エアセパレータ付き軸流ファンの騒音*

西岡 卓宏^{*1}, 高津 恭^{*2}, 中川 幸二^{*2}

Noise from an Axial-flow Fan with an Air Separator

Takahiro NISHIOKA, Tadashi KOOZU and Kouji NAKAGAWA

In order to develop a high-performance and low-noise axial-flow fan, an effect of an air separator equipped guide vanes at the inlet was experimentally investigated. Using the air separator, the noise levels of the blade passing frequency and its higher harmonics were increased. The modified air separator, expanded the distance from the rotor blade tip to the guide vane in the air separator, reduced these noise levels without reducing the pressure rise of the fan. It was confirmed that potential interaction between the pressure field around the rotor tip and the guide vane affected the noise at the maximum efficiency point, and that the influence of the interaction between the velocity fluctuation at the rotor tip and the guide vane on noise is strong at the operating limit of the fan.

Key Words: Turbomachinery, Noise, Stall, Axial-flow Fan, Air Separator, Interaction Noise

1. はじめに

軸流ファンは大容量で、かつ高効率であるために、火力発電プラントでの通風系等で広く使用されている。しかし、軸流ファンは遠心ファンに比べ安定作動範囲が狭い欠点があり、失速特性の改善が必要となる。失速特性の改善方法としては、ケーシングトリートメント⁽¹⁾⁽²⁾やエアセパレータ⁽³⁾⁻⁽⁶⁾等の方法がある。これらの中でも、エアセパレータは比較的簡単な構造でありながら、失速特性の改善率が大きい特徴をもっている。

三宅ら⁽³⁾⁽⁴⁾は、エアセパレータの構造と寸法が失速特性改善に及ぼす影響を調べるとともに、ブレードセパレータの効果と比較している。また、羽根車前後と羽根車先端部外側の流れを測定し、エアセパレータの作動メカニズムを示している。Azimianら⁽⁵⁾も、エアセパレータ形状に対する失速特性の改善効果を調べており、エアセパレータ入口部と動翼先端部とのオーバラップ長が、失速特性の改善に影響することを示し

ている。また、山口ら⁽⁶⁾は回転数の影響を調べており、エアセパレータ入口部に整流ベーンを設置することにより、高速回転の場合にも改善効果が減少しないことを示している。

一方、火力発電プラントの生活圏の近くへの設置が計画されており、設備の中のおもな騒音発生源である軸流ファンに対しての低騒音化の要求がいつそう強くなっている。しかし、エアセパレータ使用時の騒音に関する報告はなく、発生騒音を評価する必要があるが生じた。

本研究では、入口部に整流ベーンを設けたエアセパレータを、軸流ファンに適用した場合の騒音を実験的に調べ、動翼先端と整流ベーン間の距離が騒音に及ぼす影響を検討した。

2. おもな記号

B : 失速改善率 $= (1 - Q'_s/Q_s)$

C : 動翼先端コード長

C_a : 動翼先端部の軸方向コード長

d : 動翼先端とエアセパレータの整流ベーン間の距離

H : 動翼高さ

L : エアセパレータの軸方向長さ

* 原稿受付 1997年4月4日。

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

^{*2} 正員, (株)日立製作所土浦工場 (〒300 土浦市神立町603)。

L_i : エアセパレータ入口部の長さ

L_o : 動翼先端とエアセパレータ入口部のオーバーラップ長

N : 動翼回転数

PFL: 圧力変動レベル

Q_s : エアセパレータなしでの作動限界流量

Q'_s : エアセパレータ使用時の作動限界流量

r : 動翼先端半径

r' : エアセパレータ半径

z : 動翼羽根枚数

$\Delta\xi$: 動翼取付角の変化量

ξ : 動翼取付角

η : エアセパレータなしの最高効率を基準とした、相対効率

ϕ : 流量係数

ψ : 圧力係数

3. 実験装置および実験方法

図1に供試モデルファンの概略図を示す。実験に用いたファンは、石炭火力発電プラントで微粉炭をボイラへ搬送するために用いられる一次空気ファンの縮小モデルである。このファンは二段構成の動翼可変軸流ファンであり、吸込ケーシング、動翼列と静翼列、およびディフューザから構成されている。エアセパレータは、第一段と第二段の動翼上に設置した。

表1に先端径での動翼と静翼の主要諸元を示す。動

Table 1 Dimensions rotor blade and stator vane at tip

	Rotor blade	Stator vane
Number of blade or vane	14	17
Chord length (mm)	81	117
Stagger angle (degree)	50.4	9.4

