

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*

児玉好雄^{*1}, 林秀千人^{*1}
深野徹^{*2}, 田中清裕^{*1}

Characteristics of Fluid Dynamics and Noise in Laminar Flow Fans

Yoshio KODAMA, Hidechito HAYASHI,
Tohru FUKANO and Kiyohiro TANAKA

An experimental investigation was made into the effects of four design parameters such as, (1) the number of disks, (2) the rotational frequency, (3) the thickness of disk, (4) the gap between two disks, on both noise and fluid dynamic characteristics. As a result, it is made cleared that the sound power is nearly proportional to the number of disks and the sixth power of the rotational frequency. The thickness of the disk and the gap between disks hardly affect the fan noise and relative velocity. The specific noise level of the laminar flow fan is comparable to that of the centrifugal fan. The noise generated from the laminar flow fan is almost controlled by turbulent noise.

Key Words: Fluid Machine, Rotating Disk, Fan Noise, Laminar Flow Fan, Number of Disks, Rotational Frequency, Turbulent Noise

1. 緒 言

層流ファンは薄いドーナツ形の円板を回転軸方向に狭い間隔に多数重ね合わせたものを羽根車としたファンで、回転円板のせん断力による回転運動とその結果生じる遠心力により流体に動力を与えるものである。著者らはこのファンに関し、これまでに円板枚数、円板間隔およびシュラウドすきま、回転数、円板内径、円板厚み、舌部すきまがファンの流体力学的特性に及ぼす影響について実験的に明らかにするばかりでなく揚程の理論式を誘導し、これが実験値とかなりよい一致を示すことを明らかにした⁽¹⁾⁽²⁾。この種の流体機械は他の機種に比較して流体力学的特性は劣るが、騒音が低いことが期待されている⁽³⁾⁽⁴⁾。従って騒音低減化が要望されているOA機器や衛生用機器に使用される可能性が十分ある。

原田らはAllenの騒音に関する経験式を用いて従来のファンと層流ファンとの比較を行い層流ファンの方が騒音は低いことを示している⁽⁵⁾。また、Merryらは空力特性がほぼ等しいとき、層流ファンの方が遠心

ファンより全周波数帯域にわたって騒音が低いことを示している⁽⁴⁾。しかしながら層流ファンの騒音に関する研究、特に発生機構を推測するに足るものは極端に少なく、不十分であるといわざるを得ない。

以上の理由に立脚して本研究では、円板枚数、回転数、円板厚み、円板間隔が層流ファンの騒音に及ぼす影響を実験的に調べた。さらに騒音に流量と全圧を加味した比騒音レベルで比較した場合、層流ファンは遠心ファンと比較して遜色のないことが示された。

2. おもな記号

B : 円板枚数
 D_t : 円板厚み m, mm
 f : 周波数 Hz
 g : 重力の加速度 m/s^2
 H_s : 静圧ヘッド mmAq, m 空気柱
 H_T : ファンの全圧ヘッド mmAq, m 空気柱
 $K_s(A)$: 比騒音レベル (A 特性) dB
 $K_s(L)$: 比騒音レベル (L 特性) dB
 L : 軸動力 kW, W
 L_R : 羽根車の回転軸方向長さ m, mm
 N : 回転数 rpm
 Q : 送風機流量 m^3/s , m^3/min

