遠心型送風機における動静翼干渉に起因する 音響的共鳴現象の発生原理と抑制法* (現象のモデル化と抑制手法の提案)

杉村和之^{*1}, 渡辺昌俊^{*1}

A Study on Suppressing Acoustic Resonance of Interaction Tones from a Centrifugal Motor Blower (Modeling of Phenomenon and Proposal of Suppression Method)

Kazuyuki SUGIMUMA^{*2} and Masatoshi WATANABE

^{*2} Mechanical Engineering Research Laboratory, Hitachi Ltd.,
Kandatsu 502, Tsuchiura, Ibaraki, 300-0013 Japan

In a centrifugal blower with diffuser vanes, the noise level may unexpectedly increase at certain numbers of revolutions. In particular, the phenomenon of acoustic resonance due to aerodynamic interaction tones between the impeller and the diffuser is a serious problem. In this paper, we develop a physical model to describe this phenomenon. The model assumes that inner flow paths both in the impeller and the diffuser behave as quasi-one-dimensional acoustic tubes. We constructed a mathematical model to predict critical numbers of revolutions at which resonance occurs, and conducted experiments to verify the model, and the results agree well with the mathematical model. We also propose an effective method for suppressing the resonance in which diffuser vanes with slits are used. Each diffuser vane has a slit located just behind the end of the facing area between neighboring vanes. The location of the slit is determined by the mathematical model. Experiments show that the method successfully reduces keen noise by as much as 8 dB.

Key Words: Compressor, Blower, Diffuser, Internal Flow, Interaction Tone, Noise, Acoustics, Aeroacoustics, Resonance

1. 緒 言

家庭用電気掃除機に用いられる送風機は、低価格、高圧力比、小型軽量であることが望まれ、これらの要求に最も適した単段のディフューザベーン付き遠心型送風機(図1)が用いられる。遠心型送風機は前面投影面積が大きくなりやすいので、小型化を実現するためには、回転数を上げ要素の高負荷化を行う必要がある。結果として、要素内の各部流速が増大し、乱流音が増大すると同時に、羽根車とディフューザとの空力的干渉による動静翼干渉騒音(以下、羽根音と呼ぶ)も増大する。空力音以外の騒音もあるが、特別な場合を除いて支配的ではない。

図2に電動送風機の騒音スペクトルの一例を示す。羽根音が卓越する場合の例で、基音となる翼通過周波数(Blade Passing Frequency:以下BPFと略す)とその高調波からなる。掃除機の運転モードに応じて電動送風機の動作点は大きく変化し、騒音の発生状況も変わる。例えば、掃除機のカタログスペッ

クとして重要な騒音レベルは、JISにしたがって測定され、送風機にとっては設計点よりも大風量側の運転になる。この場合、羽根音レベルはもともと小さい。その上、掃除機本体を伝播する途中で高周波数域は大きな減衰を受けるので、周波数が割合大きい羽根音は相対的に目立たなくなり、乱流音が支配的になる。一方で実使用時の騒音は、低風量よりの運転で出力も最大となる。この時、羽根音は乱流音よりも卓越し、キンキンとした音色となり、音量的にも音質的にも問題となる。

Fig.1 Motor blower with diffuser vanes

* 原稿受付 1999年9月28日。

^{*1} 正員, 日立製作所機械研究所(〒300-0013 土浦市神立町502)。

E-mail: sugimura@merl.hitachi.co.jp

Fig.2 Example of noise spectrum

ところで図3に示すように、特定の回転数に対して羽根音レベルが極大化する現象が見られる。羽根音が支配的な場合、オーバーオール騒音レベルが増加するのはもちろんのこと、純音のキンキンとした音色が卓越し、回転数変化に対する騒音の変動感も大きくなるので、音質が悪化する。このような現象は軸流型送風機でも観察され、動静翼干渉による変動圧力場が、ダクトの固有音響モードと一致することが原因であると言われている。しかし、ダクトの無い遠心型送風機に全く同じメカニズムは考えにくい。また、遠心型送風機については、同じような現象の原因について静翼(ディフューザ)の翼間における両端開口型の共鳴が原因であるという例がある⁽¹⁾。対策として、翼枚数や翼間長さを変更したり、翼を不等ピッチに配置したりする⁽²⁾。これらは工学的には設計に対して指針を与え有益である。しかし、本研究対象のように動静翼間距離が特に小さい遠心型送風機の場合、羽根音の極大化が従来の共鳴モデルで説明できなかったり、対策効果が十分でなかったりした。

