

## 吸音ダクトによる二重反転式軸流送風機の乱流騒音の低減化\*

児玉好雄\*<sup>1</sup>, 林秀千人\*<sup>1</sup>, 三村雄次郎\*<sup>2</sup>Reduction of Turbulent Noise Generated from a Counter-Rotating Fan  
Using a Sound-Absorbing Duct

Yoshio KODAMA, Hidechito HAYASHI and Yujirou MIMURA

The purpose of this study is to investigate the effects of the length and the arrangement of a sound-absorbing duct on the aerodynamic characteristics and the turbulent noise of a counter-rotating fan. Moreover, we performed a theoretical investigation of the turbulent noise reduction in relation to the thickness of sound-absorbing materials and the length of a sound-absorbing duct. The results are summarized as follows. The sound-absorbing duct reduces a considerable amount of noise generated from the counter-rotating fan without degrading the aerodynamic characteristics. The sound-absorbing duct set upstream of the fan only reduces the noise radiated to the upstream and has no effect on that radiated to the downstream. The duct set downstream of the fan has an opposite effect. The agreement between predicted and measured values for the noise reduction is satisfactory.

**Key Words**: Fluid Machine, Fan, Fan Noise, Turbulent Noise, Sound-Absorbing Duct

## 1. はじめに

二重反転式軸流送風機は一对の動翼が互いに反対方向に回転する構造を有するもので、通常の二段式軸流送風機に比較して圧力や効率が高いという長所を有するが、騒音が非常に高いという欠点がある。騒音が高い原因の一つに前段と後段の各動翼間の干渉によって管軸方向に音が減衰しない離散周波数騒音が発生していることを著者らは明らかにした。これらの音は前段動翼と後段動翼の枚数の組合せを適切にすることによって低減可能である<sup>(1)(2)</sup>。したがって、この種の送風機で問題となるのは主として乱流騒音である。

二重反転式軸流送風機の乱流騒音の音源は主として翼後縁から放出される渦と後段動翼に流入する前段動翼の乱れであり、それぞれの音圧レベルを著者らは理論的に求めた。その結果、最高効率点以上の流量域では渦放出によるものが、低流量域では後段動翼に流入する前段動翼の乱れに起因するものが支配的であり、二つの動翼のうちでは、後段動翼の乱流騒音が支配的

であることを明らかにした<sup>(3)</sup>。

本研究では、この乱流騒音を発生段階で低減させることは容易ではないことを考慮に入れて、二重反転式軸流送風機の乱流騒音の低減対策として、吸音材を内張りした吸音ダクトを用いる方法を試みた。そして、ダクト系の一部に吸音ダクトを設けた場合に、送風機の流体力学的特性および騒音特性が吸音ダクトの長さや配置とどのように関係するかを実験的に調べ、考察した。さらにダクト系がすべて吸音ダクトと仮定した場合について吸音材の厚さと騒音の吸音量との関係について理論的予測を行った。

## 2. おもな記号

$a_0$ : 音速 m/s  
 $D_R$ : 動翼直径 m, mm  
 $d$ : ダクト直径 m, mm  
 $E$ : 音響出力 W  
 $E_d$ : ダクト内の音響エネルギー密度 J/m<sup>3</sup>  
 $K_s(L)$ :  $L$ 特性における比騒音レベル dB  
 $L$ : 軸動力 kW  
 $L_a$ : 吸音ダクトの長さ m, mm  
 $L_{ad}$ : 下流側吸音ダクトの長さ m, mm  
 $L_{af}$ : 送風機本体における吸音ダクトの長さ m,

\* 1995年7月17日 日本機械学会九州支部長崎地方講演会において講演, 原稿受付 1995年4月5日。

\*<sup>1</sup> 正員, 長崎大学工学部 (☎ 852 長崎市文教町 1-14)。

\*<sup>2</sup> 松下精工(株) (☎ 486 春日井市鷹来町 4811)。

- mm
- $L_{au}$ : 上流側吸音ダクトの長さ m, mm
- $P_f$ : ファンの全圧上昇量 Pa
- $Q$ : 流量  $m^3/min, m^3/s$
- $R_o$ : 動翼外半径 m, mm
- $S$ : 吸音部の全内表面積  $m^2$
- $S_a$ : 背面空気層の厚さ m, mm
- $S_o$ : 吸音ダクトの内表面積  $m^2$
- $S_s$ : 鉄製ダクトの内表面積  $m^2$
- SPL(L): L 特性における全帯域音圧レベル dB
- $T_a$ : 吸音材の厚さ m, mm
- $U_o$ : 動翼先端周速度 m/s
- $z$ : 音源と観測点との距離 m
- $\alpha_a$ : 吸音ダクトの吸音率
- $\alpha_m$ : ダクト系の平均吸音率
- $\alpha_s$ : 鉄製ダクトの吸音率
- $\eta$ : 電動機と送風機の総合効率
- $\lambda$ : 動力係数
- $\nu$ : ハブ比
- $\rho$ : 空気の密度  $kg/m^3$
- $\phi$ : 流量係数
- $\psi$ : 圧力係数

