# 多翼ラジアルファンの乱流騒音について

児玉好雄*・新原　登**・林　秀千人*
畠山　真***・田中清裕*・林　健生****

# Turbulent Noise Generated by a Multi-Blade Radial Fan

by

Yoshio KODAMA*, Noboru SHINBARA**, Hidechito HAYASHI*
Makoto HATAKEYAMA***, Kiyohiro TANAKA* and Takeo HAYASHI****

We made an experimental and a theoretical investigation on the turbulent noise generated by a multi-blade radial fan. To estimate the acoustic power due to the vortex shedding from the trailing edge of the blades, we proposed a new method to calculate the wake width which is an important parameter control the sound pressure level. The effects of the four parameter: the number of blades, the span length of the blade, the inner radius of the impeller and the volute angle of the scroll casing, on the turbulent noise were investigated. The agreement between the theoretical and the experimental results was satisfactory.

## 1．緒　言

送風機から放射される騒音は，離散周波数騒音と広帯域騒音とから成り立っている。前者の主たる音源は動翼面上の圧力分布の回転によるもの[1]，動翼と静翼の干渉[2]，動翼とダクトとの干渉，動翼と翼に流入する流れの歪みとの干渉[3]，低流量域ではサージング[4]などである。一方，広帯域騒音は発生源が流れの乱れに起因している場合には，乱流騒音と呼ばれている。この騒音の音源としては，翼に流入する主流の乱れ，翼面上に発達する乱流境界層，翼後縁から放出される渦などがある[5]。

遠心形ファンに関して，W. Neise は回転騒音について研究し[6]，T. F. W. Embleton は翼を傾斜させることによって羽根車と舌部との干渉騒音を10～12dB低下させることに成功している[7]。森主は多翼ファン騒音の発生源と発生機構を明らかにしている[8]。児玉らは多翼ラジアルファンについて研究を行い，このファンの翼間間隔を非常に狭くすることによって，翼後流を干渉させ，後流の拡散を促進させることで，舌部と羽根車との干渉騒音を乱流騒音と同じレベルまで低下させることが出来ることを明らかにしている[9]。したがって，多翼ラジアルファンで問題になるのは乱流騒音である。この騒音に関して，著者らの一部は軸流送風機[10]，斜流送風機[11]，多層円板ファン[12]について，理論と実験の両面から検討を行い，いずれの送風機の場合にも，理論値はほぼ±2dB以内の精度で実験値と一致することを示した。

多翼ラジアルファンの騒音特性改善のためには乱流騒音発生に関与する種々の因子について詳細に調査し，検討することが肝要と思われる。著者らの一部がすでに誘導した翼後縁から放出される渦に起因する乱流騒音の予測式を本研究に適用する場合，後流の幅および羽根に対する相対速度の予測が重要となる。

上述の背景に立脚して本研究では，後流の幅の予測式の導入を試みるとともに代表相対速度について検討し，これに基づく乱流騒音の理論が妥当か否かを羽根

平成8年4月20日受理
*機械システム工学科（Department of Mechanical Systems Engineering）
**大学院博士課程海洋資源学専攻（Graduate Student, Marine Resources）
***東陶機器㈱（TOTO Ltd）
****大学院修士課程機械システム学専攻（Graduate Student, Department of Mechanical Systems Engineering）

車内径，羽根高さ，羽根枚数，スクロール広がり角などの諸因子について検討した。

## 2．おもな記号

$a_o$ ：音速 m/s
$B$ ：羽根枚数
$C$ ：翼弦長 m, mm
$D$ ：後流の幅 m, mm
$D_o$ ：羽根車直径 m, mm
$E$ ：音響出力 W
$f$ ：周波数 Hz
$h$ ：スパン方向の距離 m, mm
$L$ ：軸動力 W, kW
$L_R$ ：スパン長さ（羽根高さ） m, mm
$N$ ：回転数 rpm, rps
$p_o$ ：最小可聴音圧 Pa
$p_T$ ：全圧上昇 Pa
$Q$ ：ファン流量 $m^3/s, m^3/min$
$r$ ：半径 m, mm
$r_i$ ：羽根車内半径 m, mm
$r_m$ ：幾何平均外半径 m, mm
$r_o$ ：羽根車外半径 m, mm
$U_o$ ：羽根車外縁の周速度 m/s
$U_i$ ：羽根内縁の周速度 m/s
$V_i$ ：羽根入口絶対速度 m/s
$W$ ：半径 $r$ における相対速度 m/s
$W_i$ ：羽根入口相対速度 m/s
$z$ ：音源と観測点との距離 m
$\alpha$ ：スクロールケーシングの広がり角 度
$\beta_1$ ：相対流入角 度
$\beta_2$ ：相対流出角 度
$\eta$ ：ファン効率
$\lambda$ ：動力係数
$\rho$ ：空気の密度 $kg/m^3$
$\phi$ ：流量係数
$\psi$ ：圧力係数
$\omega$ ：角周波数 rad/s

