

翼付き多層円板ファンの圧力係数と乱流騒音予測

児玉好雄*・林秀千人*
濱田靖夫**・田中清裕*
原賀久人***・赤松克志***

Prediction of Pressure Coefficient and Turbulent Noise
of Bladed Multiple-Disk Fans

by

Yoshio KODAMA*, Hidechito HAYASHI*, Yasuo HAMADA**,
Kiyohiro TANAKA*, Hisato HARAGA*** and Katsushi AKAMATSU***

We introduced theoretical formulae in order to predict the noise and the pressure head of bladed multiple-disk fans and verified the validity of these formulae by experiment. In present investigation, we assumed that the characteristics of the fans could be consisted of two parts; one is the disks and another is the blades, and that the total pressure head and the sound pressure level could be estimated by the sum of these parts. Assuming the noises due to the turbulent boundary layer on the disk surface and the vortex shedding from the trailing edge of a blade were independent of each other, the sound power estimation was carried out. In this paper, it was examined the effects to the aerodynamic characteristics and the fan turbulent noise of parameters; the span length of the blade, the number of blades, the inner radius of impeller and the setting angle of the blade. Moreover, the comparison between the theoretical and the experimental values was tried. The agreement between the theoretical and the experimental results was fairly well.

1. 緒言

従来の円板ファン（層流ファン）の流体力学的特性と騒音特性の改善を目的として、著者らは円板と円板の間にスパン長さが0.7~2.8mmの翼を多数設置したファンを製作し、これを翼付き多層円板ファンと名付けた。翼付き多層円板ファンは直径および回転数が等しい通常の遠心ファンに比べ、流量が後者より多少少ないという短所があるものの、騒音や比騒音レベルが低い長所を有する。著者らはすでに翼付き多層円板ファンの流体力学的特性と騒音特性におよぼす影響について実験的に調査し、(1)翼を付けることによって流

量、圧力および全圧効率が大幅に高められること、(2)翼付き多層円板ファンは翼無し多層円板ファンに比較して騒音は多少高いが流量が増加し、圧力が上昇するため比騒音レベルは低下すること、(3)心配される舌部と翼との干渉騒音¹⁾は問題無い程度に抑えることができること²⁾、翼取付角 ξ が大きいほど全圧ヘッドは増加するが全帯域騒音も増加するので、比騒音レベルで比較した場合 $\xi=35^\circ$ 近傍に最適取付角が存在すること、翼枚数については12枚から24枚が望ましいこと³⁾などを明らかにした。また、騒音の発生源は円板面上の乱流境界層の圧力変動^{4),5)}や翼後縁の後流⁶⁾⁻⁸⁾であるこ

平成6年4月27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)

*** 東陶機器商品研究所 (TOTO Co., Ltd.)

とを示唆するデータを得た。

本報では、翼付き多層円板ファンの揚程と騒音は両者とも円板と翼に因るものの和として表されるものと考えて翼付き多層円板ファンの揚程と乱流騒音の予測式を導くとともにその式の妥当性を検討した。

2. おもな記号

- A : 無次元流量 ($q/\nu r_i^2$)
 A_o : 無次元流量 ($q/\nu r_o^2$)
 B_B : 2枚の円板間の翼枚数
 B_D : 円板枚数
 D_e : 円板肉厚 mm
 f : 周波数 Hz または速度比
 H_T : 全圧ヘッド mmAq, m 空気柱
 K_{mB}, K_{mD} : 係数
 L : 軸動力 w
 L_{BR} : 翼後縁と舌部との半径距離 mm, m
 L_i : 翼前縁と円板内縁との距離 mm, m
 L_T : 翼後縁と円板外縁との距離 mm, m
 N : 回転数 rpm
 Q : ファン流量 m^3/s
 q : 2枚の円板間の流量 m^3/s
 r : 任意半径 mm, m
 r_i : 羽根車入口半径 mm, m
 r_o : 羽根車出口半径 mm, m
 $SPL(A)$: A特性の全帯域音圧レベル dB
 $SPL(L)$: L特性の全帯域音圧レベル dB
 u_0 : 羽根車外縁の周速度 m/s
 u_1 : 翼入口の周速度 m/s
 u_2 : 翼出口の周速度 m/s
 V_1 : 翼入口の絶対速度 m/s
 V_2 : 羽根車出口または翼出口の絶対速度 m/s
 W_1 : 翼入口の相対速度 m/s
 W_2 : 羽根車出口または翼出口の相対速度 m/s
 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_2 : 相対流出角
 δ_D : 2枚の円板間の間隔 mm
 η_T : 全圧効率
 ξ : 取付角度
 θ : 絶対流出角度
 ν : 動粘性係数 m^2/s
 ϕ : 圧力係数 ($=2gH_T/u_0^2$)
 ω : 角速度 rad/s