Fig. 1 Schematic diagram of model fan

翼先端径は 600 mm、ハブ比は 0.65 であり、翼形は動翼、静翼とも NACA 65 翼を採用している。動翼回転数は、3 000 rpm である。

図2にエアセパレータの概略図を示す。今回実験に用いたエアセパレータでは、A-A'断面に示したように、外径 60 mm のパイプの一部を用いて整流ベーンを製作している。これは、パイプの使用によりエアセパレータの外周壁が不要となり、製作上有利となるためである。また、パイプを用いることにより、動翼先端付近の流れをスムーズにエアセパレータ内に導くための反りを、整流ベーンに与えることができる。表2にエアセパレータの主要諸元を示す。整流ベーンの枚数は、動翼枚数と素数の関係となるように、33 枚とした。整流ベーンは、周方向に等間隔に設置している。また、整流ベーンを軸方向に設置しているため、動翼先端とのなす角度は動翼取付角($\xi=50.4^\circ$)となる。エアセパレータ半径 r' と動翼先端半径 r との比は、1.11 である。また、エアセパレータの軸方向長さ L と入口部長さ L_i の、動翼先端コード長との比はそれぞれ、1.01 と 0.27 である。

Table 2 Dimensions of air separator

Number of guide vane	33
r'/r	1.11
L/C	1.01
L_i/C	0.27

Fig. 2 Schematic diagram of air separator

動翼可変軸流ファンの性能では、低流量側での安定作動範囲の確保が重要となる。このため、エアセパレータの設置位置は図2に示す、低流量側の運転に対応する動翼取付角を基準として決定している。設置位置はAzimianら⁽⁵⁾を参考にして、エアセパレータ入口部と動翼先端のオーバーラップ長 L_o と、軸方向コード長 C_a との比 L_o/C_a が0.6となるようにした。

図3に動翼取付角に対する、発生騒音の変化を示す。縦軸は設計取付角(図3中、 $\Delta\xi=0^\circ$ に対応)の最高効率点での騒音のオーバーオール値(以下、O. A. 値と略す)を基準とした、騒音増加量を示している。横軸は動翼先端周速を基にした流量係数 ϕ を示している。動翼可変軸流ファンの発生騒音は、動翼取付角が大きい場合($\Delta\xi=20, 25^\circ$ に対応)に比べ、設計取付角($\Delta\xi=0^\circ$)で大きい。また、設計取付角での運転は、他の取付角に比べ、頻度が高い。このため、動翼可変軸流ファンでは、設計取付角での騒音低減が重要となる。

実験で用いたモデルファンでは、運転中に動翼角度を変更することができないため、発生騒音の大きい設計取付角に動翼を固定して騒音の流量変化を測定するとともに、作動範囲の拡大効果を評価した。図2に示した動翼の設計取付角でのオーバーラップ長 L_o は長く、低流量側運転対応の動翼取付角でのオーバーラップ長 L_o とエアセパレータ入口部長さ L_i との比 L_o/L_i が0.45であるのに対し、設計取付角でのオーバーラップ長 L_o との比 L_o/L_i は1.00となっている。

実験ではディフューザ下流に設置したダンパにより流量を制御した。流量の測定には、吸込ケーシング上流のダクト端に設置した、吸込ノズルを用いた。全圧上昇は図1に示す、測定部①、②の静圧と動圧から求

めた。また、効率の計算で用いる回転数と軸動力は、トルクメータにより計測した。全圧上昇の測定誤差は ± 10 Pa、効率の測定誤差は $\pm 1\%$ である。ファンの性能と騒音の測定のほかに、第一段動翼出口部でのケーシング内壁面の圧力変動も測定した。測定には、半導体圧力センサ(Kulite XT-140)を用いた。測定位置は、図2に示した動翼先端の後縁より0.5コード長下流である。

火力発電プラントの通風系で使用する軸流ファンでは、配管内を伝ばしボイラ側と屋外へ伝わる騒音が問題となる。このため、騒音は図1に示すディフューザ出口(図1中の③)のダクト内に、ノーズコーン付きマイクロフォン(1/2 in コンデンサマイクロフォン)を設置して測定した。使用した精密騒音計はリオン社製のNA-10Lであり、その出力をFFTアナライザで周波数分析した。騒音の測定誤差は、 ± 1 dB(A)である。

