遠心送風機ケーシング内の流動状態に関する研究*
(第2報, ケーシング内の流れの可視化)板橋 明吉^{*1}, 福富 純一郎^{*2}
中瀬 敬之^{*2}, 妹尾 泰利^{*3}Study on Flow Conditions in a Centrifugal Blower Casing
(2nd Report, Flow Visualization in a Casing)Akiyoshi ITABASHI, Junichiro FUKUTOMI,
Yoshiyuki NAKASE and Yasutoshi SENOO

Flow in a blower casing which has no diffuser part and large tongue clearance was studied. The factors which resulted in good pressure recovery on the branching streamline of main flow from scroll to exit duct were investigated by flow visualization using oil-film and depth-tuft methods. In the main flow, swirling flow which produces centrifugal force pressing the flow against the wall was observed. On the bottom plate, an inward flow pattern resembling that of free vortex flow sinking into its center was observed. This means that low-speed fluid near the wall is drawn into the space between impeller and casing. In the section between scroll and exit duct, a wall branching streamline separating the inward flow and exit flow boundary layers was observed. Thus the boundary layer of the exit flow was thin where flow was decelerated. It is concluded that centrifugal force produced by secondary flow and boundary layer suction are the main causes of high pressure recovery.

Key Words: Turbomachinery, Blower, Flow Visualization, Secondary Flow, Boundary Layer, Diffuser, Pressure Recovery Factor, Boundary Layer Suction, Branching Streamline

1. 緒 言

遠心送風機のケーシングの中で, 羽根車外周にディフューザ部をもたず, ケーシング高さが羽根車出口に比べて高いものは, 構造が簡単で本体を小さくできるうえに製作費が安価であることから, ボイラ押込み用をはじめ一般産業用として広く用いられている。

渦巻室の断面形状と最高効率の関係については, 矩形, 台形いずれの場合でも性能には大差のないことが, Worster⁽¹⁾, Bergen⁽²⁾らによって示されている。また, 舌部すきまが送風機性能に与える影響はあまり大きくはないため⁽³⁾⁽⁴⁾, 騒音防止の観点から, 舌部すきまは大きくとられる場合が多い。

このタイプのケーシング内の静圧分布を調べた結果, 圧力回復は渦巻室だけでなく, そこから吐出し管に向かう短い区間でも起きており, 後者の圧力回復の占める割合の大きいことが明らかとなった⁽⁵⁾。そしてまた, 後者の流れの分岐流線上で求めた圧力回復率は高く, この部分は性能のよいディフューザの役目を果

たす能力のあることが, 定量的に示された。

羽根車から出た流れの動圧のうちで, 渦巻室内では減速しきれず静圧に変換できなかった分は, 吐出し管を広がり管として, 徐々に静圧に変える方法が一般にはとられる。しかしながら, 渦巻室から吐出し管に至る短い区間で一気に圧力回復を図ることができれば, 吐出し管を短い平行通路にできるなど, 利用価値が高いと考えられる。

本論文では, この渦巻室から吐出し管に向かう短い区間が, 有効なディフューザとして作用する要因を, 流れの可視化によって調べた結果について報告する。

おもな記号

b : 羽根高さ

b_e : 吐出し管の幅 (=155 mm)

C_p : 吐出し管に向かう流れの圧力回復率

$$= (P_{\text{exit}} - P_{\text{sbs}}) / (\rho \bar{U}_{\text{bs}}^2 / 2)$$

H : ケーシングの高さ (図1)

K : 形式数または旋回核の周速度比 $= \beta_k / \omega$

l : $\theta = 0^\circ$ の位置から吐出し管方向へ測った長さ

N_s : 比速度 rpm, m^3/min , m

P_s : 静圧

Q : 流量

* 原稿受付 1995年3月1日。

*¹ 正員, 徳島大学大学院 (〒770 徳島市南常三島町2-1)。

*² 正員, 徳島大学工学部。

*³ 正員, (株)三浦研究所 (〒799-26 松山市堀江町7)。

R : 半径

Re : レイノルズ数 $= R_2^2 \omega / \nu$

U : 速度

β_k : 羽根車と底面間の巡回核の回転角速度

η : 静圧効率 $= QP_s/L$

θ : 角度(図1)

