

インデューサ付き遠心ファンの空力特性と騒音に関する研究

児玉好雄*・荻野和郎**・林秀千人*
高口剛***・大森和也**Characteristics of Aerodynamic and Noise for
a Centrifugal Fan with Inducer

by

Yoshio KODAMA*, Kazuo OGINO**, Hidechito HAYASHI*,
Tsuayoshi KOUGUCHI*** and Kazuya OOMORI**

An investigation of characteristics of aerodynamic and noise for a centrifugal fan with inducer and without inducer was conducted. The noise generated by these two kinds fan consists of the discrete frequency noise and the turbulent noise. The discrete frequency noise can be disintergrated into the rotating noise and noise due to the vibration of motor. The noise level of the later is heiger than that of the former. This discrete frequency noise level can be reduced by make firm the motor support. The overall noise radiated from the fan with inducer is lower than that of which without inducer over wide flow rate. In the pressure and the efficiency, the former is heiger than the latter. The specific noise level of the former is lower than that of the latter. Therefore, the centrifugal fan with inducer is superior to that without inducer. The agreement between the predicted values and measured values of the sound pressure level was generally satisfactory.

1. はじめに

遠心送風機は高圧力、低流量の送風機として工場や一般家庭に数多く用いられている。遠心送風機の騒音はある特定の周波数に音圧レベルのピークを有する離散周波数騒音と広帯域に比較的なだらかな音圧レベルの分布を持つ広帯域騒音とに分けられる。後者は発生源が流れの乱れに起因する場合には乱流騒音と呼ばれている。遠心送風機の騒音に関してこれまでに、翼形状と騒音の関係を調べて、騒音の低減化を図った研究^{1), 2)}、遠心ブロワーの騒音に及ぼすハウジングの影響に関する研究³⁾、翼通過周波数騒音の相似則に関する研究⁴⁾、横流ファンの騒音の低減化に関する研究^{5), 6)}、多翼ファンの騒音発生源とその発生機構に

関する研究⁷⁾、翼付き多層円板ファンの乱流騒音の予測⁸⁾、多翼ラジアルファンの乱流騒音の流量特性と音圧レベルの予測に関する研究⁹⁾などがなされている。

遠心ファンの新しい用途としてスクロールケーシングの無いファン、すなわちスクロールレス遠心ファンが工場やオフィス等で用いられている。また、コンピュータに組み込まれる部品の製造はクリーンルームでなされており、ここでは室内の粉塵や衣服に付着する塵を除去する目的でクリーンモジュールユニット (CMU) が設置されている。

この機器は天井に設置しなくてはならない場合があり、機器自体の重量低減化と小型化がなされている。したがって、機器に内蔵されている羽根車は薄く、小

平成13年10月26日受理

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

**松下精工(株) (Matsushita Seikou Co.Ltd.)

***大学院博士前期課程 (Graduate Student, School of Science and Technology)

型にならざるを得ない。このため、所要の流量と圧力を得るには回転数が大きくなり、羽根車も薄いので、羽根車出口の速度も増加する。このような状況下では、流れの曲がりや衝突による圧力損失は増加し、さらにCMUに内蔵されているフィルタによって摩擦損失が増える。したがって、この機器に組み込まれるファンは比較的高圧の遠心ファンが用いられなければならない。

ファンの圧力を上昇させるための一つに、主羽根の入口にインデューサを設置する方法が試みられている。これを利用したものとしては、ポンプやターボチャージャーがあるが、インデューサ付き遠心ファンの騒音を含めた特性を議論した研究はほとんどないように思われる。

上述の背景に立脚して本研究では、後退翼を有するインデューサ無しファンとインデューサ付きファンの2種類のファンを用いて空力特性と騒音特性の実験を行った。なお、実験は羽根車自身の特性を判断するためにスクロールケーシングに羽根車を設置した場合とクリーンモジュールユニット内に羽根車を内蔵した場合の両方について行った。

2. 記号表

a_0	: 音速 m/s
B	: 動翼枚数
C	: 翼弦長 m または mm
D	: 後流の幅 m または mm
D_1	: 羽根車内径 m または mm
D_2	: 羽根車外径 m または mm
f	: 周波数 Hz
g	: 重力加速度 m/s ²
h_1	: 羽根入口のスパン長さ mm
h_2	: 羽根出口のスパン長さ mm
$K_s(A)$: 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	: 電動機入力 W または kW
n	: 高調波の次数
N	: 回転数 rpm
p	: 音圧 Pa
p_0	: 最小可聴音圧 Pa
P_T	: 全圧 Pa
Q	: 流量 m ³ /s または m ³ /hr
r	: 音源と観測点間の距離 m
u_2	: 主翼出口の周速度 m/s
V_{r2}	: 主翼出口における半径方向速度 m/s

W	: 代表相対速度 m/s
W_2	: 羽根出口の相対速度 m/s
z	: スパン方向の距離 mm
β_2	: 主翼出口における流出角 deg.
γ_1	: 主羽根入口角 deg.
γ_2	: 主羽根出口角 deg.
η	: ファン効率
ξ	: 取り付け角 deg.
ρ	: 空気の密度 kg/m ³
λ	: 動力係数
ϕ	: 流量係数
ψ	: 圧力係数

