空調用貫流ファンの流体騒音予測*

(第2報, 騒音予測モデルを用いた貫流ファンの低騒音化)

繁 永 康^{*1}, 船 橋 茂 久^{*1}
渡 邊 昌 俊^{*1}, 高 田 芳 廣^{*1}

Prediction of Aerodynamic Noise Level of Cross-Flow Fans for Air Conditioners

(2nd Report, Development of Cross-Flow Fans by means of Aerodynamic Noise Prediction Model)

Yasushi SHIGENAGA^{*2}, Shigehisa FUNABASHI,
Masatoshi WATANABE and Yoshihiro TAKADA

^{*2} Hitachi, Ltd. Mechanical Engineering Research Laboratory,
502 Kandatsu machi, Tsuchiura shi, Ibaraki, 300 0013 Japan

A model for predicting the noise level of cross flow fans has been developed. This model uses the relative air-flow velocities on the outside of the fan's impeller. And it is based on two assumptions: (i) noise levels are in proportion to the relative velocities at the edge of the blade raised to the sixth power and (ii) the velocities on the outside of the fan's impeller have an especially close relation to the noise level. Computational fluid dynamics is used to obtain the necessary velocity field data for this model. It was found that the noise levels calculated by this model agree well with the measured noise levels of a test impeller. This agreement confirms that noise level of a conventional cross-flow fan can be predicted by this simple model, since relative velocity data is readily available from frequently executed computational analyses. Accordingly, the predicted noise level was then applied in the design of a new cross flow fan. This new cross flow fan has a velocity field that produces a quiet flow. As a result, it has a lower noise level and higher performance.

Key Words: Aerodynamic Acoustics, Noise, Blower, Characteristic of Noise, Relative Velocity

1. 緒 言

空気調和機等で広く用いられている送風機は、高効率化とともに快適性の面で騒音を低減することが求められている。本研究で対象とする貫流ファンも例外ではない。貫流ファンは家庭用空気調和機の室内機で多く用いられているが、近年、省エネ性向上のために風量増加の傾向にある。しかし、それに伴う騒音増加は、居住空間における快適性を損なうために、その開発においては騒音に対する特段の注意が必要である。

一方、ファンの開発において、事前に流体解析による流体性能予測を行う機会が増えてきており、貫流ファンに関しても詳細な流体解析⁽¹⁾が行われている。その結果、騒音測定実験以前に速度場の情報が得られている場合が少なくない。従って、これらの速度場の情報から簡易的に騒音を予測できれば、低騒音化を考慮した開発では非常に有効である。

速度場から発生音を予測する手法を研究した例として、著者らの一人が提案した後向き遠心送風機⁽²⁾に関するものがあり、これは翼に対する相対速度の変化に着目している。先の第1報⁽³⁾では、その相対速度による騒音モデルを貫流ファンに対して展開し、流体解析からの速度場情報を用いた騒音予測手法について報告している。

本論文では、代表的な貫流ファンの詳細な流体解析を行ない、上記予測手法を用いて発生音を支配している相対速度を低減できる羽根車諸元を見出す。更に、実験によりその騒音低減効果を確認することで、著者らの提案している貫流ファンの騒音予測手法の有効性を示す。

2 おもな記号

b : 翼間流路幅 [m]
 C : 翼弦長 [m]
 D : 羽根車直径 [m]
 l : 羽根車軸方向長さ [m]

* 原稿受付 2003年4月16日。

^{*1} 正員、(株)日立製作所機械研究所(〒300-0013 土浦市神立町502)。

E-mail: shige@gm.mer1.hitachi.co.jp

$$D_{o, \max} : D_{o, \min} : D_i : l : h = 1.000 : 0.955 : 0.764 : 2.864 : 0.527, \beta_o = 37.5^\circ, \beta_i = 95.4^\circ$$

Fig. 1 Schematic view of test impeller

h : 羽根車出口部流路高さ [m]

n : 回転数 [s^{-1}]

Q : 流量 [m^3/s]

p_t : 全圧 [Pa]

u : 羽根車周速度 [m/s]

w : 相対速度 [m/s]

c : 絶対速度 [m/s]

c_u : 絶対速度周方向成分 [m/s]

c_r : 絶対速度径方向成分 [m/s]

r : 音源と観測点の距離 [m]

