偏心した吸込ノズルをもつ多翼ファンの性能に関する研究*

福富 純一郎^{*1}, 桑 内 忠 昭^{*2}, 板 橋 明 吉^{*3}
中 瀬 敬 之^{*1}, 桑 田 尚 宏^{*4}

A Study of Sirocco Fan with Eccentric Inlet Nozzle

Junichiro FUKUTOMI, Tadaaki KUWAUCHI, Akiyoshi ITABASHI,
Yoshiyuki NAKASE and Takahiro KUWADA

This paper describes the performance of a sirocco fan with eccentric inlet nozzle. The effects of the eccentric position of the inlet nozzle on the pressure coefficient and internal flow of the fan are experimentally investigated for two kinds of impeller. It is found that, in case that the eccentric position is located far upstream of scroll exit, the pressure coefficient is considerably higher than that without eccentricity. In this eccentric fan a circulating flow through shroud clearance from the impeller outlet to inlet is formed. As the circulating flow blocks the suction flow entering into impeller inlet, the effective flow region of the cascade is narrowed. Therefore the flow velocity through the cascades increases and the work done by it increases, so the total pressure of the fan increases. As some fluid in the scroll circulates through shroud clearance, the remaining fluid, which flows into an exit duct, suddenly expands. Therefore a large static pressure recovery is obtained in the scroll.

Key Words: Sirocco Fan, Eccentric Inlet Nozzle, Pressure Coefficient, Circulating Flow, Turbo-machinery, Fluid Machinery

1. 緒 言

多翼ファンは前向き羽根を使用しており、一般に翼負荷が大きいため失速しやすく効率が低いが、小形で大風量、高圧力が得られ、圧力上昇の割に回転が遅いので低騒音であり、空気調和機、換気装置、電子機器などの組込用や、ボイラ押込通風用等として広く使用されている⁽¹⁾。多翼ファンの内部流れはきわめて複雑であり、古くから研究されてきたが、比較的最近になって内部流れの測定・解析に基づく空力性能の予測⁽²⁾、翼間流れの可視化⁽³⁾、騒音発生機構の解明⁽⁴⁾、燃焼器用としての最適化設計⁽⁵⁾の研究が進められ、内部流動と性能予測に関してかなりの解明がなされた。

この多翼ファンにおいて簡便な方法を用いてさらに高い吐出し圧力が得られれば、その用途はさらに広がるものと期待される。例えばボイラ押込用等で着火時の高圧力に耐えうる小形設計が可能となるし、開発された多翼ファンが60 Hzの周波数領域でも50 Hzの

周波数領域でも適用可能となるなどである。

そこで本研究では多翼ファンの吸込ノズルを羽根車中心から偏心させることによって同心に取付けた場合より、同じ風量で高い吐出し圧力を得ることを目的としている。本報告は吸込口の偏心位置がファン性能、特に圧力係数や内部流動状態に及ぼす影響について実験的に検討したものである。

おもな記号

B : 羽根車幅
 d : 吐出し管出口の幅
 d_1 : 羽根車内径
 d_2 : 羽根車外径
 L : 軸動力
 l : スクロール巻き終わりから吐出し管へ向かう距離
 P_t : ファン全圧
 Q : 流量
 U_2 : 羽根車外周速度
 z : 羽根枚数
 t : 羽根厚さ
 β_1 : 羽根入口角(図1参照)
 β_2 : 羽根出口角(図1参照)

* 原稿受付 1998年9月22日。

^{*1} 正員, 徳島大学工学部(☎770-8506 徳島市南常三島2-1)。^{*2} 徳島大学工学部。^{*3} 三浦工業(株)(779-2651 松山市堀江7)。^{*4} 徳島大学大学院。

E-mail: fukutomi@me.tokushima-u.ac.jp

θ : 周方向位置 (図 1 参照)

