

# チューブラー遠心送風機の空力特性と騒音特性の実験的研究 (羽根車入口と出口の面積比の影響)

児玉好雄\* · 林 秀千人\* · 三村雄次郎\*\*  
 淵上真一郎\*\* · 鈴木保彦\*\* · 田中清裕\*  
 永松秀規\*\*\*

## Experimental Study on Aerodynamics and Noise Characteristics of a Tubular Centrifugal Fan (Effects of Ratio of Inlet Area to Outlet Area of Impeller)

By

Yoshio KODAMA\*, Hidechito HAYASHI\*, Yujirou MIMURA\*\*  
 Shinichirou FUCHIGAMI\*\*, Yasuhiko SUZUKI\*\*, Kiyohiro TANAKA\*  
 and Hideki NAGAMATSU\*\*\*

An experimental investigation of a centrifugal fan was conducted with special attention to the effects of the casing shape on the aerodynamic and fan noise characteristics. A comparison of the fan noise and the aerodynamic characteristics of the tubular casing with those of scroll casing was made. As a result it was concluded that the aerodynamic characteristics of the fan with scroll casing were superior to those with tubular casing. The measured values of overall sound pressure level for both fans are roughly coincident. When the ratio of inlet area to the outlet area of the impeller becomes nearly unity, the fan characteristics improve. For tubular fan, the rotating noise can be controlled by proper selection of the number of impeller blades and the number of stator vanes.

### 1. はじめに

渦巻形のケーシングの代わりに円筒形のケーシングに遠心羽根車を組み込んだ送風機が日本で最近市販されつつあるが、送風機効率が低いためにこれまで使用された例はわずかである。この送風機は、日本ではチューブラー遠心送風機または軸流遠心送風機、欧米では Straight line flow fan と呼ばれている。この送風機が使用される動機としては比較的高い圧力と管路系が直線を必要とする場合である。このような場合、国内では斜流送風機を使用するのが多く見られるが、この送風機は高価であることや大型になることなどの難点がある。チューブラー遠心送風機は送風機効率を高めることができれば、送風機の流体力学的特性の面から

も斜流送風機と充分太刀打ちできるものとする。

チューブラー遠心送風機は円筒形のケーシングに遠心羽根車を組み込んだ極めて単純な構造であり、そのため羽根車が遠心送風機と共有できるので製造コストが低くなること、直管の管路系に容易に組み込めること、遠心送風機や斜流送風機に比較して送風機を小型化できることなどの特徴がある。

著者らの一部はこれまでに軸流送風機<sup>1), 2)</sup>、斜流送風機<sup>3), 4)</sup> および遠心送風機<sup>5), 6)</sup> の流体力学的特性と騒音特性について実験と理論の両面から検討を行い、送風機特性改善策を議論してきた。チューブラー遠心送風機は上述のような特徴を有する送風機であるが、羽根車を出た半径向きの流れがダクト壁面に衝突

平成8年9月26日受理

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

\*\*松下精工株式会社 (Matsushita Seikou Co., Ltd.)

\*\*\*大学院修士課程機械システム学専攻 (Graduate Student, Department of Mechanical Systems Engineering)

し、90° 転向して下流側へ流出するため、衝突や曲がりによる圧力損失が生じ、他機種の送風機に比較して送風機効率が低くなるものと推測される。しかしながら、流動状態の計測例はほとんどなく、騒音特性についても全く分かってないのが現状である。

このような背景に立脚して、本研究では3種類の羽根車を用いて羽根車の形状が流体力学的特性と騒音特性に及ぼす影響をスクロールケーシングを有する同じ羽根車の遠心送風機との比較を行い、羽根車周りの流動様相と関連付けて考察を行った。

2. おもな記号

- $A_r$  : 面積比 (羽根車入口面積/出口面積)
- $B$  : 動翼枚数
- $C$  : 翼弦長 m,mm
- $D_0$  : 口金口径 m,mm
- $D_1$  : 羽根車内径 m,mm
- $D_2$  : 羽根車外径 m,mm
- $f$  : 周波数 Hz
- $g$  : 重力加速度 m/s<sup>2</sup>
- $H$  : 揚程 m
- $Ks(A)$  : A特性における比騒音レベル dB
- $Ks(L)$  : L特性における比騒音レベル dB
- $L$  : 電動機入力 kW
- $n$  : 高調波の次数
- $N$  : 回転数 rpm,rps
- $P_T$  : 全圧 Pa
- $Q$  : 流量 m<sup>3</sup>/min, m<sup>3</sup>/s
- $SPL(A)$  : A特性における音圧レベル dB
- $SPL(L)$  : L特性における音圧レベル dB
- $U_i$  : 羽根車外縁の周速度 m/s
- $V_a$  : 羽根車出口の絶対速度の軸方向成分 m/s
- $V_r$  : 羽根車出口の絶対速度の半径方向成分 m/s
- $W$  : 羽根車出口の相対速度 m/s
- $Y_1$  : 動翼入口における翼のスパン長さ mm
- $Y_2$  : 動翼出口における翼のスパン長さ mm
- $\beta_2$  : 羽根車出口における相対流出角 deg.
- $\delta$  : 出口偏差角 deg.
- $\eta$  : 送風機と電動機の総合効率
- $\lambda$  : 動力係数
- $\nu$  : ハブ比
- $\xi$  : 翼取付角 deg.
- $\rho$  : 空気の密度 kg/m<sup>3</sup>
- $\phi$  : 流量係数
- $\psi$  : 圧力係数
- $\omega$  : 角速度 rad/s