## 3．乱流騒音の理論

翼に流入する流れの乱れが小さい場合，乱流騒音の主たる音源は翼後縁から放出される渦に基づいている[5]。著者らの一部によれば，この騒音の予測式は式(1)で与えられており，この式を用いれば，軸流および斜流送風機のいずれについても精度よい予測が可能であることが示されている[3),8),9)]。

$$E=\pi B\rho\int_{SPAN} DW^6 dh/(2400a_o^3) \tag{1}$$

ここで $E$ は音響出力，$B$ は羽根枚数，$\rho$ は空気の密度，$D$ は後流の幅，$W$ は翼に対する相対速度，$h$ はスパン方向の距離，$a_o$ は音速である。騒音に関与するパラメータのうち相対速度と後流の幅は重要な因子であり，これらを適切に見積もることが大切である。著者らは遠心ファンの一種である多層円板ファンについて，羽根入口において絶対速度が半径方向に流入する場合には羽根車の平均半径，$(r_i+r_o)/2$ における相対速度を式(1)の代表相対速度 $W$ とすれば，乱流騒音の実験値と予測値とがよく一致することを明らかにしている[12)]。本研究の多翼ラジアルファンの場合，入口相対速度は式(2)で与えられ，スパン方向には変化しないと仮定した。また，出口相対速度は実験的に求められ，羽根入口から出口まで相対速度は直線的に変化すると仮定した。試行錯誤の結果，式(3)で与えられる半径 $r$ における相対速度 $W$ を代表速度に用いれば，音圧レベルの実験値と計算値とは諸因子が大幅に変っても精度よく一致することが示された。式(3)から明らかなように，本研究の場合，その位置は従来の遠心羽根車の平均半径とはことなり，若干入口寄りである。なお，後流の幅 $D$ は $\beta_2$ が与えられれば，図1に示した作図から求められる。

$$W_i=[U_i^2+V_i^2]^{1/2} \tag{2}$$

$$r=0.4r_i+0.5r_o \tag{3}$$

ここで $r_i$ は羽根車の内半径，$r_o$ は外半径，$W_i$，$U_i$ および $V_i$ はそれぞれ羽根前縁における相対速度，羽根車の周速度と絶対速度である。

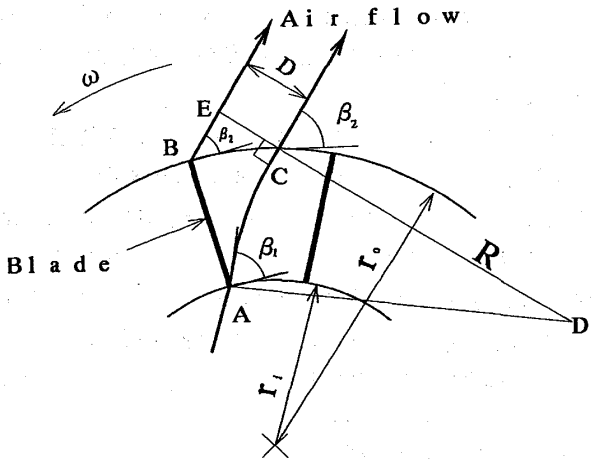



Fig. 1 Schematic diagram of the flow relative to the blade.

羽根車から $z$ 離れた回転軸上の観測点の音圧レベル $SPL$ と式(1)の音響出力 $E$ との関係は $p_o$ を最小可聴音圧とすれば，式(4)で表される[4),5)]。ここで式(1)で与えられる音響出力 $E$ は入口ノズルを通って回転軸方向に放射されると仮定している。

$$SPL=10\log_{10}(3\rho a_o E/8\pi z^2 p^2) \qquad (4)$$

ここで $z$ は音源と観測点との距離，$p_o$ は最小可聴音圧（＝0.00002Pa）である。

## 4．後流の幅の予測法

式(1)に示すように多翼ラジアルファンの乱流騒音予測のためには相対座標系における後流の幅 $D$ を算定しなければならない。本研究では以下の方法で後流の幅の算定を試みた。

