

# 低圧斜流送風機の騒音低減化に関する研究

九州大学 深野 徹  
九州大学 高松 康生  
長崎大学 児玉 好雄  
東京芝浦電気(株) 青木 登  
東京芝浦電気(株) 小林 和夫

〔論 文〕

## 低圧斜流送風機の騒音低減化に関する研究

深野 徹\*  
 高松 康生\*  
 児玉 好雄\*\*  
 青木 登\*\*\*  
 小林 和夫\*\*\*

### 1. 緒言

送風機の小型化、高圧化に伴い斜流送風機の使用が増加しつつあるが、この種の送風機に関する研究は軸流や遠心の送風機に比べてかなり少ない。特にその発生騒音に関する知識は皆無に近く、最近ようやく斜流送風機と軸流送風機とではいずれが発生騒音が低いかという疑問が生じつつある程度である。このような型式を異にする送風機の騒音レベルの比較は本来その機種種の騒音発生機構が明らかにされ、各発生原因ごとに適切な処置<sup>(1)~(3)</sup>を施し、可能なだけ騒音を低減化した状態にしてなされるべきである。しかしながらこのような配慮なしに、発生騒音レベルの比較がなされているのが現状であろう。

本論文ではまず斜流送風機の試作機について流体力学及び騒音の両面から改良すべき点を検討し、次にこの結果をもとに改良した斜流送風機について騒音低減対策を検討した。最後に斜流型と軸流型とについて送風機<sup>(2)</sup>騒音の比較を行った。

### 2. 記号表

$a_0$  : 音速 m/s  
 $B$  : 動翼枚数  
 $D$  : 羽根車出口直径 m  
 $f$  : 周波数 Hz  
 $k$  : 整数  
 $K_s$  : 比騒音レベル dB  
 $M\dot{m}^*$  : 臨界先端マッハ数  
 $L$  : 電動機入力 W  
 $m$  : 圧力モードのロブ数

$N$  : 回転数 rps  
 $N_s$  : 比速度 rpm、 $m^3/\text{min}$ 、m  
 $n$  : 高調波の次数  
 $P_T$  : 全圧上昇  $\text{kg}/\text{m}^2$   
 $p$  : 圧力 Pa  
 $Q$  : 流量  $\text{m}^3/\text{s}$   
 $R$  : 半径方向の距離 m または mm  
 $R_t$  : 動翼半径 m  
 $SPL$  : 音圧レベル dB  
 $\bar{s}$  : 翼先端すきま mm  
 $U$  : 羽根車出口における翼先端周速  
 [  $\equiv \pi DN$  ] m/s  
 $V$  : 静翼枚数  
 $Z$  : 軸方向の距離 m  
 $\delta$  : 出口偏差角 度  
 $\eta$  : 電動機と送風機の総合効率  
 $\theta$  : 2個のマイクロホンのなす中心角 度  
 $\lambda$  : 軸動力係数

$$\left[ \equiv \frac{L}{\frac{1}{8} \pi \rho (1 - \nu^2) D^2 U^3} \right]$$

$\nu$  : 羽根車出口におけるハブ比  
 $\rho$  : 空気の密度  $\text{kg}/\text{m}^3$   
 $\tau$  : 時間 s  
 $\phi$  : 流量係数

$$\left[ \equiv \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (1 - \nu^2) D^2 U} \right]$$

