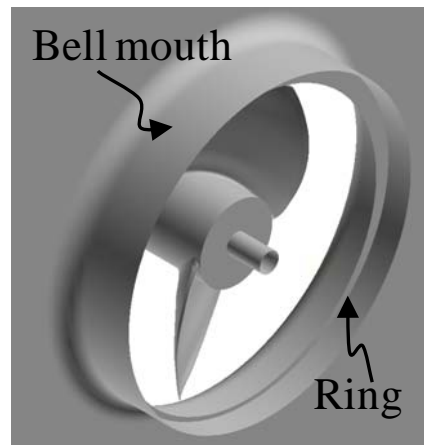
	2-blade		4-blade	
	Hub	Tip	Hub	Tip
Radius ratio	0.3	1.0	0.3	1.0
Setting angle[deg]	35	24	35	27
Blade length[mm]	310	760	160	460
Solidity	1.1	0.8	1.1	0.9



(a)2-blade propeller fan



(b)4-blade propeller fan



(c)Casing combined with fan

図6.1 対象とするプロペラファン

## 6.2 数値計算方法

### (1) 数値計算方法とメッシュ

翼枚数低減による翼間流れ場と騒音の関係を調べるために、LES による非定常計算を実施した。ソフトウェアは FrontFlow/blue を用いた<sup>(52)</sup>。数値計算にはダイナミックスマゴリンスキーモデルの有限要素法による非圧縮 LES を用いた。

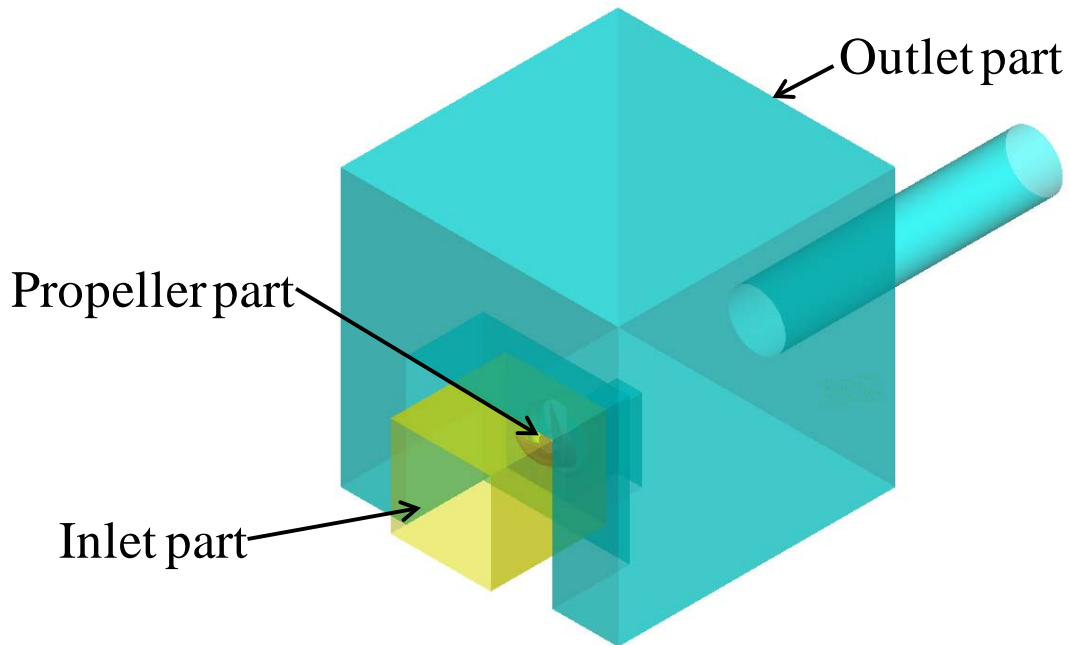
図 6.3 に数値計算に用いたメッシュ、図 6.3 に翼面のメッシュを示す。メッシュは入口部、プロペラ部、出口部の 3 つから構成した。無響室の実験条件に合わせて、入口部と出口部の寸法を設定した。出口部には計算を安定化させるための配管を設けた。プロペラ部は回転場、入口部と出口部は静止場とした。回転場と静止場間のメッシュは数層重ねて、回転場と静止場の間でデータのやり取りをするオーバーセットと呼ばれる手法を適用した。オーバーセットした位置は、半径方向はプロペラとリングの間の円筒面、軸方向はプロペラファンの吸込側と吐出側で 65mm(プロペラファン外径の約 10%)離れた平面とした。表 6.2 にメッシュの要素数をまとめる。翼間の要素数は約 270 万とした。

計算条件は流量 100m<sup>3</sup>/min、回転数 550rpm (流量係数  $\Phi=0.28$ ) とした。計算の時間刻みは 1 回転を 8192 分割した  $1.33 \times 10^{-5}$  秒とした。評価に用いる計算結果は計算が安定化した後の 4 回転分のデータとした。

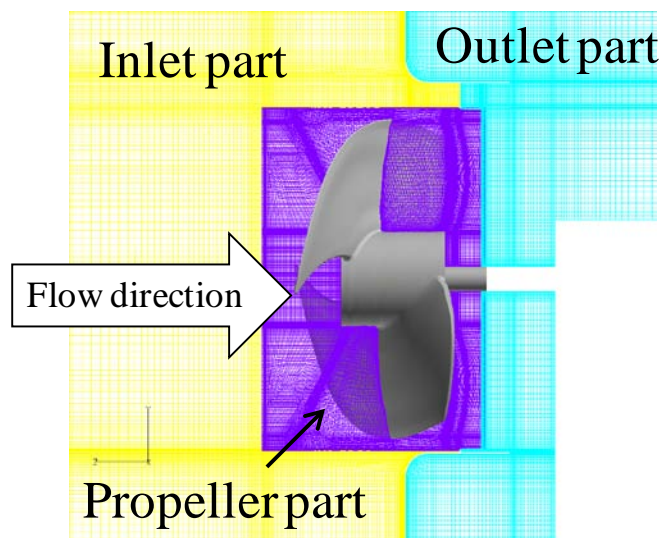
表6.2 メッシュの要素数

	Inlet part	Propeller part	Outlet part	Total	Blade-to-blade
2-blade	2,029,760	5,564,384	5,507,024	13,101,168	2,782,192
4-blade	1,875,424	10,618,752	5,507,024	18,001,200	2,654,688



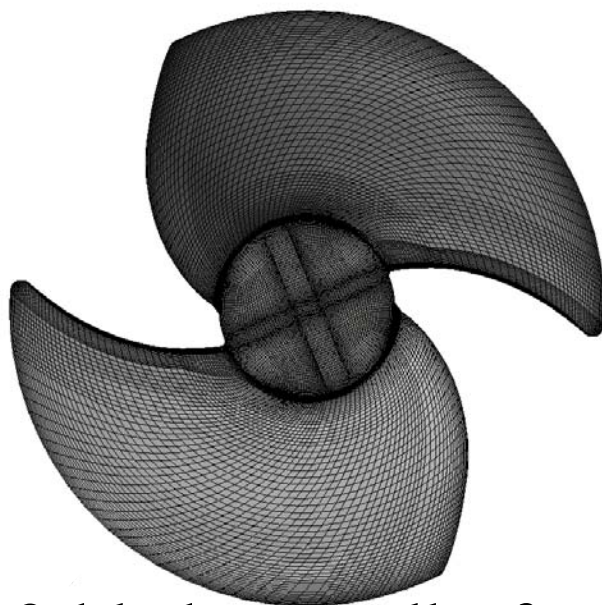


(a) Construction of computational parts

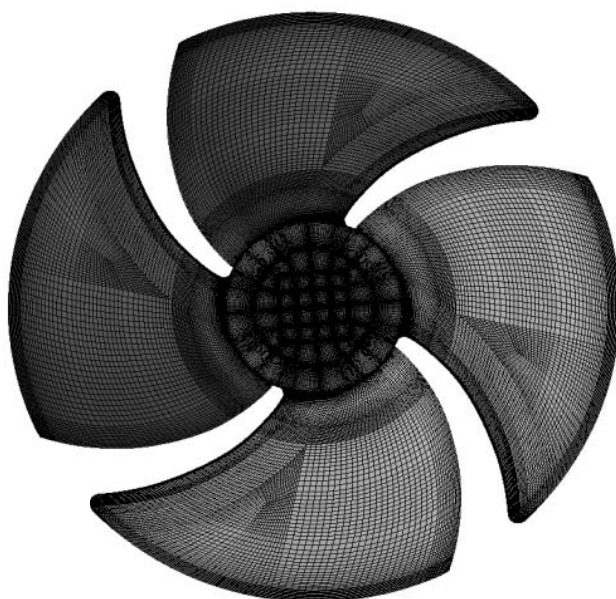


(b) Enlarged section of propeller part

図6.2 数値計算に用いたメッシュ



2-blade propeller fan



4-blade propeller fan

図6.3 翼面のメッシュ

## (2) 評価方法

本研究では詳細な流れ場を分析するために、古川が提案している特異点理論に基づく知的可視化手法を用いた<sup>(19)</sup>。具体的には流れの特徴を捉えるために渦中心と限界流線を可視化した。可視化した渦中心に式(6.1)に示す無次元ヘリシティ $H_n$ を表示した。

$$H_n = \frac{\vec{\xi} \cdot \vec{w}}{\|\vec{\xi}\| \|\vec{w}\|} \quad (6.1)$$

ここで $\xi$ は絶対渦度、 $w$ は相対速度である。式(6.1)により無次元ヘリシティは渦度ベクトルと相対速度ベクトルの成す角度の余弦値として定義されているので、無次元ヘリシティが1となる領域は流れの方向に縦渦が強く巻き上がっていることを示す。また、その符号は流れの方向に対する渦の回転方向を示す。

限界流線は翼面の剥離形態を分析するために用いた。限界流線に現れる包絡には、そのまわりに形成される三次元流れ場が強く反映され、限界流線の包絡は剥離線あるいは付着線に対応する。

騒音の大小関係の評価する目的で、式(6.2)で示す Curle の式<sup>(36)</sup>を用いて騒音を計算した。式(6.2)は物体を点音源、すなわち、物体のスケールは注目する周波数領域における音の波長よりも充分小さい（コンパクト）と仮定した場合である。

$$\rho - \rho_0 = \frac{I}{4\pi c_0^3} \frac{x_i}{r^2} \frac{\partial}{\partial t} \int_S n_i p dS \quad (6.2)$$

ここで $\rho$ は空気密度、 $\rho_0$ は一様静止空気中での密度、 $c_0$ は音速、 $x_i$ は観測点、 $r$ は観測点 $x_i$ と音源中心の距離、 $n_i$ は物体壁面 $S$ における外向きの単位法線ベクトル、 $p$ は物体壁面 $S$ における流れの静圧変動である。

本研究では、自由空間に放射された音を想定し、音の反射、屈折、吸収の効果と、物体から放射された圧力振幅の位相差は無視した。コンパクトの仮定を考慮して、翼のスパン（ハブからチップの寸法:275.4mm）と同一の音の波長の周波数 1240Hz を上限として評価した。

ファンから発生する騒音を予測する場合には、プロペラの回転の効果を検討する必要がある。これに対しては Lighthill の方程式から導き出された Ffowcs Williams-Hawkings の式<sup>(32)</sup>がある。詳細な騒音の予測のためには Ffowcs Williams-Hawkings の式を用いる必要があるが、本研究では騒音の大小関係の評価することを目的として簡易に計算できる式(6.2)を用いた。

流れによって物体から放射される圧力波には音源近傍（近距離場）において疑似音

波が含まれる。疑似音波とは音波ではなく、流れ場の近傍にできる圧力変動である。そのため本研究の騒音の評価では実験における疑似音波の影響を考慮する必要がある。遠距離場（音波）と近距離場（疑似音波）の音圧の比  $k$  は式(6.3)のように表せる<sup>(53)(54)</sup>。

$$k = \frac{2\pi fr}{c_0} \quad (6.3)$$

$$10 \log k^2 \cong 10 [dB] \quad (6.4)$$

$$f = \frac{c_0}{2\pi r} \times 10^{10/20} \quad (6.5)$$

ここで  $r$  は測定距離、 $f$  は音の周波数、 $c_0$  は音速である。マイクロフォンを設置した遠距離場と近距離場の音圧の比が 10dB 以上あれば近距離場の影響を無視できると仮定すれば、式(6.4)及び式(6.5)から測定距離  $r$  における測定可能な周波数の下限を推定することができる。本研究の場合、後述するように騒音はファンの吐出側 1m の距離にマイクロフォンを設置して測定した。そのため本研究では、疑似音波が含まれている可能性のある周波数は 170Hz 以下と概算される。

以上により、本研究では騒音の周波数は 170Hz から 1240Hz までを評価した。

Curle の式では騒音源は物体壁面における静圧変動  $p$  である。そこで本研究では翼面の静圧変動を可視化することにより騒音源の位置を評価した。静圧変動の無次元量  $\Delta C_p$  は式(6.6)により求めた。

$$\Delta C_p = \frac{1}{\rho_0 u_t^2} \sqrt{\frac{\sum (P_{S_{temp}} - P_{S_{ave}})^2}{N}} \quad (6.6)$$

ここで、 $u_t$  は翼端周速度、 $P_{S_{temp}}$  は瞬時の静圧、 $P_{S_{ave}}$  は静圧の平均値、 $N$  は 4 回転分の計算ステップ数で本研究では 32,768 である。

