

内部流動解析による空調用プロペラファンの低騒音化

Noise Reduction of Propeller Fans for Air Conditioners
by Using Computational Fluid Dynamics

技 術 本 部 近 藤 文 男^{*1}
エアコン製作所 藤 木 裕 也^{*2}

これまでファンの低騒音化に対して LDV・流れの可視化等による内部流動の分析に基づき、流れのはく離・干渉等の現象を分析し、流れの改良による低騒音化を図ってきた。以上の実験的手法では大幅な騒音低減を図っていくには限界があり、これに対処する一つの方法としてファン内部流れ予測による方法を試みた。本研究では、 $k-\varepsilon$ 乱流モデル・非構造メッシュを用いた三次元粘性流解析を行い、翼間流れ・ファン性能の実験値とかなり良い一致をみることを確かめた。次いで従来ファンの流れ解析による改善を検討し、現行ファンより 4 dB(A) 低減できる求心流強化ファンを開発し、平成 5 年発売の住宅用空調機の室外機に実用化した。

The internal flow behavior inside fans has been investigated by LDV (Laser-Doppler Velocimetry), flow visualization and so on. Based on these analytical results, fan noise has been reduced by the suppression of flow separation and interaction. Recently, reduction of fan noise can not be achieved simply by the experimental methods mentioned above. In this paper, noise reduction by the flow prediction in fans is described as a method to overcome the difficult situation. The three-dimensional flow field in the fan is numerically solved by using $k-\varepsilon$ turbulence model and nonorthogonal body-fitted meshes. The predicted flow is compared with LDV measurements and good agreement is found. Investigating predicted flow in fans, a new type of fan which has the long chord and forward high skew has been developed. The noise level of this fan is 4 dB(A) lower than that of the fan now in use.

1. 緒 言

空調機の室外機や換気扇等に使われている低圧プロペラファンは、人間の快適性・社会環境向上のため低騒音化が近年特に要求されるようになってきている。空調用プロペラファンの騒音は広帯域騒音（乱流騒音）が支配的であり、翼面上のはく離・後流うず等により発生する。これらの点を考慮した空力・騒音性能の優れたプロペラファンとして、翼弦長を長くして翼負荷の低減・分散を図り、また後縁における境界層の翼端方向への集積を少なくできる前進翼が多く使われてきている。

低圧ファンの騒音低減の研究は、これまで実験的に多く行われている⁽¹⁾⁽²⁾。しかしながら、大幅な騒音低減を図るのが難しくなっており、ファン内部流れの予測及びファン騒音予測などを用いてよりの確な改善を図っていく必要がある。

ファン騒音予測法としてファン内部流れの三次元非粘性解析結果と静止単独翼の発生騒音の実験結果から、ファンの各周波数成分についての発生騒音を予測する方法を検討した⁽³⁾。今後さらに騒音予測精度を向上させるためには、チップクリアランス部の流れや流れのはく離について精度良い予測が必要である。

対象としているファンは通常のターボ機械と異なり、入口で羽根の大部分をベルマウスから突き出しているため求心流の影響が強いこと、ボス比が小さく翼形状がチップ側とボス側で大きく異なり、半径平衡が取りにくい点に特徴がある。これらが内部流れ解析を行う上での障害となり、これまでこの種のファンの流れ解析がほとんど行われていなかった。