3. 実験装置および方法

図1はチューブラー遠心送風機の実験装置の概要を示したものである。実験装置の全長は約11mで、吸込口にはベルマウス、吐出管にはJIS規格に従って流量測定用オリフィス、静圧孔および整流格子が設置されており、流量の調整は管の出口に設けられているダンパで行った。供試送風機と吐出管とは狭まり角6°のディフューザまたは円筒の連絡管で連結されている。

図2にはケーシング部の詳細が示されている。ケーシングの上部には羽根車駆動用のモーターが固定されている。このモーターからの動力はVベルトを介して送風機の主軸に伝達される。主軸は12枚の円弧静翼で固定された直径460mmの円筒の中心に設置されている。空気はベルマウスより流入し、羽根車によって半径方向に加速されながら羽根車を出た後、ケーシングの壁面に衝突し、角度を90° 転向して静翼へ流入し、静翼によって旋回成分を減らされて、管出口へと流出する。羽根車出口の流動様相は5孔球形ビトー管を用いて、羽根車外縁から10mm大きい半径の円筒面上を円周方向に90° 間隔の4断面、スパン方向に約10mmの14点で測定した。羽根車主板と静翼前縁の距離は154mmである。

本研究ではケーシングの差異が空力特性と騒音特性及ぼす影響を調べる目的で従来の遠心送風機で使用されている図3に示すスクロールケーシングについても実験を行った。スクロールケーシングは平行な前後の端壁と8°の対数らせん線で広がる側壁とからなっている。なお、羽根車外縁と舌部間の間隔で定義される舌部すきまは44.4mmである。

図4は供試羽根車の概要を示したものである。羽根車の外径は467mmですべての羽根車で同じである。図4(a)は羽根車の主板(後面シュラウド)と側板(前面シュラウド)がともに回転軸に直角に製作され、出口面積に対する入口面積比  $A_r$  が0.29の、翼断面が翼形をした10枚羽根を有する羽根車である(以下ではNo.1羽根車と呼ぶ)。図4(b)は主板が回転軸に垂直で、側板が回転軸と62°の傾斜角を持ち、 $A_r$  が0.47

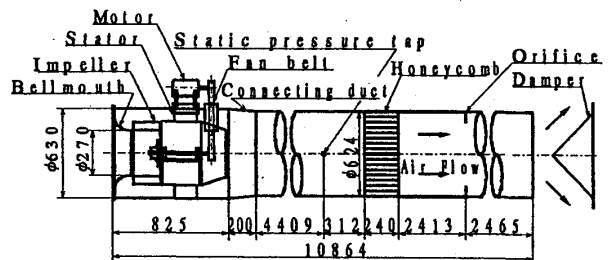


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

の平板の12枚の翼からなる羽根車 (No. 2 羽根車) である。図 4 (c) は主板が回転軸に垂直であり、側板が回転軸と75°の角度を有する羽根車 (No. 3 羽根車) で、この羽根車の  $A_r$  は0.41である。これらの羽根車は4極の誘導電動機によって約1800rpmで駆動される。羽根後縁における羽根車の周速度は約43.7m/sである。

表1はこれらの羽根車の主要諸元を示したものである。なお、翼断面形状はNo. 1羽根車は翼形であるが、No. 2とNo. 3羽根車の羽根は平板で作られている。羽根枚数はNo.1羽根車が10枚、残りの羽根車は12枚である。

4. 実験結果および考察

4.1 空力特性 図5はスクロールケーシングを有する遠心送風機 (以下では遠心送風機と呼ぶ) の特性曲線を示したものである。図中の  $\phi$  は圧力係数を、 $\phi$  は流量係数を、 $\lambda$  は動力係数を、 $\eta$  は送風機と電動機の総合効率を示しており、これらは次式で定義される。

$$\phi = 2P_T / (\rho U_t^2), \quad \phi = Q / (\pi D_2 U_t) \quad (1)$$

$$\lambda = 2L / (\rho \pi D_2 U_t^2), \quad \eta = \phi \phi / \lambda$$

ここで  $P_T$  は全圧 (Pa),  $\rho$  は空気密度 ( $\text{kg/m}^3$ ),  $U_t$  は羽根車外縁の周速度 (m/s),  $Q$  は流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  $D_2$  は羽根車直径 (m),  $L$  は電動機入力 (W) である。

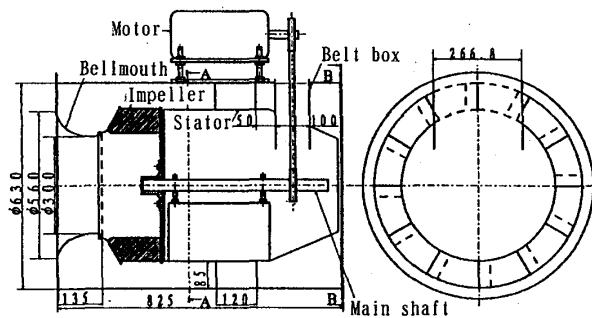


Fig. 2 Tubular casing.

