空調用貫流ファンの流体騒音予測*

(第1報, 相対速度に対する騒音の相似性の検討)

船橋 茂久^{*1}, 繁 永 康^{*1}
渡邊 昌俊^{*1}, 高田 芳 廣^{*1}

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

(1st Report, Study of Dependence of Aerodynamic Noise on Relative Velocity)

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

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

A model for predicting the noise level of cross-flow fans has been developed. In this model, the relative air-flow velocities on the outside of the fan's impeller are used. The model is based on two assumptions: noise levels are in proportion to the relative velocities at the edge of the blade raised to the sixth power and the velocities on the outside of the impeller have an especially close relation to the noise level. Well established computational fluid dynamics model is used to obtain the necessary velocity-field data for this model. The noise levels calculated by this model are in good agreement with the measured noise levels of a test impeller. This confirms that changes in the noise level with changes in the flow coefficient can be well described by the model. It is concluded from these results that this simple prediction model is a very useful tool for speeding up of the development of silent cross-flow fans, since relative velocity data is readily available from frequently executed computational analyses.

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

1. 結 言

家庭用空気調和機の室内機で多く用いられている貫流ファン(クロスフローファン)は, 近年, 省エネルギー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低騒音化に対する特段の注意が必要である。

一方で, 近年のファンの開発においては, 事前に流体解析による流体性能予測がなされ, その結果, 速度場の情報が, 騒音測定実験以前に得られている場合が少なくない。したがって, 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意義である。

送風機の騒音に関する研究は各種送風機の形態毎に数多くなされてきた。送風機の動作点変化に伴う騒音レベルの変化がいかなる因子によって支配されているかという, 基本的な送風機の流量特性と発生音の関係を研究した例として, 軸流送風機⁽¹⁾, 多翼ラジアルファン⁽²⁾, 後向き遠心送風機⁽³⁾, 空調用プロペラファ

ン⁽⁴⁾などがあるが, これらはいずれも翼に対する相対速度の変化に着目した点で共通する。

本研究では, 流れが翼を二度横切る遠心送風機としても特殊な形態である貫流ファンに対して, 著者らの一人が研究を進めてきた後向き遠心送風機に対する騒音予測モデル⁽³⁾の展開を図る。第1報では, 貫流ファンにおける動作点変化に伴う騒音レベルの変化を流体解析結果から得られる相対速度の変化と関連づけることで, 貫流ファンに対する騒音予測モデルを検討する。続く第2報で, 本騒音予測モデルを用いて開発した高効率・低騒音貫流ファンの事例を報告する。

2. お も な 記 号

C : 翼弦長 [m]
 D : 羽根車直径 [m]
 h : 羽根車出口部流路高さ [m]
 l : 羽根車軸方向長さ [m]
 z : 翼枚数
 R : 音源と観測点の距離 [m]
 n : 回転数 [s^{-1}]
 Q : 流量 [m^3/s]
 p_s : 静圧 [Pa]
 p_t : 全圧 [Pa]

* 原稿受付 2003年1月23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: funabasi@merl.hitachi.co.jp

- 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]
 SL : 騒音レベル [dB]
 SL_0 : 開放点の騒音レベル [dB]
 ΔSL : 相対騒音レベル [dB]
 ΔSL^* : 相対騒音レベル補正值 [dB]
 ρ : 空気密度 [kg/m³]
 β : 羽根角度 [°]
 ϕ : 流量係数
 ϕ_t : 全圧係数
 Ψ : 翼面法線と観測点へのベクトルのなす角 [°]
 θ : 羽根車周方向位置 [°]
 θ^* : 渦中心の羽根車周方向位置 [°]
 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
 j 各翼での値

3. 騒音予測モデル

著者等の一人は、後向き遠心送風機の騒音 SL は翼の入口、出口の相対速度 w_1, w_2 の6乗に比例するという以下の騒音予測モデルを提案している⁽³⁾。

$$SL = 10 \log \left[\alpha_1 \left(\frac{w_1}{u_2} \right)^6 + \alpha_2 \left(\frac{w_2}{u_2} \right)^6 \right] + 20 \log(d) \quad \dots(1)$$

