

層流ファンの発生騒音におよぼす諸因子の影響

葉山 賢司*・児玉 好雄**
林 秀千人**・田中 清裕**
河部 秀彦***

Effects of the parameters on Noise Generated
by Laminar Flow Fans

by

Kenji HAYAMA*, Yoshio KODAMA**, Hidechito HAYASHI**
Kiyohiro TANAKA**, and Hidehiko KAWABE**

The effects of four design parameters, the number of disks, the rotational frequency, the thickness of disk and the distance of two disks on noise generated from laminar flow fan were experimentally investigated, and discussed. The fan noise increases with increasing the number of disks and the rotational frequency. That is, the sound pressure is nearly proportional to the number of disks and the rotational frequency of the sixth power. The thickness of disk and the distance of two disks are little independent of fan noise. According to specific noise level, the laminar flow fan is by no means inferior to the centrifugal fan. The laminar fan noise is almost 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、円板上の境界層に働く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、円板厚みおよび舌部すきまがファンの流体力学的特性におよ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⁾。したが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⁾。一方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⁶⁾。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。さらに騒音に流体力学的特性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明らかになった。

平成3年4月30日受理

*大学院博士課程海洋資源学専攻 (Graduate Student, Marine Resources)

**機械システム工学科 (Department of Mechanical Systems Engineering)

***大島造船所 (Ooshima Shipyard Co., Ltd.)

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	: 全圧ヘッド mmAq, m空気柱
$K_s(A)$: 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 $m^3/s, m^3/min$
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	: 羽根車外縁の周速度 m/s
X	: 回転軸方向の距離 m, mm
Z	: 音源と観測点間の軸心距離 m
δ_D	: 2枚の円板間隔 m, mm
δ_s	: シュラウドすきま m, mm
η_T	: ファンの全圧効率
λ	: 動力係数
ρ	: 空気の密度 kg/m^3
ϕ	: 流量係数
ψ	: 圧力係数

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

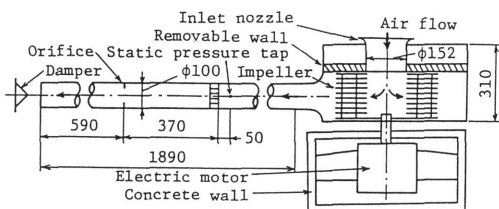


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

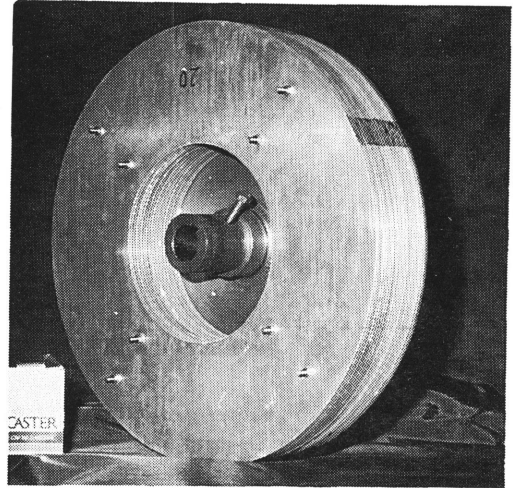


Fig. 2 Impeller used in this experiment

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380mm、内径170mmのドーナツ形アルミニウム製円板から構成されており円板厚み D_t は0.8, 1.5, 3.0mmの3通りのものが用いられた。

本研究では円板枚数 B は10, 20, 39の3通り、円板間隔 δ_D は0.8, 1.6, 3mmの3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⁾効率のよかった2mmおよび20mm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1mおよび1.5m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およぼす回転数の影響を示したものである。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。

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

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

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 は毎秒当りの流量、 L は軸動力、 ρ は空気の密度である。この図からファン効率および圧力係数は回転数 N が900rpmの場合他の二者に比

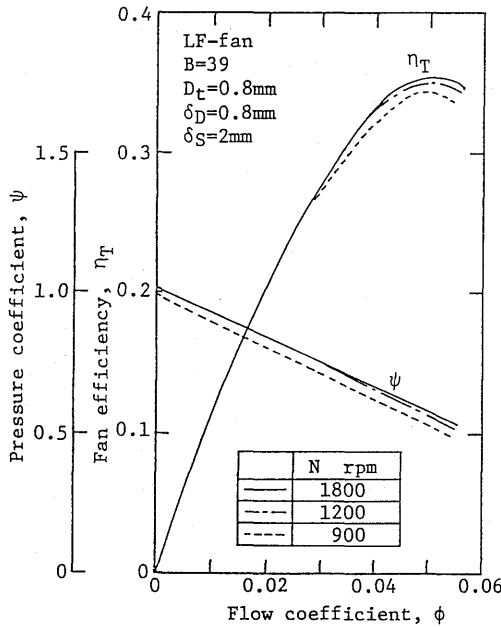


Fig. 3 Effects of the rotational frequency on characteristic curve.