ΔSL : 相対騒音レベル [dB]

ΔSL^* : 相対騒音レベル補正值 [dB]

β : 羽根角度 [$^\circ$]

ϕ : 流量係数

ϕ_t : 全圧係数

θ : 羽根車周方向位置 [$^\circ$]

η_f : ファン効率比

添字: 1 羽根吸込側, 2 羽根吐出側

o 羽根車外周部分, i 羽根車内周部分

Fig. 2 Measurement of noise level

供試羽根車の回転数を一定 ($20s^{-1}$) に保ちながらブラスターファンの回転数を変化させることで、供試羽根車の動作点を変化させ、そのときの流量、静圧、騒音を同時に測定した。流量はチャンバに設けたノズル差圧から算出し、静圧は測定部のチャンバ内静圧を測定した。騒音は図2に示すようにファン下流側でチャンバ内流れ方向から角度 45° で1[m]の位置で測定した。

3. 実験装置および実験方法

家庭用空調機と室内機に用いられる貫流ファン及びケーシングを供試体として用いた。図1に供試羽根車の形状と主要寸法を示す。供試羽根車は羽根音を抑制するために軸方向にファン外径が変化しているが、羽根角度は軸方向にはほぼ一定である。羽根枚数は34枚である。実験においては、基本の羽根車ブロックを回転軸方向に4個連結して用いた。

任意の動作点を作りだすための流量測定用チャンバは消音器を備えており、ブラスターファンを運転しても供試貫流ファンの騒音測定に影響しないものである。

4. 解析手法

流体解析には汎用流体解析ソフト CFX-TASCflow を用いた。表1にその概要を示す。解析領域は羽根車1ブロックのみとし、羽根車部分のみ回転の効果を与えるため、Frozen Rotor Interaction を用いた。これは、空間内で翼の相対位置を固定し、その状態で準定常解を求めるものである。回転数は実験と同じ $n = 20[s^{-1}]$ としている。入口を流入境界として任意の速度を与えることで動作点を変化させた。回転軸方向両端は周期境界、出口は流出境界とし、その解析領域を図3に示す。

5. 基準貫流ファンの特性

5.1 空力・騒音特性 第1報の騒音予測手法で述べた基準貫流ファンの空力・騒音特性を図4に示す。横軸に流量係数 ϕ 、縦軸に圧力係数 ϕ_t 及び相対騒音レベル ΔSL （添字 e : 実験 c : 解析）を表している。それぞれの特性は以下の式で定義した。

$$\phi = \frac{Q}{D_{o,max} l u_o} \quad (1)$$

$$\phi_t = \frac{P_t}{\rho u_o^2} \quad (2)$$

$$P_t = P_s + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{lh} \right)^2 \quad (3)$$

$$u_o = \pi D_{o,max} n \quad (4)$$

Table 1 Outline of CFD

Simulation code	CFX-TASCflow ver.2.10
Governing equation	Continuity equation, Navier-Stokes equations
Advection modelling	Modified linear profile skew upstream differencing
Turbulence model	k- ϵ model
Grid	Multi-block/Hexahedral mesh all domains: about 900,000 for impeller: about 530,000
Rotating frames of reference	Frozen rotor interface

Fig. 3 Region of computational analysis

$$\Delta SL_c = SL - SL_0 \quad (5)$$

$$\Delta SL_c = 10 \log \sum_{j=1}^z \left[\int_0^l \left(\frac{w_{o,j}}{u_o} \right)^6 \frac{\cos^2 \Psi_j}{r_j^2} C dl \right] + \Delta SL^* \quad (6)$$

Q は流量[m³/s]、 u_o は羽根車外周での周速度[m/s]、 P_s は静圧[Pa]、 ρ は空気密度[kg/m³]、 n は回転数[s⁻¹]、 SL は騒音レベル[dB(A)]である。全圧 P_t [Pa]は静圧に、流量を羽根車出口の流路面積で除した平均流速の動圧を加えたものとした。式(5)の実験における相対騒音レベル ΔSL_c は、最大流量点での騒音レベル SL_0 を基準として示す。式(6)の解析における相対騒音レベル ΔSL_c は第1報の騒音予測モデルによる計算値であり、図5、6に示す速度場と羽根車諸元より求められる。添字 j は各翼を表し、 C は翼弦長である。翼外周部の相対速度 w_o 、音源（羽根車外周部の翼端）と観測点の距離 r 、角度 Ψ は、各翼及び、軸方向位置 l の関数である。 ΔSL^* は、相対速度の変化を基に計算できる騒音値 ΔSL_c を実験値 ΔSL_c と合わせるための補正值であり、この中に空気物性、相対速度からの騒音放射等の影響も含んでいる。この騒音予測モデルを騒音予測の手法として用いた。