ここで、 α_1, α_2 は音響パワーへの変換係数、 d は代表寸法の変化割合である。入口、出口の相対速度による整理は、渦から発生する音の放射効率が物体端部で大きいという知見と合致することからも興味深い。本研究ではこのモデルの貫流ファンへの展開を図る。

図1に後述する貫流ファンを流量係数 $\phi = 0.517$ 一定で回転数を変化させたときの騒音を示す。騒音が

Fig. 1 Rotational speed vs noise level

回転数の6乗に比例して変化することが確認できる。流量係数が同じなので速度三角形は相似であり、相対速度も回転数に比例するので、貫流ファンにおいても騒音は相対速度の6乗に比例するというモデルが適用できると考えられる。

貫流ファンにおける相対速度は図2のように表すことが出来る。羽根車の内周側は周速 u_i が外周側の u_o より小さく、羽根角度がほぼ 90° なので、そこでの相対速度 w_i は、該当する箇所の外周側の相対速度 w_o よりも低い。したがって、騒音への寄与としては羽根車外周側の相対速度 w_o の影響が大きいと考えられる。また、貫流ファンの場合は各領域の翼毎に速度が異なる点も考慮する必要がある。

また、後述するように本研究の騒音の観測点に対して各翼の距離、角度が異なる点も先の後向き遠心送風機の例とは異なる。

以上の考察から、本研究では以下のような簡易騒音予測式を用いることとした。

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

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。

予測式では、羽根車外周での相対速度 w_o の6乗を

Fig. 2 Velocity triangle

各翼毎に軸方向 (l 方向) に積分し、翼枚数 z 枚分の総和をとる。 $1/R^2 \cdot \cos^2\Psi$ によって、距離減衰、双極子音源を考慮した音の指向性の影響を表す。ここで角度 Ψ は、図3に示すように音源位置における翼表面の法線ベクトルと観測点に向かうベクトルの成す角である。但し、貫流ファンはその周囲の多くがケーシングに囲まれているため、 Ψ の値を考慮しても、以下報告する本研究での観測点以外で騒音を計算し、指向性を評価するのは困難と考えられる。

ΔSL^* は計算した ΔSL が実験値と合うように与えた補正值であり、相対速度変化のうちどの程度が翼面の

Fig. 3 Definition of angle Ψ

圧力変動になり、さらには音源として寄与しているのか、すなわち式(1)における α_1, α_2 に相当する部分、圧力変動の相関面積の影響、さらには音速、密度等の空気物性の影響等を総じて示している。この ΔSL^* がファンの流動状態が変化しても、さらにはファン形状が変化しても一定の値をとれば、式(2)による騒音予測が可能となる。

以下、貫流ファンの流体解析結果から得られた相対速度を用いて流体騒音を計算し、実験値と比較する。

4. 実験装置および計測方法

家庭用空調機の室内機用貫流ファン及びケーシングを供試体とした。図4に供試羽根車の形状、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ほぼ一定である。羽根枚数は34枚である。実験には、基本の羽根車を回転軸方向に4つ並べたものを用いた。

空力特性および騒音特性は、図5に示す実験装置を用いて測定した。流量測定用チャンバは測定部から十分離れた位置にブースターファンを設置し、その間

$$D_{0max}=0.110, D_{0min}=0.105, D_i=0.084, l=0.315, h=0.058, \beta_0=37.5^\circ, \beta_1=95.4^\circ$$

Fig. 4 Schematic view of test impeller

Fig. 5 Experimental apparatus

Fig. 6 Measurement of noise level

に複数の消音器（図示せず）を設けることで、測定部においてはブースターファンの騒音は影響しないようにした。測定室は無響室である。供試羽根車の回転数を一定（20s⁻¹）に保ちながらブースターファンの回転数を変化させて、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6に示すようにファン下流側でチャンバから角度45°で1mの位置で測定した。測定位置からは、相対速度が大きく、騒音への寄与も大きいと思われるファンの吐出部を直接見ることができる。

5. 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。モデルは羽根車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、その状態での準定常解を求めるものである。入口を流入境界として異なる速度を与えることで、動作点を変化させた。出口は流出境界とした。解析は軸方向の羽根車の形状変化を考慮した三次元解析とし、回転軸方向の両端を周期境界とすることで多連の貫流ファンの状態を模擬した。図7に解析領域を示す。