図1は多翼ラジアルファン内の流れの概要を示したものである。流れは，負圧面側では設計流入角 $\beta_1$ で流入し，翼前縁点 A から通路を通って円弧状に流れ，翼後縁を通る円と交点 C を通って流出角 $\beta_2$ で流出する。一方，圧力面側では，翼面に沿って流入し，点 B から，流出角 $\beta_2$ で羽根車の外側に流出するものと仮定する。$\beta_1$ と $\beta_2$ を与えれば，それを満足する円弧はただ一つ定まり，半径 $R$ と点 D が決定される。点 C において接線を引き，これに垂線を立てる。この垂線と圧力面側の流れと交わる点を E とすれば，線分 CE が求める後流の幅 $D$ である。

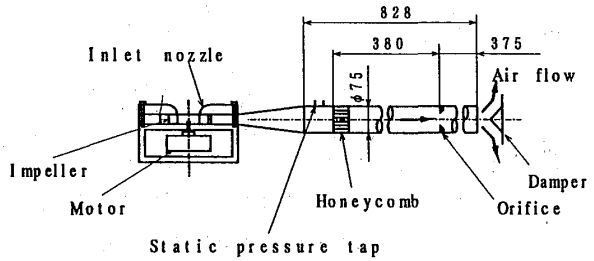



Fig. 2　Schematic diagram of experimental apparatus.

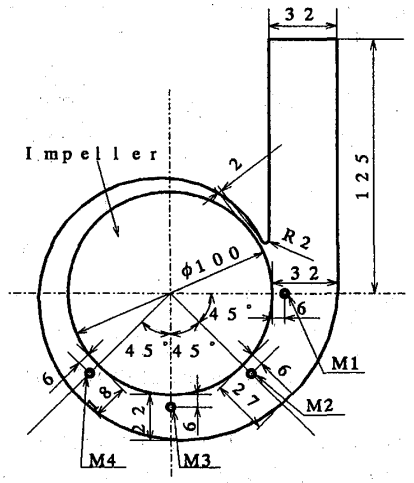



Fig. 3　Casing used in this experiment.

## 5．実験装置および方法

図2は本研究に用いた実験装置を示したものである。この装置は上板にベアリングを取り付け，入口ノズルを含む上板の内側が円周方向に自由に回転できるように設計してある。流動様相を計測するための装置はこれに取付けているため，円周方向の任意の位置で計測が可能である。ファンはテーパ管で吐出管と接続されている。この吐出管には整流格子，流量測定用オリフィスおよび静圧孔が JIS 規格に従って設置されており，流量調整は管出口のダンパーを開閉して行った。

本実験で用いたスクロールケーシングの概要を図3に示す。スクロールケーシングは平行な上下壁とスクロール角3°～6°の対数ら線で広がる側壁からなっている。舌部と羽根後縁との距離として定義される舌部すきまは2mmである。本研究では3°，4.5°，6°の3種類の広がり角を採用した。なお，羽根車出口における流動様相は羽根車外縁より6mm大きい円周上の4断面（図3中のM1～M4）をスパン方向には約2mm間隔の6点で計測した。

図4は供試羽根車の概要を示したものである。羽根車は厚さ0.5mmの平板を放射状に取り付けている翼と厚さ5mmのドーナツ形の側壁から構成されている。ただし，羽根の厚みは羽根枚数が180枚の場合のみ0.3mmである。なお，羽根車の外径は100mmの一定としている。本研究では，羽根車内半径 $D_i$ については40mm，58mmおよび75mmの3種類，羽根枚数 $B$ については60枚，120枚および180枚の3種類を採用した。スパン長さ（羽根高さ）$L_R$ には20mm，40mmおよび60mmの3種類がある。回転数 $N$ はいずれの

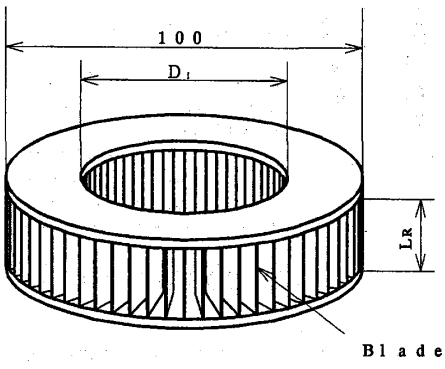



Fig. 4　Impeller used in this experiment.

