補助舌部板法による翼通過周波数・多翼ファン騒音の低減化*

柴田 聡^{*1}, 内山 寛 信^{*2}
田中 輝 夫^{*2}, 中嶋 章 文^{*3}Control of BPF Noise for Multiblade Fan by
Additional Method of Auxiliary Cut-off SheetSatoshi SHIBATA, Hironobu UCHIYAMA,
Teruo TANAKA and Akifumi NAKAJIMA

In order to obtain high discharge pressure, of a multiblade fan assembled in a burner of a boiler for industrial use, a cut-off sheet has to be designed under a very narrow clearance. The fan is driven at high rotational speeds under the condition of heavy discharge load. Therefore, the levels of the blade passing frequency (BPF) and its harmonics are much higher than the level of the broad-band noise. In this paper, an additional method that utilizes an auxiliary cut-off sheet, that is, setting up a new partition wall at the cut-off point, is proposed to reduce the fan noise. By means of experimental analysis, the noise reduction mechanism and the effects of design conditions on the shape of the partition wall are established. As a result, the BPF noise and the broad-band noise are markedly decreased without degrading the discharge pressure performance.

Key Words: Fluid Machinery, Multiblade fan, Fan Noise, Noise Reduction, Boiler, Burner

1. はじめに

ボイラのバーナ部に装備される押込通風用・多翼ファンは、高い吐出し圧力性能を必要⁽¹⁾とする。そのため、はん用的なファンに比べて、舌部と羽根車との間隔が狭く設計され、高負荷状態で運転される。その結果、広帯域の乱流騒音に比べて回転騒音が卓越して大きくなり、離散的な周波数域に存在する翼通過周波数(以下、BPFと記述)騒音の低減化が望まれている。

BPF騒音に関する解析と抑制法については、舌部の間隔と形状の影響⁽²⁾、相似則⁽³⁾、周波数応答モデルによる解析⁽⁴⁾、音響管による低騒音化⁽⁵⁾と二次音源による能動制御⁽⁶⁾などの研究がなされている。また、舌部と羽根車との間隔が広く、BPF騒音成分が低い換気や空調用の多翼ファンでは、広帯域乱流騒音の抑制による低騒音化の研究⁽⁷⁾⁽⁸⁾も進展している。

本報告では、これらの研究の知見に基づき、舌部と羽根車との間隔を積極的に狭く設計して、ファンの吐出し圧力性能の向上を計った後、BPF騒音の抑制策

を施すことにより、小形で高性能なバーナ用のファンを構築する。その実現化のために、舌部の幾何学的な位置と騒音の関係を詳細に解析し、BPF騒音の低減化策について再検討する。この結果より、騒音の低減化策として、舌部の先端部に補助的な舌部板を付加する手法を提案する。そして、本手法による騒音の低減化機構とその低減量について実機を用いて検証し、ファンの空力特性とともに報告する。

2. 記号の説明

本報告で使用する記号は、以下のとおりである。

- a : 補助舌部板長さ mm
- b : ケーシング背板部と羽根車間の流路幅 mm
- c : 舌部間隔 mm
- h : 主舌部板の高さ mm
- l : 主舌部板の長さ mm
- n : 羽根車の回転数 rpm
- r : 羽根車中心からの半径方向位置 mm
- r_0 : 主舌部板の終端部の半径方向位置 mm
- s : 主舌部板のオフセット量 mm
- s_a : 補助舌部板のオフセット量 mm
- v : 羽根車回りの平均吐出し流速 m/s
- w : 羽根車の幅 (=65 mm)

