

## 〔論文〕

## 多翼ファンの内部流動に基づく比騒音の予測

佐々木壮一\*<sup>1</sup> 児玉好雄\*<sup>2</sup> 林秀千人\*<sup>2</sup> 島山 真\*<sup>3</sup>

## A Prediction on Specific Noise Based on Internal Flow of a Forward Curved Fan

Souichi SASAKI, Yoshio KODAMA, Hidechito HAYASHI and Makoto HATAKEYAMA

Specific noise which consists of total pressure and fan noise is available to estimate the overall performance. In this study, a prediction theory of specific noise for a forward curved fan is proposed. The specific noises of the fans that have a different number of blades were discussed based on this theory. The predicted total pressure coefficient coincided well with the experiment. The fan noise of MF120 fan (120 blades) became 3.9 dB smaller than MF40 fan (40 blades) because the relative velocity was reduced by the slip. It could be predicted quantitatively that the specific noise of MF120 fan was 2.4 dB lower than MF40 fan.

Keywords : Fan, Design, Flow Phenomenon, Performance, Noise

## 1. 序論

前向き羽根の羽根車からなる多翼ファンの絶対速度は、同じ作動点で後ろ向き羽根を有するターボファンよりも理論的に速くなる。これに応じて、その全圧も高くなるが、その圧力損失も大きくなる。このため高圧で運転できる作動範囲はターボファンよりも狭く、その作動域におけるファン効率も低い。しかしながら、多翼ファンを利用したシステムには、高効率の広い作動範囲を有するファンが要求されている。さらに、設計者がファンを開発するときには、その作動点における高圧化やその作動範囲の拡大だけでなく、ファン騒音を低減することもその性能向上に関する課題となる。しかし、ファンの全圧が高いときには、その平均風速に応じてファンの騒音レベルも大きくなる。

比騒音はファンの空力特性とその騒音レベルを関係付けようとするものであり<sup>(1)</sup>、総合的な

ファンの性能を評価するための指針となる。小型ファンの実験的な比騒音の特性は多数報告されている<sup>(2)~(4)</sup>。しかし、多翼ファンの内部流動と比騒音の関係を定量的に解析した研究は少ない。また、多翼ファンから発生する空力騒音を予測するときには、遠心型の多翼構造の羽根車とその後流特性の関係を慎重に検討する必要がある。

著者らは、これまで多翼ファンの全圧特性の解析理論<sup>(5)</sup>と、その広帯域周波数騒音の予測理論<sup>(6)</sup>を提案してきた。本研究では、これらの理論に立脚し、多翼ファンの内部流動の特性に基づく比騒音の予測理論が提案されている。併せて、羽根枚数の異なる二種類の多翼ファンの比騒音が、この理論に基づいて議論されている。

## 2. 主な記号

- $B$  : 羽根枚数  
 $b$  : 羽根幅 (mm)  
 $C$  : 翼弦長 (mm)  
 $C_L$  : 揚力係数  
 $D$  : 後流の幅 (mm)

\* 1 長崎大学 工学部  
E-mail : souichi@nagasaki-u.ac.jp

\* 2 長崎大学 工学部

\* 3 東陶機器(株)総合研究所  
原稿受付日 平成18年9月8日

- $F$  : 揚力 (N)
  - $L_A$  : 騒音レベル (dB)
  - $L_S$  : スパン方向相関長さ (mm)
  - $L_{SA}$  : 比騒音 (dB)
  - $N$  : 羽根車の回転数 (rpm)
  - $p$  : 音圧 (Pa)
  - $p_0$  : 基準音圧 ( $20\mu\text{Pa}$ )
  - $Q$  : 流量 ( $\text{m}^3/\text{sec}$ または $\text{m}^3/\text{min}$ )
  - $S_t$  : ストロハル数
  - $u$  : 周速度 (m/s)
  - $v_r$  : 絶対速度の半径方向成分 (m/s)
  - $v_\theta$  : 絶対速度の周方向成分 (m/s)
  - $w$  : 相対速度 (m/s)
  - $\beta$  : 相対流出角 (deg.)
  - $\beta_b$  : 羽根の設計角 (deg.)
  - $\gamma$  : 出口偏差角 (deg.)
  - $\kappa$  : 間欠率
  - $\rho$  : 空気密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
  - $\phi$  : 流量係数
  - $\psi_t$  : ファンの全圧係数
- [添え字]
- 1 : 羽根車入口
  - 2 : 羽根車出口
  - : 実効値

