

多翼ラジアルファンの乱流騒音の予測

(内径, スパン長さ, スクロール広がり角および羽根枚数の影響)

児 玉 好 雄* ・ 新 原 登**
 林 秀千人* ・ 畠 山 真***
 田 中 清 裕* ・ 林 健 生****

Prediction of Sound Pressure Level of Turbulent Noise
for a Radial Flow Fan(Effects of Inner Diameter of the Impeller, Span Length,
Volute angle of the Casing and Number of the Blades)

by

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

We investigated the effects of the span length, the inner diameter of impeller, the number of blades, the volute angle on the turbulent noise and discussed the turbulent noise in relation to the flow condition around rotor blades; the wake width and the relative velocities. Moreover, we examined the validity of predicted equation of turbulent noise for a radial fan. As a result it was concluded as follows. (1) The turbulent noise became high as the span length became long, (2) The 120 blade impeller was most low for the turbulent noise among 60, 120, 180 blade impellers. (3) The turbulent noise was low and the flow rate region of low noise was wide as the inner diameter was small. (4) If the wake width and the relative velocity were given, the turbulent noise can be estimated from equation (1) and (2) over the whole flow rate containing the low flow rate region.

1. ま え が き

翼ピッチが極めて狭く, 翼枚数が非常に多いファンは翼間の干渉によって翼後流の拡散が促進されるので, 羽根車と舌部との干渉騒音が弱く, 通常の遠心ファンに比較して騒音が低い特徴がある。著者らはこのファンを多翼ラジアルファンと名付け, 種々の因子が騒音と流体力学的特性に及ぼす影響について実験的に調べた。その結果, このファンは小型である割には圧力が

高く, 流量が多いこと, 騒音で問題になるのは乱流騒音であることを著者らは明らかにした^{1),2)}。今後これらのファンは小型の乾燥器や衛生機器あるいは複写機用のファンとして用いられる可能性が非常に大きく, 乱流騒音をさらに低減させる必要がある。このため本研究では, 種々の因子が乱流騒音に与える影響について実験的に調べ, 乱流騒音の理論的検討も行った²⁾。

乱流騒音の予測に関しては後流の幅と相対速度の精

平成8年10月22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工学専攻 (Graduate Student, Marine Resources)

*** 東陶機器(株) (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)

度よい予測が必要である。多翼ラジアルファンの後流の幅の予測に関しては前報²⁾ですでに導入されている。一方、相対速度に関して軸流送風機³⁾や斜流送風機⁴⁾の場合には入口相対速度を用いているが、ラジアルファンではこれを採用しても実験値と予測値との一致が悪い。前報²⁾では代表速度として入口相対速度の80%を採用していたが、羽根車入口直径の小さな羽根車は80%では流量によっては予測値の実験値に対する誤差が大きくなる場合があることが以後の研究の結果明らかになった。このことは代表相対速度が位置の関数であり、しかもその半径位置は内径を含んだ式として与えられなければならないことを示唆している。

本研究では種々の検討の結果、全ての羽根車の流量について±3dB以内の精度で全帯域乱流騒音の予測値と実験値とが一致する半径位置を試行錯誤的に求めるとともに、これを式で表した。この式の妥当性を羽根車内径、羽根高さ、スクロール広がり角、羽根枚数および流量について調べた。

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_i	: 羽根車内径 m, mm
D_o	: 羽根車外径 m, mm
E	: 音響出力 W
f	: 周波数 Hz
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	: 全圧上昇量 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_o	: 羽根車外半径 m, mm
U_o	: 羽根車外縁の周速度 m/s
W	: 半径 r における相対速度 m/s
x	: スパン方向の距離 m, mm
z	: 音源と観測点との距離 m
α	: スクロールケーシングの広がり角 度
β_1	: 相対流入角 度
β_2	: 相対流出角 度
η	: ファン効率
λ	: 動力係数

ρ	: 空気の密度 kg/m ³
ϕ	: 流量係数
ψ	: 圧力係数
ω	: 角周波数 rad/s

3. 乱流騒音の理論

動翼上流に静翼や障害物が無い場合、動翼に流入する流れの乱流成分はかなり小さい。このような場合ファンから放射される乱流騒音は翼後縁から放出される渦に基づいている。この音源に起因する騒音の予測式は次式で与えられる⁴⁾。