θ_e : 偏心位置

ρ : 空気密度

2. 実験装置および方法

本実験で用いたファンの概略を図 1 に、羽根車の諸元を表 1 に示す。羽根車回転数は 2 400 rpm で実験を行った。実験の都合上、ファンは縦軸であり、ケーシング上部の吸込ノズルから空気が流入し、羽根車、スクロール、測定管の順に通過し、大気中に放出される。ファン静圧は測定管路に設けた静圧タップにより測定した。流量は、やはり測定管路に設けたオリフィス板前後の圧力差から、軸動力は軸端に取付けたトルク検出器と電磁ピックアップによってそれぞれ測定されるトルクと回転数から求め、それらからファン性能を算出した。ケーシング内での静圧測定は、羽根車外周部とスクロール流路中央部の壁面で、多管水柱マンオメータを用いて行った。また羽根車内の流動状態の測定には、五孔ピトー管を用い、羽根車の入口 (羽根車内周より 5 mm 内側)、出口 (羽根車外周より 5 mm 外側) と羽根車シュラウド壁に沿った位置 (図 1 の BB 線上の位置) で測定した。ファン性能の表示には次の無次元値を用いた。

$$\text{圧力係数 } \psi = P_t / (\rho U_2^2 / 2) \quad (1)$$

$$\text{流量係数 } \phi = Q / (\pi d_2 B U_2) \quad (2)$$

$$\text{動力係数 } \lambda = L / (\rho \pi d_2 B U_2^3 / 2) \quad (3)$$

Table 1 Main parameter of the test impeller

Type	Outer diameter (mm)	Inner diameter (mm)	Number of blade	Solidity (Chord/Pitch)	Inlet angle β_1	Outlet angle β_2	Thickness of blade (mm)
A	180	151	40	1.12	85°	35°	0.8
B	180	156	40	0.91	100°	30°	0.7

Fig. 1 Schematic diagram of the test fan

$$\text{ファン効率 } \eta = Q P_t / L = \phi \psi / \lambda \quad (4)$$

本研究では、図 2, 3 に示すように吸込ノズルの中心が羽根車中心と一致する場合 (偏心なし) と吸込ノズルを羽根車の外周に沿うように偏心させ、図 2 の $\theta = 0^\circ$ の位置を基準位置とし、そこから $\theta_e = 15 + 30^\circ \cdot N$ ($N = 0, 1, 2, \dots, 11$) と変化させた場合について実験を行った。図 2 の例は、偏心位置が $\theta_e = 75^\circ$ の場合を示している。吸込ノズル径は直径 125 mm で表 1 に示す羽根車内径より小さくなっている。この吸込ノズルの中心位置を吸込ノズル端と羽根車外周が一致するように羽根車中心から 27.5 mm 偏心させた。本ファンのスクロールケーシングの外周壁形状は図 1 に示すように一般的なものであるが、シュラウドすきまを通常のものよりかなり大きくとってある。羽根車は表 1 に示すように外径や羽根枚数は同じであるが、弦節比や羽根角の異なる 2 種類の羽根車 (A タイプ, B タイプ) を用いて行った。なお製作方法として弦節比の大きい A タイプはかしめタイプの羽根車、弦節比の小さい B タイプはプレスタイプの羽根車である。

3. 実験結果および考察

3.1 羽根車の違いによる偏心の効果 A タイプと B タイプの羽根車のそれぞれの偏心なし、偏心あり ($\theta_e = 75^\circ$) の場合における性能曲線を図 4 に示す。A タイプでは、偏心させたほうが偏心なしに比べて、圧力係数が高くなり、偏心の効果が現れている。その圧力は、偏心なしに対して締切流量で約 40%、最高効率

Fig. 2 Eccentric position

Fig. 3 Arrangement of inlet nozzle

Fig. 4 Performance curves with or without eccentricity

 Fig. 5 Pressure coefficient for eccentric position ($\phi=0.04$)