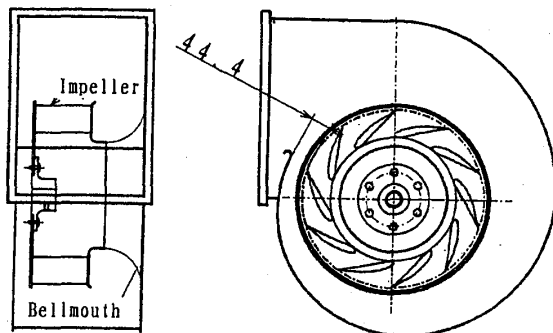
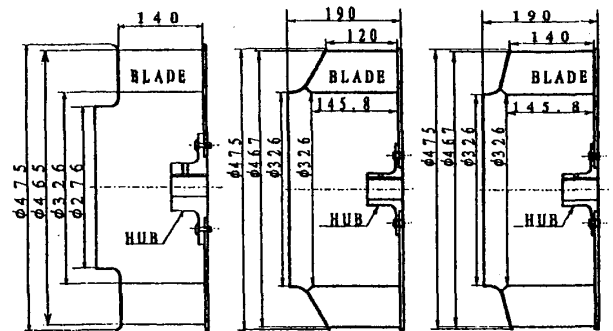


Fig. 3 Volute casing.

図中の破線はNo. 1羽根車、点線はNo. 2羽根車、実線はNo. 3羽根車の実験結果である。この図からNo. 1羽根車は他の2つの羽根車と比較して最大流量が少なく、最高効率も約10%ほど低いことが判る。これは面積比 (羽根車入口面積/出口面積)  $A_r$  が、No. 1羽根車が最も小さく、羽根車入口の側板側で流れが剥離し、逆流領域が最も広くなるためと考えられる。このため、流量係数が0.06以下の低流量域を除く流量域で圧力係数が最も低くなっている。No. 2羽根車は羽根車入口面積をNo. 1羽根車より広くし、出口面積を狭くした羽根車であり、羽根車の側板が回転軸に垂直な面に対して約28°にしている。また、この羽根車はNo. 1~No. 3羽根車の中で最も面積比  $A_r$  は大きい。これら3個の羽根車では最大流量はNo. 2羽根車が最も大きく、最高効率も67.5%と最も高い。これは側板を傾斜させた効果と面積比を大きくした効果と思われる。No. 3羽根車は入口面積をNo. 2羽根車と同じにし、出口面積をNo. 1と同じにしたものである。この場合、最大流量はNo. 2羽根車より約9%少なく、効率は約1%低下するが、No. 1羽根車と比較して最大流量は約70%、効率は約15%増加する。このことは



(a) No. 1 Impeller (b) No. 2 Impeller (c) No. 3 Impeller

Fig. 4 Schematic diagram of impellers

Table 1 Main dimensions of the impellers

Impeller	No. 1	No. 2	No. 3
Blade section	Airfoil	Flat plate	Flar plate
B	10	12	12
$D_1$ mm	326	326	326
$D_2$ mm	465	467	467
$D_0$ mm	276	326	326
$Y_1$ mm	140	145.8	145.8
$Y_2$ mm	140	120	140
C mm	138	140.8	140.8
$\xi$ deg.	43	44.6	44.6
$A_r$	0.293	0.474	0.406

面積比  $A_r$  をできるだけ大きくしなければならないことを示唆している。

図6は円筒形のケーシングを付けた遠心送風機(チューブラー遠心送風機と呼ぶ)の空力特性の羽根車による差異を示したものである。最大流量はNo. 1, No. 3, No. 2羽根車の順に多くなるが, No. 1羽根車を基準にした場合の各羽根車の増加の度合いは, 図5に示す対数らせんスクロールケーシングをつけた場合より小さい。また, 最高効率はすべての羽根車で約50%であり, No. 2とNo. 3羽根車の効率低下が著しい。また, 圧力係数を比較しても効率曲線と同様なことが言える。これはNo. 1羽根車の場合には圧力損失の大部分は入口近傍における剥離や逆流であるのに対して, No. 2羽根車やNo. 3羽根車では羽根車出口を出た流れは円筒壁面に衝突し, 90° 転向して静翼へと流れる

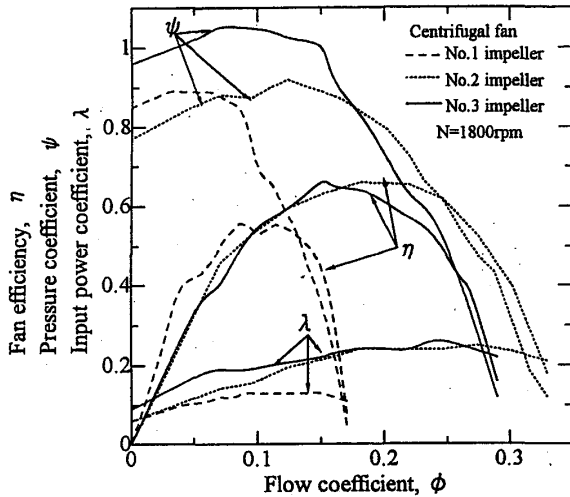


Fig. 5 Characteristics curves. (Centrifugal fan)