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

ここで E は音響出力、 B は羽根枚数、 ρ は空気の密度、 D は後流の幅、 W は翼に対する相対速度、 x はスパン方向の距離、 a_o は音速である。

羽根車から z 離れた回転軸上の音圧レベル SPL と式(1)の音響出力 E との関係は式(2)で与えられる。

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

ここで p_o は最小可聴音圧(=0.00002Pa)である。

式(1)に示したように騒音に関与するパラメータのうち後流の幅 D と相対速度 W は特に重要である。本研究ではこれらを以下の方法で予測した。

3.1 後流の幅の予測法

式(1)中の後流の幅は相対座標系におけるものであり、これを実験的に求めることは非常に困難である。本研究では以下の方法で後流の幅の算定を試みた。

図-1に示すように流れは、負圧面側では流入角 β_1

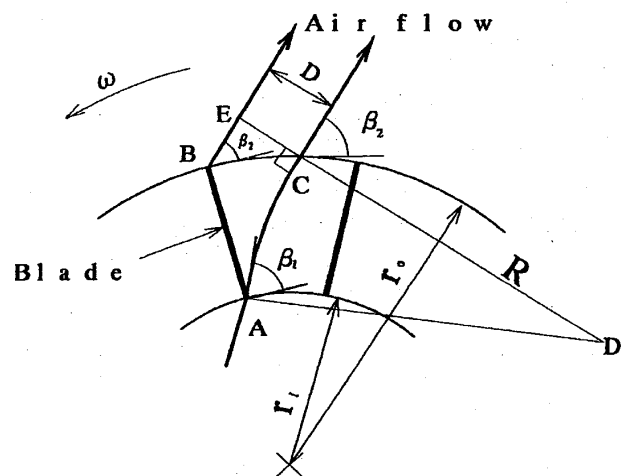


Fig. 1 Schematic diagram of the flow relative to the blade

で流入し動翼前縁の A 点から通路を通して円弧状に流れ, 点 C より流出角 β_2 で流出する. 一方, 圧力面側では, 翼面に沿って通路内を流れ, 点 B から流出角 β_2 で流出すると仮定する. β_1 と β_2 が与えられれば, それを満足する円弧はただ 1 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.

3. 2 相対速度の予測

式(1)における相対速度 W としてどの半径における値を与えたらよいかは今のところ騒音の実験結果との整合性に頼らざるを得ない. 軸流送風機や斜流送風機の場合には入口相対速度を用いているが, これを多翼ラジアルファンに適用しても乱流騒音の実験値と予測値との一致が悪い. 内径や外径の異なる種々の遠心ファンについて検討した結果, 乱流騒音は入口相対速度と出口相対速度の両方に関与していることが明らかになった^{2),5),6)}. 本研究では試行錯誤の結果, 式(1)の相対速度として式(3)の半径位置の相対速度を用いれば, 流量, 羽根枚数, 翼スパンなどの乱流騒音に関与する因子が大幅に変わってもほぼ $\pm 3\text{dB}$ 以内の精度で乱流騒音を予測できることが示された.

$$r = [1.5 - \{(r_i/r_o)/2\}]r_i \quad (3)$$

式(3)において羽根車内半径を r_i とすれば, $D_i = 40\text{mm}, 58\text{mm}, 75\text{mm}$ に対する代表速度 W の半径位置 r はそれぞれ $r = 1.3r_i, 1.21r_i, 1.13r_i$ となり, D_i が小さくなるにつれて r の r_i に対する比は大きくなるが, 前縁からの距離は r_i が小さいため逆に短くなる. したがって, 入口相対速度に近い値をとるようになる. なお, 相対速度は図-2 に示すように羽根車入口 (W_1) から出口 (W_2) へ向かって直線的に変化すると仮定した. 相対速度を求めるに際しては羽根車入口では絶対速度は羽根に沿って流入し, 出口相対速度はスパン方向の各位置における円周方向の 4 断面(図-4 中の M1 ~ M4)の実測値の算術平均を用いた.

4. 実験装置および方法

図-3 に本研究に用いた実験装置の概要を示す. 円周方向の任意の位置で流動状態の計測が出来るように, 装置の上板にはベアリングが組み込んである. ファンと吐出管とはテーパ管で連結されており, 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いる. 流量調整は吐出管末端に設けたコンカルダンパーを開閉して行った.

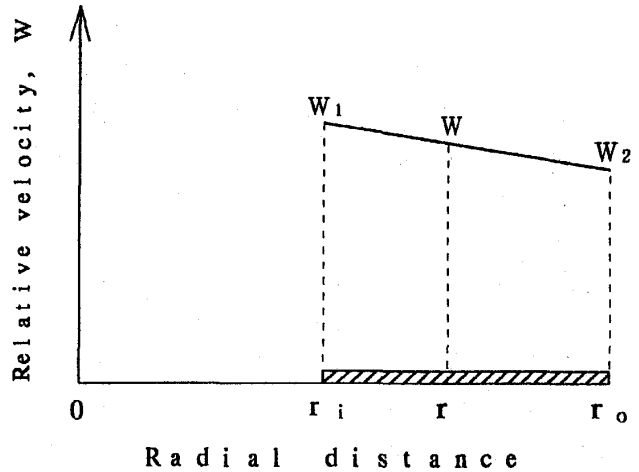


Fig. 2 Radial distribution of the relative velocity.