* 原稿受付 1995年4月17日。

*¹ 正員、(株)タクマ(〒601 京都市南区久世殿城町600-1)。

*² 正員、関西大学工学部(〒564 吹田市山手町3-3-35)。

*³ 正員、古河電気工業(株)(〒290 市原市八幡海岸通6)。

- C : 流体の粒子速度
 L_b : BPF 帯域を含む 1/3 オクターブ帯域の騒音レベル dB
 L_o : 全音域帯の騒音レベル dB
 L_w : BPF 帯域を除く広帯域の騒音レベル dB
 P : ファンの吐出し圧力 Pa
 P_c : ファンの締切圧力 Pa
 P_d : 羽根車外周部流れの動圧変動 Pa
 P_e : 羽根車外周部流れの平均静圧 Pa
 R : 羽根車半径 (=70 mm)
 U : 羽根車の周速度
 W : 羽根車吐出し流の速度
 α : U と C ベクトルの狭角
 β : 舌部間隔と同一流路幅を接続する角度 °
 γ : 補助舌部板と C ベクトルとの交差角
 δ : 舌部先端から下流側位置への回転角 °
 θ : 補助舌部板の取付傾斜角 °
 λ : JIS B 0132 付録に準じた軸動力係数
 ϕ : JIS B 0132 付録に準じた流量係数
 ψ : JIS B 0132 付録に準じた圧力係数

ただし、 C , W , α , γ については、羽根吐出し流量が小のときは添字 a , 大流量のときは添字 b を用いる。

3. 供試ファンの概略

供試ファンの概略を図 1(a) に示す。前傾円弧翼形状の羽根が主板とリベット結合された羽根車は、インバータ制御されたモータにより直結駆動される。羽根車翼と羽根車の諸元を表 1 に示す。ケーシングは板金加工された平行壁の簡単な構造であり、案内翼、ベル

マウスなどは設置されていない。背板部の形状は、図 1(b) に示す縮尺形状と諸元⁽¹⁾ をもつ。羽根車に対するケーシングの設置位置と形状の主要な諸元を、 c , s , b , β とする。 β を除く他の諸量は、図・表上で指示する場合には、羽根車外縁の半径 $R=70$ mm で除した無次元量で表記する。ただし、 c は舌部板の先端と羽根車外縁との間隔であり、以後、舌部間隔と記述する。オフセット量 s は、図 1(a) に示すように、舌部板とそれに平行な羽根車の軸中心を通る直線との間隔によって定義される。図 1(a) のように舌部板が軸中心線に対して、羽根車吐出し流の上流側に位置する場合には $s>0$, 下流側では $s<0$ とする。そして、後述する補助舌部板に対しても同様にオフセット量 s_a を定義する。 b は吐出し口部における背板部と羽根車間の流路幅である。そして、 β は背板部と羽根車間の流路幅が、舌部間隔 c と同一値を持続する角度である。A 形のケーシングははん用的な対数らせん形状に類似し、B, C 形は数個の円弧を接続して背板部の形状を構成している。

提案する BPF 騒音の低減化策は、従来の舌部板(以下、主舌部板と記述)の先端部に、角度が θ 傾斜した補助的な舌部板を付加する手法である。この補助舌部

Table 1 Specification of blade and impeller

Outlet angle	160°	Chord length	17mm
Inlet angle	90°	Camber radius	13mm
Blade thickness	0.8mm	Number of blade	30
Outer diameter	140mm	Impeller width	65mm
Inner diameter	110mm

(a) Testing fan model and measuring equipment

(b) Specification and casing shapes

Fig. 1

板は、図1(a)中の斜線表示された板部であり、主舌部板と同一の高さ h で長さが a である。そのため、従来のケーシングに簡単な改造を施すことにより製作できる。

ファンの運転状態は電力計、回転計により観測する。騒音測定はJIS B 8346に、流量特性はJIS B 8330に準じて行う。騒音特性は全音域帯の騒音レベル L_o 、BPFを含む1/3オクターブ帯域の騒音レベル L_b 、 L_b を除く他の帯域の騒音レベル L_w を用いて表示する。以後、 L_b 、 L_w をBPFおよび広帯域騒音レベルと記述する。これらは聴感補正された10sの等価騒音レベル(dB)である。

