スクロールレス遠心送風機の乱流騒音について*

児玉好雄^{*1}, 林秀千人^{*1}
佐柳恒久^{*2}, 木下歓治郎^{*2}

Turbulent Noise Generated by a Centrifugal Fan without Scroll Casing

Yoshio KODAMA^{*3}, Hidechito HAYASHI,
Tsunehisu SANAGI and Kanjiro KINOSHITA^{*3} Dep. of Mechanical Systems Engineering Nagasaki University,
1-14 Bunkyo-machi, Nagasaki, 852-8521, Japan

Estimation of turbulent noise level with L-weighting and A-weighting functions was proposed to a centrifugal fan without scroll casing. The validity of these formulae was examined experimentally in respect to the effects of parameters; inlet/outlet area ratio of impeller and five fan types. The agreement between the measured and the predicted values of the width of wake and the mean relative velocity was satisfactory. Moreover the experimental values of the overall turbulent noise with L-weighting and A-weighting functions agreed well with the predicted values. Finally, the effects of slip factor and the inlet/outlet area ratio of the impeller on the relative velocity, the width of wake, the sound pressure level and the specific noise level are shown.

Key Words: Fluid Machine, Centrifugal Fan, Fan Noise, Turbulent Noise, Centrifugal Fan without Scroll Casing

1. 緒 言

送風機騒音は、特定の周波数に騒音のピークを有する離散周波数騒音と広い周波数帯域にわたって音圧レベルが、比較的なだらかに分布している広帯域騒音(流れの乱れに起因している場合は乱流騒音と呼ばれている)とに大別される。低圧の送風機の場合に、遠距離場において問題となる騒音は乱流騒音である⁽¹⁾。

著者らの一部は軸流送風機の乱流騒音について理論式の誘導を行った⁽²⁾。この式を用いれば、軸流送風機⁽²⁾⁽³⁾、斜流送風機⁽⁴⁾および遠心送風機⁽⁵⁾などの乱流騒音を精度よく予測できる。

しかしながら、上述の乱流騒音の式は聴感補正を施していない騒音[SPL(L)]すなわち騒音計のL特性のときのみ予測可能である。今日では、聴感補正を施したA特性[SPL(A)]での評価が求められており、L特性のみで騒音を評価するのでは不十分である。

本研究では以上の背景に立脚して、まず翼後縁から放出される渦が乱流騒音の主たる原因であること^{(2),(6),(9)}

に立脚して、渦放出に基づく周波数ならびにその周波数におけるL特性の音圧レベルの算出を行った。さらに算出した周波数を基に聴感補正曲線を用いて各周波数のL特性の音圧レベルの補正を行い、各周波数におけるA特性の音圧レベルを求めた。また全帯域騒音SPL(A)は各周波数における音響出力の総和から算出した。

騒音の予測に当たっては、後流の幅と相対速度の精度よい予測が不可欠である。通常の遠心送風機では滑り係数と羽根車の入口/出口面積比は後流の幅と相対速度の両者に大きな影響を及ぼす。遠心送風機の場合、滑り係数が小さいほど、すなわち羽根枚数が少ないほど流れは羽根面からはがれる。一方、面積比が小さくなるに伴って前面シュラウド近傍のはく離領域は広がり、境界層が厚くなる。これらのことは後流の幅が広くなり、騒音が増加することを示唆している。

本研究では後流幅と相対速度について、滑り係数および面積比と流出角を関連付けた整理式を求め、それを基に騒音の予測を行った。本研究で誘導した式は後流の幅および相対速度を精度よく表している。また、L特性、A特性の音圧レベルも精度よく予測できることが明らかになった。

* 原稿受付 2000年3月16日。

^{*1} 正員, 長崎大学工学部(〒852-8521 長崎市文教町1-14)。^{*2} 正員, ダイキン工業(株)(〒591-8022 堺市金岡町1304)。