4. 実験結果および考察

4.1 エアセパレータ使用時の性能と騒音 図4にエアセパレータの有無による、全圧上昇と効率の変化を示す。横軸は、図3と同様、動翼先端周速を基にした流量係数 ϕ を、縦軸は圧力係数 ψ と効率 η を示している。なお、効率は、エアセパレータなしの最高効率を基準とした相対効率を示している。

エアセパレータ使用時の効率は、エアセパレータなしに比べて全流量範囲で低下しており、エアセパレータ使用時の最高効率点($\phi=0.53$)で約2%低下してい

Fig. 3 Change in O. A. value for blade setting angle

Fig. 4 Effect of air separator on characteristic curve

Fig. 5 Noise level with and without air separator ($d/H=0.01$)

る。全圧上昇も、エアセパレータなしに比べ低下しているが、設計取付角でも作動範囲は低流量側へ伸びている。失速改善率 B は 27% であり、ケーシングトリートメントの場合⁽²⁾ よりも失速改善率が高い。

図 5 にエアセパレータを使用した場合の最高効率点 ($\phi=0.53$, 図 4) での、騒音の周波数分析結果の変化を示す。縦軸は、図 3 と同様、エアセパレータなしでの O. A. 値を基準とした相対騒音レベルを示している。エアセパレータを使用すると [図 5(a)], 動翼回転数 N と動翼羽根枚数 z の積で定義される、翼通過周波数成分(図 5 中, N_z で示す)とその高長波数成分が、エアセパレータなしに比べ増加している。

動静翼干渉により発生する騒音では、動静翼間の距離が小さい場合に、 N_z とその高調波数成分が増加することが示されている⁽⁷⁾⁽⁸⁾。これを参考にすると、エアセパレータを使用した場合の N_z とその高調波数成分の増加は、図 2 に示した動翼先端とエアセパレータの入口部に設置した整流バー間の距離 d が小さいために発生した、動翼先端付近の流れ場と整流バーとの干渉が原因と考えられる。また、オーバーラップ長 L_o の長さも騒音増加の原因と考えられる。しかし、オーバーラップ長を短くすると、失速改善率が低下する⁽³⁾⁽⁵⁾ と予測された。このため、失速改善率を維持でき、かつ騒音の増加を伴わない整流バー構造を求めため、距離 d の影響を調べた。

4・2 改良形エアセパレータの騒音と性能 図 6

Table 3 Distance between rotor blade tip and guide vane

	$d(\text{mm})$	d/H
Initial	1.5	0.01
Modified	4.5	0.04
	7.5	0.07
	13.5	0.13

Fig. 6 Schematic diagram of modified air separator

Fig. 7 Change in O. A. value for flow rate

に改良形エアセパレータの概略図を示す。改良形エアセパレータとしては、動翼先端とエアセパレータの整流バー間の距離 d を 3 種類変化させた。距離 d 、および d と動翼高さ H との比を表 3 に示す。なお、 d/H の影響を調べるため、改良形エアセパレータでもオーバーラップ長 L_o と入口部長さ L_i との比 L_o/L_i は、初期形エアセパレータと同様、1.0 とした。

4・2・1 騒音の流量変化 図 7 に d/H を変化させた場合の騒音の流量変化を示す。縦軸は、騒音増加量を示している。 $d/H=0.01$ と $d/H=0.04$ の場合、騒音

は流量係数 0.60 付近の大流量側から最高効率点($\phi=0.53$)にかけて増加し、最高効率点からエアセパレータなしの場合の作動限界点付近の流量係数 0.41 の範囲で、減少する傾向を示している。さらに流量を減少させると、作動限界点の流量係数 0.31 にかけて、再び増加している。

$d/H=0.07$ では、最高効率点付近での騒音の増加はない。しかし、流量係数 0.45 付近から作動限界点にかけて増加している。さらに距離 d を大きくして $d/H=0.13$ とすると、 $d/H=0.07$ に比べ、流量係数 0.45 付近から作動限界点にかけての騒音の増加傾向が弱くなっており、エアセパレータなしの場合と類似した流量変化を示している。 $d/H=0.01$ の場合と比較すると、最高効率点では騒音が 6 dB(A) 減少しており、作動限界点では 8 dB(A) 減少している。

最高効率点の流量係数 0.53 の作動点では、 $d/H=0.04$ から 0.07 の範囲で騒音が低下しており、0.07 から 0.13 にかけての変化は小さい。これに対し、エアセパレータを使用した場合の作動限界点では、 $d/H=0.07$ から 0.13 にかけて騒音レベルが低下しており、最高効率点と作動限界点での騒音レベルの減少傾向が異なっている。

