



Title	スクロールレス薄型遠心送風機の騒音に関する研究：面積比,熱交換器形状,羽根の材質の影響
Author(s)	児玉, 好雄; 林, 秀千人; 左柳, 恒久; 木下, 勲治郎; 荒牧, 栄三郎
Citation	長崎大学工学部研究報告 Vol.29(52) p.23-31, 1999
Issue Date	1999-01
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10069/5050">http://hdl.handle.net/10069/5050</a>
Right	

This document is downloaded at: 2019-02-19T17:37:26Z

# スクロールレス薄型遠心送風機の騒音に関する研究 (面積比, 熱交換器形状, 羽根の材質の影響)

児玉好雄\*・林 秀千人\*・佐柳恒久\*\*  
木下 歓治郎\*\*・荒牧 栄三郎\*\*\*

## Noise Generated by a Thin Type Centrifugal Fan without Scroll Casing (Effects of the Areal ratio, Geometry of the heat exchanger and Blade material)

by

Yoshio KODAMA\*, Hidechito HAYASHI\*, Tsunehisa SANAGI\*\*

Kanjirou KINOSHITA\*\* and Eisaburo ARAMAKI\*\*\*

The relation between the sound pressure level of a centrifugal fan without scroll casing and the flow around the impeller was investigated in flow rate operating region with respect to the effects of three parameters : (1) the areal ratio,  $Ar$  ( $Ar = 1.25, 1.0, 0.8$ ), (2) the geometry of the heat exchanger, (3) the blade material. It is shown that there is little difference among three area ratios and between the porous material blade and resinous blade. The rotational speed of the fan in the apparatus with rectangular heat exchanger must be increased of about 7% than that with circular heat exchanger to obtain the regulation flow rate ( $Q = 18\text{m}^3/\text{min}$ ). Therefore the noise radiated from the former is higher than the latter. The agreement between the measured values and the predicted values of the sound pressure level of the turbulent noise was satisfactory.

### 1. 緒言

最近、冷暖房機器用としてスクロールケーシングを有しない送風機、すなわちスクロールレスファンの利用が増えており、店舗やオフィス等の天井に埋め込まれている。この送風機に関して著者らは羽根前縁と口金壁面間の距離、ベルマウス出口形状および口金すきまの影響について研究を行った<sup>(1)</sup>。その結果、(1) 口金すきまが狭いほど、すきまを通る流れは減少し、流体力学的特性が改善される。(2) 羽根の諸元を変えずに口金口径のみを大きくすれば、口金口径が大きくなるにつれて送風機の圧力と効率は低下する。(3) 著者らが誘導した乱流騒音の予測式を用いれば、スクロールレス遠心送風機の乱流騒音をかなりの精度

で予測できる、などの成果が得られた。

スクロールレス遠心送風機を有する冷暖房機器は前述したようにオフィスや店舗などの天井に設置されるので、出来るだけ薄く、かつ軽量のものが望まれる。しかしながら、羽根車を薄くすれば、同圧力、同流量を出すために、回転数や羽根車直径を大きくしなければならない。このため、相対速度が高くなり、引いては騒音の増加を招く恐れがある。また、熱交換器の高さも当然低くなるので、熱交換量の観点から考えれば、熱交換器の段数を増やしたり、形状を変えたりしなければならず、これが送風機の性能や騒音に及ぼす影響も考えられる。一方では、羽根車の入口面積と出口面積との比が1に近づくので、羽根車の前面シュラウド

平成10年10月22日受理

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

\*\*ダイキン工業 (株) (DAIKIN 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)

近傍の翼前縁側での流れが改善され、逆流や剥離が抑制される。したがって、送風機効率上がり、乱流騒音の低減も期待できる。

以上の理由から、羽根車出口における羽根の高さ(翼スパン)が55mm(従来の羽根車は100mm)の羽根車を製作し、送風機特性改善の研究を行った。この羽根車は従来の羽根車に比較して翼のスパンが55%しかない。これを薄型遠心送風機と名付ける。この種の送風機特性に関する研究はほとんど見られない。このような背景に立脚して、本研究では羽根車入口・出口面積比、熱交換器の形状及び羽根の材質が送風機の流体力学特性や騒音特性に及ぼす影響について実験を行い、考察した。

## 2. おもな記号

- $A_r$  : 面積比 (羽根車入口面積/出口面積)  
 $a_0$  : 音速 m/s  
 $B$  : 動翼枚数  
 $C$  : 翼弦長 m, mm  
 $D$  : 相対座標系における後流の幅 m, mm  
 $D_m$  : 口金口径 m, mm  
 $D_i$  : 羽根車内径 m, mm  
 $D_o$  : 羽根車外径 m, mm  
 $E$  : 音響出力 W  
 $h_s$  : スパン長さ m, mm  
 $K_s(A)$  : A特性における比騒音レベル dB  
 $K_s(L)$  : L特性における比騒音レベル dB  
 $L$  : 軸動力 W  
 $L_m$  : 羽根前縁と口金壁面間の距離 (前縁距離) mm  
 $P_T$  : 全圧 Pa  
 $Q$  : 送風機流量  $m^3/s, m^3/min$   
 $R$  : 半径方向の距離 m  
 $R_1$  : 羽根車入口半径 m, mm  
 $R_2$  : 羽根車出口半径 m, mm  
 $SPL(A)$  : 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  
 $U_o$  : 羽根車外縁の周速度 m/s  
 $W_2$  : 羽根車出口の相対速度 m/s  
 $W$  : 羽根車内の任意半径における相対速度 m/s  
 $Z$  : スパン方向の距離 m  
 $z$  : 音源と観測点間の距離 m  
 $\gamma_1$  : 翼の入口角 °  
 $\gamma_2$  : 翼の出口角 °  
 $\eta$  : 送風機効率  
 $\lambda$  : 動力係数  
 $\xi$  : 翼の取付角 °