4. 簡易ファンモデルによる騒音特性

騒音の発生機構部である舌部板の形状とその設置位置が、騒音レベルに与える影響を明確にする。そのため、主舌部板のみをもち、背板などの要素を除外した図1(a)に示すファンモデル(以下、簡易ファンモデルと記述)を用いて、補助舌部板がない状態で試験をする。

4.1 簡易ファンモデルの主舌部板形状 羽根車の吐出し流と主舌部板との干渉音である騒音が、主舌部板の長さ l 、高さ h の寸法に依存しないファンモデルを決定する。これは騒音と舌部間隔 c 、オフセット量 s で指示される主舌部板の設置位置との関係を明確にするためである。 l と s に対する全音域帯の騒音レベル L_o と、軸動力係数 λ 間の特性を図2に示す。 $s/R=0.78$ の騒音特性については、BPF騒音レベル L_b と乱流騒音に相当する広帯域騒音レベル L_w の実測値を実線で示す。ただし、 $c/R=0.1$ 、主舌部板の厚みは全試験において固定値1mmであり高さは h/w

$=1.5$ 、羽根車幅 $w=65$ mmである。羽根車の回転数が $n=3400$ rpmで羽根枚数が30枚であることよりBPFは1.7kHzとなり、 L_b は1.4~1.8kHzの1/3オクターブ帯域の騒音レベルとなる。

特性は l にほぼ比例して λ は減少し L_o は増大するが、 $l>60$ mmでは両者は一定値となる傾向を示す。その際の増減量は s が減少した場合、 λ は大きく L_o は小さくなる。また、 $s/R=0.78$ で $l>10$ mmでは、 l に対する L_o と L_b の増加率はほぼ等しく、 L_w も滑ら

Fig. 2 Influence of cut-off sheet length for noise level and shaft power

Fig. 3

かに増大する。しかし、 l の増大とともに L_b-L_w は大となり、BPF騒音成分 L_b が全音域帯の騒音レベル L_o を決定する支配的な因子となることがわかる。

図3(a)には、 l と説明図に示すd, e点の圧力の関係を示す。 P_d は舌部板より8 mm上流側、舌部先端より3 mm後方でケーシング主板の上方 $0.25w$ の点d、 P_e は点dの直下にある点eの主板上の圧力である。 P_d はBPFと同一周波数をもつ羽根車吐出し流の脈動成分に対応する動圧変動である。特性図においては、交番的な圧力変動の振幅として表示する。 P_e は静圧の平均値である。圧力の計測時には、シリコンオイルが充てんされた内径3 mmの検知管と半導体圧力変換器を用いる。点dの検知管は主舌部板と主板上に平行であり、点eでは主板上に垂直に設置される。図3(b)には、主舌部板の下流域における羽根車外周部の流速分布特性を、 $l=0, 15, 60$ mmの場合について示す。ファンモデルの形状は図3と同一であり、流速測定には無指向性の定温度形熱線風速計を用いる。センサプローブはケーシング主板から $0.25w$ の高さで、舌部先端部と羽根車中心を結ぶ基準線より、下流側に $\delta=20, 30, 90^\circ$ 回転した線上を走査する。測定点の半径方向位置を r とする。なお、主舌部板の終端部の半径位置 r_0 は、 $l=15, 60$ mmのときにそれぞれ $r_0/R=1.25, 1.8$ となる。