本研究では、ファン内部流れの予測法として、形状に適合しやすい非構造メッシュを適用し、乱流モデルとして $k-\varepsilon$ 法を用い

た三次元粘性流解析を行い、その妥当性を LDV による内部流れ測定結果と比較を行った。次いでこの予測法をベースに低騒音ファンの検討を行った。

2. 流 れ 解 析 法

本研究の対象とする従来の羽根車形状を図 1 に示す。外径 394 mm、ボス径 112 mm で、羽根枚数は 4 枚である。羽根断面は略

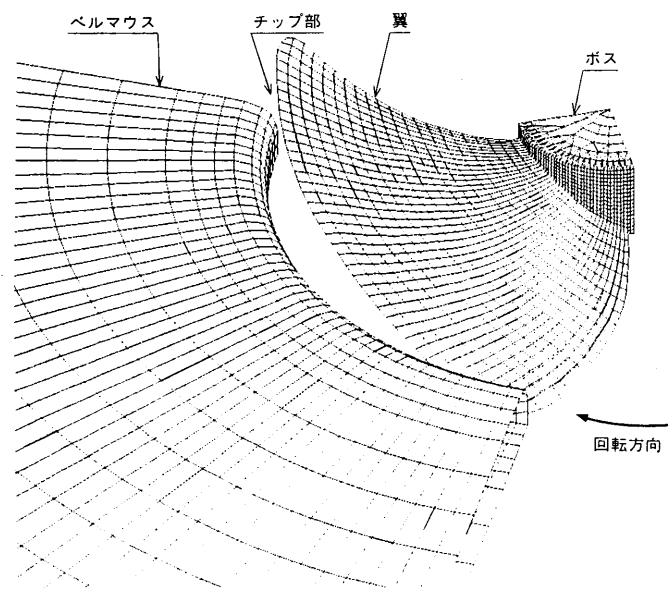


図 1 羽根車形状 ほとんどの空調用室外機にプロペラファンは搭載されている。
Impeller shape of propeller fan

*1 名古屋研究所機械物理研究室主務

*2 技術部 RAC グループ

二重円弧で肉厚はチップ部で3 mmの等厚、ボス部付近は最大肉厚8.5 mmのNACA翼型形状である⁽¹⁾。

ファン内部流動解析は、相対座標系におけるN-S方程式において体積力として遠心力とコリオリ力を付加し⁽⁴⁾、 $k-\epsilon$ 乱流モデルを用いて行った。メッシュ分割は、図1に示すような形状のファンを直交座標系で行うには相当の困難が予想されたので、四及び六面体格子が可能な非構造格子を用いて任意の境界面にフィットできるようにした。解析領域は、羽根車の対称性を利用して全周の1/4とし、羽根車上流側・下流側及び半径方向にそれぞれ羽根車半径 r_0 の $1.5 r_0$, $3.0 r_0$, $2.5 r_0$ とした。

メッシュ分割数は約110 000で、メッシュ分割を図1に示す。

基礎方程式の離散化は、有限体積法で行い、対流項は一時風上法を用い、SIMPLE法により計算した。

境界条件は、羽根車の対称性を利用した周期境界条件、羽根面上でNo-Slip、ベルマウスを含む周囲境界は回転壁条件(Free-Slip)とした。流入条件は速度規定で流量から求まる平均速度を与え、入口での乱流量は $k_0=0.01$, $\epsilon_0=0.01$ 、流出条件は自由流出とした。計算はファン回転数 $N=600$ rpmで行った⁽⁴⁾。

3. ファンの内部流動分析

3.1 ファン空力性能

ファンの内部流動の分析に当たり、まずファンの空力特性を調べた。風量-静圧特性の測定は、AMCA 210-74規格に基づいた装置により行い、結果を図2に示す。なお、使用したベルマウスは、チップクリアランス5 mm、入口丸み半径19 mm、奥行き38 mmで、ファンプロジェクトンは $P=\Delta P/H=0.58$ である⁽¹⁾。

ここに、

ΔP : ファン突き出し量 (mm)

H : ファン軸方向厚み (mm)

である(形状は図1参照)。

$$\text{流量係数 } \phi = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2 (1-\nu^2) u} \quad (1)$$