$\rho$  : 空気の密度  $kg/m^3$

$\phi$  : 流量係数

$\psi$  : 圧力係数

## 3. 乱流騒音の理論

本研究で用いられているスクロールレス遠心送風機はベルマウス入口部にフィルタなどが設置されているため乱流騒音は主として翼に流入する乱れと翼後縁から放出される渦に基づく騒音から成り立っていると考えられるが、翼に流入する乱れが乱流騒音に及ぼす影響は無視出来るほど小さい<sup>(1)</sup>。したがって、この種の送風機で対象となるのは翼後縁から放出される渦によって発生する次式で示される乱流騒音である<sup>(2)</sup>。

$$E = \pi \rho B \int DW^2 dZ / 2400 a_0^3 \quad (1)$$

ここで  $E$  は音響出力、 $B$  は動翼枚数、 $\rho$  は空気の密度、 $D$  は後流の幅、 $Z$  はスパン方向の距離、 $W$  は相対速度、 $a_0$  は音速である。なお、本研究では相対速度は翼入口から出口まで直線的に変化すると仮定して、式(1)中の  $W$  は  $R = (R_1 + R_2)/2$  の位置の相対速度で代表させた。

スクロールレス遠心送風機では、吸込口と吐出口とが同一面上にあるため全音響出力が上流側へ伝播する。この場合、音響出力  $E$  と軸中心上のベルマウス端から  $z$  の距離にある測定点の音圧レベル  $SPL$  とは  $p_o$  を最小可聴音圧として、次式で関係付けられる<sup>(2)</sup>。

$$SPL = 10 \log_{10} (3 \rho a_0 E / 4 \pi z^2 p_o^2) \quad (2)$$

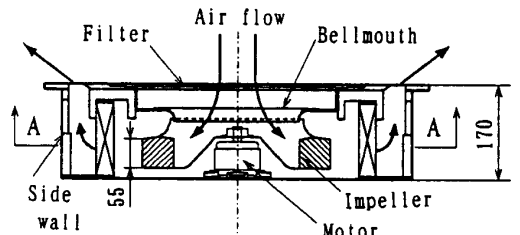
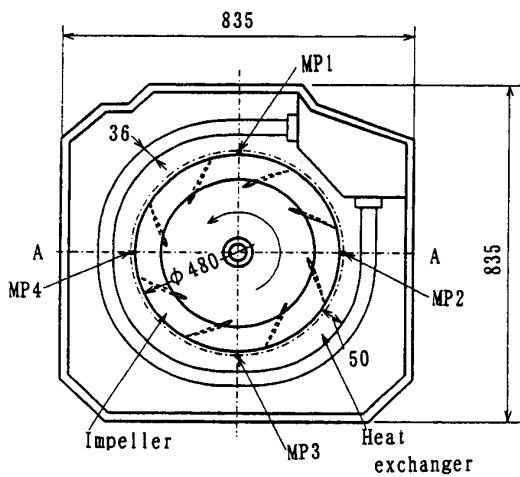
## 4. 実験装置および方法

図1は実験装置の概要を示したものである。図1(a)の熱交換器は熱交換器の輪郭の形状が比較的円形に近いもので、これを円形熱交換器と名付ける。図1(b)は熱交換器の接触面積を拡大するために四角の形状にしたもの(四角形熱交換器)である。空気はフィルタを通して羽根車に流入し、羽根車によって加速された後、高さ126mm、奥行き36mm(四角形熱交換器は25mm)の熱交換器へと導かれる。その後、熱交換器と外壁間の幅70mmの空間へと流入し、その外壁により、90°転向して上向き流れとなり、吹き出し角45°で機外へ流出する。なお、羽根車出口と熱交換器入口の最短距離は前者が50mm、後者が55mmである。また、口金すきまはいずれの場合も5mmである。

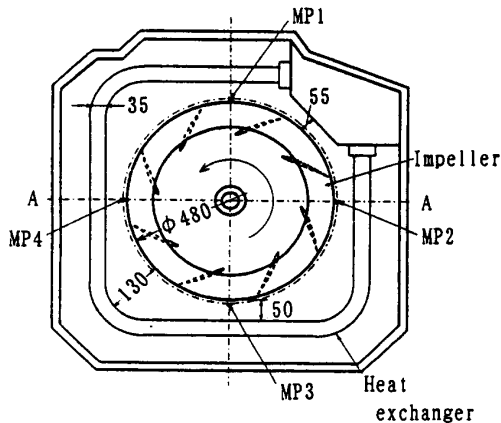
羽根車出口における圧力と速度の測定は、羽根車外縁より10mm大きい半径上のMP1~MP4の4断面

[90°間隔, 図1(a)参照]において, 5孔球形ピトー管と熱線流速計を用いて, スパン方向に約10mm間隔で行った. なお, 羽根車の回転数はスライダックにより制御した.