θ_t : 舌部まわりの角度

λ : 軸動力係数 $= L/(\rho U_2^3 \pi D_2 b_2)$

ν : 動粘度

ρ : 密度

ϕ : 流量係数 $= Q/(\pi D_2 b_2 U_2)$

ψ : 圧力係数 $= P_s/(\rho U_2^2)$

ω : 羽根車の回転角速度

添字

2: 羽根車出口

d : 設計点

bs : $\theta=0^\circ$ の断面における計算から求めた分岐流線上の値

exit: 吐出し管内で流れが一樣となった位置

付加記号

—: 平均値

2. 実験装置および実験方法

送風機は、形式数 $K=0.45$ ($N_s=185$) のボイラ押込み用として開発されたものである⁽⁵⁾(図1)。ケーシングは、羽根出口の約5倍の高さをもっており、可視化が行えるように、透明の塩化ビニル板とアクリル板で構成されている。側壁は、角度に比例して広げられており、吐出し管は平行流路である。舌部のすきまと半径は、それぞれ羽根車半径 R_2 の0.27倍⁽⁶⁾、0.14倍にとられており、翼通過者に基づく騒音に対して十分な配慮がなされている。羽根車は、アルミニウム鋳物製である。羽根形状は、周方向から反時計回りに測った羽根の出入口角がそれぞれ 30° と 90° の二次元一円弧羽根である。羽根枚数は、15枚である。羽根車とケーシング底面との距離 s は、 $s/R_2=0.07$ としている。羽根車と吸込筒間の入口すきまは、静止時に調整を行い、1 mm に設定されている⁽⁷⁾。

可視化手法には、タフト法と油膜法を用いた。タフト法で可視化を行う際には、渦巻室と同一形状で、穴加工が施されている厚さ5 mm の塩化ビニル板(タフトプレート)をケーシング底面に敷き、それにデブスタスト等を任意の位置に差込んで行った。タフトプレートの挿入による性能の変化は、ほとんどなかった。デブスタフトには外径1 mm、内径0.65 mm のSUSパイプを用いた。タフトを高さ方向に並べて植え付け

図1 送風機の形状と主流の分岐流線

たタフトパーには、2 mm 間隔で1 mm の穴がけられている、外径2 mm、内径1 mm の真ちゅうパイプを使用した。タフトには綿糸を用い、長さは2 cm 以内とした⁽⁶⁾。油膜法では、油:流動パラフィン、顔料:酸化チタン、添加剤:オレイン酸をそれぞれ使用した⁽⁹⁾。静圧測定には多管水柱マンオメータを用い、ケーシングの上面と底面側で行った。測定孔の大きさは、直径0.7 mm である。測定位置は、 $R=0.25R_2$ (底面のみ)、 $0.50R_2$ 、 $0.75R_2$ 、羽根車外周($R=R_2$)、 $1.25R_2$ 、吐出し通路中央部、および側壁の1 cm 内側の部分である。

実験回転数は、タフト法による可視化と静圧測定では、 $N=3000$ rpm 一定で行った。油膜法では、油膜模様を早く得るために、60 Hz (3250~3550 rpm) で実験を行った。

3. 実験結果および考察

図2には、供試送風機の性能曲線が示されている。設計点流量は、 $\phi=0.180$ である。

3.1 静圧分布 図3には、設計流量におけるケーシング底面上の静圧分布が示されている。横軸は、 $\theta=0^\circ$ から 360° の区間は角度で示し、吐出し管へ向かう方向は、吐出し管の幅で無次元化した距離 l/b_e で示している。側壁と $R=1.25R_2$ の静圧は、 $l/b_e=0$ から2までの区間で急激に上昇していることがわかる。また、吐出し管の圧力は、 $l/b_e=2\sim3$ の間で急速に一樣化している。