本研究は、ディフューザを持つ遠心型送風機において、特に動静翼間距離が小さい場合に限定し、羽根音が特定回転数で極大化する現象について、物理モデルを提案し検証する。加えて発生原理に基づいた対策案の提案と実証を行う。

Fig.3 Unexpected noise-level-increase at certain numbers of revolution

2. 理論モデル解析

2.1 理論モデル ダクトレスファンで音響的にコンパクトであれば、発生した音波は単純な距離減衰をして評価点に達する。しかし、本研究対象のような小型の遠心型送風機の場合は、音波の波長と流路寸法が同様なオーダーにあるので、翼などの要素は音響的にコンパクトとはいえない。また、流路(動翼側と静翼側の双方)において音波が干渉し、騒音レベルが増減すると考えられる。特に羽根音は、高調波を伴う強い純音なので複雑な干渉音場を形成する⁽³⁾。動静翼干渉にはポテンシャル干渉と後流干渉の2種類がある。本研究対象は(ディフューザ内径)/(羽根車外径)=1.017 程度と動静翼間距離が小さく、また動翼後縁が薄いことからポテンシャル干渉が支配的である。

我々はまず、特に圧力と流速の絶対値が大きく、分布も強い、羽根車後縁周りからディフューザ前縁周りにかけての比較的局所的な領域に、ポテンシャル干渉に起因する主音源が存在し、音波が発生するのではないかと考えた。そして発生した音波が、動翼、静翼双方の翼間流路において干渉すると想定した。特定条件下では、干渉により定在波が形成され(共鳴し)、羽根音の増減を引き起こすと考えられる。ただし本研究では、翼間流路を従来のように翼全長にとったり、両端開口とみなしたりせず、翼間流路の重なり部を全長とし、片端に音源、他端は開いた片端開口型の管路として仮定し音響的モデルを作成した。

図4に、動翼側流路を例に取ったモデル化の概念を示す。隣接する二翼に囲まれる流路部を重なり部(沿う長さを l)とし、その前後を半開部と定義する。重なり部を流速と断面積変化のある準一次元的な音響管と見なす。音響管の一端は、動静翼干渉部で、音源が存在するから圧力変動の変動端とし、他端は開放されているので固定端と考える(音響インピーダンスは無限大ではないが、実際の供試体では端面に比して十分に広い空間に放射されるので固定端と近似した)。固定端には開端補正 δ を施し、実質的な重なり部長さを $l + \delta$ とする。ここで δ は、流れのない矩形端面ダクトの開端補正值にて近似することにした。矩形断面の長い辺の長さを a 、短い辺の長さを b とする時、音響管の片端のみが開いていることに注意して、

$$\delta = \frac{b}{2} \left(\frac{1}{\pi} + \frac{2}{\pi} \log_e \frac{2a}{b} \right) \quad (1)$$

によって求めた⁽⁴⁾。

発生した音波は、波長が断面寸法よりも大きい周波数範囲では平面波となって流路に沿って伝播し(入射波)、固定端にて反射した波(反射波)と干渉する。この干渉効果を音響管効果と呼ぶことにする。以下のモデル化は、境界条件を入れ替えることで動翼側・静翼側のいずれにも適用できる。

Fig.4 Acoustic tube model
(Example of motor)