3. 揚程と乱流騒音の予測式

3.1 揚程の予測式

著者らは多層円板ファンの全圧上昇量 H_{thD} の予測式を次式で与えている⁹⁾。

$$H_{thD} = \frac{K_{mD}^2 r_i^2 \omega^2}{g} \left[\int_1^{R_o} f R^2 \frac{df}{dR} dR + 2 \int_1^{R_o} R f^2 dR \right] - \Delta H_i \quad (1)$$

ここで f は速度比, K_{mD} はシュラウドすきまからの流れ流れや流体の周方向速度の非一様性などの影響を含む係数, ΔH_i は全損失ヘッドでそれぞれ式(2), 式(6)および式(3)で与えられる。また, r_i, ω, g はそれぞれ羽根車内半径, 角加速度および重力加速度, $R = r/r_i, R_o = r_o/r_i$ である。

$$f = \frac{\overline{V_{uth}}}{u} = 1 - \frac{(3-5n^2)A}{60(1-n^2)\pi} \left(\frac{r_i}{r} \right) + \left\{ \frac{(3-5n^2)A}{60(1-n^2)\pi} - 1 \right\} \left(\frac{r_i}{r} \right) \exp \left[\frac{60(1-n^2)\pi}{(3-5n^2)A} \left\{ 1 - \left(\frac{r}{r_i} \right)^2 \right\} \right] \quad (2)$$

$$\Delta H_i = \Delta H_{in} + \Delta H_f + \Delta H_d \quad (3)$$

ここで $A, n, \overline{V_u}, u$ はそれぞれ無次元流量, 速度勾配が零となる点と円板間隔との比⁹⁾, 絶対速度の円周方向分速度の平均値, 円板の周速度である。また $\Delta H_{in}, \Delta H_f, \Delta H_d$ はそれぞれ入口損失ヘッド, 摩擦損失ヘッド, 拡大損失ヘッドである⁹⁾。

一方, 翼による全圧上昇量 H_{thB} は翼入口で絶対速度が半径方向に流入すると仮定すれば式(4)で与えられる。

$$H_{thB} = (K_{mB})^2 u_2 \overline{V_{u2}} / g \quad (4)$$

ここで K_{mB} は2枚の円板上に発達する境界層の影響を含む係数, u_2 は翼後縁の周速度, $\overline{V_{u2}}$ は翼出口における絶対速度の円周方向分速度である。翼付き多層円板ファンの理論全圧ヘッドは円板によるものと翼によるものとの和であると仮定すれば, 式(5)で表わされる。

$$H_{th} = H_{thD} + H_{thB} \quad (5)$$

3.2 係数 K_{mD} と K_{mB} の予測

K_{mD} や K_{mB} を理論的に定めることは非常に困難である。したがって, 本研究ではそれらの係数を試行錯誤して実験的に式(6)と式(7)で定めた。

$$K_{mD} = 0.1(L_R/L_C)(u_0/a_o) \log_{10}(A_o + 1.0)$$

$$+0.78/e^{1.4\alpha} \quad (6)$$

$$K_{mb}=0.75\{1.0-(2\delta_r^*/\delta_b)\} \quad (7)$$

ここで L_R , L_c , u_0 , a_0 , A_0 , α はそれぞれ羽根車の軸長, ケーシングの通路幅, 羽根車外縁の周速度, 音速, 無次元流量, スクロールの広がり角である. δ_r^* と δ_b は羽根車出口における境界層の排除厚さ, 2枚の円板間の隙間である.

3. 3 乱流騒音の予測式

多層円板ファンの乱流騒音の音響出力 E_D は式(8)で与えられる¹⁰⁾.

$$E_D(\omega)=1.3B_D \cdot 10^{-3} \rho \delta_r r_m (5.6\sin\beta+0.7\cos\beta) W^3 M^3 \int_{\omega_t}^{\omega_u} (1/\omega) d\omega \quad (8)$$

ここで B_D , ρ , δ_r , W , M , r_m , ω はそれぞれ円板枚数, 空気密度, 円板後縁における境界層の排除厚さ, 相対速度, マッハ数, 円板環状部の平均半径, 壁面圧力変動の角周波数である. また適応最大角周波数 ω_u と最小角周波数 ω_t はそれぞれ $\omega_u=2\pi f < 0.6W/\delta_r$, $\omega_t=(5.6\sin\beta+0.7\cos\beta)/(r_o-r_i)$ に従うものとして定めた.