### 3. 実験装置および測定方法

Fig. 1 は羽根車の外観写真を示したものである。Table 1 にはそれらの主要寸法がまとめられている。以下の説明では、羽根枚数40枚の羽根車による多翼ファンがMF40、120枚のファンがMF120と表記されている。

Fig. 2 には実験装置が示されている。Table 2 はスクロールケーシングの主要寸法を整理したものである。ファンの吐き出し口には無響箱が取り付けられており、この無響箱には流量調整用のダンパーと静圧孔が設けられている。ファンの全圧はその静圧孔で測定された実測値の静

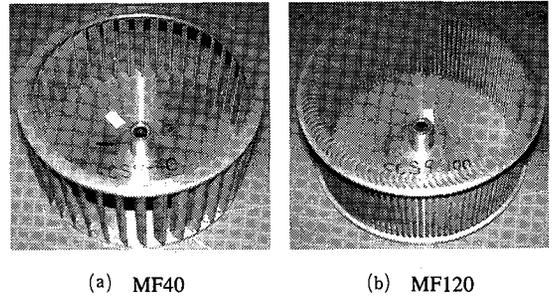


Fig. 1 Impeller of a multiblade fan

Table 1 Main dimensions of the impeller

Impeller	MF40	MF120
Number of blades, $B$	40	120
Inner diameter, $D_1$ (mm)	110	
Outer diameter, $D_2$ (mm)	125	
Chord length, $C$ (mm)	8	
Inlet angle, $\beta_{b1}$ (deg.)	64.7	
Outlet angle, $\beta_{b2}$ (deg.)	152.6	
Span length, $b_2$ (mm)	50	
Thickness, $t$ (mm)	1	

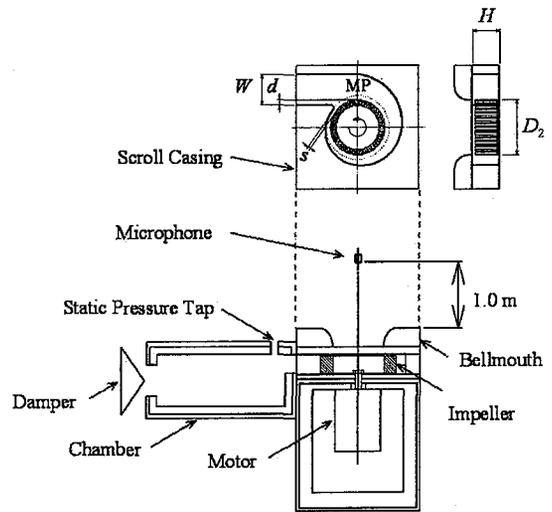


Fig. 2 Scroll casing of the fan

圧とスクロールケーシング出口での平均速度による動圧との和として定義されている。流量係数  $\phi$  と全圧係数  $\psi_t$  は式(1)として定義される。

$$\phi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2}, \psi_t = \frac{2P_t}{\rho u_2^2} \quad \dots(1)$$

Table 2 Main Dimensions of the Scroll Casing

Volute angle, $\theta_v$ (deg.)	6.0
Projection ratio, $\varepsilon=d/w$	0.161
Clearance, $s$ (mm)	6.0
Duct size, $W$ (mm) $\times$ $H$ (mm)	70 $\times$ 63

ここで、

$Q$  : 流量 (m<sup>3</sup>/sec)

$P_t$  : 全圧 (Pa)

