一段軸流送風機動翼翼間通路内の流れ*

安達 勤^{*1}, 山下 稔^{*2}, 河合達雄^{*3}

Flow in the Blade Passage of Axial-Flow Fan

Tsutomu ADACHI, Yutaka YAMASHITA and Tatsuo KAWAI

In this paper, three dimensional velocity distributions were measured using a hotwire probe in the moving blade passage of a single stage axial-flow blower with stationary blade ahead of fan wheel. Measuring points are 6 positions in the axial direction, 11 positions in the radial direction and 18 positions in the circumferential directions per one pitch of moving blade passage. Rotational speeds were 600 rpm, 1 500 rpm and 2 400 rpm and operating conditions were three points on the decreasing inclination zone of the pressure-discharge curve. Steady velocity distributions were considered in this paper. Discussions were made on the flow leakage through tip clearance, variations of velocity distributions with radii, and velocity distributions and flow turning angle at the outlet of blade passage.

Key Words: Turbomachinery, Blower, Cascade, Three Dimensional Flow, Flow in Blade Passage, Reynolds Number

1. 緒 言

軸流送風機では動翼と静翼がケーシング内で相対運動を行うので表面に発達する境界層や翼先端すきまからの漏れなどが原因になって種々の二次流れが発生し、これが性能の低下につながる。最近ではCFDによる流れの計算も可能になり、また、NC工作機械も発達し、精密な羽根形状も切削することができるようになった。これらを使用し、また、熱線流速計、レーザ流速計、高感度・高応答周波数の圧力センサの利用やこれらに接続されるデータ処理機器など最近進歩した機器の使用により実験計測の面でもずいぶん高精度に測定することが可能になってきた。

軸流圧縮機羽根車内の流れに関しては先端すきまを通過する漏れに関し Lakshminarayana のモデル⁽¹⁾以来翼列による研究⁽²⁾、実機を使った研究^{(3)~(6)}などが行われ、すきまの大きさの影響、漏れ流れの下流に及

ぼす影響に関して調べられた。また、二次流れに関してはタービン翼列に関してのものが多く行われている。それでも軸流圧縮機羽根車内の流れの模様に未知のことが多い。

本論文では一段軸流送風機動翼翼間通路内の定常相対流速の三次元分布を動翼とともにプローブを回転させて計測し、定性的な流れの模様の考察を行った。運転状態は性能曲線の右下がり領域内の3点(最大風量、設計点および最高圧力点)、また、回転数も機械内部の境界層は層流が支配的な領域から乱流が支配的領域の範囲に変えた。羽根車翼間通路内の三次元速度分布、主流に垂直な面内の二次速度の分布、翼先端からの漏れとその主流に及ぼす影響などを三次元流速分布のうえから検討し、また、羽根車出口断面における流速と流出角の分布を調べ、設計値と比較し、また、流れに及ぼすレイノルズ数の影響を調べた。

おもな記号

D: 外径

H: 測定位置のハブ面より半径方向距離(ハブとチップ間の半径方向距離で割って無次元とした)

K: 形式数 $= 2\pi n Q^{1/2} / (gH)^{3/4}$ ($Q: \text{m}^3/\text{s}$, $n:$

* 原稿受付 1997年5月26日。

^{*1} 正員, 大阪産業大学工学部(☎574-8530 大東市中垣内3-1-1)。^{*2} 准員, (株)日立製作所(☎100-8220 東京都千代田区丸の内1-5-1)。^{*3} 正員, 筑波大学構造工学系(☎305-8573 つくば市天王台1-1)。

rev/s, H : m) l : 翼弦長 n : 回転数 Re : レイノルズ数 $= (Ul/\nu)$ U : 動翼先端部周速度 V : 流速 β : 流出角 η : 効率 Φ : 流量係数 Ψ : 圧力係数

SS: 翼背面側

PS: 翼腹面側

 R : 半径方向 θ : 周方向 Z : 軸方向

添字

max: 最大値

sec: 二次流れ

ave: 時間平均流れ

2. 実験装置と方法

2.1 実験装置 実験には図1に示す一段前置静翼形軸流送風機を使用した。その仕様および主要寸法を表1に示す。送風機のフローパターンは自由渦形

Table 1 Specification and main dimensions of the fan used in this research

Discharge coefficient	0.507
Pressure coefficient	0.550
Type number	2.06
No. of revolution	300~3000 rpm
No. of stationary blades	13
No. of moving blades	10
Outer diameter	0.5 m
Hub ratio	0.6
Flow pattern	Free vortex Type