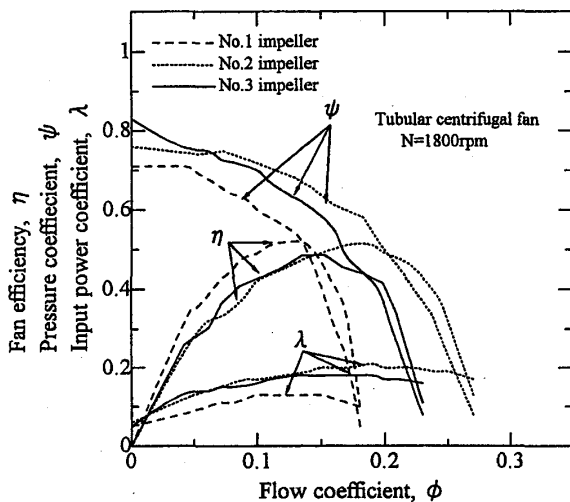


Fig. 6 Characteristics curves. (Tubular Centrifugal fan)

ために衝突損失と曲がり損失が生じ, これらが圧力損失の大部分を占めるためと考える。

4.2 流動様相 図7は羽根車出口から10mm大きい半径における全圧の平均値(周方向に90° 間隔の4点)の羽根車による差異を最高効率点について示したものである。図中のFrontは前面シュラウドをRearは後面シュラウド(ハブ側)を表している。全スパンにわたっての平均値はNo. 1羽根車(●印)が最も低い。これは羽根車の入口面積が小さいために, 側板(前面シュラウド)近傍の流れの剥離や逆流(図9参照)が生じているのが主因であると思われる。また, No. 2羽根車とNo. 3羽根車とでは差異はほとんどなく, No. 1羽根車よりはほぼ全スパンで全圧が高い。

チューブラー遠心送風機の羽根車が半径方向速度のスパン方向分布に与える影響を図8に示す。No. 1羽根車はスパン方向距離  $X/Y_2$  がほぼ0.1~0.4の領域で下向き流れ, 0.5以上の領域では上向き流れになっている。一方, 羽根車の面積比  $A_r$  (入口面積/出口面積) が比較的大きいNo. 2とNo. 3羽根車は下向き流れは現れていない。面積比  $A_r$  は羽根車の流れに大きな影響を与え,  $A_r$  は大きい方がよいことが分かる。

図9は軸方向(スパン方向)速度分布の羽根車による差異を最高効率点の流量において示したものである。この図から入口面積の小さいNo. 1羽根車(●印)は全スパンの約6割で入口方向への逆流が見られるが, 入口面積を増加させ, 出口面積を減少させたNo. 2やNo. 3羽根車では逆流は発生していないことが判る。スクロールケーシングを有する送風機でNo. 1羽根車が1番効率と圧力係数が低く, 流量が出ないのは上述の理由に因っている。No. 2羽根車とNo. 3羽根

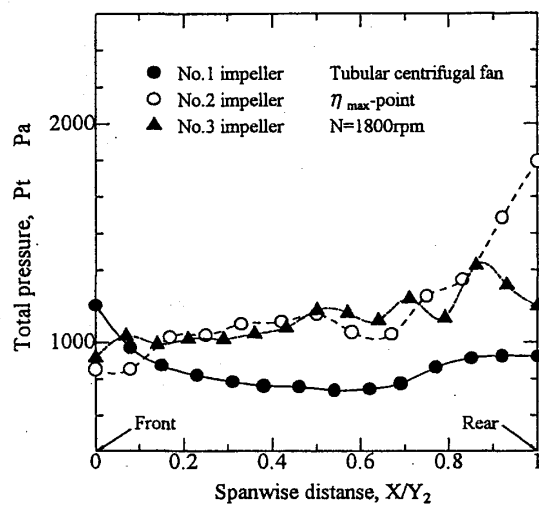


Fig. 7 Spanwise distributions of total pressure. (Tubular Centrifugal fan)

車を比較した場合、面積比の大きいNo. 2羽根車の方がスパン平均値は大きく、また分布が平坦である。

図10は相対速度 $W$ のスパン方向の分布を羽根車をパラメータとして表したものである。送風機から発生する騒音は相対速度の6乗に比例することを考えれば相対速度は騒音にとって非常に重要な因子の一つであると言える。スパン方向距離が約0.3以上ではNo. 1 (●印), No. 2 (○印), No. 3羽根車 (▲印) の順に低くなるが、ハブ近傍では逆にNo. 1羽根車が最も小さい。

図11は流れの良否を示す材料の一つとして用いられている出口偏差角 $\delta$ の羽根車による差異を示したものである。 $\delta$ が小さいほど流れは翼に沿って流出しているといえる。この図からスパン方向距離 $X/Y_2$ が0.4

以上ではNo. 1羽根車 (●印), No. 2羽根車, (○印) No. 3羽根車 (▲印) の順に $\delta$ は小さくなっている。No.1羽根車はほぼ全域で $\delta$ が大きく、スクロールケーシング付き遠心送風機の場合、効率が最も低いのは、流れが翼に沿っていないためと言える。No. 2羽根車とNo. 3羽根車を比較した場合にはスパンにわたる平均値は後者が前者よりも多少小さいが、No. 2羽根車の方が平坦である。