一方, 翼後縁の渦放出に基づく乱流騒音 E_B は式(9)で与えられる⁶⁾⁻⁸⁾.

$$E_B=\pi\rho B_B \int_{SPAN} DW^6 dh / (4800a_0^3) \quad (9)$$

ここで B_B , D , h , a_0 はそれぞれ翼枚数, 翼後流の幅, スパン方向の距離, 音速である. それぞれ独立した音源と仮定すれば, 翼付き多層円板ファンから発生する全音響出力として式(10)を得る.

$$E=E_D+E_B \quad (10)$$

羽根車から放射される騒音は双極子型であることを考慮すれば, 羽根車から Z 離れた回転軸上の点における音圧 p と音響出力 E との関係は次式で表わすことが出来る.

$$E=8\pi Z^2 p^2 / (3\rho a_0) \quad (11)$$

音圧レベル SPL は最小可聴音圧を $p_0(=0.00002\text{Pa})$ とすれば式(12)で表わされる.

$$SPL=20\log_{10}(p/p_0) \quad (12)$$

4. 実験装置および方法

Fig. 1 は送風機の羽根車周りの流動様相と騒音特性を測定する際の実験装置を示したものである. 吸入口には JIS 規格に従って製作した内径144mm, 長さ65

mm の入口ノズルが取付けられており, 吐出側には内径75mm, 長さ1115mm の吐出管が設けられている. この管には JIS 規格に従って整流格子, 静圧孔およびオリフィスが, また, 出口端には流量調整用のダンパが設けられている. 電動機騒音を遮断するために, 電動機は吸音材が内張りしてあるアルミニウム製の箱の中に入れた. この状態での電動機騒音は回転数が約3000rpm の場合で40dB (A) であり, ファンを取り付けた時より10dB 以上低いので, 電動機騒音は無視できる. 騒音測定は暗騒音が30dB (A) 以下の無響室で行った. 騒音測定位置は送風機の軸中心上で羽根車上面から1m 上流の点(遠距離場)である^{2),3)}. 騒音計からの出力は狭帯域のスペクトルアナライザで周波数分析され, 高速度レベルレコーダで記録された. なお, 無響室の遮断周波数はほぼ200Hz であるが, 200Hz 以下でも研究上差し支えない程度の音場を有している.

Fig. 2 は平行壁スクロールケーシングを示したものである. 広がり形状は対数らせん線, 広がり角 α は 3.6° とした. 図中の M1~M4 は羽根車出口の流動様相の測定場所である. この場所は羽根車半径より10mm 大きい半径の円周上に位置している. なお, 舌部と円板外縁との距離で定義される舌部すきまは5mm である.

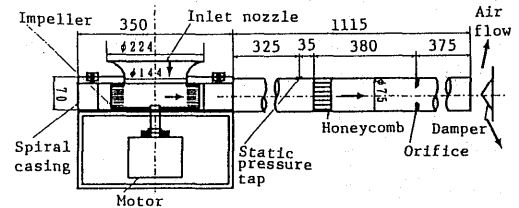


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

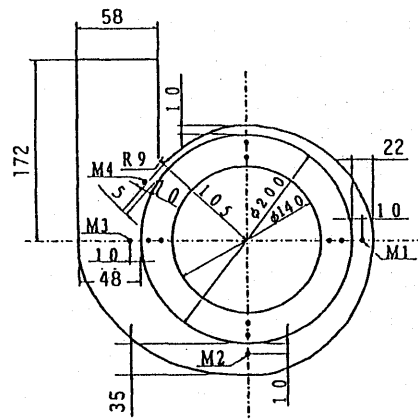


Fig. 2 Casing used in this experiment.

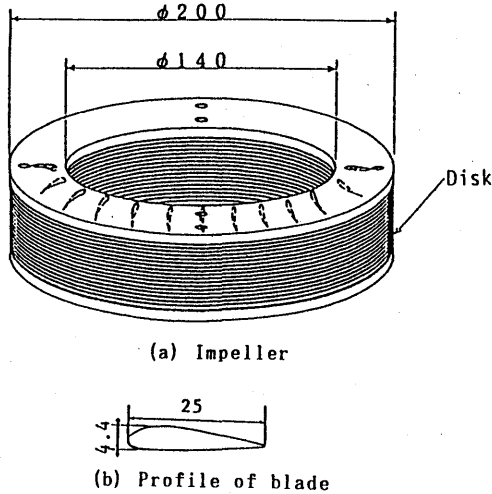


Fig. 3 Impeller used in this experiment.

