軸流ファンの失速防止におけるエアセパレータの効果のメカニズム*

山口 信行^{*1}, 緒方正幸^{*2}, 田中 慎記^{*3}Experimental Study on the Mechanism of
Significant Stall Suppression Effects in an Axial Flow Fan
Achieved by an Air Separator DeviceNobuyuki YAMAGUCHI^{*4}, Masayuki OGATA and Shinki TANAKA^{**}Department of Mechanical Engineering, Meisei University,
2-1-1 Hodokubo, Hino-shi, Tokyo, 191-8506 Japan

Radial-vaned air separators show a strong stall improvement effect in axial flow fans. Changes in the fan internal flow patterns achieved by the device have been made clear by Pitot-traversing measurements. With a decrease in the fan flow rate the meridional streamline inclinations through the rotor blades have become more and more abrupt together with the circumferential velocities enlarged in the region, in contrast to relatively insensitive behavior tendency of the streamlines and flow patterns in the solid-wall condition. The stall suppression are suggested to have been achieved by the followings air separator effects; (1) suction of inflow casing boundary layers and elimination of embryos of stall, (2) separation of reversed flow from the main flow, (3) induction of the flow toward the casing wall and strengthening of stream-surface inclination, and (4) reinforcement of axi-symmetric flow structure. Combination of them appears to have caused the great stall suppression effect that would have been impossible by other types of stall prevention devices.

Key Words: Fluidmachinery, Axial Flow Fan, Stall Improvement, Air Separator, Internal Flow

1. 前 書 き

地球温暖化防止やエネルギー確保などの観点から発電プラント、原動機、産業プラントなどの高効率化、そしてそれに密接に関係するガスタービンや圧縮機、送風機などターボ機械の効率向上が求められる。これらの機械の作動特性上の限界としての失速特性が改良されれば高効率領域を広く有効に使えるので、安全性のみならずプラント全体としての作動効率の向上に寄与できる。

著者らはこの観点から軸流圧縮機・送風機の安全性と作動効率の向上とを最終目的として、失速・サージ特性の改良について、特にエアセパレータを用いて研究してきた(山口・緒方・加藤^(1, 2), Yamaguchi, N., Ogata, M., and Kato, Y.^(3, 4))。ここで用いたエアセパレータは図1の供試ファン構造図に示すように半径方向すくい込みベーン型で、動翼先端まで延びた半径方向整流ベーンの前縁が動翼先端流れを直接すくい取るようになっている。図3の矢印で示されるようにすくいとら

れた流れは旋回を除去され、軸方向に整流されて上流側開口から主流に合流する。これによりケーシングトリートメント等、他の形式の失速防止装置に比較して格段に大きい失速改善効果を得ている。それに加えて、動翼周速の影響を受けにくく、高速度まで効果が確実である(山口・高見・有村⁽⁵⁾)などの良好な結果を得ている。

この大きな効果の原因を探るため、著者らが先に報告した本形式のエアセパレータの最適効果発生状態(山口・緒方・加藤⁽¹⁾, Yamaguchi, N., Ogata, M., and Kato, Y.⁽³⁾)に対応する内部流動を調べ、ソリッドウォール状態との違いからエアセパレータの持つ大きな失速防止メカニズムの解明を試みてきた(藤岡・山口・緒方⁽⁶⁾, 山口・緒方・藤岡⁽⁷⁾, 田中・山口・緒方⁽⁸⁾)のでここにまとめて報告する。以後エアセパレータをAS, ソリッドウォールをSWの略号を付して記述する。

2. 記 号

A_F	ファンアニュラス断面積 (m^2)
D_c	ファンケーシング直径 (m)
g	AS入口開口部前端から動翼先端前縁までの距離(m)
l	ファン動翼先端翼弦長 (m)

* 原稿受付 2010年4月12日。

^{*1} 正員, 永年会員, 明星大学理工学部(〒191-8506 日野市程久保2-1-1)。^{*2} 正員, 明星大学理工学部。^{*3} トキコテクノ(株)(〒230-0051 横浜市鶴見区鶴見中央3-9-27)。