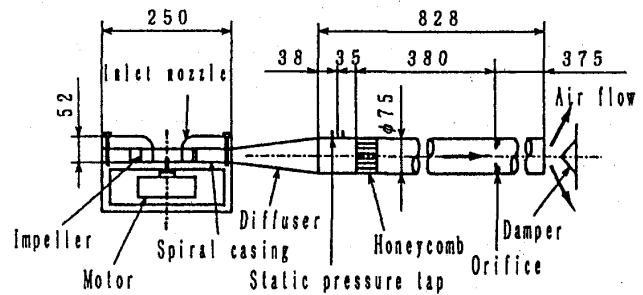


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

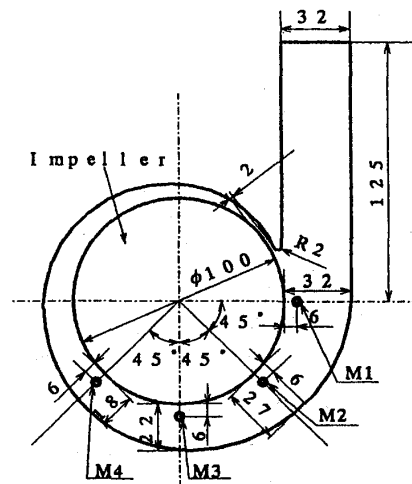


Fig. 4 Casing used in this experiment.

図-4 はスクロールケーシングの概要を示したものである. ケーシングはスクロール角 $\alpha (= 3^\circ, 4.5^\circ, 6^\circ)$ の広がり角を有する対数らせんの側壁と平板の上下壁とか

ら構成されている。舌部と羽根後縁との距離として定義される舌部すきまとしては種々のすきまを用いて行った実験結果を参照してファン効率が最も高い2mmが選定された。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-4中のM1~M4)をスパン方向に約2mm間隔の6点で行った。

図-5に供試羽根車の概要を示す。羽根車は放射状に取付た厚さ0.5mmの多数の平板と厚さ5mmの上下の側壁と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、羽根車の内径 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種類を用いた。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 はいずれの場合も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。なお、入口相対速度と翼弦長に基づくレイノルズ数は最高効率点において約27000である。

5. 実験結果および考察

5.1 空力特性

図-6から図-8は本研究で用いたファンの回転数 N が5000rpmにおける空力特性の例を示したものである。図中の ψ は圧力係数, ϕ は流量係数, λ は動力係数, η は電動機と送風機の総合効率であり, 次式で表される。

$$\psi = 2P_T / \rho U_o^2, \phi = Q / \pi D_o L_R U_o$$

$$\lambda = 2L / \pi \rho D_o L_R U_o^3, \eta = \psi \phi / \lambda \quad (4)$$

ここで P_T は送風機全圧(Pa), ρ は空気密度, Q は流量(m^3/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。

図-6は特性曲線に及ぼす内径の影響を示したものである。ファンの最高効率は $D_i=40mm$ (●印), $75mm$ (■印), $58mm$ (▲印)の順に高くなっている。これは内径が小さくなれば、羽根車の面積比(入口面積/出口面積)が小さくなり、前面シュラウド近傍の逆流域が増加すること、翼弦長が長くなるので翼面上の境界層が発達することに因る。一方、内径が大きくなると入口と出口の速度差が小さくなり、また翼の面積も小さいので翼による仕事が小さくなるためと考える。本研究範囲内では $D_i=58mm$ がほぼ全流量域において効率や圧力が高く、この近傍に最適内径が存在すると思われる。

図-7には羽根枚数が特性曲線に与える影響を示し

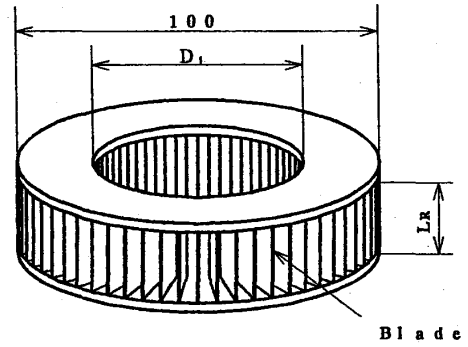


Fig.5 Impeller used in this experiment.

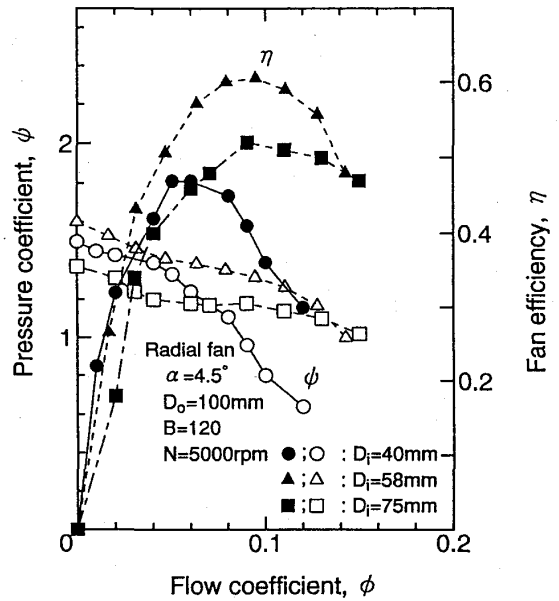


Fig. 6 Effects of the inner diameter of impeller on the characteristic curves.