入射波 $p_+(x, t)$ と反射波 $p_-(x, t)$ の音圧をそれぞれ,

$$p_+(x, t) = p_{o+} \sin(\omega t - k_+ x + \varphi_{o+}) \quad (2)$$

$$p_-(x, t) = p_{o-} \sin(\omega t + k_- x + \varphi_{o-}) \quad (3)$$

p_o : 音圧振幅, ω : 角振動数, k : 波数, φ_o : 初期位相

$+$: 入射波を表す, $-$: 反射波を表す, x : 位置, t : 時間

と書くと, 合成波 $p(x, t) = p_+(x, t) + p_-(x, t)$ は,

$$p(x, t) = P(x) \sin(\omega t + \Phi(x)) \quad (4)$$

$$P(x) = \sqrt{p_{o+}^2 + p_{o-}^2 + 2p_{o+}p_{o-} \cos\{(k_+ + k_-)x - (\varphi_{o+} - \varphi_{o-})\}} \quad (5)$$

$$\tan \Phi(x) = \frac{-p_{o+} \sin(k_+ x - \varphi_{o+}) + p_{o-} \sin(k_- x + \varphi_{o-})}{p_{o+} \cos(k_+ x - \varphi_{o+}) + p_{o-} \cos(k_- x + \varphi_{o-})} \quad (6)$$

本研究は共鳴する条件(羽根音の極大化)の解明を目的としており, 文献(3)のように音のレベルを求めることが目的ではないので, 開口端での反射は完全反射とする. この条件は,

$$p_+ = p_- = p_o \quad (7)$$

であるから, 合成波は,

$$p(x, t) = P(x) \sin(\omega t + \Phi(x)) \quad (8)$$

$$P(x) = \sqrt{2p_o^2 [1 + \cos\{(k_+ + k_-)x - (\varphi_{o+} - \varphi_{o-})\}]} \quad (9)$$

$$\tan \Phi(x) = \frac{\sin\left\{\frac{(k_- - k_+)x + (\varphi_{o+} + \varphi_{o-})}{2}\right\}}{\cos\left\{\frac{(k_+ - k_-)x - (\varphi_{o+} + \varphi_{o-})}{2}\right\}} \quad (10)$$

と導かれる. 初期位相を適切に選んで $P(x)$ は,

$$P(x) = \sqrt{2p_o^2 [1 - \cos\{(k_+ + k_-)x\}]} \quad (11)$$

$$\tan \Phi(x) = \tan\left\{-\frac{(k_+ - k_-)x}{2}\right\} \quad (12)$$

と求められる. 動翼側では(図4), 流入部は圧力変動を 0 とする固定端($x = 0$), 流出部は変動端($x = l + \delta$)となっている. したがって圧力変動に関して, 重なり部の流入部を節, 流出部を腹とするような定在波ができる場合に, 共鳴すると考えられる(ただし音波の線形性が成立する限り). 音源位置に腹を持つ定在波が立つことにより, 音源強度は見かけ上大きくなり, 共鳴による発振効果から羽根音が増大する. このような条件は式(11)において $P(l + \delta) = \sqrt{4p_o^2} = 2p_o$ となる場合であるから,

$$(k_+ + k_-)(l + \delta) = \pi + 2n\pi \quad (n = 0, 1, 2, \dots)$$

$$\Leftrightarrow N = \left(\frac{n + 1/2}{s}\right) \left(\frac{60}{Z(l + \delta)}\right) \left(\frac{c_+ c_-}{c_+ + c_-}\right) \quad (13)$$

N : 共鳴危険回転数[rpm], s : 干渉音次数, c : 音速,

Z : 加振翼枚数(動翼側音響管効果を考える時は静翼枚数)

式(13)から共鳴の危険回転数は, 羽根枚数・音速・重なり部寸法によって整理されることがわかる. さらに関係式

$$c_+ = a + u$$

$$c_- = a - u \quad (14)$$

a : 翼間流路の(静止流体とした場合の)平均音速

u : 翼間流路の平均流速

を用いると, 式(13)は,

$$N = \left(\frac{n + \frac{1}{2}}{s}\right) \left\{\frac{60}{Z(l + \delta)}\right\} \left\{\frac{a^2 - u^2}{2a}\right\}$$

$$= \left(\frac{n + \frac{1}{2}}{s}\right) \left\{\frac{30}{Z(l + \delta)}\right\} \{a(1 - M^2)\} \quad (15)$$

M : 翼間流路の平均マッハ数($= \frac{u}{a}$)

となり, 流れの無い状態での音速とマッハ数に依存する形になる. マッハ数の2乗のオーダーで音速の影響が共鳴危険回転数に影響してくることになる.