Fig. 3 は供試羽根車の概要図を示したものである。羽根車は厚さ0.15mm、外径200mm、内径140mmのドーナツ状のアルミニウム製円板の間にスパン長さが0.7~2.8mm、最大厚み4.4mm、弦長25mmの翼形翼を挿入したものを多数重ね合わせたものから構成されている。翼は円板間に等ピッチ間隔に24枚が設置されている。本研究で使用している羽根車はすべて回転軸方向長さを40mmとし、シュラウドすきまはファン効率を考慮して2mmとした⁹⁾。供試羽根車には取付角 ξ （周方向からの角度）の影響を調べるためのものとして $\xi=90^\circ, 45^\circ, 35^\circ$ および 25° の4種類、円板厚み D_i の影響を調べるための $D_i=0.15, 0.3$ および 0.5 mmの3種類、円板内径 r_i の影響を調べるための $r_i=50, 70$ および 80 mmの3種類、翼枚数 BB の影響を調べるための $B_B=36, 24$ および 12 の3種類がある。代表速度に入口半径方向速度、代表長さに円板間隔を用いて表される入口レイノルズ数は最大で約500である。

5. 実験結果および考察

5.1 性能曲線

Fig. 4 は翼のスパン長さがファン特性に及ぼす影響を示したもので、○印、△印および□印はそれぞれスパン長さ δ_D が0.7mm, 1.4mm, 2.8mmの場合である。この図から全圧ヘッド H_T は δ_D が増加するにつれてほぼ全流量域で減少すること、ファン効率は流量 Q が約 $3 \text{ m}^3/\text{min}$ 以上で δ_D が大きい方が高くなることなどが判る。このことは δ_D が小さいと圧力上昇のほとんどは円板の仕事によるものであるが、 δ_D が大きくなると翼のする仕事が大きくなることを示唆している。こ

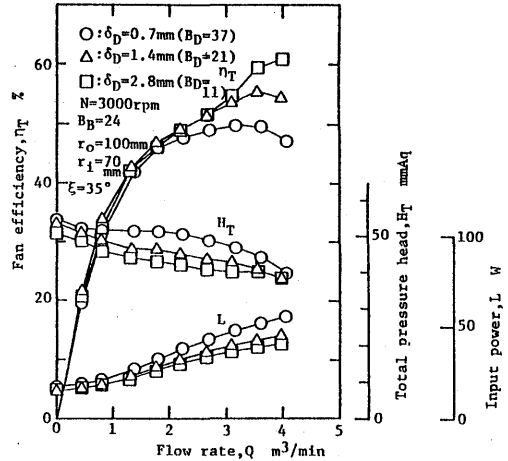


Fig. 4 Effects of span on characteristic curves.

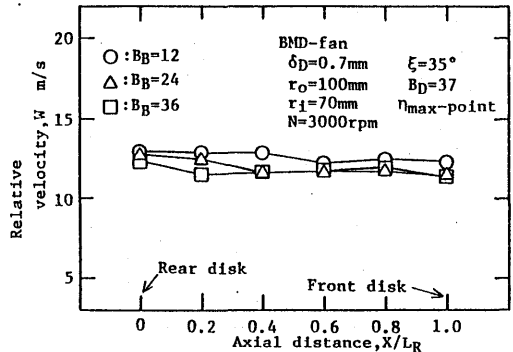


Fig. 5 Effects of number of blades on outlet relative velocity.

れはスパン長さが長いほど円板面上に発達する境界層の外側の比較的乱れの小さい部分が増え、翼による仕事が増加するためと考えられる。

5.2 羽根車出口の速度分布と後流の幅

Fig. 5 は羽根車出口の相対速度 W_2 に与える翼枚数 B_B の影響を最高効率点について示したものである。図中の○、△および□印はそれぞれ $B_B=12, 24$ および 36 の場合であり、それぞれ軸方向の各位置における側断面M1~M4 (Fig. 2参照)の4点の平均値を呈示している。この図において $B_B=12$ の場合が速度は多少大きいですが、 B_B が24と36とはほとんど変わらないことが示されている。ファン騒音が相対速度の6乗に比例することを考慮すれば、翼枚数を少なくすることは騒音の面からは好ましくないといえる。

Fig. 6 と Fig. 7 は Fig. 5 と同様のことを翼取付角 ξ

と羽根車内径 r_i について示したものである。相対速度は ξ が小さくなるにつれてわずかに増加する傾向が見られる。これは主として ξ が増加するにつれて翼に対する流れは半径向きになり、絶対速度が増加するが、半径方向速度の増加はわずかとなるためである。したがって乱流騒音の面からは相対速度の低い $\xi=90^\circ$ が望ましいと言える。一方 Fig. 7 に示すように羽根車内径が相対速度に及ぼす影響は無視できるほど小さい。

Fig. 8 は絶対座標系で計測した羽根車出口における速度変動波形の一例を翼枚数12枚、翼のスパン長さ δ_b が2.8mmの羽根車について示したものである。軸方向距離 X と羽根車軸方向長さ L_R との比が0.5近傍では12個の後流が明白に見られるが、前面円板 ($X/L_R=1$) 近傍後面 ($X/L_R=0$) 近傍では流れが非常に乱れており、主流と後流の区別が不明瞭になっている。 δ_b が1.4と0.7mmでは後流の拡散が翼上下の円板によって促進されるためさらに全体的に不明瞭になる。絶対座標系における後流の幅は Fig. 8 (c) に例示している