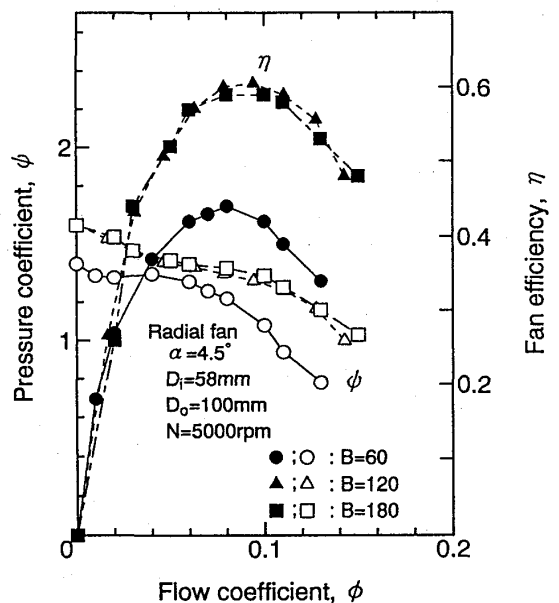


Fig. 7 Effects of the number of blades on the characteristic curves.

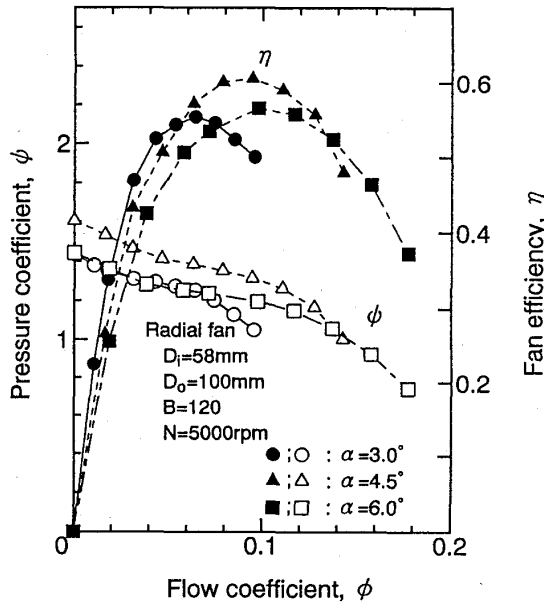


Fig. 8 Effects of the volute angle of casing on the characteristic curves.

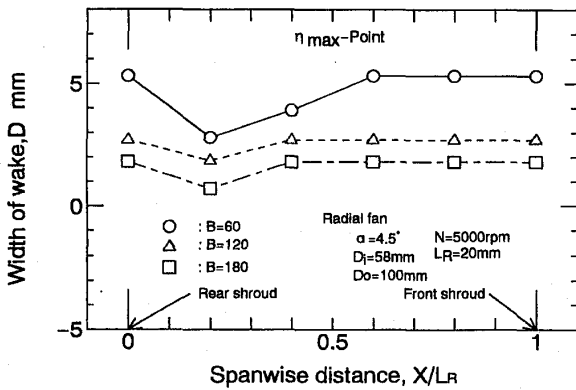


Fig. 9 Spanwise distributions of the width of wake

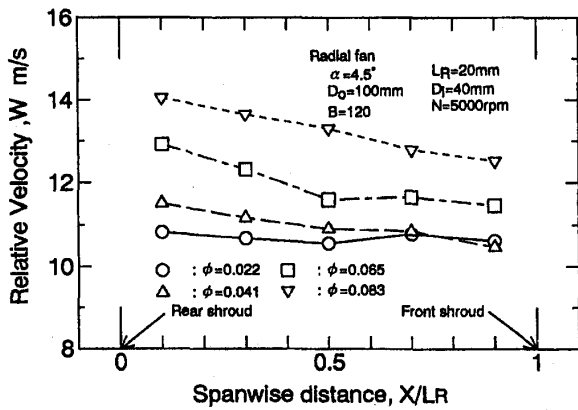


Fig. 10 Spanwise distributions of the typical relative velocity.

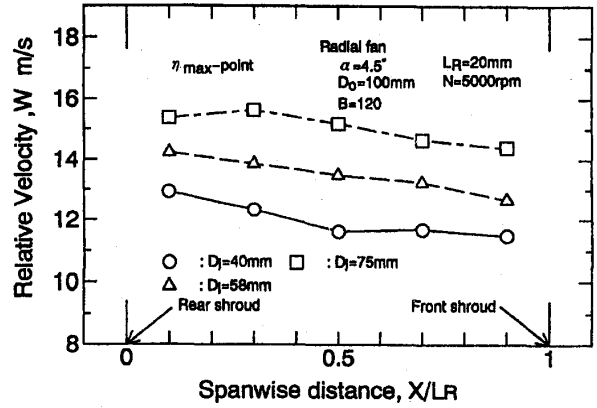


Fig. 11 Effects of the inner diameter of impeller on the typical relative velocity.