E-mail: yamaguchn@me.meisei-u.ac.jp

n	ファン回転数 (rpm)
q	AS 循環流量比($=Q_{AS}/Q_F$)
Q_F	ファン流量 (m^3/s)
Q_{AS}	AS 循環流量 (m^3/s)
r_t	ファンケーシング半径(m)
S	AS 入口開口幅(m)
t	ファン動翼先端翼間隔 (ピッチ) (m)
u_t	ファン動翼先端周速 (m/s)
V_a	ファン軸流速度 (m/s)
V_u	ファン旋回速度 (m/s)
W	ファン動力 (W)
Z_a	動翼先端軸方向翼弦長(m)
Δp_T	ファン全圧上昇 (Pa)
ρ	気流密度 (kg/m^3)
ϕ_t	ファン流量係数
ϕ_{AS}	AS 入口スリット流量係数
ϕ_t	ファン圧力係数
添え字	
1	動翼上流状態
2	動翼下流状態
t	動翼先端周速度基準

3. 実験概要

供試送風機は市販のものを試験用に改造したもので、その諸元を表 1 に示す。概略の構造と寸法を図 1 に示す。図中 AS がエアセパレータ装置である。測り採りで測定した動翼の断面形態(翼高さ方向に垂直な平面内でのデータ)の概略を図 2 に、そのデータから

Table 1 Main dimensions of the fan for test

Casing diameter	394 mm
Tip diameter / Hub diameter	390 mm / 194 mm
Speed	2600 rpm
Motor power	1.5 kW
Pressure rise / Flow rate	0.20 kPa / 100 m ³ /min

Table 2 Rough geometrical dimensions of the rotor blades measured on the straight plane perpendicular to the blade height direction

	Tip	Root
Number of rotor blades	6	
Chord length l (mm)	103	118
Blade spacing t (mm)	204	102
Pitch chord ratio t/l	1.98	0.86
Stagger angle ξ (deg)	71	43
Camber angle ϕ (deg)	25	32

評価した翼列条件を表 2 に示す。翼高さ方向の分布は 1 枚の翼だけについて行ったが、先端、根元、中間の 3 断面については全翼について測定し、同図に示してある。測定精度は寸法で $\pm 2mm$ 程度、角度の翼ごとのばらつきは ± 5 度程度あるようである。本動翼は 1 枚の板金をひねって作られており、食違い角の分布は根元から先端まで単調に増加しているが、反り角の分布は中間高さで最大となり、先端と根元で減るという特異な分布を示している。翼製作の簡易化のためにこのような形態となったものであろう。この分布は全体性能及び内部流動に影響していると思われるが、同一の装置で SW 状態と AS 状態の比較を行うため、AS

Fig. 1 Experimental fan for test and locations of the Pitot-traversing measurement

Fig. 2 Measured blade sectional shapes in the straight planes perpendicular to the blade center line

の効果についてはそれらの差異として見出すことが出来ると考えている。

測定の際にはASをファンケーシングの動翼先端対向部分に取り付け、絞り弁の開閉により流量圧力を変化させる。ベンチュリ管の差圧により流量を、電力計とタコメータからモータ入力電力とファン回転数を測定する。小型のコブラ型3孔ピトー管にて内部の圧力、流速、流向を求める。動翼先端周速度と翼弦長とに基づくReynolds数は 3.5×10^5 の程度である。

内部流動測定の精度については後述する。

4. エアセパレータ(AS)とソリッド状態(SW)