チューブラー遠心送風機は半径方向に流出した流れが円筒のケーシング壁に衝突し、90°転向するために衝突と曲がりに起因する圧力損失が発生し、このため送風機効率の低下と圧力低下を引き起こすことが予想される。図12はNo. 2羽根車の最高効率点における羽根車下流における断面平均全圧の流れ方向の変化を示

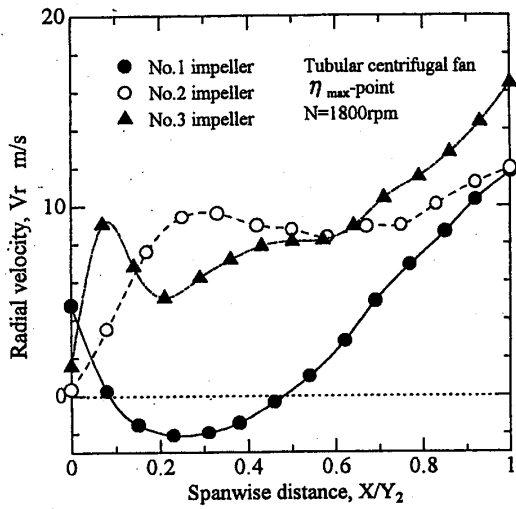


Fig. 8 Spanwise distributions radial velocity. (Tubular Centrifugal fan)

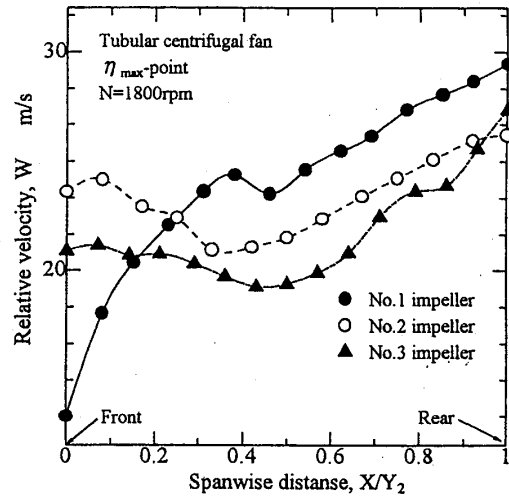


Fig. 10 Spanwise distributions of relative velocity. (Tubular Centrifugal fan)

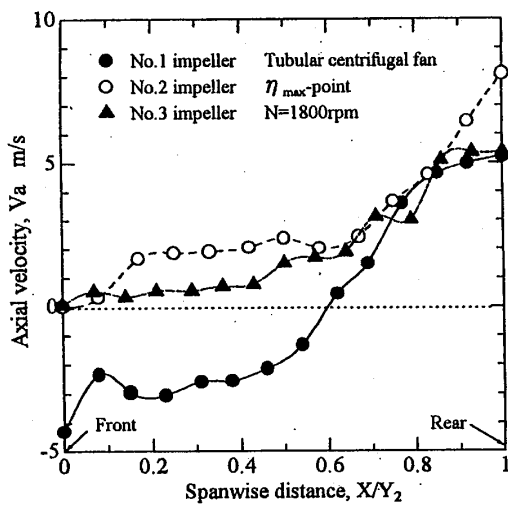


Fig. 9 Spanwise distributions of axial velocity. (Tubular Centrifugal fan)

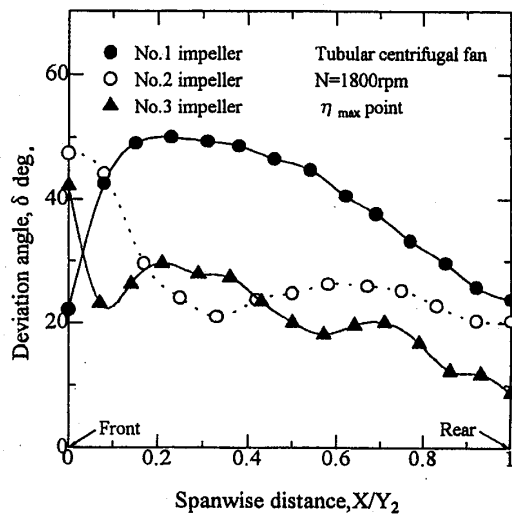


Fig. 11 Spanwise distributions of deviation angle. (Tubular Centrifugal fan)

したものである。この図から羽根車出口から静翼入口の間に全圧は530Pa 低下しており、約40%もの全圧が失われていることが分かる。流れは放射状に広がると仮定して、全圧損失係数を求めてみると2.67となる。圧力損失を低減させるにはケーシングの直径を大きくするか、傾斜翼羽根車を用いて流れと壁面との距離を大きくして、動圧を低下させることが肝要と考える。著者らの計算によれば、翼を30°傾斜させるか、ケーシングの直径を10cm大きくすることによって約10%の効率の増加が期待できる。静翼による損失はかなり小さい。