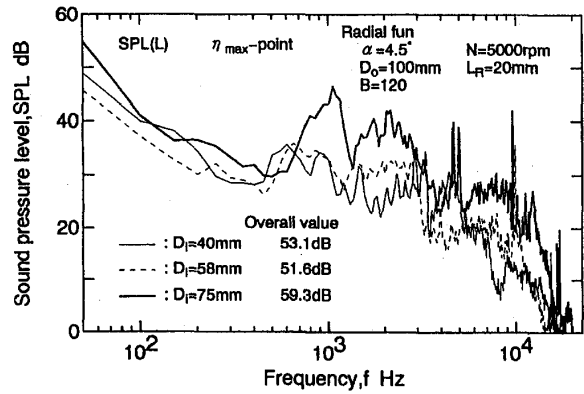


Fig. 12 Effects of the inner diameter of impeller on the spectral distributions

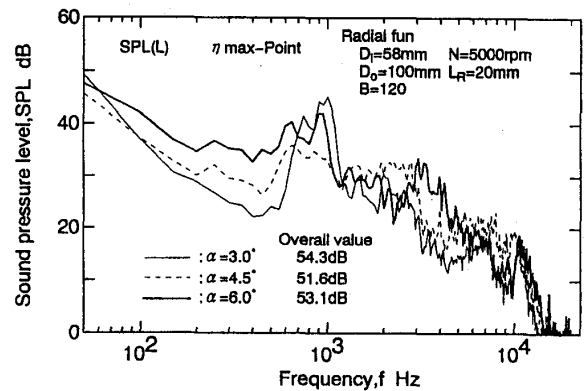


Fig. 13 Effects of the volute angle of casing on the spectral distributions

ている。ファン効率は $B=120$ (▲印) と 180 (■印) とでは全流量域においてほとんど変わらないが、 $B=60$ (●印) では圧力、効率ともに前二者より低い。これは羽根枚数が少ないと図9に示すように後流の幅が広くなり、羽根面上の境界層が発達することに一因がある。

B が40, 20, 10と減少するに従って効率は低下しているし, B を300枚と増加させると若干低下する(図省略)。これらの結果を考慮すれば $B=120\sim 180$ 近傍に羽根枚数の最適値が存在することと予測される。

図-8はスクロールの広がり角 α が特性曲線におよぼす影響を3種類の α について例示したものである。最高効率は $\alpha=4.5^\circ$ が 6° や 3° に比べてわずかに高い。これは α が小さくなるとスクロールの通路を通る流速が早くなり, 摩擦損失が増大すること, 一方広くなれば半径方向の速度差が大きくなり, 混合損失が増えるためと考えられる。なお, スパン長さが特性曲線におよぼす影響については文献2)の図-5に示しているのでここでは省略する。

5. 2 相対速度と後流の幅

図-9は後流の幅の一例を羽根枚数について示したものである。羽根枚数が少なくなるにつれて後流の幅は広くなっており, 羽根間隔が後流の広がり方を抑制していると言える。また, 後流の幅のスパン平均値はほぼ羽根出口におけるピッチに等しい。

図-10には代表半径 r における相対速度 W のスパン方向分布におよぼす流量の影響を $D_i=40\text{mm}$ について例示している。相対速度は全体的には後面シュラウドから前面シュラウドへ向かうにつれて多少減少する傾向が見られる。また, 流量係数 ϕ が大きいほど相対速度は大きい。騒音は相対速度の6乗に比例することを考慮すれば, 多翼ラジアルファンは ϕ が大きいほど騒音は高いことが予想される。

図-11は相対速度に与える内直径 D_i の影響を最高効率点について示したものである。相対速度 W は内直径が大きくなると入口相対速度が増加するため代表半径位置における相対速度も増加する。

5. 3 騒音のスペクトル分布

図12は内直径が騒音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。100Hz近傍までの周波数域では $D_i=58\text{mm}$ (破線)が最も低いが800Hz以上の周波数域では $D_i=40\text{mm}$ (細い実線), $D_i=58\text{mm}$ (破線), $D_i=75\text{mm}$ (太い実線)の順に高くなる。つまり図11で示した相対速度が大きい順に高くなる。全帯域騒音で比較すれば, 内直径 D_i が75mmのファンは40mmや58mmのファンよりも6~7.5dB高いが, 40mmと58mmのファンではその差は1.5dBで $D_i=58\text{mm}$ の羽根車の方が低い。これは200Hz近傍までの低周波数域での騒音が, 前者が高いためである。

図13にはスクロールの広がり角 α が騒音のスペク

トル分布におよぼす影響が示されている。800Hz近傍を除けば, $\alpha=3^\circ$ が一番低いが, 全帯域騒音で比較すれば, $\alpha=4.5^\circ$ が他の二者より若干低い。800Hz近傍の騒音の盛り上がりはレベルの差はあるが, すべての羽根車に見られることを勘案すれば, これは翼後縁から放出される渦に基づくものではないかと思われる。