Curle の式における静圧変動  $p$  の要因のひとつは、物体壁面周辺の流速変動である。そこで本研究では流れ場の乱れ度  $T_i$  を可視化することにより騒音源の位置を評価した。乱れ度  $T_i$  は式(6.7)より求めた。

$$T_i = \sqrt{\frac{v_x'^2 + v_y'^2 + v_z'^2}{3u_t^2}} \quad (6.7)$$

ここで、 $v_x'$ 、 $v_y'$ 、 $v_z'$  は流速変動の  $x, y, z$  方向成分である。

## 6.3 実験方法

### (1) 一般性能測定

数値計算の検証を目的としてプロペラファンの一般性能を測定した．ここでファンの一般性能とは流量に対する静圧上昇，軸動力及び騒音である．図 6.4 にプロペラファン一般性能測定時の写真を示す．測定はダブルチャンバーとファン駆動装置及び無響室を用いた．ダブルチャンバーは JIS B8330 に準拠した．ダブルチャンバーが無響室の外側に設置されているため，ファンの流量，静圧上昇，トルク，回転数と共に騒音が同時に測定できる．無響室の暗騒音は 3dB（ダブルチャンバー停止時）である．実験における回転数は 550rpm とした．マイクロフォンはプロペラファン外径の 75%（ $\Phi 483$ ）の位置の翼後縁より吐出側斜め 45 度，1m の位置に設置した．実験結果の流量と静圧上昇は式(6.8)及び式(6.9)で無次元化した．

$$\Phi = \frac{4Q}{\pi D_t^2 u_t} \quad (6.8)$$

$$\Psi_s = \frac{2Ps}{\rho u_t^2} \quad (6.9)$$

ここで  $Q$  は流量， $D_t$  は翼端外径， $u_t$  は翼端周速度， $\rho$  は空気密度， $Ps$  はファンの静圧上昇である．

### (2) 翼出口での平均流速分布及び流速変動の測定

数値計算の検証を目的として，プロペラファンの翼出口での平均流速分布及び流速変動を測定した．図 6.5 に翼出口での平均流速分布及び流速変動測定時の写真を示す．

平均流速分布は 5 孔球形ピトー管（ツクバリカセイキ）によるアンバランス法を用いて測定した．差圧計は長野計器 GC62（測定レンジ $\pm 100\text{Pa}$ ，測定精度 $\pm 1.5\%FS$ ）を用いた．図 6.5 (a)に平均流速分布測定時の写真を示す．ピトー管は半径方向にトラバースした．ピトー管は翼の最後縁から回転軸方向に，2 枚翼プロペラファンは 140mm，4 枚翼プロペラファンは 105mm の位置に設置した．

流速変動分布は I 型プローブの熱線流速計（KANOMAX, 0251R-T5）を用いて測定した．図 6.5 (b)に流速変動分布測定時の写真を示す．熱線流速計は回転軸方向に翼の最後縁から 100mm の位置に設置し，半径方向にトラバースした．熱線のサンプリング周期は 24kHz とした．流速変動は取得したデータの二乗平均平方根(Root Mean Square)として評価した．平均流速分布と流速変動の両方で，測定した条件は流量 100m<sup>3</sup>/min，回転数 550rpm（流量係数  $\Phi=0.28$ ）とした．

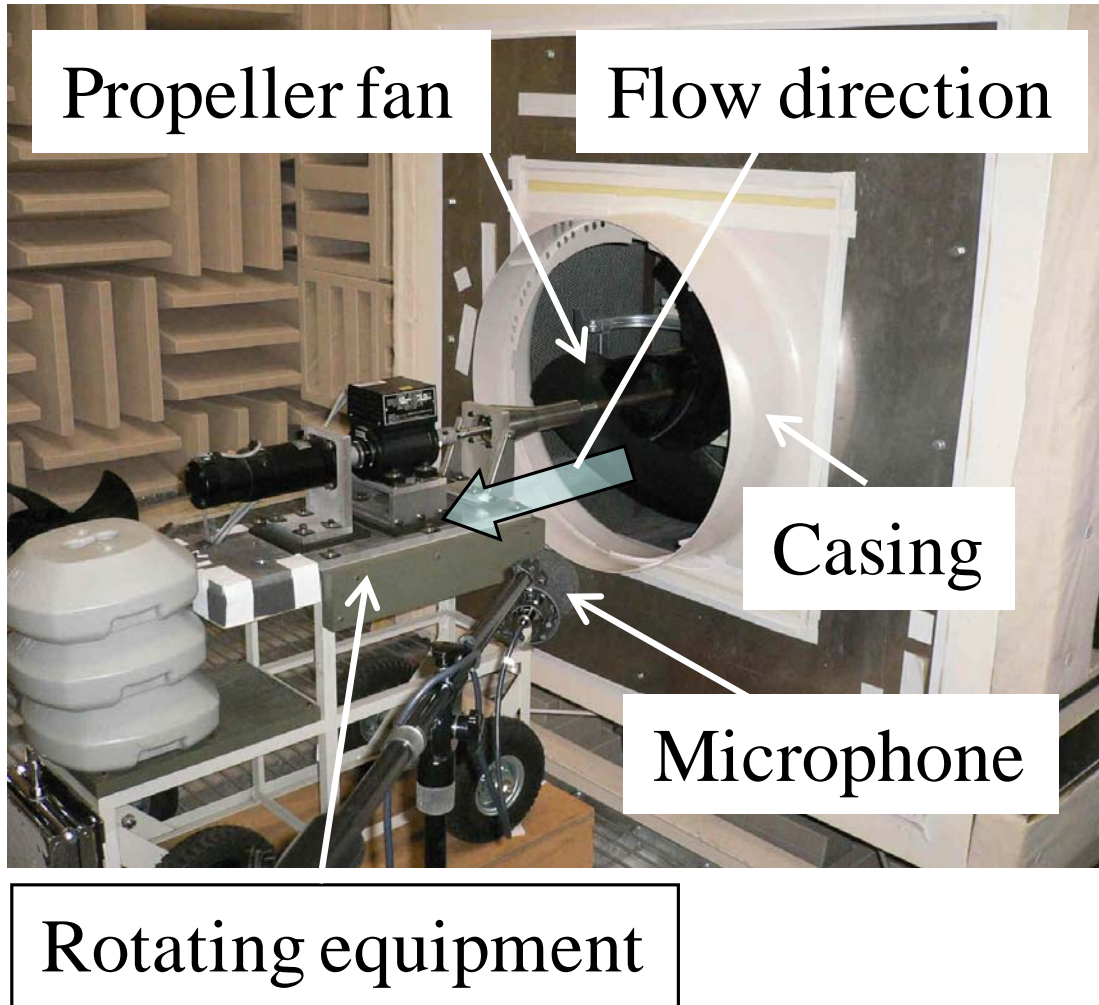
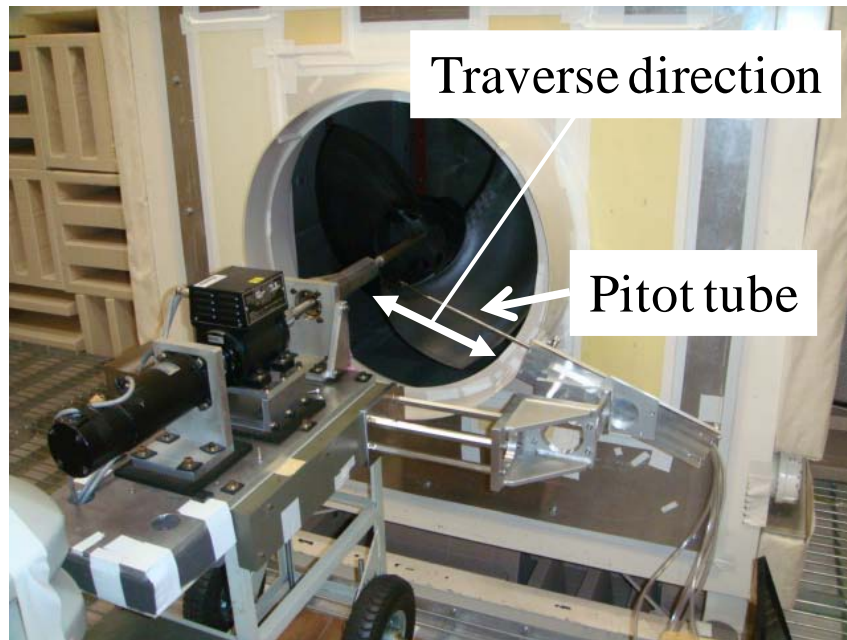
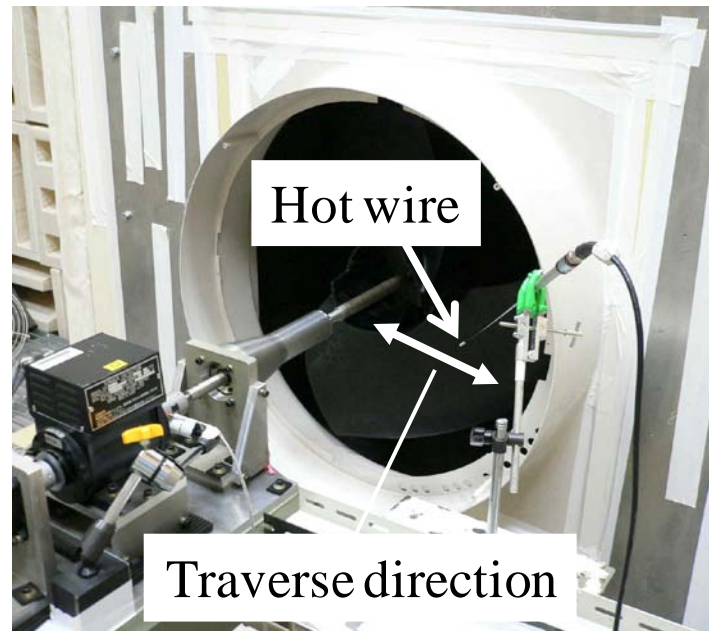


図6.4 プロペラファン一般性能測定時の写真



(a) Measurements with pitot tube



(b) Measurements with hot wire

図6.5 翼出口での平均流速分布及び流速変動測定時の写真

## 6.4 計算結果と実験結果の比較

図 6.6 に流量に対する静圧上昇と軸動力の計算結果と実験結果の比較を示す。軸動力は 4 枚翼プロペラファンでの流量係数  $\Phi=0.28$  時の軸動力との比で示す。2 枚翼プロペラファンの静圧上昇と軸動力の計算結果は実験結果に対してそれぞれ-13%の過小評価, +5%の過大評価であった。4 枚翼プロペラファンの静圧上昇と軸動力の計算結果は実験結果に対して, 静圧上昇と軸動力の両方で+14%の過大評価であった。軸動力については, 4 枚翼プロペラファンと 2 枚翼プロペラファンの大小関係が捉えられた。

図 6.7 に 2 枚翼プロペラファンにおける翼出口での平均流速分布の計算結果と実験結果の比較を示す。絶対速度周方向成分  $C_\theta$  と絶対速度軸方向成分  $C_z$  の計算結果は, 実験結果と概ね一致した。絶対速度半径方向成分  $C_r$  の計算結果は傾向を捉えているが, 絶対速度周方向成分  $C_\theta$  と絶対速度軸方向成分  $C_z$  に比べて, 計算結果と実験結果の差が大きかった。

図 6.8 に 4 枚翼プロペラファンにおける翼出口での平均流速分布の計算結果と実験結果の比較を示す。絶対速度周方向成分  $C_\theta$  と絶対速度軸方向成分  $C_z$  の計算結果は, 2 枚翼プロペラファンと同様に, 実験結果と概ね一致した。絶対速度半径方向成分  $C_r$  の計算結果は半径  $-250\text{mm} < R < 200\text{mm}$  の間では実験結果と概ね一致し, 半径  $R > 200\text{mm}$  及び  $R < -250\text{mm}$  では過大評価した。

図 6.9(a) に 2 枚翼プロペラファンにおける翼出口での流速変動分布の計算結果と実験結果の比較を示す。流速変動の計算結果は実験結果に対して過大評価であったが, 半径 0mm 付近で低下する傾向は実験結果と同様であった。

図 6.9(b) に 4 枚翼プロペラファンにおける翼出口での流速変動分布の計算結果と実験結果を示す。2 枚翼プロペラファンと同様に, 流速変動の計算結果は実験結果に対して過大評価であったが, 実験結果と同様の傾向が捉えられた。

図 6.10 に騒音スペクトルの計算結果と実験結果の比較を示す。騒音スペクトルは F 特性で評価した。計算結果は実験結果に比べて周波数範囲 170Hz~1240Hz で過大評価した。表 6.3 に計算と実験及び翼枚数の違いによるオーバーオール騒音の差をまとめる。計算結果と実験結果のオーバーオールの差は 2 枚翼プロペラファンで +10.5dB, 4 枚翼プロペラファンで +11.1dB の過大評価であった。一方, 4 枚翼プロペラファンと 2 枚翼プロペラファンのオーバーオールの差は, 計算結果で 5.7dB, 実験結果で 5.1dB で概ね一致した。



翼出口の流速変動と騒音スペクトルに関しては定性的に傾向を捉えたが、絶対値としては過大評価であった。Curle の式により、騒音は壁面の静圧変動に起因し、壁面の静圧変動は壁面周囲の速度変動に起因する。そのため図 6.9 と図 6.10 で示した翼出口での流速変動と騒音スペクトルの計算結果の過大評価は関連がある。

LES による流速変動と乱流騒音に関しては、宮澤が二次元翼を対象として研究している<sup>(55)</sup>。この研究では計算される流速変動はメッシュ数に依存し、メッシュ数が少ないと流速変動が過大評価されることが報告されている。この研究成果から考察すると、流速変動と騒音を定量的に捉えるためには本研究のメッシュ数はまだ不十分であったと考えられる。

以上により、本研究の計算結果は流量に対する静圧上昇と軸動力及び翼出口の平均流速分布に関しては概ね定量的に評価できる計算精度であったことを確認した。翼出口の流速変動と騒音スペクトルに関しては、計算精度に課題が残ったが、定性的な傾向を捉えたことを確認した。これにより計算結果は実際の流れ場を概ね捉えたと考えられる。そのため以降では計算結果を分析することにより流れ場と乱流騒音の関係について調べる。