 Fig. 6 Pressure coefficient for eccentric position ($\phi=0.086$)

点付近で15~20%の増大を示している。しかも、流量の多い領域では、効率を低下させずに高圧力が得られている。一方、Bタイプでは、偏心させた場合、 ϕ , ϕ 曲線の右下がりのこの配はきつくなり、流量係数が $\phi=0.05$ 以上ではその圧力係数は偏心させない場合より低下している。

しかも全流量範囲にわたって効率が偏心なしの場合を下回っている。動力係数は偏心させた場合にAタイプ、Bタイプとも全流量域で、偏心なしの場合より増大している。

3・2 偏心位置による圧力係数と最高効率の変化

図5, 6は吸込ノズルの偏心位置 θ の変化による圧

Fig. 7 Maximum efficiency for eccentric position

力係数の変化を二つの流量($\phi=0.04, 0.086$)についてそれぞれ示したものである。吸込ノズルの偏心位置に対する圧力係数の変化は、Aタイプ、Bタイプとも同様な分布を示す。どちらの流量ともAタイプのほうがBタイプに比べて大きな値を示し、偏心なしに対する圧力係数の上昇量も大きい。スクロール吐出し口(のど部)の位置は $\theta=300^\circ$ 近くにあり、Aタイプで $\phi=0.04$ の場合、吸込ノズルの偏心位置が吐出し口のすぐ前方($\theta_e=150\sim 290^\circ$)にあるときの圧力係数は、偏心なしの場合に比べて小さい。しかし、偏心位置がスクロールの吐出し口から離れたスクロール巻き始め側($\theta_e=345\sim 360^\circ, 0\sim 105^\circ$)にあるとき圧力係数は偏心なしの場合の値を上回り、大きな効果が現れている。

図7に偏心位置による最高効率の変化を示した。Aタイプでは吸込口が $\theta_e=75^\circ$ の偏心位置にあるときに最高効率を示し、偏心なしと同程度の値を得ることができた。また偏心位置が $\theta_e=45\sim 135^\circ$ の範囲で偏心なしの最高効率の95%以上の値を示したが、偏心位置が $\theta_e=255\sim 345^\circ$ では、その最高効率は40%以下となった。圧力係数と効率の両面から見ると偏心位置が $\theta_e=60^\circ$ 前後にあるときが適切であると思われる。Bタイプではすべての偏心位置において、その効率は、偏心なしの場合の最高効率を下回った。

3・3 スクロール内の壁面静圧分布 図8は $\phi=0.04$ における羽根車外周位置の、図9はスクロール部の流路中央部のそれぞれ壁面静圧分布を示す。横軸には、周方向位置 θ とスクロール巻き終わり($\theta=270^\circ$)から吐出し管へ向かう位置を吐出し管出口の幅 d で無次元化した距離 l/d で示している。図8の羽根車外周位置の壁面静圧分布において、例えば偏心位置が $\theta_e=15^\circ$ では $\theta=90^\circ$ 、 $\theta_e=75^\circ$ では $\theta=135^\circ$ 、 $\theta_e=135^\circ$ では $\theta=180^\circ$ でそれぞれ最小壁面静圧を示している。つまりいずれの吸込口偏心位置でも偏心位置より $45\sim 75^\circ$ 程度 θ の大きい位置で最小値を示し、それ以後

Fig. 8 Pressure distributions at runner outlet ($\phi=0.04$) Fig. 9 Pressure distributions at scroll ($\phi=0.04$)

静圧が θ とともに増大する傾向を示す。したがって、偏心吸込口がスクロール吐出し口より上流のスクロール巻き始め側にあれば、最小値をとったあとの圧力上昇領域が長く、吐出し口に近い $\theta=270^\circ$ の位置で高い静圧を示し、その結果ファン全圧が高くなっている。