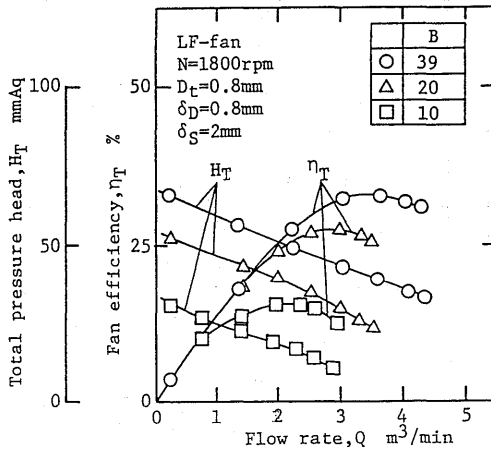


Fig. 4 Effects of the number of disks on characteristic curve.

べ多少低下するものの N が 1800rpm と 1200rpm 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, 0.9mm 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歪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 0.8mm 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。

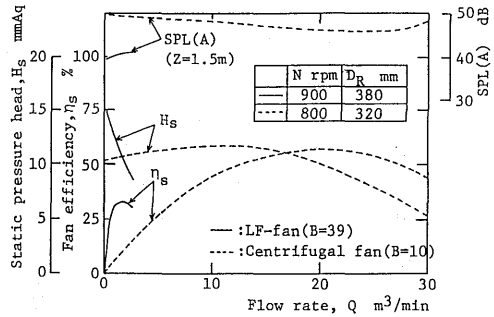


Fig. 5 Comparison of characteristics for LF-fan with C-fan.

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 が増加するにしたが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 はほぼ外径と回転数が等しい層流ファンと市販されている遠心ファンとの特性を比較したものである。最高効率点での静圧ヘッド H_s は両者にそれほどの差異は見られないが、最大流量については、層流ファンは遠心ファンの約 1/8 であり、また静圧効率も遠心ファンに比較して低い事が判る。一方、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 8~10dB 低い。以上のことより、層流ファンは遠心ファンに比較して流体力学的特性は劣るが騒音特性は優れていると言える。

4. 2 絶対流出角と絶対速度分布

図 6 と図 7 は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, 0.8mm 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 (a) 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 度をとるが、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 による差異はほとんど見られない。一方、絶対速度も流出角

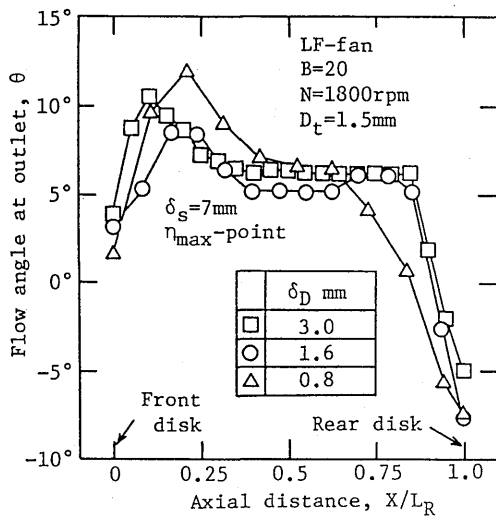


Fig. 6 Effects of the distance of two disks on flow angle.

