高粘度液用うず巻ポンプの研究*
(ポンプ性能に及ぼす羽根出口角の影響)青木 克巳**, 山本 徹***
太田 紘昭**, 中山 泰喜**Study on Centrifugal Pump for High Viscosity Liquids
(Effect of Impeller Output Angle on the Pump Performance)by Katsumi AOKI, Toru YAMAMOTO,
Hiroaki OHTA, and Yasuki NAKAYAMA

When centrifugal pumps are used for pumping high viscosity liquid, it is a problem that pump efficiency decreases as the viscosity of pumped liquid is higher. As the cause, the change of influence on the efficiency of various losses (for example, disc friction loss, the loss owing to the channel from inside impellers, leak loss, and collision loss), accompanying the change of flow within the pumps will be considered. In this study, taking notice of the loss of flow owing to channel from inside impellers, the effects of impeller outlet angle and number of blades on the pump efficiency, when high viscosity liquid is pumped up, were investigated.

Key Words: Hydraulic Machine, Centrifugal Pump, Viscosity, Impeller, Outlet Angle, Efficiency, Reynolds Number

1. 緒 言

従来より清水を対象として設計されてきたうず巻ポンプは、近年その使用範囲が拡大するにつれて清水以外の流体輸送にも用いられるようになってきた。うず巻ポンプで粘性の高い流体を揚送する場合、その影響でポンプの性能は清水時に比べて流量、揚程が減少し、軸動力が増加するため、その結果効率も著しく低下することが予想される。流体の粘性がポンプ性能に及ぼす影響についての実験的研究は Daugherty⁽¹⁾を始めとして Ippen ら⁽²⁾そして西川ら⁽³⁾⁽⁴⁾によるものなど多くの報告がなされてきた^{(5)~(12)}。また昭和47年に設置された「ターボ形ポンプ性能に及ぼす粘度の影響調査分科会(日本機械学会)」では、これら内外の文献、諸規格、実験データの収集が行われ比較検討がされたが⁽¹³⁾、清水用ポンプとは異なる独自の設計指針が確立されるには至っていない。その後豊倉ら^{(14)~(17)}によって高粘度ポンプ性能改善の第一段階として、羽根出口角の大きい羽根車を試作し従来の形状のものと比較を

行い、出口角を相対的に大きくとれば清水時に好性能でなくても高粘度時には良好な性能が期待できるという報告がなされている。一般に高粘度液に対しては、ポンプ内部流れの層流化による円板摩擦損失の増大、羽根車内の境界層の発達によるブロッケージの発生のため、羽根出口角を大きくとり羽根外径を小さめにするのが有効であろうと考えられる⁽¹⁴⁾。しかしながら粘性の影響による種々の動力損失の分析が明確にできないため、多くの実験的研究が報告されているにもかかわらずその系統的な関連づけができないのが現状であり、いまだ高粘度液に適した羽根車形状の選定指針を明確に定めたものは見当たらない。

本研究においてはオープン形羽根車を用いて、羽根出口角と枚数を変化させた場合の粘性がうず巻ポンプ性能に及ぼす影響について実験を行った。またその際羽根車内部流れの可視化もタフト法で行った。そしてそれぞれの場合についてレイノルズ数の影響、羽根出口角の影響を明らかにし、軸動力中に含まれる因子の分析を加味して、高粘度液の揚送に適するうず巻ポンプ羽根車形状の選定を推察した。

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置概略 実験装置の概略を図1に示

* 昭和60年6月1日 東海支部岐阜地方講演会において講演、原稿受付 昭和59年11月29日。

** 正員、東海大学工学部(〒259-12 平塚市北金目1117)。

*** 准員、(株)東芝(〒230 横浜市中区末広町2-4)。

す。作動流体はタンク⑧内に蓄えられ電気ヒータにより所定の温度にしたのち、超分巻形電動機⑤で駆動されるうず巻ポンプ④で循環される。なおその際流量は吐出し側に設けたバルブ⑥によって調節する。

実験に用いたポンプは、入口、出口ともに口径 75 mm の片吸込形単段うず巻ポンプでうず室形状は馬蹄形をしており、吸込側ケーシングは外部よりポンプ内の流動状態が観察できるように透明アクリル樹脂製としてある。