Table 1 Outline of CFD

汎用コード	CFX-TASCflow ver.2.10
基礎式	連続の式, Navier-Stokes 方程式
離散化手法	有限体積法
移流項モデリング	Modified linear profile skew upstream differencing
乱流モデル	k-εモデル
格子形状	6面体（格子数：全域約90万、羽根車約53万）
回転部分の取扱い	Frozen rotor interaction

Fig. 7 Region of computational analysis

6. 実験・解析結果及び考察

6.1 空力特性及び騒音特性

図8に供試羽根車の圧力特性と騒音特性を示す。横軸に流量係数 ϕ をとり、下に圧力係数 ϕ_t を、上に相対騒音レベル ΔSL を示す。それぞれの値は以下の式で定義する。

$$\phi = \frac{Q}{D_{o,max} l u_o} \dots\dots\dots (3)$$

$$\phi_t = \frac{P_t}{\rho u_o^2} \dots\dots\dots (4)$$

$$\Delta SL = SL - SL_0 \dots\dots\dots (5)$$

Fig. 8 Performance of test impeller

Fig. 9 Noise spectrum

$$p_t = p_s + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{lh} \right)^2 \dots\dots\dots (6)$$

$$u_o = \pi D_{o,\max} n \dots\dots\dots (7)$$

ここで、全圧 p [Pa] は実測した静圧に、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。相対騒音レベルは、開放点での騒音レベル SL_0 を基準とした。

供試羽根車は、一般的な貫流ファンと同様、騒音レベルは開放側から流量係数を小さくしていくと徐々に低下する。なお、流量係数が 0.4 以下の領域ではサージングが発生しており、流体性能、騒音とも変動が大きく不安定であった。

圧力特性の図には解析結果も合わせて示す。実験とよく一致しており、流量係数の変化に伴う相対速度の変化を十分模擬できているものとする。

図9に供試羽根車の騒音スペクトルを示す。高流量では羽根音が発生しているが、設計点近傍である $\phi = 0.536$ では広帯域の乱流音が支配的である。スペクトルの形態も動作点によって大きな差異はなく、動作点変化に伴う騒音レベルの変化を検討するためには、広帯域騒音のレベルを予測できることが重要である。

音の測定位置が音源に近い場合、測定した音に近距離場の圧力変動が含まれる。遠距離場と近距離場の圧力レベルの比 ξ は以下の式で表される⁶⁾。

$$\xi = \frac{R}{\lambda / 2\pi} \dots\dots\dots (8)$$

ここで R は音源からの距離、 λ は音の波長である。低周波数の音ほど近距離場の圧力の影響を受ける。例えば 100Hz では近距離場の圧力と遠距離場の圧力の差が 5dB 程度しか確保されないため、それより低周波数の音には近距離場の圧力変動が少なからず影響している。一方で今回の場合、図9に示したようにオーバーオールに寄与する周波数帯域は 500~3000Hz にあり、遠距離場を問題としている。

本来、騒音予測モデルを検討するためには、放出されるエネルギーを考察する必要があるが、音は平坦特性で評価すべきであるが、単純に平坦特性で評価した場合、近距離音場の圧力変動によってオーバーオールが決定してしまい、波動としての音を議論しようとする本研究の趣旨から外れてしまう。したがって本研究では、最終的には聴感補正を施した A 特性で音を評価することによって、擬似的に近距離場の圧力変動の影響を軽減することにした。

6.2 相対速度

図 10 に、流量係数 $\phi=0.776, 0.517, 0.345$ での羽根車中央断面におけるファン外周部の相対速度及び径方向速度を外周側周速度 u_o で無次元化した速度分布を示す。横軸はファンの周方向位置 (角度) であり、図2の上方を $\theta=0$ とし、反時計回りに正としている。径方向速度は、ファンから流出する方向を正として示しているため、吸込側で負の値、吐出側で正の値となる。解析において Frozen rotor interaction の設定としているため、いずれも局所的な速度分布として、翼の影響が見られ、特に吐出側では翼の後流として大きく現れている。

図中で径方向速度が 0 を横切る $\theta=180\sim200^\circ$ 前後の領域は羽根車内部に生じる渦である。通常、渦中心

(a) $\phi=0.776$

(b) $\phi=0.517$

(c) $\phi=0.345$

Fig. 10 Distribution of relative and radial velocities on outside of the impeller