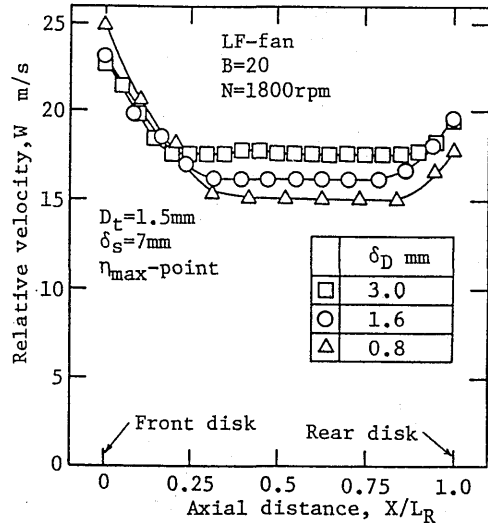


Fig. 8 Effects of the distance of two disks on relative velocity.

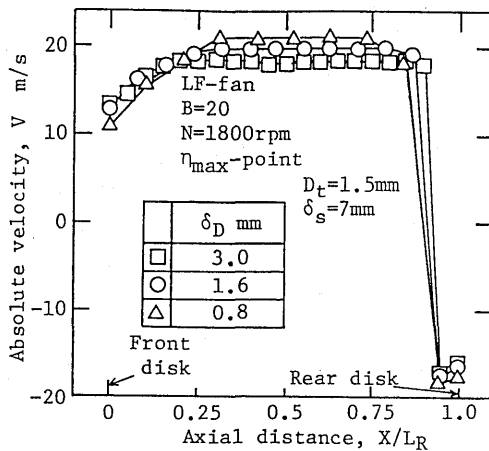


Fig. 7 Effects of the distance of two disks on absolute velocity.

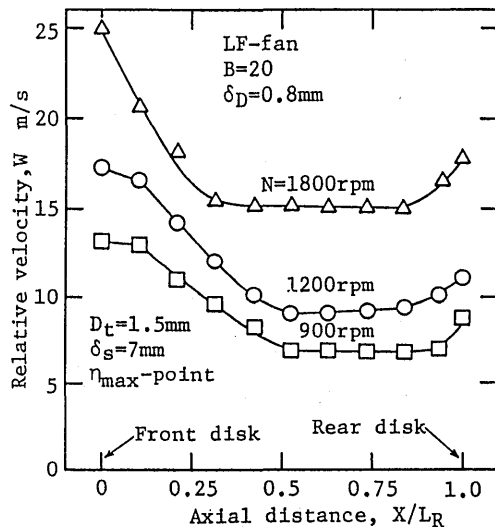


Fig. 9 Effects of the rotational frequency on relative velocity.

の場合と同様に前面円板からの距離が増加するにつれ増加し、 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。これは $N=1800\text{rpm}$ の場合、円板間の流れは $\delta_D=0.8\text{mm}$ が理想的に近いことに一因がある。また、後面円板近傍で内向き流れを生じる一因としてある領域で流れが循環

する固定のセルが考えられる⁷⁾。

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や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, 0.8mmの順に高く, 0.25以上では逆に高くなる。しかしながら $\delta_D=3.0, 1.6, 0.8\text{mm}$ に対する羽根車幅にわたる W の平均値はそれぞれ18.5, 17.6, 17.5 m/sであり, ほとんど三者間で差がない。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, $N=1800, 1200, 900\text{rpm}$ に対する W の平均値はそれぞれ17.5, 11.7, 9.0m/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58.5dB ($Z=1\text{m}$ の場合)をとり, この点から締切点に向かってわずかに低

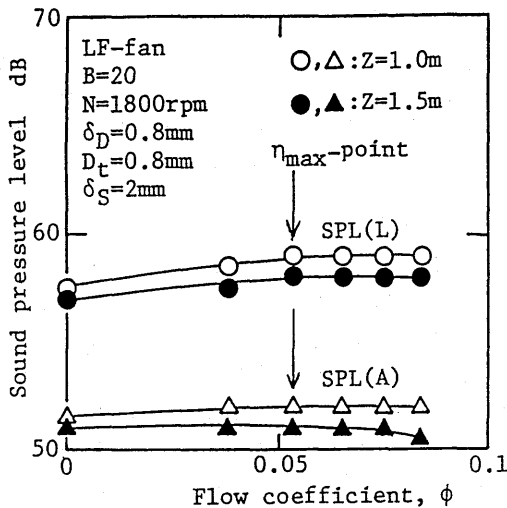


Fig. 10 Flow characteristics of sound pressure level.