$u_2$  : 羽根車出口での周速度

である。ファンの騒音は無響室で測定され、この無響室での暗騒音のA特性の全帯域騒音レベルは25dB程度である。騒音の観測点は、送風機の回転軸上のベルマウス入口から1.0m上流側の点である。全圧と騒音の測定では、モーターの回転数が2,800rpmに保たれている。ファンの内部流動は、Fig. 2に示される羽根車の外径より10mm外側の位置で(図中の点線)、5孔球形ピトー管によって計測されている。羽根幅方向の測定位置として、前面シュラウドと後面シュラウドの間を5mm間隔に分割した9点が採用されている。

## 4. 比騒音の予測理論

### 4-1 全圧特性の解析

著者らは、多翼ファンの全圧特性が式(2)によって定量的に解析できることを示している<sup>(5)</sup>。

$$\begin{aligned} \psi_t &= \psi_{th\infty} - 2k_2 - \Sigma\Delta\psi \\ &= \psi_{th} - \Delta\psi_b - \Delta\psi_{vf} - \Delta\psi_w - \Delta\psi_{SC} \quad \dots(2) \end{aligned}$$

ここで

$\psi_{th\infty}$  : 羽根枚数無限大の羽根車の理論全圧係数

$k_2$  : すべり係数

$\Delta\psi_b$  : 偏流損失係数

$\Delta\psi_{vf}$  : 渦流損失係数

$\Delta\psi_w$  : 後流損失係数

$\Delta\psi_{SC}$  : スクロールケーシングの流路拡大損失係数

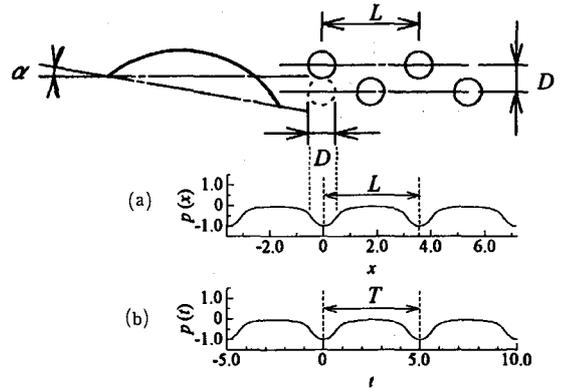


Fig. 3 Relation between vortices in Karman vortex street and characteristics of the pressure

である。これらの損失係数の算出方法は文献(5)に詳述されている。

### 4-2 後流特性の解析

Fig. 3は一様な流れ場に設置された円弧翼の後流に形成されるカルマン渦列とその圧力関係を示したものである。Fig. 3(a)はカルマン渦列の圧力の主流方向の分布、Fig. 3(b)はその渦列が通過する翼の後縁近傍でのある点における圧力変動である。この分布はランキン渦の半径方向の圧力特性に基づいて理論的に決定されている。カルマン渦列が安定して配列し、その渦の直径が後流の幅と同程度のスケールであるときには、Fig. 3(a)の圧力分布の波長は理論上  $L = D/0.2806$  となる。Fig. 3(b)の圧力変動の無次元周期  $T$  はカルマン渦列の渦放出周波数によって決定される。したがって、この無次元周期に対する圧力変動の割合、即ち、渦放出に伴う周期的変動現象の間欠率  $\kappa$  は式(3)となる。

$$\kappa = \frac{D}{L} = 0.2806 \quad \dots(3)$$

Fig. 4は羽根車の円弧翼の後流に形成されるカルマン渦列の概略図を示したものである。この渦列を構成する渦が直径  $D$  のランキン渦の性質で近似されると、その渦中心の圧力は理論的に負圧となる(Fig. 3参照)。このため、後流中