本実験で使用したAS構造の代表的な寸法を図3に示す。使用したASの半径方向ベーン列(図3の陰影部)を図4に示す。図中 S はAS入口開口部軸方向幅、 g は同開口部上流端から動翼先端前縁までの距離を示す。山口・緒方・加藤⁽¹⁾およびYamaguchi, N., Ogata, M., and Kato, Y.⁽³⁾で最適領域にあることが示された次の相対値を今回の測定では用いた。

$$g/S = 0.6 \quad (S = 37.5 \text{ mm})$$

なおSW状態はAS装置の入口及び出口開口を薄板でカバーして塞ぎ、模擬している。

Fig. 3 Layout of the air separator relative to the fan blades

Fig. 4 Configuration of the air-separator radial-vanes

5. 特性表示パラメータ

性能諸量を翼端周速度 u_t に関連量で基準化する。

$$\text{ファン流量係数 } \phi_t = Q_F / (u_t A_F) \quad (1)$$

$$\text{ファン全圧係数 } \phi_{T2-1} = \Delta p_{T2-1} / (0.5 \rho u_t^2) \quad (2)$$

内部流動測定値は先端周速度で規準化して示す。

$$\text{上流及び下流軸流速度比 } Va_1/u_t, Va_2/u_t$$

$$\text{上流及び下流旋回速度比 } Vu_1/u_t, Vu_2/u_t$$

ここで、 Va : 軸流速度, Vu : 旋回速度, u_t : 翼端先端周速度, Δp_{T2-1} : ファン上流-動翼後全圧上昇, ρ : 密度, Q_F : ファン流量, A_F : ファンアニュラス断面積、添え字1および2: 動翼上流および下流。

6. 測定条件

SW時とAS時の全体性能を図5に比較して示す。SW状態では $\phi_t = 0.27$ 付近で全圧圧力係数 ϕ_{T2-1} がピークに達し、これ以降低下する。この点をSW失速点としている。ロータの上流にあるファン吸込み口に設けたタフトグリッドによる観察では、流量を絞り込むと、SWの場合には失速後の $\phi_t = 0.16$ 以下では吸込み口にまで旋回逆流が戻ってくるのが見られ、この旋回逆流がファン吸込み静圧測定に影響するのが観察された。このため、本論文の中では比較の基準であるSW状態として $\phi_t > 0.16$ のデータを考え、それ以

Fig. 5 Fan performances for air-separator-applied (AS) condition and solid-wall (SW) condition, indicating points of measurements of fan internal flows

Table 3 Measuring points of internal flow conditions

	Condition	ϕ_t
①	Maximum flow	0.364
②	In SW sound condition	0.295
③	Before SW stalling point	0.275
④	Near SW stalling point	0.263
⑤	After SW stalling	0.247
⑥	In SW stall	0.200
⑦	SW flow reversal up to the suction duct Inlet	0.157
⑧	In SW deep stall	0.121
⑨	Before shut-off condition	0.023

下のデータは参考のみとして示す。

AS状態ではファン流量の減少につれ圧力は上がり続け、ほぼ締切り状態まで失速していない。

内部流動測定条件は、図5に示すSWおよびAS時の全体性能上で特徴的な作動点①～⑨である。状況については表3に示す。①～⑥についてはSW時とAS時で共通の条件で測定し、⑦～⑨はASにおいてのみ行った。SWの失速領域では不安定で変動が大きく、安定したデータ取得が困難だったためである。

小型コブラ型3孔ヨーメータ（測定先端部分厚み1mm、幅3mm、圧力測定孔内径0.5mm）をケーシング外部から半径方向に挿入し、流れを測定した。同一半径面上の二次元的な流れに注目しており、半径方向の流れについては考慮していない。3次元性の卓越する流れ場での測定精度に関してはそれほど良いとはいえないが、ASによる流れパタンの変化は少なくとも傾向的には把握できると考えた。

軸方向の測定箇所は図1に示すように動翼先端前縁から60mm上流の断面PT1と動翼先端後縁から76mm下流の断面PT2で、周方向に各1箇所である。PT1断面はAS出口開口を突き抜けている。PT2断面は出口案内翼列間でその前縁から29mm下流側に入った位置にあり、これも測定精度に影響する可能性があるが、出口案内翼流路に入り込んですぐの位置なのでSWとASの比較の上では影響は比較的小さいと考えた。