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

2. おもな記号

- A_r : 入口/出口面積比 $= (\pi D_m^2/4)/(\pi D_2 h)$
 a_o : 音速 m/s
 B : 羽根枚数
 C : 翼弦長 m
 D : 後流の幅 m
 D_1 : 羽根車内径 m または mm
 D_m : 口金内径 m または mm
 D_2 : 羽根車外径 m または mm
 ΔD_A : 面積比に基づく後流の幅 m または mm
 ΔD_S : 滑りに基づく後流の幅 m または mm
 d : 代表寸法 m
 E : 音響出力 W
 f : 周波数 Hz
 h : スパン長さ m
 $K_s(A)$: A 特性の音圧レベルに基づく比騒音レベル dB
 $K_s(L)$: L 特性の音圧レベルに基づく比騒音レベル dB
 L : 軸出力 W
 N : 回転数 rpm
 p : 音圧 Pa
 p_o : 最小可聴音圧 Pa
 Q : 流量 m^3/s
 r : 音源と観測点間の距離 m
 $SPL(A)$: A 特性に基づく音圧レベル dB
 $SPL(L)$: L 特性に基づく音圧レベル dB
 S' : ストローハル数
 t : ピッチ m または mm
 U_1 : 羽根車入口における周速度 m/s
 U_2 : 羽根車出口における周速度 m/s
 V : 絶対速度 m/s
 V_r : 半径方向速度 m/s
 V_{u2} : 絶対速度の周方向速度成分 m/s
 V_{u2th} : 絶対速度の理論周方向速度成分 m/s
 W : 相対速度 m/s
 W_1 : 入口相対速度 m/s
 W_2 : 出口相対速度 m/s
 z : スパン方向の距離 m
 β_1 : 相対流入角 °
 β_2 : 相対流出角 °
 $\Delta\beta_2$: 相対流出角の変化量 °
 $\Delta\beta_A$: 面積比に基づく相対流出角の変化量 °
 $\Delta\beta_B$: 境界層に基づく相対流出角の変化量 °
 $\Delta\beta_S$: 滑りに基づく相対流出角の変化量 °

- γ_1 : 設計入口角 °
 γ_2 : 設計出口角 °
 δ^* : 境界層の排除厚さ m
 η : 送風機の総合効率
 λ : 動力係数
 μ : 滑り係数
 ρ : 空気密度 kg/m^3
 ϕ : 流量係数
 ψ : 圧力係数

3. 乱流騒音発生モデル

3・1 乱流騒音の基礎式 送風機から発生する乱流騒音の音響出力 E は深野らにより次式で表される⁽²⁾.

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

ここで B は動翼枚数, ρ は空気密度, D は後流の幅, W は相対速度, z はスパン方向の距離, a_o は音速である. また, 式(1)における速度 W は, 本研究では入口相対速度と出口相対速度を用いて得られる幾何平均速度 W_m で与えた.

スクロールレス遠心送風機の場合には, 全音響出力が観測点側へ放射される⁽⁵⁾. したがって音響出力 E と観測点の音圧 p とは次のように関係付けられる⁽⁵⁾.

$$E = 4\pi r^2 \bar{p}^2 / (3\rho a_o \cos^2 \theta) \dots\dots\dots (2)$$

ここで r は音源と観測点との距離で, 実際には入口ノズル端からマイクロホンまでの距離である. また θ は音源を中心として送風機の軸中心と観測点とのなす角で, 本実験では 0° である. 以上の関係を基に, 次式より観測点の音圧レベル (SPL) が求まる⁽²⁾⁻⁽⁵⁾.

$$SPL = 10 \log_{10} (\bar{p}^2 / p_o^2) \dots\dots\dots (3)$$

ここで p_o は最小可聴音圧で 0.00002 Pa である.

3・2 渦放出の周波数 一様流中に置かれている翼の後縁から放出される渦の周波数に関して, 林らは代表寸法 d として後流の深さの半分の位置における幅, すなわち半値幅を与えれば, 渦放出周波数の実験値と計算値とがよく一致することを示している⁽⁷⁾. 一方, 本研究では3・3節に定義する後流の幅 D を用いると, d は後流の幅 D の0.6倍であることが明らかになった. このことを勘案すれば, 本研究の場合, 渦放出周波数 f は次式で与えられる.

$$f = StW/d = 0.2W/(0.6D) = W/(3D) \dots\dots\dots (4)$$

3・3 後流の幅 さて上述の理論式を実際の送風機に適用する場合, D を決定する必要がある. 流れが, 翼面に沿って流れている場合には, 後流の幅 D は両面に発達する境界層排除厚さ δ^* と翼後縁の厚さ