場合にも5000rpmであり，羽根車出口における周速度 $U_o$ は約26.2m/s である。また，入口相対速度 $W_i$ と翼弦長 $C$ で定義したレイノルズ数は約30000である。

## 6．実験結果および考察

**6．1　空力特性**　図5は本研究で用いた羽根車の空力特性の一例を示したもので，3種類のスパン長さ（羽根高さ）による差違を回転数Nが5000rpmについて比較したものである。図中の $\psi$ は圧力係数，$\phi$ は流量係数，$\lambda$ は動力係数，$\eta$ は電動機と送風機の総合効率であり，次式で定義されている。

$$\psi=2p_T/\rho U_o^2,\quad \phi=Q/\pi D_o L_R U_o$$
$$\lambda=2L/\pi D_o L_R U_o^3,\quad \eta=\phi\psi/\lambda \qquad (5)$$

ここで $p_T$ は送風機全圧（Pa），$\rho$ は空気の密度（kq/m³），$Q$ は流量（m³/s），$L_R$ はスパン長さ（m），$L$ は軸動力（W），$U_o$ は羽根車外縁の周速度（m/s）である。この図から，スパン長さ $L_R$ が20mm，40mm，60mmと長くなるにつれて最大流量係数，圧力係数，最高効率は低下することが判る。この主たる原因は前面シュラウド近傍のはく離流の形成にある[13]。すなわち，本研究の場合，羽根車入口直径は一定としてスパン長さのみを長くしているから，入口面積に対する出口面積の面積比がスパンが長くなるにつれて小さくなるため，羽根車前面シュラウド近傍のはく離領域が増加し，圧力損失が増大することにある。

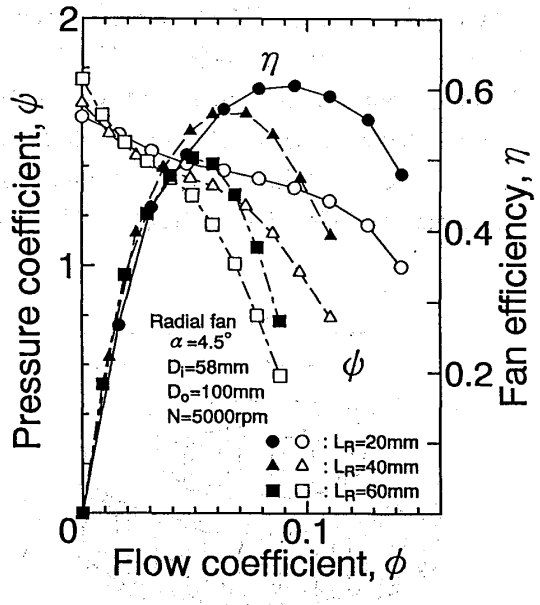
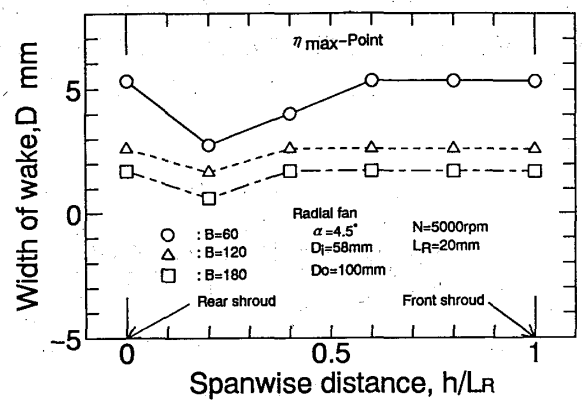
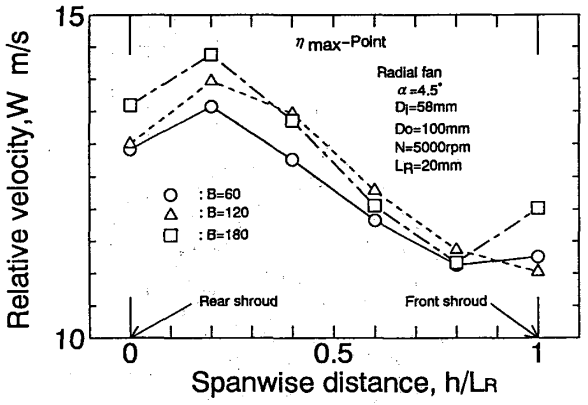



Fig. 5　Characteristic curves.

**6．2　後流の幅と相対速度**　図6は第4章で述べた方法で求めた後流の幅と代表半径位置における相対速度の平均値（図3のM1～M4の4断面）のスパン方向分布を最高効率点の流量について例示したものである。後流の幅 $D$［図6（a)］は全スパンにわたり羽根枚数 $B$ が増加するに従い減少する。つまり，$B$=60（○印），120（△印），180（□印）の順に後流の幅は狭くなり，ほぼピッチ（$2\pi r_o/B$）に近い値をとる。ただし，この場合後流の最大値はピッチを越えないと仮定している。一方，相対速度W［図6（b)］は B=120（△印）と180（□印）ではほとんど変わらないように見られるが，スパン平均では B=120のほうがわずかに低い。B=60（○印）の場合は上述の二つの羽根車よりもほぼ全スパンにわたって低い。また，本研究の場合，スパン長さ $L_R$ は後流の幅にほとんど影響を及ぼさないが，相対速度は $L_R$ が長くなると多少増加する傾向がみられる（図省略）。羽根車内径は相対速度に及ぼす影響が大きい。すなわち，内径が大きくなるにつれて相対速度は増加する[9]。




(a) Spanwise distributions of width of wake




(b) Spanwise distributions of relative velocity

Fig. 6　Effects of number of blades on the width of wake and relative velocity.