5. 4 全帯域騒音の予測値と実験値との比較

図-14は羽根車内径を58mm, スパン長を20mm, 羽根枚数を120枚の一定にして, スクロールの広がり角 α を変えた場合の乱流騒音の実験値と予測値との比較を全帯域音圧レベル $SPL(L)$ について示したものである。この場合, もし舌部と羽根車との干渉による離散周波

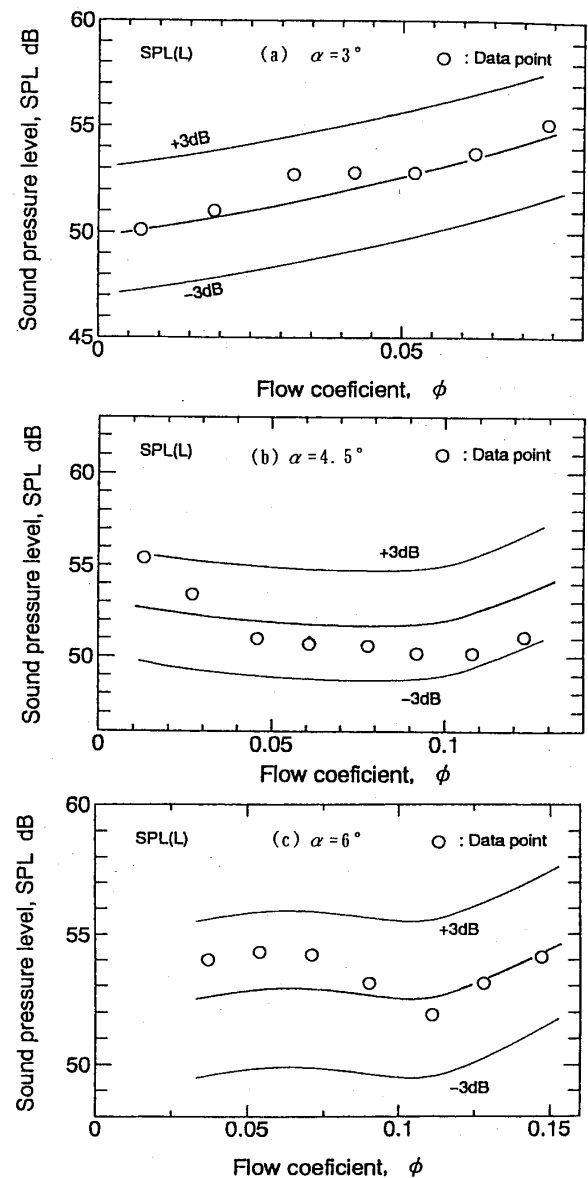


Fig. 14 Effects of the volute angle of casing on the overall sound pressure level.

数騒音などが発生しているときには、全帯域騒音から離散周波数騒音の音響出力を差し引いたものを全帯域乱流騒音としている³⁾。図中の太い実線は予測値を、細い実線は $\pm 3\text{dB}$ の誤差の範囲を、○印は実験データを示している。なお、図-14(a), (b), (c)はそれぞれ α が 3° , 4.5° および 6° の場合に対応している。これらの図からほとんどのデータが $\pm 3\text{dB}$ 以内に入っており、実験値と予測値はよい精度で一致していることが分かる。 α が 3° の場合は、音圧レベルは流量係数に対してほぼ右上がりの勾配であるが他の二者は最大流量から流量を絞るに従って次第に低下し、最高効率点近傍で最小値をとった後、再び増加する傾向を示す。最高効率点近傍における全帯域の乱流騒音の音圧レベルは α が 3° , 6° , 4.5° の順に低く、また低騒音の流量域が α が 4.5° のときが最も広く、三者の内では低騒音の羽根車と言える。

図-15(a), (b), (c)には羽根枚数 B について全帯域乱流騒音の実験値と予測値との比較がなされている。この場合 α は 4.5° の一定、内径およびスパン長さは図-14と同じである。実験値と予測値はよい精度で一致している。騒音は羽根枚数に比例するので、羽根枚数が少ない方が騒音の面からは有利と考えがちであるが、音圧レベルは式(1)に示したように後流の幅 D 、羽根枚数 B および相対速度 W の6乗、すなわち BDW^6 に比例するので、一概に羽根枚数が少ないほど音圧レベルが低いとは言えない。本実験結果から判断すれば、最高効率点における全帯域乱流騒音は三者とも大差はないが、羽根枚数が120枚が最も低いようである。全流量域では羽根枚数が180, 60, 120枚の順に低くなる。流量に対する傾向としては最高効率点で最小値をとる曲線を示す。

