空気吸入によるねじ形遠心ポンプ内の圧力変動*

金 由 澤^{*1}, 田 中 和 博^{*2}
山 田 五代治^{*3}, 松 本 洋 一 郎^{*4}Pressure Fluctuations due to Air Entrainment
in a Screw-Type Centrifugal PumpYou-Taek KIM^{*5}, Kazuhiro TANAKA,
Iyoji YAMADA and Yoichiro MATSUMOTO^{*5} Kyushu Institute of Technology, Dept. of Mechanical Systems Engineering,
680-4 Kawazu, Iizuka, Fukuoka, 820-8502 Japan

It is reported recently that the pump head deterioration near the best efficiency point, from single-phase flow to the choke due to air entrainment became less in a screw-type centrifugal pump than in a general centrifugal pump. Moreover, at a narrow tip clearance, the pump head became partially higher in two-phase flow than that in single-phase flow. However, the internal pressure fluctuations on this pump due to air entrainment have not been studied yet. For that reason, we have examined the influences of void fraction, flow coefficient and impeller tip clearance on pressure fluctuations in the casing. At narrow tip clearance, the pump head increment in two-phase flow mainly depends on the pressure increasing in the volute casing. And the void fraction became larger, the influence of tip clearance on pressure distribution became less. Moreover, we have observed the internal flow patterns by using a stroboscope and a halogen sheet light. Then, we have investigated the influences of flow coefficient on air-water two-phase pump performance.

Key Words: Turbomachinery, Multi-Phase Flow, Screw-Type Centrifugal Pump, Pressure Distribution, Flow Visualization

1. 緒 言

ねじ形遠心ポンプは、元来、固形物の水力輸送用として開発された⁽¹⁾。現在は下水や雨水の排水、スラリーの輸送等にも使用されているこのポンプの羽根車は、広い羽根間流路をもっている⁽²⁾⁽³⁾。著者らの一部は、気泡の滞留やそれによる流路閉そくに、その羽根車形状が及ぼす影響、および、気液二相流時においてのポンプ性能と内部流動状態の関係を調べた⁽⁴⁾。そして、ねじ形遠心ポンプでは一般的な遠心ポンプと比較して、最高効率点付近で二相流時のボイド率上昇に対する流路閉そくまでの性能低下の割合 $\Delta\phi$ が小さい。しかしながら、羽根車形状が及ぼす流路閉そく遅延への効果は小さいことを示した。また、 $T_c=0.2\text{ mm}$ の $\beta=0.022$ では、単相流時より二相流時の揚程とトルクが上昇するが、 $T_c=1.0\text{ mm}$ の場合は揚程とトルク

上昇は見られないことを示した。

本報では、基礎的データを得るために試作した小形ねじ形遠心ポンプにおいて、羽根先端すきま、流量係数、および、ボイド率をパラメータとして、ケーシング内の変動圧力をケーシングに設けた圧力測定孔を通して測定することにより、気液二相流時の羽根車内変動圧力分布を求めた。さらに、内部流動状態を観察し、流量係数・すきまおよびボイド率による流れパターンの変化が内部圧力分布に及ぼす影響を調べた。

2. おもな記号

b_2 : ボリュート流路幅
 C_p : 圧力係数 $= (P_{\text{imp}} - \rho g Z_{\text{imp}} - P_s) / (1/2) \rho u_2^2$
 d_{max} : 羽根車最大径 $= 2 \times R_{\text{max}}$
 g : 重力の加速度
 H : 揚程 $= (P_d - P_s) / (\rho g) + Z_d + (V_d^2 - V_s^2) / (2g)$
 n : ポンプ回転数
 P_d : ポンプ吐出し圧力
 P_{imp} : ポンプ内圧力
 P_s : ポンプ吸込圧力
 Q : 液相流量
 Q_{gt} : 吹込空気体積流量

* 原稿受付 1999年7月16日。

^{*1} 正員, 九州工業大学大学院 (〒820-8502 飯塚市川津 680-4)
[現: 九州工業大学サテライト・ベンチャー・ビジネス・ラボラトリ]。^{*2} 正員, 九州工業大学情報工学部。^{*3} 日本板硝子 (〒625-8666 舞鶴市大波下浜田 255)。^{*4} 正員, 東京大学大学院工学系研究科 (〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1)。