3. 乱流騒音の基礎式

送風機から発生する騒音は、羽根車の上流に障害物がないような場合は主として翼後縁から放出される渦に起因する。この騒音の音響出力 E は式(1)で与えられる¹⁰⁾。

$$E = \pi B \rho \int DW^3 dz / (2400a_0^8) \quad (1)$$

ここで B は動翼枚数、 ρ は空気の密度、 D は後流の幅、 W は相対速度、 z はスパン方向の距離、 a_0 は音速である^{11)、12)}。

本研究のクリーンモジュールユニットに内蔵されているファンの場合は、装置の入口と出口が近接しているために全音響出力が観測点側へ放出される。したがって音響出力 E と観測点の音圧 p とは次のように関係付けられる⁹⁾。

$$E = 4 \pi r^2 \bar{p}^2 / (3 \rho a_0 \cos^2 \theta) \quad (2)$$

ここで r は音源と観測点との距離で、実際は入口ノズル端、またはフィルタ端からマイクロホンまでの距離である。また、 θ は音源を中心としてファンの軸中心と観測点とのなす角で、本実験では 0° である。以上の関係を基に、次式より観測点の音圧レベル(SPL)が求まる¹³⁾。

$$SPL = 10 \log_{10} (\bar{p}^2 / p_0^2) \quad (3)$$

ここで p_0 は最小可聴音圧で、0.00002Paである。

4. 実験装置及び方法

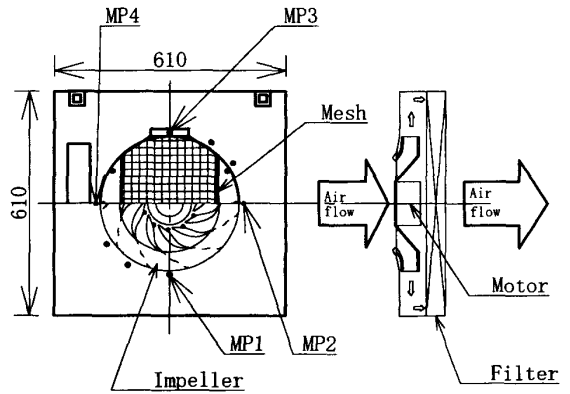
図1(a)はクリーンモジュールユニット(CMUと略記)の実験装置の概要を示したものである。吸込側

にはベルマウスが取り付けられており、その上流側には危険防止用の金網が設けられている。ベルマウスに流入した流れはインデューサに入り、ここで仕事を与えられて、主羽根に入る。この羽根で転向されて、加速されながら羽根車から流出する。羽根車を出た流れは壁面に衝突した後、角度を転向して下流側に設けられたフィルタを通り、機外へ流出する。CMUの流量は約 $660\text{m}^3/\text{h}$ である。なお、この機器の寸法は縦が610mm、横が610mm、高さが140mmである。流動様相の計測は羽根車の半径より10mm大きい半径位置の4断面(90°間隔、MP1～MP4の4断面)を、スパン方向には約5mm間隔に8点で行った。

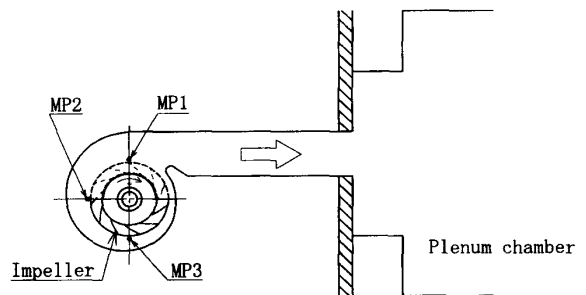
図1(b)はスクロールケーシングの中に遠心羽根車を組み込んだ場合の実験装置の概要を示したものである。実験装置の全長は1300mmで、流量調整は吐出管出口に設置したダンパで行った。流動様相は図に示すMP1～MP3の3断面を、スパン方向には5mm間隔の8点で求めた。

なお、騒音測定は吸込側正面で回転中心上のベルマウス端から1m上流の点と吐出側正面で回転軸中心上のフィルタ端から1m下流の点にマイクロホンを設置して無響室で行った。下流側で音を計測する場合はファンからの乱れがマイクロホンに及ぼす影響を考慮してマイクロホンに防風スクリーンを装着した。騒音計からの出力信号はFFTアナライザを用いて周波数分析された。