図9のスクロール部の圧力分布も同様な傾向を示すが、ケーシング内の圧力上昇はスクロール後半部とスクロール巻き終わり ($\theta=270^\circ$) から吐出し管へ向かう領域の二つの領域で生じている。後者については、文献(6)で示されたようにスクロール巻き終わりの流体の一部が舌部すきまを通ったり、羽根車を外側から内側へ通過して再循環することによって、スクロール巻き終わりの残りの流体が吐出し管へ向かって急拡大するため圧力上昇しているものである。図8, 9において偏心位置として $\theta_e=15^\circ$ の場合が圧力係数が大きくなっているが、図7から $\theta_e=15^\circ$ では効率が40%にまで低下することが示されている。

なお、例えば偏心位置 $\theta_e=75^\circ$ において吸込口の位置より約 60° の大きい位置で静圧が最小値を示すのは、後述の速度分布からもわかるように吸込口付近から大量に吸い込まれた流体が羽根車を通して θ の大きい位置に吐出され、その点での流速が大きくなるからである。

3.4 ケーシング内の流動状態 図10~15では偏

Fig. 10 Radial velocity distributions at runner outlet ($\theta_e=75^\circ$, $\phi=0.086$, A type) Fig. 11 Radial velocity distributions at runner outlet (Without eccentricity, $\phi=0.086$, A type)

心なしと偏心位置 $\theta_e=75^\circ$ の場合のケーシング内の流動状態を示している。このうち図10, 11はそれぞれ偏心位置 $\theta_e=75^\circ$ と偏心なしの場合の羽根車外周位置で軸方向にトラバースして測ったAタイプの半径方向速度成分 V_r を示している。図12, 13は、流量係数が $\phi=0.086$ においてAタイプの場合の図1のBB線上での半径方向速度成分 V_r 、周方向速度成分 V_t 、軸方向速度成分 V_z および全圧 P_t の分布を示す。また、図14はAタイプの場合で $\theta=165^\circ$ におけるスクロール断面内の V_r 、 V_z の速度ベクトル図を示す。

図10, 11より偏心なしに比べ偏心位置 $\theta_e=75^\circ$ では測定位置 $\theta=120^\circ, 165^\circ, 210^\circ$ において羽根車シュラウド面より上の部分で流れは内向き流れとなっている。これは、羽根車を一度通り抜けた流れが羽根車シュラウド面とケーシングシュラウド壁のすきまを通り大きい周方向速度成分 V_t をもって旋回しながら羽根車中心方向に向かい、図12に示す吸込ノズルと羽根車内径との半径方向すきまから吸込側へ流れ込み ($V_z < 0$)、再び羽根車へ流入する流れである(この流れを

Fig. 12 Velocity distributions on B-B line in Fig. 1
($\theta_e=75^\circ$, $\phi=0.086$, A type)

Fig. 13 Velocity distributions on B-B line in Fig. 1
(Without eccentricity, $\phi=0.086$, A type)

再生流と呼ぶ)。図 14 に示す速度ベクトル図によりこの再生流がよく表されている。羽根車を通り抜けた流体の一部は、再生流となって再び羽根車に流入し、羽根車から再度仕事を受けることになる。翼列を一度通り抜けた流れが周方向速度成分をもって再び翼列に流入する様子は貫流ファンの内部流れによく似ている。図 10 よりシュラウドすきまの内向き流れは、 $\theta=120^\circ \sim 255^\circ$ で見られる。この領域でのスクロール内の流体の一部が内向き流れとなり再循環することによって、スクロール内の残りの流体はスクロール吐出口に向かって急拡大を受けることになり、図 9 に示すように大きい静圧上昇が得られる。図 12 に示されるように、この再生流は羽根車入口に再流入するときに回転方向の大きな周方向速度成分 V_t をもっている。