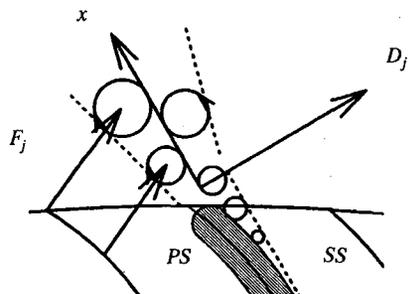


Fig. 4 Schematic diagram of Karman vortex street in the wake of an impeller

に渦が放出されると、物体表面には垂直方向の力が誘起される。本研究では、この渦放出に伴って誘起される垂直方向の力を局所揚力と呼ぶことにする。このとき、このカルマン渦列の後流の幅がストロハル数を一定に保つように拡散するときには、その後流の幅を式(4)のように離散化することができる。

$$D_j = \frac{S_t w_2}{f_j}, j=2 \sim n \quad \dots(4)$$

ここで

$S_t$  : ストロハル数

$w_2$  : 羽根車出口での相対速度

$f$  : 渦放出周波数

$j$  : 離散化の演算子

である。カルマン渦列のある渦の循環は、この離散化された後流の幅に基づいて、式(5)のように決定されている。

$$\bar{\Gamma}_j = \pi D_j \bar{w}'_j \quad \dots(5)$$

ここで、

$w'$  : 相対速度の速度変動

$\bar{\quad}$  : 実効値を意味する記号

である。このとき、この渦の循環による局所揚力係数は式(6)となる。

$$\bar{C}_{Lj} = \frac{\kappa \rho w_2 \bar{\Gamma}_j}{\frac{\rho w_2^2}{2} D_j} = \frac{2\kappa \pi \bar{w}'}{w_2} \quad \dots(6)$$

### 4-3 ファン騒音の予測

カルマン渦列が翼の後流に存在するときには、翼の固体表面上に局所揚力が誘起される (Fig. 4 参照)。これら複数の渦による局所的な揚力変動が、ファンから発生する広帯域周波数騒音になると考えられる<sup>(6)</sup>。式(7)は、Curleの音圧の式を<sup>(7)</sup>前節の解析に基づいて離散化したものである。

$$\bar{p}_j = \frac{1}{4\pi a_0} \frac{\cos \theta}{r} \frac{d\bar{F}_j}{dt} \quad \dots(7)$$

ここで

$a_0$  : 音速

$\theta$  : 音源と観測点の指向性を表す角度

$r$  : 音源から観測点までの距離

$F_j$  : 離散化された渦によって生じる局所揚力である。このとき、その局所揚力は式(8)となる。

$$\bar{F}_j = \bar{C}_{Lj} \frac{\rho w_2^2}{2} D_j L_{Sj} \quad \dots(8)$$

ここで、 $L_S$  はスパン方向相関長さである。式(8)では、局所的な揚力変動がこのスパン方向相関長さ  $L_S$  に渡ってのみ同位相であり、互いの後流構造はスパン方向に渡って無相関であると仮定されている<sup>(8)</sup>。式(8)の揚力係数が正弦波の変動をする場合、その微分は式(9)となる。

$$\frac{\partial \bar{C}_{Lj}}{\partial t} = \omega_j \bar{C}_{Lj} \quad \dots(9)$$

式(9)の渦放出の角周波数がストロハル数  $S_t$  の関係によって与えられると、その周波数は式(10)になる。

$$\omega_j = \frac{2\pi S_t w_2}{D_j} \quad \dots(10)$$

このとき、音圧の実効値は式(11)となる。

$$\bar{p}_j = \frac{\cos \theta \rho w_2^3 S_t L_{Sj} \bar{C}_{Lj}}{4a_0 r} \quad \dots(11)$$

式(11)のスパン方向相関長さには後流の幅と  $L_S = \alpha D$  の関係があり、互いの後流構造は羽根車の周方向にも無相関であると仮定する。この

とき、多翼ファンの音圧は式(12)となる。

$$\bar{p}_j = \frac{\cos\theta p w_2^3 S_i \alpha D_j \bar{C}_{Lj}}{4a_0 r} \quad \dots(12)$$

したがって、ファン騒音のスペクトル分布は式(13)となる。

$$L_{Aj} = 10 \log \left( \frac{\bar{p}_j^2}{p_o^2} \Delta f_j \right) - \Delta L_{Aj} \quad \dots(13)$$