図2にインデューサ付き遠心羽根車を、図3に供試羽根車の概要を示す。図3(a)は羽根車の外直径が360mm、内直径が265mm、ハブの外直径が113.5mmの後退翼を持つインデューサ付き遠心羽根車(BWI羽根車と呼ぶ)である。羽根枚数Bはいずれも11枚である。周方向を基準とした主羽根の角度は、入口角 γ_1 が29°、出口角 γ_2 が39°、取付け角 ξ が49°である。この羽根はスパン方向にねじれない二次元羽根である。インデューサは入口角が羽根先端部で45°、ハブで39°である。この角度はタフト法を用いて流れがインデューサに最も沿っていることを確認して決めた。図3(b)の主羽根の諸元は図3(a)の羽根車と全く同じで、ただ図3(a)のインデューサを取り外したのみの羽根車(BW羽根車)である。表1に主羽根の主要諸元を示す。これらの羽根車を有するファンをそれぞれBWIファン、BWファンと呼ぶ。



(a) Clean module unit(CMU)

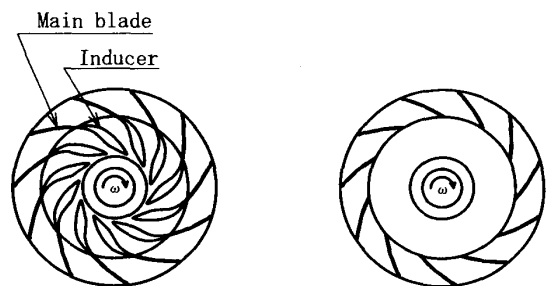


(b) Scroll casing unit(SCU)

Fig.1 Experimental apparatus



Fig.2 Centrifugal impeller with inducer



(a) BWI-impeller (b) BW-impeller

Fig.3 Test impeller

Table1 Main dimensions of the impeller

Number of blades, B	11
Inner diameter, D_1	265 mm
Outer diameter, D_2	360 mm
Blade height at inlet, h_1	48 mm
Blade height at outlet, h_2	40 mm
Chord length, C	83 mm
Inlet angle, γ_1	29°
Outlet angle, γ_2	39°
Stagger angle, ξ	49°

流動様相の測定は流量が660m³/hと440m³/hで行った。これらの流量における羽根車の回転数は、クリーンモジュールユニット (CMU) 及びスクロールケーシング装置 (SCU) の場合共に1055rpmである。また、N=1055rpmにおける羽根車出口の周速度は約19.9 m/sであり、羽根車は140Wの単相の直流電動機によって駆動される。

5. 実験結果及び考察

5-1 空力特性

図4はスクロールケーシング装置 (SCU) を用いた場合の二種類のファンの性能曲線を示したものである。図中の○印、△印はそれぞれBWIファンとBWファンの結果を示している。また ϕ 、 ψ 、 λ および η はそれぞれ圧力係数、流量係数、動力係数、ファンと電動機の総合効率である。これらは、式(4)を用いて算出した。

$$\begin{aligned} \phi &= 2P_T / (\rho u_2^2), \quad \psi = Q / (\pi D_2 h_2 u_2) \\ \lambda &= 2L / (\pi \rho D_2 h_2 u_2^2), \quad \eta = \phi \psi / \lambda \end{aligned} \quad (4)$$

ここで P_T は全圧、 ρ は空気の密度、 u_2 は羽根車外縁の周速度、 Q は流量、 D_2 は羽根車外直径、 h_2 は羽根車出口における翼のスパン長さ、 L は電動機入力である。

最高効率点は流量係数 ϕ が約0.09($Q \approx 330\text{m}^3/\text{h}$)のところであり、この流量点における効率はBWIファンが65%、BWファンが約60%であり、インデューサ付き遠心ファンがインデューサ無し遠心ファンに比較して約5%高い。これはインデューサによって仕事が高められているためである。一方、最高効率点におけるファンの圧力係数 ϕ はBWIファンが1.0、BWファンが0.85であり、前者が後者より圧力係数は0.15高い。この差はインデューサによって圧力が高められたこと

を意味するものである。動力係数はBWIファンがBWファンよりもわずかに高くなる。

図5はクリーンモジュールユニット (CMU) における圧力係数に及ぼすインデューサの影響を調べたものである。圧力係数はインデューサ付きファン (○印)

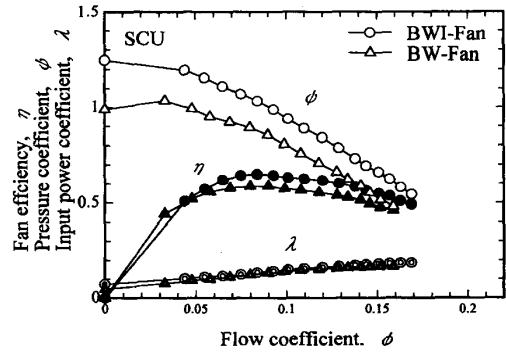


Fig.4 Characteristic curves

がインデューサ無しファン (△印) よりも全流量点で高い。また、図4と図5の比較から、SCUの方がCMUの場合より全流量域にわたって圧力係数が圧力が高い。これはCMUの場合には羽根車を出た流れが拡散や衝突、曲がり、四隅にできる渦などによって圧力が降下することと、さらに下流側に設けたフィルタによる摩擦損失などのため、圧力損失がスクロールケーシングよりも増えるためである。このためファン効率は、CMUがSCUよりも低く、その差は最大で20%になる。またCMUにおいてもSCUの場合と同様に圧力とファン効率はいずれもBWIファンがBWファンよりも高い。これはインデューサによって圧力が上昇した結果であり、インデューサの効果が確認された。