図2はスクロールレス遠心ファンの流体力学的特性と騒音特性を求める際に使用した装置である. 供試送風機は縦5.7m, 横3.5m, 高さ2.7mのプレナムチャンパの中に設置されている. このプレナムチャンパの下流側には直径400mmの円形ダクトが接続されており, 管路途中には補助用の遠心送風機が設置されている. 流量は補助送風機の下流に設けたオリフィスで計測し, 流量調整は管路入口に取り付けたコニカルダンパで行った. また, 圧力はプレナムチャンパの側壁で計測した. 軸出力はトルクメータで計測した.



(a) Apparatus with circular heat exchanger



(b) Apparatus with rectangular heat exchanger

Fig. 1 Experimental apparatus

図3は各供試羽根車の概要を示したものである. No.1からNo.3羽根車はいずれも羽根高さ(スパン長さ)が55mmの二次元翼を有する羽根車で, 外径は480mmで共通である. No.1, No.2およびNo.3羽根車の内径と口金口径はそれぞれ(367.4mm, 380mm), (343.3mm, 360mm), (317.3mm, 340mm)であるから, 入口/出口面積比  $A_r$  はそれぞれ1.2, 1.0, 0.8となる. また, 各羽根車の翼弦長は122.3mm, 140.5mm, 149.9mmである. No.4羽根車の諸元はNo.2羽根車と全く同じで羽根の材質が前者はポラスであるのに対し, 後者は樹脂の違いだけである. 羽根枚数はいずれの羽根車の場合も8枚である. なお, 前縁距離  $L_{in}$  [図3(b)参照]は約13~18mmである. 表1に各羽根車の主要諸元を示す.

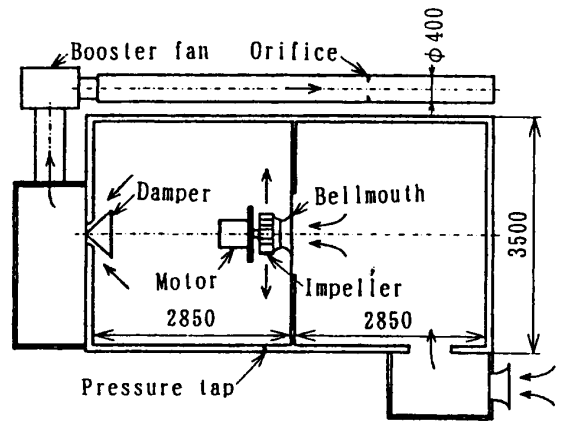
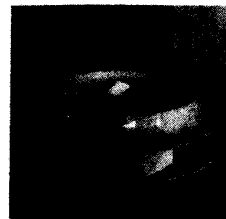
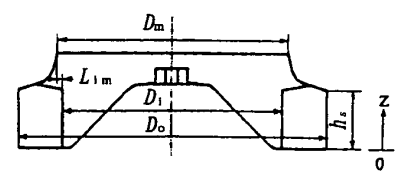


Fig. 2 Plenum chamber



(a) No. 2 Impeller



(b) Schematic diagram of impeller

Fig. 3 Test impeller

Table 1 Main dimensions of the impeller

Impeller	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4
Number of blades, $B$	8	8	8	8
Span length, $h_s$ , mm	55.0	55.0	55.0	55.0
Mouthpiece diameter, $D_m$ , mm	380.0	360.0	340.0	360.0
Inner diameter, $D_1$ , mm	367.4	343.3	317.4	343.3
Outer diameter, $D_0$ , mm	480.0	480.0	480.0	480.0
Chord length, $C$ , mm	122.3	140.5	149.9	140.5
Stagger angle, $\xi$ , deg.	48.7	44.8	40.3	44.8
Inlet angle, $\gamma_1$ , deg.	70.9	65.5	59.1	65.5
Outlet angle, $\gamma_2$ , deg.	53.3	53.3	53.3	53.3
Area ratio, $A_r$	1.25	1.0	0.8	1.0

## 5. 実験結果および考察

### 5.1 空力特性

図4は羽根車単体の流体力学的特性を示したもので、図4(a)には羽根車の面積比(入口面積/出口面積)の影響が、図4(b)には羽根の材質の差異が特性に及ぼす影響が示されている。図4中の $\psi$ は圧力係数、 $\phi$ は流量係数、 $\lambda$ は動力係数、 $\eta$ は送風機と電動機の総合効率であり、それぞれ次式で定義される。

$$\begin{aligned} \psi &= 2P/\rho U_0^2, & \phi &= Q/\pi D_0 h_s U_0 \\ \lambda &= 2L/\pi \rho D_0 h_s U_0^3, & \eta &= \psi \phi / \lambda \end{aligned} \quad (1)$$

ここで $P$ は壁面圧力、 $\rho$ は密度、 $U_0$ は羽根車外縁の周速度、 $Q$ は流量、 $D_0$ は羽根車直径、 $h_s$ はスパン長さ、 $L$ は電動機の軸出力である。