Fig. 1 Axial flow fan used in this research

で、形式数は2.06で軸流送風機としては高圧形である。本論文では図2の特性曲線の右下がり領域にある流量最大点(FP1)、設計流量(FP2)および性能曲線の最大圧力点(FP3)の3運転状態のもとで回転数を600, 1500 rpm および2400 rpm の3段階に変えてそれらの状態の下において動翼翼間通路内の流速とその方向を調べた。これらの3点は図3に示すように、600 rpm は層流が支配的な領域、1500 rpm はこう配が変化するせん移領域の付近にあり、また、2400 rpm は乱流領域の範囲にある。なお、図2の ϕ - ϕ 曲線は回転数が増加するとともに低下しており、これは粘性の影響によるものと考えられる。ただし、600 rpm の曲線から滑らかでないのは回転数の減少とともに圧力の指示値が急激に減少するので測定誤差を含むものと考えられる。また、本論文では動翼先端からの漏れの

Fig. 2 Pressure-discharge characteristic curve (measured for decreasing discharge)

Fig. 3 Variation of loss ($1-\eta_{\max}$) with Reynolds number

Fig. 4 Hot wire probe and its inserting hole

考察を行っているが、この送風機の測定を行った範囲における先端すきまは静止状態で測定してほぼ 0.8 mm である。

風速およびその方向の測定には図 4 に示すような熱線流速計プローブを使用し、同一測定点においてプローブの受感部が互いに直交した方向になるように図 4 のような取付部に取付けて 4 回測定を行い、それらのデータから風速およびその方向を計算した。計算の方法は文献(7)に述べた。回転している羽根車に相対的な流速の測定を行う場合には熱線流速計プローブを羽根車とともに回転させながら測定を行い、また、回転中に周方向にトラバースさせることができるようなトラバース装置(図 5)を製作・使用した。この装置は①熱線流速計プローブ支持部、②主歯車、③ステッピングモータ(ハーモニックギヤードタイプ)およびピニオン、④支持板および⑤本体からなっている。この装置全体は動翼とともに回転する。回転中にステッピングモータを回転させると本体が軸に相対的に回転する。その回転角はステッピングモータの 1 ステップあたり 0.135° である。プローブの半径方向位置の調節は回転を止めて行う。ステッピングモータへの電流の供給および熱線プローブの出力は送風機の軸端に取付けられたスリッパリングを通して行った。

2.2 測定の方法 動翼翼間通路内の測定位置は次のようにとった(図 6)。軸方向には翼根元における動翼の前縁を $Z=0$ 、後縁を $Z=1.0$ とし、軸方向に 5 等分してそれぞれを 0.2, 0.4, 0.6, 0.8 とする。半径方向にはボスおよび外周壁面より 5 mm 離れた 2 点を含め 10 mm おきに合せて 11 点をとった。ボス壁面から半径方向の距離のボスと外壁との間隔に対する割合を 100 倍した数字 H で表した。

周方向には動翼のハブ側動翼後縁を基準とし、1 ピ

Fig. 5 Traversing apparatus for hot wire probe

ッチを 2° ごとに $n=9\sim 18$ 点(熱線流速計プローブを下流側より挿入する。翼翼間通路がねじれているので上流側ほど測定点の数が少なくなっている)。 $Z=0.2$ および 1 の場合を図 6(b) に示す。

静翼と動翼が一定の相対位置に来たとき測定を開始する($t=0$ ms)。サンプリング間隔は 600 rpm のとき 0.5 ms, 1500 rpm のとき 0.2 ms, 2400 rpm のとき 0.12 ms で、測定は $t=0$ ms から始め各サンプリング時間で 60 点サンプリングを行い、これを 2° 回平均化処理を行い、ランダム成分を取り除いた。ただし、本論文では 60 点の時間的な平均をとり、これを使って時間的に平均された三次元流速を求めた。