図-16(a), (b), (c)は羽根高さ(スパン長さ)が全帯域乱流騒音におよぼす影響を羽根高さ $h=20, 40, 60\text{mm}$ について示したものである。いずれの場合にも実験値と予測値とは $\pm 3\text{dB}$ 以内の精度で一致している。なお、一般的に羽根高さが増加すれば、全帯域音圧レベルは増加するが、これは羽根高さが増加するに従い、騒音の放射面積および乱れの強い逆流領域が増加するためである。

図-17(a), (b), (c)は羽根車内直径 D_i が全帯域乱流騒音に及ぼす影響を示したものである。音圧レベル $SPL(L)$ はほぼ全流量域において D_i が 40mm , 58mm , 75mm の順に高くなる。これは D_i が小さくなるほど代表相対速度が低くなるためである(図-11参照)。実験値と予測値はこの場合も $\pm 3\text{dB}$ 以内精度で合っている。

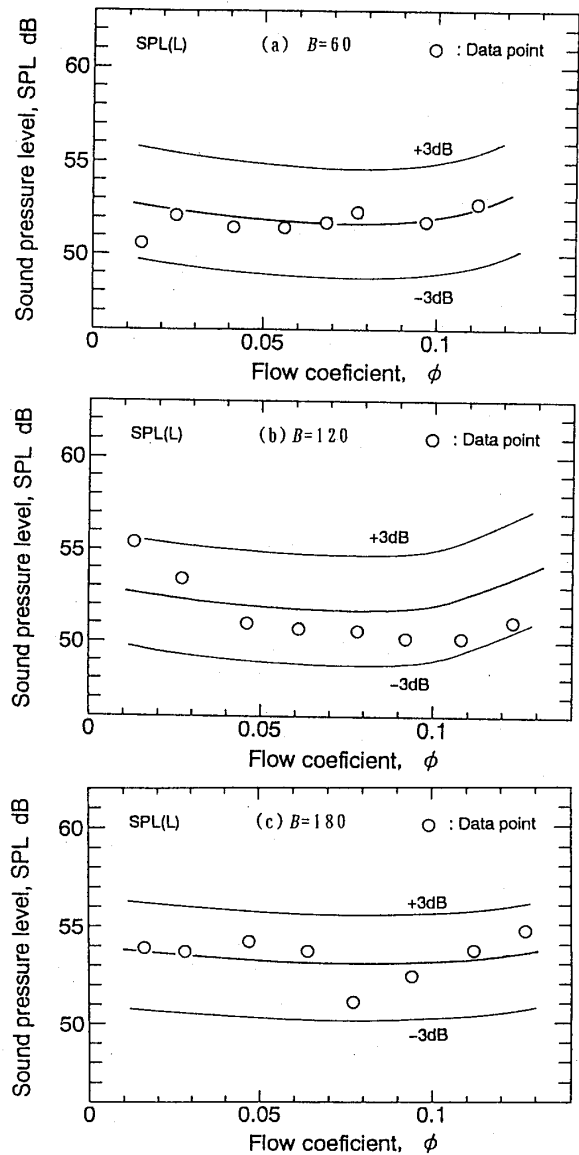


Fig. 15 Effects of the number of blades on the overall sound pressure level.

6. 結論

本研究では羽根枚数, スパン長さ, 羽根車内径およびスクロールの広がり角が乱流騒音の流量特性に及ぼす影響について実験的に究明するとともに乱流騒音の予測式の妥当性について検討を行った。その結果, 以下の結論が得られた。

- (1) スパン長さが長いほど騒音の放射面積が広くなるため乱流騒音は高くなる。
- (2) 本研究範囲内では羽根枚数が120枚の羽根車が乱流騒音は最も低く, 低騒音の流量域も広い。
- (3) 羽根車内径が小さいほど相対速度は低くなるので乱流騒音も低くなる。
- (4) 本研究範囲内ではスクロール広がり角が 4.5° の送風機が乱流騒音は低く, 低騒音の流量域も広い。