マッハ数0, 即ち流れの無い状態では, 式(15)から,

$$N = \left(\frac{n + \frac{1}{2}}{s} \right) \left\{ \frac{30}{Z(l + \delta)} \right\}^a \quad (16)$$

となり、流れのない単純な音響管の問題に帰着される。

本研究対象である送風機に式(13)を適用するには、羽根枚数と重なり部長さという幾何学的寸法と流速の効果を含んだ音速が必要となるが、音速に関しては以下のように計算した。

断面積及び流速に関しては準一次元的な変化を考えているので、一次元断面積変化を仮定して次のように置く。

$$A(x) = A_{ent} + qx \quad (17)$$

$A(x)$: 位置 x における流路断面積

q : 単位流路長さあたりの流路断面積変化

$_{ent}$: 重なり部入口 ($x = 0$) を表す添え字

連続の式 $A(x)u(x) = A_{ent}u_{ent}$ から、

$$u(x) = \frac{A_{ent}u_{ent}}{A(x)} \quad (18)$$

となるので、下流伝播音の平均音速 c_+ は、

$$c_+ = \frac{1}{l + \delta} \int_0^{l+\delta} (a + u(x)) dx \quad (19)$$

$$= a + \frac{A_{ent}u_{ent}}{q(l + \delta)} \log_e \left(\frac{A_{ent} + q(l + \delta)}{A_{ent}} \right)$$

ここで静止流体中の音速 a [m/s] は、温度 1°C の変化に対して音速で 0.6m/s 程度の変化しか生じない。一方で流路中の流速変化による音速変化は数十メートルのオーダーである。したがって音速 a については、位置 x によらない平均量を用いる。

上流伝播音の平均音速についても同様に、

$$c_- = \frac{1}{l + \delta} \int_0^{l+\delta} (a - u(x)) dx \quad (20)$$

$$= a - \frac{A_{ent}u_{ent}}{q(l + \delta)} \log_e \left(\frac{A_{ent} + q(l + \delta)}{A_{ent}} \right)$$

と求められる。

静止流体中の平均音速については、

$$a = 331.5 + 0.6 \left(\frac{t_{ent} + t_{ext}}{2} \right) \quad (21)$$

t_{ent} : 重なり部入口静温

t_{ext} : 重なり部出口静温

によって求める。幾何学的寸法と速度三角形とから上記伝播速度 c_+ , c_- を求める。

重なり部入口と出口の静温については、以下のように求める。

[1] 動翼については、

$$C_p T_A = C_p t_{i-ent} + \frac{1}{2} u_{i-ent}^2 \quad (22)$$

$$C_p T_B = C_p t_{i-ext} + \frac{1}{2} u_{i-ext}^2 \quad (23)$$

T_A : 吸込み流体全温 [K]

T_B : 昇圧後の流体全温 [K]

C_p : 定圧比熱 [J/kg]

t : 静温 [K]

u : 絶対速度 [m/s]

$_{i-ent}$: 動翼入口を表す添え字

$_{i-ext}$: 動翼出口を表す添え字

エネルギーの保存則から、

$$C_p T_A + \frac{P}{\rho_o \left(\frac{Q}{60} \right)} = C_p T_B \quad (24)$$

P : ファン出力 [W]

ρ_o : 空気密度 [kg/m³]

Q : 流量 [m³/min]