図3の特性より、図2の諸騒音レベルと軸動力係数 λ は、以下に示す主舌部板近傍の流れの影響を受けて変化するものと考えられる。

l が短い場合には、羽根車の吐出し流とその外周部の流れは、主舌部板の終端部をう回する旋回流となり、主舌部板は大きな流体抵抗とならない。 l の増大に伴って主舌部板にせき止められて偏向する流れ成分が増し、舌部の先端から終端部へ向かう流れに対する流体抵抗が増大する。そのため、舌部先端部の P_e と P_d は、 $l<60\sim80$ mmでは l にほぼ比例して増大し、その後一定値となる。 L_b は P_d に比例して増大し、主舌部板によってせき止められる風量に比例して流れの乱れは増し、乱流騒音である L_w は増大する。

l が増大して P_e が増すと、舌部近傍では羽根車の吐出し流量が減少するとともに、羽根車内から翼部へ流入する流量も減じる。そのため、 $\delta=20, 30^\circ$ で $r<r_0$ の条件下では、 $l=15, 60$ mmの両者の平均流速 v は $l=0$ mmに比べて減少し、その減少量は l が大きい場合が大きい。それぞれの舌部長さ l に対して $r/R>r_0/R$ の領域で、流速 v が r/R の増大に伴って実線と同様な傾向で単調に減少しない地点、あるいは、 $l=0$ mmの場合より速い流速となる地点では、前述

した主舌部板の終端部をう回した流れの影響を受けるためである。そして、 $\delta\geq 90^\circ$ では、 $l=0$ mmの際と同等の流速分布になる羽根車吐出し流量にまで回復する。これより、 $0<\delta<90^\circ$ における羽根車の吐出し流量が、 l の増大に伴って減少し羽根車の仕事量が減少するために、軸動力係数 λ は低減する。

h に対する騒音レベルの変動特性を、 $l=85$ mm, $c/R=0.1$, $s/R=0.78$, $n=3400$ rpmの場合について図4に示す。 h が羽根車幅 w と同程度以上であれば、主舌部板部と羽根車の外周部には h に依存しない定常的な流れが形成され、 L_o は一定レベルとなる。また、 $h/w<0.6$ では L_b の増加率は L_w に比べて大きい。これは、羽根車からの吐出し流量が、側板側に比べて主板上から多量に流出⁽⁹⁾するためである。

以上のことより、主舌部板の寸法による騒音レベルの変動を除去するためには、 $l>60$ mm, $h>65$ mmとすることが望ましく、以後の実験では $l=85$ mm, $h=100$ mmとする。

4・2 主舌部板の設置位置と騒音 羽根車の回転数 $n=3400$ rpm, オフセット量 $|s/R|=0, 0.4, 0.78$ の場合について、主舌部板の設置位置 c と騒音レベルの関係を図5に示す。

$s/R=-0.78$ の全音域帯の騒音レベル L_o は c の増加とともに単調に減少する。また、 $c/R<0.35$ では、 L_o は s が減少すればわずかに低減する傾向を示す。 $s/R=-0.78$ の場合には、 $c/R\leq 0.2$ でBPF騒音レベル L_b が他者に比べて顕著に減少し、広帯域騒音レベル L_w も減少するために L_o は大きく低減する。これより、 $c/R\leq 0.2$ の領域で、主舌部板は s を小さく、可能ならば負の状態に設置すれば、BPF騒音と広帯域騒音の減少による相乗的な効果により、全体騒音の低減化を図れることがわかる。このとき、軸動力係数 λ

Fig. 4 Influence of cut-off sheet height for noise level

Fig. 5 Relation between noise level and cut-off sheet clearance

も低減する。

一般的な設計値 $s/R > 0.4$ の場合については、 $c/R \leq 0.2$ では $L_o \geq L_w$ となり $L_o \approx L_b + (1 \sim 3) \text{ dB}$ となる。 $c/R \geq 0.5$ では $L_w - L_o \geq 10 \text{ dB}$ となり、 L_o は L_w により一意的に決定される。これより、舌部間隔を $c/R \geq 0.2 \sim 0.3$ に設計して、BPF 騒音を抑制する従来の静音化対策⁽¹⁰⁾ の有効性が再確認される。