ここで、 $p_0$ は基準音圧、 $\Delta f_j$ は1/3オクターブバンドの中心周波数におけるバンドパスフィルタの実効帯域幅、 $\Delta L_{Aj}$ はその周波数でのA特性の補正量である<sup>(9)</sup>。このとき、そのファン騒音を代表する全帯域周波数騒音は式(14)となる。

$$L_A = 10 \log \left( \sum_{j=2}^n 10^{\frac{L_{Aj}}{10}} \right) \quad \dots(14)$$

#### 4-4 比騒音の予測

JIS規格では、比騒音は式(15)として定義されている<sup>(1)</sup>。

$$L_{SA} = L_A - 10 \log(QP_i^2) + 20 \quad \dots(15)$$

ここで

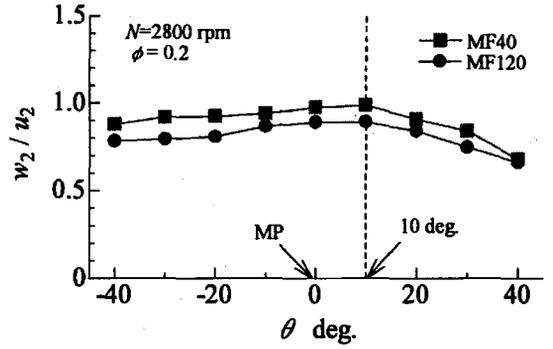
$Q$  : 流量 (m<sup>3</sup>/min)

$P_i$  : 全圧 (Pa)

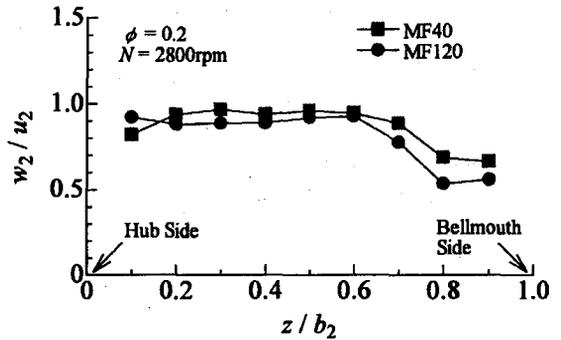
である。作動点の流量係数が与えられると、ファンの全圧が式(2)によって得られる。この流量、全圧および式(14)のファン騒音によって式(15)の比騒音を予測することができる。

### 5. 結果および考察

Fig. 5は相対速度の分布を示したものである。Fig. 5(a)の横軸の $\theta$ はFig. 2の測定位置MPを基準とした反時計回りの回転角度である。縦軸は $z/b_2=0.3$ の位置で測定された速度である。多翼ファンの内部流動は羽根車の周方向に非一様な分布となった。スパン方向の速度分布は、この速度が最大となる10deg.近傍の位置で測定されている。Fig. 5(b)はそのスパン方向の分布である。このハブ側に偏った速度の速い領域が主流



(a) Circumference direction



(b) Span direction

Fig. 5 Distribution of relative flow velocity

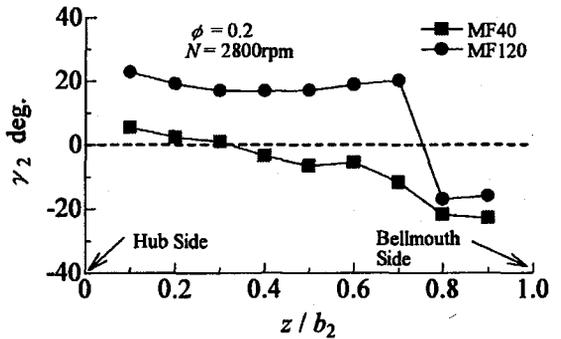


Fig. 6 Distribution of deviation angle

部である<sup>(5)</sup>。MF120の主流部の相対速度はMF40よりも低くなった。

Fig. 6は出口偏差角のスパン方向の分布を示したものである。MF40の主流部の出口偏差角はMF120よりも小さく、その主流部の流れはMF120よりも翼に沿う。この偏差角の特性は、