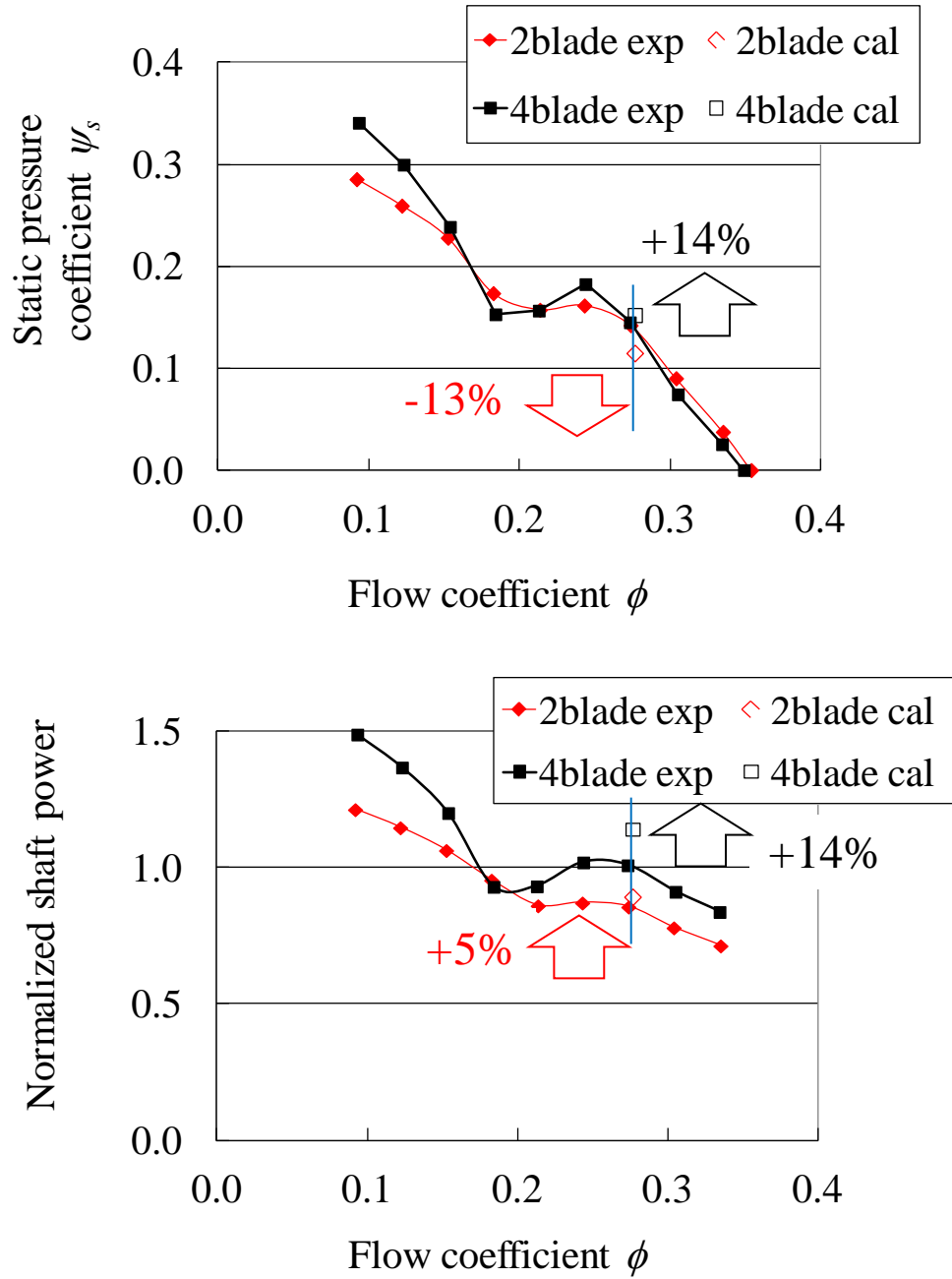


図6.6 流量に対する静圧上昇と軸動力の計算結果と実験結果の比較

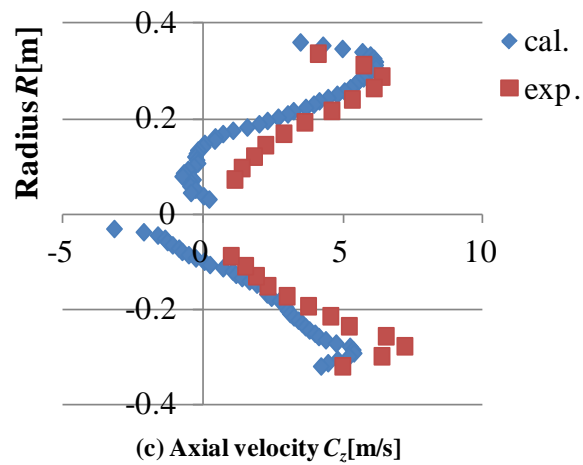
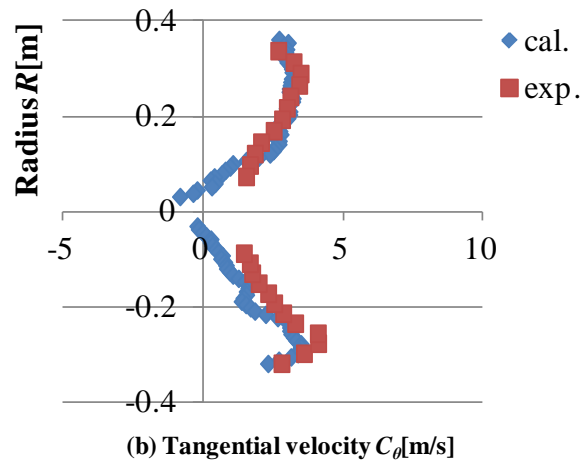
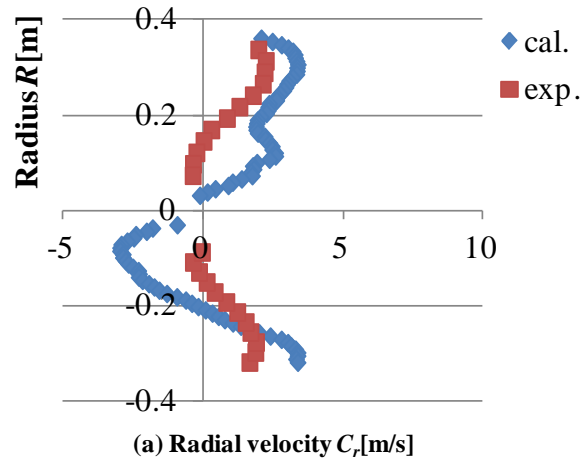


図6.7 2枚翼プロペラファンにおける翼出口での平均流速分布の計算結果と実験結果の比較

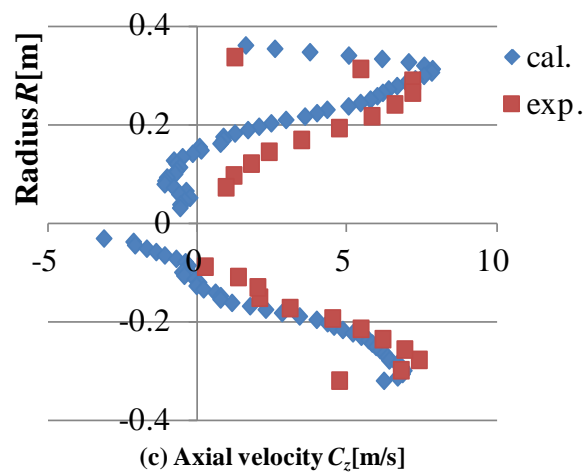
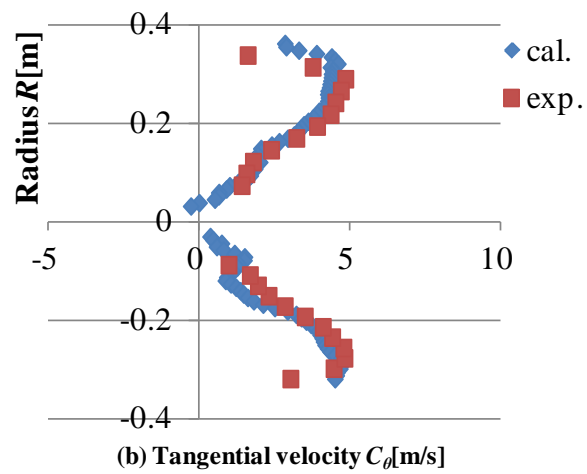
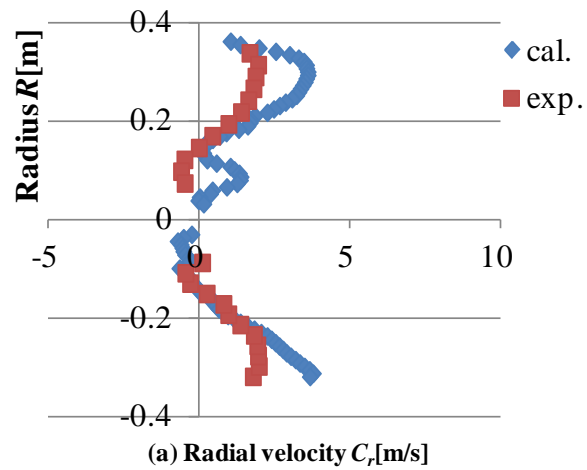


図6.8 4枚翼プロペラファンにおける翼出口での平均流速分布の計算結果と実験結果の比較

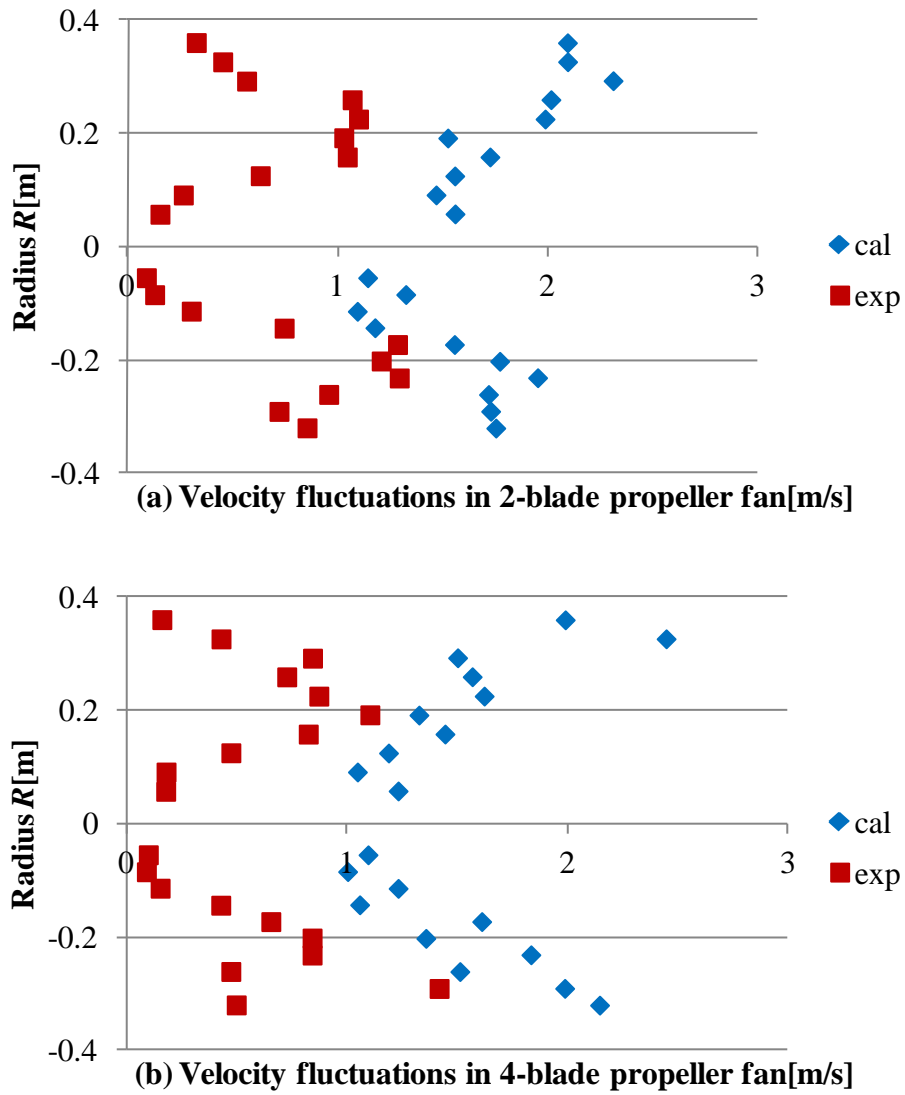


図6.9 翼出口での流速変動分布の計算結果と実験結果の比較

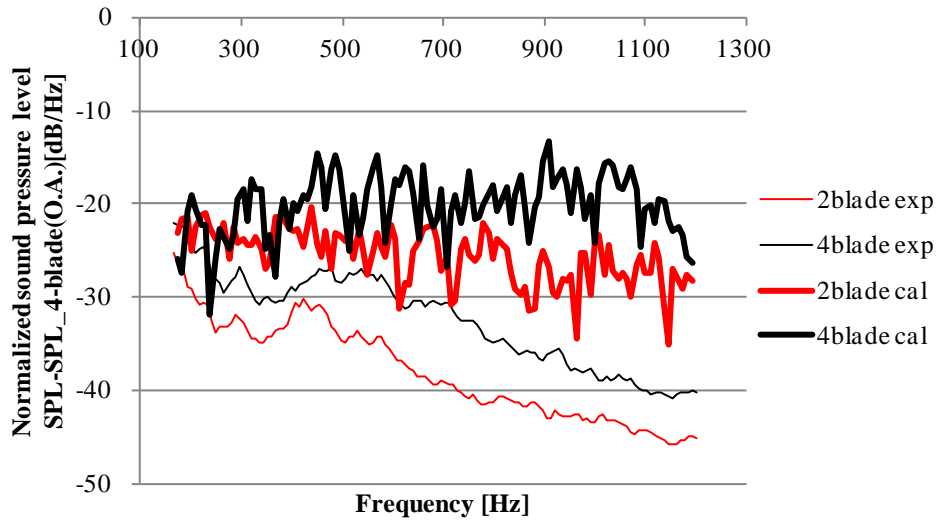


図6.10 騒音スペクトルの計算結果と実験結果の比較

表6.3 計算と実験及び翼枚数の違いによるオーバーオールの騒音の差

-	2blade	4blade
計算と実験の O.A.の差	+10.5dB	+11.1dB
-	計算	実験
翼枚数の 違いによる O.A.の差	+5.7dB	+5.1dB