4.3 主舌部板近傍の流れ 主舌部板近傍の流れ状態を速度ベクトル表示を用いて図 6(a)～(c)に示す。オフセット量は $s/R = 0.78, 0, -0.9$ であり、舌部間隔 $c/R = 0.1$ 、羽根車の回転数 $n = 3400 \text{ rpm}$ である。流速測定に使用する熱線風速計の標準形直線プローブは、ケーシング主板から $0.25w$ 上方にある計測面に平行に保持して走査する。計測面上の流れの向きは、最大流速を指示する熱線の長手方向に直交すると仮定する。測定は主舌部板から 2, 3, 4 mm 隔たった上流側を、舌部先端部から 1 mm 間隔で終端部に向けて行う。

$s/R = 0.78$ の場合には、羽根車の吐出し流は舌部先端部の正面方向より進行し、主舌部板に沿って終端部へ流れる。 $s/R = 0$ では舌部の先端部近傍で主舌部板にほぼ垂直な流れが生じ、 $s/R = -0.9$ では舌部先端部より約 15 mm 後方部までの流れは羽根車方向に逆流する。これより s が減少した場合には、舌部先端部に

Fig. 6 Flow pattern around top of main cut-off sheet

向かう流れ成分が増大するため、舌部先端の上流域の圧力が上昇⁽¹¹⁾ する。それにより、舌部近傍の羽根車吐出し流は抑制されて、BPF 騒音レベル L_o は顕著に低減すると考えられる。

これより、BPF 騒音成分の低減化には、主舌部板のオフセット量 s を小さく設計するか、舌部の上流域近傍の圧力を作為的に上昇させる機構をもつ舌部形状とすることが有効であることがわかる。

5. 補助舌部板の付加による騒音抑制

5.1 補助舌部板の付加手法 良好な吐出し流量特性は、オフセット量を $s/R > 0.6$ とする設計⁽¹⁾ によって得られ、 $s < 0$ として騒音の低減化を図ることは不可能である。その解決策として、 $s/R = 0.78$ である主舌部板の先端部に、図 1(a)中に斜線表示した補助的な舌部板を付加する。この主と補助の両舌部板系の採用により、流量特性に対しては $s/R = 0.78$ 、騒音特性に対しては $s < 0$ の場合と同様な流れを発生させて両性能を改善する。

補助舌部板長さ a とその取付角 θ が騒音レベル L_o に与える影響を、簡易ファンモデルを用いて検討した結果が図 7 である。 $s/R = 0.78$ 、舌部間隔 $c/R = 0.1$ 、羽根車の回転数 $n = 3400 \text{ rpm}$ の状態で試験する。 θ を前述した定義に従った補助舌板のオフセット量 s_a に変換した値を横軸に参考値として示す。 $\theta = 0$ における $s_a/R = s/R = 0.78$ が基準値となり、 ± 1 は補助舌部板の延長線が羽根車外縁に接する状態を示す。

補助舌部板が上流側に傾斜した $\theta > 0$ 、 $c/R = 0.1$ の場合には、 θ の増大とともに L_o は減少し、 $\theta \approx 100 \sim 120^\circ$ 近傍で最小となる。この θ の領域における s_a と L_o の関係は、図 5 の主舌部板のオフセット量 s による L_o の低減化現象とよく類似した特性を示すことが確認される。これより、補助舌部板の設置により、主舌板の s を減少させることと同等の効果を取得でき

Fig. 7 Noise reduction quantity by effect of auxiliary cut-off sheet

る。次に、 L_o が最小となる θ 以降では、補助舌部板の終端部が羽根車に接近して、羽根車の吐出し流による干渉作用が強まるために、特に $\theta > 135^\circ$ では L_o は急激に増大する。これより、 L_o を低減する最適な舌部板形状を、 a 、 θ の調整によって設計できることがわかる。また、補助舌部板の近傍の流れについては、5・2節で検討する。