E-mail: kim@vortex.mse.kyutech.ac.jp

- $R_{\max}$: 羽根車最大半径
 T_c : 羽根先端すきま
 u_2 : $R_{\max}$ での羽根車周速度
 V_d : ポンプ吐出し管内平均流速
 V_s : ポンプ吸込管内平均流速
 Z_d : ポンプ中心軸からの吐出し圧力測定孔の高さ
 Z_{imp} : ポンプ中心軸からの内圧測定孔の高さ
 β : ボイド率 $= Q_{gl}/(Q + Q_{gl})$
 $\beta_{\max}$: 揚水可能状態での最大ボイド率
 θ_{imp} : 羽根車位相角
 ρ : 液相密度
 ϕ : 流量係数 $= Q/(\pi b_2 d_{\max} u_2)$
 ψ : 揚程係数 $= 2gH/u_2^2$
 ψ_0 : $\beta=0$ (单相時)での揚程係数
 ψ_{choke} : $\beta=\beta_{\max}$ での揚程係数
 $\Delta\psi$: ϕ 一定のとき, 空気吸入量の増加による ψ の減少量 $= \psi_0 - \psi_{\text{choke}}$

3. 実験装置および実験方法

3.1 実験装置 本研究で用いた実験装置の概略図を図1に示す。あらかじめ大気開放の貯水タンク(直径 700 mm, 高さ 600 mm)内にためられた水は吸込管, 電磁流量計を経てポンプ内へ流入する。ポンプ内で昇圧された流体は流量調節弁, 吐出し管を通り, 再び貯水タンクへと回流する。貯水タンク内部にせきを設けることにより, 二相流体中の空気を自然分離させている。

Fig. 1 Schematic view of the experimental apparatus

Fig. 2 Test impeller

3.2 羽根車 本研究で使用したねじ形遠心ポンプの羽根車の概略図を図2に, その仕様を表1に示す。羽根車は頂角 60° の円すい状のハブに三次元らせん状の一枚羽根が付加された形状となっており, 羽根の巻き角 540° (巻き数 1.5 巻), 最大半径 44 mm (羽根巻き始め部から 400° の位置), 材質はアルミニウムである。なお, 羽根先端とケーシングとのすきま T_c は, $T_c=0.2, 1.0$ mm の二とおりである。羽根高さに対するすきま比は, それぞれ 0.012 と 0.058 である。

3.3 空気供給系 空気供給系を図3に示す。空気供給系はコンプレッサ, 定圧タンク, 圧力調節弁, 空気流量計により構成される。吹込空気量 Q_{gl} はフローメータで測定を行った。フローメータは大流量用と小流量用の二つのフローメータを併用し, 空気量の変化に対応させている。空気量調節用としてバルブ1, 2, フローメータ内圧力調整用としてバルブ3が取付けられている。空気吹込み穴の寸法や位置は, ポンプが揚水不能に陥る程度に大きい空気量範囲を除いて, その性能に影響を及ぼさない⁽⁵⁾ ので吸込ケーシング入口より手前 80 mm の吸込管上部から P_s とほぼ同じ圧力で空気吹込みを行った。

3.4 可視化 ポンプ内の流動状態の観察には, 透明アクリル製のケーシングを用いた。縦 120×横 120 mm の部分をストロボライトで照射してディジタ

Table 1 Specifications of the test impeller

Pipe line	Suction pipe diameter	40 [mm]
	Discharge pipe diameter	30 [mm]
	Maximum radius	44 [mm]
	Location angle of Maximum radius	400°
	Contact angle of the blade	90°
	Total angle along the blade	540°
	Vertical angle of conical hub	60°
	Thickness of the blade	5 [mm]
	Height of the blade	17.3 [mm]
	Height of the impeller	71.4 [mm]
	Material	Aluminum
Volute casing	Width (rectangular cross-section)	30 [mm]

