

多翼遠心ファンの空力特性と騒音に関する研究*

児玉好雄*¹, 林秀千人*¹
荻野和郎*², 野津仁志*³Aerodynamic and Noise Characteristics
of a Multi-Blade Centrifugal FanYoshio KODAMA*⁴, Hidechito HAYASHI,
Kazuo OGINO and Hitoshi NOZU*¹ Department of Mechanical Systems Engineering, Nagasaki University,
1-14 Bunkyo-machi, Nagasaki-shi, Nagasaki, 852-8521 Japan

The effects of a volute angle of scroll casing and a groove on the suction surface of blades were investigated relating to the characteristics of aerodynamics and noise of a multi-blade centrifugal fan with forward swept blades. It was shown that in the aerodynamic characteristics, the optimal volute angle existed between 4.8 and 7.2 degrees, and in the characteristics of noise, that existed in the near 7.2 degrees. The wake width of grooved blade fan became narrower than that of the ordinary blade fan. Therefore, the grooved blade fan was superior in noise characteristics to the ordinary blade fan. Using the method of predicting width of wake and the formulae to estimate the turbulent noise level which we proposed in this paper, the sound pressure level can be predicted with the accuracy of about ± 3 dB within these experiments.

Key Words: Fluid Machine, Centrifugal Fan, Fan Noise, Turbulent Noise, Specific Noise Level

1. 緒 言

遠心送風機は低風量、高圧力という特徴をもっているため、抵抗が比較的大きい冷暖房用の空調機器等に組み込まれたり、クリーンルーム用のファンとして数多く用いられている。このため、職場の快適化の面からこれらの機器から発生する騒音が問題となっており、その低減化は急務となっている。

著者らはクリーンルームやオフィス等の空調機器に用いられているスクロールレス遠心ファンの騒音について検討した結果、この騒音は主として乱流騒音であることが明らかになった⁽¹⁾⁽²⁾。また、この種のスクロールレス遠心ファンに関してはファンの圧力上昇と騒音特性の改善を狙ったインデューサ付き遠心ファンの研究⁽³⁾⁽⁴⁾が行われている。

通常のスクロール付きの遠心ファンに関しては、翼形状と騒音の関係を調べて、騒音の低減化を図った研究⁽⁵⁾、遠心プロワの騒音に及ぼすハウジングの影響に

関する研究⁽⁶⁾等の研究がなされてきた。

一方、シロッコファンの性能に関して安達らは羽根形状の最適条件⁽⁷⁾やスクロールケーシングの最適形状⁽⁸⁾について議論しており、羽根車入口角は90°程度、羽根車出口角は150~160°、ケーシング拡大角は6.5°程度が最適値であるという結果を得ている。また、川口ら⁽⁹⁾はファンの翼間流れの圧力変動に関する研究を行っており、舌部近傍で乱れ強さと圧力変動が増大する。したがってこの領域で発生する騒音が支配的であると述べている。

本研究ではスクロールケーシングの広がり角がファンの空力特性と騒音特性に及ぼす影響を明らかにした。さらに、翼面上の流れのはく離を抑制する目的で負圧面上に溝を付けた羽根をもつファンの空力特性と騒音特性に及ぼす影響についても調べた。併せて、後流の幅が出口偏差角に基づく後流の幅の増加量と翼後縁の厚さの和として表されると仮定し、この簡易化した後流の幅の予測式を導入した。さらに、乱流騒音の予測式の導入を試み、その式の妥当性の検討を行った。

2. おもな記号

a_0 : 音速 m/s

* 原稿受付 2006年2月1日。

¹ 正員、長崎大学工学部(☎852-8521 長崎市文教町1-14)。² 正員、松下エコシステムズ(株)(☎486-8523 春日井市鹿来町4811)。³ 松下エコシステムズ(株)。

E-mail: ykodama@net.nagasaki-u.ac.jp

B : 羽根枚数
 C : 翼弦長 m または mm
 D : 後流の幅 m または mm
 D_i : 羽根車内直径 m または mm
 D_o : 羽根車外直径 m または mm
 D_r : 翼後縁の厚さ m または mm
 E : 音響出力 W
 f : 周波数 Hz
 l_s : 羽根高さ m または mm
 K_s : 比騒音レベル dB
 L : 電動機の出力 W
 N : 回転数 rpm
 P_t : 全圧 Pa
 p_0 : 最小可聴音圧 (=0.000 02 Pa)
 Q : 流量 m^3/s
 r : 音源と観測点との距離 m
 $SPL_{(A)}$: A 特性での音圧レベル dB
 $SPL_{(L)}$: L 特性での音圧レベル dB
 St : ストローハル数 (=0.2)
 u_2 : 羽根車外縁における周速度 m/s
 W : 代表相対速度 m/s
 W_1 : 入口相対速度 m/s
 z : スパン方向距離 m または mm
 α : スクロール広がり角 °
 β_2 : 流出角 °
 γ_1 : 設計入口角 °
 γ_2 : 設計出口角 °
 δ : 出口偏差角 °
 δ_T : 舌部すきま °
 λ : 動力係数
 η : ファン効率
 θ : 舌部から測定断面までの円周方向の角度 °
 ρ : 空気の密度 kg/m^3
 ϕ : 流量係数
 ϕ_t : 全圧係数
 ω : 角速度 rad/s