補助舌部板が下流側に傾斜する $\theta < 0$ の場合では、羽根車外縁が主舌部板の延長線と交わる点の接線と補助舌部板が平行となる $\theta = -45^\circ$ 以下では、 θ の減少に伴い騒音の低減量が増大する。これは、主舌部板の下流域の流れが、補助舌部板により阻害されるために舌部近傍の圧力が上昇して、羽根車の吐出し流が抑制されるためである。しかし、 θ の減少とともに補助舌部板の終端部と羽根車外縁との間隔が微小となるため、この設置手法により騒音を大きく低減させるには、羽根車の偏心による振れ量を十分に考慮する必要がある。

5・2 補助舌部板近傍の流れ 取付角 $\theta = 100^\circ$ このとき $s_a/R = -0.9$ 、長さ $a = 10, 20, 30$ mmである補助舌部板近傍の流れ状態を速度ベクトル表示により図8に示す。図6と同様に、流速は補助舌部板に平行に2, 3, 4 mm隔たった線上を1 mm間隔に測定する。主舌部板はオフセット量 $s/R = 0.78$ 、舌部間隔 $c/R = 0.1$ に設置され、羽根車の回転数は $n = 3400$ rpmである。 $s/R = -0.9$ である図6(c)の主舌部板と $\theta = 100^\circ$ の $s_a/R = -0.9$ である図8の補助舌部板の舌部先端を

Fig. 8 Flow pattern around tip of auxiliary cut-off sheet

Fig. 9 Relation between noise level and cut-off sheet clearance

重ね、両者の速度ベクトル図を比較すると流れ状態はよく類似している。これより、補助舌部板により騒音が低減する理由は、4・3節の s を減じた際と同様に説明できる。また、長い a を採用した場合には、補助舌部板の終端部では板に沿う流れが増し、先鋭部に衝突する流れが減少することに起因する騒音の低減成分も増すことがわかる。

5・3 舌部間隔の影響 補助舌部板による騒音の低減量を、舌部間隔 c に対して検討した結果が図9である。ただし、オフセット量 $s/R = 0.78$ 、羽根車の回転数 $n = 3400$ rpmである。 $a = 0$ mmの主舌部板の場合に比べて、補助舌部板が設置された $a \neq 0$ mmの場合では、すべての c に対して全音域帯の騒音レベル L_o は低減する。その低減量は $c/R < 0.3$ で顕著になる。これより、 c を狭く設計して吐出し圧力性能を

Fig. 10 Frequency analysis of fan noise

高めたファンに対して、補助舌部板の付加による低騒音化の有効性が確認される。

補助舌部板の有無による騒音量の違いを、騒音スペクトルを用いて図 10 に示す。補助舌部板の取付角 $\theta = 100^\circ$ 、長さ $a = 20$ mm を代表例とする。また、 $s/R = 0.78$ 、 $c/R = 0.1$ 、 $n = 3400$ rpm である。補助舌部板の付加により、BPF 騒音成分とともに広帯域の乱流騒音成分も低減している。後者は、舌部の先端部近傍に生成される高圧領域が、エアクッション的な働きをして流れの振動成分を吸収するとともに、流れを滑らかに吐出し口部へ偏向させるためと推測する。

6. ケーシングによる検証

6.1 対数らせん形状ケーシングにおける性能

補助舌部板の有無と羽根車の回転数 n に対する騒音特性を、図 1(b) に示した対数らせん形状のケーシング A を用いて検討した結果が図 11 である。補助舌部板は取付角 $\theta = 100^\circ$ 、長さ $a = 20$ mm であり、高い吐出し圧力の設計として舌部間隔は $c/R = 0.1$ である。特に、補助舌部板がない $a = 0$ mm の場合は、吐出し圧力性能の違いによる騒音特性の差異を明確にするため、 $c/R = 0.1$ と 0.2 について示す。補助舌部板の有無によらず、オフセット量は $s/R = 0.78$ である。また、騒音特性はファンの吐出し圧力 P が締切圧力 P_c に対して、 $P/P_c = 1$ の高負荷時と、 $P/P_c = 0.2$ の低負荷時についても検討している。