また図 10 の $\theta=300^\circ$ において羽根部で内向き流れが見られる。これは羽根車外周から内向きに吸い込まれ、羽根の内部を通り羽根車から再度仕事を受け外向きに吐出される流れであるが(この流れを貫流と呼ぶ)、偏心なしの図 11 の場合も同様な流れが確認できるため偏心による圧力上昇にはあまり影響がないものと考えられる。

Fig. 14 Velocity vectors in cross-section of scroll at $\theta=165^\circ$ ($\theta_e=75^\circ$, $\phi=0.086$, A type)

Fig. 15 Total pressure distributions at runner inlet and outlet ($\theta_e=75^\circ$, $\phi=0.086$)

3.5 羽根車入口、出口の平均全圧の周方向分布

A タイプ、B タイプの羽根車の入口、出口の平均全圧 P_t を図 15 に示す。偏心位置は $\theta_e=75^\circ$ で、 $\phi=0.086$ の場合である。各 θ 点の平均全圧 $\overline{P_t}$ は羽根車幅方向(z 方向)の 8 点の流量平均値として以下の式より算出した。

$$\overline{P_t} = \frac{\sum_{i=1}^8 P_{ti} V_{ri}}{\sum_{i=1}^8 V_{ri}} \quad \dots\dots\dots (5)$$

これらの全圧分布と前述の静圧分布、速度分布からケーシングおよび羽根車内の流れを考察すると以下のようなになる。吸込口偏心位置 75° のすぐ下流側の位置に相当する $120^\circ \sim 210^\circ$ の範囲の入口全圧は、ほぼ零に等しいことから、この限られた領域から吸込ノズルを通して新しい流体が羽根車内に吸い込まれている。そして翼列を通過した後そこから少し θ の大きい領域から大きな平均全圧をもって流出している。その後の $255^\circ \sim 30^\circ$ の範囲では、翼列入口の全圧はすでに高いことから、前述のように、一度翼列を通り、仕事を受け

た流体がシュラウドすきまを通り、入口側に戻った流れである。しかも翼列の入口、出口の全圧の差は小さく翼列はあまり仕事をしていない。この領域内の 300° 付近では前述したように翼列を外から内に抜け再循環する流れを示している。さらに、 $30\sim 75^\circ$ の範囲では入口全圧は零よりも大きく再生流によってすでに入口全圧が高くなった流体が、翼列を再度通過することによってさらに圧力上昇している。

このように、吸込ノズルを羽根車中心から偏心させた場合には羽根車内に生じる再生流によって、吸込ノズルより吸い込まれた流体が羽根車翼列を通過する領域が狭められ、翼間を通過する流速が大きくなることによって、翼列仕事が大きくなり、全圧上昇が大きくなったと考えられる。このことは、図10に示した偏心ありの場合の羽根車出口の半径方向速度が、 $120\sim 210^\circ$ 付近で図11の偏心なしの場合に比べてかなり大きくなっていることからわかる。

そして、前述したようにこの大きな平均全圧をもって羽根車から流出した流体の一部が、スクロール吐出し口に向かう途中で再生流となって羽根車シュラウド面とシュラウド壁のすきまへ流れ込むためにスクロール内の残りの流体は、吐出し口に向かって急拡大され図8、9に示したように静圧が急上昇している。

図15に示すようにこの全圧の周方向分布形状はAタイプ、Bタイプの羽根車とも同様な傾向を示している。しかし入口全圧がほぼ零を示す領域から吸い込まれた流体の翼列通過に伴う全圧上昇がBタイプの場合には小さいことから、Bタイプの羽根車の場合には翼列性能が悪くなっている。後の図17に示されるように偏心なしでシュラウドすきまのない場合にはAタイプ、Bタイプの羽根車ともほぼ同様な圧力効率を示していることから、両者の圧力上昇の違いは偏心ありでシュラウドすきまがある場合つまり再生流がある場合にのみ現れている。また予備実験として行い、ここには示していないが、入口角がBタイプと同じ 100° で弦節比が1.05である羽根車において、偏心ありとなしで効率は変わらず、偏心ありの場合に、圧力増大の効果が現れた。これらのことから再生流がある場合には、上述のように翼負荷が大きくなるが、表1に示したようにBタイプの羽根車は羽根の弦節比が0.91と小さく、羽根が大きな圧力差を支えきれないため圧力上昇が少なくなったと考えられる。