## 6.5 翼間流れ場と騒音の関係

### (1) 翼間流れ場の分析

図 6.11 に 2 枚翼プロペラファンの渦中心と限界流線の可視化結果を示す。翼端前縁から巻き上がる翼端渦(TV)が確認できた。ひとつの翼端渦のまわりに流線を表示した。翼端渦は無次元ヘリシティー $Hn$ の変化はなく 1 (ピンク) を保ったまま翼間を通過した。このような流れ場は半開放形プロペラファンにおける静圧効率が高い状態の典型的な翼間流れ構造である。草野らによる半開放形プロペラファンも同様の流れ場となっていることが報告されている<sup>(41)</sup>。

前縁付近の限界流線に注目すると、負圧面側に剥離線と付着線があることを確認し、これに対応する渦中心が確認できる。この渦中心は翼端渦とは逆向きで、無次元ヘリシティー $Hn$  が-1 (青) であった。これらにより、この渦は前縁で流れが剥離することによる“前縁剥離渦”(LSV)であるといえる。草野らの研究でも同様の前縁剥離渦が報告されている<sup>(41)</sup>。

図 6.12 に 4 枚翼プロペラファンの渦中心と限界流線の可視化結果を示す。2 枚翼プロペラファンと同様に翼端渦と前縁剥離渦が確認できた。

以上により、2 枚翼プロペラファンと 4 枚翼プロペラファンの両方で翼間流れ場を支配するのは翼端渦と前縁剥離渦であることがわかった。以降では翼端渦と前縁剥離渦に着目して流れ場と乱流騒音の関係について考察する。

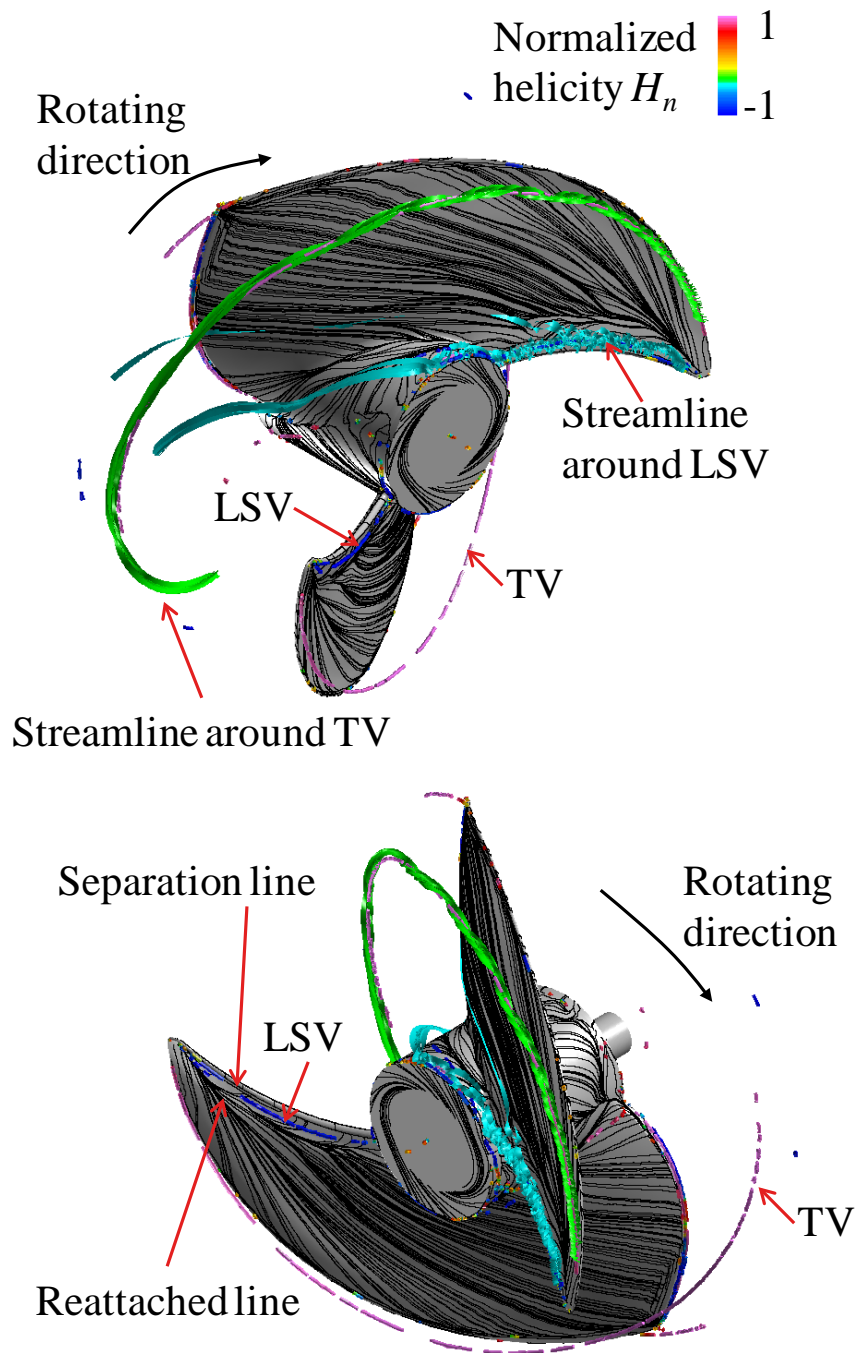


図6.11 2枚翼プロペラファンの渦中心と限界流線の可視化結果



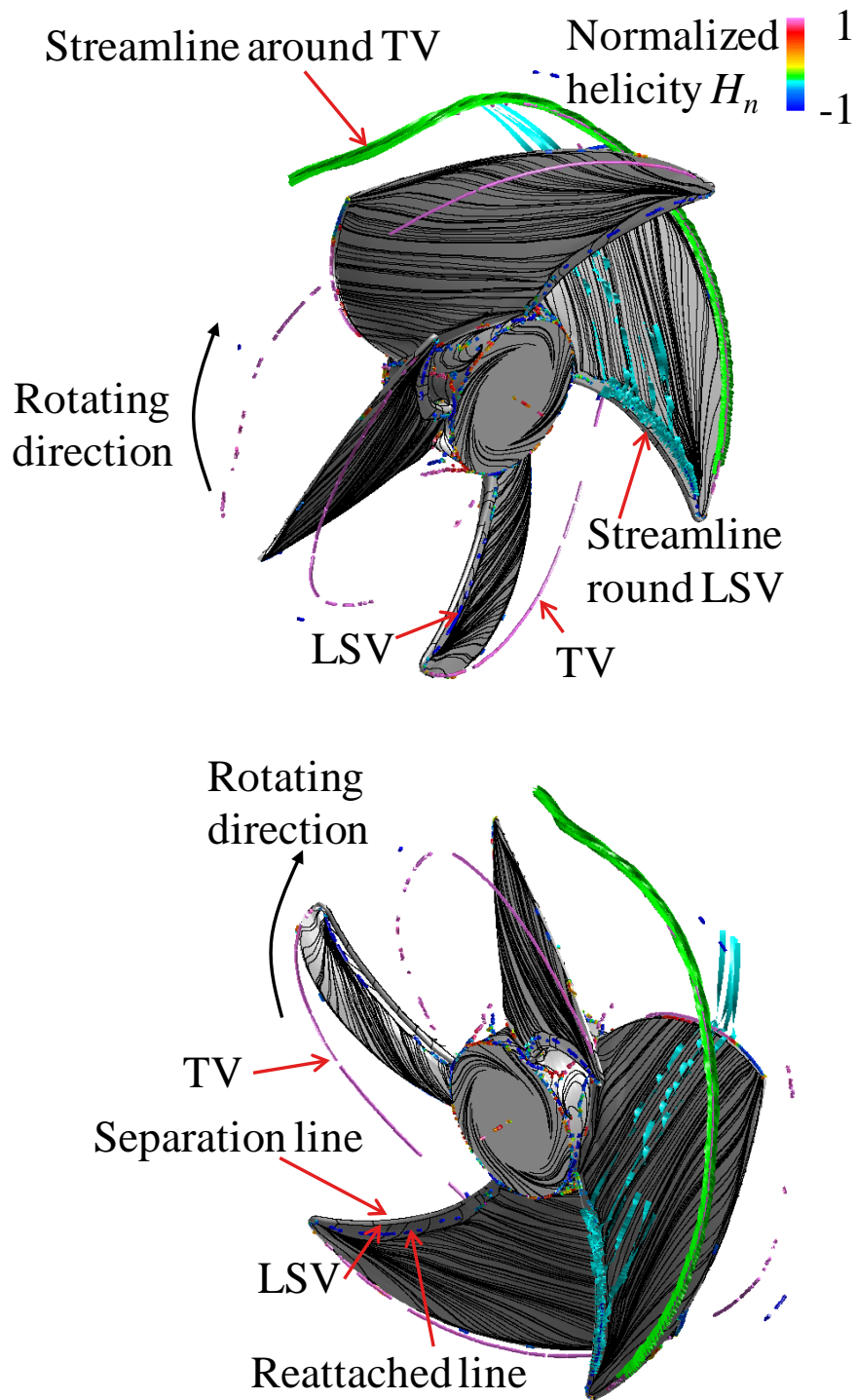
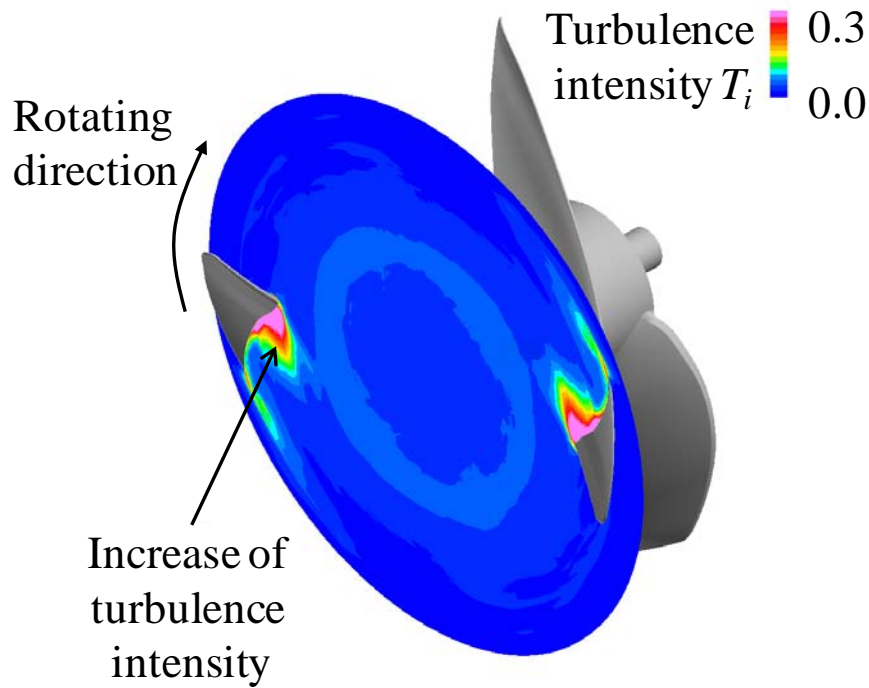


図6.12 4枚翼プロペラファンの渦中心と限界流線の可視化結果

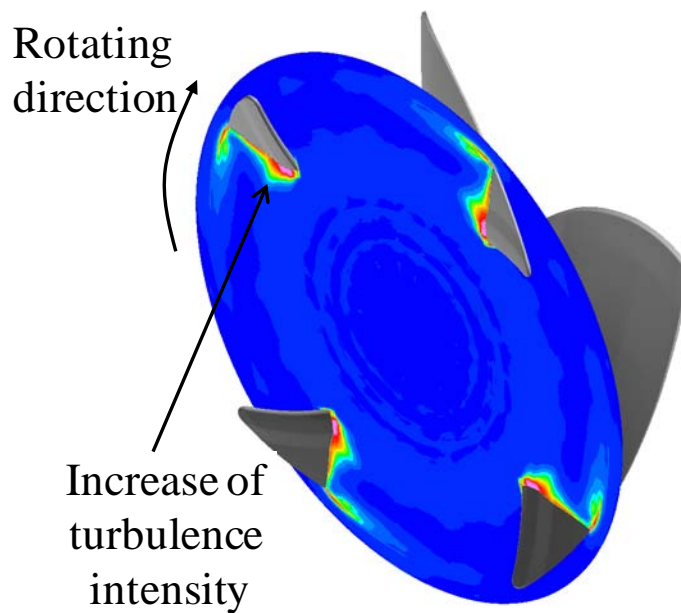
## (2) 前縁剥離渦における翼枚数の乱流騒音への影響

図 6.13 に前縁剥離渦の周辺における乱れ度の可視化結果を示す。2 枚翼プロペラファンと 4 枚翼プロペラファンの両方で前縁剥離渦の周辺で乱れ度が大きいことを確認した。図 6.14 に翼負圧面側の静圧変動の可視化結果を示す。2 枚翼プロペラファンと 4 枚翼プロペラファンの両方で前縁剥離渦の周辺で静圧変動が大きいことを確認したが、両者の違いは見られなかった。