3. 乱流騒音の理論

3・1 乱流騒音の基礎式 羽根車の上流に障害物がない場合にファンから発生する乱流騒音は主として、翼後縁から放出される渦に起因している。これに基づく騒音の音響出力 E として深野らは式(1)を誘導している⁽¹⁰⁾。

$$E = \pi B \rho \int |W^6 (Sc/C) dz| / (600 a_0^3) \dots \dots \dots (1)$$

軸流送風機の場合、周速度が半径位置で異なるため、

入口相対速度はせん断流となる。このため翼スパン方向の相関長さは、後流の幅 D の半分程度でスパン方向に細かく切断されると考えられている⁽¹⁰⁾。一方、一様流中に翼を置いた場合、スパン方向の相関長さは後流の幅の約6倍であり⁽¹¹⁾、せん断流れ場と一様流れ場とはスパン方向の相関長さがかなり異なる。遠心送風機の場合、入口相対速度はほぼ一様であることからスパン方向の相関長さは一様流れ場の相関長さに近いことが予想される。

騒音の音源領域である相関面積 S_c はスパン方向相関長さ z と翼弦長方向の相関長さ l の積で表されることと、遠心ファンの場合の相関長さは一様流れ場の翼とほぼ同等であること、一様流れ場における翼弦長方向の相関長さは翼弦長 C とほぼ同程度である⁽¹¹⁾ ことを考慮すれば、遠心ファンの相関面積 S_c は $S_c = 6DC$ で表される。この相関面積を式(1)に代入すれば、遠心ファンの乱流騒音の音響出力 E は式(2)となる。

$$E = \pi B \rho \int D W^6 dz / (100 a_0^3) \dots \dots \dots (2)$$

なお、式(2)における代表速度 W は、本研究では深野ら⁽¹⁰⁾ や Sharland⁽¹²⁾ と同様に入出口相対速度 W_1 で代表させた。なお羽根入口では、流れは予旋回なしに羽根に流入すると仮定して、周速度と入口半径方向速度から W_1 を求めた。また、入口半径方向速度は羽根出口において計測した半径方向速度と連続の式を用いて算出した。

一方、音響出力 E と軸中心上のベルマウス端から r の距離にある観測点の音圧レベル SPL との関係は式(3)で与えられる。

$$SPL = 10 \log_{10} [(3 \rho a_0 E) / (8 \pi r^2 p_0^2)] \dots \dots \dots (3)$$

聴感補正を施した A 特性の全帯域音圧レベルは以下のような方法で求めた。スパン方向の各位置における相対速度と後流の幅が与えられれば、その位置の L 特性の音圧レベルは式(2)と式(3)から、各位置における騒音の周波数 f は式(4)から求められる。

$$f = S_c W_1 / D \dots \dots \dots (4)$$

したがって、各位置における騒音の周波数とその位置の L 特性の音圧レベルが与えられれば、L 特性の音圧レベルに聴感補正を施すことによって A 特性の音圧レベルが求められる⁽²⁾。なお入口相対速度が円周方向やスパン方向に分布をもつことや後流の幅も分布をもつため、周波数は一定にはならない。したがって、種々の周波数の音が発生することになる。

3・2 後流の幅 上述の理論式を実際のファンに適用する場合には、相対座標系における後流の幅 D を決定する必要がある。これに関して、著者らは絶対

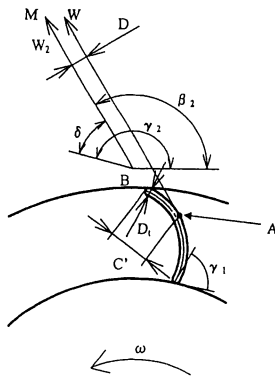


Fig. 1 Relation between the wake width and the relative flow angle

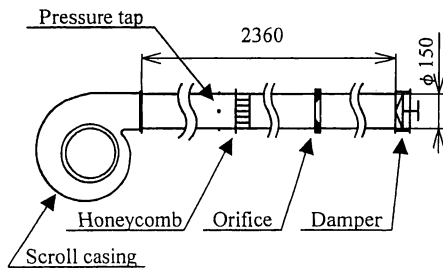


Fig. 2 Experimental apparatus

座標系における後流の幅を実測し、速度三角形を用いて相対座標系における後流の幅を算出する方法⁽¹³⁾と流出角から後流の幅を予測する方法⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾の2方法を提案してきた。両者は非常によく一致することが確認されている⁽¹³⁾。このことを考慮して、本研究では比較的計算が容易な後者を後流の幅の予測に採用した。後流の幅の算出方法は以下のとおりである。まず出口速度三角形を求める。次に出口相対速度の方向(図1中のBM)に平行な線を引き、翼面上の接点Aを求める。後流の幅は圧力面と負圧面の境界層厚さと翼後縁の厚さととの和であるから、点Aと翼後縁間の長さをC'とすれば、後流の幅は式(5)で近似できる。