* 平成3年3月14日 九州支部第44期総会講演会において講演、原稿受付 平成3年5月22日。

^{*1} 正員、長崎大学工学部 (〒852 長崎市文教町1-14)。

^{*2} 正員、九州大学工学部 (〒852 福岡市東区箱崎6-10-1)。

r_i : 羽根車入口半径 m, mm

r_o : 羽根車出口半径 m, mm

$SPL(A)$: A 特性の音圧レベル dB

$SPL(L)$: L 特性の音圧レベル dB

u_o : 羽根車出口の周速度 m/s

X : 回転軸方向の距離 m, mm

Z : 音源と観測点間の軸間距離 m

δ_D : 2 枚の円板間の間隔 m, mm

δ_s : シュラウドすきま m, mm

η_T, η_s : ファンの全圧効率および静圧効率

λ : 動力係数

ρ : 空気密度 kg/m³

ϕ : 流量係数

ψ : 圧力係数 $= 2gH_T/u_o^2$

ψ_s : 圧力係数 $= 2gH_s/u_o^2$

3. 実験装置および方法

図1と図2はそれぞれ実験装置の概要と供試羽根車を示したものである。実験装置には入口ノズル、吐出し管が設置されており、吐出し管末端には流量調整用のダンパが設けられている。流量および静圧は JIS 規格に従って設置されたオリフィスおよび静圧孔で測定された。本実験では電動機騒音を遮断する目的で、電動機を吸音材が内張りしてあるコンクリート製の箱の中に入れた。供試羽根車は外径 380 mm、内径 170 mm のドーナツ形アルミニウム製円板から構成されており、その円板厚み D_t は 0.8, 1.5, 3.0 mm の 3 種類である。

本研究では円板枚数 B は 10, 20, 39 の三通り、円

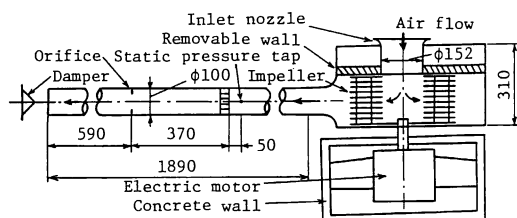


図1 実験装置の概要

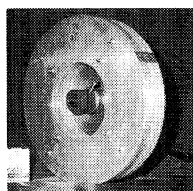


図2 供試羽根車

板間隔 δ_D は 0.8, 1.6, 3 mm の三通りのものを用いた。またシュラウドすきま δ_s と舌部すきま δ_c は、それぞれ既報の結果をもとに⁽¹⁾⁽²⁾ 効率の良かった 2 mm および 20 mm とした。騒音測定は送風機の軸中心上で入口ノズル端から 1 m および 1.5 m 上流の点（遠距離場）で行い、その出力を狭帯域のスペクトルアナライザで周波数分析し、結果を高速度レベルレコーダで記録した。

4. 実験結果および考察

4.1 特性曲線 図3は層流ファンの流体力学的特性に及ぼす回転数の影響を示したもので、図中の ψ , ϕ , η_T はそれぞれ圧力係数、流量係数および電動機と送風機との総合効率であり、次式で定義される。

$$\psi = 2gH_T/u_o^2, \quad \phi = Q/2\pi Br_o \delta_D u_o$$

$$\lambda = L/\pi B \rho \delta_D r_o u_o^3, \quad \eta_T = \phi \psi / \lambda \dots \dots \dots (1)$$

ここで λ は動力係数、 H_T はファンの全圧上昇量、 u_o は羽根車外縁の周速度、 Q は毎秒当たりの流量、 L は軸動力、 ρ は空気密度である。この図からファン効率および圧力係数は回転数 N が 900 rpm の場合多少低いものの N が 1800 rpm と 1200 rpm では差異はほとんどないことが判る。Breiter らによれば⁽⁶⁾ $N = 900, 1200, 1800$ rpm に対する円板間の最適すきまはそれぞれ 1.3, 1.1, 0.9 mm になる。最適すきまから離れるほどすきま内の速度分布にひずみが生じるため効率が低下するといわれており、この実験の場合、円板間隔は 0.8 mm であるから N が大なるほど効率が高くなるのはこの理由によることが考えられる。