図 1 実験装置概略

実験に用いた羽根車の一例を図 2 に示す。このように羽根車は、入口付近を除き二次元的に製作したオープン形羽根車で、羽根出口角 β を $10^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ, 73^\circ, 90^\circ$ そして羽根枚数 Z を 3, 6 枚と計 12 種類変化させて実験を行った。またこれとは別に羽根を持たない円盤も回転させ円板摩擦による軸動力損失も計測した。

供試流体には、清水および高粘度液としてメカニクオイルを用いた。そしてこれらはニュートン流体であることが確かめられており、回転式粘度計によって温度-動粘度特性をあらかじめ計測してある。なおタンクは保温のためまわりに水そうをもつ 2 重式にしてあり、実験中締切時以外はほとんど温度変化のないようにしてある。

2.2 羽根車内部流れの可視化 可視化はデプスタフト法を用い、黒色純毛の糸で作ったタフトを虫ピンをポストとして同心円状に設置し、ストロボスコープを使用してポンプの回転数とストロボの発光周波数を同調させて行った。

図 2 羽根車 ($\beta = 20^\circ, Z = 6$ 枚) (a) $\beta = 20^\circ, Z = 6$ 枚 (b) $\beta = 73^\circ, Z = 6$ 枚

図 3 動粘度の違いによるポンプの無次元性能

2.3 実験方法 実験は先の12種類の羽根車を用いて、ポンプ回転数 N を1400 rpm で一定とし、動粘度 ν は温度を変化させることにより $1 \sim 650 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ まで6段階に変化させて行った。なお吐出し量 Q は清水時はノズルを用いてマンオメータの差圧より求め、高粘度時にはロータリピストン式容積流量計よ

り求めた。また揚程 H はポンプ吸込み側、吐出し側それぞれのブルドン管式圧力計の差圧から、軸動力 L は電動機に付随する軸動力計で求めた。

実験結果の無次元性能は以下の各式で表示する。

$$\text{流量係数; } \phi = Q/A_2 u_2 \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{揚程係数; } \psi = H/(u_2^2/g) \dots\dots\dots (2)$$

$$\text{軸動力係数; } \tau = L/(\gamma A_2 u_2^3/g) \dots\dots\dots (3)$$

$$\text{効率; } \eta = \gamma QH/L = \phi\psi/\tau \dots\dots\dots (4)$$

$$\text{レイノルズ数; } Re = r_2 u_2/\nu \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 A_2 は羽根車出口有効断面積 [m^2], u_2 は羽根車出口周速 [m/s], r_2 は羽根車出口半径 [m], g は重力加速度 [m/s^2], γ は流体の比重量 [kgf/m^3] を表すものとする。

3. 実験結果

3.1 性能曲線 動粘度の違いによる供試ポンプの無次元性能で羽根枚数 Z が6枚で羽根出口角 β が 20° と 73° の場合を図3に示す。図3(a)は β が 20° の場合であるが、動粘度 ν の増加に従い最大流量時における流量係数 ϕ が減少し、軸動力係数 τ が増加している。揚程係数 ψ にはあまり大きな変化は見られないが、高粘度時のほうが清水時より逆に高い傾向を示している。これは本実験で用いたようなオープン形羽根車の場合、ある程度の粘性を増した方が羽根車、ケーシング間のすき間による漏れ損失を低減させているためと考えられる。しかし同図(b)のように β が大きくなると(本実験の場合 β が 40° 以上)そのような傾向は見られない。また締切時の軸動力係数の低下は、タン

($\beta=20^\circ$) ($\beta=73^\circ$)
(a) $\nu=1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

($\beta=20^\circ$) ($\beta=73^\circ$)
(b) $\nu=100 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

図4 羽根車内部流れの可視化 ($Z=6$ 枚)

(a) $\nu=1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $Z=6$ 枚

(b) $\nu=100 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $Z=6$ 枚

図5 羽根出口角の違いによるポンプの無次元性能

ク内の温度上昇によるものであるが、その点以外では $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 以内で油温は管理されており、実用上は問題ないと思われる。次に同図(b)の β が 73° の場合と比較すると、羽根出口角の違いによる性能曲線の変化は明らかであるが、清水性能に対する高粘度時の効率 η の低下が、 β が 20° の場合に特に顕著であることがわかる。図4のこれらの羽根車での最大効率点における流れの可視化では、動粘度が増大すると羽根車内の流れのすべりが減少するが、 β が 20° の場合にはあまり大きな変化は見られない。しかし β が 73° では清水時に大きな流れのすべりを生じているのに対し、高粘度時には相対的に出口角に沿った流れを示している。このように高粘度時には羽根出口角を大きくとっても流れのすべりによる水力損失が少なく、逆に流量、揚程が大きく増大するため効率改善に有効であると考えられる。