3. 吸音量

吸音率は材料に入射した音響エネルギーに対する吸収されるエネルギーの比で定義され、その値は入射する音の周波数によって異なる。内壁の表面積  $S_s$ 、単位面積当たりの平均吸音率  $\alpha_s$  の鉄製の管内に音響出力  $E$  の音源がある場合、管内の音響エネルギー密度  $E_a$  は次式で表される<sup>(4)</sup>。

$$E_a = 4E / (S_s \alpha_o \alpha_s) \dots \dots \dots (1)$$

ここで  $\alpha_o$  は音速である。

この鉄製の吸込管あるいは吐出し管に吸音ダクトを設置した場合、管内の音響エネルギー密度が  $E_a$  から  $E'_a$  に変化すると仮定する。吸音管設置前後の管系の表面積を  $S_s, S_m$  とすれば式(2)の関係が成り立つ。したがって、この変化に伴う音圧レベルの減衰量  $\Delta$  SPL は式(3)となる。

$$E_a / E'_a = (\alpha_m S_m / \alpha_s S_s) \dots \dots \dots (2)$$

$$\Delta SPL = 10 \log_{10} (\alpha_m S_m / \alpha_s S_s) \dots \dots \dots (3)$$

ここで  $\alpha_m$  は管系の平均吸音率である。

本研究では 75 mm 厚さのグラスウールと 25 mm の背面空気層をもつ吸音ダクトを使用した。このダクトの吸音率  $\alpha_a$  はすでに知られている。これと比較する厚さ 1.6 mm の鉄製の吸音率  $\alpha_s$  はわからないので、今回はこの  $\alpha_s$  の周波数依存性を、吸音材の施してい

ない長さ 600 mm の鉄製のダクトの場合とそのダクトの代わりに同じ長さの吸音ダクトを取付けた場合の放射騒音の各周波数における音圧レベルの差を式(3)の左辺に代入して求めた。吸音ダクトは後述するように音源を中心として上流側へ放射される音に対しては上流側に設置した吸音ダクト、下流側に放射される音に対しては下流側に設置した吸音ダクトのみが有効である。したがって、例えば上流側に放射される音を議論する場合の平均吸音率は音源である送風機の吸込管系の平均吸音率を用いなければならない。ダクト系の平均吸音率  $\alpha_m$  は式(4)で表される。

$$\alpha_m = \sum \alpha_i S_i / \sum S_i \dots \dots \dots (4)$$

ここで  $\alpha_i$  と  $S_i$  はそれぞれ吸込管を構成する各部分の吸音率とダクト内表面積である。すなわち、本実験の場合に適用すれば、吸音ダクトと鉄製のダクトの吸音率を  $\alpha_a$  と  $\alpha_s$ 、表面積をそれぞれ  $S_a, S_s$  と表すと、 $\alpha_m$  は式(5)で表される。

$$\alpha_m = (\alpha_a S_a + \alpha_s S_s) / (S_a + S_s) \dots \dots \dots (5)$$

一方、単位面積当たりの吸音率  $\alpha_m$  で構成されたダクト系の場合には管内の音響エネルギー密度と表面積との関係は式(1)で与えられるから、単位面積  $S_o$  から  $S$  へ面積が変わる場合、吸音量  $\Delta$  SPL は式(6)となる。この場合、ダクトの内径が同じ場合にはダクト長さを  $L_o, L$  とすれば式(6)は式(7)で表される。

$$SPL = 10 \log_{10} (S / S_o) \dots \dots \dots (6)$$

$$\Delta SPL = 10 \log_{10} (L / L_o) \dots \dots \dots (7)$$

4. 実験装置および方法

図1は二重反転式軸流送風機の上流側に長さ 0.3 m の吸音ダクトを取付けた場合の実験装置の概要を示したものである。装置の全長は約 11.7 m で吸込口にはベルマウスが、吐出し口には流量調整用のダンパが設置されている。また、送風機下流側にある内径 624 mm の円管には整流格子、流量測定用オリフィスおよび静圧孔が JIS 規格に従って設置されており、この円管はテーパ管で送風機と連結されている。