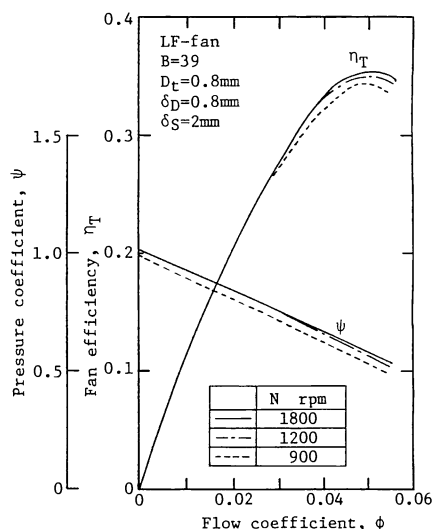


図3 特性曲線に与える回転数の影響

図4はファン特性におよぼす円板枚数 B の影響を示したもので、○印、△印、□印はそれぞれ $B=39, 20, 10$ の場合である。この図から、 B が大なるほど流量、効率、全圧ヘッドは増加することが判る、これは文献(1)で示したように B が増加するに従って主流部分に対する前・後面シュラウド近傍の低流速領域の割合が小となり、その部分での損失の全体に対する割合が小さくなるためである。

図5は外径と回転数がほぼ等しい層流ファンと市販されている遠心ファンの特性を比較したものである。圧力係数、ファン効率とも無次元流量 (Q/Q_{\max}) に基づけば全領域で層流ファンが低く見えるが、静圧ヘッド H_s 自身は最大流量 (Q_{\max}) 点、締切点ともに層流ファンの方が高い。最大流量は、層流ファンが遠心ファンの約1/8であり、小流量である。また、A特性での音圧レベル $SPL(A)$ は層流ファンの方が回転数、羽根車直径ともに遠心ファンよりもやや大であるにもかかわらず8~10 dB低い。層流ファンと遠心ファンとの騒音特性面での優劣については4・5節で詳述する。

4・2 絶対流出角と絶対速度分布 図6と図7は

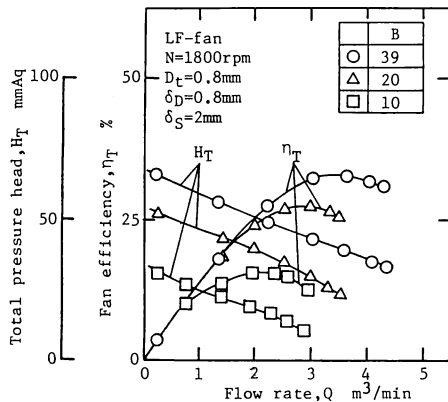


図4 特性曲線に与える円板枚数の影響

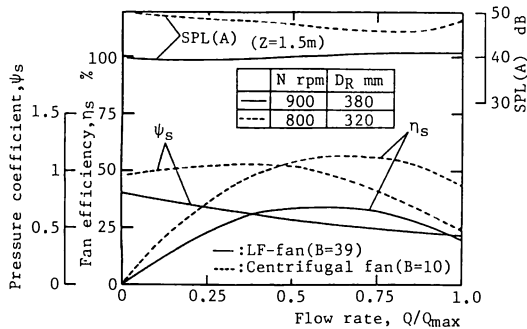


図5 ファン特性の比較

羽根車出口における流出角と絶対速度の回転軸方向分布の円板間隔 δ_d による差異を示したもので、□印、○印、△印はそれぞれ δ_d が 3.0, 1.6, 0.8 mm の場合である。なお、流出角は周方向からの角度であり、正は外向き流れ、負は内向き流れを表している。図6に見られるように流出角は前面円板から X/L_R が増加するにしたがい増加し X/L_R が 0.2 近傍で極大値をとり、0.3~0.75 ではほぼ一定値の約7度を取るが、0.8より大となれば負の角度となり、外向き流れから内向き流れに変わる。しかしながら、 δ_d による差異は少ない。一方、図7の絶対速度は前面円板からの距離が増加するにつれ増加し、流出角の場合と類似して X/L_R が 0.25~0.9 近傍でほぼ平坦となり、これより大なる位置では負の流れ、つまり、内向き流れとなる。 δ_d による差異は X/L_R が 0.25~0.9 近傍で δ_d が小なるほどわずかに速度が大となる程度である。後面円板近傍で内向き流れを生じる一因としてスクロール内のある領域で流れが循環する固定のセルの存在⁽⁷⁾の他、回転軸周りからの漏れ流れが考えられる。