よって式(22)(23)(24)より、平均静温は、

$$\left(\frac{t_{i-ent} + t_{i-ext}}{2} \right) = \frac{1}{2} \left\{ 2T_A + \frac{60(\kappa - 1)P}{\rho_o Q \kappa R} - \frac{\kappa - 1}{2\kappa R} (u_{i-ent}^2 + u_{i-ext}^2) \right\} \quad (25)$$

κ : 比熱比

R : 空気の気体定数

と求まり、速度三角形、ファン出力、流量から計算できる。

[2] 静翼については、

$$C_p T_B = C_p t_{d-ent} + \frac{1}{2} u_{d-ent}^2 = C_p t_{d-ext} + \frac{1}{2} u_{d-ext}^2 \quad (26)$$

$_{d-ent}$: 静翼入口を表す添え字

$_{d-ext}$: 静翼出口を表す添え字

であるから、平均静温は次のように求まる。

$$\left(\frac{t_{d-ent} + t_{d-ext}}{2} \right) = T_B - \frac{\kappa - 1}{4\kappa R} (u_{d-ent}^2 + u_{d-ext}^2) \quad (27)$$

2.2 解析結果 図5は、本理論モデルを用いて、羽根音の基本周波数成分と2次高調波成分について、動翼側の音響管効果を解析した結果である。圧縮性が小さい時、音のエネルギーが平均流速の6乗(音圧振幅は3乗)に比例することを利用し、式(11)で $x=l+\delta$ とした $P(l+\delta)$ において、 p_0 を回転数の3乗に比例させている(速度三角形を相似にして実験しているので流量と回転数は比例している)。 $P(l+\delta)$ に対する音圧レベルを擬似的な音源強度とみなして図5に細線で記入し、実測した羽根音成分のレベルを太線で示して両者を比較した。なお絶対値比較が主眼ではないので、縦軸に対する位置は適当に合わせてある。また、式(13)で求めた危険回転数の位置を図中に●で示している。

図から、本解析モデルが危険回転数をよく捕らえているといえる。また、回転数に対するレベル変化のうち、山谷の大きな特徴は、擬似的な音源強度のレベル変化で捕らえられているといえる。ここで使用した送風機は、羽根車(動翼)の方がディフューザ(静翼)よりもサイズが大きいので、変化の大きめの特徴が動翼側の音響管効果によっていることを示唆している可能性がある。このような山谷の変化の特徴は、両端開口とした従来モデルでは危険回転数の現れる幅が変化して捕らえられない。

定在波の形状についても式(11)から得られる。例えば、図5に見られる18500rpm近傍の羽根音2次高調波成分による共鳴時には、振幅分布 $P(x)$ は図6の様になっており、干涉部を腹とする定在波が立つ。

Fig.5 Prediction of dangerous numbers of revolution (Example of rotor)

Fig.6 Distribution form of $P(x)$

ここで解析に用いた送風機系の寸法諸元を以下の表1に載せる。注記の無い記号の意味するところは、上述の数式で用いた定義と同一である。

Table 1 Dimensions of fan system

	Z	D_{in}	D_{out}	l	a	b	δ
Impeller	8	-	90	50	11.0	6.0	3.4
Diffuser	13	96.7	115	20	8.7	6.0	3.0

* unit of length [mm]

D_{in} : Inner diameter of an impeller or a diffuser

D_{out} : Outer diameter of an impeller or a diffuser

3. モデル検証実験

3.1 実験装置 音響管効果による共鳴現象の発生を検証するために、動翼後縁近傍から静翼重なり部に至る内部流路の壁面の非定常圧力計測を行った。実験は、装置の能力上、低回転域しか行えなかった。しかし、高回転域になると音波の非線形性や、圧縮性の影響が生じ始め、そもそも本理論モデルが成立しない領域になるので、低回転域のみの検証でも意味がある。

以下の検証実験は、図5に示されるように、実際に共鳴が発生する11000rpmにて行った。この回転数における理論モデルの解析結果によると、動翼側で羽根音2次高調波成分による共鳴が発生し(図5の通り)、同時に静翼側で羽根音3次高調波成分による共鳴が発生している(縮退により、図5からもわかるように羽根音レベルが極端に大きくなっている)。