7. ソリッドウォール時アニュラス内部流動パタン

SW状態での流れを内部流動比較の基礎データとして図6-9に示す。概括すると次の通りである。図中横軸の半径比の起点は0.5から始めているがハブ比は0.493である。図中の凡例の表示はSW_X、AS_YのXとYに相当する数字が図5と表3における作動状態を示している。

動翼上流側では軸流速度は図6に示されるように、全体として内径側に向かってやや増加しており、ハブの頭を回り込んで流れ込む流れが検出されていると考えられる。ケーシング側では20mm程度の厚さの境界層が見られる。同一直径の流入管路が続いたため発達した壁面境界層と考えられる。旋回速度は図7に示されるようにほぼゼロであり、ここに見られるゼロからのずれとばらつきが本測定における速度の精度（ばらつき）を示すものと考えられる。

動翼下流側の軸流速度は図8に示されるように緩やかなS字状の変化を示している。ファンの流量変化に対してこのS字状パタンそのものの変化は少なく、そのレベルが全体として増減するのみであることが

観察される。半径比0.9以上の先端での軸流速度の局所的な増大は、厚い先端流入境界層内の低い軸流速度での局所的翼仕事の増加により発生したものと推測される。

下流側旋回速度を図9に示す。先端で増加し、最大流量①以外では半径比0.85-0.9付近に小さな突起部分を持ち、全体として文字「3」状の変化を示している。ファン流量の変化に対して大きなパタンの変化を見せずに全体として増減している。失速領域⑤および⑥においても傾向的に同様である。最大流量①では「く」の字状になっている。

ここで観察されるSW時動翼下流側でのS字状の軸流速度パタンと文字「3」状の旋回速度パタンなどの流動パタンは、通常の軸方向流入形軸流ファンで見られる流れ、例えばケーシングとハブ面の境界層領域を除いて旋回速度成分が半径方向に単調に変化することや軸流速度がほぼ一様あるいは半径方向に単調に変化することなどと多少異なった点が見受けられる。その原因の一つとして、図2に示された動翼の特異な形状の半径方向分布による半径平衡の変化などが考えられる。それに加えて先端領域で流入する厚い壁面境界層による低い流入軸流速度による旋回速度の増加傾向と、その流路二次渦による先端旋回速度の局所的増加（これについては山口⁽¹⁰⁾などを参照）などが重なりあって現れていると考えられる。

8. エアセパレータ時アニュラス内部流動パタン

エアセパレータ（AS）を上記のファンに適用して内部流動を調べた結果を図10-13に示す。次の特徴的な変化が観察された。

図10と11に動翼上流側での軸流速度と旋回速度の半径方向分布の様子をそれぞれ示す。図10に示される軸流速度は図6のSWでの分布とほぼ同様である。図11に示される旋回速度も基本的にはゼロであるが、⑥から⑨のSW失速点相当流量から締切近くまでのファン流量において先端付近に多少の旋回を持つ領域が現れている。AS内部流路を通る循環流が大量となり、軸方向に整流され切れていない状態に達していると考えられる。

下流側軸流速度分布は、図12に示されるように、最大流量時①には先端部を除いてSW時とほぼ同じ分布を示すが、ファン流量の低下に伴い、全体的に先端軸流速度が増加してゆき、同時に半径比0.87付近以下の内径側での速度が低下してゆく。すなわち動翼内流れは先端に集まってゆく傾向を強める。深失速状態⑧と締切り状態に近い⑨においては先端付近で単

Fig. 6 Distributions of axial velocity upstream of the rotor blades for SW condition

Fig. 10 Distributions of axial velocity distribution upstream of the rotor blades for AS condition

Fig. 7 Distributions of swirl velocity upstream of the rotor blades for SW condition

Fig. 11 Distributions of swirl velocity upstream of the rotor blades for AS condition

Fig. 8 Distributions of axial velocity downstream of the rotor blades for SW condition

Fig. 12 Distributions of axial velocity downstream of the rotor blades for AS condition