図 6.13 と図 6.14 から考察すると、前縁剥離渦による流れの剥離と付着の影響により流れが非定常となり乱れ度が増加し、その結果、前縁剥離渦周辺の静圧変動が増加したと考えられる。Curle の式により騒音は壁面の静圧変動に起因するため、前縁剥離渦は乱流騒音に強い影響があるといえる。しかし、2 枚翼プロペラファンと 4 枚翼プロペラファンにおける静圧変動の違いはなかったため、前縁剥離渦における翼枚数の違いは見られなかった。

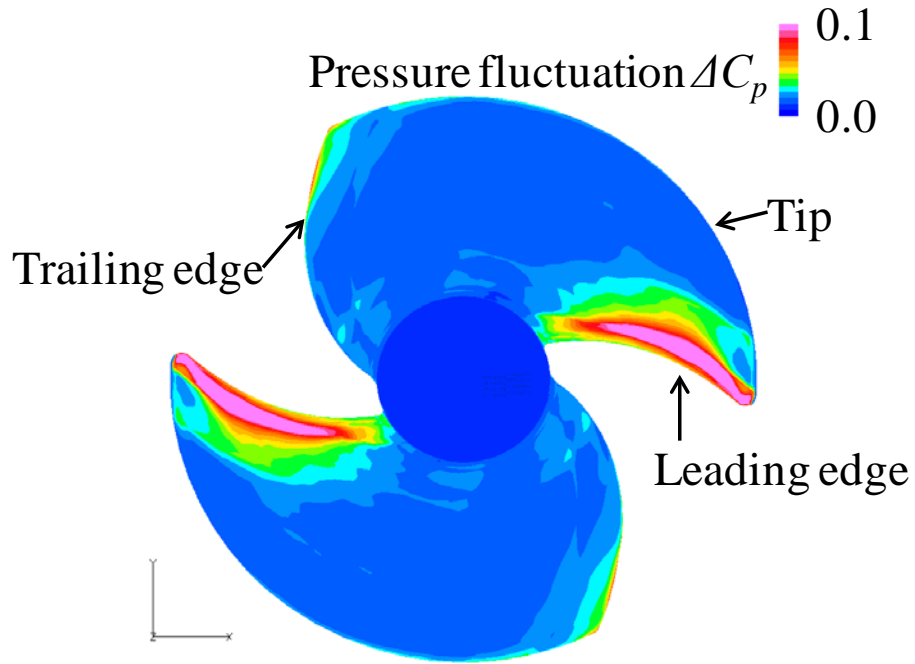


(a) 2-blade propeller fan

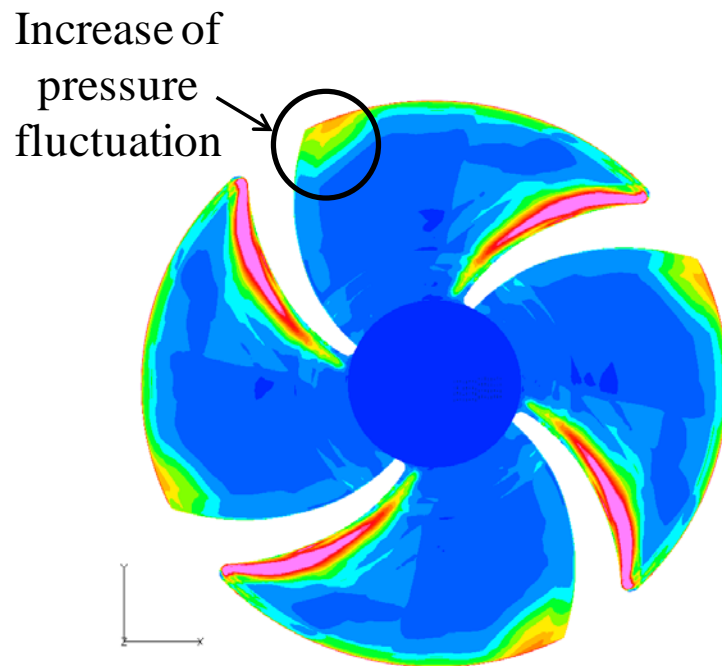


(b) 4-blade propeller fan

図6.13 前縁剥離渦の周辺における乱れ度の可視化結果



(a) 2-blade propeller fan



(b) 4-blade propeller fan

図6.14 翼負圧面側の静圧変動の可視化結果

### (3) 翼端渦における翼枚数の乱流騒音への影響

図 6.15 に 2 枚翼プロペラファンの翼端渦の周辺における渦度と乱れ度の可視化結果を示す。断面 A-H は各位置で渦中心と垂直な平面とした。渦度は各断面に垂直な成分  $\xi_a$  を表示した。2 枚翼プロペラファンにおいて、断面 A から H にかけて渦度は減衰した。一方で、乱れ度は渦中心の付近で大きく、特に翼とリングが接近する付近の断面 F,G,H において乱れ度が大きい領域が広がった。図 6.16 に 4 枚翼プロペラファンの翼端渦の周辺における渦度と乱れ度の可視化結果を示す。4 枚翼プロペラファンにおいても渦度と乱れ度の傾向は同様であった。

図 6.17 に 2 枚翼プロペラファンと 4 枚翼プロペラファンの翼端渦まわりの流線とリング、隣の翼との関係を示す。翼端渦まわりの流線はリングまで到達すると、翼端渦とリングの干渉により向きが周方向に変化した。

図 6.18 に 2 枚翼プロペラファンと 4 枚翼プロペラファンのケーシング内側の壁面の静圧変動の可視化結果を示す。4 枚翼プロペラファンの静圧変動は 2 枚翼プロペラファンに比べて大きいことを確認した。

図 6.19 に翼圧力面側の静圧変動の可視化結果を示す。4 枚翼プロペラファンの翼端後縁付近に静圧変動が大きい部分があることを確認した。

以上の結果より、翼端渦と乱流騒音の関係を考察する。表 6.1 及び図 6.17 で示すとおり 2 枚翼プロペラファンは 4 枚翼プロペラファンに比べて翼弦長が長いことため翼端渦の軌跡が長い。そのため 2 枚翼プロペラファンの翼端渦周辺の渦度は 4 枚翼プロペラファンに比べて減衰が大きい。図 6.17 に示すとおり翼端渦は 2 枚翼プロペラファンと 4 枚翼プロペラファンの両方で翼端渦とリングの干渉があるが、4 枚翼プロペラファンの翼端渦は渦度が大きい状態でリングに到達する。図 6.16 における断面 F,G,H の乱れ度の増大は翼端渦とリングとの干渉の強さを示している。乱れ度の増大により、図 6.18 に示すとおりケーシング内側の静圧変動が大きくなる。

さらに図 6.17 に示すとおり 2 枚翼プロペラファンは 4 枚翼プロペラファンに比べて翼間のピッチが広い。そのため 2 枚翼プロペラファンの翼端渦と隣の翼の最も近い距離  $L$  は 4 枚翼プロペラファンに比べて 3 倍になる。それに対して、4 枚翼プロペラファンの翼端渦周辺の渦度は大きくかつ隣の翼と距離が近いことため、隣の翼の圧力面との干渉も強い。図 6.19 での 4 枚翼プロペラファンの翼端後縁付近の静圧変動が大きいことは、翼端渦と隣の翼の圧力面との干渉の強さを示している。さらに翼端後縁付近の静圧変動が大きいことは図 6.14 で示した負圧面側においても確認でき、翼端渦と隣の翼の圧力面との干渉が強いことを示唆している。

以上により、翼端渦は周辺の乱れ度と静圧変動に強い影響を及ぼしているといえる。Curle の式から騒音は壁面の静圧変動に起因するため、翼端渦は乱流騒音に強い影響があるといえる。2枚翼プロペラファンは4枚翼プロペラファンに比べて、翼端渦の軌跡が長く、翼間のピッチが広い。そのため2枚翼プロペラファンの翼端渦周辺の渦度は4枚翼プロペラファンに比べて減衰が大きく、2枚翼プロペラファンの翼端渦と隣の翼の最も近い距離  $L$  は4枚翼プロペラファンに比べて3倍にもなる。これにより翼端渦とリング及び隣の翼との干渉が抑制されるため、2枚翼プロペラファンは4枚翼プロペラファンに比べて乱れ度と壁面の静圧変動が抑制される。以上の要因により2枚翼プロペラファンは4枚翼プロペラファンに比べて低騒音である。