**6．3　騒音のスペクトル密度分布**　図7はスパン長さが騒音のスペクトル密度分布におよぼす影響を3種類のスパン長さについて示したものである。図中の細い実線はスパン長さ $L_R$ が20mmの場合を，破線は40mm，太い実線は60mmの場合を表している。周波数がほぼ100Hzから700Hzの間で三者間に差が見られる。すなわち，$L_R$ が短くなるにつれて音圧レベルは低下している。この原因として前述したようにスパン長さが長くなるにつれて，前面シュラウド近傍のはく離領域が増加し，この領域で渦が発生，消滅を繰り返すことや生じた乱れが羽根に流入することによる圧力変動が考えられる。また，いずれの場合も回転数は5000rpm，羽根枚数は120枚であるので，羽根通過周波数の基本周波数は10kHzとなる。もし，羽根車と舌部との干渉騒音が発生するとすれば，この周波数に音圧レベルのピークが存在するはずであるが，図にはこの周波数に音圧レベルのピークは見られない。これは本研究で用いた羽根車は羽根枚数が多く，羽根間の間隔が非常に狭いので，羽根後流の干渉によって後流の拡散が促進され，舌部近傍で後流と主流との差がなくなり円周方向に速度分布が均一化されたためであると考えられる。したがって，本研究で使用した羽根車に限定すれば多翼ラジアルファンの支配的な騒音は乱流騒音であるといえる。

図8は騒音のスペクトル密度分布におよぼす羽根枚数の影響を示したものである。図中の5kHzに見られる音圧レベルのピークは羽根枚数60枚の羽根車において羽根後流が舌部に衝突することによって発生する干渉騒音である。これは羽根枚数が多い場合には前述したように羽根間の干渉によって羽根後流が拡散されるが，60枚になると干渉による拡散が弱くなって，周方向に非一様な速度分布ができ，これと舌部とが干渉するため，図8に示すような騒音が発生する。したがって，このような場合には全帯域騒音から干渉騒音をエネルギー的に差し引き，これを音圧レベルに換算したものを乱流騒音とした[7]。このような操作を行ったものは羽根枚数60枚の羽根車の場合だけである。

**6．4　乱流騒音の流量特性**　図9は3種類のスパン長さに対する騒音計のL特性で計測した全帯域音圧レベル *SPL*（L）の流量による変化，すなわち騒音の流量特性を示したものである。全帯域音圧レベルはほぼ全流量域にわたってスパン長さ $L_R$ が60mm(□印)，40mm(△印)，20mm(○印）の順に低くなる。これはスパン長さが長くなるにつれて，羽根車入口部の前面シュラウド近傍で流れがはく離し，その領域が広くなり，これに伴う騒音が増加すること，スパン長さが長くなるに従い騒音の放射面積が広くなることのためである。また，音圧レベルの流量による変化は，最高流量点から流量を減少するにつれて音圧レベルは減少して行き，最小点をとった後再び増加する傾向を示す。低騒音の流量域はスパン長さが短くなるにつれて増加していることは注目に値する。

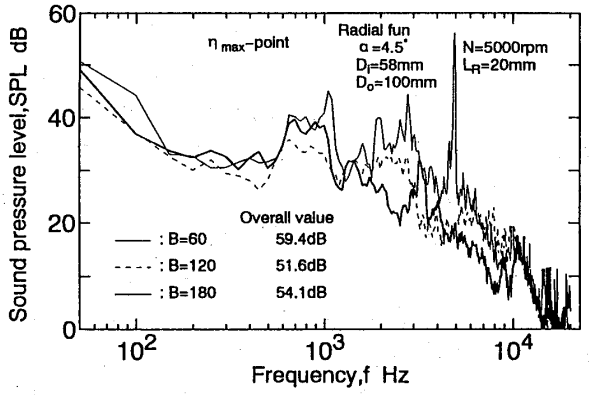



Fig. 8　Effects of number of blades on the spectral density distributions of fan noise.