Fig. 3 Schematic illustration of air supply system

Fig. 4 Cross-sectional view for flow pattern visualization

Fig. 5 Locations of pressure taps on pump casing

Fig. 6 Schematic illustration of measurement system

ルカメラで写真撮影した。また、ハロゲンのシートライトを用いてポリユート舌部の縦60×横80mmの部分をビデオカメラで撮影した。撮影部の概略図を図4に示す。

4. 圧力測定システムおよび動特性

4.1 圧力測定システム ポンプ内圧力場測定用ケーシングの正面図と断面図を図5に示す。ケーシングにはポンプ内圧を取り出すための圧力測定孔をポリユートケーシング部に8箇所、吸込ケーシング部に30箇所、合計38箇所設けてある。ポリユート舌部付近では圧力場が複雑になると予想されるため、測定点を集中させてある。

ポンプ内圧力測定系を図6に示す。測定パラメータは、ポンプ内圧 P_{imp} 、ポンプ吸込圧力 P_s 、羽根車位相

Fig. 7 Explanatory layout of connecting tube

角 θ_{imp} 、液相流量 Q 、ポンプ回転数 n 、空気体積流量 Q_{gl} である。

θ_{imp} は一回転当たり1 pulseの信号と360 pulseの信号を出力する角度検出装置を用いて検出できるようになっている。角度検出器からの信号は分周器によって任意のパルスに分周され、そのパルスをトリガ信号として用いることにより、各測定孔における各羽根車位相角に対応させての圧力変動の測定を可能にしている。なお、羽根車の位相は羽根巻き始め部がポンプ軸に対して、鉛直上方に来たときを 0° とした。また、各種の電気信号はアンプ、A-Dボードを通り、コンピュータに電圧値として記録される。

圧力変換器を直接ケーシングに接続して P_{imp} を測定すると、出力に機械振動の影響が加わり波形が変形すること、および、不注意な取扱いにより圧力計の測定壁面を損じやすいという欠点がある⁽⁶⁾。そこで、本実験では図7に示すようにステンレス製導圧管と硬質のポリフロンチューブ、治具を介して半導体圧力変換器によって P_{imp} が電気信号に変換される。一般のビニル管は内圧による弾性変形が大きいため硬質のポリフロンチューブを用い、また、導圧管内の気泡の有無には注意を払った。

4.2 圧力測定系の特性 一般的に測定系の固有振動数は、羽根の通過振動数に対して、少なくとも十数倍程度高くなければならないといわれている⁽⁶⁾。本実験においては、羽根の通過振動数は50 Hzであり、測定系の固有振動数は35 kHzであるので周波数特性は十分なる精度をもっている。また、測定データは同じ傾向を示しているものの、各波形には流れの非定常性などのため波形の細部は少し乱れている。したがって平均化する必要がある。単相流時と二相流時ともに平均化回数20以上では実質的な差がほとんど見られなく、平均化回数100なら十分であることがわかった。よって、以後の測定には100回転分のデータを記録させ、これを平均することにした。

本実験においては、導圧管内の圧力伝ばの影響が圧力測定の結果に見られるため、圧力データは隣接平均

をとった。また、ケーシング内部の圧力が圧力変換器まで届くのに羽根車位相で約 6° のずれが生じたのですべてのデータにおいて 6° の修正を行いケーシング内部での圧力として表した。

5. 実験結果および考察

5.1 吸込ケーシング内の圧力分布 単相流時の $n=3000$ rpm, $T_c=0.2$ mmにおいて、最高効率点の $\phi=0.025$ における半径方向の圧力測定孔 No. 24~28の結果を図8 (a)に、周方向の圧力測定孔 No. 11, 16, 21, 26の結果を図8 (b)に示す。すべての C_p はピーク値が1回現れ、一枚羽根の特徴を表している。また、円すい状の吸込ケーシングであるため、半径方向の C_p はポンプ吸込側から吐出し側へと滑らかに上昇している。しかしながら、測定孔 No. 11, 16, 21, 26の羽根間圧力分布がほぼ同じであり、周方向では圧力変化は起きないことがわかる。

Fig. 8 Pressure distributions in the suction cover casing at $\beta=0$

Fig. 9 Pressure distributions for different void fractions and flow coefficients in the suction cover casing

Fig. 10 Pressure distributions for different void fractions and tip clearances in the suction cover casing