$$D = C' \tan(\delta) + D_i \dots\dots\dots (5)$$

4. 実験装置および方法

図2は空力特性用の実験装置の概要を示したものである。空気は前傾多翼遠心羽根車を通過した後、スクロールケーシングに流入する。ここで昇圧されて吐出し管へ流出する。長さ2.36 mの吐出し管にはJIS規格に従った整流格子と流量測定用オリフィスが設けられており、管の出口には流量を調整するための円すい

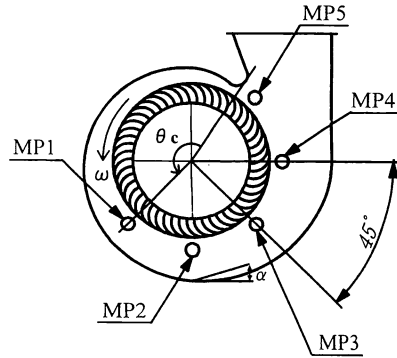


Fig. 3 Measuring section

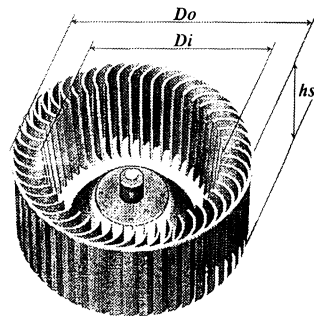


Fig. 4 Test impeller (II 7 impeller)

形ダンパが設置されている。

図3はスクロールケーシング形状と流動様相の測定位置を示したものである。スクロールケーシングの広がり形状は対数らせんで、その広がり角はαである(図3)。測定位置は羽根車外径より10 mm外側の半径上に位置し、MP1～MP5の5断面である。これらの位置を図3に示すように舌部を基準とした周方向の角度で表せば、それぞれθ_c=165, 210, 255, 300, 330°となる。流動様相の測定には五孔球形ピトー管と熱線流速計を用いた。軸方向には後面シュウラド(ハブ側)から、前面シュウラド間をH7羽根車では約6 mm間隔で、H10羽根車では約9 mm間隔で9点の計測を行った。

また、騒音測定は二間続きの無響室で行った。無響室の大きさは風上側が縦4.8 m、横4.5 m、高さ2.6 mであり、風下側のは2.5 m×2.5 m×2.0 mの大きさである。騒音測定時の暗騒音は10 dB(A)程度であり、本研究において差し支えない程度の音場を有している。

送風機の騒音測定位置は送風機の回転軸中心上でベルマウス端から1 m上流の点(遠距離場)である。騒



Fig. 5 Groove geometry on suction surface of SG impeller

音計からの出力は高速フーリエ変換周波数分析装置 (FTT) により周波数領域で 400 点の狭帯域周波数分析がなされるとともに、全帯域騒音レベルが測定される。また、狭帯域騒音の出力に当たっては、32 回の加算処理を行った。

図 4 は供試羽根車の一つを示したものである。羽根車はスパン下部 (ハブ) から上部へ向かうにつれて内径 D_i が 102~115 mm まで、入口角 γ_1 が 55.3~84.7° まで直線的に増加している多翼遠心羽根車である。羽根高さ h は 72 mm (H 7 羽根車と名付ける) である。なお、この羽根車の外径 D_0 は 150 mm の一定であるから、翼弦長は 30.6~22.6 mm まで直線的に変化する。また、羽根枚数 B は 50 枚で、出口角 γ_2 は一定の 165° である。

図 5 は H 7 羽根車の羽根の負圧面上に半径 1 mm の半円の溝を 1 mm 間隔に付けた羽根をもつ羽根車の翼列を示したものである。この羽根をもつ羽根車を SG 羽根車と呼ぶ。

また、スクロール広がり角の影響は図 4 の羽根車のスパンを 28 mm 長くした H 10 羽根車で評価した。この羽根車の内径 D_i は 102~120 mm まで、入口角 γ_1 は 55.3~94.9° まで直線的に変化している。羽根車外径、羽根枚数と設計出口角は H 7 羽根車と同じである。