この吐出し管に流れ込む区間で起きる圧力上昇量を、圧力回復率 C_p (記号表参照)を用いて定量的に評価した結果が図2に示されている。入口の条件としては、減速度合がいちばん厳しい主流の分岐流線上の速度と静圧が採用されている⁽⁶⁾。設計点では、 $C_p=0.77$ 、最高圧力点付近では0.83であり、図1に模式的に示されているように、流れは舌部付近を通過する際に急

図2 性能曲線と分岐流線上の圧力回復率 C_p 図3 ケーシング底面上の静圧分布
($Q/Q_d=1.00$)

拡大されるにもかかわらず、はく離することなく減速が行われている。したがって、この区間は性能のよいディフューザの役目を果たしている。このように短い区間で高い圧力回復率を得るためにとられる性能改善手段としては、境界層の吸込み^{(10)~(12)}、旋回流⁽¹³⁾、渦の誘起⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾、等が考えられる。以下ではその要因を、流れの可視化によって調べた。

3・2 タフトバーによる可視化 渦巻室内における半径方向速度の高さ方向分布を調べるために、図4に示すタフトバーを用いて可視化を行った。タフトバ

図4 デプスタフトとタフトバーの位置

図5 半径方向速度成分の高さ方向の変化
($\theta=0^\circ$, $Q/Q_d=1.00$)

一等の挿入によって送風機性能は若干低下するが、場合によっては流れ場が大きく乱されて、正しい情報が得られないことがある⁽¹⁶⁾。ここでは、試行錯誤の結果、ケーシング内の流動パターンに影響を与えない範囲として、静圧低下量を基本性能の15%以内に抑えて実験を行った。

$\theta=0^\circ$ の断面にタフトバーを4本並べ、上流側から見た写真が図5に示されている。羽根車出口付近の高さでは、羽根車から流出する流れによってタフトは外向きになっている。羽根車出口より上方にあるタフトは、 $0.5H \sim 0.7H$ の高さではほぼ通路方向を向いているが、 $0.7H$ 以上では逆に内向きになっている。これは反時計方向の二次流れ⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾を示している。この旋回による遠心力によって、流れは壁面に押し付けられはがれにくくなっている⁽¹³⁾。このことが、吐出し管に向かう流れの圧力回復率が高い要因の一つと考えられる。実際にFlörkemeier⁽¹⁹⁾は、ポンプ吐出し管の広がり角を変える実験を行い、吐出し管長さが入口幅の2.15倍の場合には 22° まで、1.55倍のときには 30° まで広げても顕著な性能低下が見られなかった要因の一つとして、この旋回による効果を上げている。

羽根車よりも低い位置に植えられているタフトは、

(a) $Q/Q_d=0.29$ (b) $Q/Q_d=1.00$ (c) $Q/Q_d=1.70$

図6 各流量に対する底面上の油膜パターン

羽根車の中心側を向いている。これは羽根車全周にわたって観察される。底面近くの流れは、図3に示されている半径方向の圧力こう配に抗することができずに、羽根車と底面の間に吸い込まれている様子が捕えられている。上面側では、主流の方向と境界層の流れの方向がともに内向きであるため、このような明確な差異は観察されていない。

3.3 壁面流線の可視化 壁面近くの流れの様子を捕らえるために、油膜法による可視化を行った。ケーシング内では場所によって流速が大きく変化するため、吐出し流路に近づくほど油の割合を多くするなどの工夫を行った。

図6に示すケーシング底面上で得られた渦巻室内の壁面流線は、中心部に吸い込まれていく自由渦巻流のようなパターンとなっている。壁面付近の境界層は、全周にわたって羽根車の中心側へと吸い込まれていることが示されている。この内向き流れの様子は、流量によっては変化していない。同様なパターンは、渦ポンプのケーシング内においても観察されており⁽²⁰⁾、吐出し管につながる区間では、同様な圧力上昇が起きている。しかし、舌部すきまが狭く、羽根車出口と同じ高さの渦巻ポンプのケーシング内で得られた油膜模様⁽²¹⁾とは、流量に対する変化をはじめ、その様子は異なっている。この差異は、舌部すきまが大きいために再循環流量が大きいことと、羽根車出口よりもケーシング高さが高いために、壁面近くの流れは流量に関係なく内向きになる傾向がある⁽²²⁾⁽²³⁾ためと考えられる。舌部付近から中心に至る流線の長さは、流量の増加とともに短くなる傾向にある。