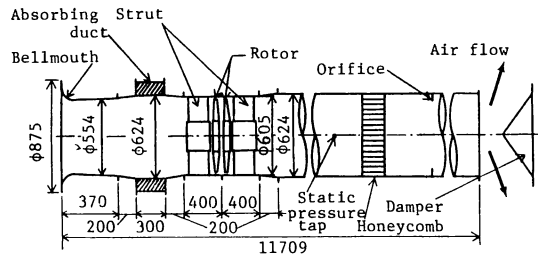


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

図2は吸音ダクトの概要を示したものである。ダクトは二重管構造になっており、内側の管の内径は624 mmで、直径8 mmのパンチホールが開口率42%であけられている。このダクトの外側には100 mmの空洞部があり、厚さ75 mmのグラスウール製の表面をグラスクロス張りした吸音材( $T_a$ と略記)が挿入されている。残りの25 mmは背面空気層( $S_A$ )である。これらの吸音ダクトは実験条件に応じて送風機の上流側や下流側に設置された。送風機のケーシングとして吸音材を施したものと施さない場合( $L_{af}=0$ )の2種類を用いた。送風機本体のケーシング全長は820 mmである。吸音材を施したケーシングの場合、820 mmのうちの520 mmに吸音材が挿入されており、ダクト壁面にはパンチングホールがあけられている。残りの本体入口から下流側150 mmの区間と410~560 mmの長さ150 mmの区間には吸音材はなく、パンチングホールもあけられていない。これらの区間に動翼が設置されている。また、吸音ダクトには長さ $L_a$ が300, 600, 900, 1200 mmの4種類がある。なお実験は、ベルマウス長さと連絡管の長さは一定として、吸込側や吐出し側で吸音ダクトの長さのみを変えて行っている。文献(6)に基づけば、鉄製ダクト内では乱流騒音

の動翼からの距離による減衰はほとんど見られないので、本研究における乱流騒音の低減は吸音ダクトの効果と考えてよい。一方、動翼は電動機に直結されており、その電動機は4枚の支持板で対称に支持された厚さ5 mm、直径340 mm、長さ215 mmの円筒の中に固定されている。ケーシングの内径は605 mm、長さは800 mmである。

図3は本研究で用いた厚さ75 mmのグラスウールを挿入した吸音ダクト(○印)および3章で述べた方法で求めた鉄製ダクト(△印)の吸音率を示したものである。この鉄製ダクトの吸音率は3 mm厚さのガラスとほぼ同等である。吸音ダクトが空気層を有している場合には、吸音率は空気層の厚さによって変わる。すなわち、その厚さが厚いほど低周波数帯域での吸音効果は大きくなる。本研究では実験装置の制限上空気層は25 mmとしたが、吸音材メーカーのカタログに基づけば、この場合には空気層がない場合に比較して125~2000 Hzで吸音率が約0.5~1 dB大きくなる。

図4は本実験で用いた供試羽根車を示したものである。前段動翼枚数は9枚、後段動翼枚数は7枚であり、両動翼のソリディティを同じにしているため翼弦長は後段動翼のほうが長い。両動翼をこのように変えたのは、両動翼の干渉による騒音を低減させるためと、効率および圧力を高め騒音レベルを低減させるためである<sup>(2)</sup>。これらの動翼はアルミニウム合金製で、外径は600 mm、ハブ比は0.38である。翼断面はクラークY形に近い。翼の取付角は任意に変えることがで

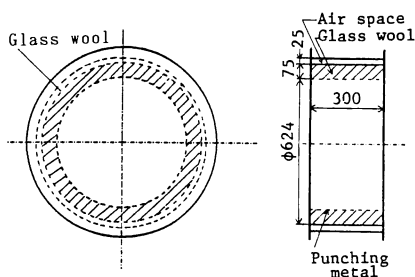


Fig. 2 Sound-absorbing duct

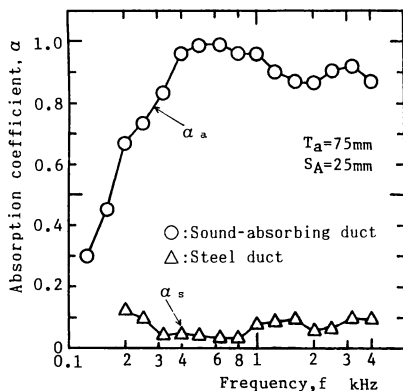
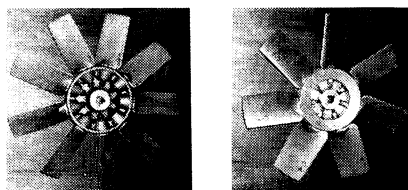


Fig. 3 Absorption coefficient of materials

Table 1 Dimensions of the blades (9 blade impeller)

|                    | Tip   | Mean  | Hub   |
|--------------------|-------|-------|-------|
| Radius mm          | 300   | 227   | 115   |
| Stagger angle      | 60°   | 53°   | 42.5° |
| Blade inlet angle  | 67.5° | 60.5° | 50°   |
| Blade outlet angle | 56.5° | 49.5° | 39°   |
| Chord length mm    | 86    | 96.5  | 76.3  |
| Pitch mm           | 209.4 | 158.6 | 80.3  |
| Solidity           | 0.41  | 0.61  | 0.95  |