測定孔 No. 26 で $n=3000$ rpm, $T_c=0.2$ mmのときの $\beta=0, 0.01, 0.03$ における流量係数の変化による C_p の変動をそれぞれ図9 (a)~(c)に示す。単相流時では ϕ の低下に伴い C_p は $\phi=0.025$ での C_p より上昇するが、二相流時ではボイド率の増加に伴い ϕ が低下しても $\phi=0.025$ での C_p より低下することがわかる。

半径方向の測定孔 No. 24, 26, 28 で $n=3000$ rpm, $\phi=0.025$ のときの $\beta=0, 0.03, 0.05$ におけるすきまによる C_p の変動をそれぞれ図10 (a)~(c)に示す。両すきまともに、吸込ケーシング内の圧力変動の傾向は似ている。また、 $\beta=0$ ではすきまが大きく影響を及ぼすため、両すきままでの C_p の差が大きくなるが、その差はボイド率の増加に伴い徐々に小さくなり、 $\beta=0.05$ 程度では両すきままでの C_p の差はほとんどなくなることがわかる。

$n=3000$ rpm, $\phi=0.025$ のときの測定孔 No. 24~28 においてボイド率の変化による $T_c=0.2$ mm と $T_c=1.0$ mmの一回転中の平均 C_p の変化結果をそれぞれ図11 (a), (b)に示す。両すきまともに $\beta=0.01$ では単相流時とほとんど同じ結果を示す。また、 $\beta=0.01$ を超えるボイド率においては、ボイド率の増加に伴い $T_c=0.2$ では一回転中の平均 C_p が大きく変

Fig. 11 Mean pressure distributions for different tip clearances in the suction cover casing

Fig. 12 Pressure distributions and flow patterns for different flow coefficients in the volute casing ($\beta \approx 0$)

化するが、 $T_c=1.0$ mm ではその変化幅が小さいことがわかる。

5.2 ポリユートケーシング内の圧力分布・流れパターン 単相流、 $n=3\,000$ rpm、 $T_c=0.2$ mm のときの $\phi=0.025, 0.015, 0.005$ における圧力測定孔 No. 1~8 の結果をそれぞれ図 12(a)~(c) に示す。また、流れパターンを観察するために、 $\beta=0.002$ 程度で撮影した流動写真をそれらの右に示す。

図 12 から、ポリユートケーシング部において圧力上昇が滑らかに行われ、また、羽根車 1 回転に圧力変動のピークが 1 回現れていることがわかる。これは、本研究で使用しているポンプが一枚羽根である影響がポリユート中央にまで及んでいることを意味しており、ねじ形羽根車をもつ遠心ポンプの特徴であるといえる。また、流れパターンの結果から流量係数が低くなるにつれてポリユート出口(測定孔 No. 7, 8)と舌部(測定孔 No. 1)との圧力差が大きくなり、再循環する気泡量が多くなることがわかる。

二相流、 $n=3\,000$ rpm、 $T_c=0.2$ mm、 $\beta=0.01$ の

Fig. 13 Pressure distributions for different flow coefficients in the volute casing at $\beta=0.01$

Fig. 14 Screw-type centrifugal pump head characteristics at $T_c=0.2$ mm and $T_c=1.0$ mm operating in air-water two-phase flow with $n=3\,000$ rpm⁽⁴⁾

ときの $\phi=0.025, 0.020, 0.015$ の結果をそれぞれ図 13(a)~(c) に示す。二相流時においても、 ϕ の低下に伴い、ポリユート出口(測定孔 No. 7, 8)と舌部(測定孔 No. 1)との圧力差が大きくなるという単相流時と同様の結果が得られるため、再循環する気泡量が多くなると考えられる。

ここで、この再循環する気泡量の増大がポンプ性能に及ぼす影響を考察するため、二相流時の性能曲線⁽⁴⁾を図 14 に示す。この結果の中で、低流量域で $\Delta\phi$ が大きくなっている。この原因が、上記の再循環する気泡量の増大であると考えられる。この再循環する気泡量の増減についてはポリユートケーシングの舌部形状が大きく影響を与えと考えられるため、舌部の最適形状の選定にはさらなる研究が必要である。