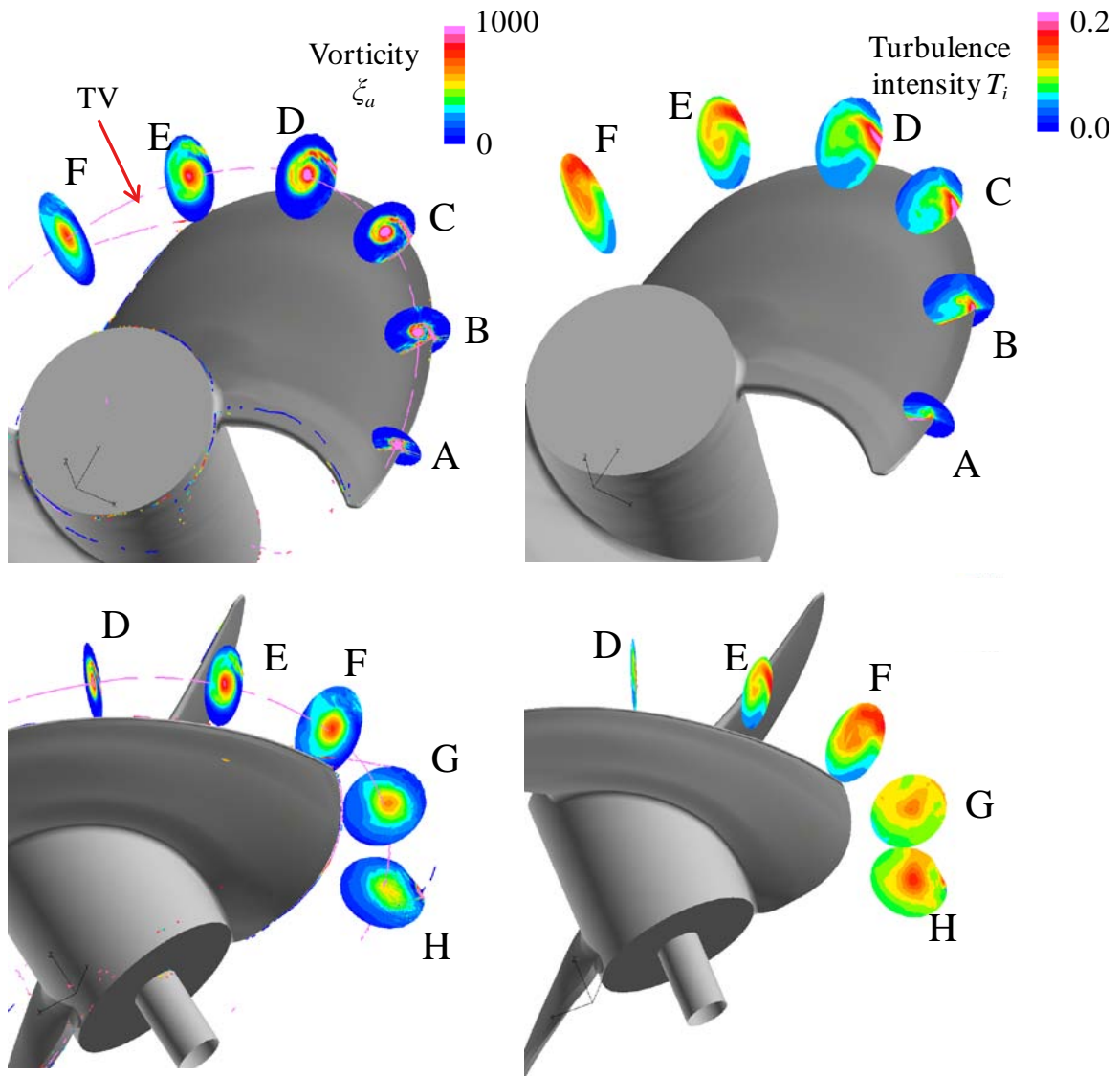


図6.15 2枚翼プロペラファンの翼端渦の周辺における渦度と乱れ度の可視化結果

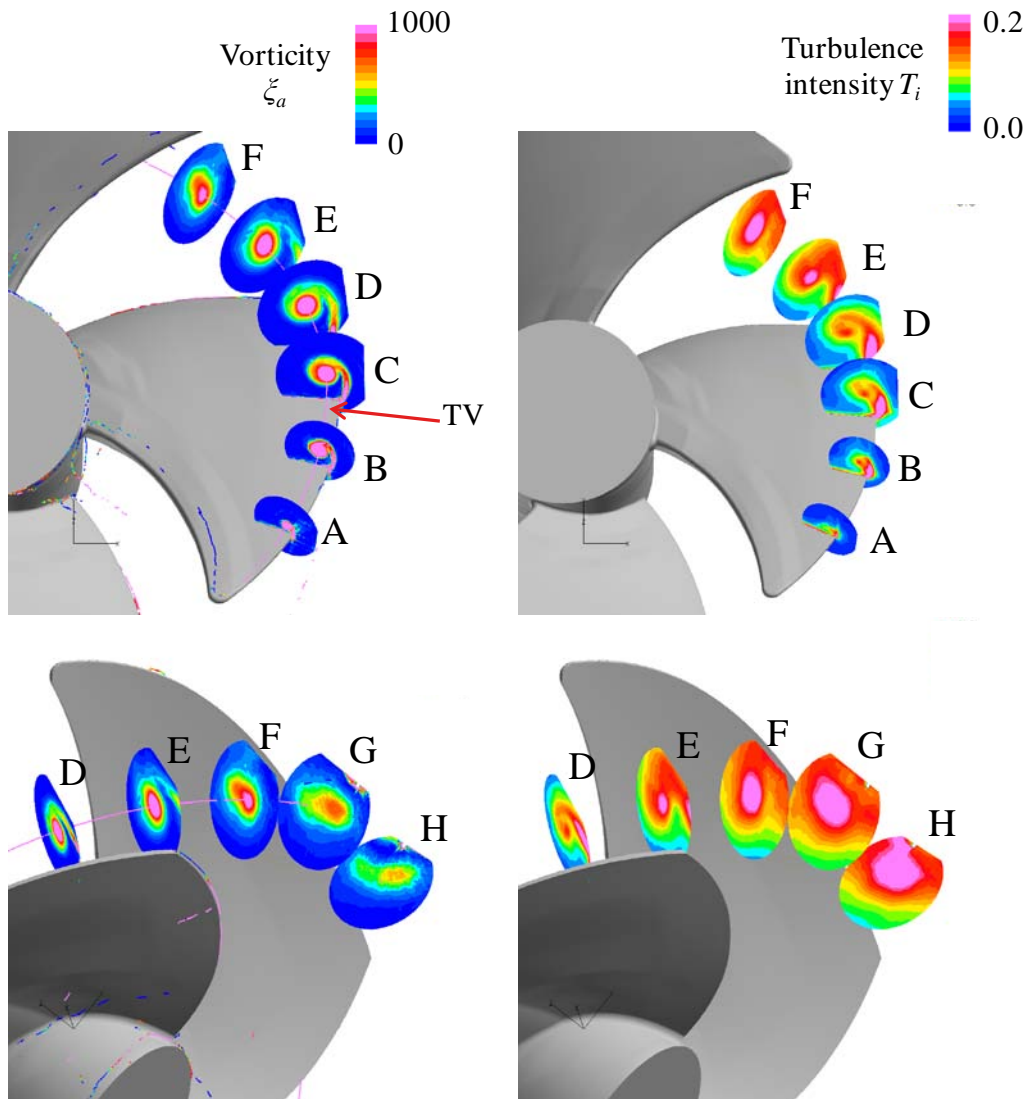
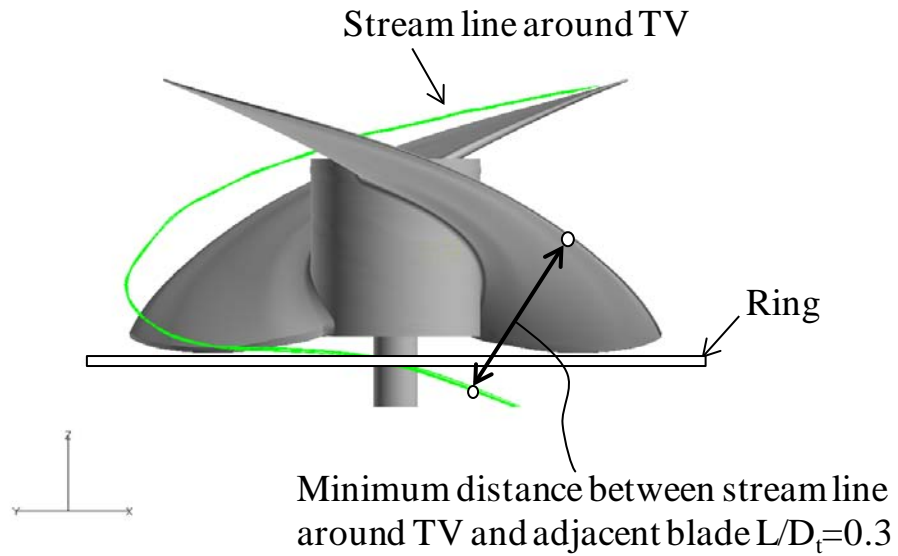
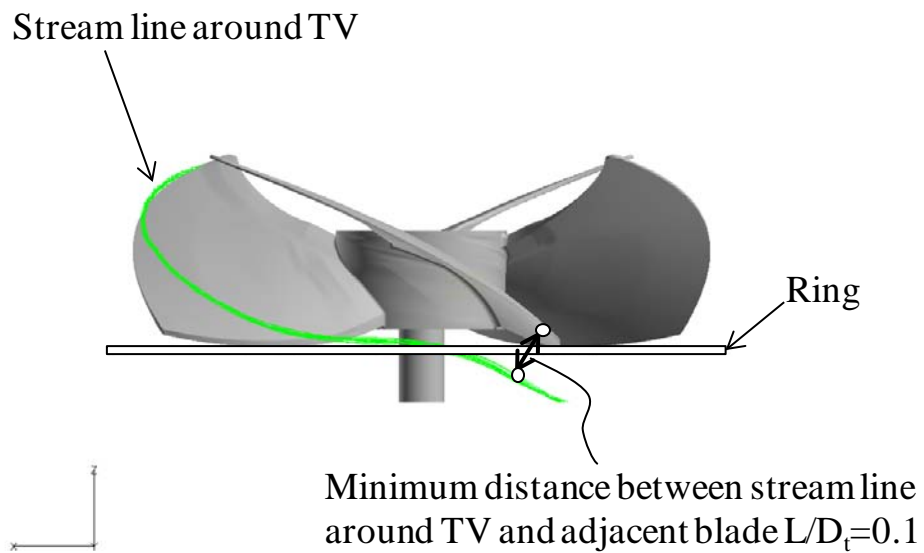


図6.16 4枚翼プロペラファンの翼端渦の周辺における渦度と乱れ度の可視化結果



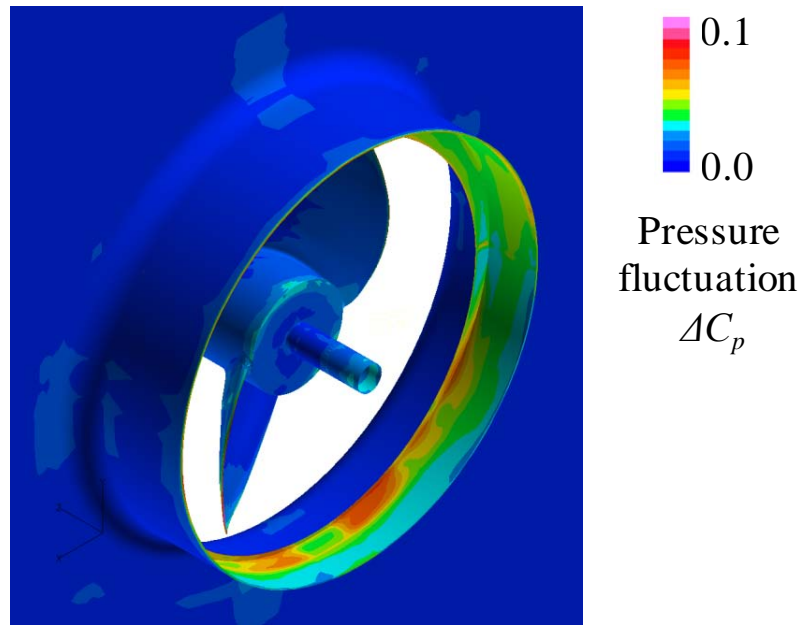


(a) 2-blade propeller fan

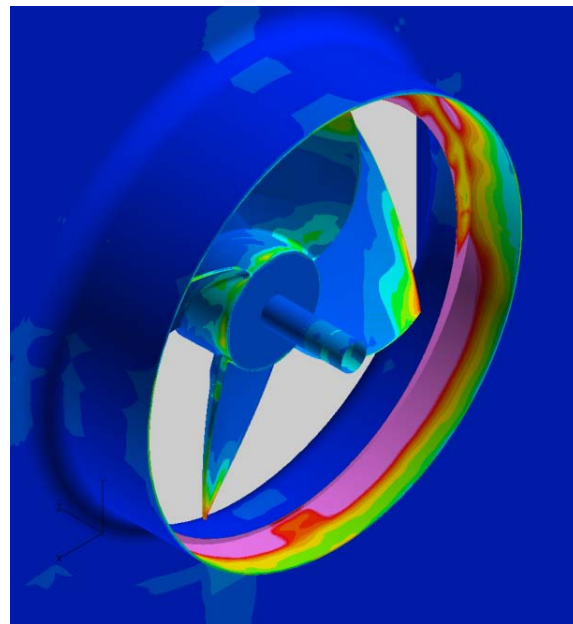


(b) 4-blade propeller fan

図6.17 2枚翼プロペラファンと4枚翼プロペラファンの翼端渦まわりの流線とリング，隣の翼との関係

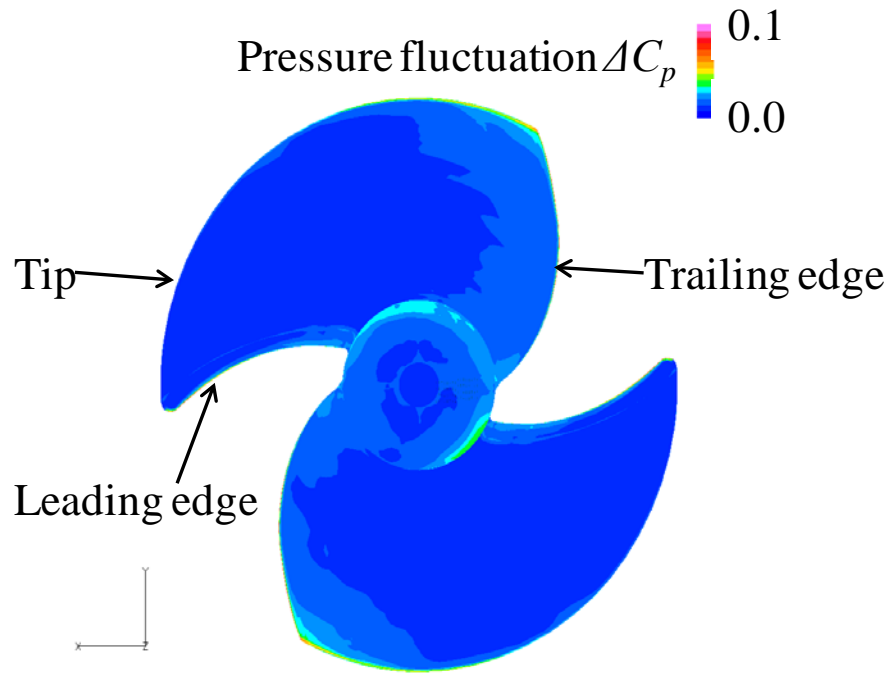


(a) 2-blade propeller fan

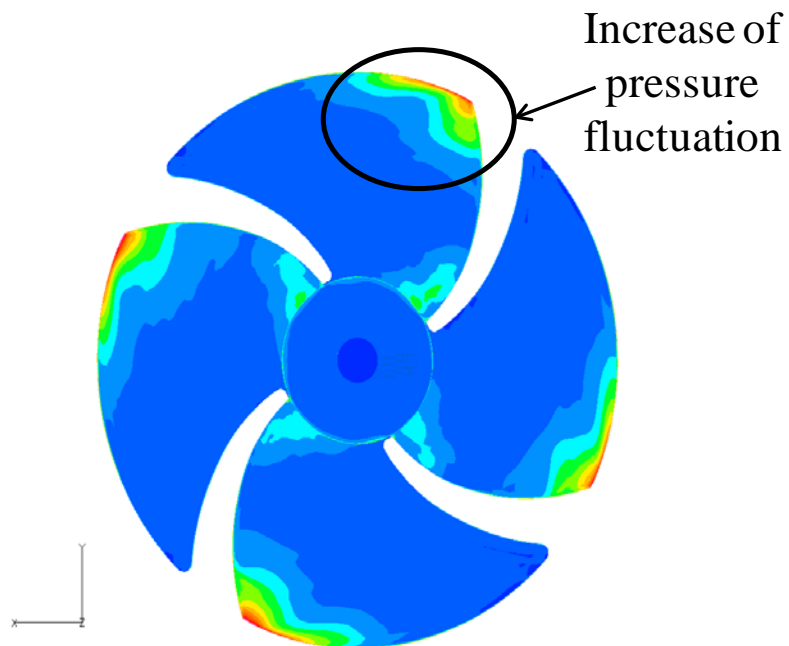


(b) 4-blade propeller fan

図6.18 2枚翼プロペラファンと4枚翼プロペラファンのケーシング内側の壁面の静圧変動の可視化結果



(a) 2-blade propeller fan



(b) 4-blade propeller fan

図6.19 翼圧力面側の静圧変動の可視化結果

## 6.6 第6章のまとめ

騒音発生メカニズム解明を目的として、ファンの低騒音化についてのふたつめの手段である翼枚数低減を空調機の室外機用プロペラファンに適用した場合の乱流騒音低減効果の要因分析に関して検討した。具体的には翼枚数の異なる2枚翼プロペラファンと4枚翼プロペラファンを対象に、LESにより翼間流れ場を分析した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 翼端渦と前縁剥離渦はプロペラファンの翼間流れ場において支配的である。
- (2) 前縁剥離渦は周辺の乱れ度と静圧変動に強い影響を及ぼしている。Curleの式により騒音は壁面の静圧変動に起因するため、前縁剥離渦は乱流騒音に強い影響がある。しかし、2枚翼プロペラファンと4枚翼プロペラファンにおける静圧変動の違いはなかったため、前縁剥離渦における翼枚数の違いは見られなかった。
- (3) 翼端渦は周辺の乱れ度と静圧変動に強い影響を及ぼしている。Curleの式により騒音は壁面の静圧変動に起因するため、翼端渦は乱流騒音に強い影響がある。
- (4) 2枚翼プロペラファンは4枚翼プロペラファンに比べて、翼端渦の軌跡が長く、翼間のピッチが広い。そのため2枚翼プロペラファンの翼端渦周辺の渦度は4枚翼プロペラファンに比べて減衰が大きく、2枚翼プロペラファンの翼端渦と隣の翼の最も近い距離 $L$ は4枚翼プロペラファンに比べて3倍にもなる。これにより翼端渦とリング及び隣の翼との干渉が抑制される。以上の要因により2枚翼プロペラファンは4枚翼プロペラファンに比べて低騒音である。