(a) Front rotor (b) Rear rotor

Fig. 4 Rotors used in this experiment

きるが、本研究では一定としている。すなわち翼先端で前段動翼が $60^\circ$ 、後段動翼が $64^\circ$ (軸方向から測定)である。

表1は前段動翼の主要諸元を示したものである。表1中の角度はいずれも軸方向から測定した値である。

騒音測定は主として送風機の軸中心上のベルマウス端から1.5 m上流の点に設置した1/2 in コンデンサマイクロホン付き精密騒音計で行い、その出力信号をFFTアナライザで周波数分析した。

## 5. 実験結果および考察

**5・1 空力特性** 図5は送風機本体に施した吸音材が二重反転式軸流送風機特性曲線に及ぼす影響を回転数 $N$ が1500 rpmについて示したものである。図5中の $\psi$ は圧力係数、 $\phi$ は流量係数、 $\lambda$ は動力係数、 $\eta$ は電動機と送風機の総合効率であり、これらは次式で示される。

$$\psi = 2P_t / (\rho U_o^2), \quad \phi = 4Q / [\pi(1-\nu^2)D_R^2 U_o]$$

$$\lambda = 8L / [\pi(1-\nu^2)D_R^2 U_o^3], \quad \eta = \psi\phi / \lambda \dots \dots (8)$$

ここで $P_t$ は送風機全圧(Pa)、 $\rho$ は空気の密度(kg/m<sup>3</sup>)、 $Q$ は流量(m<sup>3</sup>/s)、 $\nu$ はハブ比、 $D_R$ は動翼直径(m)、 $L$ は軸動力(W)、 $U_o$ は動翼先端の周速度で約47.1 m/sである。

図5中の○印は吸音材を送風機本体に施していない場合( $L_{af}=0$ )であり、△印は送風機本体のみに長さ520 mmにわたって吸音材を施した場合( $L_{af}=520$  mm)である。図5から本体に吸音材を施した場合(△印)は吸音材を施さない通常の送風機の場合(○印)よりもわずかに圧力上昇が低くなり、これに伴って送風

機効率も若干低下する。この原因として(1)動翼回転面のすぐ上流と下流の吸音材を施したダクト内面には直径8 mmのパンチングホールの処理が施してあり、この部分が流れの抵抗となること、(2)平均翼先端すきまは、後者は約3.5 mmであるのに対して前者は2.5 mmであり、後者が多少広く、翼先端での流れの増大によるエネルギー損失が大きくなること、などが考えられるが、以下に述べる図6の結果を参照すれば、(2)の影響が大きいと思われる。

図6は、送風機本体には吸音材を施さず( $L_{af}=0$ )に、送風機の入口側のダクト( $L_{au}$ )のみに吸音材を施し、その長さが送風機の空力特性に及ぼす影響を示したものである。吸音ダクト長さにかかわらず圧力係数、効率はほとんど変わらないことが、図6よりうかがえる。このことは吸音ダクト部の圧力損失がダクト系全体の圧力損失に比べて無視できることを示している。

## 5・2 騒音特性

**5・2・1 騒音のスペクトル密度分布** 図7は送風機の上流側に設置した吸音ダクトの長さ( $L_{au}$ )が発生騒音のスペクトル密度分布に及ぼす影響を(a)最高効率点、(b)圧力係数極大点および(c)圧力係数極小点について示したものである。図7中の実線は吸音ダクトがない場合を、一点鎖線、二点鎖線はそれぞれ長さ300 mmおよび600 mmの吸音ダクトを付けた場合を、破線は900 mmまたは1200 mmの吸音ダクトを付けた場合を示している。いずれの流量点の場合にも吸音材を施すことにより0.25~10 kHzの幅広い周波数にわたって音圧レベルが低下しており、特に

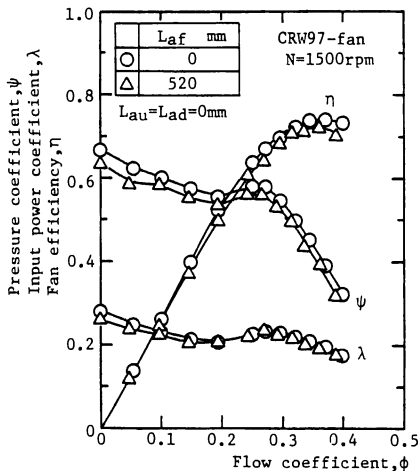


Fig. 5 Characteristic curves (Effects of with and without sound-absorbing casing)