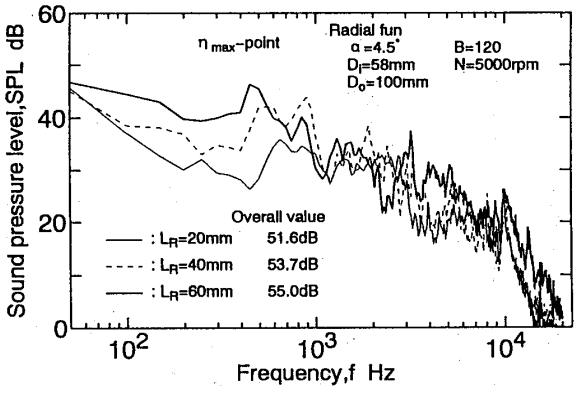



Fig. 7　Effects of span length on the spectral density distributions of fan noise.

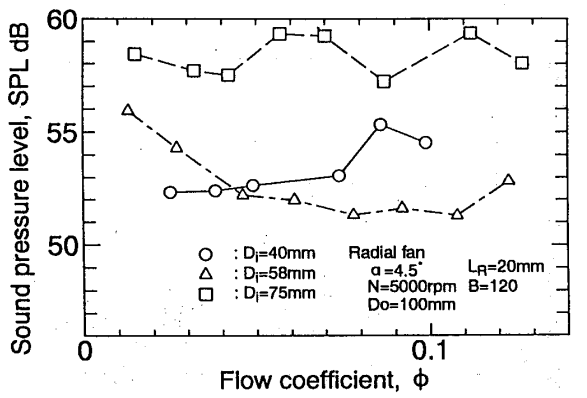



Fig. 9　Effects of inner diameter on the overall noise.

図10に内径が騒音の流量特性におよぼす影響を示す。ほぼ全流量域にわたって全帯域音圧レベル［$SPL(L)$］は58mm(△印)，40mm(○印)，75mm(□印）の順に高くなる。これは内径が大きくなれば相対速度が大きくなり，小さくなれば，翼弦長が長くなるので，その分境界層が発達し，後流の幅が広くなることに因っている。式(1)から明らかなように音響出力は相対速度の6乗，後流の幅に比例するから，その影響は前者の方がかなり大きい。このことが内径 $D_i$ が大きい羽根車が騒音が高くなる理由であると思われる。本研究範囲では，騒音の最も低い羽根車の内径は58mm近傍であることが予測される。

### 6．5　全帯域音圧レベルの実験値と予測値との比較

図11はスパン長さ $L_R$ が全帯域音圧レベルにおよぼす影響を最高効率点について示したものである。全体的傾向としてスパン長さが長くなれば騒音は増加する。これは主として，スパン長さが長くなるにつれ音の放射面積が増加すること，すなわち式(1)における $h$ が増加することに因っている。実験値と予測値とは±2 dB 以内の精度で一致している。

図12は全帯域騒音に与える羽根車内径 $D_i$ の影響を最高効率点について示したものである。なお回転数 $N$ は5000rpm，羽根枚数は120枚である。実験点から判断すると全帯域音圧レベルは内径58mm が一番低く，40mm，75mm の順に高くなる。75mm が高くなる理由は内径が大きくなると，相対速度が増加するためである。騒音は式(1)に示したように相対速度の6乗に比例するから，内径が大きくなると音圧レベルは急激に増加するようになる。一方，半径が小さくなれば，翼弦長が長くなるので境界層が発達し，後流の幅が増大する。このため騒音は高くなる。

図13はスクロール角 $\alpha$ が全帯域音圧レベルにおよぼす影響を最高効率点流量について示したものである。スクロール角が6°から減少するにつれて音圧レベルは次第に減少して行き，4.5°近傍で最小点をとった後，再び増加する傾向を示す。このような現象を示す原因として，スクロールが羽根車出口の流れに影響を与え，後流の幅がスクロール角に影響されることが考えられる。

図14は羽根枚数と全帯域音圧レベルとの関係を示したもので，○印は実験値で，△印は予測値である。羽根枚数 $B$ が多くなれば，翼間距離が狭くなるので，翼面上の境界層の発達が抑制されることが考えられる。一方では羽根枚数が増加すれば，式(1)より明らかなように騒音が増加することになる。したがって，これらの兼ね合いが重要である。本研究範囲では，羽根枚数120枚のときが音圧レベルはもっとも低いようである。

図15は内径58mm，羽根枚数120枚の基準羽根車における全帯域音圧レベルの予測値と実験値の比較を幅広い流量域について行ったものである。最高効率点は流量係数 $\phi$ が約0.09であるが，この流量点ばかりでなく広い流量域にわたって予測値と実験値とはよく一致することが判る。全体的傾向として，流量係数が

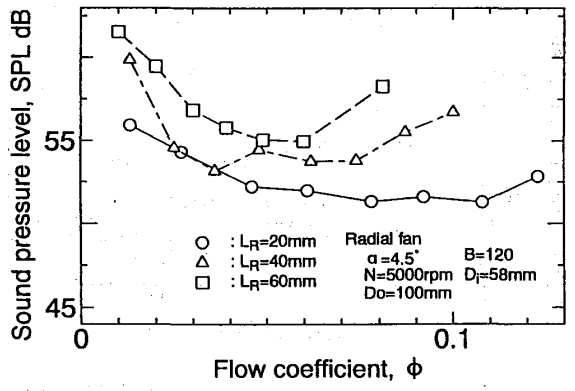



Fig. 10　Effects of span length on the overall noise.