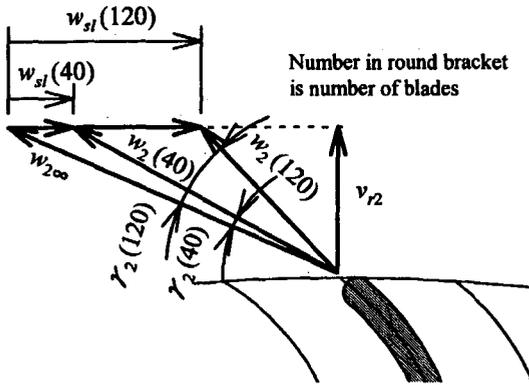


Fig. 7 Velocity triangle at impeller outlet

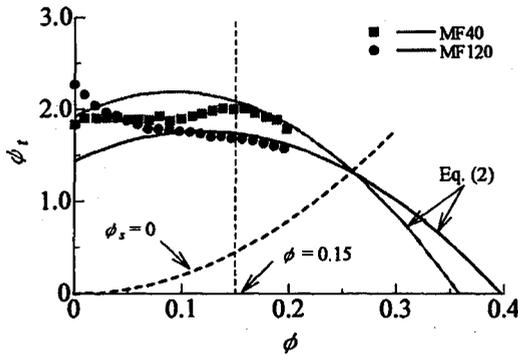


Fig. 8 Relation between flow coefficient and total pressure coefficient

文献(3)で示される、一般的な偏差角の特性と異なる。これは、Fig. 1で示されるように、MF40には側板が設置されているのに対し、MF120には側板が設置されていないことがその原因の一つであると考えられる。多翼ファンの羽根車は前向き羽根によって構成されている。Fig. 7に示されるように、MF120の出口偏差角がMF40よりも大きいときには、そのすべり速度も増加する。このため、MF120の相対速度はMF40よりも減速する。

Fig. 8は多翼ファンの全圧特性を示したものである。図中の記号が実測値の全圧係数であり、実線が式(2)の全圧係数である。また、図中の太い破線は、多翼ファンの出口側の静圧が大気圧であることを示す曲線である。実際のファ

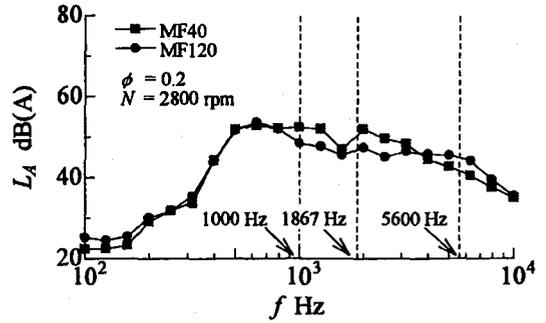


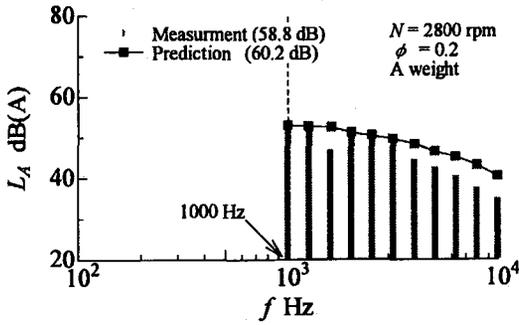
Fig. 9 Comparison of spectra of fan noise with different number of blades

Table 3 Summary of the parameter for prediction of fan noise and the value

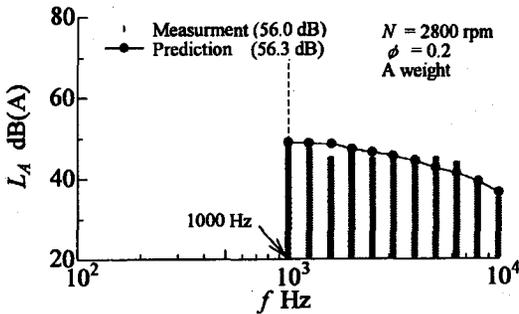
Fan	MF40	MF120
Relative Velocity, $w_2$ (m/s)	17.7	16.8
Velocity fluctuation, $w' / w_2$	0.1	
Experimental constant, $\alpha$	1.0	