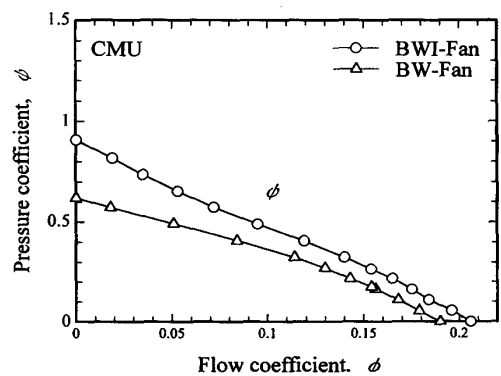


Fig.5 Comparison of the pressure coefficient between BWI-fan and BW-fan for clean module unit

5-2 羽根車出口の流動様相

図6はCMUにおける軸方向速度のスパン方向分布を示したものである。図中の○印はBWIファンの、△印はBWファンの流量 $Q = 440\text{m}^3/\text{h}$ における結果である。軸方向速度の正は下向き流れを、負は上向き流れを示している。この図より、いずれの羽根車とも

流れは上向き流れである。羽根車の下流側にフィルタが設置されていることを考慮すれば、羽根車から出た流れが上向き流れになることは下向き流れになる場合よりフィルタに直接当たる速度が遅くなり、角度もフィルタ軸に平行になりやすいことからフィルタとの干渉騒音が小さくなることを示唆するものである。なお、流量 $Q=660\text{m}^3/\text{h}$ の場合も同様の結果である(図省略)。

図7はCMUにおける出口相対速度 W_2 に及ぼすインデューサの有無の影響を流量 $Q=440\text{m}^3/\text{h}$ について調べたものである。図中の○印と△印はそれぞれBWIファンとBWファンの結果である。この図からスパン方向距離 z/h_2 が大きくなるにしたがって W_2 は次第に低下する傾向が見られる。また、BWIファンとBWファンの出口相対速度の差はほとんどないように見える。このことよりインデューサの有無が羽根出口の速度に与える影響はかなり小さいといえる。また、同様のことが流量 $Q=660\text{m}^3/\text{h}$ についてもいえる(図省略)。

図8はインデューサの有無が出口偏差角のスパン方向分布に及ぼす影響を調べたものである。出口偏差角は流れが翼面に沿って流れているかどうかの判断材料としてよく用いられる。この角度が小さいほど流れは翼に沿って流れることを示している。出口偏差角が大きくなるにしたがって流れは翼面に沿わなくなり、後流の幅が広がる。このことは空力特性の悪化と乱流騒音の増加につながるため、出口偏差角はできるだけ小さくなるように努めるべきである。この図からインデューサの有無が出口偏差角に及ぼす影響はほとんど無いといえる。