Fig. 9 Distributions of swirl velocity downstream of the rotor blades for SW condition

Fig. 13 Distributions of swirl velocity downstream of the rotor blades for AS condition

調増加の傾向が見られる。

ファン流量の増減に対する軸流速度分布パタンの変化の大きな傾向として、AS 時には半径方向の分布パタンそのものが変化していることが注目される。

またケーシング壁面ごく近くを見ると、SW 状態(図 8) に比し AS 状態では壁面近くまで速度が大きく、境界層は薄くなっており、壁面流れが活性化されていると言えよう。

動翼下流側での旋回速度の分布は全体として図 13 に示されるように、先端で増加し、内径側に向かっていったん減少して再び増加し、さらに根元で減少する S 字状の変化を示している。ファン流量の減少に対して、極く薄いケーシング境界層を除いて先端に向かって増加し続ける傾向を示している。翼根元での旋回速度の減少傾向は根本側での軸流速度が内径側に向かって急減する領域に対応している。

AS 時の流れパタンを示唆するもう一つの測定結果を図 14 に示す。これは壁面に静圧孔をほぼ軸方向に並べて測定した壁面圧力分布(ゲージ圧をそのまま規準化)で、動翼先端後縁位置($x/Za=0$)の付近から出口案内翼前までの範囲にわたっている。 Za は動翼先端軸方向翼弦長を示す。最後の断面($x/Za=2$)は内部流動測定断面の近くである。大風量の場合、壁面静圧の軸方向分布は平坦であるが、風量が低下してくると動翼後縁から $(0.6 \times Za)$ 辺りまでの間に丘状の盛り上がりが見られ、その後やや低下して平坦になっている。これは強く傾斜した流面がケーシング壁面にぶつか

Fig.14 Axial distribution of wall pressures from the trailing-edge plane of rotor tip to the static pressure location for AS condition

り、壁面で軸方向に方向転換させられていることを示唆していると考えられる。後述する 図 15 に示されているよりも急峻な流線の勾配が AS 時動翼出口近辺では発生している可能性がある。

9. 推定される動翼内子午面流線

以上の観察から、動翼を通過する流れの外径側への流面傾斜が AS により強められていることが分かる。ここで測定された軸流速度分布と AS 内循環流量のデータから、その断面の積算全流量の 10%毎の等流量線として直線で結んで描いた模式的な子午面流線を図 15 に示す。流れは左から右に向かっている。各図の左端が上流側測定位置 (PT1 面)、右端が下流側測定位置 (PT2 面)に相当している。AS 時動翼前での全流量は 100%ではなく AS 内循環流量が加わっているとして、次節に述べる量だけ増やしている。このため動翼先端流線が傾斜し、ケーシング面からずれている。最大流量状態①に比し、SW 失速点相当流量係数以下の領域④～⑧では流面傾斜が強くなっている。深失速

Fig. 15 Roughly estimated meridional streamline patterns across the rotor blades for AS conditions 1, 4, 6, and 8, constructed from the axial velocity distributions (Flow from left to right)

Fig. 16 Roughly estimated meridional streamline patterns across the rotor blades for SW conditions 1, 4 and 6, constructed from the axial velocity distributions (Flow from left to right)

状態⑧では流れは先端側に偏り、ハブ側では流量が非常に少なくなっている。

これらの図は PT1 面及び PT2 面のデータを直線でつないただけであるが、図 14 に示された壁面静圧分布の傾向を考えると、低流領域では動翼後縁直後の子午面内流線はもっと外径側に向けた強い勾配を持ち、その後壁面沿いにカーブして右端の点に達している可能性が推測される。

このような流線傾斜の増加は、AS 流路に吸い込まれる流れのため、周囲の流れが同伴され、壁面に吸い寄せられることが一つの原因と考えられる。図 13 に見られる先端に向かって急増する旋回速度の状況は、この流線傾斜の増加により Euler 仕事すなわち圧力上昇の増大がもたらされ、ファン流量が低下しても先端圧力が増加し続けることにつながっている。これがファン流量—圧力曲線の上での圧力の負勾配を維持する原動力の一つになっていると考えられる。