ンの使用状況下では、この破線よりも高流量側でこれらの多翼ファンが運転されることはない。流量係数が0.15よりも大きいときには、式(2)に基づく全圧特性は実測値の傾向を表すことができた。実際の使用状況下では、MF40の全圧がMF120の全圧よりも高くなった。

Fig. 9は二種類のファン騒音のスペクトル分布を比較したものである。ファンの作動点の流量係数は $\phi = 0.2$ である。MF120のファン騒音はMF40よりも小さくなった。ファンの回転数が2,800rpmのとき、MF40の翼通過周波数は1,867Hzであり、MF120の周波数は5,600Hzである。ファン騒音のスペクトルがこれらの翼通過周波数近傍で大きくなるのは、後流が舌部と干渉することによって発生する離散周波数騒音の影響である。一方、ファンの羽根車の設計条件が異なる場合でも、1,000Hz未満の両者のファン騒音は同程度になった。これらの騒音は、本研究で提案された流動モデルによって発生する空力騒音とは異なる原因の騒音であると考えられる。



(a) MF40



(b) MF120

Fig. 10 Comparison of measured fan noise spectra and the predicted spectra

Table 3 にはファン騒音の予測パラメータとその値が整理されている。その相対速度には Fig. 5(b)の最大値が採用されている。本研究の範囲では、式(6)の相対速度の速度変動を計測することはできない。このため、その速度変動の値は、風洞実験による円弧翼の後流の速度変動の特性を参考にして<sup>(10)</sup>、 $w'/w_2=0.1$ が与えられている。また、後流の幅  $D_j$  とスパン方向相関長さ  $L_{sj}$  は同程度のスケールであると仮定されている<sup>(11)</sup>。これらの予測パラメータについては、今後も慎重な検討が必要である。

Fig. 10は実測値のファン騒音のスペクトル分布とその予測値を比較したものである。Fig. 10(a)がMF40のファン騒音であり、Fig. 10(b)がMF120のファン騒音である。いずれも棒状の凡例が実測値の騒音レベルである。また、このス

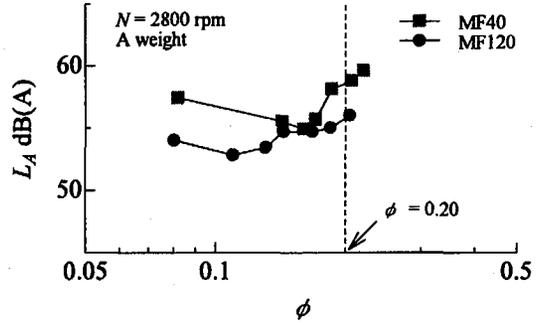


Fig. 11 Relation between flow coefficient and fan noise

ペクトル分布には、Fig. 9を参考にして、バンドパスフィルターが1,000Hz以上の周波数帯域に与えられている。予測値のファン騒音のスペクトル分布は実測値の傾向を表すことができた。Table 3の内部流動の特性に基づけば、MF120の騒音レベルがMF40よりも小さくなることは、その相対速度がすべり速度の影響で減速したためであると考えられる。一方、1,000Hz未達の周波側帯域で生じる騒音や翼通過周波数に同期して発生する離散周波数騒音など、本質的に異なる流動現象によって発生する騒音をこの理論に基づいて予測することはできない。

Fig. 11は流量係数とファン騒音の関係を示したものである。流量係数が0.2近傍では、MF120の騒音はMF40よりも小さくなった。一方、この流量係数でのMF120の全圧係数はMF40の全圧係数よりも低かった。この場合、比騒音による総合的なファン性能の評価が必要になる。