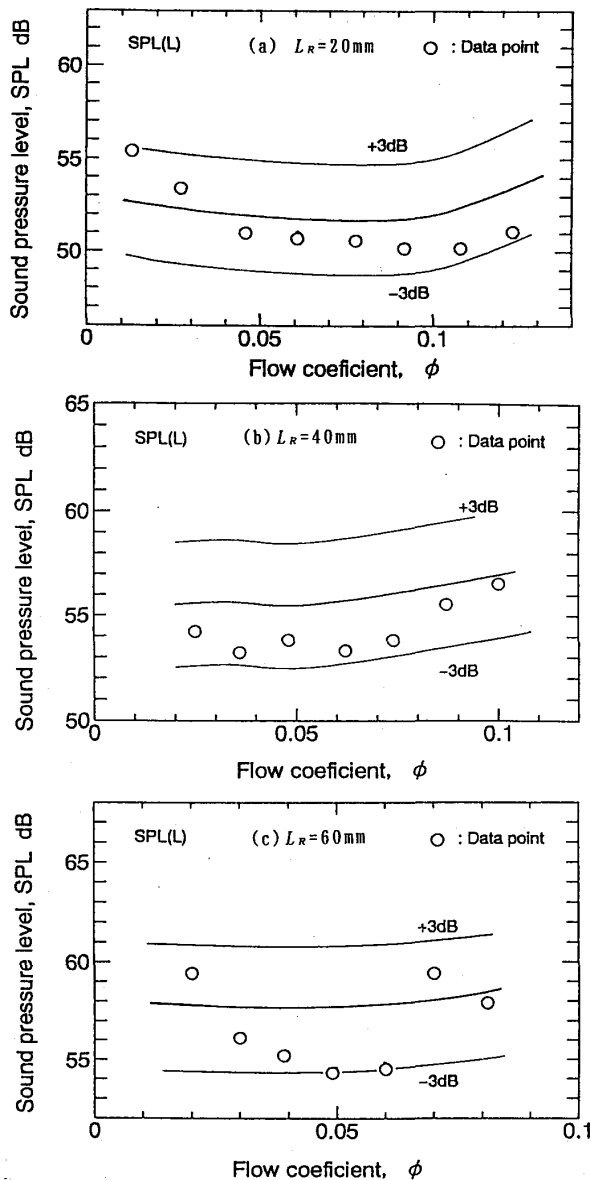


Fig. 16 Effects of the span length on the overall sound pressure level.

(5) 式(3)で表される半径位置で相対速度を与えれば $\pm 3\text{ dB}$ 以内の精度でラジアルファンの乱流騒音を予測することができる。

おわりに本研究に協力された長崎大学学部生の荒牧栄三郎氏に謝意を表す。

参考文献

- 1) 児玉・他4名, 多翼ラジアルファンの流体力学的特性に関する研究(第1報: 流体力学的特性に及ぼす羽根車内径, 羽根枚数, スクロール角の影響), 長崎大学工学部研究報告, 26-46 (1996), 9-16.
- 2) 児玉・他2名, 多翼ラジアルファンの乱流騒音の予測, ターボ機械, 24-8 (1996), 477-483.

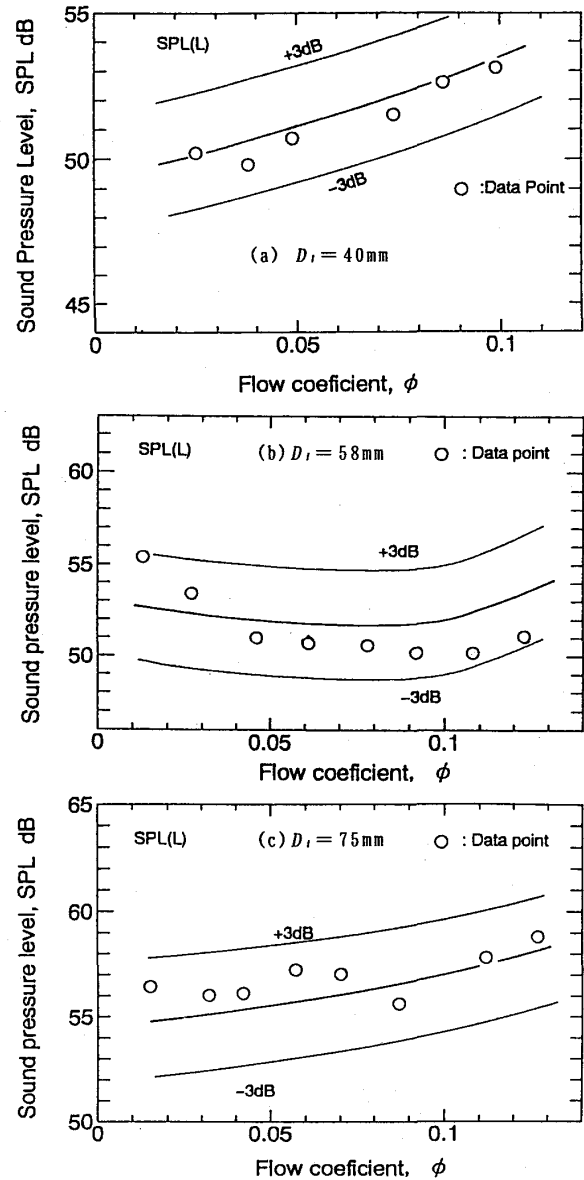


Fig. 17 Effects of the inner diameter of impeller on the overall sound pressure level.

- 3) 深野・他2名, 低圧軸流送風機の乱流騒音について, 機論, 41-345 (1975), 1479-1488.
- 4) 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 (1988), 883-889.
- 5) 濱田・他5名, 翼付き多層円板ファンの流体力学的特性と騒音に関する実験的研究(第1報, 翼の有無, 円板間隔, 翼取付位置の影響), 機論, 59-567, B (1993), 3422-3429.
- 6) 濱田・他5名, 翼付き多層円板ファンの流体力学的特性と騒音に関する実験的研究(第2報, 翼取付角, 円板肉厚, 円板内径および翼枚数の影響), 機論, 59-567, B (1993), 3430-3437.