下する。通常ファンは最高効率率からはずれると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と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。 $Z=1\text{m}$ と 1.5m では前者が後者より約1.5dB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6.5dB高くなっており, 比較的low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, 0.8mmの場合である。この図から D_t を0.8mmから3mmに増加させても音圧レベルの増加量は全帯域騒音で1dB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は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。また, 本実験範囲では離散周波数騒音の発生はみられない。したがって, 層流ファン騒音は主として乱流騒音であると言える。

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, 0.8mmの3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は騒音におよぼす円板枚数 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,

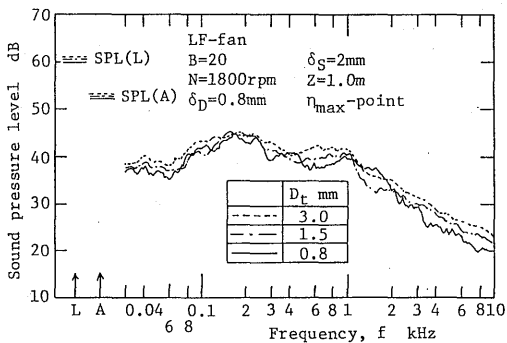


Fig. 11 Effects of the thickness of disk on sound pressure level.

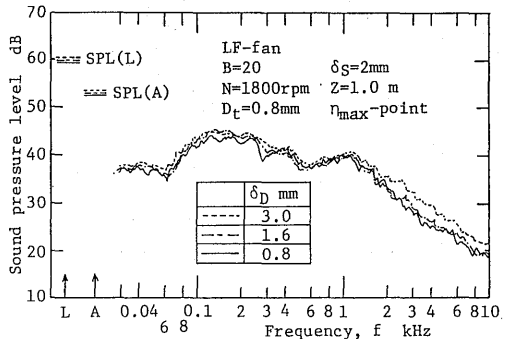


Fig. 12 Effects of the distance of two disks on sound pressure level.

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3dB, 4倍になれば6dB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、各々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0.1kHz以下でBが増加するほど音圧レベルの増加が著しい。これは、層流ファンの発生騒音源が主としてこの周波数帯域であることを意味している。

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

18dB増加している[図14(a)]。図中の破線はSPL(L)が $6 \log_{10} N$ に比例すると仮定した場合の勾配を示したものである。破線のNに対する勾配と実験値を結んだ実線の勾配はほとんど同じであり、このことより音響出力はNの6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の変化はほぼNの変化に等しいためである。以上の結果から音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か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。

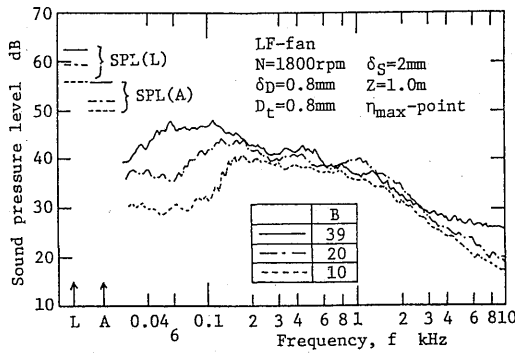
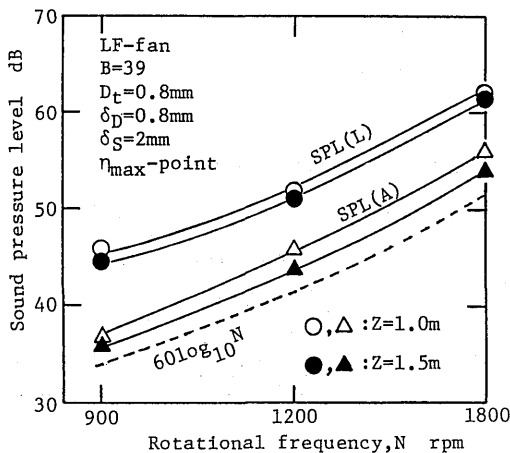
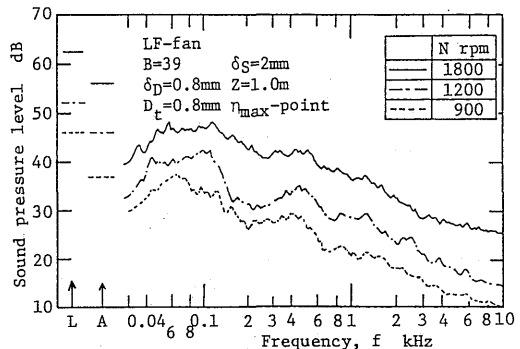


Fig. 13 Effects of the number of disk on sound pressure level.