Fig. 12は多翼ファンの流量係数と比騒音の関係を示したものである。流量係数が0.2近傍ではMF120の比騒音レベルはMF40よりも小さくなった。Table 4には、多翼ファンの予測値の特性が整理されている。多翼ファンの比騒音をその内部流動に基づいて予測した結果、MF120の単位流量および単位全圧あたりの騒音はMF40よりも2.4dB小さくなった。

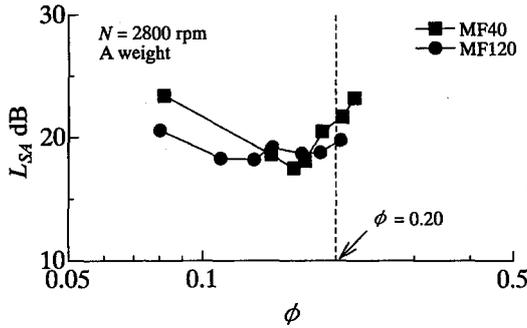


Fig.12 Relation between flow coefficient and specific noise

Table 4 Summary of predicted characteristics of the multiblade fan

Fan	MF40	MF120
Flow coefficient, $\phi$	0.20	
Total pressure coefficient, $\psi_1$	1.61	1.35
Noise level, $L_A$ (dB)	60.2	56.3
Specific noise level, $L_{SA}$ (dB)	23.6	21.2

## 6. 結論

多翼ファンの内部流動の特性に基づく比騒音の予測理論を提案した。羽根枚数の異なる二種類多翼ファンの比騒音を予測した結果、以下の結論が得られた。

- (1) 羽根枚数が120枚の羽根車による多翼ファン(MF120)の出口偏差角は、羽根枚数が40枚のファン(MF40)よりも大きくなった。このため、MF120の相対速度は、すべり速度の影響でMF40よりも低速になった。
- (2) MF120のファン騒音がMF40よりも小さくなることは、その相対速度が減速したためであると考えられる。

- (3) 多翼ファンの比騒音をその内部流動に基づいて予測した結果、MF120の単位流量および単位全圧あたりの騒音はMF40よりも2.4dB小さくなった。

### <参考文献>

- (1) 日本規格協会編, JISハンドブック, ポンプ (2005), 459, 日本規格協会
- (2) 児玉・他3名, 層流ファンの流体力学的特性と騒音に関する実験的研究, 機論(B), 58-549 (1992-5), 1611
- (3) 新原・他3名, 多翼ラジアルファンの流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究 (流体力学的特性および騒音特性に及ぼす羽根車内径, 羽根枚数の影響), 機論(B), 62-602 (1996-10), 3642
- (4) 畠山・他4名, 二重翼列遠心ファンの空力特性と騒音特性に関する研究 (露出度とスクロール吐出角の影響), ターボ機械, 30-2 (2002-2), 91
- (5) 佐々木・他3名, 多翼ファンの全圧特性に及ぼす弦節比の影響, ターボ機械, 34-12 (2006-12), 739
- (6) Souichi SASAKI・他2名, Influence of Karman Vortex Street on Broadband Frequency Noise Generated from a Multiblade Fan, JSME International Journal, 49-3 (2006-8), 678
- (7) N. Curle, The Influence of the Solid Boundary Upon Aerodynamic Sound, Proc. Roy. Soc. London, A231 (1955), 505
- (8) 飯田・他3名, 空力音の発生機構に関する実験解析 (第1報, 円柱表面圧力変動の空間構造について), 機論(B), 61-592 (1995-12), 4371
- (9) 日本規格協会編, JISハンドブック, 電気計測 (2002), 1215, 日本規格協会
- (10) 佐々木・他4名, 円弧翼から発生する広帯域騒音のスペクトル分布と後流特性の関係, 長崎大学工学部研究報告, 35-65 (2005-7), 9
- (11) 佐々木・児玉, 平板翼の後流に形成される定在波とコヒーレント構造, ながれ 日本流体力学会誌, 22-4 (2003-9), 325