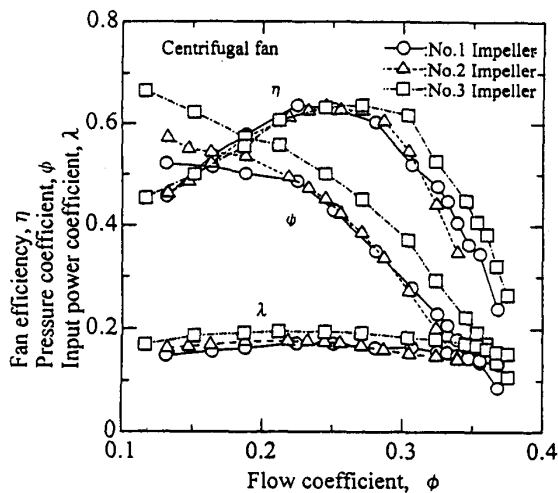
図4(a)よりほぼ全流量域にわたってNo.3羽根車(□印)の圧力係数が他の羽根車より高く、最高効率

流量が高流量側であり、高効率の流量域が広いこと、などが分かる。また、最高効率点の流量は面積比が小さくなる順、すなわちNo.1羽根車(○印)、No.2羽根車(△印)、No.3羽根車(□印)の順に大きくなる。これは本実験では羽根車外径を一定にしているため面積比が小さくなるに従って翼弦長が長くなり流れが翼に沿って流れるようになったためと思われる。要求される圧力と流量を考慮すれば、No.3羽根車では回転数を約10%低減できる計算になる。送風機騒音は相対速度の6乗に比例することを勘案すれば、このことは送風機騒音を約2.5dB低減できることを示唆している。

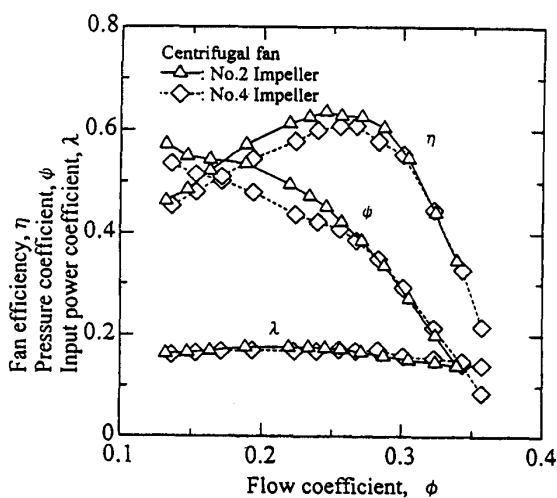
図4(b)のNo.2羽根車(△印)とNo.4羽根車(◇印)の比較から、流量係数 $\phi$ が0.3以下では樹脂製の羽根を有するNo.2羽根車の方がポラス羽根のNo.4羽根車より圧力係数 $\psi$ が高いことが分かる。これは樹脂製の羽根の表面は比較的滑らかであるのに対して、ポラス羽根は表面が粗いため羽根表面での摩擦損失が大きくなるためと考えられる。また、最高効率はNo.2羽根車では流量係数が約0.24の時に63%、No.4羽根車では流量係数が約0.27の時に61%となっており、前者が2%効率が高い。

### 5.2 羽根車出口の流動様相

図5はNo.2送風機に関して、送風機出口での規定流量 $18\text{m}^3/\text{min}$ のときのMP1~MP4断面における全圧のスパン方向分布を示したものである。この流量における回転数 $N$ は円形熱交換器を設置した場合が655rpm、四角形熱交換器の場合が700rpmとなる。図5(a)は円形熱交換器が設置されている場合を、図5(b)は四角形熱交換器の場合である。両者の比較から、四角形熱交換器の場合は円形熱交換器に比べて測定断面による変化が大きい。これは円形に比べて四角形の場合は熱交換器に対称性がないこと、このため三隅(図1(b)参照)において循環渦が発生する(図省略)こと、などに因るものと推測される。なお、羽根車出口の4断面の算術平均値で表せば、四角形熱交換器を設置した方が円形熱交換器よりも全圧は約30Pa高い。このことは $18\text{m}^3/\text{min}$ の流量を出す前者は後者よりも圧力を30Pa出す必要があり、熱交換器の形状を四角形にすれば円形よりも熱交換器の抵抗が30Pa増加することを意味している。静圧も同様な傾向が見られる(図省略)