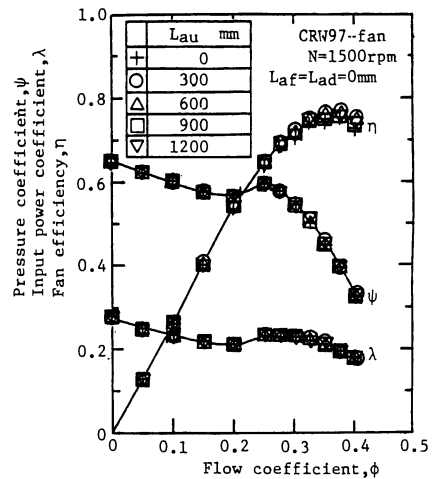
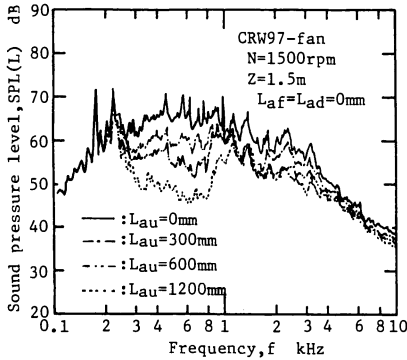


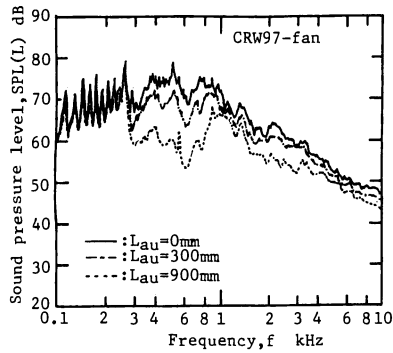
Fig. 6 Characteristic curves (Effects of length of sound-absorbing duct)

0.3~0.9 kHzの低下量が大きいことがわかる。これは吸音材料の吸音率の周波数特性(図3)に基づくものと考えられる。

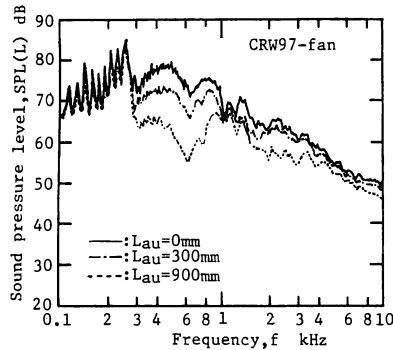
図7(a)中に見られる音圧レベルの周波数175 Hzと225 Hzはそれぞれ後段と前段の翼通過周波数で、これらはそれぞれの動翼と、ダクト壁あるいは翼に流入する流れの偏流との干渉によって発生したものである<sup>(2)(6)</sup>。



(a)  $\eta_{\max}$ -point



(b)  $\phi_{\max}$ -point



(c)  $\phi_{\min}$ -point

Fig. 7 Spectrum density distributions of fan noise

5・2・2 全帯域騒音と比騒音レベル 図8に送風機本体における吸音材の有無が全帯域音圧レベル[SPL(L)]と比騒音レベル $[K_s(L)]$ の流量特性に及ぼす影響を示す。音圧レベルは聴感補正を施したA特性[SPL(A)]と略記と補正のないL特性[SPL(L)]で計測したが、各パラメータの依存性の傾向は互によく似ているので、以下ではL特性でのみ議論する。ここに比騒音レベル $K_s$ は送風機騒音の良否を圧力上昇と流量とを加味して表した量で、このレベルが低いほど良好な送風機といえる。この比騒音レベルは次式で与えられる。

$$K_s = \text{SPL} - 10 \log_{10}(QP_i^2) + 20 \dots\dots\dots (9)$$

ここで $Q$ は流量( $\text{m}^3/\text{min}$ )、 $P_i$ は送風機の全圧上昇(Pa)である。

図8から送風機本体に吸音材を施せば、流量係数 $\phi$ が約0.25以上の流量域で約3 dB、0.25以下で約5 dBの音圧レベルの低減が得られることがわかる。一方、比騒音レベルで比較すれば、流量係数 $\phi$ が約0.25以上の流量域で約2 dB、0.25以下で約4 dBの低減が得られる。音圧レベルの場合よりいずれも低減量が小さくなるのは、図5で示したように吸音材を施すと、圧力上昇が低くなるためである。

図9は上流側吸音ダクトの長さ $L_{au}$ が全帯域音圧レベルに及ぼす影響を $\phi=0.35$ (最高効率点、図9中の○印)、 $\phi=0.26$ (圧力係数最大点、図9中の△印)、 $\phi=0.10$ (図9の□印)の3種類の流量について示したものである。この場合は、送風機本体と下流側ダクトには吸音材は施されていない。いずれの場合とも、各吸音ダクトの長さの増加に従って徐々に減衰量が少なくな