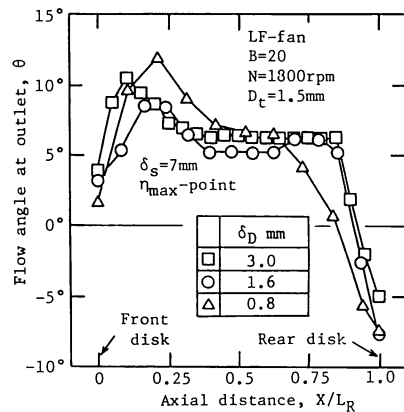


図6 絶対流出角におよぼす円板間隔の影響

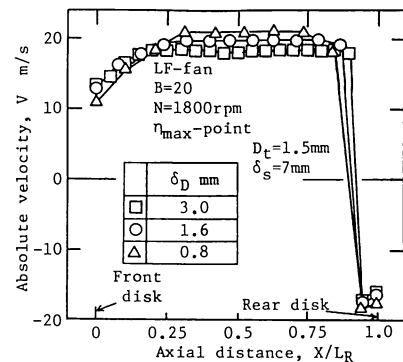


図7 絶対速度におよぼす円板間隔の影響

4・3 相対速度分布 図8と図9は実測された絶対速度の大きさと方向から求めた相対速度 W の羽根車回転軸方向の分布の一例で、それぞれ円板間隔 δ_D および回転数 N を変えた結果について示したものである。図8に示すように δ_D を変えた場合、 X/L_R が0.25以下では相対速度は δ_D が3.0, 1.6, 0.8 mmの順に高く、0.25以上では3.0, 1.6, 0.8 mmの順に約1 m/s ずつ高くなるが、全体にわたる平均では三者の差は小さい。一方、図9からは N が減少するほど全領域にわたって相対速度 W は小となり、 $N=1800, 1200, 900$ rpm に対する W の平均値はそれぞれ17.5, 11.7, 9.0 m/s で、ほぼ N に比例している。

4・4 音圧レベル 図10は層流ファンの音圧レベルの流量による変化を示したものである。音圧レベル $SPL(L)$ は最大流量点から $\phi=0.05$ 近傍まではほぼ一定値58.5 dB ($Z=1$ m の場合) をとり、この点から締

切点に向かってわずかに低下する。通常のファンは低流量域におけるサージングや流れのはく離などの現象のため音圧レベルが急激に増加するが、層流ファンの場合は全流量域にわたってほぼ一定値をとることが特徴的である。これは層流ファンの昇圧機構が摩擦力和遠心力によっており、流れのはく離や低流量域での不安定現象が生じにくいためである。また音源と観測点間の距離 Z が大なるほど音圧レベルは低下する。 $Z=1$ m と1.5 m では前者が後者より約1.5 dB 高い。一方 L 特性で測定した音圧レベル $SPL(L)$ (○, ●印) は A 特性での測定値 $SPL(A)$ に比較して約6.5 dB 高くなっており、比較的低周波数成分が多い事が分かる。

図11は層流ファン騒音のスペクトル密度分布におよぼす円板厚み D_t の影響を示したもので、破線、一点鎖線、実線はそれぞれ D_t が3, 1.5, 0.8 mm の場合である。この図から D_t を0.8 mm から3 mm に増加させても音圧レベルの増加量は全帯域騒音で1 dB 程度であり、円板厚みの影響はほとんど見られない。一方スペクトル密度分布も三者ほぼ同様の傾向であり、各周波数に対する音圧レベルの差異もほとんど見られない。