3. 動翼翼間通路内の流れと考察

3.1 $R-\theta$ 面内の流れ 図 7 は $R-\theta$ 面内における二次速度分布の $Z=0.2$ における一例を示す。二次速度は主流に垂直な面内の速度であるが、ここでは $H=50$ における動翼 1 ピッチ間の流速および角度の平均値をもつ流れに垂直な面上に各測定点の速度の $R-\theta$ 面内速度分布を投影した。これを式で書くと次のようになる。

$$\Delta V_{\theta \text{ sec}} = \sqrt{V_{Z \text{ ave}}^2 + V_{\theta \text{ ave}}^2} \sin \alpha$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{V_{\theta \text{ ave}}}{V_{Z \text{ ave}}} - \tan^{-1} \frac{V_{\theta \text{ ave}}}{V_{Z \text{ ave}}}$$

$$\Delta V_{R \text{ sec}} = \Delta V_{R \text{ ave}}$$

$\Delta V_{\theta \text{ sec}}$: 周方向二次速度

$\Delta V_{R \text{ ave}}$: 半径方向二次速度

(a) In the axialplane

(b) In the $R-\theta$ plane

Fig. 6 Measuring positions

Fig. 7 Secondary flow in the $R-\theta$ plane Fig. 8 Secondary flow in the $R-\theta$ plane

V_{∞} : 平均半径 ($H=50$) 上のピッチ平均定常軸方向速度

$V_{\theta\infty}$: 平均半径 ($H=50$) 上のピッチ平均定常周方向速度

図7で動翼は左に向かって動いている。動翼の負圧面に沿う半径方向外向きの流れとハブ面に沿う流路渦による正圧面から負圧面に向かう流れによって翼間通路内に回転方向と逆向きの流れが生じており、この流れはもっと下流断面 ($Z=0.8$) では図8に示す顕著なせん回流となっている。動翼の先端部には流れが見られ、これが上記の旋回流を加速しているように見える。動翼の負圧面に沿う半径方向流れと翼先端からの流れについては Foley ら⁽³⁾ や井上ら⁽⁵⁾ も述べている。

3.2 $Z-\theta$ 面上の流れ 図9~11は $Z-\theta$ 面内の流れを示す。図9~11中の矢印は動翼に相対的な $Z-\theta$ 面上の速度ベクトルを、また、—印は半径方向速度分布を示し、それぞれの Z 位置から上方向の距離が半径方向外向き速度を示す。また、●印は軸方向速度成分の最小の位置を示す。図9はハブとボスの中間位置 ($H=50$) における円筒面上流れを示す。ここでは流れはほぼ円筒面上にあり、翼腹面側から背面側

Fig. 9 Relative velocity distributions in the moving blade passage

に向かって次第に流速が増加するポテンシャル流れの様相を呈している。図10はハブ面に近い($H=05$)におけるもので全体の様子は図9と似てはいるが、さきに述べたようにこの送風機の設計は自由渦形でハブに近いところで揚力係数が大きくなるためにFP2, FP3の場合に翼弦中央部より下流に小さな離領域が見られる。動翼背面に沿う半径方向外向き流れはFP3においてはかなり顕著になっている。図11は翼先端に近い($H=95$)において測定された流速分布を示す。FP1は風量最大の点、FP3は最高圧力点にお

けるもので、先端からの漏れの影響で翼背面付近では流速が大きく、翼間通路上少し離れたところでは流速が小さくなる。また、流量が少なくなるにつれて(FP1 $\Rightarrow$ FP3)この位置は次第に翼間通路中央に来る。これとさきの図7, 8とを照らし合せると翼先端からの漏れ流れと翼背面側に沿う半径方向外向き流れが生じ、また、背面側より少し翼間通路中央に寄ったところでは半径方向内向き流れが起こっている。漏れの始まる位置はFP3では $Z=0.2$ 付近と思われるが、FP1では翼弦中央付近になっている。Lakshminar-