図7には、設計流量時の側壁の壁面流線が示されている。羽根車出口高さ付近を境として流線は上下に分かれている。側壁の境界層は、上面と底面側に吸い出さ

図7 側壁上の油膜パターン
($Q/Q_d=1.00$, $90^\circ < \theta < 180^\circ$) 図8 羽根車と底面間の旋回核の周速度比 K
($Q/Q_d=1.00$)

れた後、羽根車の中心側へと吸い込まれていると考えられる。引き込まれた流体は、円板摩擦および噴き出される流体とによって半径方向の速度成分を与えられて流出し、主流と合流する。

半径方向の圧力こう配を評価する。羽根車と底面間の流れは、容器内の回転円板まわりの流れ⁽²⁴⁾で近似で

きると考えられる。羽根車半径と周速に基づくレイノルズ数は、 $Re=9.4 \times 10^5$ であり、完全な乱流域である。図3の $R=0.25R_2$ の静圧分布は、周方向にほぼ一様である。この静圧データを基準として、2点間の静圧差から、羽根車と底面間に存在する旋回核の周速度比 K を求めて図8に示している。 K の分布は、舌部付近では多少変動が大きいが、半径によらず0.5に近い値を示している。他の流量の場合にも、0.5に近い値を示す分布となっている。このことから、半径方向の圧力こう配は、近似的に回転円板まわりの流れとして評価できると考えられる。なお、上面側の圧力こう配は、吸込み口の影響を受けるなどのために、底面側よりも大きい。

図6の渦巻室と吐出し管をつなぐ区間には、舌部よどみ点から側壁に向かって壁面流線を分割する線が延びている。この流線は、設計流量時には $\theta=0^\circ$ 付近で側壁と交差している。この壁面分岐流線よりも上流側の境界層は、羽根車と底面の間へ吸い込まれるため、吐出し管に向かう流れの境界層は薄くなっている。した

図9 各流量に対する速度分布と主流の分岐流線

がって、この部分で急拡大が行われても、流れははがれることなく吐出し流速にまで減速されていると考えられる。以上のことから、吐出し管に向かう流れの圧力回復率が高いもう一つの要因は、境界層の吸込みであると判断される。

なお、壁面分岐流線が側壁と交わる位置は、設計流量以上の場合にはやや上流側に移動し、流量の減少に伴って、舌部よどみ点とともに下流側にずれてくる。

3・4 主流の可視化と分岐流線 $\theta=0^\circ$ の断面を通過する主流の流れは、舌部すきまを通過して再循環する部分と、吐出し管に流れ込む部分とに分けられる。図3に示されている側壁と羽根車外周の静圧データをもとに、渦巻室内の流れを自由渦巻流と仮定して求めた各流量に対する速度分布が図9に示されている⁽⁶⁾。設計流量以上では、ほぼ同一の速度分布となっている。図9には、静圧分布から求めた舌部よどみ点と、再循環流れと吐出し流れを分ける境界とをなめらかに結んだ主流の分岐流線が描かれている。この速度分布から求めた分岐流線と、実際の流れを比較するために、デプスタフト法を用いて主流の可視化を行った結果が図10に示されている。デプスタフトの高さは、タフトバーによる可視化結果を参照して、渦巻室内の旋回の影響が少ない $0.7H$ としている(図4)。図10には、速度分布から求めた主流の分岐流線が実線で示されており、両者はほぼ一致していることが確認される。吐出し管に向かう流れは、舌部よりもわずかに下流でほぼ流路に平行になっており、流れは急速に一樣化されていることがわかる。このことは、図3に示す吐出し管内の圧力が、舌部をわずかに過ぎた位置で一樣になっていることに対応している。図10に示されている破線は、油膜法から得られた壁面分岐流線である。主流と壁面の分岐流線の比較から、吐出し管に向かう流れの境界層は、急拡大を受ける前に羽根車の中心側へと吸