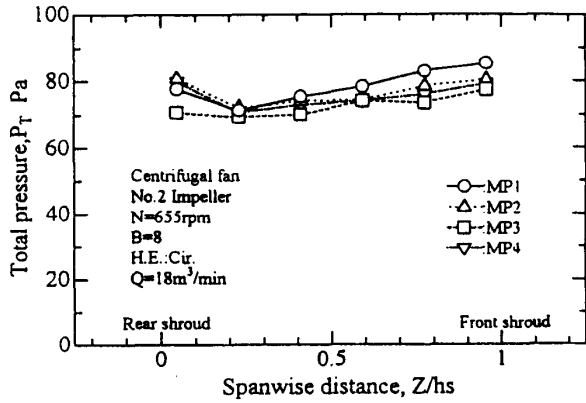


(a) Effects of the area ratio,  $Ar$

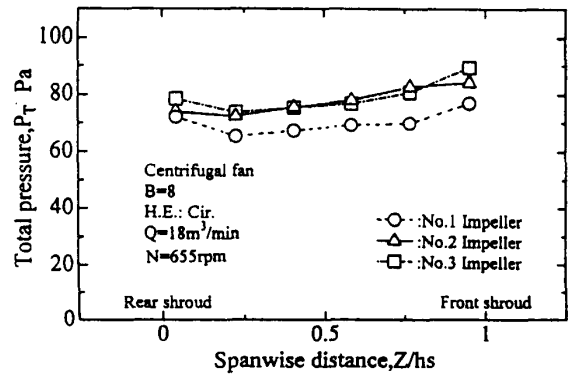


(b) Effects of the blade material

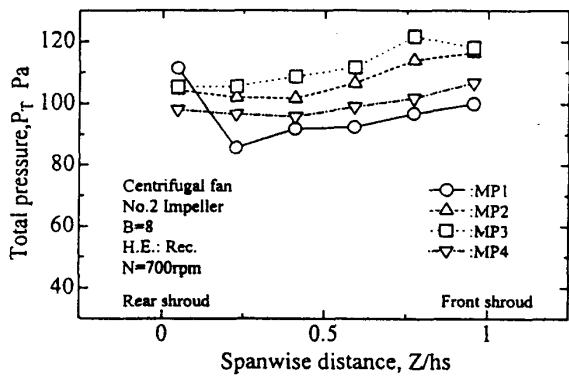
Fig. 4 Characteristic curves



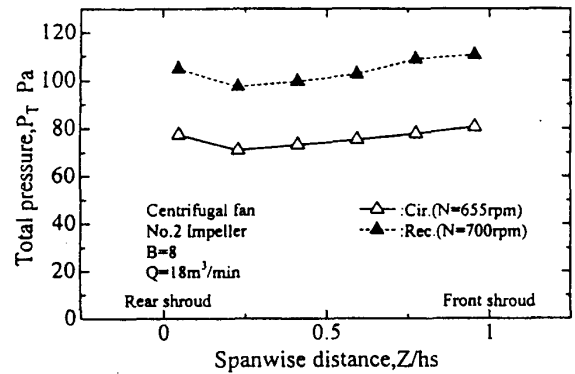
(a) Apparatus with circular heat exchanger



(a) Effects of the area ratio,  $A_r$



(b) Apparatus with rectangular heat exchanger



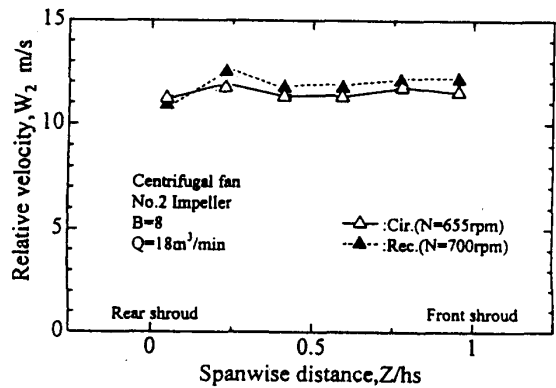
(b) Effects of geometry of the heat exchanger

Fig. 5 Effects of location on the total pressure

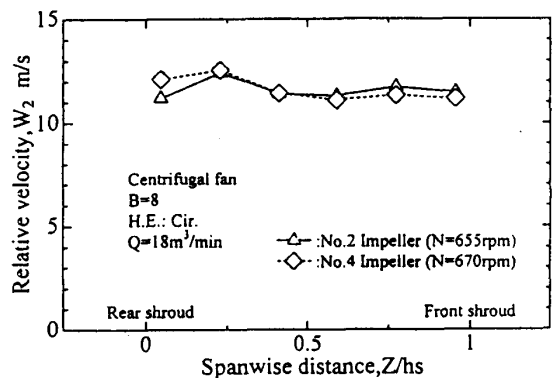
図 6 (a), (b)はMP1~MP4における全圧の4点平均値をスパン方向にプロットしたものである。図 6 (a)は面積比  $A_r$  の影響を、図 6 (b)は熱交換器の形状の影響を示している。図 6 (a)に示されるようにNo. 2羽根車とNo. 3羽根車では差はほとんど見られないが、No. 1羽根車は前二者に比較して若干低い。図 6 (b)から、全スパンにわたって四角形熱交換器は円形熱交換器よりも全圧が約30Pa高い。このことは前者が後者に比べて圧力損失が30Pa分大きいことを意味する。一方、ポーラス羽根を持つNo. 4送風機の場合、規定流量  $18\text{m}^3/\text{min}$ における羽根車の回転数は670rpmとなるため、羽根車出口における全圧は若干No. 2送風機よりも若干高いが、分布の傾向はほとんど同じである(図省略)。

図 7 (a), (b)は4点の平均値を用いた相対速度のスパン方向分布であり、図 7 (a)は熱交換器による差異を、図 7 (b)は羽根の材質による差異を示している。図 7 (a)から、熱交換器においては、相対速度は回転数の大きい四角形熱交換器(▲印)が円形熱交換器(△印)よりもおおいが、図 7 (b)に示すように羽根の材質による差異はほとんど見られない。騒音は相対

Fig. 6 Distributions of the total pressure



(a) Effects of geometry of the heat exchanger



(b) Effects of the blade material

Fig. 7 Distributions of the relative velocity

速度の6乗に比例するから、相対速度の増加には十分配慮する必要がある。また、羽根車の面積比  $A_r$  が相対速度に及ぼす影響はほとんど見られなかった(図省略)。