表 1 に各羽根車の主要諸元を示す。なお、角度は円周方向から計測した角度である。スクロール広がり角 α は 3.0, 4.8, 7.2, 9.5° の 4 種類であり、舌部すきま δ_r はいずれの場合も 10.5 mm である。

5. 実験結果および考察

5.1 空力特性 図 6 はスクロール広がり角 α が空力特性に及ぼす影響を示したものである。図 6 中の ϕ , ϕ , η はそれぞれ全圧係数、流量係数およびファンの全圧効率である。これらは式 (6) を用いて算出した。

$$\phi_t = 2P_t / (\rho u^2), \phi = Q / (\pi D_0 h_s u_2)$$

Table 1 Main dimensions of the impeller

Fan	D_0 mm	D_i mm	B	γ_1 deg.
H7	150	102~115	50	55.3~84.7
H10	150	102~120	50	55.3~94.9
SG	150	102~115	50	55.3~84.7

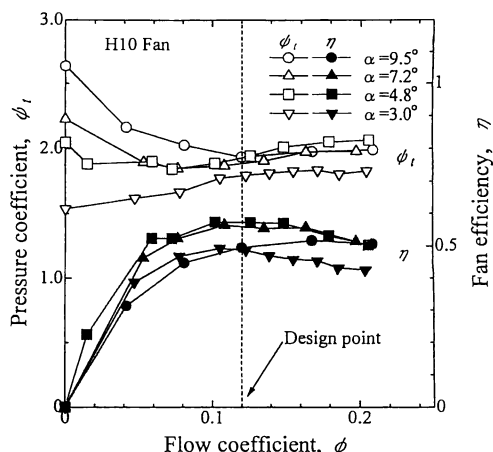


Fig. 6 Effects of volute angle on the characteristic curves

$$\lambda = 2L / (\pi \rho D_0 h_s u_2^2), \eta = \phi_t \phi / \lambda \dots \dots \dots (6)$$

図 6 中の (○, ● 印) は $\alpha = 9.5^\circ$, (Δ, \blacktriangle 印) は $\alpha = 7.2^\circ$, (\square, \blacksquare 印) は $\alpha = 4.8^\circ$, ($\nabla, \blacktriangledown$ 印) は $\alpha = 3.0^\circ$ の結果を示している。なお、白抜き記号は全圧係数、黒塗り記号はファンの全圧効率である。なお本研究における設計点流量は流量係数 ϕ が 0.12 のところである。この流量点では、 α が 4.8° と 7.2° のファン効率はほぼ同じであり、9.5° や 3.0° よりも約 7% 高い。これは α が 3.0° の場合のようにケーシングの通路面積が狭くなると、同一流量が通路を流れる場合には、通路の広いものより速度が速くなり、通路壁面における摩擦損失が増加し、圧力が低下するためである。

一方、スクロール広がり角が広くなりすぎると通路内に二次流れが発生し、この二次流れはファン効率を低下させる要因となることが指摘されている⁽¹⁵⁾。 $\alpha = 9.5^\circ$ のファンが 7.2° や 4.8° のファンよりもファン効率が低いのは上述の理由によると思われる。

以上の結果を参照すれば、ファン効率の面からは、最適スクロール広がり角は 4.8~7.2° の範囲内に存在すると思われる。

図 7 は羽根の負圧面に設けた溝がファンの空力特性

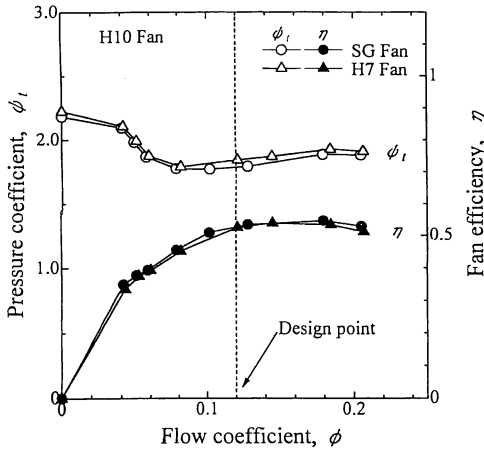


Fig. 7 Effects of groove on the suction blade surface on the characteristic curves

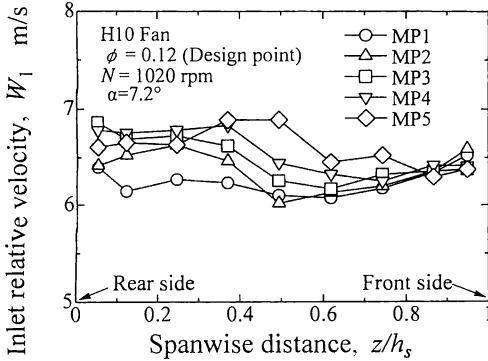


Fig. 8 Effects of measuring section on the inlet relative velocity

に及ぼす影響について示したものである。図7中の○印と●印は溝付き羽根をもつSGファンの、△印と▲印は通常の羽根をもつH7ファンの結果である。図7から全圧係数、ファン効率とも羽根車による差異はわずかである。これは図11に示すように負圧面に溝を設けたSGファンはH7ファンより流れは翼に沿うようになるものの、溝による圧力抵抗が新たに付加されるために、結果として両方の影響が相殺し合ったためと思われる。最高効率点はいずれの場合も $\phi=0.12 \sim 0.16$ に存在する。