さらにこの外周部分での旋回速度の増加は流れの軸対称性を強める効果があると考えられる。AS 内流路と動翼先端を循環する渦輪が発生しているはずであり、この渦輪の存在と強い旋回成分の存在が動翼先端流れの構造と軸対称性を強め、旋回失速の発生という周方向の不安定を抑制しているのではないかと想像される。実際、熱線風速計を挿入して流れの乱れを測定してみたところ、SW 状態では失速の際に旋回失速の発生が見られたが、AS 状態では全範囲で検出されなかった（濱林・藤永⁹⁾）。

これらの外径側への流線の変位を補償するように動翼下流主流領域のハブ側では軸流速度はハブに向かって低下し、それに対応して旋回速度成分もハブ側で低下する傾向が見られる（最大流量①時をのぞいて）。なお動翼根元・ハブ付近には逆流渦が存在している可能性もあるが、本測定時にはそこまで明確には検出できていない。

比較のため SW 時の流線を図 16 に示す。ファン流量の変化にかかわらずほぼ軸方向に向かう流線に大きな変化は見られない。

なおこれらの流線の精度については後に述べるように測定条件が良いとは言えず、定性的なものであることを注記しておきたい。

10. エアセパレータ装置内部流量調査

各ファン作動状態において AS 装置流路出口開口部で軸方向流れを半径方向にトラバース測定した。測定断面は図 5 に示す動翼上流断面の PT1 面で、AS 出口開口内部である。ここで流れは AS 内部流路天井壁面

に付着した付着噴流をなして流れていることが見出された。

この結果を半径方向に積分することにより AS 装置内循環流量 Q_{AS} を評価した。その結果をファン流量に対比する AS 循環流量比 q としてファン流量係数 ϕ_t に対して図 17 に示す。

$$q = Q_{AS} / Q_F \quad (3)$$

SW 状態での健全領域から失速点付近前後まで循環流量比は 2~3% 前後、失速点前後で急増し 7% 程度に達している。この程度の循環流量でこれまでに述べた主流流れパターンと大きな失速改善の変化をもたらしていることが分かった。

また締切り状態に近い SW 深失速相当領域⑨の状態ではその循環流量比はほぼ 100% 程度すなわちファン流出流量と同程度の AS 内部循環流量に達している。

SW 失速点相当ファン流量係数付近で大きな q の変動が見られるが、これについては有意の変化かどうかは今のところ不明である。

この AS 循環流量 Q_{AS} から AS 入口開口スリット通過平均半径方向速度を動翼周速度で規準化した AS 入口流入速度係数 ϕ_{ASi} を算出すると図 18 の様になった。

$$\phi_{ASi} = Q_{AS} / (2\pi r_s u_t) \quad (4)$$

締切り近くを除いて 0.01~0.04 程度の AS 入口流入速度係数となっている。

Fig.17 Ratio of recirculation flow rate within the air separator passage to the fan flow

Fig.18 Radial inflow velocity coefficient into the AS inlet opening

1.1. エアセパレータの効果のメカニズム

AS の強力な失速防止効果は本稿の始めに述べた AS のメカニズムと翼作動環境クリーン化（以下に述べる翼上流流れ場の整流作用）だけでは説明しきれない。上で観察した幾つかの現象から次のような効果が組み合わされて結果的に大きい効果が発現したと、定性的ではあるが推測される。

(1) 翼上流流れ場の整流 ケーシング壁面の境界層や、失速に接近した場合に動翼前縁付近に発生する旋回失速や逆流の萌芽を AS 開口が吸い出すことにより翼先端の作動環境が整い、翼列本来の性能が発揮される状況に近づく。これはケーシングトリートメント等の効果(例えば山口⁽¹⁰⁾参照)と同様と考えられる。

(2) セパレータ作用 動翼先端で生ずる逆流を分離し、隔離することにより、上流から流入する主流（順流）と逆流の直接的な干渉を除き、流れの不安定化を防止する。セパレータの本来の狙いである。