送風機騒音におよぼす重要な因子に後流の幅がある。相対座標系における後流の幅を求める方法として絶対座標系で計測した速度変動波形を利用する方法と相対流出角と翼の取付角を利用する方法がある<sup>③</sup>。前者は煩雑であるが精度が後者よりよいと思われるので本研究では前者から後流の幅を予測した。図8(a), (b), (c)は羽根車出口の速度変動波形のスパン方向の分布を示したもので、それぞれ、No.1, No.2, No.3送風機の場合である。図においてスパン方向距離  $Z/h_s$  の値が小さくなるほど後面シュラウド(ハブ)側に、大きくなるほど前面シュラウド側に近づくことを示している。縦軸は熱線流速計の出力で、横軸は時間である。この場合、変動波形は羽根車100回転の平均値として一周期分を示している。これらの図から、全体的に後面シュラウドから前面シュラウドまで8つの明瞭な波形のピークが見られ、流れは比較的翼に沿っていると推測される。このピークのところが後流である。この幅が広いほど翼面上の境界層が発達していることを意味している。後面シュラウドから  $Z/h_s$  が0.2近傍まで後流の幅は狭く、これより  $Z/h_s$  が大きくなると

多少増加する傾向が見られる。羽根車による後流の幅の差は小さいものの、スパン全体の平均で比べれば、No.3羽根車が多少広いようである。

速度変動波形から後流の幅を定義するのは非常に難しいが、図9に例示している後流の幅  $D_{au}$  を絶対座標系における回転方向の後流の幅と定義した。

式(1)における後流の幅  $D$  は相対座標系における後流の幅であるから、これを  $D_{au}$  から図10に示す羽根出口の速度三角形の関係を用いて算出した。図中  $AE=AF=CD$  である。すなわち、絶対座標系の後流の幅  $D_{au}$  と相対座標系の後流の幅  $D$  との間には式(2)で示される関係がある<sup>③</sup>。また、図10中の  $D_a$  は絶対速度  $V_2$  に垂直方向の後流の幅すなわち、絶対座標系における後流の幅である。

$$D = D_{au} \cos \beta_2 \tag{2}$$

ここで  $\beta_2$  は相対流出角である。

図11は相対座標系における後流の幅のスパン方向分布を示したものである。後流の幅は後面シュラウド近傍が一番狭く、前面シュラウド側へ向かうにつれて増加する傾向は全ての羽根車で同じである。以上のことから、流れは後面シュラウド近傍が前面シュラウド近傍より翼に沿って流れていると言える。