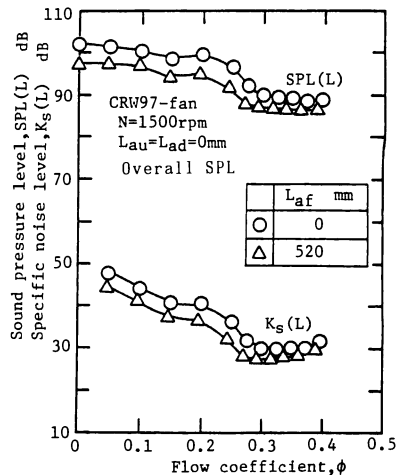


Fig. 8 Effects of the existence of the sound-absorbing casing on O. A. SPL(L) and  $K_s(L)$

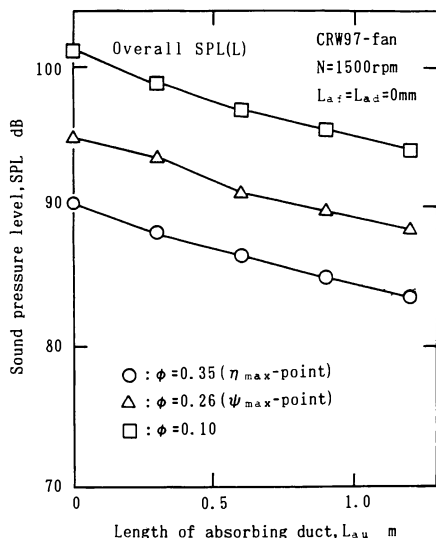


Fig. 9 Effects of the length of sound-absorbing duct on sound pressure level, O. A. SPL(L)

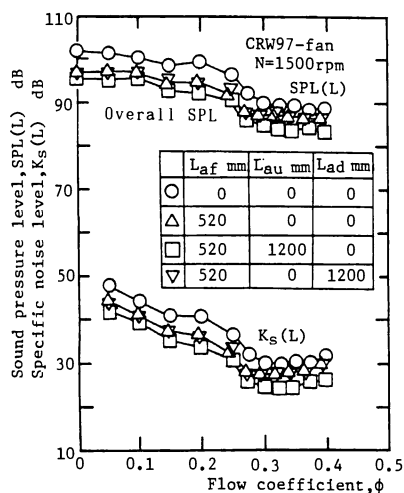


Fig. 10 Effects of location of sound-absorbing duct on O. A. SPL(L) and  $K_s(L)$

るように音圧レベルは変化している。これは騒音のエネルギーはダクト長さに比例して減少するが、その吸音量は対数で表されるためである〔式(7)参照〕。このことはダクトをあまり長くしても長さに比例して音圧レベルは減衰しないことを示唆している。本実験では図9から明らかなように、送風機の上流に長さ1.2 mの吸音ダクトを設置した場合には、5~6 dBの音圧レベル、比騒音レベルでも同程度の低減が得られる。

図10は吸音ダクトの設置位置による吸音効果の差異を示したものである。図10中の○印は、送風機を

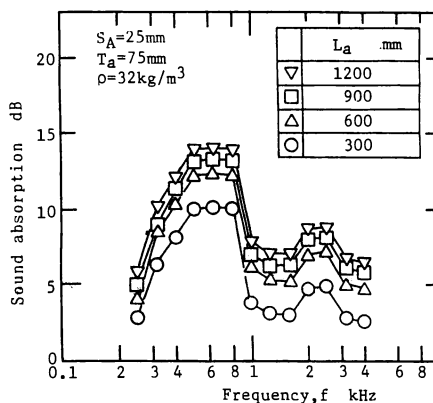


Fig. 11 Effects of the length of treatment of the duct on sound absorption

含むダクト系全体にまったく吸音材は施されていない場合である。○印以外はいずれも送風機のケーシングに吸音材が施されている。△印は送風機ケーシングの上流側および下流側に吸音ダクトがない場合を、□印は長さ1200 mmの吸音ダクトを送風機ケーシングの上流側( $L_{a,u}$ )に、▽印は同じものを下流側( $L_{a,d}$ )に設置した場合である。○印と△印の比較から送風機のケーシングに吸音材を施せば、約3.5~5.5 dBの音圧レベルの低減が得られることがわかる。△印と□印を比較すれば上流側に1200 mmの吸音ダクトを設置することにより、さらに4~6.5 dBの音圧レベルの低減が得られる。

一方、下流側に吸音ダクトを設置した場合(▽印)は全流量範囲にわたって△印と音圧レベルはまったく同じ値をとる。このことは下流側に設置した吸音ダクトは上流側へ放射される音にはほとんど貢献しないことを意味している。念のために下流側に1200 mmの吸音ダクトを付けて、下流側で騒音を測定したところ、△印に比較して3~4 dBの音圧レベルの低減が得られ、上流側で計測した場合は△印とまったく同じ音圧レベルとなった(図省略)。以上のことより、上流側に設置した吸音ダクトは上流側への放射騒音に、下流側に設置した吸音ダクトは下流側へ放射される騒音のみに効果があるといえる。