(a) $Q/Q_d=0.29$

(b) $Q/Q_d=1.00$

(c) $Q/Q_d=1.70$

図10 デプスタフトによる主流の可視化と分岐流線

いとられている様子が、視覚的に示されている。

4. 結 論

羽根車外周にディフューザ部をもたず、舌部すきまの大きい遠心送風機のケーシングにおいて、渦巻室から吐出し管に向かう流れの圧力回復率が高い理由を、流れの可視化によって調べた。その結果、以下に示す結論が得られた。

(1) 渦巻室内の流れは旋回を伴っているから、その遠心力により流れは壁面に押し付けられ、はく離しにくくなっている。

(2) 渦巻室内の境界層は、流量に関係なく羽根車の中心側に吸い込まれている。

(3) 舌部付近には、渦巻室内に吸い込まれる境界層と、吐出し管へ向かう境界層を分ける壁面分岐流線がある。したがって、吐出し管に向かう流れの境界層は、急拡大を受ける位置では薄くなっている。

(4) 以上のことから、圧力回復率が高い要因は、二次流れによる遠心力と、境界層の吸込みであると判断される。

(5) デプスタフトによる主流の可視化結果と、速度分布から求めた主流の分岐流線は、ほぼ一致することが確認された。

(6) 主流と壁面の分岐流線を重ねることによって、吐出し管へ向かう流れの境界層が吸い込まれている様子が視覚的に示された。

最後に、実験装置の製作に当たっては、本学実習工

場の方々、特に古一技官と、桑内技官には全面的にご協力をいただいた。記して謝意を表する。

文 献

- (1) Worster, R. C., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **177**-31(1963), 843.
- (2) Bergen, J., *Konstruktion*, **22**, H. 12(1970), 467.
- (3) Leidel, W., *DLR-FB*, 69-16(1969).
- (4) Neise, W., *J. Sound Vib.*, **45**-3(1976), 375.
- (5) 板橋・福富・中瀬・妹尾, 機論, **61**-591, B(1995).
- (6) Gikadi, T., *DFVLR-FB*, 81-20(1981).
- (7) Wright, T., *ASME*, No. 84-GT-186(1984).
- (8) Merzkirch, W., *FLOW VISUALIZATION*, (1974), 19, Academic Press.
- (9) 浅沼編, 流れの可視化ハンドブック, (1977), 100, 朝倉書店.
- (10) Ackeret, J., *VDI-Z*, **70**-35(1926), 1153.
- (11) 古屋・藤本・山里・都築・西浦, 機論, **35**-274(1969), 1249.
- (12) Schlichting, H., *Boundary-Layer Theory*, 7th ed., (1979), 34, McGraw-Hill.
- (13) 妹尾・武居・永田, 機論, **43**-369(1977), 1803.
- (14) 妹尾・西, 機論, **37**-303(1971), 2153.
- (15) Young, G. A. J. and Buxton, D. H., *BHRA. Rep.*, 751(1963).
- (16) 文献(9)の164ページ.
- (17) Kranz, H., *VDI-Forschungs-Heft*, 370(1935), 13.
- (18) Broer, F., *VDI-Z*, **81**-13(1937), 391.
- (19) Flörkemeier, K. H., *Dissertation der T. U. Braunschweig*, (1977-10).
- (20) 大庭・中嶋・白本・白本・小島, 機論, **48**-434, B(1982), 1953.
- (21) 黒川, 写真集流れ, (1984), 93, 丸善.
- (22) 黒川・甫出, 機論, **50**-459(1984), 2777.
- (23) Binder, R. C. and Knapp, R. T., *ASME*, **58**-8(1936), 649.
- (24) Schultz-Grunow, F., *Z. Angew. Math. Mech.*, **15**(1935), 191.