5・2 羽根周りの流動様相 図8は $\alpha=7.2^\circ$ における入口相対速度 W_1 のスパン方向分布の測定断面(MP1~MP5)による差異を示したものである。相対速度の大きさは測定断面やスパン方向の位置によって変わり、その差は最大で約10%程度である。騒音が相

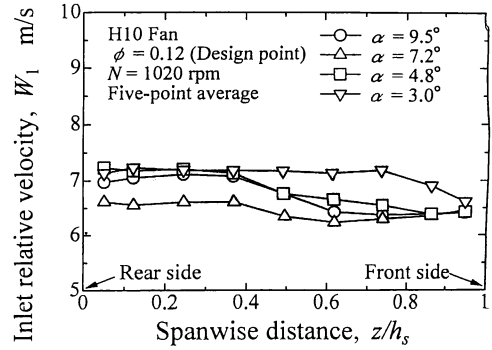


Fig. 9 Effects of volute angle on the inlet relative velocity

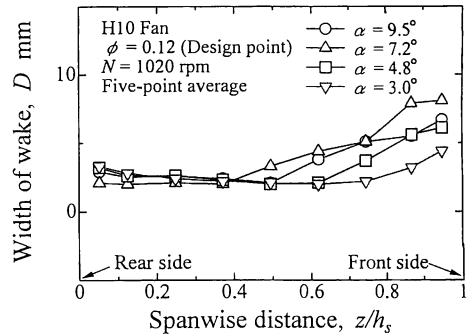


Fig. 10 Effects of wake width on the volute angle

対速度の六乗に比例することを勘案すれば、この差は音圧レベルで約2.5 dBに相当する。

図9は入口相対速度スパン方向分布に及ぼすスクロール広がり角 α の影響を例示したものである。この場合MP1~MP5の5断面の算術平均値で表している。図9から相対速度のスパン平均値は通路面積のいちばん狭い $\alpha=3.0^\circ$ がいちばん大きく、 $\alpha=7.2^\circ$ がいちばん小さい。前述したように、騒音は相対速度の影響を強く受けるので、騒音の予測には5断面の相対速度や後流の幅の平均値を用いるのではなく、円周方向の分布を考慮する必要がある。 α によって入口相対速度が変わることは、式(2)と式(3)から明らかなように音圧レベルが α によって変化することを意味している。

図10はスクロール広がり角 α が後流の幅 D のスパン方向分布に及ぼす影響を設計流量点($\phi=0.12$)について示したものである。なお、これらは前述の5断面の平均値で表している。後流の幅は z/h_s が0.5まではほぼ一様であるが、この点より前面シュラウドへ向かうにつれて広くなり、流れが羽根に沿わなくなる。