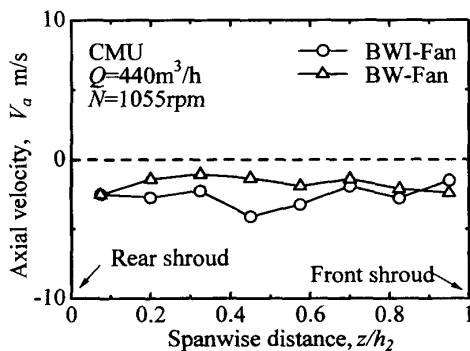


Fig.6 Span wise distribution of the axial velocity

5-3 騒音特性

5-3-1 全帯域騒音と比騒音レベルの流量特性

比騒音レベルは音圧レベルに流量と圧力を加味したもので、式(5)で示される。この値が低いほど良好な製品、あるいは静音の製品と呼ばれている。

$$K_s = SPL - 10 \log_{10}(QP_1^2) + 2 \quad (5)$$

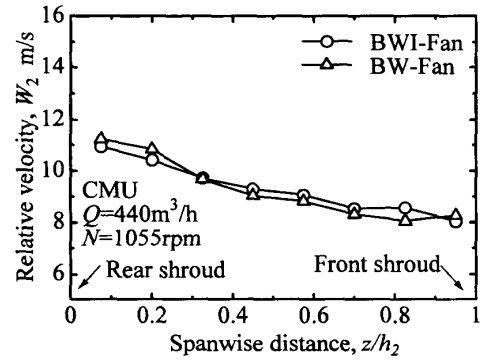


Fig.7 Span wise distribution of the relative velocity at outlet of impeller

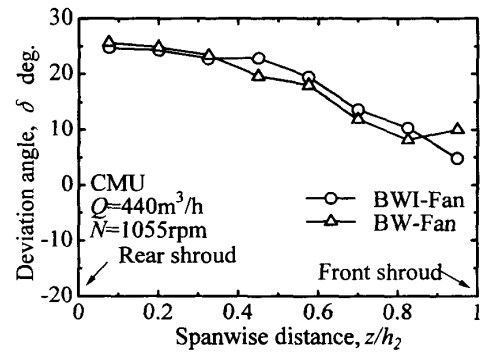


Fig.8 Span wise distribution of the deviation angle

ここで K_s は比騒音レベル (dB)、 SPL は音圧レベル (dB)、 Q は流量 (m^3/s)、 P_1 は全圧 (Pa) である。

図9はスクロールケーシング装置(SCU)から放射される騒音の音圧レベルと比騒音レベルの流量特性を回転数 $N=1055\text{rpm}$ について示したものである。図中の $SPL(A)$ と $K_s(A)$ はともにA特性の騒音計で測定された音圧レベルを用いて表示していることを表している。流量 Q が $660\text{m}^3/\text{h}$ ($\phi=0.165$) 近傍ではBWIファン(○印)とBWファン(△印)とに差は見られないが、 $Q=440\text{m}^3/\text{h}$ ($\phi=0.105$)では、前者が後者より音圧レベルは5dB低い。これは最高効率点近傍の流量 $Q=440\text{m}^3/\text{h}$ では、インデューサ付きファンの方がインデューサ無しファンより流れは翼に沿って流れ、発生騒音の支配的因子である代表相対速度も前者が後者より小さいためと推測される。しかしながら $660\text{m}^3/\text{h}$ の場合には最高効率点よりかなり高流量であるため流れは翼に沿わなくなる。したがってこの流量では流動状態は両者に差がなくなり、騒音レベルは両者同じになると考えられる。騒音の結果から判断すれば、流量係数 ϕ が0.13以下でBWIファンがBWファンよりも騒音は低く、静音性にも優れているといえる。

一方、比騒音レベル K_s でも音圧レベルとほぼ同様のことがいえるが、流量 Q が $440\text{m}^3/\text{h}$ のときはBWIファンがBWファンよりも6dB低くなり、音圧レベルよりも差が広がる。これは前者が後者より圧力が高いた

めである。

以上のことからインデューサを付けることによってスクロールケーシング装置の場合には空力特性および騒音特性は改善されるといえる。

図10は回転数が1055rpmにおけるCMUの音圧レベルと比騒音レベルをインデューサの有無について比較したものである。この図から音圧レベルは流量係数が0.05~0.1の流量域で若干インデューサ付きファン(○印)がインデューサ無しファン(△印)よりも低い。しかし両者の差はSCUの場合より小さい。これはCMUがSCUよりも圧力損失が大きく、流動状態が悪くなるために両者の差が縮まったものと考えられる。

一方、比較音レベルはインデューサによって圧力が上昇する分、前者が後者よりほぼ全流量域で低い。このことはCMUの場合でもインデューサをつけることによって騒音特性が改善されることを示唆するものである。

5-3-2 騒音のスペクトル分布

図11はCMUにおける騒音のスペクトル分布のファンによる差異を示したもので、羽根車上流における測定結果である。(a)は流量が660m³/h、(b)は440m³/hの場合である。また、図中の太い実線はインデューサ付き遠心ファン(BWIファン)、細い実線はインデューサ無し遠心ファン(BWファン)の結果を示している。測定結果は騒音計のL特性におけるものである。図中に示した全帯域騒音(O.A.)のL特性値とA特性値が併記してある。図中のnは高調波の次数で、n=1は羽根通過周波数である。いずれのファンの場合にも423Hzに騒音のピークが見られる。この周波数は図12に示されるように羽根車をはずしてモーターのみを回転させた場合のモータ支持の振動のスペクトルに見られる振動振幅のピーク周波数に一致している。このことから、423Hzの騒音はモータ支持の振動が原因していることが明らかである。

ファンの下流側で計測しても423Hzの騒音に関してはほぼ同様の結果が得られている(図省略)。流量が660m³/hのとき、L特性の騒音はインデューサ付きファンがインデューサ無しファンよりも低いが、A特性の場合は逆になる。これは423Hzと1000Hz近傍の音が前者が後者より高いためである。一方440m³/hにおいてはL特性、A特性ともに前者が後者よりも音圧レベルは低い。