$$\text{静圧圧力係数 } \psi_s = \frac{\Delta P_s}{\frac{\rho}{2} u^2} \quad (2)$$

$$\text{静圧効率 } \eta_s = \frac{Q \cdot \Delta P_s}{0.102 w} \quad (3)$$

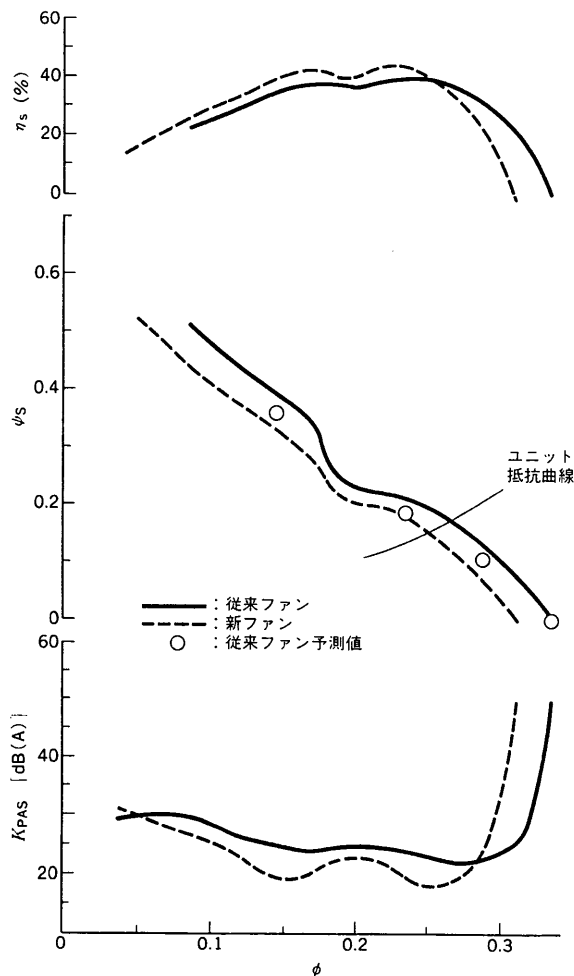


図2 ファン性能曲線 ファン性能予測値と実験値は良い一致をみた。新ファンは従来ファンに比べ4 dB(A)騒音が低い。

Fan performance curve

$$\text{比騒音 } K_{PAS} = L_{PA} - 10 \log(Q \cdot \Delta P_s^2) \quad (4)$$

ここに、

Q : 流量 (m^3/s)

D : ファン外径 (m)

u : 周速 (m/s)

ν : ボス比

ΔP_s : ファン静圧 (Pa)

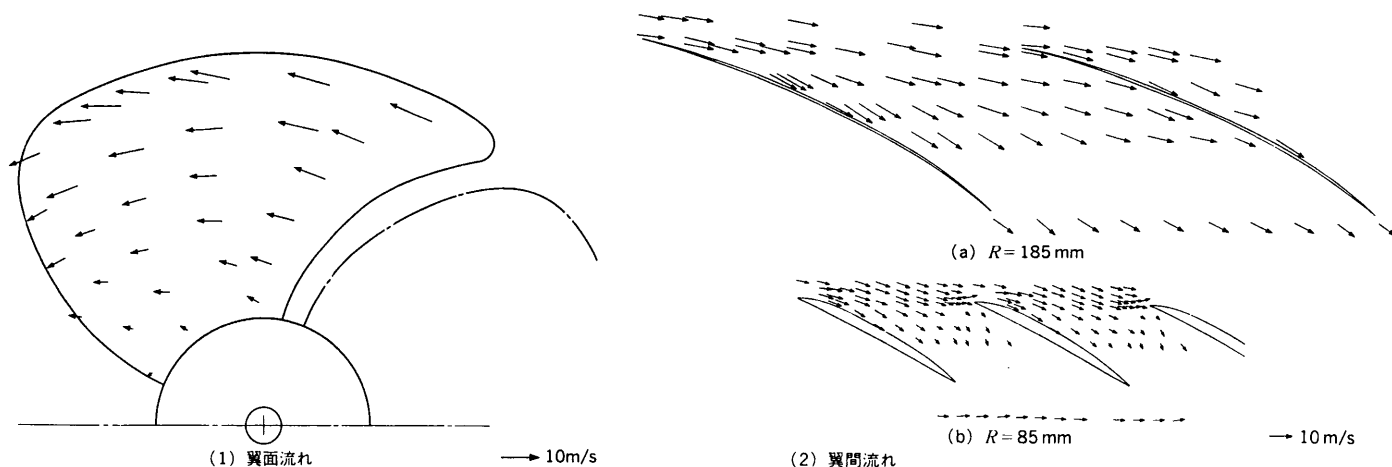


図3 翼負圧面上及び翼間流れの速度ベクトル チップ及びボス付近で流れが半径方向を向き、ボス付近ではく離している。
Measured velocity vectors on fan suction surface and in blade to blade planes