$\psi$  : 圧力係数

$$\left[ \equiv P_T / \left( \frac{\rho}{2} U^2 \right) \right]$$

\*九州大学工学部  
 \*\*長崎大学工学部  
 \*\*\*東京芝浦電気㈱

原稿受付日 昭和58年7月18日

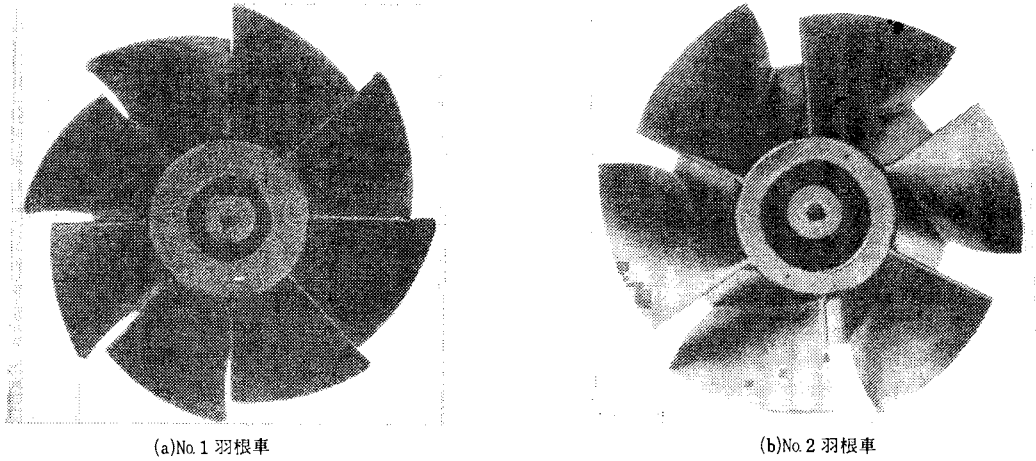


図2 供試羽根車

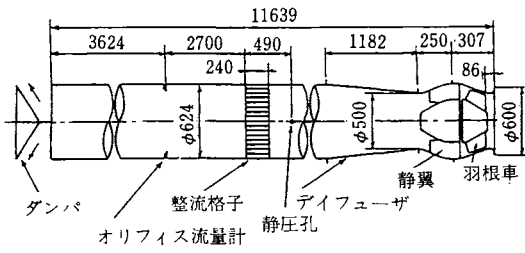


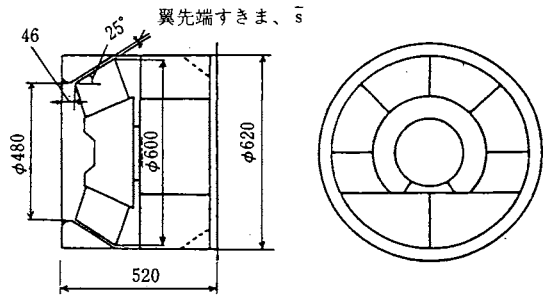
図1 実験装置の概要

### 3. 実験装置及び方法

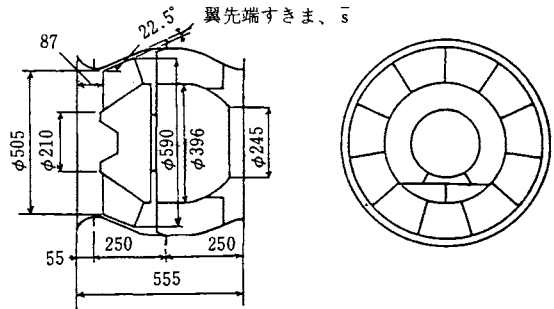
図1は実験装置の概要を示したものである。供試羽根車は入口ノズル端から86mm下流に取り付けられている。この送風機の下流側の長さ約11mの直管部にはJIS規格に従った整流格子と流量測定用オリフィスが、管の出口には流量調整用の円すい形ダンパが設けられている。

図2は供試羽根車を示したもので(a)は羽根車入口直径480mm、出口直径600mmの8枚の円弧翼から成る羽根車で、(b)は入口直径505mm、出口直径590mmの6枚の円弧翼から成る羽根車である。これらの羽根車は4極の誘導電動機によって約1750rpmで駆動される。

図3(a)と(b)は電動機の支持方法を示したものである。(a)は試作品で、厚さ5mmの平板を管軸に平行に設定したT字型の支持台の上に電動機を固定し、その上部は5枚の円弧翼が取り付けられており、この電動機の上流側に図2(a)に示す羽根車が直結されている(これをNo.1送風機と呼ぶ)。(b)はNo.1送風機を改良したもので、電動機は直径260mm、厚さ1.6mmの円管内に



(a) No.1 送風機



(b) No.2 送風機

図3 供試送風機

設置されており、これを11枚の円弧静翼で支持したもので、これには図2(b)の羽根車を取り付けられている(No.2送風機)。これらの送風機の比速度 $N_s$ は約1050 (rpm,  $m^3/min$ , m)であり、それらの動翼の諸元は表1に示すとおりである。また翼先端における動翼後縁と静翼前縁との軸間距離は前者が95mm、後者が67mmである。

表1 動翼諸元

		No. 1 送風機			No. 2 送風機		
		羽根先端	二乗平均半径	羽根根本	羽根先端	二乗平均半径	羽根根本
半径 mm	入口側	240	187	110	252.5	192	105
	出口側	300	255	200	295	252	200
取付け角		64°	58°	55°	63°	57°	33°
入口角		68°	59°	56°	66°	64°	45°
出口角		53°	50°	36°	52°	43°	5°
翼弦長 mm		220	200	180	245	236	207
翼の最大厚み mm		6	7	9	4	4	4

表2 翼先端すきま

	No. 1 送風機	No. 2 送風機
$\bar{s}$ mm	0.7、2.0、3.0、 4.0、6.0	0.8、1.8、2.7、 3.9、5.9

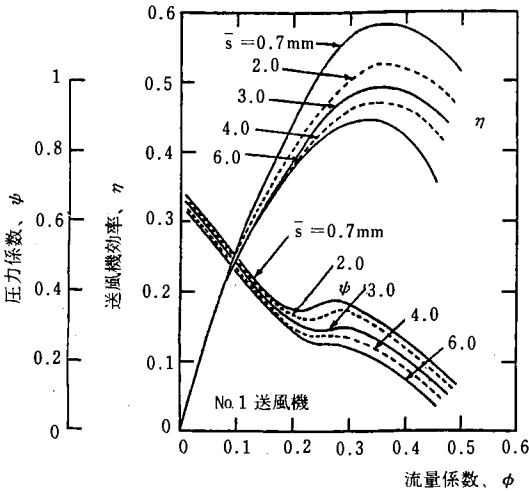


図4 流体力学的特性 (No.1 送風機)

本実験では表2に示すようにNo.1およびNo.2送風機ともに翼先端すきまが約1mm間隔で5種類に変えられた。そのためには、動翼外径を一定に保ち、入口ノズル端から静翼前縁までのダクト内壁面の全範囲にわたって表面が滑らかでかつ真円に樹脂を塗布したのち、このダクトをその軸中心が半径方向にずれないように軸方向に移動させた。なお遠距離場での騒音測定は乱流騒音のレベルが動翼中心軸を軸とするような双極子形分布になることを考慮に入れて送風機の軸中心上の入口ノズル端から1.5m上流の点で行った。

#### 4. 実験結果及び考察

##### 4-1 試作送風機の結果

図4はNo.1送風機の流体力学的特性を示したもので、パラメータは翼先端すきま $\bar{s}$ である。この結果から、翼先端すきまが減少するにつれ効率及び圧力係数はほぼ全流量域で増加すること、圧力係数の極大点および極小点が低流量側へ移行することがわかる。これらの原因については後述する。図5には最高効率とその点における流量係数、圧力係数および動力係数を $\bar{s}$ を横軸に取って示している。 $\bar{s}$ が減少するに伴い圧力係数及び効率は増加するが、流量係数と動力係数は $\bar{s}$ にほとんど無関係である。この送風機の最大効率は $\bar{s}$ が最も小さい0.7mmの場合に於ても、約59%と極めて低い。