5-3-3 モータ支持の振動のスペクトル分布

図12はモータのみを回転させたときのモータ支持の

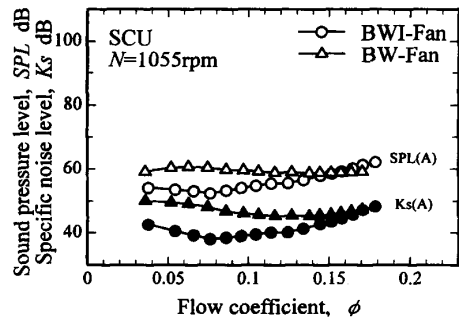


Fig.9 Sound pressure level and specific noise level of the scroll casing unit

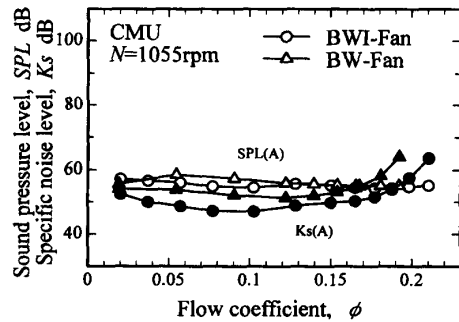
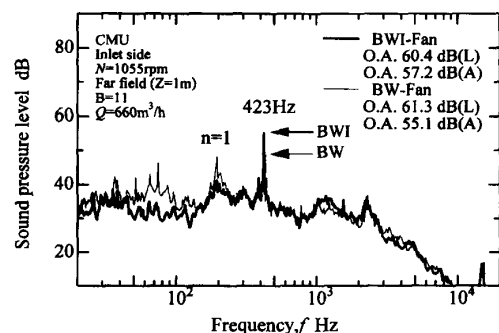


Fig.10 Sound pressure level and specific noise level of the clean module unit

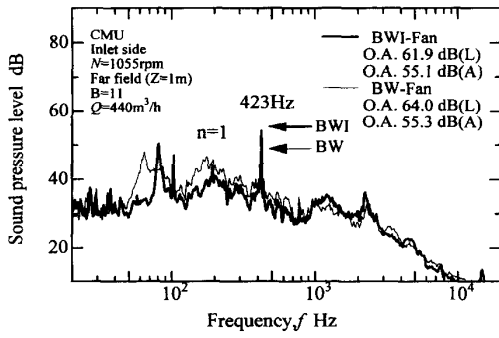
振動のスペクトル分布を示したものである。この図から423Hzに大きな振幅が生じていることが分かる。この振動数と図11のファンの騒音の離散周波数の423Hzとはよく一致している。このことより423Hz騒音はモータ支持の剛性が原因しているといえる。

モータ支持の剛性を高めるように改善すれば図13に示すよう423Hzの振動振幅は改良前に比べて、約11dB低減する。これは振動のエネルギーが1/10以下に低減したことを示唆するものである。

図14はモータ支持の剛性を変える前と変えた後の騒音のスペクトル分布の比較を行ったものである。モータ支持の剛性を高めることによって、423Hzの音圧レベルは約12dB低下する。また、モータ支持の剛性の変化は他の周波数の音圧レベルにはほとんど影響を及ぼさない。



(a) $Q = 660\text{m}^3/\text{h}$



(b) $Q = 440\text{m}^3/\text{h}$

Fig.11 Spectral distribution of the noise is radiated by clean module unit

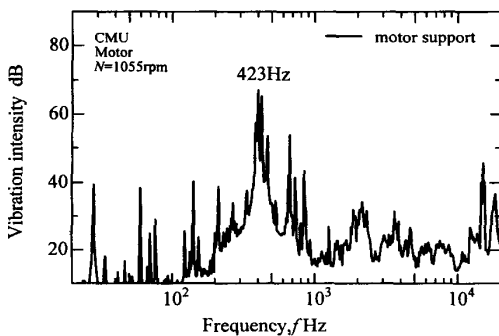


Fig.12 Spectral distribution of the vibration of motor support (before improvement)

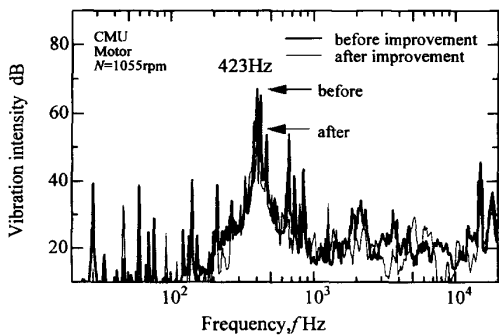


Fig.13 Comparison of the spectral distribution of the vibration of motor support between before and after improvement

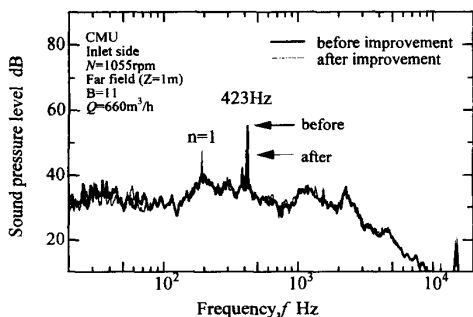


Fig.14 Comparison of the spectral distribution of the noise of the CMU between before and after improvement of the motor supporter

5-4 後流の幅の予測

図15は遠心ファン内の流れの状況の概要を示したものである。流れは、負圧面側では設計入口角 γ_1 でA点より流入し、通路を円弧状に流れ、翼後縁を通る円との交点Bを通過して後縁より流出角 β_2 で流出する。一方、圧力面側では、流れは翼面に沿って流入し、点Cから圧力面に沿った角度で羽根車の外側に流出すると仮定する。 γ_1 と β_2 を与えれば、それを満足する円はただ一つ定まり、半径 r と点Eが決定される。点Cにおける接線に垂線を立て、曲線ABとの交点をFとすれば、直線CFが求められる。この直線CFを本研究では後流の幅Dと定義した。