ρ : 密度 (kg/m^3)

w : 軸動力 (W)

L_{PA} : 騒音 [dB(A)]

である。

3.2 ファン内部流動分析

羽根車内部流動の分析は6ビーム3カラー三次元ファイバLDVを用い⁽¹⁾、各ファン作動点における翼表面及び翼間について測定を行った。

3.2.1 翼面流れ

流量係数 $\phi=0.233$ の翼負圧面から5 mm 前後離れた位置での速度ベクトルを図3に示す。

中間部では、ほぼ円筒面に沿う流れとなっているのに対し、チップ付近のベルマウスとラップする領域では漏れ渦の影響で、またボス付近の後縁部全域では、はく離により流れが半径方向を向いている。

3.2.2 翼間流れ

流量係数 $\phi=0.233$ における半径 $R=185$ mm, 85 mm 位置の翼間流れベクトルを図3に示す。チップ付近である $R=185$ mm の流れは、翼間を斜めに横切る流れが目立つが、はく離はない。ボスに近い $R=85$ mm では、翼間後半部では流れがはく離する流れになっている。

4. 流れ解析結果と実験値との比較

ファン内部流れの解析は、ファン静圧開放点から失速点付近まで通常ファンとして使用される領域 ($\phi=0.144, 0.233, 0.286, 0.334$) について行った。

4.1 ファン性能

各流量係数において、計算領域の入口と出口における平均静圧の差から求めたファン静圧係数を、図2中に丸印で示す。失速域を含め実験値を表す実線との差は10%前後で、かなりの精度でファン性能を予測できることが分かった。

4.2 翼面流れ

流量係数 $\phi=0.233$ での計算結果を図4に示す。図3の実験結果との比較により、計算結果はチップ・ボス部とも流れのパターンはかなり良い一致をみるが、半径方向成分及びはく離域が小さくなっている。これが、ファンの流量-静圧特性において計算値が小さめになる原因となっている。

4.3 翼間流れ

$\phi=0.233$ での $R=185$ mm, 85 mm 位置での速度ベクトルの計算結果を図4に示す。 $R=185$ mm では実験値と良い一致をみるが、 $R=85$ mm では翼後半部でもはく離せず差が見られる。これは、渦粘性係数が大きめに評価されたためと考えられ、メッシュ依存性及び異方性乱流モデルを含めた検討が今後必要であると考えられる。

5. 新ファンの検討

前項に示すようにファン内部解析結果は実験値と良い一致をみたので、この結果をベースにして、従来ファンの改善を試みる。

5.1 低騒音化に対する検討

低騒音化のため図5に示す従来ファンの翼面圧力分布について検討する。図中の値は翼面付近の最大速度 V を使い、以下の式で無次元化した。

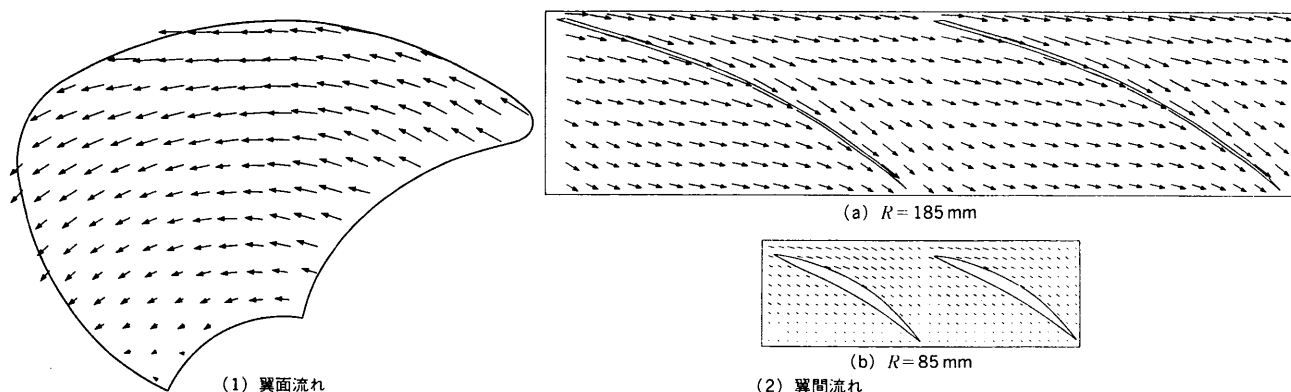


図4 翼負圧面上及び翼間流れの速度ベクトル予測値
Predicted velocity vectors on fan suction surface and in blade to blade planes