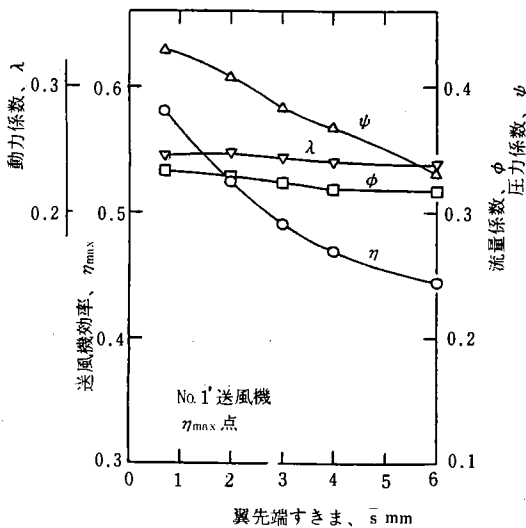


図5 送風機特性に及ぼす翼先端すきまの影響 (No.1 送風機、 $\eta_{max}$ 点)

図6は翼先端すきまが出口偏差角に与える影響を調べたものである。半径Rが220mm~280mmの間にお

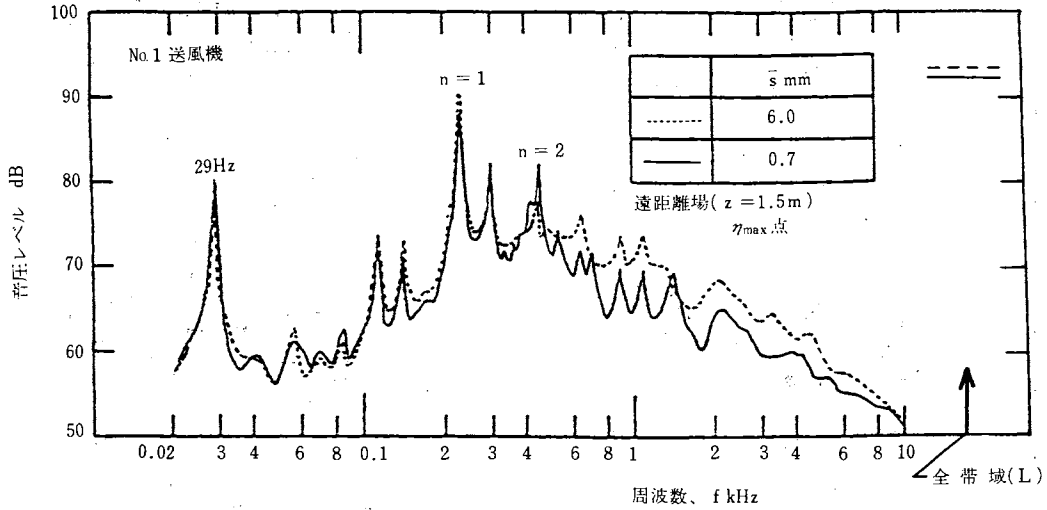


図7 騒音のスペクトル密度分布 (No.1送風機)

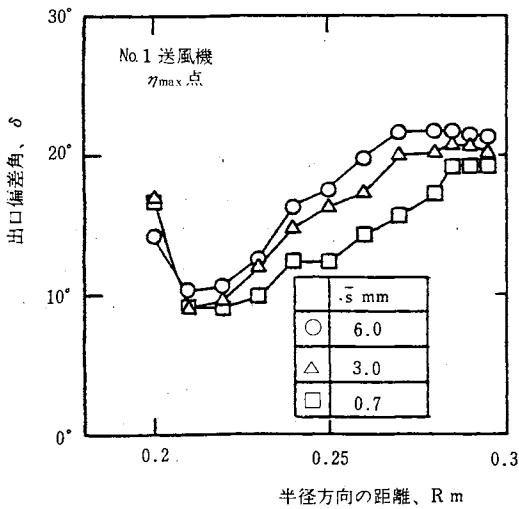


図6 出口偏差角に及ぼす翼先端すきまの影響 (No.1送風機)

いては先端すきまが減少するにつれ出口偏差角は減少する傾向がみられるが、翼先端近傍では  $\bar{s}$  にほとんど無関係となり極めて大きな値をとる。したがって、著者らはここで流れが停滞していると考え、ダクト形状を図3(b)に示すように流れが良好となるように改良した。

図7はNo.1送風機の最大効率点における騒音のスペクトル密度分布の  $\bar{s}$  による差異を示したもので、破線と実線はそれぞれ  $\bar{s}$  が6mmおよび0.7mmの結果であ

る。800Hz以上の周波数帯域において両者の差がみられるものの、羽根通過周波数 ( $n = 1$ ) 及びその高調波におけるレベルは両者ほぼ同じであり、全帯域音圧レベルはこの離散周波数騒音によって強く支配されている。以下にこの騒音の発生原因について述べる。

動翼と静翼の干渉によって生じる干渉騒音の吸込管内での減衰について Tyler-Sofrin は次の理論式を導いている。<sup>(6)</sup>

$$\Delta dB / \Delta Z = 8.691 |m| l \sqrt{(M_m^*)^2 - M_m^2} / R_t \quad \dots(1)$$

$$m = nB + KV \quad \dots(2)$$

$$M_m = nB^2 \pi R_t N / |m| l a_0 \quad \dots(3)$$

ここで  $\Delta dB$  : 音圧レベルの減衰量

$\Delta Z$  : 軸方向の距離

$M_m^*$  : 臨界先端マッハ数

$R_t$  : 動翼半径

$n$  : 高調波の次数

$B$  : 動翼枚数

$K$  : 整数

$V$  : 静翼枚数

$a_0$  : 音速

である。

No.1送風機の場合支持板を静翼と等価であるとみなせば、 $V = 8$  であり、動翼枚数  $B$  は8であるから、これらの値を式(2)に代入すれば

$$m = 8n + 8K \quad \dots(4)$$

となる。 $m$  は  $K = -n$  の時0、すなわち平面波が発生

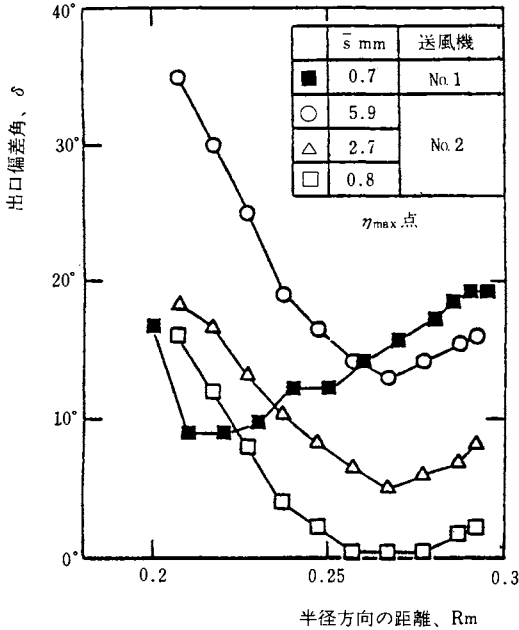


図8 出口偏差角に及ぼす翼先端すきまの影響 (No.2送風機)