上記の二項目がこの種の装置に通常考えられる失速抑制効果であろう。本研究での測定結果から、AS はさらに次のメカニズムを発揮していると考えられるに至った。

(3) 流面傾斜増強効果 AS 入口開口での低圧と吸込み流れによりファン流れのケーシング壁面への近寄り傾向が強まる。ファン流量の低下とともに動翼通過主流流面の外向き傾斜が図 15 に示されるようにさらに強まり、流線に沿って Euler 仕事が増強され、ファン圧力増加が強められると考えられる。

(4) 先端渦輪による流れ場の安定化 AS 流路内を通る循環流が動翼先端前縁を囲む渦輪を構成し、それを核として誘引・同伴される形でファン流路内で壁面に向かう流動が安定化され、上記の流面傾斜増強効果が強化されていると考えられる。

(5) 流れ場の軸対称性の向上 ファン流量が減少するにつれ AS 内循環流量は相対的に増加し、上記の渦輪の作用が強まると考えられる。さらに動翼外径側に向かって流れが寄っていくとともに旋回速度が急増している（図 13）。これらにより動翼外径側の流れの場の軸対称性が強まるであろう。これにより周方向の不均一によって起こりやすい局所的な失速や、その種の失速が周方向に回転することになる旋回失速が抑制される傾向が発生する可能性があるのではないかと、著者らは想像している。

山口・緒方・加藤⁽¹⁾ および Yamaguchi, N., Ogata, M., and Kato, Y.⁽³⁾の付録図 A-1 において、多数のファンに

適用された AS 効果を SW 失速点から対応する AS 失速点に向かって引かれた直線としてまとめてある。全体的な改善の方向は締切り状態（流量係数ゼロ）において tip 基準の total-to-static 圧力係数 ϕ_{TS} あるいは total-to-total 圧力係数 ϕ_{TT} で 0.5 程度の値に向かっていく。この傾向は、tip 領域でのある程度共通的な流れ構造がこの失速抑制の現象を支配していることを示唆するものと考えられる。上の(3), (4), (5)項で述べた AS により誘起される tip 付近の流れがその共通的な流れ構造をもたらしていると著者らは考えている。

また SW 失速点相当流量係数以下では AS 内部循環量が自動的に増えて行き、上記の効果が自動的に強められることになる。このためエアセパレータは passive stall control 能力を持っていると考えられる。

1.2. 内部流動測定の精度について

ベンチュリ管流量計を用いて測定されたファン全体流量と図 6-13 の測定そして図 15 と 16 の作成に用いた積分流量との比をとると本内部流動測定の量的な精度（偏り）がほぼ分かる。その結果として動翼後の流れはファン全体流量に比し大風量側では 15% 程度のずれ、SW 失速相当風量付近で 30% 程度、SW 失速領域相当で 70% 程度に達していることが分かった。

内部流動測定の精度については、市販の送風機で軸対称な構造ではなく、測定環境が良好とはいえないこと、非常に低圧のファンであること、また非常に 3 次元的な流れの中で 2 次元のピトー管による測定を行っていること、特に、強い剪断流中での測定であるとともにピトー管への横流れの影響（ピッチ角特性）に問題がありそうであること、さらに周方向に 1 断面のみでの測定ということなどから条件の非常に悪い測定になっている。結果として上記程度のずれが発生していたといわざるを得ない。しかし AS 条件と SW 条件での測定法は全く同じであり、流れの特徴の違いは傾向として明確になっており、比較の上では目的に合う結果が得られたと考えている。

1.3. 結 論

半径方向掘いこみベン型エアセパレータによるファン流路内流れパタンの変化を調査した。ソリッド壁面状態とは異なる流動パタンの大きな変化、主なものとして動翼内流面傾斜の増加とそれによる Euler 圧力の増加、それに伴う外周側での旋回速度の増加、そして渦輪作用の強まりなどが、ファン流量の低下に応じて連続的かつ首尾一貫して発生しており、これらが