は羽根車の内径近傍に位置するが、ここでは仮に径方向速度が0を横切る θ を渦の位置として図11に示す。流量係数が小さくなると渦がリアケーシング側に移動することがわかる。それに伴って流れはリアケーシングに張付くようになる。また、図10から出口側相対速度の分布は流量係数の減少とともに小さくなり、一様分布に近づく。相対速度の大きさ及び式(2)に示した指向性から、吐出側及び吸込側の騒音への寄与が大きいと思われる。

図12に出口側、入口側での無次元相対速度の最大値を示す。全流量域で吐出側の出口相対速度の影響が大きい。吸込側の入口相対速度の変化は緩やかだが、低流量域では出口側相対速度に近づいてくる。しかしながら、流量係数 $\phi=0.259$ においても吸込側の相対速度は出口側の70%に満たない。したがって式(2)に示すように相対速度の6乗で騒音に変化するという本研究のモデルでは、入口側の音源は出口側よりも10dB以上低く、その全体の騒音への寄与は小さい。実験においては、主音源であるファンの吐出側が観測点から直接見える設定としているので、観測される騒音値に対するケーシングの遮音等の影響は無視できると考えられる。

Fig. 11 Position of vortex core

Fig. 12 Maximum relative velocity

6.3 騒音予測結果 図13に式(2)による騒音予測結果を実験結果と比較して示す。図中には、平坦特性での評価結果、及びA特性での評価結果を併記する。但し、ここに示す平坦特性での実験値は、近距離場の圧力変動の影響を除去するために、実測した1/3-オクターブバンドの騒音スペクトルを元に、100Hz未満のバンドを除去してオーバーオールを算出している。予測にあたって、羽根車軸方向に速度分布が生じることを考慮し、軸方向7断面における相対速度分布を流体解析結果から求め、軸方向の積分結果に反映させた。各翼における相対速度は各翼間で達成される局所的な相対速度最大値とした。 ΔS^* は、それぞれの場合に対し、 $\phi=0.4$ 以上の領域において、計算値と実験値の差の二乗総和が最小となるように求めた。

平坦特性の場合とA特性の場合では、実験値の変化がわずかに異なるものの、いずれの場合も騒音が右上がりの広い範囲において、予測値は実験結果が示す騒音変化を追従できている。流量係数が0.4以下になると、前述のようにサージングが発生し、流れが局所的にも時間的にも大きく変化しているものと考えら

Fig. 13 Comparison of calculated and measured noise levels

Fig. 14 Comparison of calculated and measured noise levels (Another fan)

れ、本騒音予測モデルでは表現できない。

ΔSL^* が羽根車の翼形状等によって変化せず一定であれば、式(2)による簡易騒音予測は可能と言える。詳細は第2報で報告するが、本騒音予測モデルを用いて開発した翼形状の異なる貫流ファンの騒音予測結果(A特性)を図14に示す。ここで ΔSL^* は図13の場合と同じ値を採用している。低流量側で予測精度が低下しており、これはサージングの発生と、解析においてそれを十分再現できていないことによるものと思われる。しかしながら、設計点($\phi \approx 0.5$)を含め、それ以外の領域では実験値との誤差が図13の場合と同等であり、今回検討した範囲において、本騒音予測モデルは十分実用可能と考える。

7. 結 言

貫流ファンの動作点変化に伴う騒音レベルの変化を翼の出入口における相対速度の変化と関連づけた騒音予測モデルの構築を試み、以下の結論を得た。

- (1) 騒音特性は空力特性、特に羽根車外周部での相対速度と密接な関係があり、騒音は相対速度の6乗に比例するという整理によって、流量変化にともなう騒音変化を説明できる。
- (2) 貫流ファンの主音源は吐出部の翼出口側である。
- (3) 本報で示した騒音予測モデルによる騒音の予測値は、供試羽根車の実用動作点域において、実験値とよい一致が得られた。

文 献

- (1) 深野 他2名, 機論, 41-345, B(1975), 1479
- (2) 児玉 他2名, ターボ機械, 25-2(1997), 65
- (3) 渡邊 他3名, 機論, 66-642, B(2000), 453
- (4) 袴家 他2名, 機論, 65-640, B(1999), 4015
- (5) 飯田 他3名, 機論, 62-604, B(1996), 4160