羽根出口角の違いによる供試ポンプの無次元性能で羽根枚数 Z が6枚の場合を図5に示す。同図(a)は清水時のものであるが羽根出口角 β が大きいくほど揚程・流量・軸動力の各係数ともに大きい。効率 η は清水時には β が 20° で最大であり、最大高率点における流量は β の増加に従って大きくなる。しかし同図(b)の動粘度 ν が $100 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ の場合では、流量係数および揚程係数のまさる β が 73° のほうが高い効率を示している。またいずれも β が 40° で最も低い効率を示しており、この原因についてはまだ検討中でありいまだ明確になっていないが、揚程係数および流量係数の低下が顕著なため水力損失が大きいことが予想される。そしてそれは本実験のように羽根入口角を一定にした

図6 羽根枚数の影響

まま、単純に出口角を系統的に変化させて2円弧法により羽根曲線を定めた場合、最大効率点の流量における入口角や流路形状の不適合が発生しているためと思われる。よって逆に衝突損失などが増大していると考えられ、今後さらに羽根車入口部の形状や出口角との適合および羽根曲線の選定などを、可視化等を行いより詳細に究明する必要がある。

羽根枚数の違いによる供試ポンプの無次元性能を動粘度 ν が $100 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ で羽根出口角 β が 10° と 90° の場合を図6に示す。羽根枚数 Z が多いほうが揚程・流量・軸動力の各係数ともに増加するが、揚程係数、流量係数の増加のほうが軸動力係数の増加よりも明らかに大きいため効率 η も高くなっている。またこの効率の羽根枚数による影響は、 β が小さいときほど大きく、 β が大きくなると相対的にこの変化の割合が小さくなることがわかる。

3.2 最大効率点性能

3.2.1 レイノルズ数の影響 最大効率点における諸性能をレイノルズ数 Re について整理したものを図7に示す。図中上より最大効率点における揚程係数 ψ 、流量係数 ϕ 、軸動力係数 τ 、そして効率 η を表している。

揚程係数はレイノルズ数によって極端な影響は見られないが、レイノルズ数が低下するに従い揚程係数もやや減少傾向を示している。しかし羽根出口角が小さな場合(10° および 20°)では、レイノルズ数 5×10^4 付

図7 最大効率点性能へのレイノルズ数の影響

近で逆に一時的に上昇しており、出口角 40° では前述のように全般的に低い値となっている。

流量係数はレイノルズ数が低下するにつれ羽根出口角の影響が小さくなることがわかる。そして出口角の小さなものではレイノルズ数によって流量係数の値はあまり変化せず、羽根出口角の大きなものはレイノルズ数の低下に従い流量係数が著しく小さくなる。またここでもレイノルズ数 10^5 以下では 20° より 40° のほうが値が低くなっている。

軸動力係数はレイノルズ数の低下につれて急激に大きくなり、羽根出口角の影響は小さくなる。またこの軸動力係数の増加は出口角の小さいもののほうが相対的に大きい。

効率 はレイノルズ数の低下に従って低下するが、レイノルズ数 10^6 以上では羽根出口角 20° が、レイノルズ数 10^5 以下では出口角 73° が最も高い効率を示している。そして出口角 40° はいずれの点でも効率が低く、これは揚程係数および流量係数の影響が大きく、すなわち水力効率の著しい低下が予想される。

また以上の諸性能はレイノルズ数 10^5 以上でその変化率が弱まる傾向をみせ、羽根車内の流れの乱流への遷移域もその付近にあると考えられる。

3.2.2 羽根出口角の影響 最大効率点における諸性能を羽根出口角 β について整理したものを図8に示す。図中上より最大効率点における揚程係数 ψ 、流量係数 ϕ 、軸動力係数 τ そして効率 η を表している。

揚程係数は前述の羽根出口角 40° を除き出口角の増加に従ってほぼ上昇傾向をみせるが動粘度による影響はさほど明確ではない。

流量係数は出口角の増加とともに著しく増えるが、出口角が小さな場合は動粘度の影響がほとんど見られず、出口角が大きくなるとその影響が明らかになる。

軸動力係数も出口角の増加とともに大きくなるが、動粘度の影響は逆に小さくなっていく。

効率は動粘度が $1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (清水時) は出口角 20° が、 $50 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 以上 (高粘度時) では出口角 73° が相対的に高い効率を示している。このように清水時に用いられている羽根出口角 $20^\circ \sim 25^\circ$ は高粘度時にはあまりよい性能は期待できず、 $70^\circ \sim 90^\circ$ 付近と大きくとれば比較的高い効率が得られるであろうことがわかる。