(a) Overall level.



(b) Comparison of spectral density distribution

Fig. 14 Effects of the rotational frequency on sound pressure level.

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と言われている。

$$K_s = \text{SPL} - 10 \log_{10} Q P_T^2 \quad (2)$$

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方にそれほど大きな差異は見られない。一方、B=10の場

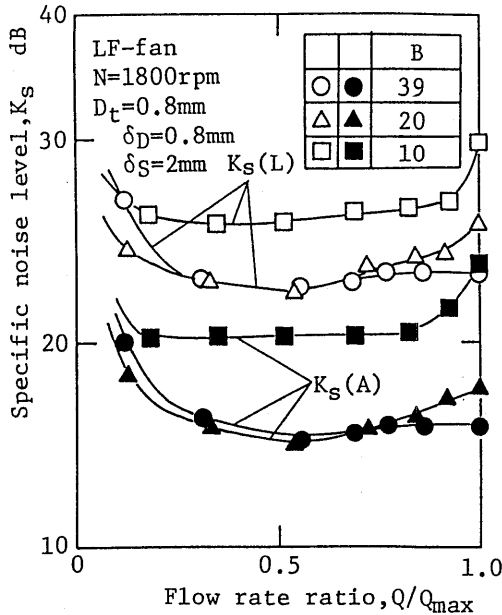


Fig. 15 Effects of the number of disks on specific noise level.

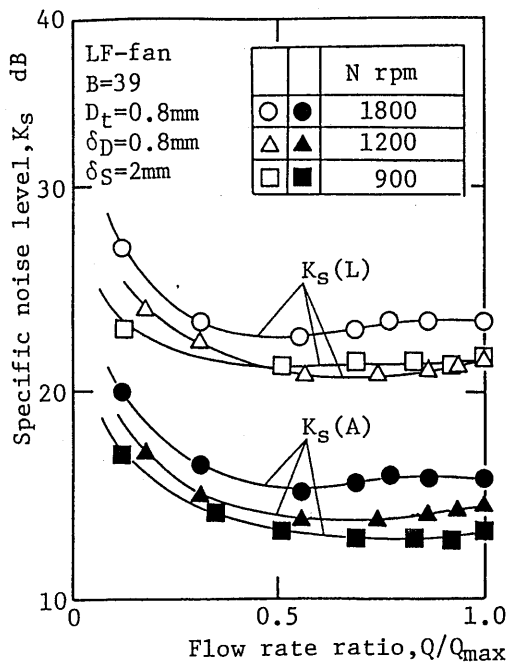


Fig. 16 Effects of the rotational frequency on specific noise level.

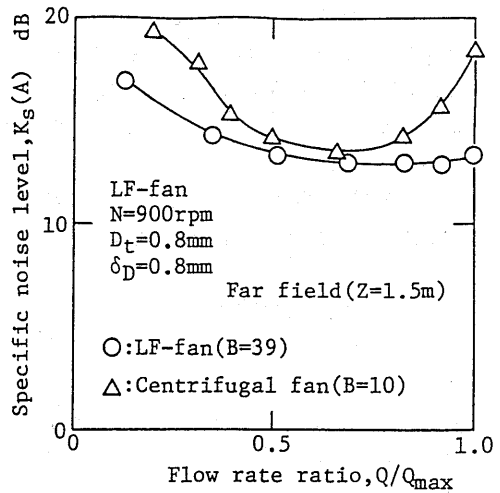


Fig. 17 Comparison of K_s for LF-fan with C-fan.

合は前二者に比較して $K_s(L)$, $K_s(A)$ ともに全流量域で高い。

図16は回転数 N が比騒音レベルにおよぼす影響である。 $K_s(L)$, $K_s(A)$ 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は一般に市販されている遠心ファンと層流ファンの比騒音レベルを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ングなどが起こりにくいと考えられる。

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は増加する。また、音響出力はほぼ回転数 N の6乗に比例する。
2. 円板枚数が2倍になれば3dB, 4倍になれば6dB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におよぼす影響は小さい。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 $B=20\sim 40$, $N=1200\text{rpm}$ 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のないものとする。

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。

参考文献

- 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, 機構論, 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.