## 第7章 結論

本研究は高効率・低騒音の半開放形軸流ファンの開発を目的として、高効率化のための翼設計への数値最適化手法の適用及び効率改善の要因分析による損失発生メカニズムの解明と、低騒音化のための前進翼と翼枚数低減における騒音低減効果の要因分析による騒音発生メカニズムの解明について取り組んだものである。以下に本研究の結論として、各章毎のまとめと共に、本研究の成果適用及び今後の課題を述べる。

### (1) 第1章のまとめ

製品の省エネ化と静音化のためには、製品に使用されるファンの高効率・低騒音化が重要である。製品に使用されるファンは吸込側が広い空間に開放された、いわゆる、半開放形軸流ファンが主流である。しかし、半開放形軸流ファンの翼入口は内部流れと外部流れが混在する非常に複雑な三次元性を有しているため、従来の軸流ファンの設計方法だけでは抜本的な高効率化や低騒音化は困難であり、ファンの新しい設計方法の開発が課題であった。

この課題に対応するためには、ファンの高効率化に対しては、CFD と数値最適化手法の組み合わせによる新しいファンの設計方法の適用が有効である。ファンの低騒音化に対しては前進翼と翼枚数の低減が有効である。さらに CFD を用いた翼間流れ場の流動診断による損失・騒音発生メカニズムの解明が重要である。本研究では主に情報機器の冷却に使用されるファンとして小型軸流ファンを、給湯器ユニットや空調機の室外機に使用されるファンとしてプロペラファンを対象とする。

本研究にかかわる従来の研究として、数値最適化手法、前進翼、翼枚数低減、翼間流れ場分析、騒音分析・予測の観点で文献調査することで本研究の位置づけを明確化し、以下について取り組むこととした。

- ① ファンの高効率化については、翼形状の設計への数値最適化手法の適用と損失発生メカニズムの解明を試みる。本研究は小型軸流ファンとプロペラファンとしては数値最適化手法を適用した初めての事例となる。
- ② ファンの低騒音化についてのひとつめ的手段である前進翼を小型軸流ファンに適用した場合の翼通過周波数騒音低減効果の要因分析を行う。本研究は前進翼による流れの変化と非軸対称な箱形ケーシングとの干渉による翼通過周波数騒音発生

メカニズム解明についての初めての事例となる。

- ③ ファンの低騒音化についてのふたつめの手段である翼枚数低減をプロペラファンに適用した場合の乱流騒音低減効果の要因分析を行う。本研究は翼枚数低減による騒音への影響と翼間流れ場の分析による乱流騒音発生メカニズム解明についての初めての事例となる。

## (2) 第2章のまとめ

小型軸流ファンの高効率化を目的として、CFDと数値最適化手法を組み合わせた静圧効率を最大化する自動設計ツールにより翼形状を設計した。その結果、以下の結論を得た。

- ① 翼を半強制渦形式で設計した従来製品を初期形状として翼形状を最適設計し、静圧効率が24%増加した最適形状を得た。
- ② 最適設計の効果を確認するために、ファンを試作・実験し、最適形状は初期形状に比べて静圧効率が17%増加したことを確認した。
- ③ 最適形状は初期形状に比べて翼端の翼出口角が大きくなり、翼端の負荷が小さい設計となった。最適形状と初期形状の計算結果を比較した結果、翼端の負荷を小さくすると、翼端での逆流が抑制され偏差角が低減するため効率が改善することがわかった。

## (3) 第3章のまとめ

小型軸流ファンの損失発生メカニズム解明を目的として、第2章の最適設計における初期形状と最適形状を対象とし、詳細なCFDにより翼間流れ構造を比較した。翼間流れ構造の静圧上昇と静圧効率への影響を調べた結果、以下の結論を得た。

- ① 流量係数 $\Phi = 0.21$ において、初期形状では翼端漏れ渦の崩壊が起こり、最適形状では翼端漏れ渦の崩壊が起こらないことを確認した。
- ② 初期形状と最適形状の違いは流量係数 $\Phi = 0.21$ における翼端漏れ渦の崩壊と翼端漏れ渦の隣の翼への干渉、及びこれに伴う逆流領域の広さであることがわかった。これらが全圧損失係数の高い領域の違いとなって静圧上昇と静圧効率に影響を及ぼすことがわかった。
- ③ 静圧上昇と静圧効率を改善するには翼出口角 $\beta_{b2}$ を増加し、弦節比 $\sigma$ を増加し、翼枚数を少なくした最適形状の採用が有効である。これにより翼端漏れ渦の崩壊が抑制され、逆流領域が狭まるため全圧損失係数が低減する。

#### (4) 第4章のまとめ

騒音発生メカニズム解明を目的として、ファンの低騒音化についてのひとつめの手段である前進翼を小型軸流ファンに適用した場合の翼通過周波数騒音低減効果の要因分析に関して検討した。前進翼と非軸対称な箱形ケーシングの干渉が騒音に与える影響を実験及びCFDを用いて調べた結果、以下の結論を得た。

- ① 前進角を大きくするとBPF騒音と乱流騒音の両方が低減することを確認した。
- ② 前進角の違いは、ケーシング壁面でのBPFの静圧変動とケーシング出口の速度分布の違いとなって現れた。
- ③ 前進角を大きくすると半径方向内向きの翼力により、流れが半径方向内向きの運動量を得るためケーシング出口の流れの広がりや抑制される。これにより流れと非軸対称な箱形ケーシングとの干渉が抑制されBPFでの静圧変動が低減するためBPF騒音が低減する。

#### (5) 第5章のまとめ

給湯器ユニット室外機用プロペラファンの高性能化を目的として、CFDと数値最適化手法を組み合わせた静圧効率と騒音を目的関数とする自動設計ツールにより翼形状を設計した。その結果、以下の結論を得た。

- ① 従来製品を基準形状として翼形状を最適設計した。得られた解の中から騒音が基準形状と同等で効率が最大となる解を最適形状として選択した。最適形状は静圧効率が5%向上した。
- ② 最適設計の効果を確認するために、ファンを試作・実験し、最適形状は基準形状に対して静圧効率が1.3%増加したことを確認した。
- ③ 最適形状は翼端後縁が反回転方向に移動したことにより、翼端後縁が吸込側に反ることが特徴であった。この形状変化により、最適形状では流れに半径方向外向きの翼力が作用し、流れが半径方向外向きの運動量を得た。そのため最適形状は基準形状に比べて半径方向外向きの絶対速度半径方向成分が増加するため、流れがベルマウス内壁まで到達し、翼後縁直後での絶対速度分布が均一化した。これにより翼後流の混合損失と翼間損失が低減するため効率が改善した。

#### (6) 第6章のまとめ

騒音発生メカニズム解明を目的として、ファンの低騒音化についてのふたつめの手段である翼枚数低減を空調機の室外機用プロペラファンに適用した場合の乱流騒音低

減効果の要因分析に関して検討した．具体的には翼枚数の異なる 2 枚翼プロペラファンと 4 枚翼プロペラファンを対象に，LES により翼間流れ場を分析した．その結果，以下の結論を得た．

- ① 翼端渦と前縁剥離渦はプロペラファンの翼間流れ場において支配的である．
- ② 前縁剥離渦は周辺の乱れ度と静圧変動に強い影響を及ぼしている．Curle の式により騒音は壁面の静圧変動に起因するため，前縁剥離渦は乱流騒音に強い影響がある．しかし，2 枚翼プロペラファンと 4 枚翼プロペラファンにおける静圧変動の違いはなかったため，前縁剥離渦における翼枚数の違いは見られなかった．
- ③ 翼端渦は周辺の乱れ度と静圧変動に強い影響を及ぼしている．Curle の式により騒音は壁面の静圧変動に起因するため，翼端渦は乱流騒音に強い影響がある．
- ④ 2 枚翼プロペラファンは 4 枚翼プロペラファンに比べて，翼端渦の軌跡が長く，翼間のピッチが広い．そのため 2 枚翼プロペラファンの翼端渦周辺の渦度は 4 枚翼プロペラファンに比べて減衰が大きく，2 枚翼プロペラファンの翼端渦と隣の翼の最も近い距離  $L$  は 4 枚翼プロペラファンに比べて 3 倍にもなる．これにより翼端渦とリング及び隣の翼との干渉が抑制される．以上の要因により 2 枚翼プロペラファンは 4 枚翼プロペラファンに比べて低騒音である．

## (7) 本研究の成果適用

本研究で得られた成果は筆者が所属する（株）日立製作所及び日立グループ会社において，小型軸流ファンとプロペラファンの開発に適用されている．具体的には第 2 章と第 3 章で述べた小型軸流ファンの最適形状は情報機器冷却用ファンに採用され，製品の省エネ化に貢献している．第 2 章と第 5 章で述べた最適化自動設計ツールは，本論文で述べた以外の小型軸流ファンとプロペラファンの開発にも適用されており，製品の高性能化及び開発期間短縮に貢献している．第 3 章で得られた損失発生メカニズムは，今後の半開放形軸流ファンの高効率化案創出に役立つものであると考える．第 4 章で述べた前進翼を採用した小型軸流ファンは情報機器冷却用ファンの汎用品としてカタログ製品となっており，製品の静音化に貢献している．第 5 章で述べたプロペラファンの最適形状は給湯器ユニット室外機用プロペラファンに採用され，製品の省エネ化に貢献している．第 6 章で述べた 2 枚翼プロペラファンはパッケージエアコン室外機用プロペラファンに採用され，製品の静音化に貢献している．第 4 章と第 6 章で述べた騒音発生メカニズムは，今後の半開放形軸流ファンの低騒音化案創出に役立つものであると考える．



## (8) 今後の課題

本研究では半開放形軸流ファンを単体で計算・実験することにより、高効率・低騒音のファンを開発し、損失・騒音発生メカニズムについて考察した。ファンの損失や騒音はファン自体が発生源であるため、ファン単体の損失と音源を低減し、高効率・低騒音化を図ることは重要である。一方で、実際の製品では、ファンの上流・下流には熱交換器などのファンにとっての障害物があるため、障害物の影響を考慮することも重要である。そのため製品全体としての更なる省エネ・静音化を図るためにはファンの実装を想定した開発が今後の課題と考える。

また、本研究では高効率・低騒音化に焦点を当てて取り組んだが、ファン開発において高効率・低騒音化以外に重要なこととしては、強度信頼性確保と低コスト化が挙げられる。

強度信頼性確保については、現状は開発したファンの最大使用回転数での翼にかかる荷重のために生じる応力を材料の許容値以下にすることと、翼の変形により翼とベルマウスが接触しないようにすること、を考慮して翼の肉厚を調整して設計している。本研究で述べた前進翼では前進角が大きすぎると、翼の付け根にかかる応力が増加し、翼の変形が増加して、強度信頼性を確保できなくなる可能性がある。また、本研究で述べた翼枚数の低減も、翼一枚にかかる力が増加するため、強度信頼性を確保できなくなる可能性がある。そのため今後は翼の流体性能を向上すると同時に、強度信頼性を確保するための流体・構造連成解析を活用したファン開発が課題であると考えられる。

低コスト化については、プロペラの重量や製作性が製作コストに影響し、一般に流体性能だけを追い求めると、コストは増加する傾向となる。そのため今後は翼の流体性能を向上するとともに、軽量化・製作性の簡便化を考慮する開発が課題であると考えられる。

## 謝辞

本論文を纏めるにあたりご指導賜りました九州大学 古川雅人教授に心より感謝いたします。また、本論文を仕上げるにあたり適切なるご指導、ご助言頂きました副査の九州大学 古川明德教授、九州大学 山崎伸彦教授に深く感謝いたします。

小型軸流ファンの研究に関して、研究全般にわたりご指導、ご助言を頂きました日本電産サーボ(株) 松田靖夫常務 技術開発本部長(当時)に深く御礼申し上げます。また、小型軸流ファンの研究を共同で遂行頂くとともに多くのご助言、ご支援を頂き、共著論文を使用することに快諾頂きました、日本電産サーボ(株) 関口 治開発第1部グループ責任者課長技師(当時)、同 且野太郎開発第1部係長(当時)、同 加藤義彦事業支援部主任(当時)、同 日沖哲也開発第1部部員(当時)に深く御礼申し上げます。

給湯器ユニット用プロペラファンの研究に関して、共同で遂行頂くとともに多くのご助言、ご支援を頂き、共著論文を使用することに快諾頂きました、日立アプライアンス(株) 家電事業部 権守仁彦主管技師、同 榎津 豊主任技師、同 坂本浩一技師に深く御礼申し上げます。

パッケージエアコン室外機用プロペラファンの研究に関して、共同で遂行頂くとともに多くのご助言、ご支援を頂き、共著論文を使用することに快諾頂きました、日立アプライアンス(株) 清水空調本部 岸谷哲志主任技師に深く御礼申し上げます。また、プロペラファンの研究全般にわたりご指導、ご助言を頂きました日立アプライアンス(株) 清水空調本部 佐藤良次主任技師(当時)に深く御礼申し上げます。