図16(a), (b)はファンの後流の幅のスパン方向分布を流量が $660\text{m}^3/\text{h}$ と $440\text{m}^3/\text{h}$ について示したものである。図中の○印はインデューサ付きファンの、△印はインデューサ無しファンの結果である。スパン方向位置 z/h_2 が $0.3 \sim 0.8$ の間で流量が $660\text{m}^3/\text{h}$ 、 $440\text{m}^3/\text{h}$ のいずれの場合も、インデューサ付きファンがインデューサ無しファンよりもわずかながら後流の幅が広い。これはインデューサ付きファンの場合、翼の弦長がインデューサの分だけ長くなるので、それだけ境界層厚さが厚くなるためと思われる。また、前面シュラウドに向かうにつれて後流の幅が若干狭くなる傾向が見られる。

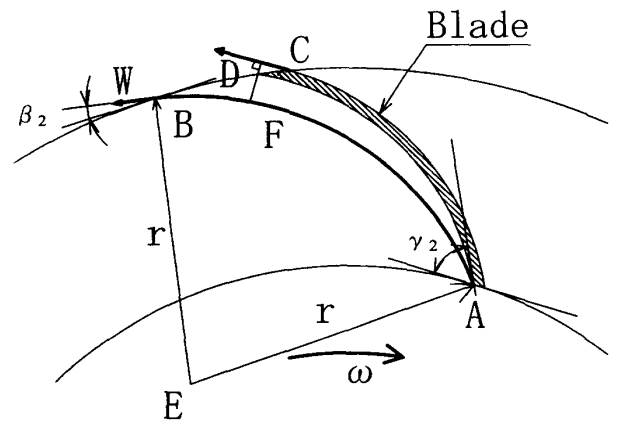


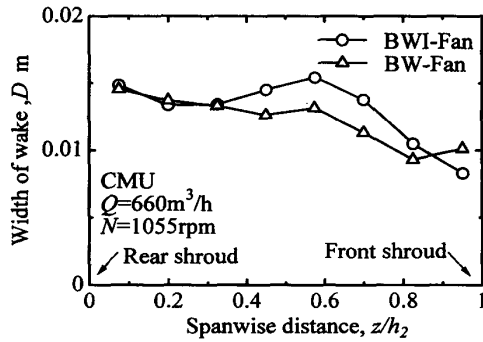
Fig.15 Schematic diagram of the flow relative to the blade

5-5 流動様相の数値シミュレーション

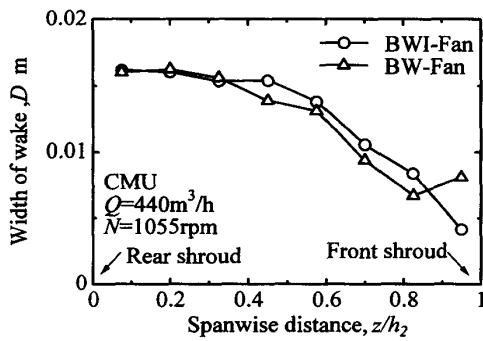
図17はタスクフロー(CFX-Tascflow)を用いて求めた流量 $660\text{m}^3/\text{h}$ における動翼周りの相対速度の等高線図の一例をインデューサ無しファンについて示したものである。この場合、スパン方向位置 z/h_2 は 0.50 である。図中の色が濃いほど流速が遅いことを示している。この計算結果によれば、流れは翼前縁近傍から次第に翼面に沿わなくなり、後縁では後流の幅がかなり厚くなっている。この結果を参照すれば、音響出力に関与

する重要な因子である代表相対速度としてSharlandが示しているように¹⁴⁾羽根車入口相対速度を用いてよいように思われる。

羽根車入口では流れは予回転なしに羽根に流入し、半径方向速度は入口のスパン方向の各位置で一様である。



(a) $Q = 660\text{m}^3/\text{h}$



(b) $Q = 440\text{m}^3/\text{h}$

Fig.16 Span wise distribution of the width of wake

ると仮定すれば、流量 Q が $660\text{m}^3/\text{h}$ と $440\text{m}^3/\text{h}$ のクリーンモジュールユニット ($N = 1055\text{rpm}$) における代表相対速度は 15.3m/s および 15.0m/s となる。また、この図を参照すれば、翼後縁における後流の幅は翼ピッチのほぼ20%であり、図16(a)の後流の幅とよく合うことが分かる。

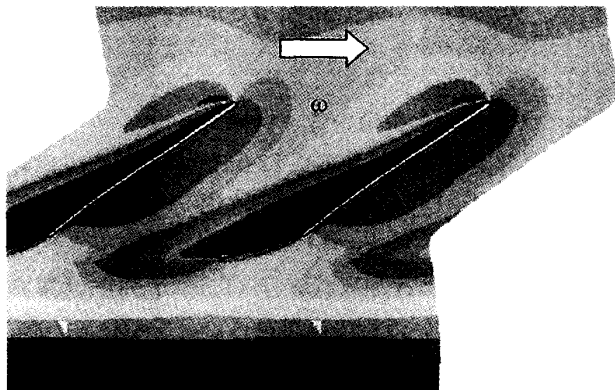


Fig.17 Contour map of the relative velocity ($z/h_2 = 0.50$)