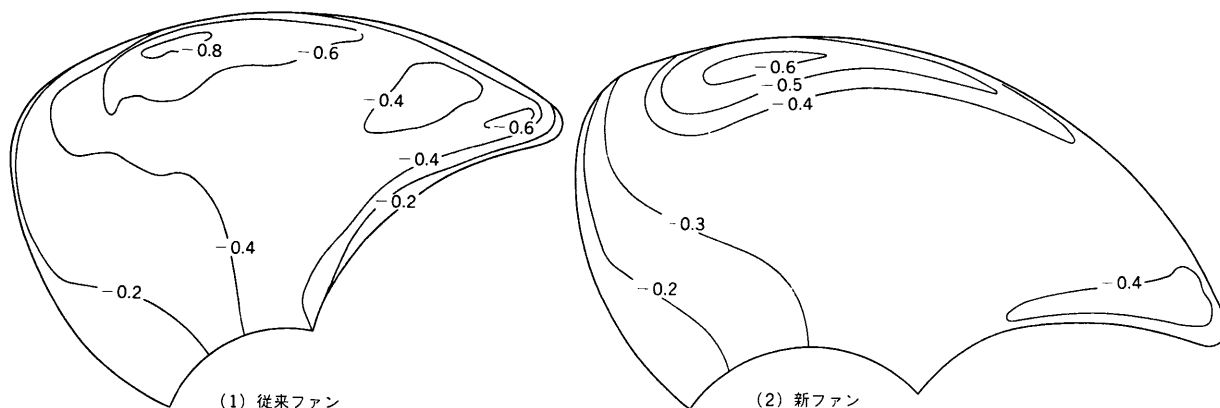


図5 従来ファン及び新ファンの翼圧面上の静圧分布
Static pressure distribution on fan suction surface

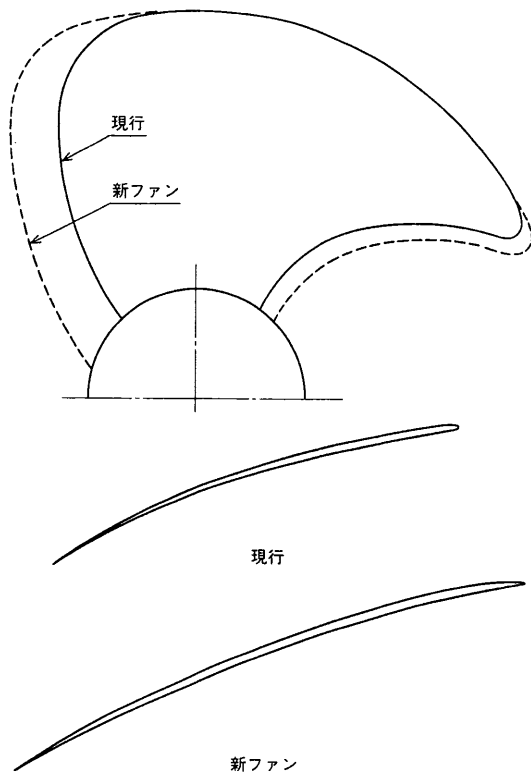


図6 新ファン形状 従来ファン対比翼弦長10%増、反り15%減、スキュー角2倍とした。
Blade shape of new fan

$$\text{圧力係数 } C_p = \frac{p - p_0}{\frac{\rho}{2g} V^2} \quad (5)$$

ここに、

p : 壁面静圧 (Pa)

p_0 : ファン上流基準静圧 (Pa)

V : 速度 (m/s)