一方、比騒音レベル  $K_s(L)$  は上述の全帯域騒音の音圧レベル SPL(L) とほぼ同様の傾向を示し、吸音ダクトを設置すれば、そのレベルは低減する。このことは、吸音ダクトを設置すれば音圧レベルは低下するが、圧力や流量は設置前に比較してほとんど変わらないので、比騒音レベルは前者が後者より低くなること、す

なわち音圧レベルに圧力と流量を加味した送風機特性が吸音ダクトを設置したことによって改善されることを示している。

**5.3 吸音ダクトによる騒音減衰量の予測** 図11は式(5)と式(3)とから算出した各周波数における音圧レベルの減衰量と騒音が放射される側の送風機ダクトの上流側に設置した吸音ダクトの長さとの関係を示したものである。ダクトの長さが長くなるにつれて全周波数帯にわたって吸音量は大きくなるが、3章で述べたように長さに比例した吸音量にはならない。また、この吸音ダクトの場合には400~800 Hzの周波数域で吸音量が大きい。

騒音のスペクトル分布の予測値は以下のようにして求めた。まず、吸込管ダクト系の一部に吸音ダクトを設置した場合のダクトの各周波数における平均吸音率 $a_m$ を算出する。ここで図3において各周波数における吸音ダクトの吸音率 $a_a$ と鉄製ダクトの吸音率 $a_s$ およびそれぞれのダクトの内表面積 $S_a, S_s$ が既知であるから、これらを式(5)に代入すれば、容易に平均吸音率 $a_m$ が求められる。次に吸込管全部が鉄製のダクトの場合のダクトの内表面積 $S_s$ と吸音ダクト付き吸込管の内表面積 $S_m(=S_a+S_s)$ が与えられれば、式(3)より吸音ダクトを設置した場合の各周波数ごとの吸音量が求められる。これらの値を吸音ダクトを設置しない場合の騒音から差引き、これらの値を線で結んだものが吸音ダクトを付けた場合の理論的な騒音のスペクトル密度分布である。

図12は予測値(破線)と実測値(実線)との比較を行ったものである。なおこの場合吸音ダクトの長さ $L_{au}$ は0.3m、流量係数 $\phi$ は0.37(最高効率点)である。図12より各周波数帯域における音圧レベルの実験値と予測値とはよく一致しているといえよう。

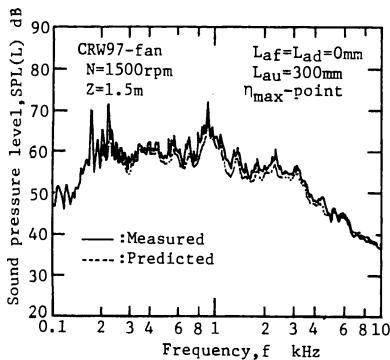


Fig. 12 Comparison of predicted and measured spectrum density distribution of SPL

図13は上述のようにして得られる全帯域音圧レベルの予測値と実測値とをいくつかの送風機流量を例にとって比較したものである。図13中の白抜ききの記号は実測値を、黒塗りの記号は予測値を示している。全帯域騒音の音圧レベルの予測値は上述のようにして求めた各周波数帯における予測値を全帯域にわたってエネルギー的に加え合せ、それを音圧レベルに換算することによって算定することができる。実測値と予測値は流量が大幅に変わっても±2dB以内の精度で一致している。また、図13に見られるように送風機騒音はいずれの場合にも流量が減少するに伴って増加している。これは流量の減少に伴って翼に対する迎え角が増加することによって負圧面上の境界層が発達し、後流の幅が増加することによっている<sup>(5)</sup>。