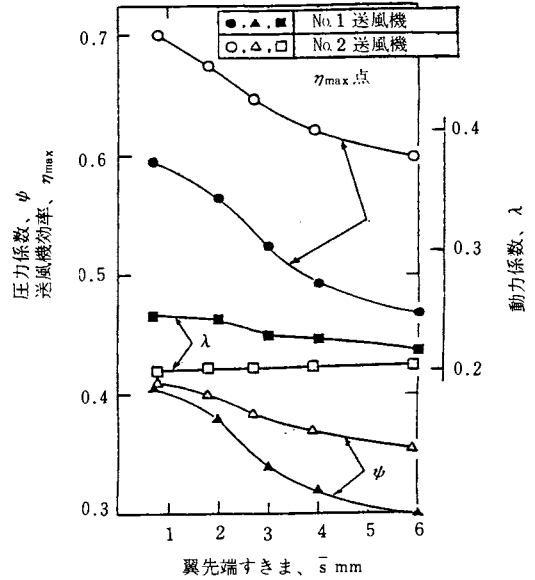


図9 送風機特性に及ぼす翼先端すきまの影響 (No.2送風機)

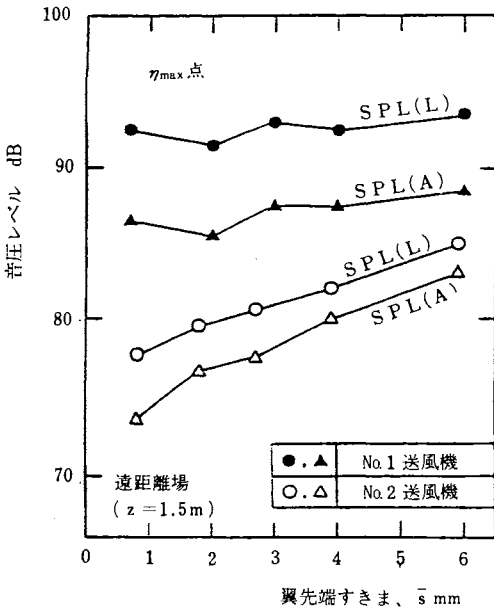


図10 全帯域音圧レベルに及ぼす翼先端すきまの影響 (No.1及びNo.2送風機)

し、基本周波数 ( $n=1$ ) およびその高調波のいずれも式(1)からわかるようにこの干渉音は軸方向に減衰しない。実験結果 (図12の○印参照) も  $m=0$  の音が発

生していることを明白に示している。以上の騒音上の問題点を参考にして支持板を静翼に代え、さらに  $m=0$  モードが発生しないように枚数を11と改良した。なお動翼枚数も乱流騒音レベルの低減を図って6枚と少なくしたNo.2送風機を製作した。(5) これらの改良は軸流送風機についての著者らの研究結果(2),(4),(5)を斜流送風機に適用したものである。

上述の改良の結果、図8の黒塗りの点と比較すれば明らかなように  $\bar{s}=0.8\text{mm}$  の場合には出口偏差角も翼先端側で零に近くなり、効率は図9に示すように  $\bar{s}$  の広い範囲にわたって10%以上上昇した。また後述するように騒音のスペクトル密度分布にも離散周波数音がほとんどみられなくなり、全帯域音圧レベルは最大  $14\text{dB}(L)$  ( $\bar{s} \cong 0.7\text{mm}$  の場合) 低下した。以下では主として改良型のNo.2送風機に対して騒音特性を検討した。

#### 4-2 騒音特性

図10は最高効率点近傍における全帯域音圧レベルに及ぼす翼先端すきまの影響を調べたものである。図中には参考までに黒塗りの記号でNo.1送風機の結果も併記している。No.2送風機の場合には翼先端すきまの減少に伴って音圧レベルは約  $1.5\text{dB}/\text{mm}$  の割合で減少している。これは翼先端すきまの減少に伴って翼端渦の

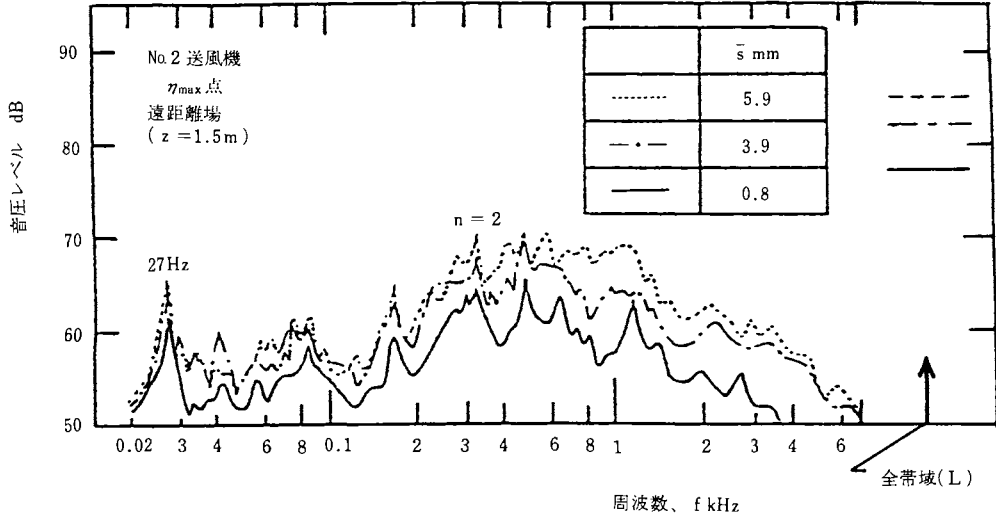


図11 騒音のスペクトル密度分布 (No.2 送風機)