である。

翼面の圧力分布をみると、翼前縁付近全域で急激な圧力こう配が存在し、チップ部では前縁から弦長の20%付近のところでたん静圧が回復し、その後また負の圧力こう配が続くベルマウス付近で最大負圧をとる分布を示す。

以上のことから、低騒音化を図るため以下のことを検討した。

- (1) 翼前縁形状の適正化
- (2) 翼負荷分布の改善

これらの検討にあたっては、(1)項では翼前縁反り、(2)項では翼の弦長・全体の反り・翼のスキュー角をパラメータにして適正化を図った。これに関して、流れ解析により絞込みを行い、新ファンの形状を決めることを試みた。その結果、従来ファンに対し翼弦長を約25%増・翼の反りを約15%減・スキュー角を約2倍とすることにより、現行ファン対比騒音で4dB(A)の騒音低減を図ることができる新ファンを開発した。このファンの形状を図6に、ファン性能を図2中に示す。ファンの翼負圧面上の圧力分布の解析結果を図5に示すが、従来ファンに対して全体的に緩

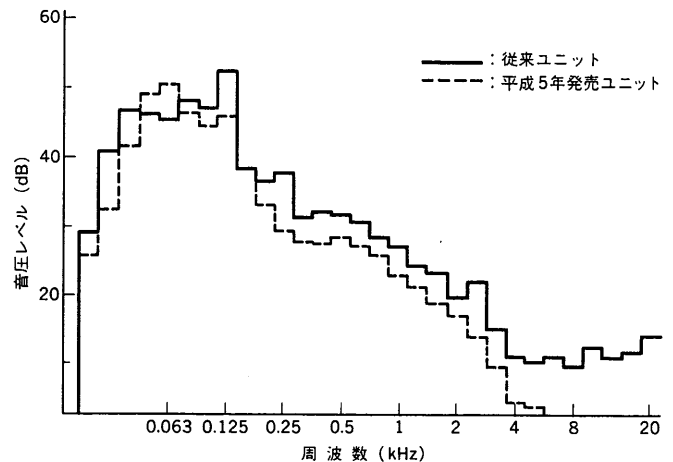


図7 従来ユニットと平成5年発売室外ユニットの騒音比較 平成5年発売室外ユニットの騒音は従来ユニットに比べ送風音が4dB(A)低減した。
Comparison between former and new unit fan noise

やかな圧力こう配が実現され、特に翼前縁部での急しゅんな圧力こう配が改善されていることが確認できた。これにより、従来ファンに比べ極端な増・減速による壁面圧力変動が抑制され、騒音が低下したものと考えられる。

5.2 ユニットへの適用

従来ファンを搭載したユニットと新ファンを搭載した平成5年発売の住宅用室外機の送風音の1/3 OCT.バンド騒音比較(リニアスケール)を図7に示す。全体騒音は4dB(A)低減し、その低減は全周波数に及んでおり、翼負荷の均一化による乱流騒音の低減が図られている。また125Hzバンドに含まれる回転騒音であるNZ音も大幅に低下しており、音質的にも非常に改善された。

6. ま と め

- (1) チップクリアランスを考慮し、非構造格子による $k-\epsilon$ 乱流モデルを用いた解析の結果、ファンの空力性能及び内部流れの予測値は実験値と良い一致をみた。
- (2) 前縁部の急しゅんな圧力こう配の低減・翼全域への翼負荷の分散を図るため、流れ解析による翼形状の適正化を行い、騒音を現行対比4dB(A)低減できる新型ファンを開発した。
- (3) この新ファンを平成5年発売の住宅用室外機SRCに適用し、大幅な低騒音化を図った。

参 考 文 献

- (1) 近藤ほか、空調用プロペラファンの騒音低減、ターボ機械、19-6 (1991) p.333
- (2) 大高・岩村、薄板プロペラファンの低騒音化、日本機械学会論文集、53-487 (1987) p.917
- (3) 近藤ほか、プロペラファンの騒音予測法に関する研究、三菱重工技報、Vol.29 No.6 (1992) p.548
- (4) Warsi. Z. U. A., Conservation Form of the Navier-Stokes Equations in General Nonsteady Coordinates, AIAA J., 19-2, (1981) p.240