4・2・2 騒音スペクトルの比較 図 8 に最高効率点での騒音の周波数分析結果を示す。 $d/H=0.07$ の場合、 $3N_z$ 成分の騒音レベルの減少量は小さいものの、 N_z とその高調波数成分の騒音レベルが、図 5 に示し

た $d/H=0.01$ [図 5(a)] の場合に比べ低下している。 $d/H=0.13$ と大きくすると、 $d/H=0.07$ の場合に顕著に現れていた $2N_z$, $3N_z$ の高調波数成分の騒音レベルが減少しており、図 5(b) に示したエアセパレータなしに近い分布となっている。 $d/H=0.07$ と 0.13 の広帯域成分の騒音レベルは、ほぼ同じ分布を示しており、距離 d を大きくすることにより、 N_z と高調波数成分を低減できることがわかる。

図 9 に作動限界点($\phi=0.31$)での、周波数分析結果を示す。 d/H を 0.07 から 0.13 に変化させると、 $3N_z$ 成分の減少量は小さいものの、最高効率点と同様、 $2N_z$ 成分以上の騒音レベルが減少している。広帯域成分の騒音レベルは最高効率点に比べ増加しているが、 d/H を 0.07 から 0.13 に変化させてもほぼ同じである。

$d/H=0.07$ の場合の最高効率点と作動限界点での周波数分析結果 [図 8(a), 9(a)] を比較すると、作動限界点では、最高効率点に比べ、 N_z とその高調波数成分の騒音レベルが増加している。特に図 5(a) と同様、 $2N_z$ 成分が増加している。 N_z とその高調波数成分の騒音レベルの和(以下、 $\sum iN_z$ と略す)を計算すると、最高効率点での $\sum iN_z$ が O. A. 値の 27% を占めているのに対し、作動限界点では 75% を占めている。これより、図 7 に示した O. A. 値の増加が、低流量側にかけて増加する N_z とその高調波数成分の影響であることがわかる。

$d/H=0.13$ でも、作動限界点では N_z とその高調波

Fig. 8 Effect of distance d on noise spectrum ($\phi=0.53$)

Fig. 9 Effect of distance d on noise spectrum ($\phi=0.31$)

数成分の騒音レベルが、最高効率点に比べ増加している。しかし、作動限界点での $\sum iN_z$ の割合は 34% と、増加量が $d/H=0.07$ の場合に比べ小さい。この影響により、O. A. 値が増加していない。

以上述べた、騒音の流量変化と周波数分析結果より、動翼先端とエアセパレータの整流バーン間の距離を大きくすることにより、 N_z とその高調波数成分の騒音レベルを低減できることが確認できた。また、作動限界点での N_z とその高調波数成分を低減するためには、最高効率点よりも距離 d を大きくする必要があることがわかった。

4・2・3 距離 d に対する騒音低減量の変化 図 10 に距離 d に対する最高効率点 ($\phi=0.53$) と作動限界点 ($\phi=0.31$) での騒音減少量の変化を示す。最小二乗法により最高効率点での d/H に対する騒音の変化を近似すると、 $d/H=0.04$ での値がやや離れているものの、騒音の減少量は d/H の -0.95 乗に比例している。動静翼干涉による発生騒音において、ポテンシャル干涉による騒音が、動静翼間距離に反比例して減少すること⁽⁹⁾を参考にする、動翼先端周囲に形成された圧力場と整流バーン間でのポテンシャル干涉が、最高効率点での騒音に影響を及ぼしているといえる。

作動限界点 ($\phi=0.31$) での騒音の減少傾向は、最高効率点よりも減少傾向が緩やかである。また、図 7 に示したように、O. A. 値はエアセパレータなしの場合の作動限界点付近から増加し始めている。図 11 に第一段動翼出口のケーシング壁面上で測定した、圧力変動の周波数分析結果を示す。 d/H は 0.13 である。縦軸は 1 Pa を基準とした圧力変動レベル (PFL) を、横軸は周波数を示している。作動限界点 [図 11(b)] では、最高効率点 [図 11(a)] に比べ、 $3N_z$ 以上の高

Fig. 10 Change in noise for distance d

調波数成分の圧力変動レベルが増加している。また、4 kHz 以上の広帯域成分も増加しており、圧力変動スペクトルの変化は図 8(b), 9(b) に示した、騒音スペクトルの変化と類似している。