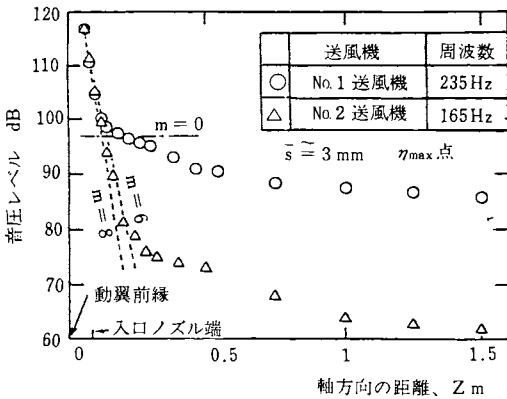


図12 基本周波数騒音の軸方向減衰特性の比較

図中には低いレベルではあるが羽根通過周波数音 ( $n = 1, 2$ ) がみられる。これは動翼回転騒音である。図12はこの周波数の音圧レベルの軸方向減衰特性を示したものである。図中の破線は基準断面の実験点を通り、式(1)で与えられるダクト内での音の理論減衰こう配と同じこう配を持つ直線である。<sup>(6)</sup> ○印はNo.1 送風機の場合を、△印はNo.2 送風機の場合を示す。図12の○印と△印および破線との比較から、動翼直前での音は動翼によって生じた動翼回転騒音であり、この音はきわめて短いダクト内でも急速に減衰することがわかる。一方、No.1 送風機の場合には  $m = 0$  のモードの音が発生しており、この音は管内ではほとんど減衰せず管外でも球面波の広がりに伴う音圧レベルの減衰程度の低下しかないので遠距離場まで高いレベルのまま到達することがわかる。またNo.2 送風機 (△印) の場合には動翼回転騒音の音圧レベルは理論減衰線上に乗って動翼の近傍でかなり低いレベルにまで減衰する。このことは本実験のように吸込管がかなり短く、かつテーパ付きの場合であっても動翼回転騒音が直管の場合と同様の減衰特性を有し、これが管外にまで及ぶことを示している。

放出が抑制され翼先端近傍の流れが安定するためと思われる。このような傾向は著者らが先に行った軸流送風機の結果<sup>(2),(3)</sup>と類似している。またNo.1 送風機の場合には翼先端すきまによる変化はほとんどみられない。これは前述したように全帯域音圧レベルを支配する干渉騒音が発生しており、この音は性質上翼先端すきま  $\bar{s}$  には無関係であるからである。

図11は最高効率点における騒音のスペクトル密度分布の  $\bar{s}$  による差異を示したものである。この図から  $\bar{s}$  を減少させると音圧レベルはほぼ全周波数帯にわたって減少し、特に600Hz以上の高周波数帯域において大きいことがわかる。このことは騒音レベル(A特性)の低減に有利である。

図11には、羽根通過周波数以下の27Hzに音圧レベルのピークがみられる。この音の性質は以下のとおりである。音圧レベルは軸方向に  $m = 1$  の減衰こう配線に乗って減衰する(図13)。つまりこの音は周方向に音圧の山と谷をそれぞれ1個有する1ロブパターンをし

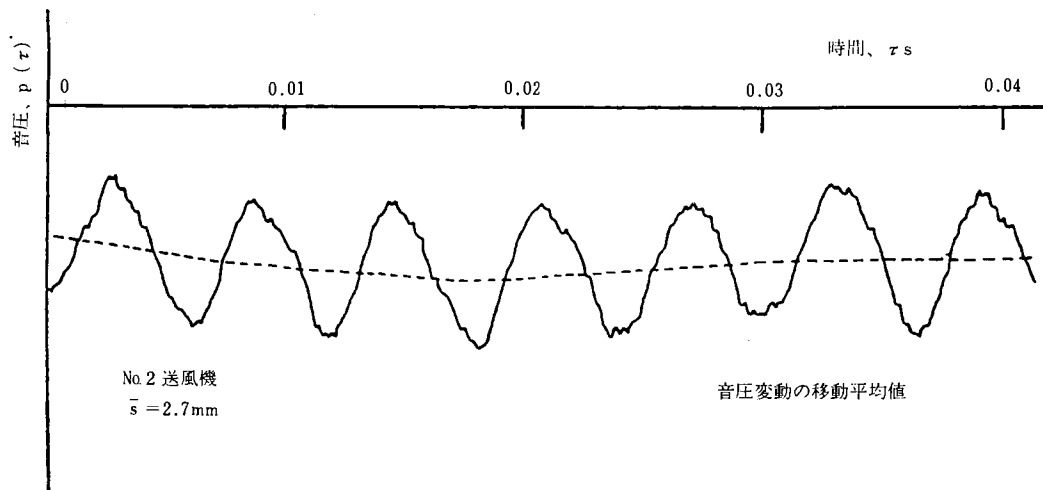


図16 音圧変動波形 (Z = 85mm)