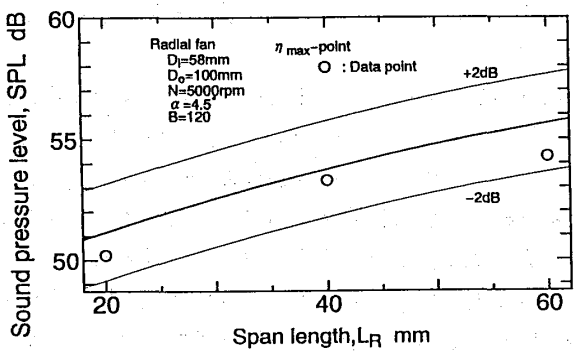



Fig. 11　Effects of span length on the turbulent noise.

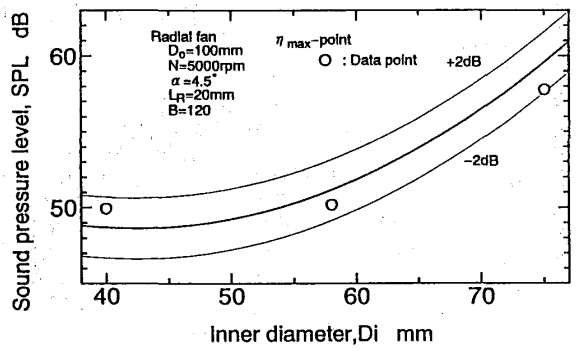



Fig. 12　Effects of inner diameter on the turbulent noise.

0.03以上の流量域では全帯域音圧レベルはほぼ平坦であるが，これより低い流量域では音圧レベルは高くなる傾向を示す。この主たる原因は後流の幅と相対速度の増加にある。

図16は本実験で行った全帯域音圧レベルの実験値と予測値との比較をまとめたものである。図中の太い実線は実験値と予測値とが一致する場合で，細い破線は±2 dB の誤差の範囲を示したものである。この図より，実験値と予測値はパラメータが大幅に変わってもほぼ±2 dB 以内の精度で一致することが判る。

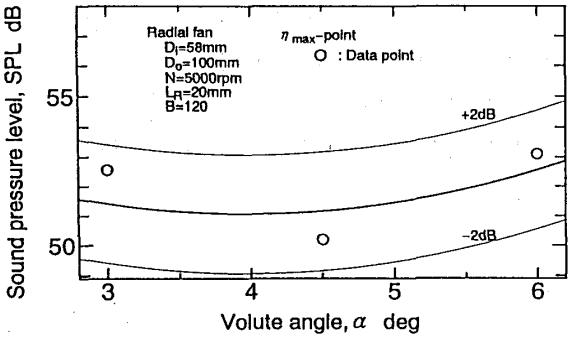



Fig. 13　Effects of volute angle of scroll casing on the turbulent noise.

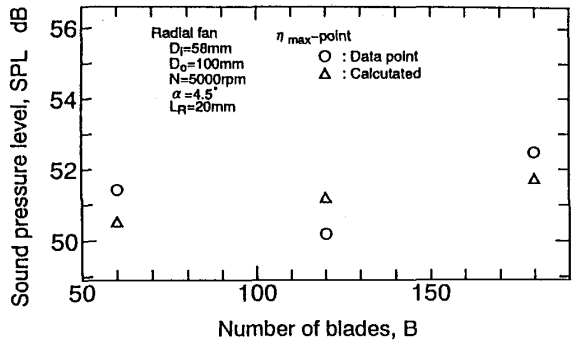



Fig. 14　Effects of number of blades on the turbulent noise.