D_t との和で表されるであろう。しかしながら流れは滑りや羽根車の入口/出口面積比(以下では面積比と略記)の影響を受ける。前者は羽根枚数無限の場合に比べて流出角が増加するため後流の幅は ΔD_s だけ増加する。一方、面積比の影響としては面積比が小さくなるとスパン方向に流れの変化が大きくなり、前面シュラウド近傍の流れははく離するようになる⁽⁵⁾⁽¹⁰⁾。このため、後流の幅は ΔD_A だけ増加するので、羽根後縁における後流の幅は次のように与えられる。

$$\begin{aligned} D &= D_t + 2\delta^* + \Delta D_A + \Delta D_s \\ &= D_t + 0.093 CR_c^{-0.2} + \Delta D \cdots \cdots (5) \end{aligned}$$

ここで Re_c は翼弦長に基づくレイノルズ数で、 ΔD は流れの滑りに起因する後流の幅の増加量 ΔD_s と面積比に起因する後流の幅の増加量 ΔD_A との和である。つまり面積比が1で、羽根枚数が無限の場合には全スパンにわたって図1に示すように主流は太い破線Lで示す方向に流れるが、羽根枚数と面積比の影響によって主流の流出角が $\Delta\beta_2$ だけ変わると流れは点Aではく離して破線Lの方向から実線Mの方向へ変わる。その結果として ΔD だけ後流の幅の増加をもたらすと仮定しているのである。

3.4 ΔD の決定方法 図1のように翼まわりの流れをモデル化とすると ΔD は次式で与えられる。

$$\Delta D = C' \tan(\Delta\beta_A + \Delta\beta_s) = C' \tan(\Delta\beta_2) \cdots \cdots (6)$$

ただし $\Delta\beta_2 = \Delta\beta_A + \Delta\beta_s$ で、 $\Delta\beta_A$ は面積比による流出角の変化量、 $\Delta\beta_s$ は滑り係数による変化量である。また、 C' は、実線Mに平行な線が翼の負圧面に接する点A(流れ方向に投影したときの最大厚み点)から翼後縁までの距離とした。すなわち、流出角の変化量 $\Delta\beta_2$ により後流の幅の増加量 ΔD が求まる。

滑り係数 μ は羽根枚数、羽根車の入口・出口直径比および設計出口角が与えられれば計算できる⁽⁸⁾。一方 μ は、羽根枚数有限と無限のときの羽根出口絶対速度の周方向の速度比でもある。

$$\mu = V_{u2}/V_{u2th} \cdots \cdots (7)$$

これらを参照すれば、羽根枚数有限と無限の場合の羽根車出口速度三角形を求めることができるので両者の流出角の差として $\Delta\beta_s$ が求められる。

本節では面積比が流出角を増加させることについて、過去の実験から前面シュラウド側で流れが翼に沿わなくなり、その傾向が面積比の減少とともに大きくなる結果を得た⁽⁶⁾。このことを基に流出角の増加量 $\Delta\beta_A$ の整理式として試行錯誤の結果から次式を求めた。

$$\tan(\Delta\beta_A) = (z/h)(1 - A_r)/2 \cdots \cdots (8)$$

ここで h はスパン長さ、 A_r は羽根車入口/出口の面積

Fig. 1 Definition of wake width components

比で、 $1 \geq A_r$ とした。

3.5 相対速度の決定法 羽根入口では流れは入口設計角 γ_1 で羽根に流入し、羽根出口の流れは境界層厚さ δ^* と面積比および滑り係数の影響を受けて流出するものと仮定した。このような仮定に基づけば、入口相対速度 W_1 および出口相対速度 W_2 は式(9)、(10)で与えられる。

$$W_1 = [V_{r1}^2 + U^2]^{1/2} \cdots \cdots (9)$$

$$W_2 = V_{r2} / \cos(\gamma_2 + \Delta\beta_B + \Delta\beta_2) \cdots \cdots (10)$$

$$\Delta\beta_B = \arctan(\delta^*/C') \cdots \cdots (11)$$

ここで V_{r1} と V_{r2} はそれぞれ羽根車入口と出口の半径方向速度であり、 γ_2 は設計出口角、 $\Delta\beta_B$ は境界層厚さに基づく流出角の増加量である。また、流出角は $\beta_2 = \gamma_2 + \Delta\beta_B + \Delta\beta_2$ となる。したがって $\Delta\beta_2$ は後流の幅 D と出口相対速度 W_2 の両者に影響を及ぼすことになる。