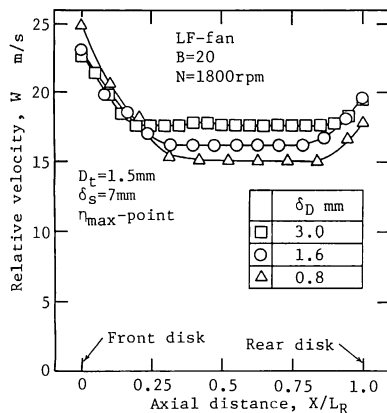


図8 相対速度分布におよぼす円板間隔の影響

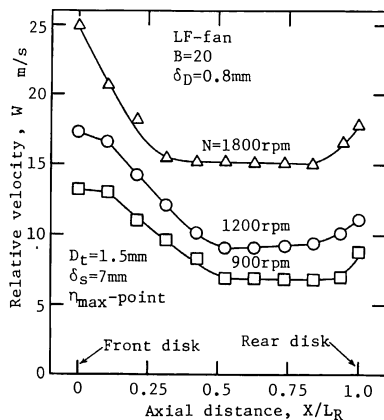


図9 相対速度分布におよぼす回転数の影響

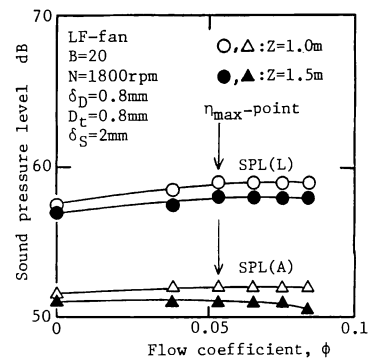


図10 層流ファン騒音の流量特性

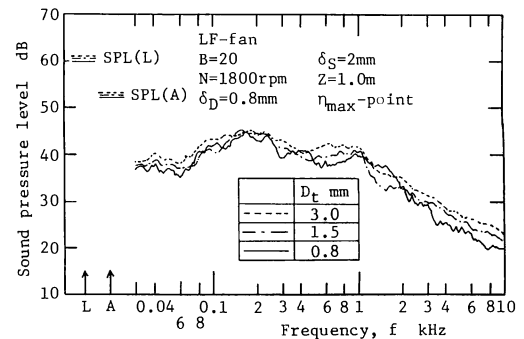


図11 層流ファン騒音におよぼす円板厚みの影響

図12は円板間隔 δ_D が騒音に与える影響を示したものである。この実験の場合 δ_D は3, 1.6, 0.8 mmの三通りを採用している。この場合全帯域騒音およびスペクトル密度分布に三者間で差異はほとんど見られない。これは δ_D を変えても騒音と直接関連する羽根車の相対速度が図8に示したようにあまり差がなかったためと考えられる。

図13は騒音に及ぼす円板枚数 B の影響を示したもので、図中の実線、一点鎖線、破線はそれぞれ B が39, 20, 10の場合である。全帯域騒音 $SPL(L)$ は B が2倍になれば約3 dB, 4倍になれば6 dB増加している。このことはこの程度の円板枚数の場合には円板間の干渉を考慮する必要がなく、おのおのの円板を独立した騒音源と考えて円板枚数 B の効果を一枚の円板から発生する騒音の音響出力の B 倍として取り扱えることを意味している。また、スペクトル密度分布においては0.1 kHz以下で B が増加するほど音圧レベルの増加が著しい。

図14(a), (b)は層流ファン騒音におよぼす回転数 N の影響を表したもので、(a)は全帯域騒音を、(b)は騒音のスペクトル密度分布を示している。全帯域騒

音は回転数 N が増加するにしたがって増加し、 N が倍になると約18 dB増加している〔図14(a)〕。図中の破線は $SPL(L)$ が $60 \log_{10} N$ に比例すると仮定した場合のこの配を示したものである。破線の N に対するこの配と実験値を結んだ実線のこの配はほとんど同じであり、このことより音響出力は N の六乗に比例していると言える。これは図9に示したように相対速度 W の変化がほぼ N の変化に等しいためである。以上の結果から音源とその放射特性は双極子形であると思われる。一方、図14(b)で示される騒音のスペクトル密度分布からは回転数が増加するにしたがって全周波数帯域で音圧レベルは増加することが判る。以上の騒音のスペクトル密度分布から円板厚み、回転数、円板枚数等を変えても離散周波数騒音の発生は見られず、この種のファンの騒音源は主として乱流騒音であると言える。