5.2 相対速度分布 騒音予測モデルから分かることは、羽根車外周部での翼に対する相対速度の6乗に比例して騒音が変化していることである。そこで、基準貫流ファンについて解析を行い、羽根車外周部全体の相対速度分布を調べた。回転数 $n=20$ [s⁻¹]、流量係数 $\phi=0.517$ での貫流ファンにおける外周部の相対

Fig. 4 Noise level and pressure coefficient of conventional cross-flow fan

Fig. 5 Velocity triangle

Observation Point

 Fig. 6 Definition of angle Ψ

速度を外周側周速度 u_0 で無次元化した速度分布を図7に示す。貫流ファン1ブロック分の軸方向 (l 方向) の幅を単位長さとしたとき、図3の流入・流出境界側から貫流ファンを見て、右から0.3, 0.5, 0.7の軸方向位置での分布をそれぞれ(a), (b), (c)に表している。横軸はファンの周方向位置 (角度) であり、図5の上方を $\theta=0$ とし、反時計回りに正としている。図中の破線は各軸方向位置における吐出側付近の最大相対速度をす。

貫流ファンの吐出側となる $\theta=200\sim 280$ [deg] の領域において、(a), (b), (c) の位置で最大相対速度が異なり、(c) に対して(a)は約10%高いことが判る。この状態は図8に示す $\theta=220$ [deg] 付近における軸方向速度ベクトルからも確認できた。吐出側領域 ($\theta=200\sim 280$ [deg]) の相対速度は、吸込側領域 ($\theta=0\sim 120$ [deg]) より30%程度高い。そのため、吐出側の領

Fig. 7 Distribution of relative velocities on outside of the impeller

Fig. 8 Local distribution of relative velocities

域が騒音を決定する大きな要因であることは騒音予測モデルからも明確である。それに加え、吐出側で軸方向に速度分布が異なることから、羽根車外周全領域で最も速度の高い軸方向位置(a)近辺の最大相対速度が、騒音に大きく影響を与えていると考えられる。また、速度分布が偏り速度の高い領域が存在することで、総合的に流体が必要とするエネルギーが増加してしまう。つまり、その最大相対速度を低減することで、騒音を低減し効率も向上できる可能性がある。

6. 貫流ファンの低騒音・高効率化

6.1 流路幅変化の影響 基準貫流ファンの解析結果から、吐出側の羽根車外周部において局部的に相対速度が大きいたことが判明した。貫流ファンの低騒音・高効率化の手段として、その相対速度の低減が有効である。貫流ファンでは流体が吐出側の内径側から外径側の翼間を通過することで速度が変わることになる。このことから、翼間の流路形状により速度分布が変化すると判断できる。

ここでは解析により貫流ファン翼間の流路幅の影響を調べた。図9に流路幅の定義を示す。一般的に貫流ファンは内径側から外径側へ流路幅 b が狭くなる翼列となっている。そのため、内径側で流路は最も広く、その最大流路幅 $b_{\max}$ を内径の羽根間隔 α [deg] で近似すると以下の式で表すことができる。

$$b_{\max} \cong \frac{D_i}{2} \sin \alpha \quad \cdots \cdots (7)$$

この最大流路幅 $b_{\max}$ から外径側における最小流路幅 $b_{\min}$ への変化率 $b_{\min}/b_{\max}$ と、騒音・効率との関係について解析から求めた。また、貫流ファンの性能は羽根車だけではなく、吐出側のケーシング形状にも大きく影響を受けるが、今回はケーシング形状を固定して解析した。流量係数 $\phi = 0.517$ 、回転数 $n = 20$ [s⁻¹] 一定で、羽根車寸法 (ファン幅、内外径、翼肉厚) を固定するとともに軸方向へ羽根形状を投影し、軸方向に速度分布が生じない二次元的な流れを前提に流路のみの影響を調べた。その結果を図10に示す。横軸は流路幅変化率 $b_{\min}/b_{\max}$ を表している。騒音レベル ΔSL は、騒音予測モデルの式(6)において最大相対速度 $w_{o,\max}$ が支配的となるため、相対的な騒音変化をその最大値により簡易的