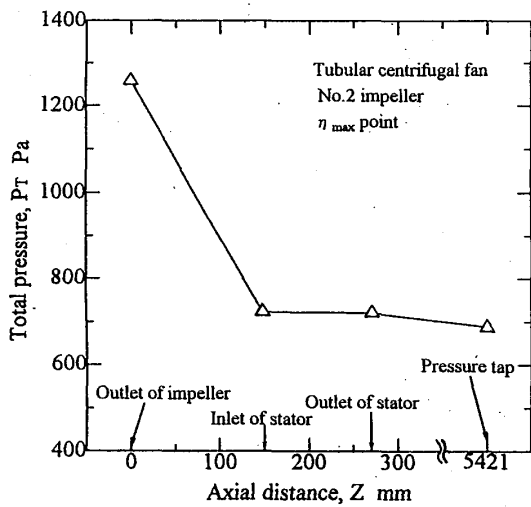


Fig. 12 Total pressure variation after the rotor. (Tubular Centrifugal fan)

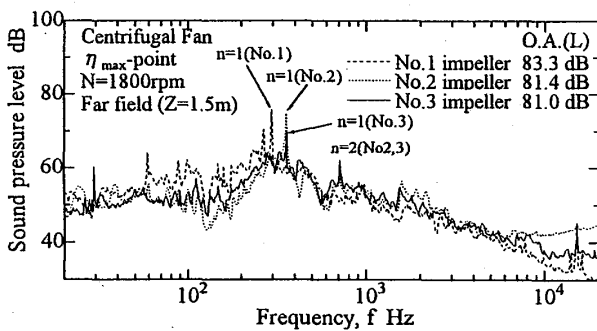


Fig. 13 Spectral distributions of fan noise. (Centrifugal fan)

4.3 騒音特性 図13はスクロールケーシング付き遠心送風機の最高効率点における騒音のスペクトル分布を3種類の羽根車について示したものである。舌部と動翼との干渉による騒音が  $n=1$  (基本周波数) および  $n=2$  (倍音) に見られる。全体的には250Hz以下の周波数域でNo. 1羽根車の音圧レベルが高いが、これは入口近傍で逆流している乱れた流れが再び羽根車に流入するために生じた騒音である。250Hz以上の周波数領域では羽根車による大きな差異は見られない。

図14は同様のことをチューブロー遠心送風機について調べたものである。No. 2羽根車とNo. 3羽根車の場合には360Hz( $n=1$ )に音圧レベルのピークが存在するが、No. 1羽根車の場合には見られない。これは前者が動翼枚数と静翼枚数がともに12枚と同じであり、動翼と静翼の干渉によって管軸方向に減衰しない  $m=0$  のモードの騒音が発生するのに対し、後者の場合は動翼枚数が10枚であるため、干渉騒音の最小モードは2となり、この騒音は管軸方向に減衰するためである。チューブロー遠心送風機とスクロールケーシング付き遠心送風機を全帯域騒音レベルで比較すれば、前者が後者よりも約1~2 dB レベルが高いようである。特に騒音のスペクトル分布上で、60~120Hz近傍の音圧レベルが高い。これはチューブロー遠心送風機において、流れが壁面に衝突する際に生じた乱れに因って発生したものか、ベルトケースの存在のためケース近傍の静翼に流れに影響を及ぼし、静翼面上の境界層が厚くなったことによるものではないかと推測される。

図15は全帯域騒音 SPL と比騒音レベル  $K_s$  の流量による変化をスクロールケーシング付き遠心送風機について示したものである。図15 (a) は騒音計のL特性で、図15 (b) はA特性における結果である。比騒音レベルは次式に示すように音圧レベルに流量と圧力

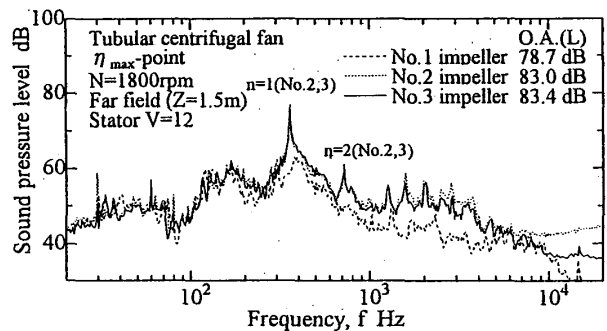


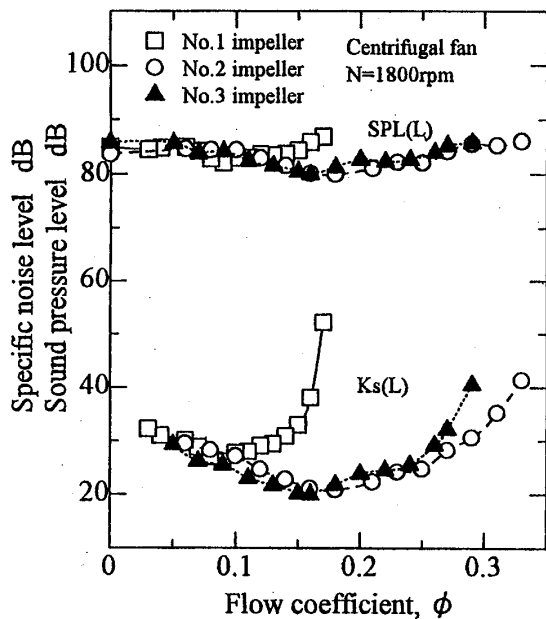
Fig. 14 Spectral distributions of fan noise. (Tubular Centrifugal fan)