4.5 比騒音レベル 羽根車の良否の目安の一つとして音圧レベルに全圧 P_T (kg/m²)と流量 Q (m³/min)を加味した式(2)で示される比騒音レベル K_S がある。この値が低いほど良好な羽根車である。

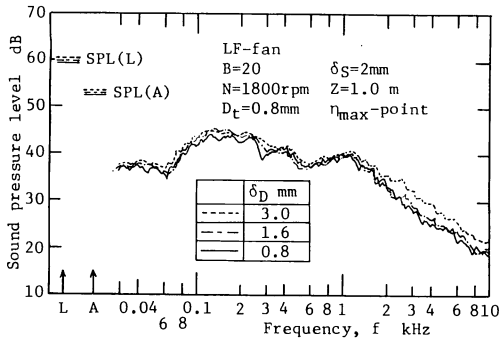


図12 層流ファン騒音におよぼす円板間隔の影響

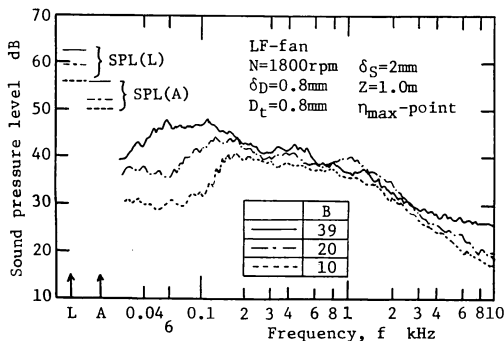
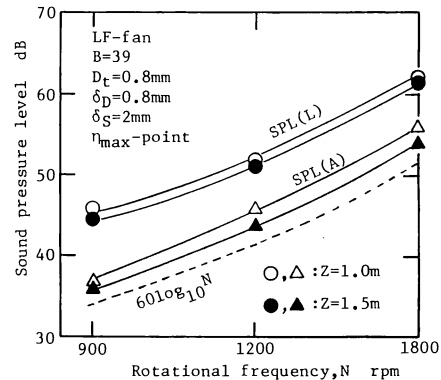
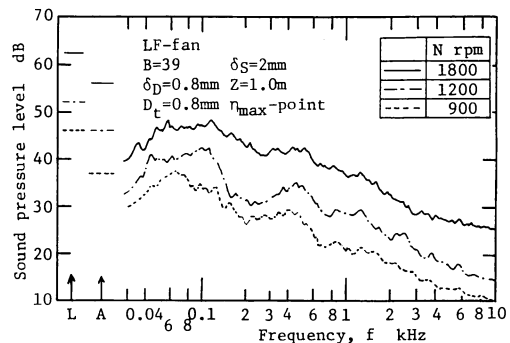