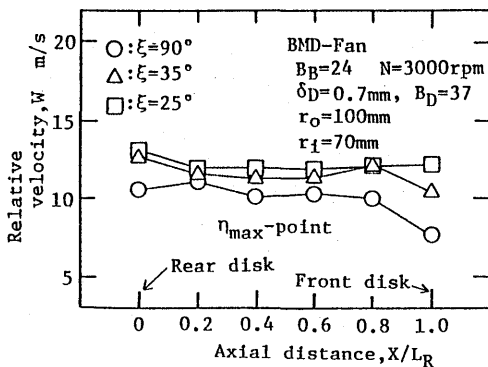


Fig. 6 Effects of setting angle of blade on outlet relative velocity.

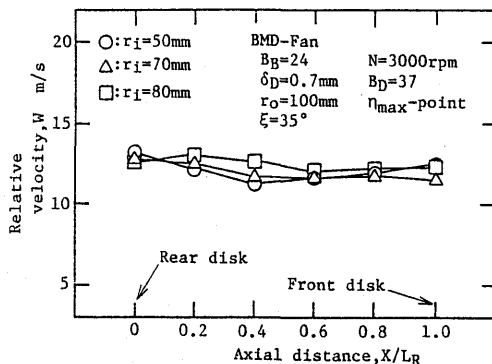


Fig. 7 Effects of inner radius of rotor on outlet relative velocity.

ように後流の高さの半分の位置における後流の幅 Da (半値幅という)の2倍とした。乱流騒音の予測式(9)に含まれる後流の幅 D は絶対座標系におけるものであるから、これを Da から翼出口における速度三角形を用いて算定した。 D と Da との関係は次式で与えられる⁹⁾。

$$D = 2Da \cos \beta_2 \quad (13)$$

Fig. 8 (a)や Fig. 8 (f)のように後流の判別がつきにくい場合には、流れが円弧状に流れると仮定して、流れと翼後縁を含む円との交点と翼後縁との間の円周方向距離として定めた。

5. 3 発生騒音

5. 3. 1 騒音のスペクトル分布

Fig. 9 は翼枚数が騒音のスペクトル分布に及ぼす影

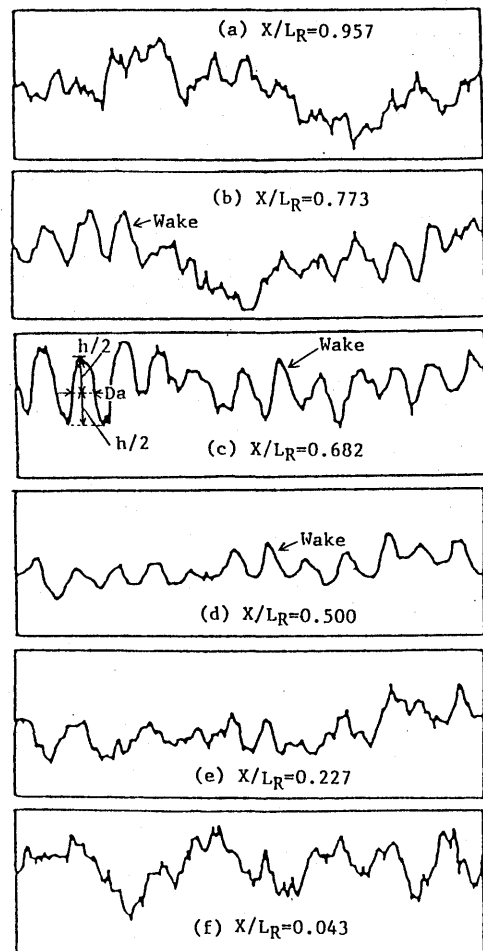


Fig. 8 Velocity fluctuation in the wake of a rotor.

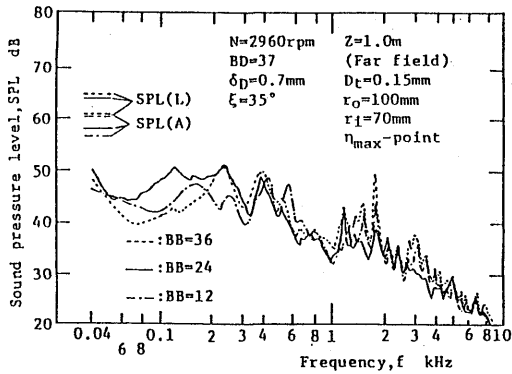


Fig. 9 Measured spectrum density distribution of fan noise (Effects of number of blades).