図7に実験装置の概略図を示す。本実験装置では、駆動用の電動機と送風機とを直結せず、カップリングを介して分離した。電動機部の周囲を通気性の悪いスポンジで囲むことにより、遮音・吸音を図り、可能な限り送風機部の音のみを測定できるようにした。また、圧力チャンバの形状については、直方体ではあるけれども、辺の長さが互いに異なるようにして、共鳴周波数の縮退を避けた。さらに、チャンバ内壁に吸音材を貼り付けて、上流側への伝播音が外に漏れるのを極力防いだ。実験装置の全体を支えるスタンドには、十分な強度と重みを持たせて振動が小さくなるようにした。

送風機は、インペラとディフューザのみの構成で、測定ベッドの上に設置される。計測用の静圧孔が開いたマイクロホンホルダと、測定ベッドに挟まれる形で、ディフューザは固定される。インペラは、軸によって支持される。非定常圧力センサとしては6.35mm(1/4inch)マイクロホン(測定帯域は20kHz)を使用した。測定用静圧孔とマイクロホンの受圧面までの空間で形成される

ヘルムホルツ型共鳴周波数は、測定周波数範囲に対して十分に高くなるように設計した。マイクロホンからの出力信号は一度データレコーダに記録した後、コンピュータに取り込んで、周期平均等の処理を行った。

Fig.7 Experimental Apparatus

評価点騒音は、羽根車の回転面内で、回転軸から1.5mの距離に離して直角においた2本の12.7mm(1/2inch)マイクロホンで測定し、両者の平均値を騒音レベルとした。

騒音の測定と同時に、チャンバ圧力と回転数を計測して送風機性能も測定した。

3.2 実験結果 図8に、回転数11000rpmでの非定常壁面圧力変動の計測結果を示す。測定点は、図8右側に模式的に示されるように、2点A,Bである。点Aは動翼出口直後(動翼側音響管の端面)の壁面静圧、点Bは静翼重なり部内(静翼音響管の内部)の壁面静圧測定点である。図の左側には、点A,Bそれぞれにて測定された圧力変動の時間波形を示す。この波形は、測定された非定常圧力変動データに対して128回の周期平均を行ったものである。時間波形の縦軸は圧力を、横軸は時間を表しており、図に示された時間波形全体で動翼一回転に要する時間幅となっている。試験した羽根車は8枚翼であるから、全波形を8等分した(図の補助線で区切られた)時間幅が、翼一枚の通過する時間となる。すなわちBPFに相当する時間幅である。

点Aでは、翼通過の影響による羽根音基本周波数成分の変

動もあるが、羽根音の2次の高調波成分による変動が支配的である。干渉部でこのように高調波が卓越する原因には、動翼と静翼の羽根枚数比によって決まる回転モードの影響が考えられる。しかし、羽根音成分が回転数に前章で示したように依存する性質と、この実験が速度三角形を相似に保つように行われたので、フローパターンに急激な変化があるとは思えない点とから、動翼における共鳴が疑わしいといえる。我々の理論モデルによれば、11000rpmでは、羽根音2次の高調波成分による定在波が動翼側に立つから、点Aは干渉部にある定在波の腹の変動を観測していると説明できる。ただし本結果は、直接的に動翼の共鳴モードが、片端開口型である事を示したことにはならないが、前章のような回転数依存性を考慮すると両端開口よりも片端開口である可能性が強い。

点Bでは、点Aにて見られた羽根音2次の高調波成分の変動はなくなり、3次の成分による変動が強くなっている。理論モデルによれば、この回転数では静翼側に羽根音の3次の高調波成分による定在波がある。したがって静翼側の音響管効果によるBPFの3倍の変動を点Bにて観察していると説明できる。同じ静止流路でありながら、音響管効果により、位置によって圧力変動の支配的な周波数が大きく変化することが確認された。