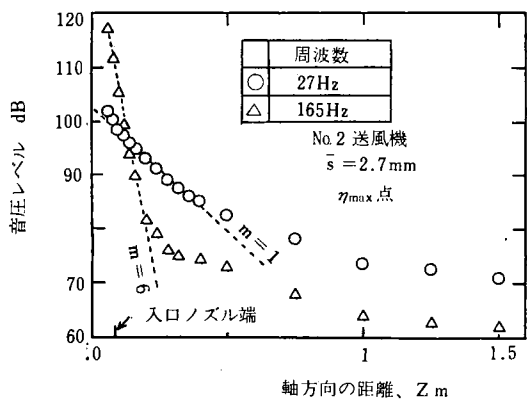


図13 27Hz音 (m = 1、○印)の軸方向減衰特性

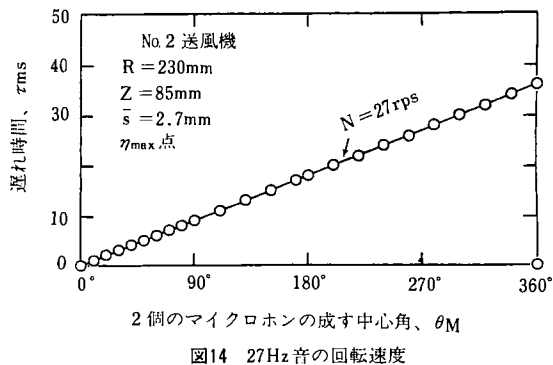


図14 27Hz音の回転速度

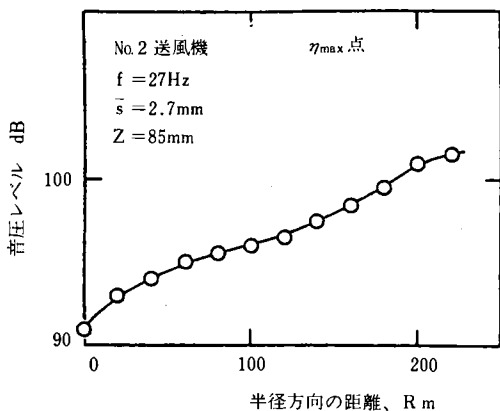


図15 27Hz音の音圧レベルの半径方向分布

ており、動翼軸と同じ速度で回転する(図14)。また、この音は半径方向に音圧の節を持たないモード1を示す(図15)。さらに、動翼直前で測定した音圧の時間的変動によれば、図16に示すように、その移動平均値(図中の破線)は時間的に一定とはならず1ロブパターンを示す。以上のことからこの27Hz音の発生は動翼の製作誤差に依っていると考えられる。<sup>(4)</sup>

以上述べたように正規流量点における騒音低減策として $\bar{s}$ を小さくすることは極めて有効な手段であることが明らかとなった。図17はNo.1の試作機とNo.2送風機の最良の状態である $\bar{s} \cong 0.7\text{mm}$ の場合のスペクトル密度分布を比較したものである。前述した改良により、全帯域音圧レベルが約14dB(L)低下すると共に、心理的に非常にうるさく感じられる離散周波数騒音が無視できる程度にまで低下し、大幅な改良が得られていることがわかる。



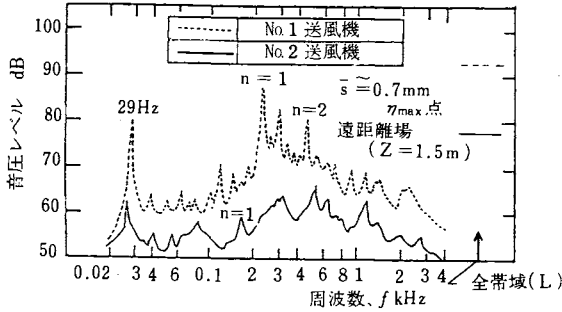


図17 騒音のスペクトル密度分布の比較

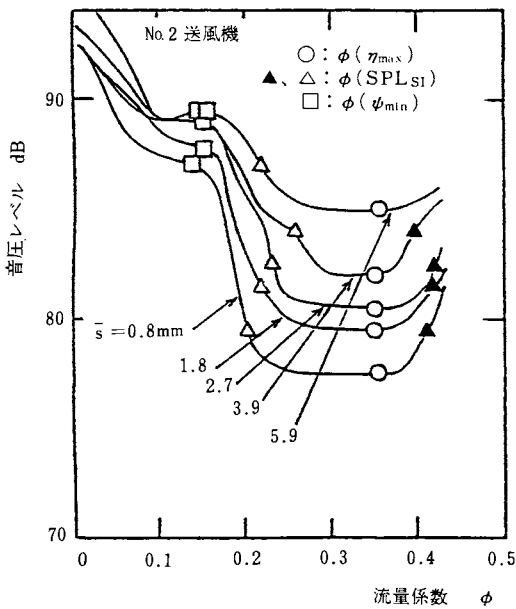


図19 騒音の流量特性 (No.2送風機)

4-3 低流量域の流体力学的特性

図18はNo.2送風機の流体力学的特性を $\bar{s}$ をパラメータとして図示したものである。 $\bar{s}$ を減少させるとほとんど全流量域で効率及び圧力係数が増加すること、サージ開始点(圧力係数極大点)が低流量側へ移行する、などNo.1送風機の場合と同様な傾向がみられる。

4-4 低流量域における騒音特性

図19は送風機騒音の流量特性を示したもので○印は最高効率点を、▲および△印は音圧レベル急上昇開始点(ここでは最高効率点の音圧レベルより2dB高い点として定義している)を、□印は圧力係数の極小点を示している。この図から最高効率点と同程度の音圧レ

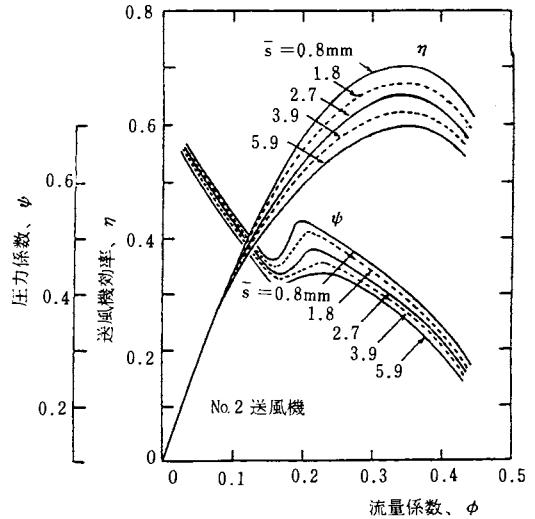


図18 流体力学的特性 (No.2送風機)