響を3種類の翼枚数について示したものである。Fig. 9中の破線、一点鎖線および実線はそれぞれ翼枚数 B_B が36, 12枚および24枚の結果である。なお、実験時の回転数は2960rpmである。全帯域騒音[SPL(L)]は B_B が36枚と24枚とでは大差ないが、12枚になると24枚に比べ3db減少しており、翼枚数に比例していることが判る。 B_B が36枚と24枚とでは大差ない理由はFig. 5に示したように後者に比べ前者が多少相対速度が低くなるほか、翼間の通路幅が狭くなり、翼同士が干渉し、音源の数が24枚と36枚とではほぼ同一となることが推測される。0.4~0.6kHzに盛り上がりが見られる騒音は翼無し多層円板ファン²⁾との比較から翼後縁から放出される渦によるものと考えられる。

5. 4 実験値と予測値との比較

5. 4. 1 圧力係数

本研究では圧力係数として $\psi = 2gH_r/u_0^2$ を用いて算出した。Fig. 10 (a)~(c)は翼無し羽根車の圧力係数に及ぼす円板間隔 δ_D の影響を流量について示したものである。図中の○印は実験値を、太い実線は式(1), (2), (3)および式(6)式から得られる理論値を連ねた線を、細い実線は±0.1平行移動した線である。この図から δ_D が0.7mmの場合は理論値と実験値は±0.1以内の精度でよく一致しているが、これより δ_D が大きくなると最大流量点近傍と締切点近傍で実験値が理論値より多少精度が低下する傾向が見られる。円板外径が155mm以上のファンではいずれも理論値と実験値は精度よく一致している¹⁰⁾ ことを考慮すれば、半径方向距離が20 δ_D 以上の場合には精度良い予測ができることを示唆している。

Fig. 11はスパン長さ δ_D が0.7mmの翼付き多層円板ファンの圧力係数の実験値と式(1)~式(7)から得られ

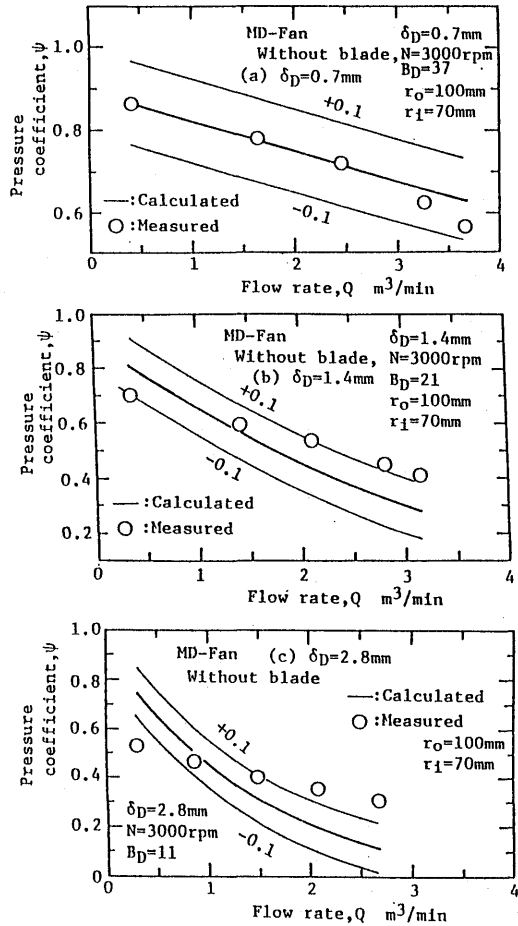


Fig. 10 Effects of gap of two disks on pressure coefficient.

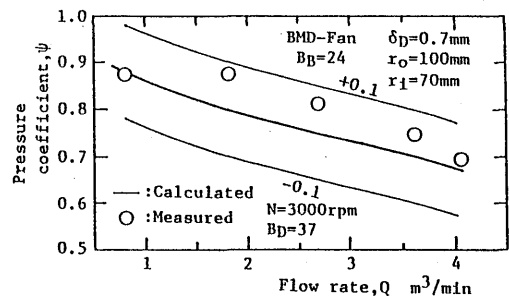


Fig. 11 Comparison of experimental value of pressure coefficient with predicted value by the equation (5).