Fig. 9 Breadth between blades

に求めた値である。最大相対速度 $w_{o,\max}$ の6乗と翼弦長 C の1乗に比例するとした下記の式(8)により予測しており、解析結果中における最小値 $SL_{\min}$ を基準としている。

$$\Delta SL = 10 \log \left[\left(\frac{w_{o,\max}}{u_o} \right)^6 C \right] - SL_{\min} \quad \cdots \cdots (8)$$

効率比 η_f は、解析結果中で最もファン効率が低い値に対する比を示している。図10から、騒音・効率の両面で優れている貫流ファンは流路幅変化率 $b_{\min}/b_{\max} = 0.6 \sim 0.7$ の範囲にあることが判る。

6.2 新型貫流ファンの空力・騒音特性 流路幅変化率 $b_{\min}/b_{\max}$ を $0.6 \sim 0.7$ の範囲で軸方向にほぼ均一な流れを発生させれば、貫流ファンは低騒音・高効率となる可能性がある。そこで、上記の最適値となる新型貫流ファンを試作し、その効果を検証することにした。基準貫流ファンと新型貫流ファンの各形状諸元の比較を表2に示す。どちらの貫流ファンともに羽根音 (ピーク音) を抑制するため、局部的に羽根外径を変化させている。しかし、基準貫流ファンでは流路幅変化率 $b_{\min}/b_{\max}$ が各部位において異なっていたのに対し、新型貫流ファンでは全体がほぼ等しい流路幅変化とな

Fig. 10 Noise level and efficiency on change of breadth

Table 2 Parameter of cross-flow fans

	The old cross-flow fan			The new cross-flow fan		
Axial position	0.3	0.5	0.7	0.3	0.5	0.7
$D_o/D_{o,\max}$	0.99	1.00	0.98	0.99	0.99	0.98
$D_i/D_{i,\max}$	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77	0.77
$b_{\min}/b_{\max}$	0.55	0.57	0.68	0.64	0.65	0.66

Fig. 11 Distribution of relative velocities on outside of the impeller

Fig. 12 Local distribution of relative velocities

っている。新型貫流ファンの解析による相対速度分布を図11、吐出側の軸方向速度分布を図12に示す。解析条件は図7、8の場合と同じである。基準貫流ファンにおいて局所的に高くなっていた相対速度が、新型貫流ファンでは全体的に一様となって低減されているため、低騒音を実現できている。図13に基準貫流ファンと新型貫流ファンの空力・騒音特性を比較した結果を示す。解析において流量係数 $\phi=0.5$ で圧力係数 $\phi_i+11\%$ 、騒音 -2.5dB(A) と予測でき、試作品を用い

Fig. 13 Noise level and pressure coefficient of new cross-flow fan

て実験を行った。その結果、同一流量係数で、ファン効率向上により圧力係数 $\phi_i+18\%$ 、相対速度低減により騒音 -2.0dB(A) となり、ほぼ解析結果と一致する効果を確認できた。解析と実験の比較から、貫流ファンの使用範囲である流量係数 $\phi=0.4$ 以上の広い範囲において、本騒音予測モデルが実際の騒音変化をよく捉えていることが判る。

以上のことから、本モデルを用いた騒音予測が低騒音化のための有効な手段であることを確認した。

7. 結 言

翼端における相対速度に大きく依存する騒音予測モデルを貫流ファンに適用し、以下の結論を得た。

- (1) 解析結果から翼外周相対速度を求め、騒音予測モデルを適用することで、空力特性とともに簡易に騒音特性を予測することが可能となった。
- (2) 翼間の流路幅変化率 $h_{\min}/h_{\max}$ を $0.6\sim0.7$ の範囲で軸方向にほぼ均一な流れを発生させれば、低騒音・高効率の貫流ファンを得ることができる。

文 献

- (1) 酒井, ターボ機械, 31-3(2003), 143
- (2) 渡邊 他3名, 機論, 66-642, B(2000), 453
- (3) 船橋 他3名, 機論, 69-687, B(2003), 2472