5-6 騒音の予測値と実験値の比較

図18は予測式(1)を用いて算出した音圧レベルのL特性の予測値と実験値との比較を示したものである。図中の 45° の実線は実験値と予測値が一致した点を結んだ線であり、破線は $\pm 3\text{dB}$ の誤差を示す線である。騒音の実測値にはモータの振動に起因する離散周波数騒音も含まれているので、全帯域騒音の音響出力からこの離散周波数騒音の音響出力を差し引いて算出した値を乱流騒音の実測値と見なしている。乱流騒音の実測値と予測値は回転数や流量、翼形状が異なるにもかかわらずほぼ $\pm 3\text{dB}$ 以内の精度で一致している。

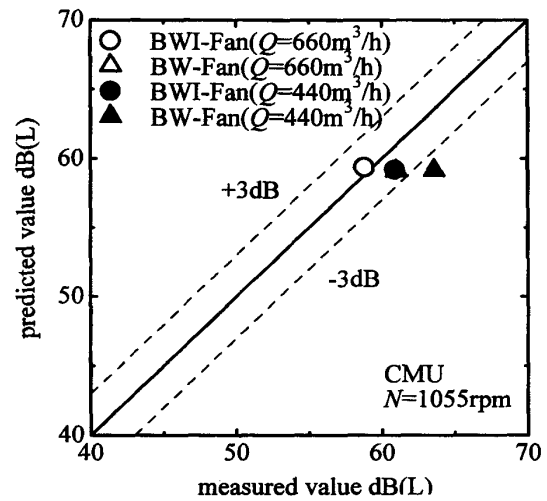


Fig.18 Comparison of predicted and measured sound pressure level of the turbulent noise

6. 結 論

本研究ではインデューサの有無が後退翼遠心ファン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。併せて乱流騒音の予測を行った。得られた結果は以下の通りである。

- (1) インデューサ付きファンはインデューサ無しファンに比べて圧力が高く、ファン効率も高い。
- (2) インデューサ付きファンはインデューサ無しファンより音圧レベルはわずかに低いたけであるが、インデューサによって圧力が高くなるため比騒音レベルはかなり低くなる。
- (3) 後流の幅はハブから前面シュラウドへ向かうにつれて若干薄くなる。また、インデューサ付きファンがインデューサ無しファンに比べて翼弦長が長いので後流の幅はわずかに広がる。
- (4) モータの支持の剛性が弱い場合には、振動に起因した離散周波数騒音が発生する。これを制御するためにはモータ支持の剛性を高める必要がある。
- (5) 本研究で導入した予測方法から求めた後流の幅と

入口相対速度を用いてファンの乱流騒音の予測を行った結果、本実験範囲ではほぼ ± 3 dB以内の精度で乱流騒音を予測することができることが明らかになった。

おわりに本研究の実験に協力された長崎大学4年生の竹石智洋、北条智の両君に謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) F.S. Howes and R.R. Real, Noise Origin, Power, and Spectra of Ducted Centrifugal Fans, J. ASA., 30(1958), 714-720.
- (2) T.F.W. Embleton, Experimental Study of Noise Reduction in Centrifugal Blowers, J. ASA., 35(1963), 700-705.
- (3) J.B. Moreland, Housing Effects on Centrifugal Blower Noise, J. Sound and Vib., 36(1974), 191-205.
- (4) Application of Similarity Laws to the Blade Passage Sound of Centrifugal Fans, J. Sound and Vib., 43(1975), 61-75.
- (5) 深野徹・ほか4名、横流ファンの騒音低減化に関する研究(第1報:舌部及び動翼の幾何形状の影響)、ターボ機械、20-8(1992), 464-470.
- (6) 深野徹・ほか3名、横流ファンの騒音低減化に関する研究(第1報:舌部隙間の大きさの影響)、ターボ機械、21-6(1993), 350-357.
- (7) 森主憲、多翼ファンの騒音発生源、機論、57-543, B(1991), 3837-3844.
- (8) 児玉好雄・ほか3名、翼付き多層円板ファンの乱流騒音について、機論、62-596, B(1996), 1420-1427.
- (9) 児玉好雄・ほか2名、多翼ラジアルファンの乱流騒音の流量特性とその音圧レベル予測、ターボ機械、25-2(1997), 65-72.
- (10) 児玉好雄・ほか3名、スクロールレス遠心送風機の乱流騒音について、機論、66-650, B(2000), 2577-2584.
- (11) 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.
- (12) 深野徹・ほか2名、低圧軸流送風機の乱流騒音について、機論、41-435(1975), 1479-1488.
- (13) 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予測(翼先端すきまによる差異)、機論、54-500, B(1988), 883-889.
- (14) Sharland, I.J., Sources of Noise in Axial Flow Fans, J. Sound Vib., 1-3(1964), 302-322.