Fig.8 Wave form of local pressure perturbation at 11000rpm

なお、11000rpmを外れると、変動は羽根音の基本周波数を主体とし、弱い高調波を含む波形へと変化する。もはや羽根音の2次の高調波成分や3次の高調波成分のみが卓越する状態はなくなる。その例として、回転数14300rpmの場合の変動波形を図9に示す。

以上から、動静翼間距離が小さい場合、翼間重なり部を片端開口型の音響管とみなすことができ、その内部に定在波が形成され共鳴が起こる場合に、羽根音が極大化する可能性があることを示唆した。またその回転数を式(13)にて予測できる見通しが得られた。

Fig.9 Wave form of local pressure perturbation at 14300 rpm

4. 低減対策

共鳴の発生原理である定在波の性質を利用して、羽根音の急増を抑制する対策案を考案した。空力性能とのトレードオフから静翼側にて対策を行った。対策案を図 10 に示す。重なり部出口から下流側に管端補正值分(式1)だけずれて形成される定在波の節の位置において、静翼翼面上に小孔またはスリット溝を設ける。翼は周方向に傾いて並んでいるから、貫通先は節以外の圧力変動の大きな個所に連なる可能性が高いといえる。節の部分は安定して圧力変動が小さく、その領域の体積も、小孔と比べて十分に大きいので、ヘルムホルツ型の消音器として働く。また、穴やスリットの存在により、翼のスパン方向に音波の位相差が生じ、波面は3次元的になって干渉しあうことも消音に効果があると思われる。このような効果は、静翼部を単なる伝播経路として捕らえた場合、動翼から発生して伝播してくる音も対象となる。以後、この対策案をスリットディフューザと呼ぶ。

Fig.10 Slit Diffuser

図 11 に対策案の騒音低減効果の例を示す。横軸は回転数を、縦軸は騒音オーバーオールレベルを表す(羽根音が支配的で、オーバーオールレベルは羽根音レベルが決定している)。図中の細線は、通常のディフューザの騒音レベルであり、太線がスリットディフューザを適用した結果である。図中に示した丸は、羽根音の基本周波数成分と 2 次の高調波成分に対して、理論モデル解析から予測される動翼側(○)と静翼側(●)の共鳴危険回転数の位置を示している。

本抑制手法を用いることにより、羽根音の急増する現象が大きく抑制され、騒音レベルで 3~8dB 低減されていることがわかる。また、理論モデル解析による共鳴危険回転数予測値も、実験値における騒音レベルの山部とよく一致しているといえる。これらの山部以外の部分にも、本手法は低減効果があった。

本手法を用いることによる電動送風機の効率面での悪化は、全体効率(静圧効率)で 0.2~0.5%程度に抑えることができた。翼面差圧の大きいディフューザ前縁ではなく、差圧の比較的小さな後方に小孔を設けることで、変動成分を緩和しながら主流への影響は小さくできたからと考えられる。

Fig.11 Effect of slit diffuser vanes

5. 結 言

ディフューザを持つ遠心型送風機において、動静翼間距離が小さい場合に、特定回転数にて羽根音が急増する現象について、以下の結論が得られた。

- (1) 動翼および静翼の重なり部を、片端開口型の音響管とみなした時、圧力変動に関して動静翼干渉部を腹とし、他の開放端を節とするような定在波が形成されると共鳴が生じて、羽根音が急増する可能性がある。
- (2) 上記音響管に関する理論モデルを定式化した。また本モデルを用いて、共鳴危険回転数が予測できる見通しを得た。
- (3) 共鳴抑制手法としてスリットディフューザを提案し、羽根音を最大 8dB 低減できることを確認した。

文 献

- (1) 小林・ほか3名, 機論, 62-598(1996), 211-217.
- (2) 赤池・ほか3名, 機論, 60-571(1994), 218-224.
- (3) 太田・大田・田島, 機論, 54-500(1988), 890-899
- (4) 前川, 建築音響, (1968), 68, 共立出版