ベルを持つ流量域(▲印と△印の間)は $\bar{s}$ が減少するにつれ増加すること、ほぼ全流量域で音圧レベルは $\bar{s}$ が小さいほど低下すること、など斜流送風機に対しても、翼先端すきまを小さくする利点が軸流送風機の場合<sup>(2),(3)</sup>と全く同じであることがわかる。

図20は、 $\bar{s} = 0.8\text{mm}$ の場合に対して効率最高点( $\eta_{\text{max}}$ 点、図19の○印)、音圧レベル急上昇点(SPL<sub>S1</sub>点、同△印)および圧力係数極小点( $\psi_{\text{min}}$ 点、同□印)におけるスペクトル密度分布を比較したものである。 $\eta_{\text{max}}$ 点とSPL<sub>S1</sub>点とではスペクトルの全体的な傾向は類似しており、騒音発生機構上大差ないことがわかる。また、破線で示される $\psi_{\text{min}}$ 点の場合において低流量域特有の離散周波数騒音の発生<sup>(2)</sup>は全くみられず、全体として乱流騒音が支配的である。

図21に示されているように、 $\psi_{\text{min}}$ 点(SPL極大点に対応)における騒音のスペクトル密度分布は翼先端すきま $\bar{s}$ にほとんど依らない。これは、この場合流量が設計点より少ないため遠心効果により流体は動翼を通過する際に羽根の根本から先端側へ偏り翼先端の前縁近傍では逆流が生じ、乱流騒音が増加するのであるが、このような効果に対して $\bar{s}$ はほとんどきかないためであると思われる。

4-5 比騒音レベルによる評価

送風機の良否を判断する目安の1つとして送風機騒音に圧力上昇と流量を加味した次式で示される比騒音

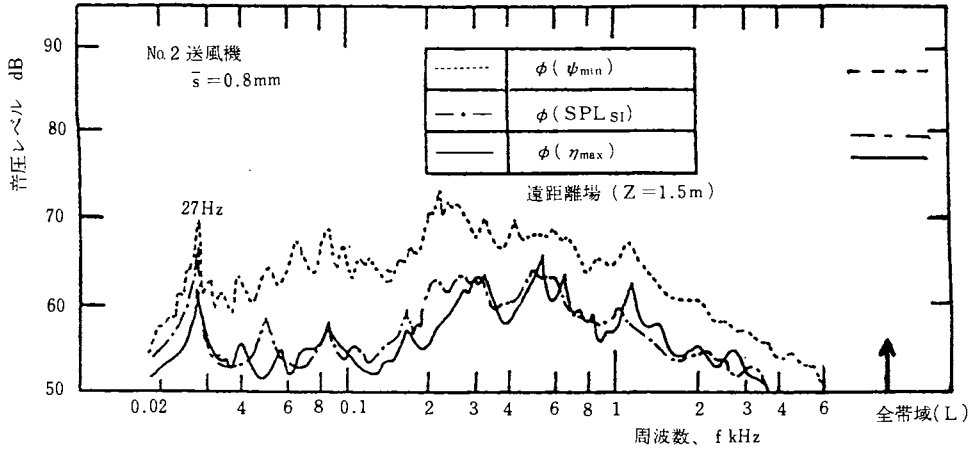


図20 騒音のスペクトル密度分布の流量による差異 (No.2 送風機)

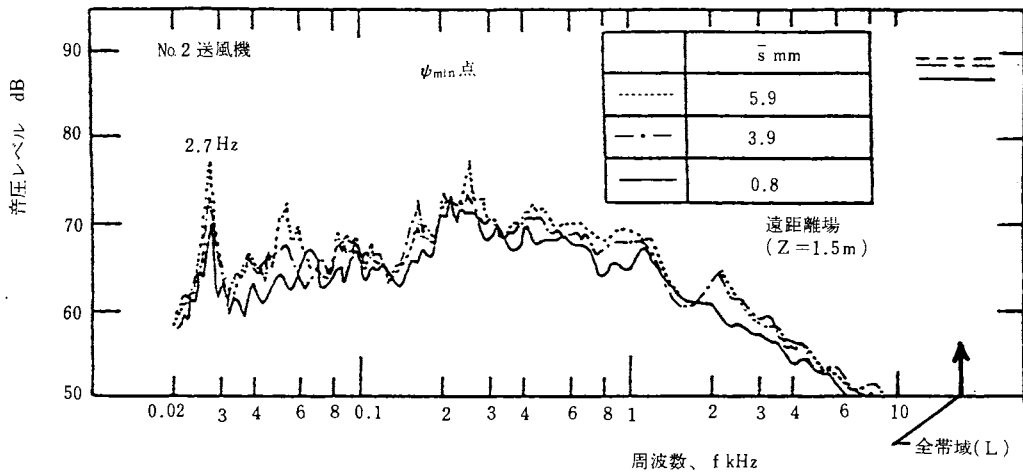


図21 騒音のスペクトル密度分布に及ぼす翼先端すきまの影響 (No.2 送風機、 $\psi_{min}$ 点)

レベルが用いられる。

$$K_s = SPL - 10 \log_{10} Q P_T^2 \quad \dots(5)$$

ここでSPLは音圧レベル (dB) を、 $Q$ は流量 ( $m^3/s$ ) を、 $P_T$ は全圧上昇 ( $kg/m^2$ , この単位が従来から使用されており、本報でもそれに従う) を表わす。このレベルが低いほど良好な羽根車である。

図22は比騒音レベルに与える翼先端すきま  $\bar{s}$  の影響を示したものである。音圧レベルにL特性を用いた  $K_s(L)$  が  $\bar{s}$  の減少に従って大幅に減少することが示されている。一般に騒音レベルとして用いられるA特性値より算定された  $K_s(A)$  は低下率がさらに大である。これは図11に示したように  $\bar{s}$  の減少により高周波帯域