3.6 A特性における音圧レベルの推定法 相対速度と後流の幅が与えられれば、スパン方向の位置 z における周波数 f とL特性の音圧レベルが式(4)と式(3)から求められる。L特性の全帯域騒音は位置 z の音響出力の総和である。一方、A特性の音圧レベルはL特性の値に聴感補正を施したものである。したがって周波数とL特性の音圧レベルがわかれば、補正曲線⁽¹¹⁾を用いて各周波数ごとのA特性の音圧レベルが求められる。A特性の全帯域騒音はこれらの音を合成したものとして求めることができる。

4. 実験装置および方法

騒音測定用および空力特性用の実験装置の詳細は文

Table 1 Main dimensions of the impellers

Impeller	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5
B	7	7	7	7	7
h mm	90	45	50	90	90
D_2 mm	450	250	250	340	380
D_1 mm	330	184	183.3	240	296
D_m mm	350	194	194	240	296
C mm	130	70	72.2	110.5	110.5
t mm	201.9	112.1	112.1	152.5	170.4
A_r	0.756	0.836	0.752	0.470	0.640
γ_2 deg.	33.3	34.2	33.3	35.1	34.4

(a) No. 1 Impeller (b) Schematic diagram of impeller

Fig. 2 Test impeller

献(5)に記してあるので省略する。

本研究では No. 1~5 の 5 種類の羽根車を使用した。図 2(a) に No. 1 羽根車を例示する。本研究で用いた 5 種類の羽根車はいずれも翼断面が翼形をした三次元翼で構成されており、羽根枚数は 7 枚である。No. 1 羽根車は外径 $D_2=450$ mm, 内径 $D_1=330$ mm, スパン長さ $h=90$ mm, 羽根車入口/出口面積比 $A_r=0.756$ のものである。一方, No. 2 羽根車は外径 250 mm, 内径 184 mm, スパン長さ 45 mm, 羽根車入口/出口面積比 0.836 を有している。No. 3 羽根車は No. 1 羽根車の寸法を 5/9 に縮小した相似な羽根車である。図 2(b) にはその概要が示されている。羽根車の主要な諸元を表 1 に示す。ただし, 出口角 γ_2 はスパン中央における値である。

回転数は No. 1 羽根車が 640 rpm, No. 2 羽根車と No. 3 羽根車の回転数は周速度が No. 1 羽根車の周速度と等しくなるように 1150 rpm に設定した。これらの羽根車が設置されている送風機を, 以下では No. 1, 2, 3 送風機と呼ぶ。なお, No. 4 と No. 5 羽根車は面積比 A_r が 0.47 と 0.64 であり, 面積比の影響を調べるために用いた。これらの羽根車の回転数は, 周速度が No. 1 羽根車と等しくなるように設定した。

5. 実験結果および考察

5.1 特性曲線 図 3 はスクロールレス遠心送風機の特性の一例として No. 2 羽根車の結果を示したものである。図 3 中の ϕ 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,

Fig. 3 Characteristic curves

式(12)で定義されている。また, 図 3 中の $SPL(A)$ は騒音計の A 特性における全帯域音圧レベルを, $K_s(A)$ は A 特性の音圧レベルに基づく比騒音レベルで式(13)で与えられる。

$$\phi = 2P_s / \rho U_2^2, \quad \phi = Q / \pi D_2 h U_2$$

$$\lambda = 8L / \pi \rho D_2 h U_2^3, \quad \eta = \phi \phi / \lambda \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$K_s(A) = SPL(A) - 10 \log_{10}(Q \cdot P_s^2) + 2 \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここで P_s は静圧 (Pa), U_2 は羽根車外縁の周速度 (m/s), Q は流量 (m^3/s), D_2 は羽根車直径 (m), L は電動機の軸出力である。最高効率は流量係数 $\phi=0.22$ でおおよそ $\eta=65\%$ の値をとっている。 $SPL(A)$ と $K_s(A)$ は最大流量点から流量が減少するにつれて次第に減少し, 最高効率点近傍で極小値をとった後, 締切点へ向かって次第に増加する傾向を示す。