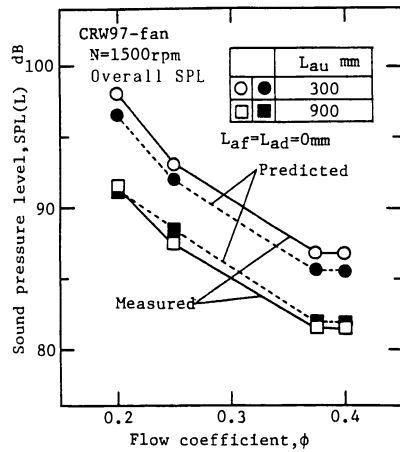


Fig. 13 Variation of overall sound pressure level with flow rate

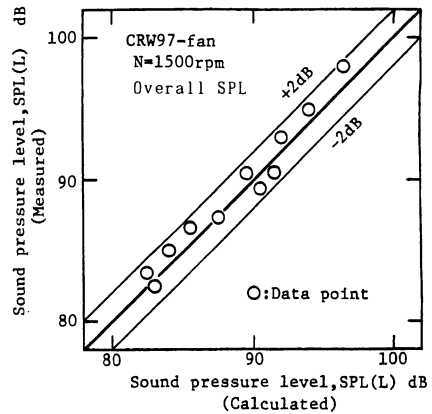


Fig. 14 Comparison of predicted and measured overall sound pressure level

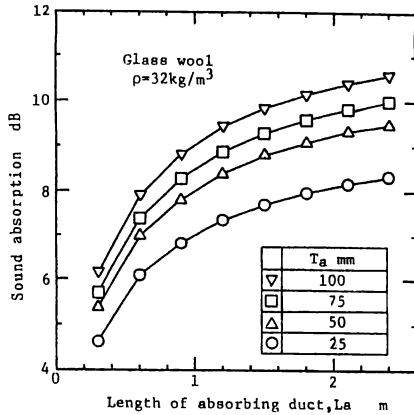


Fig. 15 Predicted absorption of overall sound pressure level with duct length

図 14 は流量や吸音ダクトの長さなどを変えたいろいろな場合について、全帯域騒音の音圧レベルの実測値と予測値の同様の比較を行ったものをまとめたものである。太い 45° の実線は実測値と予測値とが一致していることを示している。細い実線はこの線からの  $\pm 2$  dB の誤差範囲を示した線である。図 14 から、実測値と予測値は流量や吸音ダクトの長さが大幅に変わっても  $\pm 2$  dB の精度内で騒音を予測できることがわかる。

図 15 はダクト系全体が吸音ダクトと仮定した場合に、吸音材の厚さ  $T_a$  と吸音ダクトの長さ  $L_{au}$  が吸音量に及ばず影響を式(7)を用いて算出したものである。吸音材はグラスウールとし、各厚さに対する吸音率はメーカーのカatalogを参照した。図 15 から全帯域騒音の吸音量は吸音材料の厚さが厚いほどダクトの長さが長いほど大きくなること、吸音量は吸音ダクト長さとともに漸近的に増加すること、などがわかる。

## 6. 結 論

本研究では二重反転式軸流送風機の騒音を低減する方法として吸音材料を施した吸音ダクトを用いる方法を提案し、これが送風機の流体力学的特性および騒音特性に及ぼす影響について実験的検討を行った。さらに吸音材の厚さおよび長さ全帯域騒音の吸音量との

関係について理論的にも検討した。その結果以下の結論を得た。

(1) 本研究で採用した吸音ダクトを送風機の上流に設置した場合、送風機の流体力学的特性をほとんど損なうことなく、騒音を低減できる。

(2) 吸音ダクトによる音圧レベルの低減量はダクト長さばかりでなく、流量にも関係する。ダクト長さは長いほど、流量は少ないほうが低減量が多い。本研究範囲では、送風機ケーシングに吸音材を施すと 3.5~5.5 dB の音圧レベルの低減が得られる。上流側に 1200 mm の吸音ダクトを設置すれば、さらに 4~6.5 dB の低減が得られる。また、両方の吸音ダクトを設置することにより、約 6~8 dB の音圧レベルの大幅な低減が期待できる。

(3) 上流側へ放射される音の吸音は上流側に設置した吸音ダクトのみによって行われ、下流側に設置した吸音ダクトは無関係である。また、下流側に設けた場合には、下流側へ放射される音は低減するが、上流側へ放射される音は低減しない。

おわりに本研究に協力していただいた当時長崎大学大学院学生岩崎浩史、学部学生石田大輔、実験装置製作に協力していただいた田中清裕技官、松下精工(株)の近藤重樹、山口英告の諸氏に謝意を表す。また、本研究費の一部は原田記念財団の研究助成金(平成7年度)によったことを記して謝意を表す。

## 文 献

- (1) 児玉好雄・ほか3名、二重反転式軸流送風機の流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究(第1報、軸間距離、電動機支持形態の影響)、機論、60-576, B (1994), 2764-2771.
- (2) 児玉好雄・ほか3名、二重反転式軸流送風機の流体力学的特性と騒音特性に関する実験的研究(第2報、動翼枚数の組合せ、ソリディティおよび翼先端すまみの影響)、機論、60-576, B (1994), 2772-2779.
- (3) 児玉好雄・ほか4名、二重反転式軸流送風機の乱流騒音に関する研究、機論、65-595, B (1996), 1068-1076.
- (4) 五十嵐寿一、音響と振動、(1990), 209, 共立出版(株).
- (5) 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.
- (6) 妹尾泰利・児玉好雄、低圧軸流送風機の騒音に関する研究、機論、39-320 (1973), 1246-1254.