を加味した量として表され、このレベルが低いほど良好な羽根車とされている。

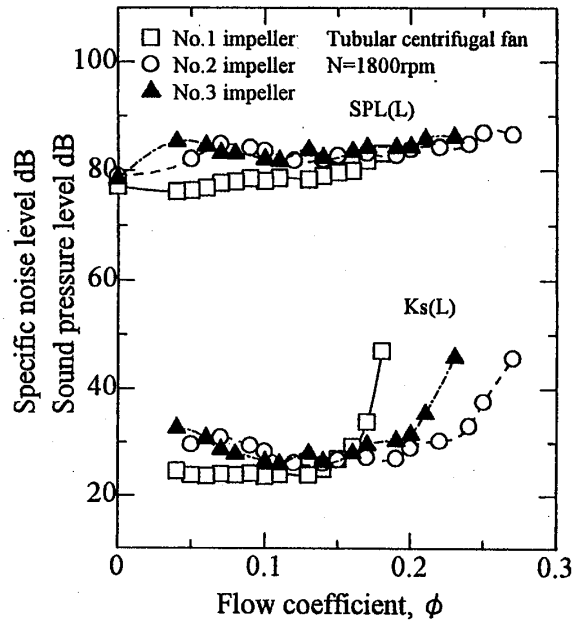
$$K_s = SPL - 10 \log_{10} (QP_T^2) + 20 \quad (2)$$

ここで  $SPL$  は音圧レベル (dB),  $Q$  は流量 ( $m^3/min$ ),  $P_T$  は全圧 (Pa) である。図15 (a) の音圧レベルから、音圧レベルの最大値は羽根車によって差は見られないが、音圧レベルの最小値は 3 dB ほど No. 2 羽根車と No. 3 羽根車が低い。また、No. 2 と No.

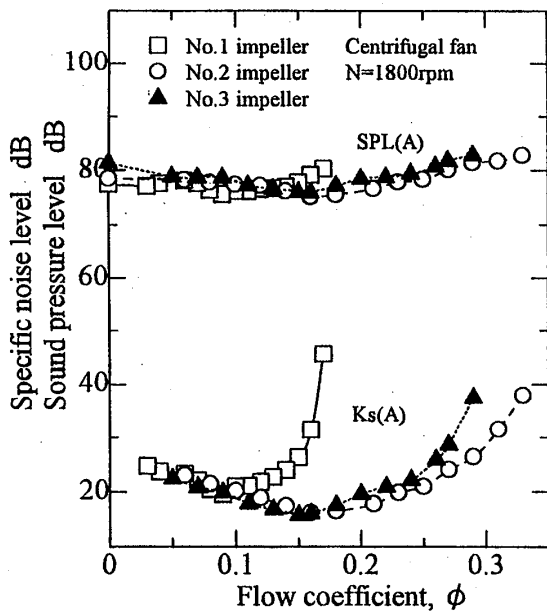
3 の両羽根車における全帯域騒音の差は見られない。一方、同図の比騒音レベル  $K_s$  から、最大値および最小値はともに No. 1 羽根車が高く、ほぼ最小値と同じレベルを有する静音の流量域も狭い。No. 2 羽根車と No. 3 羽根車とを比較してみると流量係数が 0.25 以上の流量域で後者が前者より多少低いことを除けば、両者による差異はほとんどないと言える。また図15 (b) の A 特性における音圧レベル  $SPL(A)$  も L 特性の場合と同様である。L 特性と A 特性の音圧レベルはいずれ



(a)  $SPL(L)$  and  $K_s(L)$

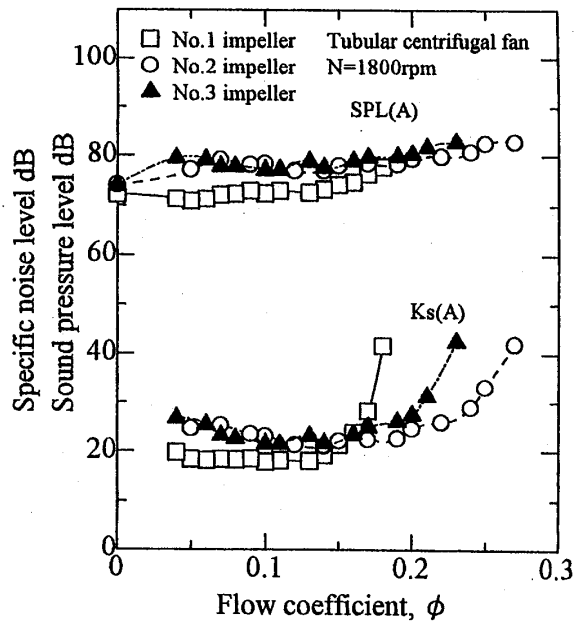


(a)  $SPL(L)$  and  $K_s(L)$



(b)  $SPL(A)$  and  $K_s(A)$

Fig.15 Change in  $SPL$  and  $K_s$  with flow rate (Centrifugal fan)



(b)  $SPL(A)$  and  $K_s(A)$

Fig.16 Change in  $SPL$  and  $K_s$  with flow rate (Tubular Centrifugal fan)