このような傾向を示す原因として, 最高効率点近傍を境にして, この点より流量が増えるにしたがって負の迎え角が増大するが, 一方, 流量が減少するにつれて正の迎え角が増加することが原因と考えられる。 K_s が最大流量点と締切の極近傍で急激に増加するのは前者は静圧が零に近づき, 後者は流量が零に近づくためである。これらの特性は, 他のいずれの送風機においても同様である(図省略)。

5.2 後流の幅 図 4 は直径 250 mm, スパン長さ 45 mm の No. 2 送風機の最高効率点近傍における後流の幅の実測値(☆印)と予測値(○印)との比較の一例を示したものである。後面シュラウドから前面シュラウドへ向かって後流の幅 D はわずかに増加する傾向が見られる。この傾向は他の送風機に関しても同様である。また, 後流の幅の予測値は実測値よりわずかに低い, このずれが騒音に及ぼす影響を式(1)から見積もれば, 約 0.5 dB となり, これが全帯域騒音に

Fig. 4 Comparison of width of wake between measured and predicted values

Fig. 5 Comparison of relative velocity between measured and predicted values

及ばず影響は小さい。なお、他の送風機についても同程度の精度で後流の幅の予測結果が得られた(図省略)。

5・3 相対速度 図5は、各送風機の相対速度のスパン平均値の実測値と予測値との比較を示したものである。音響出力は相対速度の六乗に比例するので、音圧レベルを精度よく予測するためには相対速度を精度よく予測することが肝要である。図5中の白抜きの棒グラフと黒塗りの棒グラフはそれぞれ予測値と実測値である。いずれの送風機に関しても両者は非常によく一致していることがわかる。

5・4 全帯域騒音 図6(a), (b)は乱流騒音の全帯域音圧レベルの実測値と予測値の比較を行ったものである。図6中の○印, △印, □印, ▽印, ◇印はそれぞれNo.1, 2, 3, 4およびNo.5送風機における結果である。45°の太い実線は実測値と予測値とが一致した点を結んだ線であり、細い実線は±2 dBの誤差を示す線である。図6(a)はL特性の結果である。一方、図6(b)はA特性の結果である。全帯域音圧レベルの実測値と予測値とはL特性, A特性のいずれもほぼ±2 dB以内の精度で一致することがわかる。これ

(a) With L-weighting function

(b) With A-weighting function

Fig. 6 Comparison of sound pressure level measured and predicted values

らのことより、本研究で用いた騒音の予測式はほぼ妥当であると考えられる。

6. 予測値の検討

6・1 後流の幅 図7は後流の幅のスパン平均値に及ぼす滑り係数(○印)、面積比(△印)および境界層(□印)の影響を、●印はこれら3因子に基づく後流の幅の総和を示したものである。図7(a)は羽根枚数 B が7枚の、図7(b)は35枚の結果である。この場合のモデルはNo.2ファンで、内径を変えることによって面積比を変化させている。以下の予測値に関しては、流量係数が0.22(最高効率点)、回転数が1150 rpmの一定として計算している。この図7から、境界層の影響は前二者に比べて非常に小さいこと、羽根枚数 B が増加すれば、流れが羽根に沿うようになるため滑りによる影響は小さくなること、面積比 A_r が小さくなるにつれて後流の幅は急激に増加すること、などがわかる。また、●印で示される後流の幅の総和は羽根枚

Fig. 7 Effects of area ratio on width of wake

Fig. 8 Effects of area ratio on relative velocity

数 B が多くなるほど、面積比 A_r が 1 に近づくほど小さくなる。

6・2 相対速度 図 8 は面積比が幾何平均相対速度のスパン平均値に与える影響を示したものである。図 8 に見られるように、面積比によらず羽根枚数 B が多いほど幾何平均相対速度は小さくなる。これは羽根枚数が多くなるにつれて流れが羽根面に沿うようになるためである。また、面積比 A_r が 0.4 近傍までは面積比による影響はほとんどないといえる。これは内径が小さくなるにしたがって入口相対速度は小さくなるものの、出口相対速度は逆に大きくなるためである。