3・6 シュラウドすきまがファン性能に及ぼす影響

Aタイプの羽根車において図16に示すようにシュラウドすきまを埋めた場合(この状態での実際のシュラウドすきまは3mmであるが、これをここではすき

(a) With shroud clearance (b) Without shroud clearance

Fig. 16 Shroud clearance

Fig. 17 Performance curves with or without shroud clearance (Λ type)

まなしと表現する)の実験を行った。シュラウドすきまのある、なしについて偏心なしと偏心位置 $\theta_e=75^\circ$ のそれぞれの性能曲線を図17に示す。

シュラウドすきまなしのケーシングにおいて偏心なしと偏心位置 $\theta_e=75^\circ$ の場合を比較すると性能曲線は圧力係数、動力係数、効率ともにわずかな差異はあるもののほとんど同様な分布形状を示した。これは前述のシュラウドすきまに流れ込む再生流が形成されないために偏心による影響がほとんどなくなったためである。

偏心位置 $\theta_e=75^\circ$ の場合についてすきまのある、なしを比較するとすきまなしタイプでは再生流がなくなったため、吸込ノズルから吸い込まれた流体が羽根車翼列を通過する領域が狭められることがなくなり、圧力係数が低くなり、この翼列仕事の増大がなくなったため動力係数も低下している。さらに再流入時の衝突損失や再生流と吸込流が干渉することによる損失等がなくなるため効率も高くなっている。

4. 結 言

多翼ファンの吸込ノズルを羽根車中心から偏心させることによって同心に取付けた場合より、同じ風量で高い吐出し圧力を得ることを目的として実験的研究を行い、吸込口の偏心位置がファン性能や内部流動状態に及ぼす影響について検討した結果以下のことが明らかとなった。

(1) 適切な弦節比の羽根車を用い、偏心した吸込ノズルを、スクロールの吐出し口から離れた上流のスクロール巻き始めに近い位置に取付けた場合には偏心なしの場合に比べ高い吐出し圧力が得られる。

(2) 吸込口偏心多翼ファンにおいては、羽根車を一度通り抜けた流れがシュラウドすきまを通り吸込ノズルと羽根車内周との半径方向すきまから羽根車入口に再流入する再生流が生じている。

(3) 羽根車内に生じる再生流によって、吸込ノズルから吸い込まれた流体が羽根車翼列を通過する領域が狭められ、翼間を通過する流速が大きくなることによって、翼列仕事が大きくなり、全圧上昇が大きくなっている。

(4) この大きな全圧をもって羽根車から流出した流体の一部が、スクロール吐出し口に向かう途中で羽根車シュラウド面とケーシングシュラウド壁のすきま

へ流れ込む再生流となるためスクロール内の残りの流体は、スクロール吐出し口に向かって急拡大され、大きな静圧上昇が生じている。

(5) 羽根車シュラウド面とケーシングシュラウド壁のすきまを埋めた場合には再生流が形成されず吸込口の偏心の効果は現れない。

文 献

- (1) 日本機械学会編, 機械工学便覧, B5 流体機械, (1986), 140.
- (2) 山崎進・佐藤良次, 機論, **52**-484, B(1986), 3987-3992.
- (3) 門田茂・ほか3名, 機講論, No. 920-78(1992), 413-415.
- (4) 森主憲, 機論, **57**-543, B(1991), 3837-3844.
- (5) 内山寛信・ほか4名, 機論, **56**-530, B(1990), 3142-3146.
- (6) 板橋明吉・ほか3名, 機論, **61**-591, B(1995), 3817-3123.