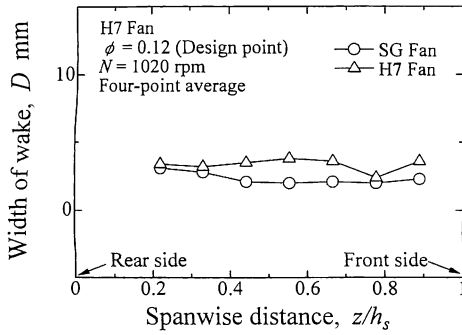


Fig. 11 Effects of groove on the suction blade surface on the wake width

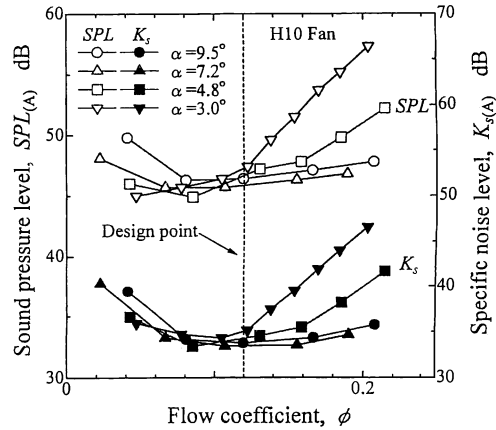


Fig. 13 Effects of volute angle on SPL and K_s

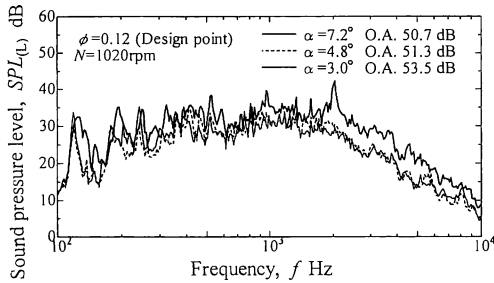


Fig. 12 Effects of volute angle on spectral distribution of fan noise

後流の幅の-span平均値は $\alpha=3^\circ$ (▽印) が最も狭く、 $\alpha=4.8^\circ$ (□印)、 $\alpha=9.5^\circ$ (○印)、 $\alpha=7.2^\circ$ (△印) の順に広がる。後流の幅が狭くなるほど渦放出周波数は高くなり、相対速度が最も大きいので両者を勘案すれば、A 特性の音圧レベルは $\alpha=3^\circ$ の場合が最も高くなるのが予想される。設計点流量以外の $\phi=0.17$ でも計測を行ったが、傾向は設計点流量の場合とほぼ同様であった(図省略)。図 10 において、 $z/h_s > 0.5$ で後流の幅が変化するのは、遠心形の羽根車において見られるように、前面シュラウド近傍の羽根車出口ではく離が発生するためである。

図 11 は後流の幅の-span方向分布に及ぼす翼面上の溝の影響を示したものである。羽根面上に溝を設けた(○印)場合は溝なし(△印)に比較して全-span域で後流の幅が狭くなる。これは溝を設けたことにより流れが翼に沿うようになったためと考える。

5.3 騒音特性 図 12 はスクロールケーシング広がり角 α が騒音のスペクトル分布に及ぼす影響を示したものである。図が煩雑になるのでここではスクロール広がり角 α が 3° (太い実線)、 4.8° (点線) および 7.2° (細い実線) について掲載している。

α が 3° の場合は 4.8° や 7.2° より 2 kHz 以上で乱流騒音が若干高い。これは前述したように羽根後縁から放出される渦の周波数が高いこと、相対速度が大きいためである。一方、 4.8° と 7.2° の音圧レベルはほとんど変わらない。

また、いずれの場合も回転騒音(基本周波数=850 Hz)は減衰して計測点において音圧レベルのピークは見られない。 $\alpha=3^\circ$ の場合に見られる 2 kHz 近傍の音圧レベルのピークはこの広がり角のみにしか発生していないことと、羽根車は他のファンの場合と共有していることを考慮すれば、羽根出口の速度変動とケーシングとの共振による可能性がある⁽³⁾。

図 13 はスクロールケーシング広がり角が全帯域騒音と比騒音レベルに及ぼす影響を示したものである。比騒音レベルは式(7)に示されるように音圧レベルに圧力と流量を加味した量で評価されるもので、比騒音レベルが低いほど良好な送風機といわれている⁽²⁾。

$$K_s = SPL - 10 \log_{10}(QP^2) + 2 \dots \dots \dots (7)$$

ここで、 K_s は比騒音レベル (dB)、 SPL は音圧レベル (dB)、 Q は流量 (m^3/s)、 P_t は全圧 (Pa) である。なお、式(7)の右辺第3項の数値 2 は圧力を工業単位から SI 表示へ変換したために出てきた数値である。

図 13 中の白抜き記号は騒音計の A 特性を用いて計測された音圧レベル $SPL_{L(A)}$ を、黒塗りの記号はこの音圧レベルに基づく比騒音レベル $K_{s(A)}$ を示している。音圧レベルは、設計点流量 ($\phi=0.12$) ではスクロール広がり角 α による差異はわずかである。しかし ϕ が大きくなるにつれて α が小さいほど、流量係数 ϕ が小さいところから音圧レベルは急激に増加し、 α による差が拡大する。音圧レベルの最小値より 3 dB 高い騒音の流量域を低騒音領域と定義すれば、この領域

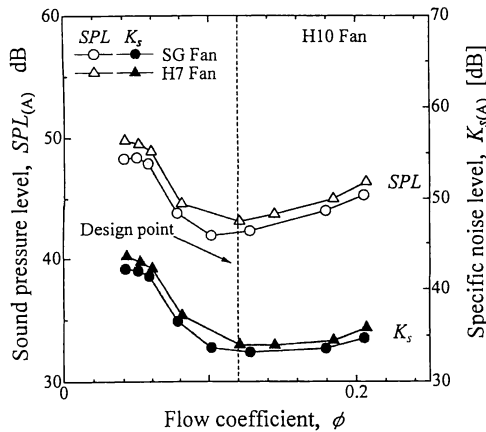


Fig. 14 Effects of groove on the suction blade surface on SPL and K_s

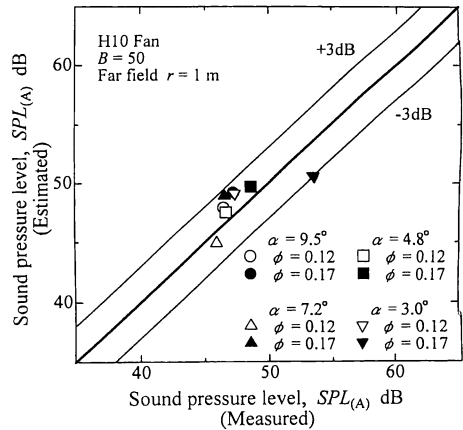


Fig. 16 Comparison of measured values and predicted values of fan noise (H10 fan)