6・3 全帯域騒音 図 9(a), (b) は面積比による

Fig. 9 Effects of area ratio on SPL

全帯域乱流騒音の変化を、それぞれ L 特性と A 特性に基づく全帯域乱流騒音について示したものである。L 特性に関しては、羽根枚数によらずほぼ一致している。これは羽根枚数が多くなると、図 8 に示すように相対速度 W_m が小さくなり、図 7 から後流の幅も狭くなって、乱流騒音が 3 dB 程度減少するが、一方で羽根枚数が倍になったことで、3 dB の増加をもたらした、両方の効果が相殺されるためである。したがって、両者の差は見られなくなる。

面積比が小さくなるにつれて、音圧レベルが高くなる傾向が見られる。これは、面積比の減少により、後流の幅が増加するためである。一方、A 特性に基づく騒音は、面積比が小さくなるにつれて低下する傾向にある。また、全面積比にわたって羽根枚数が少ないほうが低くなっている。これは面積比および羽根枚数の減少が、後流の幅を広くし、騒音の発生周波数が低周波数側に寄ること、さらに音響出力が羽根枚数に比例することによっている。

送風機的设计条件として、送風機流量、圧力、回転数などが与えられると、それらの条件に適切な面積比と羽根枚数を決定することができる。騒音の面から考えると羽根車外径を一定にすると仮定すれば、図

(a) With L-weighting function

(b) With A-weighting function

Fig. 10 Effects of area ratio on K_s

9(a)より、面積比が増加すればL特性での音圧レベルは多少低下するが、図9(b)のA特性では逆に増加する。また、羽根枚数を少なくすると、L特性での音圧レベルはほとんど変わらない。一方、A特性の音圧レベルは低くなる(図[9(b)])。したがって、一概にどちらが有利であるとはいえないが、送風機のうるさがA特性で評価されていることを勘案すれば、面積比は0.8程度とし、羽根枚数は少なくしたほうが静音の面からはよいと考えられる。

騒音の評価の一つに音圧レベルに圧力と流量を加味した式(13)で定義される比騒音レベル K_s がある。このレベルが低いほど良好な送風機あるいは静音の送風機といわれている。

図10は面積比が比騒音レベル K_s に及ぼす影響を示したものである。この場合送風機流量は最高効率点の流量($\phi=0.22$)を、圧力は全圧 p_T を用いている。面積比が変われば、音圧レベルが変化するばかりでなく、相対流出角も変化するため絶対速度の周方向成分 V_{u2} が変わり、全圧 p_T も変化するようになる。ただ、この場合の各面積比における比騒音レベルの計算は最高効率点で行っている。この場合は図10(b)に示す

ように比騒音レベルの実験値と予測値はよく一致しており、翼による圧力損失の影響は小さいと考えて無視して予測値の計算を行っている。しかし精度よい予測を行うには翼面上の圧力損失を考慮する必要がある。

図10(a), (b)はそれぞれL特性とA特性の音圧レベルに基づく比騒音レベルを羽根枚数 B をパラメータに採って示したものである。図10(a)から、比騒音レベル $K_s(L)$ は面積比が0.8近傍で最小となっている。また、羽根枚数が多いほど低くなっている。L特性の音圧レベルと $K_s(L)$ を比較すると、羽根枚数が多いほど後者がレベルは低くなっている。これは羽根枚数が多いほど全圧が高くなることによっている。

一方、図10(b)の $K_s(A)$ から、羽根枚数が多いほど、面積比が大きいほど比騒音レベルは高いことがわかる。音圧レベル[図9(b)]と比騒音レベルに関して、羽根枚数による差を比較すれば、後者のほうが差が小さくなっている。これは前述したように、羽根枚数が増加するにしたがって滑りが減少し、全圧が高くなるためである。 $K_s(A)$ の面からは羽根枚数を少なくして、面積比を小さくしたほうが有利であると思われる。しかしながら、面積比の減少は損失の増大を招く。また一定圧力を要する場合には、後者の場合には回転数を上げなければならない場合がある。回転数を5%増加させれば、 K_s は約2dB増加することを考慮して羽根枚数を選択すべきと考える。