図13 層流ファン騒音におよぼす円板枚数の影響



(a) 全帯域騒音



(b) 騒音のスペクトル密度分布

図14 層流ファン騒音におよぼす回転数の影響

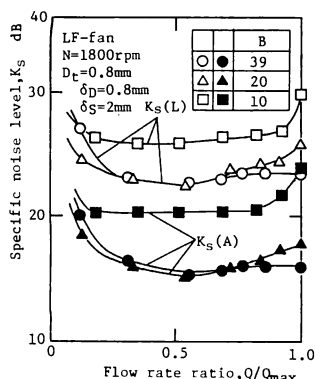


図 15 比騒音レベルに与える
円板枚数の影響

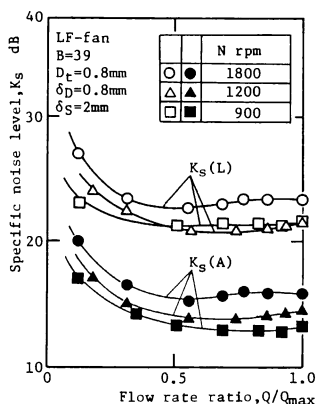


図 16 比騒音レベルに与える回転数の影響

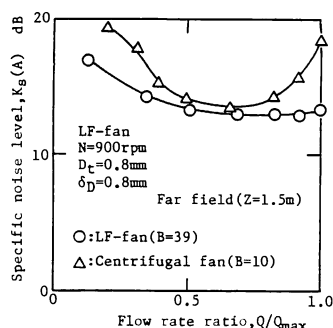


図 17 層流ファンと遠心ファンの
 K_s の比較

$$K_s = SPL - 10 \log_{10} Q P^2 \dots \dots \dots (2)$$

図 15 は円板枚数 B が K_s に与える影響を示したものである。図中の○印, △印, □印はそれぞれ B が 39, 20, 10 の場合を, 白抜き [$K_s(L)$] と黒塗 [$K_s(A)$] の記号はそれぞれ L 特性と A 特性の音圧レベルを用いた結果を示している。 $B=39$ と 20 では Q/Q_{\max} が 0.7 以上の場合に $B=39$ の方が, 0.2 以下の場合には $B=20$ の方が K_s の値は $K_s(L)$, $K_s(A)$ とともに多少低くなるものの両者にそれほど大きな差異は見られない。一方 $B=10$ の場合は前二者に比較して $K_s(L)$, $K_s(A)$ とともに全流量域で高い。

図 16 は回転数 N が比騒音レベルに及ぼす影響である。 $K_s(L)$, $K_s(A)$ とともに $N=1200, 900$ rpm が $N=1800$ rpm に比較して K_s は低い。以上の効率と K_s の面から考えると本実験範囲では $B=20 \sim 40$, $N=1200$ rpm が羽根車として一番良好と思われる。

図 17 は一例として本実験に用いた層流ファンとほぼ回転数, 圧力, 羽根車直径の等しい市販品の遠心ファンとの特性を比騒音レベルで比較したものである。図中の△印と○印はそれぞれ遠心ファンと層流ファンの結果を示している。いずれの流量域においても層流ファンが遠心ファンよりも K_s は低い。特に $Q/Q_{\max} = 0.8 \sim 1.0$ および 0.4 以下での差が大きい。これは層流ファンは遠心ファンのように流れのはく離やサージなどが起こりにくいためと考えられる。

5. 結 論

本研究では円板枚数, 回転数, 円板厚み, 円板間隔が層流ファン騒音に与える影響を実験的に調査した。

その結果, 次の結論を得た。

- (1) 回転数が増加するに伴い音圧レベルおよび相対速度は増加する。また, 音響出力はほぼ回転数 N の六乗に比例する。
- (2) 円板枚数が 2 倍になれば 3 dB, 4 倍になれば 6 dB の音圧レベルの増加が見られる。このことより音響出力は円板枚数に比例するといえる。
- (3) 円板厚みや円板間隔が層流ファンの相対速度や騒音に及ぼす影響は小さい。また, 層流ファンの騒音はほとんど乱流騒音である。
- (4) 比騒音レベル, ファン効率の面から判断すれば, 本実験範囲では $B=20 \sim 40$, $N=1200$ rpm の羽根車が最も良好であると思われる。
- (5) 層流ファンは一般に市販されている遠心ファンとほぼ同程度の比騒音レベルを有している。したがって層流ファンは遠心ファンと比較して遜色ないものとする。

おわりに本研究に協力していただいた当時長崎大学学生の後藤慎治, 淵山正毅の諸氏に謝意を表す。

文 献

- (1) 児玉・ほか 3 名, 機論, 55-518, B(1989), 3096.
- (2) 児玉・ほか 3 名, 機論, 56-524, B(1990), 952.
- (3) Merry, S. L., ほか 2 名, *Inter-noise*, 83(1983), 21.
- (4) Merry, S. L. and Glegg, S. A. L., *Inter-noise*, 84(1984), 53.
- (5) 原田・菊島, 機講論, No. 740-13(1974-11), 207.
- (6) Breiter, C. L. and Pohlhausen, K., *A. R. L. Rep.*, No. ARL62-318(1962).
- (7) 伊良部・山里, ターボ機械, 18-8(1990), 450.