る理論値とを比較したものである。理論値と実験値とは流量が変化してもよく合うことが判る。

Fig. 12は本研究で用いた δ_D が0.7mmの全ての羽根車について圧力係数の実験値と理論値とを比較したも

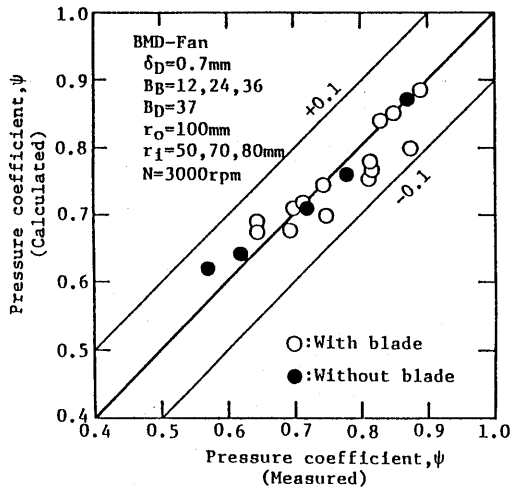


Fig. 12 Comparison of experimental value of pressure coefficient with predicted value by the equation (1) or the equation (5).

ので○印は実験点を、45°の太い実線は理論値と実験値とが一致していることを、細い実線はこれより±0.1平行移動した線を示している。この結果より、 δ_D が0.7 mm の場合に限れば、本研究で誘導した理論式を用いれば圧力係数が±0.1の精度以内で予測できることが判る。

5. 4. 2 乱流騒音

本研究では乱流騒音の予測を目的にしているので、騒音のスペクトル分布において離散周波数騒音が発生している場合には全帯域騒音エネルギーから離散周波数騒音のエネルギーを差し引いたものを乱流騒音の実験値とした。Fig. 13 (a)~(c)は翼付き多層円板ファン騒音の流量特性を示したもので、それぞれ $\delta_D=0.7$ mm, 1.4mm, 2.8mmの結果である。図中の太い実線は予測値を連ねたもので、細い実線はこれより±2dB平行移動したものである。○印は実験値である。これらの図から流量が大なるに従い相対速度が増加するため、騒音レベルは高くなること、実験値と予測値とはいずれの場合にも±2dB以内の精度で一致すること、などが判る。この結果は、式(10)を用いれば、翼付き多層円板ファン騒音を精度良く予測できることを示唆している。

Fig. 14 (a)~(c)は翼付き多層円板ファンについて翼枚数 B_β が乱流騒音に与える影響を示したものである。式(9)で示されるように音響出力は相対速度 W 、後流の幅 D 、翼枚数 B_β の影響を受けるため、厳密にはこれらが影響しあった形が音圧レベルに表われることになるが、 W や D は翼枚数による影響は小さいので、主と

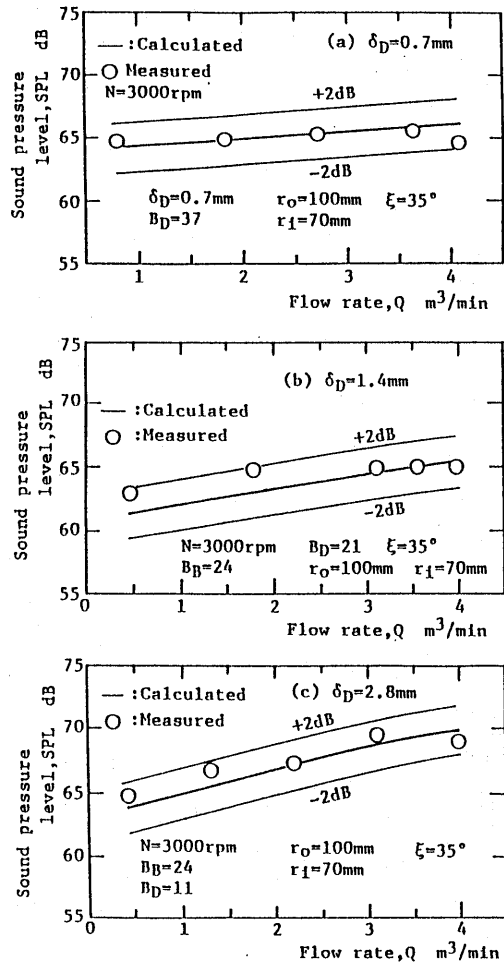


Fig. 13 Effects of span on sound pressure level.

して翼枚数のみの影響と考えてよい。実験値と予測値はほぼ±2dB以内の精度で一致しているが、 $B_\beta=36$ の場合には他のものに比較して予測精度が多少低下している。これは前節で述べたように翼通路幅が狭くなり後流同士の干渉によって翼1枚当たり1個の後流ができなかったためと考えることができる。

Fig. 15は翼付き多層円板ファンの音圧レベルについて実験値と予測値との比較を行ったものである。45°の実線は実験値と予測値とが一致していることを表している。細い実線は太い実線を±2dB平行移動させたものを表している。実験値と予測値とは±2dB以内の精度で一致していることより、本研究で誘導した翼付き多層円板ファンの乱流騒音の予測式は妥当なものと思われる。