図10(b)には黒丸印で実験値も併記している。本実験では実験値は1点しかないが、この実験に関する限り実験値と予測値との差はほぼ1dB以内であり、よい精度で比騒音レベルの予測ができています。

7. 結 言

本研究では、遠心送風機の乱流騒音の予測式の誘導とA特性の騒音の予測法についての検討を行った。この式の妥当性を羽根車の入口/出口面積比について調べるために、5種類の羽根車の実験を行い、解析結果と比較した。併せて、面積比と羽根枚数が騒音に及ぼす影響について予測した。得られた結論は以下のとおりである。

(1) 本研究で導入した乱流騒音の予測式を用いれば、L特性およびA特性の両特性における全帯域騒音をほぼ ± 2 dB 以内の精度で予測できる。

(2) 本研究で誘導した後流の幅と相対速度の式を用いれば後流の幅と平均相対速度が精度よく予測できる。

(3) 面積比を変化させた場合、後流の幅は面積比

が小さくなるにしたがって増加する。後流の幅に与える各因子の影響として、羽根枚数が少ないほど滑りによる影響が大きくなるが、面積比や境界層の影響は羽根枚数が変わっても大きな変化はない。面積比が小さくなるにしたがって面積比に基づく後流の幅は急激に増加する。

(4) 面積比が小さくなるにしたがって L 特性に基づく音圧レベルは増加するが、A 特性に基づく音圧レベルは逆に低下する。

(5) L 特性に基づく比騒音レベル $K_s(L)$ では羽根枚数が少ないほどレベルが高く、 $K_s(A)$ では逆に羽根枚数が少ないほうが低い。したがって、 $K_s(A)$ で評価する場合には、羽根枚数を少なくして面積比を小さくしたほうが有利である。

おわりに、本研究に協力いただいた長崎大学大学院学生の野口敦弘、学部学生の鬼塚靖之、中村栄孝の諸氏に謝意を表す。

文 献

- (1) 妹尾泰利・児玉好雄, 低圧軸流送風機の騒音に関する研究, 機論, **39**-320 (1973), 1246-1254.
- (2) Fukano, T., Kodama, Y. and Senoo, Y., Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans [I: Modeling of the Turbulent Noise], *J. Sound Vib.*, **50**-1 (1977), 63-74.
- (3) 深野徹・児玉好雄・高松康生, 低圧軸流送風機の乱流騒音について(第2報: 動翼枚数, 翼弦長およびそりが騒音に与える影響), 機論, **43**-375 (1977), 4168-4176.
- (4) 児玉好雄・深野徹, 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) 児玉好雄・林秀千人・佐柳恒久・木下敏治郎, スクロールレス遠心送風機の騒音に関する研究(羽根前縁と口金壁面間の距離, ペルマウス出口形状および口金すきまの影響), 機論, **63**-613, B (1997), 3025-3032.
- (6) Sharland, I. J., Sources of Noise in Axial Flow Fans, *J. Sound Vib.*, **1**-3 (1964), 302-322.
- (7) Hayashi, H., Kodama, Y., Sasaki, S. and Fukano, T., Wake Vortices and Turbulent Noise from Two Dimensional Bodies in Flow, *Proc. Eng. Aero-Hydroelastic. 3rd Int. Conf.*, (1999), 187-192.
- (8) 生井武文, 遠心・軸流送風機と圧縮機, (1968), 109, 朝倉書店.
- (9) 秋下貞夫・森主憲・梅田吉邦, 後流うず騒音と翼面圧力変動の相関について(鈍い後縁を持つ翼形の実験), 機論, **44**-387, B (1978), 3979-3805.
- (10) Kind, R. J. and Tobin, M. G., Flow in a Centrifugal Fan of the Squirrel-Cage Type, *Trans. ASME*, **112** (1990), 84-90.
- (11) 日本機械学会編, 機械工学便覧, 流体機械 B 5 編, B 5-25 (1989).