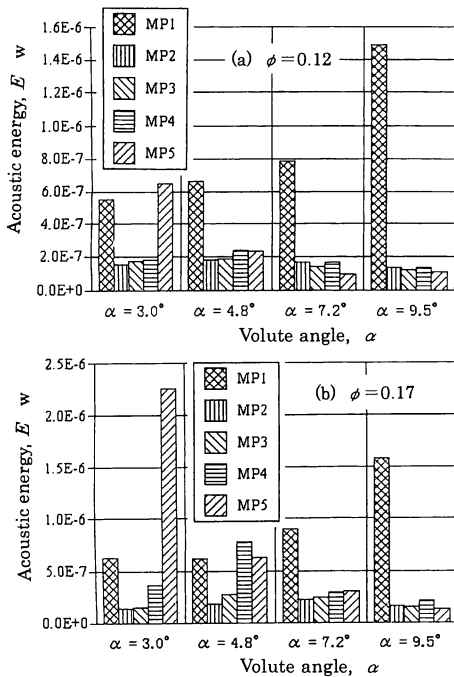


Fig. 15 Effects of acoustic energy on the circumferential situation

は α が大きくなるにしたがって増加する。しかしながら、 α が 7.2° と 9.5° との差は小さい。

一方、比騒音レベルは音圧レベルの場合とほぼ同様の傾向を示す。比騒音レベルの最小値の流量域は、 α が 7.2° の場合が最も広い。したがって、騒音に空力特性を加味した比騒音レベル面からはスクロール広がり角が 7.2° の場合が最も優れているといえる。

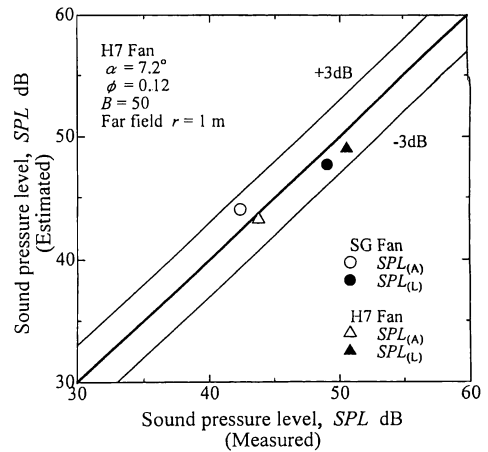


Fig. 17 Comparison of measured values and predicted values of fan noise (H7 fan)

図14は羽根に設けた溝の有無がファンの騒音特性に及ぼす影響を示したものである。図14から溝付きファンは溝なしファンより音圧レベル、比騒音レベルともに若干低くなる。これは負圧面に溝を設けることによって流れが比較的羽根面に沿って流れるようになったためと考える。したがって、羽根面上に溝を設けることによって騒音特性の改善が期待できる。

5.4 乱流騒音の予測 図15はMP1~MP5の断面を通過する羽根1枚当たりの音響出力 E を例示したものである。図15(a)は設計点流量($\phi=0.12$)の、図15(b)は $\phi=0.17$ の場合である。図15から音響出力の大きさは断面によって異なることがわかる。また音響出力の最大を示す断面はスクロール広がり角 α によって異なってくる。この結果は川口ら⁽⁹⁾が述べ

ているように必ずしも舌部近傍が乱流騒音の支配的領域ではないことを示している。

図16と図17は式(2)と式(3)から得られる聴感補正を施していないL特性の全帯域乱流騒音とこれに聴感補正を施して算出したA特性の全帯域騒音の予測値と実測値の比較を示したものである。図16はスクロール広がり角を変えた場合のA特性の結果である。白抜きの記号は設計点流量($\phi=12$)、黒塗りの記号は $\phi=0.17$ の結果を示している。図16中の45°の太い実線は予測値が一致した線であり、細い実線は ± 3 dBの誤差を示す線である。実測値と予測値は ± 3 dB以内の精度で一致している。なお、紙面のスペースの理由から図は省略しているがL特性における音圧レベルの予測精度もほぼA特性と同じである。