れともほぼ全流量域で後者が前者より約 2 dB 低い。比騒音レベル  $K_s(A)$  に関しても同様である。

図16 (a), (b) はチューブラー遠心送風機について図15と同様の項目について羽根車による差異を比較したものである。全帯域音圧レベル  $SPL(L)$  と  $SPL(A)$  に関しては, No. 1 羽根車が他の羽根車に比較してほぼ全流量域で音圧レベルが低いが, No. 2 羽根車と No. 3 羽根車による差異はほとんど見られない。このため比騒音レベルも流量係数が 0.15 以下で他の羽根車より低くなっている。No. 2 羽根車や No. 3 羽根車の全帯域音圧レベルはケーシングによる差異が見られないのに比べて, No. 1 羽根車ではチューブラー遠心送風機がスクロールケーシング付き遠心送風機よりも騒音が低い。これはスクロールケーシングの場合は舌部と羽根車との干渉騒音が発生しており, これが全帯域騒音に寄与しているからである。一方, No. 2 羽根車と No. 3 羽根車に円筒形ケーシングを付けると衝突損失と曲がり損失のため, 圧力降下が生じるので全圧がスクロールケーシングの場合より低くなる。このため, 両ケーシングで音圧レベルは変わらなくても, 比騒音レベルはスクロールケーシングを付けた方が円筒形ケーシングの場合よりほぼ全流量域で低くなる。したがって, 流体力学的特性と騒音特性の両面から判断すれば, 本実験範囲ではチューブラー遠心送風機よりスクロールケーシング付き遠心送風機の方が優れているといえる。チューブラー遠心送風機の特性を改善するためには円筒の直径を大きくして衝突損失を下げるか, 翼を回転軸方向に傾斜させて流れが円筒壁面と衝突するまでの距離を長くして速度を低下させ, 衝突損失と曲がり損失を低下させる方法が考えられる。前者は衝突損失や曲がり損失の低下は期待できるが, ケーシングが大きくなる欠点がある。

## 5. 結 論

本研究では 3 種類の遠心型羽根車を用いて, 円筒形ケーシングとスクロールケーシングが送風機の流体力学的特性と騒音特性に及ぼす影響を実験的に調べた。その結果, 以下の結論を得た。

(1) チューブラー遠心送風機の効率と圧力の低下は, 羽根車から流出した流れがケーシング壁面に衝突し, さらに 90° 転向して下流側へ流れることによる衝突と曲がりに基づく圧力損失が主因である。

(2) スクロールケーシング付き送風機の場合は, 羽根車の入口面積と出口面積との比が流体力学的特性に大きな影響を及ぼす。その比が No. 1 羽根車のように

小さいと羽根車の前面シュラウド近傍におけるはく離と逆流のため圧力損失が増加し, 全圧と効率は低くなり, 最大流量も小さくなる。

(3) スクロールケーシング付き遠心送風機の場合には羽根車と舌部との干渉によって干渉騒音が発生する。全帯域音圧レベルの羽根車による差は小さい。

(4) チューブラー遠心送風機の場合で, 動翼枚数と静翼枚数が同じ場合には動翼と静翼の干渉によって管軸方向に減衰しない  $m=0$  モードの離散周波数騒音が発生する。この騒音が全帯域騒音の増加にかなり影響している。したがって, 動翼と静翼の枚数の組み合わせには十分な配慮が必要である。

(5) スクロールケーシング付き遠心送風機とチューブラー遠心送風機との全帯域音圧レベルを比較すれば, No. 1 羽根車に関しては舌部と羽根車との干渉騒音のために前者が後者より高い。No. 2 羽根車と No. 3 羽根車に関してはケーシングによる差は小さい。これは前者では舌部と羽根車との干渉騒音, 後者では羽根車と静翼との干渉によってモード零の管軸方向に減衰しない干渉騒音が発生し, 両者において干渉騒音のレベルがほぼ同じであるためである。

(6) No. 2 羽根車と No. 3 羽根車を用いたスクロールケーシング付き遠心送風機とチューブラー遠心送風機で比騒音レベルを比較した場合, 前者が後者に比べて比騒音レベルは低い。これは後者において圧力損失が大きく全圧上昇が少ないためである。また, 羽根車の比較ではほぼ全流量域で No. 2 羽根車が最も低く, 実験した 3 羽根車のうちでは最も良好な羽根車といえる。

## 参 考 文 献

- (1) 深野・他 2 名, 低圧軸流送風機の騒音に与える翼先端すきまの影響, 機論 (B), 51-463 (1985), 820.
- (2) 児玉・深野, 低圧軸流送風機の共鳴騒音に関する研究(丸棒の位置, 回転数および翼先端形状の影響), 機論 (B), 52-477 (1986), 2131.
- (3) 深野・児玉, 低圧の軸流および斜流送風機騒音の音圧レベル予測, 機論 (B), 51-466 (1985), 1825.
- (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, 機論 (B), 54-500 (1988), 883.
- (5) 児玉・他 3 名, 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, 機論 (B), 58-549 (1992), 1611.
- (6) 児玉・他 3 名, 翼付き多層円板ファンの乱流騒音について, 機論 (B), 62-596 (1996), 1420.