補助舌部板がない $a = 0$ mm の場合には、高負荷時は低負荷時に比べて、脈動成分をもつ再循環流が増すため騒音レベル L_o が大となる。その増大量は $c/R = 0.2$ に比べて 0.1 の場合が大きく、その際には、BPF 騒音がケーシング流路内で共鳴に類した現象⁽¹²⁾ を起こし、ケーシングに固有な回転数のほぼ整数倍の所で、 L_o が極度に増大する。しかし、この現象も補助舌部板の設置により緩和されて、負荷変動の影響を受けず

Fig. 11 Noise reduction effect by using auxiliary cut-off sheet

Fig. 12 Characteristic of discharge flow rate

に L_o は静音化される。

ファンの吐出し流量特性を、無次元化して図 12 に示す。舌部板の形状は、 $\theta = -90^\circ$ 、 $a = 10$ mm の補助舌部板を除外すれば、他の条件は図 11 の騒音特性時と同一である。補助舌部板がない $a = 0$ mm の場合には、 c を小さく設計すれば吐出し圧力特性は向上する。 $c/R = 0.1$ の主舌部板に補助舌部板を付加した際の流量特性は、無付加時に比べて流量係数が $\phi < 0.06$ の小流量域で圧力特性が低下し、高流量域では同等の性能となる。

これは、以下の理由によると考えられる。舌部上流側の代表点 D における定性的な速度三角形を図 13 に示し、説明図として用いる。羽根車の周速度を U 、羽根吐出し流の速度を W 、流体の粒子速度を C とし、 U と C ベクトルの挟む角を α とする。また、補助舌

Fig. 13 Relation between velocity triangle and auxiliary cut-off sheet

部板と C ベクトルの交差角を γ とする。そして、吐出口部の負荷抵抗が大きく、ファンの吐出し流量が小さいときには添字 a 、低負荷で大流量のときには添字 b を用いる。

ファンの吐出し流量が小さい場合には、大流量の低負荷時に比べて、 $W_a < W_b$ となり、羽根車の周速度 U が一定であるため、 $\alpha_a < \alpha_b$ となる。そのために $\gamma_a < \gamma_b$ となり、補助舌部板によって舌部先端方向に偏向する流れ成分が、吐出口部へ流出する流れ成分に比べて相対的に増大し、再循環流の増加とそれに伴う圧力損失が増加する。また、舌部の先端部近傍の圧力上昇により舌部上流域の羽根車吐出し流が減少するとともに、羽根車の内部から羽根部への流入流量が減少するため、舌部下流域での吐出し流量の減少を招き圧力性能が低下する。

低負荷時には羽根車の吐出し流量が多く、高負荷時に比べ α_b 、 γ_b は鈍角となる。そして、補助舌部板の付加により吐出し流路部の抵抗が大きく増大しない $a = 20 \text{ mm}$ 程度の場合には、羽根車外周部の流れは舌部近傍の圧力に比べて低い吐出し口部へ流出し、再循環流の増加量も少ないために流量性能の低下は少ない。なお、 $a = 20 \text{ mm}$ のときには、 $a = 0 \text{ mm}$ のケーシング吐出し口部の流路幅を示す背板と羽根車間の幅 b に相当する値が、補助舌部板の終端部が突出するため 5 mm 程度狭められる状態である。

図 11 と図 12 の両特性より、 $c/R = 0.2$ と舌部間隔を大きく設計して騒音の低減化を計る手法に比べ、 0.1 と狭くして補助舌部板を付加する手法は、騒音、吐出し流量ともに良好な性能を得ることがわかる。

6・2 ケーシング形状の影響 対数らせん形状のケーシング A の騒音特性を、図 1(b) に示した舌部間隔 c と同一の流路幅を持続する角度 β 、吐出し口部の流路幅 b が異なるケーシング B、C の場合と比較して表 2 に示す。この表示法においては、負荷状態 P/P_c に依存せずに騒音レベル L_o が小さいケーシングが優れている。補助舌部板の採用により、全ケーシングで