## 7．結　論

本研究では多翼ラジアルファンに関して，翼枚数，翼スパン，羽根車内径，スクロール角が乱流騒音に与える影響を実験的に調べるとともに乱流騒音におよぼす翼後流の予測式の誘導を行い，その式の妥当性を検討した。その結果，以下の結論を得た。

(1)　本研究で提案した後流の幅の予測式を用いれば，騒音におよぼす諸因子が大幅に変わっても本研究範囲では，ほぼ±2 dB 以内の精度で多翼ラジアルファンの乱流騒音を予測できる。

(2)　乱流騒音の予測式に用いる代表速度として，式(3)で与えられる半径における速度を用いれば，予測値と実験値とはほぼ±2 dB 以内の精度で一致する。

(3)　翼枚数が増加すれば，音源の数が増加し，逆に減少すれば，後流の幅が増加する。多翼ラジアルファンの場合は両者の兼ね合いで，音圧レベルの最小となる枚数が存在する。本研究範囲では，羽根枚数120枚近傍に音圧レベルの最小値が存在する。

(4)　羽根車内径を小さくすれば，翼弦長が長くなり，境界層が発達するので乱流騒音は高くなる。一方，内径が大きくなると，代表位置における相対速度が大きくなる。音圧レベルが最も低くなる内径は58mm 近傍である。

(5)　本研究範囲内で音圧レベルが最小となる諸因子の組み合わせは，羽根枚数 $B=120$，内径 $D_i=58$mm，スクロール広がり角 $\alpha=4.5°$，スパン長さ $h=20$mm の場合である。

終わりに本研究に協力された当時長崎大学大学院学生の寶谷謙之氏に謝意を表す。

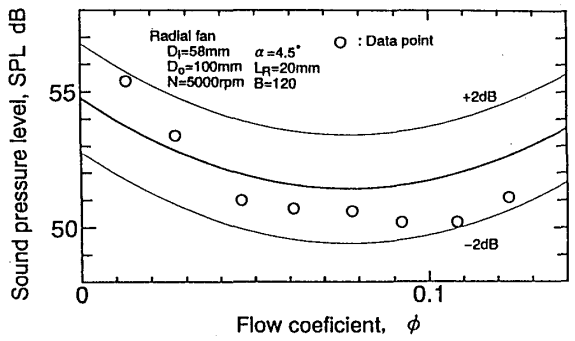



Fig. 15　Effects of flow coefficient on the turbulent noise.

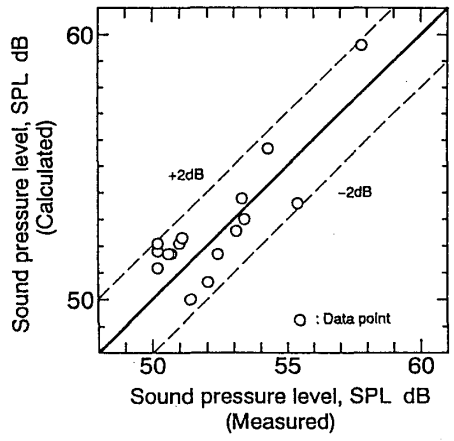



Fig. 16　Comparison of predicted and measured sound pressure level of the turbulent noise.

## 参考文献

(1) 妹尾・児玉，低圧軸流送風機の騒音に関する研究，機論，39-320 (1973)，1245.

(2) Tyler, L. J. and Sofrin, T. G., Axial Compressor Noise Studies, SAE Trans., 70 (1962)，309.

(3) 深野・ほか2名，低圧軸流送風機の騒音に与える翼先端すきまの影響，機論，51-463，B編 (1985)，820.

(4) 葛藤，共鳴サージの研究（第1報，実験結果と振動系の検討)，機論，26-162 (1960)，256.

(5) Sharland, I. J., Sources of Noise in Axial Flow Fans, Journal Sound and Vibration, 1-3 (1964), 302.

(6) Neise W., Application of Similarity Laws to the Blade Passage Sound of Centrifugal Fans, Journal Sound and Vibration, 43-1 (1975)，61.

(7) Embleton, T. E. W, Experimental Study of Noise Reduction in Centrifugal Blowers, Journal of the Acoustical Society of America, 35-5 (1963)，700.

(8) 森主，多翼ファンの騒音発生源，機論，57-543，B編 (1991)，3837.

(9) 児玉・ほか5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研究（羽根車内径および羽根枚数の影響)，機講論No. 968-1 (1996)，171.

(10) 深野・ほか2名，低圧軸流送風機の乱流騒音について，機論41-435 (1975)，1245.

(11) 児玉・深野，低圧斜流送風機の乱流騒音の流量特性とその予測（翼先端すきまによる差異)，機論，54-500，B編 (1988)，883.

(12) 児玉・ほか3名，多層円板ファンの乱流騒音の研究，機論，61-581，B編 (1995)，56.

(13) Kind, R. J. and Tobin, M. G., Flow in a Centrifugal Fan of the Squirrel-Cage Type, Trans., ASME, 112 (1990), 84.