のレベルが著しく低下するためであり、 $\bar{s}$  を小さくすることが騒音の低減策として極めて有力な手段であることがわかる。

図23は軸流送風機 ( $N_s = 2040, rpm, m^3/min, m$ ) と斜流送風機 (No.2 送風機、 $N_s = 1050, rpm, m^3/min, m$ ) の比騒音レベルを比較したもので、いずれも  $\bar{s}$  を最適にとり発生騒音を最も低下させた状態についてのものである。<sup>(2)</sup> 全流量域にわたって斜流送風機のほうが軸流送風機より比騒音レベルが低いこと、斜流送風機の場合には低流量域特有の離散周波数騒音<sup>(2),(3)</sup> が発生しないため軸流送風機のように比騒音レベルに極大点が存在しないことなどを総合すれば、騒音低減の観

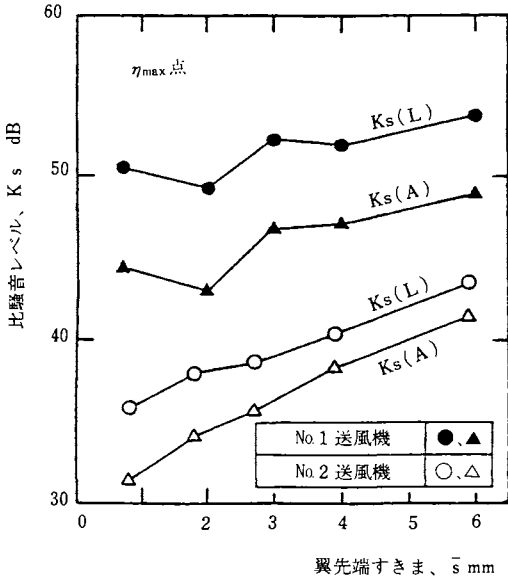


図22 比騒音レベルに与える翼先端すきまの影響 ( $\eta_{max}$ 点)

点から斜流送風機のほうが優れているといえる。

最高効率点における軸流ファンの比騒音レベルとして45~55dBが紹介されている。<sup>(7)</sup> 著者らの軸流ファンの $K_s$ 値がこれより相当に低いこと、著者らの音圧レベルの測定点は、その分布が最大となる動翼軸中心上で成されているのに対し、分布の平均値をとっている場合があることなどから、本実験における $K_s$ 値は通常の経験値に比して十分小さい値であるといえる。

### 5. 結論

本研究ではまず斜流送風機の試作機を対象として発生騒音を詳細に調査し、その発生機構及び低減策を明確にした。それに基づいて設計製作した改良型の斜流送風機を用いて主として翼先端すきまが騒音に与える影響について調査した。その結果は、下のとおりである。

(1) 離散周波数騒音として、動翼と静翼との干渉による干渉騒音、動翼回転騒音及び動翼の製作誤差に基づく騒音が観察された。これらはいずれも軸流送風機において経験されたものと同種であった。特に動翼回転騒音の管内での管軸方向減衰特性は、管径が動翼の設置断面から出口に向って円錐状に減少するにもかかわらず管内のそれと大差なかった。つまり、軸流ファンの離散周波数騒音に関する知識は斜流に対してそ

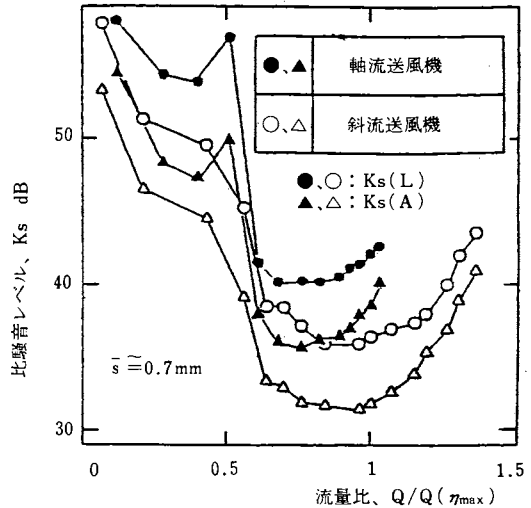


図23 異機種種の比騒音レベルの比較

のまま適用しても大きな誤りは生じない。

(2) 最高効率点においては翼先端すきま $\bar{s}$ が狭いほど騒音の音圧レベルは低下し、流体力学的特性も改善される。本実験では $\bar{s}$ として0.7mmまで減少させたが、この時騒音及び流体力学の両特性はともに最良であった。

(3) 翼先端すきまが小さいと低流量域でも流れが安定し、最高効率点の音圧レベルと同程度の低騒音の作動点が高・低両流量側へ広がる。前項と合わせてこの性質は軸流送風機と同様であり、騒音的には軸流型と斜流型とでは大差ないといえる。

(4) 本実験で用いた斜流送風機と、その設計点における風量・圧力上昇が比較的近い、軸流送風機とに対していずれも可能なだけ騒音低減策を施し、最良の状態にしたものを比較した結果、最高効率点で斜流送風機の方が約5dBほど低く、斜流送風機の優越性が実証された。

おわりに、実験に協力された当時九工学部の宇都幸一、当時九大学生の高山徹、堀川順一の諸氏に謝意を表わす。

#### 〈参考文献〉

- (1) 妹尾・児玉、機論、39-320 (昭48-4)、1246.
- (2) 深野・ほか2名、第8回ターボ機械講演会(昭55-12)、73.
- (3) 深野・ほか2名、機論No.828-2 (昭57-5)、50.
- (4) 深野・ほか2名、機論、B、45-400 (昭54-12)、1805.
- (5) 深野・ほか2名、機論、43-375 (昭52-11)、4168.
- (6) Tyler, J.M. and Sofrin, T.G., SAE Trans., 70(1962)、309.
- (7) 大橋、流体機械、(昭46)、246、森北出版。