Table 2 Noise reduction quantity on each casing

No	c/R	θ ($^\circ$)	a mm	$\bullet$ $P/P_c=0.2$ $\circ$ $P/P_c=1$
A	0.1	0	0	
		100	20	
B	0.1	-90	10	
		0	0	
C	0.1	0	0	
		100	20	

75 85 95
noise level L_o (dB)

騒音は低減する。しかし、 β が大きく舌部の下流域の流体抵抗が大きい B、さらに b が広く補助舌部板によって羽根車外周部の流れを舌部の先端部方向に十分に偏向させることが困難な C では、騒音の低減量は減少する。また、補助舌部板の取付角 θ が負の場合に比べ正の場合が、騒音の低減量は大きく良好な特性となる。

7. ま と め

高い吐出し圧力性能が要求される多翼ファンでは、舌部と羽根車の間隔を狭くする設計手法が最も有効であるが、その反面、騒音レベルは顕著に増大する。そこで、翼通過周波数騒音に主眼をおいて低騒音化を計る方策を検討した。

簡易的なファンモデルを用いた舌部板の設置位置と騒音レベルの基礎的特性より、舌部間隔が小さい場合には、以下のことが判明した。

(1) 従来の設計値に比べ、オフセット量が小さい舌部板を設置すれば騒音は低減する。

(2) 翼通過周波数騒音は 8 dB 程度減少し、全音域帯の騒音を大きく低減する。

(3) 騒音の低減化は、舌部先端部の上流近傍の圧力が上昇し、羽根車の吐出し流が抑制される機構により生じる。

(4) オフセット量を小さく設計すれば、高吐出し圧力性能は悪化する。

そこで、高吐出し圧力と低騒音の両性能を確保するため、舌部板の先端部に短い補助舌部板を付加する手法を提案し、実験的に検証した結果、

(1) 騒音の低減量は、補助舌部板の取付角と長さにより決定される。

(2) 翼通過周波数騒音と広帯域乱流騒音の両者の

低減に有効であり、従来のファンに比べ9 dB 弱の低減が可能となる。

(3) 吐出し圧力性能の悪化は軽微である。
 が検証され、高吐出し圧力性能ファンの低騒音化を計る手法として、補助舌部板法が工業的に有用であることを確認した。

文 献

- (1) 内山寛信・倉田純一・田中輝夫・伊藤淳・柴田聡, 機論, 56-530, B(1990), 3142-3146.
- (2) Neise, W., *J. Eng. Ind.*, **104** (1982), 151-161.
- (3) 鈴木昭次・鶴飼義雄, 機論, **42** 361 (1976), 2763-2770.
- (4) Neise, W., *J. Sound Vib.*, **43**-1 (1975), 61-75.
- (5) 太田有・大田英輔・田島清瀬, 機論, **54**-500, B(1988), 890-899.
- (6) Koopmann, G. H., Fox, D. J. and Neise, W., *J. Sound Vib.*, **126**-2 (1988), 209-220.
- (7) 森主憲, 機論, **57**-543, B(1991), 3837-3844.
- (8) 例えば, 門田茂・川口清司・鈴木昌彦・松井数馬・菊山功嗣, 機論, **60**-570, B(1994), 452-457.
- (9) 例えば, 山崎進・佐藤良次, 機論, **52**-484, B(1982), 3987-3991.
- (10) 鈴木昭次・金光陽一, ターボ機械, **13**-1 (1985), 21-26.
- (11) 中嶋章文・柴田聡・内山寛信・田中輝夫, 機講論, No.927-1 (1992-3), 128-130.
- (12) 前泰弘・柴田聡・内山寛信・田中輝夫, 機講論, No.920-78 (1992-9), 159-161.