3.3 軸動力の検討 図9は羽根出口角 20° と 73° の場合につき、軸動力中に含まれる成分を大きく水動力、円板摩擦損失による軸動力、その他と分離し横軸にレイノルズ数をとって表したものである。その際円

板摩擦損失による軸動力は、ポンプ内で羽根を持たない円板を回し軸動力を実測し、便宜的に実際の羽根車に生ずる軸動力と置き換えることとした。

この図よりレイノルズ数の低下に従って円板摩擦損失による軸動力が急激に増え、逆に水動力が減少していくことがわかる。またその水動力の減少は羽根出口角 β が 20° の時よりも、 β が 73° の場合のほうが顕著である。そして全軸動力、水動力ともにいずれの点でも β が 20° の場合のほうが小さいが、清水時にはその他による軸動力損失が少なく、水動力の割合が大きくなっているため効率を高くしている。しかし高粘度時には円板摩擦損失による軸動力が両羽根車に同じだけかかるので、全軸動力が大きい β が 73° のほうが逆にその割合が小さくなり高い効率を保っている。

図8 最大効率点性能への羽根出口角の影響

図9 軸動力の分析 ($\beta = 20^\circ, 73^\circ$)

図 10 軸動力の分析 (全羽根車)

図 10 はこれをすべての羽根車について軸動力係数で表したものである。これからも羽根出口角が大きいほど全軸動力および水動力ともに高く、また粘性が増すに従い全軸動力および円板摩擦損失による軸動力が増大し、逆に水動力が減少する。そしてその水動力の減少は出口角の大きいものほど顕著であり、小さいものでは一時的に上昇傾向も見せることがわかる。

4. 結 論

高粘度液用うず巻ポンプの最適形状を得るために、羽根出口角を系統的に変化させそのポンプ性能に及ぼす影響を調べた。その結果以下のような結論を得た。

(1) 粘性によるポンプ性能の低下の多くは、円板

摩擦損失の増大に起因し、この損失を相対的に小さくし水動力を大きめに保つことが性能改善に有効である。

(2) 粘性を増すと羽根車内部流れのすべりは減少し、比較的出口角を大きくとっても水力損失は極端に大きくはならない。

(3) 清水用として用いられている出口角では高粘度時では高い効率は期待できず、出口角を大きくとることが高粘度液用うず巻ポンプの羽根車には適する。

文 献

- (1) Daugherty, R. L., *Bulletin, Goulds Rmp Inc.*, (1962), 130.
- (2) Ippen, A. T., *Trans. ASME*, 68 (1946), 823.
- (3) 板谷・西川, 機論, 26-162 (昭 35), 202.
- (4) 西川, 機論, 30-210 (昭 39), 357.
- (5) Verba, A., *1. Proc. of the 4th Conference on Fluid Mech.*, (1972), 1455.
- (6) Balje, O. E., *Trans. ASME*, Ser. A, 86-3 (1964), 227.
- (7) Verba, A., ほか 1 名, *Proc. 4th Conference on Fluid Machinery*, (1972), 1445.
- (8) Rotzoll, R., *Construction*, 10-4 (1958), 121.
- (9) Tetlow, N., *Ins. Mech. Eng.*, 150 (1943), 121.
- (10) 鈴木, 機講論, No. 723-2 (昭 47-3).
- (11) 堀江, エハラ時報, 4-1 (昭 30), 14.
- (12) 堀江, エハラ時報, 5-16 (昭 31), 8.
- (13) 富田ほか, ターボ形ポンプ性能に及ぼす粘度の影響, 調査分科会報告書, (昭 50), 日本機械学会.
- (14) 豊倉・ほか 2 名, ターボ機械, 7-2 (昭 54), 8.
- (15) 豊倉・ほか 2 名, ターボ機械, 8-2 (昭 55), 100.
- (16) 増田, 港湾技研所報, No. 324 (昭 54).
- (17) 豊倉・ほか 2 名, ターボ機械協会記念講演会予講集, (昭 58-5), 25.