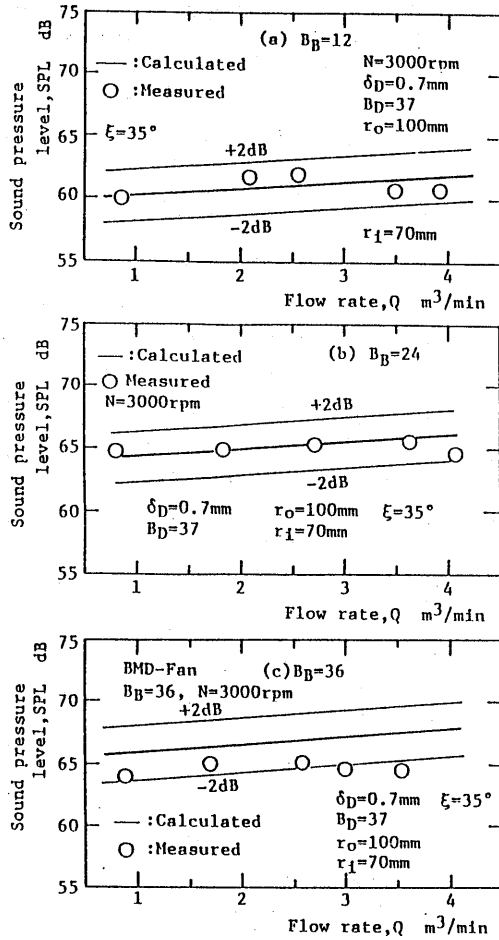


Fig. 14 Effects of number of blades on sound pressure level.

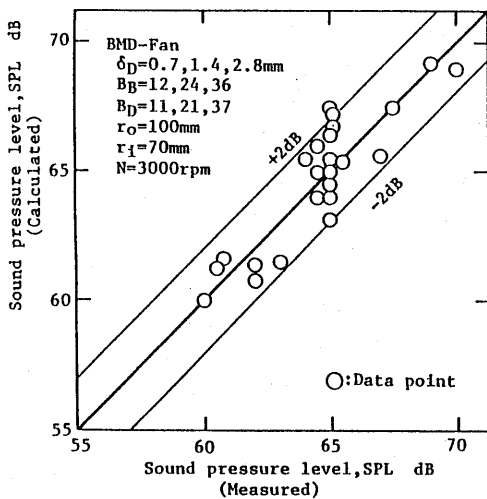


Fig. 15 Comparison of experimental value of sound pressure level of fan noise with predicted value by the equation (10).

6. 結 論

本研究では翼付き多層円板ファンに関して、翼スパンと翼枚数、羽根車内径、翼取付角がファンの圧力係数および乱流騒音に与える影響を実験的に調べるとともにそれらの理論式の誘導を行い、式の妥当性を検討した。その結果、次の結論を得た。

(1) スパン長さが短いほど全圧ヘッド上昇は大きく、最高効率のスパン長さが長い方が高い。本実験範囲では、騒音レベルはスパン長さが0.7mmの羽根車が一番低い。

(2) 翼枚数24枚の羽根車が全圧効率、全圧ヘッド、最大流量とも若干高く、12枚と36枚では大差ない。騒音レベルはほぼ全流量域で翼枚数12枚の羽根車が2dB程度低いが、24枚と36枚とでは差はない。したがって、翼枚数があまり多くなると翼同士の干渉が生じるため音響出力は翼枚数に比例しなくなる。

(3) 翼の取付角が大なるにつれて相対速度が低下するので乱流騒音は低くなる。

(4) 羽根車内径が相対速度や騒音に及ぼす影響は小さい。

(5) 翼スパンが0.7mmに限定すれば、圧力係数の予測式(5)は±0.1以内の精度で圧力係数を予測することができる。

(6) 乱流騒音の予測式(10)を用いれば、本実験範囲内では騒音に及ぼす因子を大幅に変えても、乱流騒音を±2dB以内の精度で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大学院生の筒井文雄、学部学生の肥喜里邦彦、寶谷謙之の諸氏に謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) Tyler, J. M. and Sofrin, T. G., SAE. Trans., 70 (1962), 309.
- 2) 濱田・ほか5名, 機論, 59-567, B (1993), 3422.
- 3) 濱田・ほか5名, 機論, 59-567, B (1993), 3430.
- 4) Clark, L. T., Trans. ASME, Ser. A, 93-4 (1971), 366.
- 5) Mugridge, B. D., J. Sound Vib., 16-4 (1971), 593.
- 6) 深野・ほか2名, 機論, 41-345 (1975), 1479.
- 7) 深野・ほか2名, 機論, 43-375 (1977), 4168.
- 8) 深野・ほか2名, 機論, 51-468, B (1985), 820.
- 9) 児玉・ほか3名, 機論, 55-518, B (1989), 3096.
- 10) 児玉・ほか4名, 機講論, No. 938-3 (1993) 374.