Fig. 10 Relative velocity distributions in the moving blade passage

Fig. 11 Relative velocity distributions in the moving blade passage

(a) 600 rpm

(b) 1500 rpm

(c) 2400 rpm

Fig. 12 Velocity distribution at outlet of blade passage FP2

Fig. 13 Velocity distribution at outlet of blade passage

Fig. 15 Outlet flow angle distributions of the moving blade

ayana らの実験では設計点において(1/4)弦長付近で漏れが始まると述べており本実験の結果もほぼそのようになっている⁽⁸⁾。

4. 動翼下流における流速と流出角の分布

図 12~15 は原点を動翼後縁 ($Z=1.0$) にとり、縦軸は半径方向距離 H を、また、横軸は周方向角度をとり、動翼の 1 ピッチを長方形に表したもので、横軸の単位の 1 は中心角 2° に対応している。測定点は図 6(b) の $Z=1.0$ のものと同じである。図 12(a)~(c) は動翼出口 ($Z=1.0$) における $R-\theta$ 面内の流速分布を示す。FP 2 におけるもので、流入相対流速で割って無次元にしてある。ハブと翼背面のコーナ付近と翼先端の翼間中央部付近に流速の小さな領域が観察される。同一半径の円筒面上では圧力一定で、流速の二乗の分布が動圧分布となるので、流速の小さな領域は損失の大きな領域に対応する。前者は摩擦損失による、また、後者は翼先端からの漏れ損失の領域である。設計では自由渦形のフローパターンとしており、摩擦損失のない場合には速度は図の右側に示した数値をもつ水平な直線になるはずである。図では回転数が高いほど半径方向の中央部において水平な直線部が顕著に見られ、数値的にもほぼ一致しているが、上記のハブと翼背面のコーナ部と翼先端部翼間通路中央部では一致しない。また、特にハブと翼背面のコーナ付近の速度の減少は回転数が小さいほど顕著でレイノルズ数の影響を示す。図 13 には FP 1 および FP 3 の場合のものを示すが、速度の一定な水平な直線部分は FP 1 のときに見られるが、FP 3 の場合には見られない。図 14, 15 は流出角の分布を示す。この場合にも角度は右側に示した数値の水平な直線となるはずであるが、測定によると速度の場合と同じ二つの領域において流出角の増加が見られる。

Fig. 14 Outlet flow angle distributions of moving blade FP2

5. 結 論

本論文では一段軸流送風機の動翼翼間通路内の流れの三次元速度分布を運転状態および測定位置を変えて行い、次の結論を得た。

(1) 半径(R)-周(θ)方向面内ではハブ面に沿う流路渦と翼背面に沿う外向き流れの影響で羽根車の回転と逆向きの旋回流が生じ、この流れを先端すきまからの漏れ流れが加速するような流れになっている。

(2) 周(θ)-軸(Z)面内の流れは、ハブと翼先端の中間位置付近では流れはほぼ円筒面上にあり、ポテンシャル流れの計算に似た流れとなるが、ハブ付近では翼背面付近には小さな離領域が見られる。先端すきまからの漏れ流れにより翼先端付近では流速が大きく、また、翼間通路中央部では流速が小さくなる。漏れの始まる位置は最高圧力点では $Z=0.2$ 付近であるが、最大風量の場合には翼弦中央付近になっている。

(3) 動翼下流付近ではハブと翼背面のコーナ部および翼先端の翼間通路中央部付近に流速が小さく、また、流出角が大きい領域が生じる。前者は摩擦損失が大きな領域で、また、後者は翼先端からの漏れ流れによる損失の領域である。

(4) (3)で述べた二つの損失の領域を除くと設計風量では動翼流出角はほぼ設計値になっている。

この研究に使用した動翼および静翼、ならびにトラバース装置は当時筑波大学工作センターに勤務された

加藤康雄教授および構造工学系中島孝技官が創意工夫をこらして製作されたものである。ここに記して深甚の謝意を表する。

文 献

- (1) Lakshminarayana, B., Methods of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial Flow Turbomachinery, *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, **92**-3(1970), 467-482.
- (2) Storer, J. A. and Cumpsty, N. A., Tip Leakage Flow in Axial Compressors, *Trans. ASME, J. Turbomach.*, **113**-2(1991), 252-259.
- (3) Foley, A. C. and Ivey, P. C., Measurement of Tip-Clearance Flow in a Multistage Axial Flow Compressor, *Trans. ASME, J. Turbomach.*, **118**-2(1996), 211-217.
- (4) Goto, A., Three-Dimensional Flow and Mixing in an Axial Flow Compressor with Different Rotor Tip Clearances, *Trans. ASME, J. Turbomach.*, **114**-3(1992), 675-685.
- (5) Inoue, M., Kuroumaru, M. and Fukuhara, M., Behavior of Tip Leakage Flow Behind an Axial Compressor Rotor, *Trans. ASME, J. Turbomach.*, **108**-1(1986), 7-14.
- (6) Stauter, R. C., Measurement of the Three-Dimensional Tip Region Flow Field in an Axial Compressor, *Trans. ASME, J. Turbomach.*, **115**-3(1993), 468-476.
- (7) Adachi, T., Tomisawa, M., Hino T., Yamashita, Y., Kawai, T. and Matsuuchi, K., Study on the Characteristics and Flow in an Axial-flow Fan-Effect of Reynolds Number (in Japanese), *Turbomachinery*, **123**-6(1995), 330-347.
- (8) Lakshminarayana, B., Pouagare, M. and Davine, R., Three-Dimensional Flow Field in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage-Part 1: Mean Velocity Profiles and Annulus Wall Boundary Layer, *Trans. ASME, J. Eng. Power*, **104**-4(1982), 760-771.