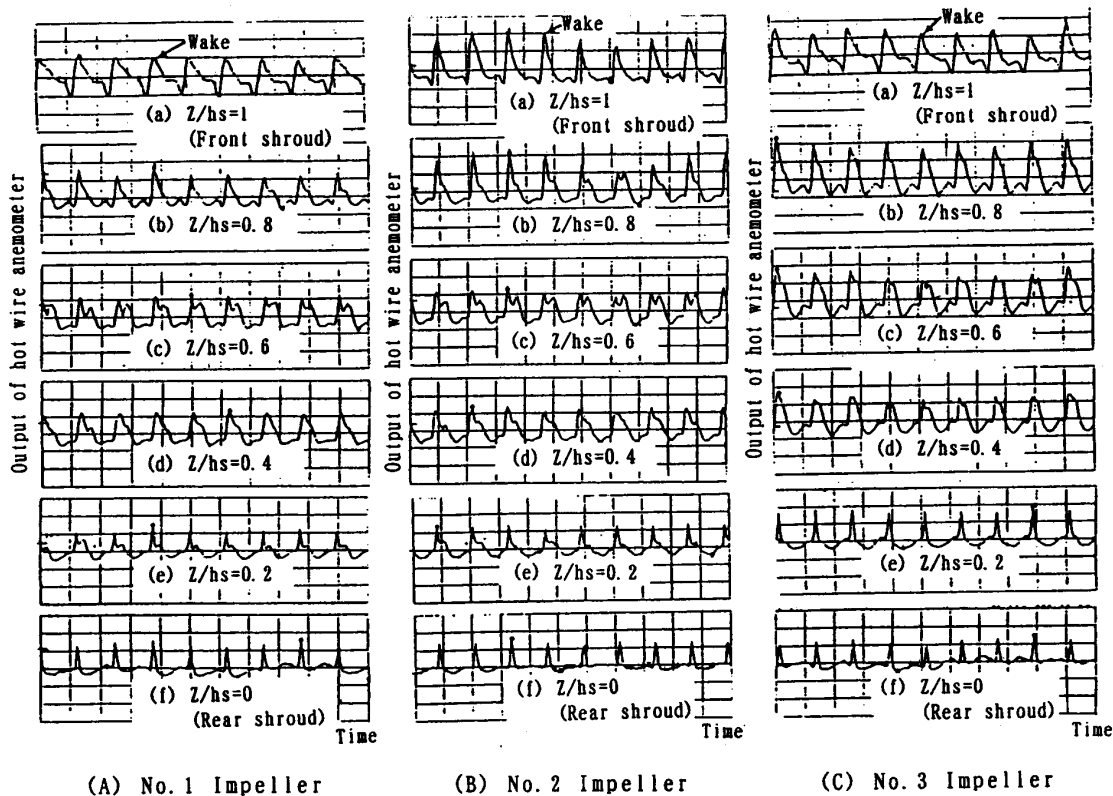


Fig. 8 Velocity fluctuations in the wake

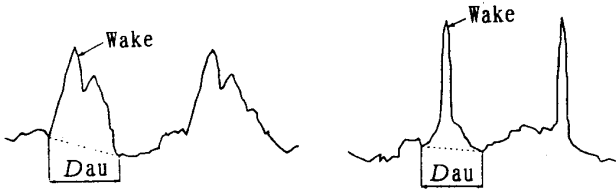


Fig. 9 Wake width in the absolute coordinate

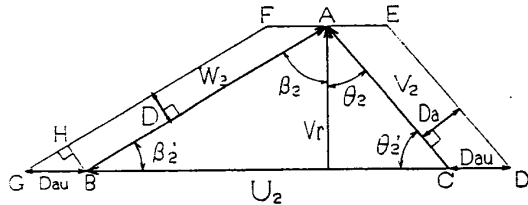


Fig. 10 Velocity triangle at outlet of impeller

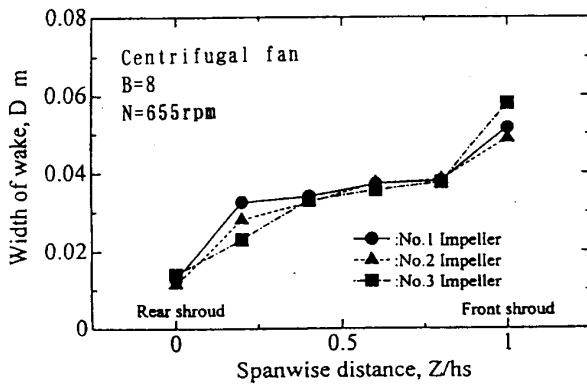
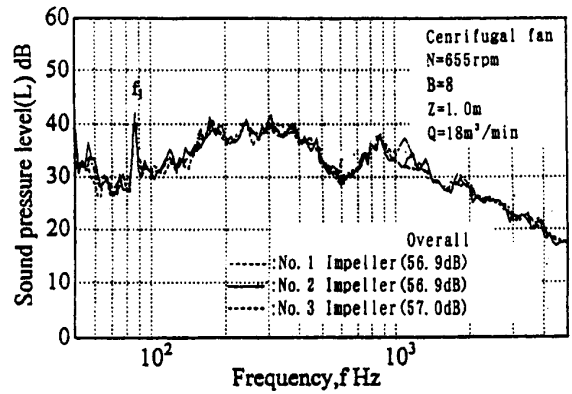


Fig. 11 Span wise distribution of the wake width

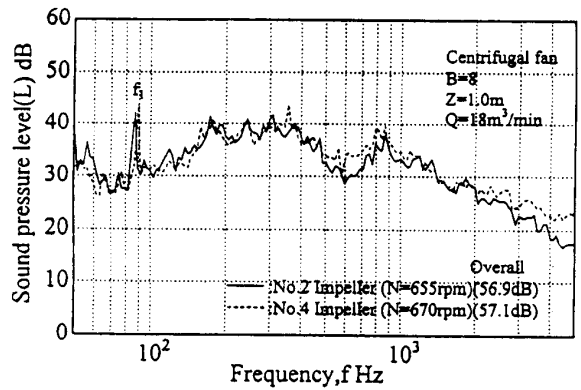
6. 送風機の騒音

6. 1 騒音のスペクトル分布

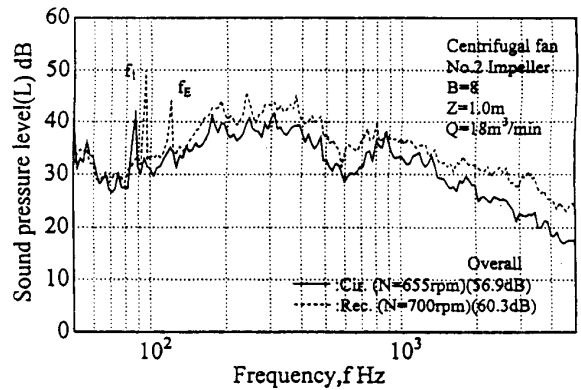
図12(a), (b), (c)はそれぞれ規定流量  $Q = 18\text{m}^3/\text{min}$  に関して、L 特性における騒音のスペクトル分布を示したものである。図12(a)は羽根車の面積比による差異を、図12(b)は羽根の材質による差異を、図12(c)は熱交換器の形状による影響を示している。図12(a)から、周波数  $f_1$  に音圧レベルのピークが見られるがこれは回転騒音の基本周波数である。これは羽根車入口あるいは出口において装置の円周方向の非対称のため生じた流れのひずみと羽根車との干渉によって生じたものである。3羽根車に関しては面積比が一番小さいNo. 3羽根車において1100Hz近傍に音圧レベルの低いピークが見られる以外、差異はほとんど見られない。このことは、図中の全帯域騒音の数値に見られるようにそのレベルがほとんど変わらないことから推測できる。羽根の材質に関しては図12(b)に示すように回転数の高いポラス羽根のNo. 4羽根車が樹脂製のNo.