ファン失速の防止の方向に総合的にうまく作用して、他のタイプの失速防止装置では不可能であるほどの大きな効果につながっているものと考えられた。

さらに AS 装置内部の循環流量比は SW 失速点近傍では3%程度, SW 深失速状態相当の領域では数十%以上となり, passive stall control 能力を持っていると考えられる。

定量的精度は不十分と言わざるを得ないが, 定性的には AS の大きな失速抑制効果のメカニズムを明らかにできたと考える。

謝 辞

本研究に参加・協力頂いた明星大学理工学研究科機械工学専攻平成 19 年度修士藤岡裕己氏, 同理工学部機械工学科平成 19 年度卒研究生種井伸吾氏, 20 年度卒研究生本田克己氏および工藤隆氏, そして 21 年度卒研究生濱林秀幸氏および藤永誠之氏の諸氏に謝意を表す。

引 用 文 献

- (1) Yamaguchi, N., Ogata, M., and Kato, Y., Improvement of Stalling Characteristics of an Axial Fan by Radial-Vaned Air-Separators, 1st Report: Effects of Radial-Vaned Air Separators (in Japanese), *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 74, No. 746 (2008), pp. 2163-2172
- (2) Yamaguchi, N., Ogata, M., and Kato, Y., Improvement of Stalling Characteristics of an Axial Fan by Radial-Vaned Air-Separators, 2nd Report: Compact Radial-Vaned Air Separators (in Japanese), *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 74, No. 746 (2008), pp.2173-2181
- (3) Yamaguchi, N., Ogata, M., and Kato, Y., Improvement of Stalling Characteristics of an Axial Fan by Radial-Vaned Air-Separators, *Journal of Turbomachinery, Transaction of the American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 132, No. 2 (2010), pp. 021015-1-10
- (4) Yamaguchi, N., Ogata, M., and Kato, Y., Effects of Compact Radial-Vaned Air Separators on Stalling Characteristics of an Axial-Flow Fan, *Journal of Turbomachinery, Transaction of the American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 132, No. 2 (2010-4), pp. 021009-1-8
- (5) Yamaguchi, N., Takami, I., and Arimura, H., Improvement of Air Separators of Axial Blowers (in Japanese),

Proceedings of the 250th Kansai Branch Meeting of the Japan Society of Mechanical Engineers, (1991), pp.176-178

- (6) Fujioka, Y., Yamaguchi, N. and Ogata, M., Internal Flow Patterns of an Axial Flow Fan Having Improved Stalling Characteristics Achieved by an Air Separator (in Japanese), *Proceedings of 2008 Annual Meeting of the Japan Society of Mechanical Engineers*, No. 08-1(2) (2008), pp. 59-60
- (7) Yamaguchi, N. and Ogata, M., and Fujioka, Y., Internal Flow Patterns of an Axial Flow Fan Having Improved Stalling Characteristics Achieved by a Radial-Vaned Air Separator (in Japanese), *Research Bulletin of Faculty of Science and Engineering, Meisei University, Japan*, Vol. 45 (2009), pp. 21-28
- (8) Tanaka, S., Yamaguchi, N. and Ogata, M., Internal Flow Patterns of an Axial Flow Fan Having Improved Stalling Characteristics Achieved by an Air Separator (in Japanese), *Proceedings of 2009 Annual Meeting of the Japan Society of Mechanical Engineers*, No. 09-1(2) (2009), pp. 53-54
- (9) Hamabayashi, H., and Fujinaga, M., Unsteady Flow Characteristics in an Axial Fan for Solidwall Condition and an Air-Separator Applied Condition, (in Japanese), *Graduate Thesis of the Department of Mechanical Engineering, Faculty of Sciences and Engineering, Meisei University* (2010)
- (10) Yamaguchi, N., Casing Treatment (Review in Japanese), *Journal of Turbomachinery Society of Japan*, Vol.12, No.9 (1984), pp. 558-567