図17は羽根面上に設けた溝の有無による結果である。白抜き記号はA特性の、黒塗りの記号はL特性の音圧レベルの結果である。この場合、L特性、A特性ともに予測値と実測値 ± 3 dB以内の精度で一致している。以上の結果から、本研究で導入した後流の幅と予測式(2)を用いれば、羽根車や流量が変わっても、全帯域乱流騒音のL特性とA特性の音圧レベルを ± 3 dBの誤差範囲内で予測できることがわかる。

6. 結 論

スクロール広がり角および負圧面上の溝がファンの空力特性と騒音特性に及ぼす影響を調べた結果、以下の結論が導かれた。

(1) ケーシングの広がり角が $\alpha=3^\circ$ のように、ケーシングの流路面積が狭いとケーシング内の流速が増加することによって壁面摩擦損失が増加するため、ファンの圧力低下が見られる。このためファン効率は低下する。設計点に関しては、 $\alpha=4.8^\circ$ と 7.2° がファン効率は高い。

(2) スクロール広がり角が 3° のように小さいと比騒音レベルは高くなり、騒音特性は悪化する。本研究範囲では、低騒音の流量域は $\alpha=7.2^\circ$ が最も広く、比騒音レベルも最も低い。したがって、騒音の面からは $\alpha=7.2^\circ$ が最も優れているといえる。

一方、羽根の負圧面に溝を設けた羽根車は後流の幅が狭くなるため、乱流騒音の低下が見られる。また、比騒音レベルも低くなることより、若干の騒音特性の改善が見られる。

(3) 本研究で導いた乱流騒音の予測式と後流の幅の予測方法を用いれば、ほぼ ± 3 dB以内の精度で乱

流騒音のL特性とA特性の値を求めることが可能である。

文 献

- (1) Kodama, Y. et al., Noise Generated by a Centrifugal Fan without Scroll Casing (Effects of the Distance between the Leading Edge of the Blades and the Wall of the Mouthpiece, the Geometry at the Outlet of the Bellmouth and Gap of the Mouthpiece), *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Series B*, Vol. 63, No. 613 (1997), pp. 3025-3032.
- (2) Kodama, Y. et al., Turbulent Noise Generated by a Centrifugal Fan without Scroll Casing, *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Series B*, Vol. 66, No. 650 (2000), pp. 2577-2584.
- (3) Kodama, Y. et al., Characteristics of Aerodynamics and Noise for a Centrifugal Fan without Scroll Casing (Effects of Inducer), *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Series B*, Vol. 69, No. 677 (2002), pp. 67-74.
- (4) Ogino, K. et al., Characteristics of Aerodynamics and Noise in a Centrifugal Fan with Inducer (Effects of Outlet and Skew Angles of Blade), *Turbomachinery*, Vol. 31, No. 4 (2003), pp. 237-245.
- (5) Embleton, T. F. W., Experimental Study of Noise Reduction in Centrifugal Blowers, *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 35 (1963), pp. 700-705.
- (6) Moreland, J. B., Housing Effects on Centrifugal Blower Noise, *J. Sound Vib.*, Vol. 36 (1974), pp. 191-205.
- (7) Adachi, T. et al., Study on Effect of the Characteristics on Sirocco Fan, *Turbomachinery*, Vol. 29, No. 2 (2001), pp. 78-86.
- (8) Adachi, T. et al., Study on Effects of Casing Form on the Characteristics of Sirocco Fan, *Turbomachinery*, Vol. 29, No. 2 (2001), pp. 214-226.
- (9) Kawaguchi, K. et al., Experimental Study on Noise Reduction of Multiblade Fan (2nd Report, Relation of Flow between Fan Blades and Pressure Fluctuation), *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Series B*, Vol. 60, No. 570 (1994), pp. 458-463.
- (10) Fukano, T., Kodama, Y. and Senoo, Y., Turbulent Noise Generated by Low Pressure Axial Fans, *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 41, No. 345 (1975), pp. 1479-1488.
- (11) Sasaki, S. et al., Aeroacoustic Source Caused by Wake Vortices from an Isolated Flat Blade in a Uniform Flow, *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Series B*, Vol. 67, No. 663 (2001), pp. 2655-2661.
- (12) Sharland, I. J., Sources of Noise in Axial Flow Fans, *J. Sound Vib.*, Vol. 1 (1964), pp. 302-322.
- (13) Kodama, Y. and Fukano, T., Flow Characteristics and Prediction of the Sound Pressure Level for a Low Pressure Diagonal Flow Fan (Difference Caused by the Tip Clearance), *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., Series B*, Vol. 54, No. 500 (1988), pp. 883-889.
- (14) Kodama, Y. et al., Characteristics of the Aerodynamics and the Noise of a Dual-cascade Centrifugal Fan (Effects of Bare Ratio and Outlet angle of Scroll Casing), *Turbomachinery*, Vol. 29, No. 8 (2001), pp. 456-463.
- (15) Ikui, T., *Turbafan and Compressor*, (1968), p. 157, Asakura Publication.