(a) Effects of the area ratio,  $A_r$



(b) Effects of the blade material



(c) Effects of geometry of the heat exchanger

Fig. 12 Spectral distributions of the fan noise

2羽根車よりほぼ全周波数にわたって音圧レベルが高い。このことはポラス羽根の吸音効果がほとんど見られないことを示唆している。図12(c)では周波数  $f_1$  と  $f_E$  に音圧レベルのピークが見られるが、後者は電磁騒音である。後者は羽根車の不釣り合いのため、電源に不平衡が生じたために発生したと考えられる。一方、乱流騒音を見れば、四角形熱交換器が円形交換器



の場合よりほぼ全周波数にわたって高い。これは主として回転数の差に基づくものである。A特性でも同様の傾向が見られる(図省略)。

6. 2 全帯域騒音の実験値と予測値との比較

図13はNo. 1～No. 4 送風機から放射される乱流騒音の実験値と式(1)と式(2)から得られる予測値とを比較したものである。ただし、乱流騒音の実験値は全帯域騒音エネルギーから  $f_1, f_e$  などの離散周波数騒音のエネルギーを差し引いた値を用いている。なお、予測値を算出する際には相対速度は第3章で示した半径  $R$  における値を、後流の幅は実測値を用いた。図中の45°の実線は実験値と予測値とが一致していることを、破線は±2dBの誤差を示している。実験値と予測値はほぼ±2dB以内の精度で一致しており、予測式(1)を用いれば、スクロールレス遠心送風機の騒音をもかなりよい精度で予測出来ることが分かる。

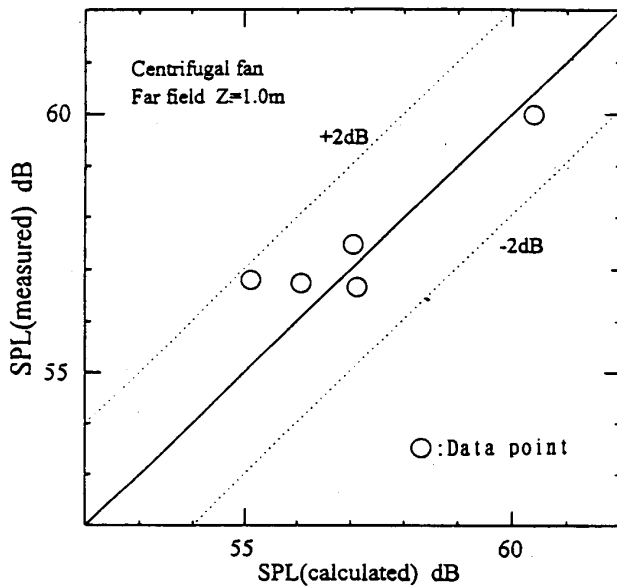


Fig. 13 Comparison of predicted value of sound pressure level with measured value

7. 比騒音レベル

送風機の騒音を評価する量として、送風機騒音に流量と圧力を加味した式(4)で示される比騒音レベル  $K_s$  がある。このレベルが低いほど静音送風機と見なされている。

$$K_s = SPL - 10 \cdot \log_{10}(QP_T^2) + 20 \quad (4)$$

ここで  $Q$  は流量 ( $m^3/min$ )、 $P_T$  は全圧 (Pa) である。

表2は四種類の羽根車の全帯域音圧レベル (SPL)

と比騒音レベル ( $K_s$ ) を示したものである。比騒音レベルはNo.1 送風機が一番高く、残りの三者の間ではほとんど差は見られない。また、熱交換器に関しては、円形熱交換器の方が四角形熱交換器よりも比騒音レベルが低く、静音であると言える。

Table 2 Specific noise level

Impeller	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 2 (Rec.)
$N$ rpm	655	655	655	670	700
$A_r$	1.25	1.00	0.80	1.00	1.00
SPL(L) dB	56.9	56.9	57.0	57.1	60.3
SPL(A) dB	51.4	51.4	50.8	52.5	53.7
$K_s$ (L) dB	26.9	26.3	26.0	26.2	30.1
$K_s$ (A) dB	21.9	21.5	21.4	21.6	23.5

8. 結 論

本研究では四種類の薄型遠心送風機と二種類の熱交換器を用いて流体力学的特性と騒音特性について調べると共に乱流騒音の予測式について検討を行った。その結果以下の結論を得た。

- (1) 同じ流量を出すためには、四角形熱交換器付き装置は円形熱交換器付き装置よりも回転数を高くしなければならない。このため、前者は後者より騒音が高くなる。
- (2) 四角形熱交換器付き装置は円形熱交換器付き装置よりも円周の4断面における全圧のばらつきが大きく、同流量にするためには前者が後者に比較して約8%回転数を増やさなければならない。
- (3) 同流量にするためには、ポーラス製の羽根を有する送風機は樹脂製の羽根を有する送風機より回転数を約2%増加させなければならない。回転数の増加による騒音の増加とポーラス羽根による騒音の吸収とが相殺されて両送風機による全帯域騒音の差はほとんど見られない。
- (4) 本報で用いた後流の幅の予測式と乱流騒音の予測式を用いれば、送風機から放射される騒音を±2dB以内の精度で予測することが出来る。
- (5) 比騒音レベルから、羽根車としてはNo.2羽根車かNO.3羽根車が良好であり、熱交換器の形状では、円形熱交換器が良好である。

おわりに本実験に協力された当時長崎大学大学院学生の永田慎一、学部学生の姫野大、松山尚樹の諸氏に謝意を表す。

## 参 考 文 献

- 1) 児玉, 林, 佐柳, 木下, “スクロールレス遠心送風機の騒音に関する研究(羽根前縁と口金壁間の距離, ベ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.
- 2) 深野徹, 児玉好雄, 妹尾泰利, “低圧軸流送風機の乱流騒音について”, 機論, 41-345 (1975), 1479-1488.
- 3) 児玉好雄, 深野徹, “低圧軸流送風機の乱流騒音の流量特性とその音圧レベル予測”, 機論, 53-492, B (1987), 2514-2520.