三宅ら⁽⁴⁾は、エアセパレータを取付けて流量を減少させた場合に、ケーシング側に渦領域が発生し、ケーシング付近の相対速度が低下するとともに相対速度変動が増加することを示している。これを参考にする、動翼先端付近に集積した速度変動の大きい低エネルギー流体の影響により、壁面圧力変動の高調波数成分と広帯域成分が増加している可能性がある。

エアセパレータの作用を考慮すると、低エネルギー流体は遠心力の作用により、 N_z の周期でエアセパレータ内に流入し、整流バーンと干涉すると考えられる。後流干涉による騒音がポテンシャル干涉の場合よりも、距離に対する減衰傾向が緩やかであること⁽¹⁰⁾と合せて考察すると、動翼先端付近の流速変動と整流バーンとの干涉の影響により、作動限界点での N_z とその高調波数成分の騒音レベルが、最高効率点に比べ増加していると考えられる。

4・2・4 ファン性能の変化 図 12 に、ファン性能の変化を示す。 $d/H=0.13$ での圧力係数と効率の流量変化は、ほぼ $d/H=0.01$ の場合と同じであり、性能の低下はない。また、失速改善率 B も $d/H=0.01$ の場合と同じであり、27%低流量側へ作動範囲が拡大している。この性能の測定結果と、上記 4・2・1 項と 4・2・2

Fig. 11 Effect of flow rate on pressure fluctuation ($d/H=0.13$)

Fig. 12 Effect of modified air separator on characteristic curve

項で検討した d/H に対する騒音変化の結果より、 d/H を 0.13 とした改良形エアセパレータの適用により、騒音の増加を伴わずに、作動範囲を拡大できることが確認できた。

d/H の変化により、動翼前縁付近の翼端すきまは大きくなっている。山口ら⁽⁶⁾ は、エアセパレータの入口部に設置した整流ベーンの効果をも、動翼先端流れを直接すくい取り、旋回成分を除去することであると推測している。これを参考にすると、 d/H を 0.13 としても、整流ベーンが動翼先端流れをすくい取る効果が低減しておらず、作動限界点付近の性能が低下していないと考える。

最高効率点での性能も、 d/H が 0.01 と 0.13 の場合で変化していない。これは、流れ方向の中央部付近から後縁にかけての動翼先端すきまが変化していないためと考えられるが、今回の実験結果からは剛壁部のす

きまの影響は評価できない。

5. 結 論

入口部に整流ベーンを設置したエアセパレータを軸流ファンに適用した場合の騒音を実験的に調べ、動翼先端と整流ベーン間の距離が騒音に及ぼす影響を検討した結果、以下の結論を得た。

(1) 入口部に整流ベーンを設置したエアセパレータを使用すると、翼通過周波数成分とその高調波数成分の騒音レベルが増加する。

(2) 最高効率点では距離 d にほぼ反比例して騒音が減少することより、動翼先端の圧力場と整流ベーン間でのポテンシャル干渉が、発生騒音に影響を及ぼしている。また、作動限界点では、最高効率点よりも騒音の減少傾向が緩やかであることより、動翼先端付近の流速変動と整流ベーンとの干渉の影響が強い。

(3) 本実験の範囲では、動翼先端と整流ベーン間の距離 d を大きくしても、整流ベーンの効果は低下せず、効率と作動範囲の拡大率を維持できた。

文 献

- (1) Takata, H. and Tsukuda, Y., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, **99**-1 (1977), 121-133.
- (2) 藤田英雄・高田浩之, 機論, **49**-448, B(1983), 2945-2953.
- (3) 三宅裕・ほか3名, 機論, **50**-460, B(1981), 2960-2967.
- (4) 三宅裕・ほか4名, 機論, **52**-474, B(1986), 593-601.
- (5) Azimian, A. R., Elder, R. I. and McKenzie, A. B., *Trans. ASME, J. Turbomach.*, **112**-1 (1990), 145-150.
- (6) 山口信行・高見勇・有村久登, 機械学会関西支部第250回講演会講演集, (1991), 176-178.
- (7) Gallus, H. E., Grollius, H. and lambertz, J., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, **104** (1982), 633-641.
- (8) Lumsdaine, E. and Chrng, J., *AIAA Paper*, No. 76-570 (1976).
- (9) Kemp, N. H. and Sears, W. R., *J. Aeronaut. Sci.*, **20**-9 (1953), 585-597.
- (10) Kemp, N. H. and Sears, W. R., *J. Aeronaut. Sci.*, **22**-7 (1955), 478-483.