数値最適化手法に関して、ご助言、ご支援頂き、共著論文を使用することに快諾頂きました、(株)日立製作所日立研究所 杉村和之主任研究員に深く御礼申し上げます。また、ファンの研究全般にわたりご助言、ご支援頂き、共著論文を使用することに快諾頂きました、(株)日立製作所日立研究所 船橋茂久主任研究員、同 山川寛展研究員に深く御礼申し上げます。さらに、騒音問題に関して、ご指導、ご助言を頂きました、(株)日立製作所日立研究所 渡部眞徳主任研究員に深く御礼申し上げます。

本研究のファンの実験に関してご支援頂きました、茨城日立情報サービス(株) エンジニアリング技術本部 里 忠行企画員に深く御礼申し上げます。また、本研究の数値計算に用いるメッシュ作成に関してご支援頂きました、(株)日立テクノロジーア

ンドサービス エンジニアリング統括部 小林一矢技師に深く御礼申し上げます。さらに，本研究で用いたソフトウェア **FrontFlow/blue** に関してご支援頂きました，みずほ情報総研（株）サイエンスソリューション部 山出吉伸チーフコンサルタントに深く御礼申し上げます。

学位論文提出にあたりご助言，ご指導頂きました（株）日立製作所日立研究所 海保真行部長に深く御礼申し上げます。また，本研究の遂行に関して，多くのご助言，ご支援頂きました（株）日立製作所日立研究所第一部流体・静音ユニットの皆様に深く御礼申し上げます。

最後に，これまで支えてくれた家族に心より深く感謝いたします。

## 参考文献

- (1) 後藤 彰, 足原浩介, Zangeneh Mehrdad, "3次元逆解法によるターボ機械翼の最適設計 —第4報, 最適化アルゴリズムと逆解法のハイブリッド化", エバラ時報, No.198(2003), pp.3-11.
- (2) Ashihara, K., Goto, A., "Turbomachinery blade design using 3-D inverse design method, CFD and optimization algorithm", *ASME paper*, 2001-GT-0358.
- (3) 杉村和之, "遠心送風機の空力形状最適設計と知識マイニング", ターボ機械, Vol.34, No.6(2006), pp.357-365.
- (4) 杉村和之, "ターボ機械の最適化と設計知識マイニング", 東北大学学位論文(2009).
- (5) 中村一幸, 黒澤貞男, "遺伝的アルゴリズムによる高比速度フランシス水車の最適設計", ターボ機械, Vol.35, No.8(2007), pp.474-479.
- (6) Kim, K. Y., Seo, S. J., "Shape Optimization of Forward-Curved-Blade Centrifugal Fan with Navier-Stokes Analysis", *Journal of Fluids Engineering*, Vol.126, No.5 (2004), pp.735-742.
- (7) Fukano, T., Kodama, Y., Takamatsu, Y., "Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans, 3: Effects of Rotational Frequency, Blade Thickness and Outer Blade Profile", *Journal of Sound and Vibration*, Vol.56, No.2 (1978), pp.261-277.
- (8) 藤田 肇, "空調用プロペラファンの騒音特性", ターボ機械, Vol.21, No.5(1993), pp.277-280.
- (9) Ohtsuta, K., Akishita, S., "Noise Reduction of Short Ducted Fan by Using Forward Swept and Inclined Blade", *AIAA 13<sup>th</sup> Aeroacoustic Conference*, AIAA-90-3986, Tallahassee, FL, USA (1990).
- (10) 三崎仁朗, 黒川淳一, "翼の傾斜技術の動向: スイープ(sweep)とダイヘドラル(dihedral)の効果について(その1: 流れに対する制御機構)", ターボ機械, Vol.32, No.10 (2004), pp.577-585.
- (11) 三崎仁朗, 黒川淳一, "翼の傾斜技術の動向: スイープ(sweep)とダイヘドラル(dihedral)の効果について(その2: 各種のターボ機械への適用)", ターボ機械, Vol.32, No.12 (2004), pp.711-720.

- (12)伊藤孝宏, 御法川 学, 長松照男, 鈴木昭次, “小型軸流ファンの性能と騒音に関する実験的研究 (翼形状パラメータの影響)”, 日本機械学会論文集B編, Vol.72, No.715(2006), pp.670-677.
- (13)Beiler, M., Carlous, T. H., “Computational and Measurement of the Flow in Axial Flow Fans With Skewd Blades”, *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol.121 (1999), pp.59-66.
- (14)Okamoto, H., Goto, A., Furukawa, M., “DESIGN OF A PROPELLER FAN USING 3-D INVERSE DESIGN METHOD AND CFD FOR HIGHT EFFICIENCY AND LOW AERODYNAMIC NOISE”, *Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, FEDSM2009-78454.
- (15)伊藤孝宏, 御法川 学, 長松照男, 鈴木昭次, “小型軸流ファンの性能と騒音に関する実験的研究 (フレーム形状パラメータの影響)”, ターボ機械, Vol.35, No. 5(2007), pp.301-309.
- (16)鈴木昭次, “軸流送風機の騒音低減に関する実験的研究 (第1報, 動翼翼素の各パラメータの影響)”, 日本機械学会論文集 (第2部), Vol.44, No.380(昭 53), pp.1301-1310.
- (17)松尾 孝, “ルームエアコン室外機用2枚翼斜流ファンの開発”, ターボ機械, Vol.31, No.9(2003), pp.520-524.
- (18)岩瀬 拓, 船橋茂久, 佐藤良次, 岸谷哲志, 長井 誠, “ビル用マルチエアコン室外機用2枚翼プロペラファン「インバーネスファン」の開発”, 第38回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, 36(2004), pp.139-142.
- (19)古川雅人, “ターボ機械における流動現象の知的可視化”, 可視化情報, Vol.23, No.91(2003), pp.206-213.
- (20)Jeong, J., Furukawa, M., Ninomiya, Y., “ON THE RERATIONSHIP BETWEEN VORTICAL FLOW BEHAVIOR AND AERODYNAMIC NOISE IN PROPELLER FANS”, *Proceedings of the 9<sup>th</sup> Asian International Conference on Fluid Machinery*, AICFM9-086(2007).
- (21)塩見憲正, 金子賢二, 下菌和幸, 瀬戸口俊明, “小型軸流ファンの翼先端漏れ渦を含む流れ場”, ターボ機械, Vol.34, No.1(2006), pp.41-47.
- (22)古川雅人, 才木一寿, 山田和豊, 井上雅弘, “軸流圧縮機動翼の失速点近傍における翼端漏れ渦の崩壊に伴う異常流動現象”, 日本機械学会論文集B編, Vol.66, No.644(2000), pp.1024-1036.

- (23) März, J., Hah, C., Neise, W., “An Experimental and Numerical Investigation Into the Mechanisms of Rotating Instability”, *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol.124 (2002), pp.367-375.
- (24) Jang, C. M., Furukawa, M., Inoue, M., “Analysis of Vortical Flow Field in a Propeller Fan by LDV Measurements and LES –Part 1: Three-Dimensional Vortical Flow Structures”, *ASNE Journal of Fluids Engineering*, Vol.123 (2001), pp748-754.
- (25) Jang, C. M., Furukawa, M., Inoue, M., “Analysis of Vortical Flow Field in a Propeller Fan by LDV Measurements and LES –Part 2: Unsteady Nature of Vortical Flow Structures Due to Tip Vortex Breakdown”, *ASNE Journal of Fluids Engineering*, Vol.123 (2001), pp755-761.
- (26) 深野 徹, “低圧の軸流及び斜流ファンの騒音”, *ターボ機械*, Vol.13, No.12 (1985), pp.730-738.
- (27) Tian, J., Ouyang, H., Wu, Y., “Experimental and numerical study on aerodynamic noise of outdoor unit of room air conditioner with different grilles”, *International Journal of Refrigeration*, Vol.32, Issue.5 (2009), pp.1112-1122.
- (28) 渡辺昌俊, 高田芳廣, 佐藤良次, 大田黒俊夫, “送風機流体騒音の予測”, *日本機械学会論文集B編*, Vol.66, No.642(2000), pp.453-459.
- (29) 袴家伸祐, 船橋茂久, 高田芳廣, “空調用プロペラファンの騒音発生モデルの検討”, *日本機械学会論文集B編*, Vol.65, No.642(1999), pp.4015-4020.
- (30) Lighthill, M. J., “On sound generated aerodynamically 1. General Theory”, *Proceedings of the Royal Society, Series A*, Vol.221 (1952), pp.564-587.
- (31) Lighthill, M. J., “On sound generated aerodynamically 2. Turbulence as a source of sound”, *Proceedings of the Royal Society, Series A*, Vol.222 (1954), pp.1-32.
- (32) Ffowcs Williams, J. E., Hawkins, D. L., “Sound generated by turbulence and surfaces in arbitrary motion”, *Proceedings of the Royal Society, Series A*, Vol.264, No.1151 (1969), pp.321-342.
- (33) Algermissen, G., Siegert, R., Spindler, T., “NUMERICAL SIMULATION OF AEROACOUSTIC SOUND GENERATED BY FANS UNDER INSTRATION CONDITIONS”, *AIAA paper 2001-2174*, pp.403-412.

- (34)加藤千幸, 宍戸進一郎, 藤井亮輔, 伊藤博幸, 坪田晴弘, “プロペラファン内部流れの LES 解析と空力騒音源の可視化”, 可視化情報, Vol.23, No.91 (2003), pp.192-198.
- (35)Yamade, Y., Kato, C., Shimizu, H., Nishioka, T., “LARGE EDDY SIMULATION AND ACOUSTICAL ANALYSIS FOR PREDICTION OF AEROACOUSTICS NOISE RADIATED FROM AN AXIAL-FLOW FAN”, *Proceedings of ASME Joint U. S. – European Fluids Engineering Summer Meeting*, FEDSM2006-98303, Miami, FL, USA (2006).
- (36)Curle, N., “The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound”, *Proceedings of the Royal Society, Series A*, Vol.231 (1955), pp.504-514.
- (37)Hamada, S., Nakashima, S., Kato, C., Yamade, Y., “AERODYNAMIC NOISE SIMULATION OF PROPELLER FAN BY LARGE EDDY SIMULATION”, *Proceedings of 5<sup>th</sup> Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference*, FEDSM2007-37145, San Diego, California, USA (2007).
- (38)高山 糧, “低マッハ数のファンから発生する流体音の数値計算”, 東京大学学位論文(2010).
- (39)渡邊文庸, 川口清司, 渡辺大輔, 笹島智佳, “数値解析を用いた吸込口側に障害物を有する小型軸流ファンの騒音特性の検討”, 日本機械学会 2011 年度年次大会 DVD-ROM 論文集, J091034 (2011).
- (40)Reese, H., Carolus, T., Kato, C., “NUMERICAL PREDICTION OF THE AEROACOUSTIC SOUND SOURCES IN A LOW PRESSURE AXIAL FAN WITH INFLOW DISTORTION”, *Fan Noise 2007*, Lyon, France (2007).
- (41)Kusano, K., Jeong, J. H., Yamada, K., Furukawa, M., “DETACHED EDDY SIMULATION OF UNSTEADY FLOW FIELD AND PREDICTION OF AERODYNAMIC SOUND IN A HALF-DUCTED PROPELLER FAN”, *Proceedings of ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference 2011*, Hamamatsu, Shizuoka, Japan (2011).
- (42)Sandboge, R., Caro, S., Ploumhans, P., Ambs, R., Schillemeit, B., Washburn, K. B., Shakib, F., “Validation of a CAA formulation based on Lighthill’s Analogy using AcuSolve and ACTRAN/LA on an Idealized Automotive HVAC Blower and on an axial fan”, *AIAA paper 2006-2692, 12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, Cambridge MA, USA (2006).

- 
- (43) Jeon, W. H., Kobayashi, T., Kodama, T., Hamada, S., “Study on the CFD method for noise source identification and aeroacoustic analysis of an axial fan”, *inter-noise 2011*, Osaka, Japan (2011).
- (44) Steger, J. L., Sorenson, R. L., “Automatic mesh-point clustering near a boundary in grid generation with elliptic partial differential equations”, *Journal of Computational physics*, Vol.33 (1979), pp.405-410.
- (45) STAR-CD Version 3.15, “User Guide”, CD-adapco JAPAN (2002).
- (46) Press, W. H., Vetterling, W. T., Teukolsky, S. A., Flannery, B. P., “C 言語による数値計算のレシピ (日本語版)”, 技術評論社 (1990), pp.330-338.
- (47) 高津 恭, 西岡卓宏, 永野 司, “軸流ファンの性能向上と騒音に関する研究”, *ターボ機械*, Vol.32, No.6 (2004), pp.343-350.
- (48) STAR-CD Version 4.02, “User Guide”, CD-adapco JAPAN (2006).
- (49) STAR-CD Version 3.26, “User Guide”, CD-adapco JAPAN (2005).
- (50) 船橋茂久, 岩瀬 拓, 佐藤良次, 岸谷哲志, 長井 誠, “パッケージエアコン用2枚翼プロペラファンの開発”, *環境と新冷媒国際シンポジウム 2004*, 神戸.
- (51) 生井武文, 井上雅弘, “ターボ送風機と圧縮機”, 株式会社コロナ社 (1988).
- (52) 東京大学生産技術研究所 革新的シミュレーション研究センター, “文部科学省次世代 IT 基盤構築のための研究開発「イノベーション基盤シミュレーションソフトウェアの研究開発」平成 22 年度 年報”, (2011).
- (53) 飯田明由, “空力音源の計測技術”, *日本音響学会誌*, Vol.59, No.5 (2003), pp.282-287.
- (54) Fujita, H., Kovasznay, L.S.G, “Unsteady lift and radiated sound from a wake cutting airfoil”, *AIAA*, 12, pp.1216-1222 (1974).
- (55) 宮澤真史, “二次元翼周りの乱流境界層から発生する広帯域空力音の数値解析”, 東京大学学位論文(2005).