$n=3\,000$ rpm、 $\phi=0.025$ のときの測定孔 No. 1~8 においてボイド率の変化による $T_c=0.2$ mm と $T_c=1.0$ mm の一回転中の平均 C_p の変化結果をそれぞれ図 15(a), (b) に示す。ポリユートケーシング内での一回転中の平均 C_p の変化幅も、吸込ケーシング内での結果と同じく、ボイド率の増加に伴い、 $T_c=0.2$ ではその変化幅が大きく、 $T_c=1.0$ mm では小さいことがわかる。また、これらの結果は、図 14 で示された $\phi=0.025$ における ϕ の変化ともよく一致していることがわかる。

5.3 ポンプ内の流れパターン 二相流時、揚程が上昇した $n=3\,000$ rpm、 $\phi=0.025$ 、 $\beta=0.022$ のときの $T_c=0.2$ mm での可視化結果を図 16(a) に、同

 (a) $T_c = 0.2 \text{ mm}$

 (b) $T_c = 1.0 \text{ mm}$

Fig. 15 Mean pressure distributions for different tip clearances in the volute casing

条件で揚程上昇が起きない $T_c = 1.0 \text{ mm}$ での可視化結果を図 16(b)に示す。図 16 は羽根車の回転により吸込ケーシング内の羽根負圧面側に生じる気泡滞留域の変化の様子をとらえている。一般的に、ねじ形遠心ポンプでは羽根出口下流域にポリュートケーシング内から羽根負圧面へ向かう大きな逆流領域が生じる⁽³⁾。しかし、図 16(a)では羽根負圧面側に羽根出口下流域まで整然とした気泡の帯ができると同時に逆流は見られない。すなわち、羽根負圧面側に羽根出口下流域まで整然とした気泡の帯ができ逆流を防ぐため、図 15(a)で示されるようにポリュートケーシング内の平均 C_p が単相流時より増加すると考えられる。一方、 $T_c = 1.0 \text{ mm}$ の $\beta = 0.022$ では図 16(b)からわかるように多量の漏れ流れにより気泡の帯が碎け、図 16(a)のような整然とした気泡の帯が形成されないの で羽根出口下流域での逆流を防ぐことができず、ポリュートケーシング内の平均 C_p の上昇は見られないと 考えられる。

 Fig. 16 Flow patterns in the suction cover casing; $n = 3000 \text{ rpm}$, $\phi = 0.025$ and $\beta = 0.022$

6. 結 論

基礎的データを得るために試作した小形ねじ形遠心ポンプの $n = 3000 \text{ rpm}$ において、羽根先端すきま、流量係数、ボイド率をパラメータとして、ケーシング内の変動圧力測定実験および可視化実験を行い、以下のことがわかった。

- (1) 吸込ケーシング内、ポリュートケーシング内ともに、すきまの大きい場合には一回転中の平均 C_p のボイド率による変化幅が小さくなる。
- (2) 二相流のとき、 $T_c = 0.2 \text{ mm}$, $\beta = 0.022$ において単相流時より揚程が上昇するのは、羽根負圧面側に羽根出口下流域まで整然とした気泡の帯ができ、これがポリュートから吸込ケーシングへの逆流を防ぐためである。また、このときにはポリュートケーシングでは C_p が上昇する。

文 献

- (1) Tanaka, K. and Matsumoto, Y., *Annu. Rep. Eng. Res. Inst.*, Faculty of Engineering, The University of Tokyo, (1988), 185-192.
- (2) 松井良雄・宮江伸一・木綿隆弘・岡島厚, 機論, **60**-576, B (1994), 2785-2791.
- (3) 伊藤幸雄・谷清人・大場利三郎・伊藤隆・平田泰茂, 機論, **55**-515, B (1989), 1911-1916.
- (4) Kim, Y. T., Tanaka, K. and Matsumoto, Y., *Proc. 3rd ASME-JSME Joint Fluids Eng. Conf.*, (1999), FEDSM 99-7207.
- (5) Murakami, M., Suehiro, H., Isaji, T. and Kajita J., *Proc. 13th Congr. I.A.H.R.*, II (1969), 71-79.
- (6) 村上光清・峯村吉泰・片岡匡史, 機論, **49**-438, B (1983), 406-414.