

# 高粘度液用うず巻ポンプの研究

(第1報 クローズ形羽根車のポンプ性能に及ぼす羽根出口角と枚数の影響)

青木克巳\*・太田紘昭\*\*・中山泰喜\*\*\*

## Study on Centrifugal Pump for High Viscosity Liquids

(1st Report, Effect of Impeller Output Angle and Number of Blades on the Pump Performance of Closed type Impellers)

by

Katsumi AOKI, Hiroaki OHTA and Yasuki NAKAYAMA

(Received on Sept. 21, 1987)

### Abstract

When centrifugal pumps are used for pumping high viscosity liquid, it is a problem that pump efficiency decreases as the viscosity increases. The change of influence on the efficiency due to various losses, such as disk friction loss, loss owing to the channel shape inside impellers, leak loss and collision loss, accompanying the change of flow within the pumps will be considered, as the cause.

In this study, for the closed type impeller, taking notice of the losses of the flow owing to the channel shape inside impellers, the influences of impeller output angle and number of blades on the pump efficiency, when high viscosity liquid is pumped up, were investigated.

**Keywords:** Hydraulic Machine, Centrifugal Pump, Viscosity, Impeller, Output Angle, Efficiency, Reynolds Number.

### 1. 緒 論

高粘度液の揚送には、種々のポンプが利用されているが、性能特性の利用範囲が広いことなどの理由により、うず巻ポンプを使用する場合が多い。しかし、その多くは清水に基準を置いて設計されているため、作動流体の粘度が増加するに従い、そのポンプ性能は清水時に比べて流量、揚程は減少し、軸動力は増加する。その結果効率率は著しく低下することが予想される。これまで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<sup>1)</sup> を始めとして Ippen ら<sup>2)</sup>、板谷ら<sup>3)</sup>、西川<sup>4)</sup>

によるものなど多くの報告がなされてきた<sup>5)~12)</sup>。また、昭和47年に設置された「ターボ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)」でも、内外の文献、諸規格、実験データの収集が行なわれ比較検討されたが<sup>13)</sup>、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<sup>14)~17)</sup>によって高粘度ポンプ性能改善の第一段階として、レイノルズ数  $R_0=2 \times 10^2 \sim 2 \times 10^3$  の範囲に対して、クローズ形羽根車を用いて、羽根出口角  $\beta=65^\circ$  の大きい羽根車を試作し、従来の形状 ( $\beta=23^\circ$ ) のものと比較を行ない、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

\* 工学部生産機械工学科助教

\*\* 工学部生産機械工学科専任講師

\*\*\* 工学部生産機械工学科教授

粘度液時には良好な性能が期待できるという報告もなされている。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てい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。

本研究では高粘度液に適したうず巻ポンプの羽根車設計の資料収集を行なうために、従来よりの設計法（清水に対する2円弧法）を用いてクローズ形羽根車を設計し、羽根出口角（ $\beta=10^\circ, 20^\circ, 60^\circ$ ）と羽根枚数（ $Z=2, 4, 8$ ）を変化させた場合の粘性が及ぼす影響について実験を行なった。そして、それぞれの場合について羽根出口角と羽根枚数がレイノルズ数に与える影響を明らかにし、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の羽根車形状の選定を推察した。

## 2. 実験装置および方法

### 2.1 実験装置

実験装置の概略を Fig. 1 に示す。作動流体はタンク①内に貯えられ電気ヒータにより所定の温度にしたのち、モータ⑩で駆動されるうず巻ポンプ⑥で循環される。なおその際流量は吐き出し側に設けたバルブによって調節する。

実験に用いたポンプは、入口、出口とも口径65mm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

ている。実験に用いた羽根車の一例を Fig. 2 に示す。この羽根車はアルミ鋳物製で、入り口付近を除き軸方向に二次元的に製作したクローズ形羽根車で、2円弧を基に描かれており前面シュラウドはアクリル製で羽根上にビス止めされている。また、羽根入口角度は何れも  $20^\circ$  であり、出口角  $\beta$  を  $10^\circ, 20^\circ, 60^\circ$  として羽根枚数  $Z$  を 2, 4, 8 枚と計9種類変化させて実験を行なった。

作動流体には、清水および高粘度液としてメカニクオイルを用い、実験では  $910 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$  までの動粘度範囲で行なった。この範囲では、回転式粘度計により温度一動粘度特性を測定した結果ニュートン流体であることを確かめている。なおタンクは保温のために回りに水槽をもつ2重式にしてあり、実験中締切時以外は殆ど温度変化のないようにしてある。

### 2.2 方法

実験は先の9種類の羽根車を用いて、ポンプ回転数  $N$  を 1450rpm で一定として、流量調節バルブ⑦で吐出流量を変えて各測定を行なった。流量はロータリーピストン式容積流量計②で、全揚程は吸込側圧力計④と吐出し側圧力計⑧で、軸動力は磁わい式トルク計⑨でそれぞれ測定を行なった。また、揚液の温度はポンプ吸込側および吐出し側に温度計⑤を設けて測定した。

実験結果の無次元性能は以下の各式で表示する。

$$\text{流量係数} : \phi = Q / Au \quad (1)$$

$$\text{揚程係数} : \psi = H / (u^2/g) \quad (2)$$

$$\text{軸動力係数} : \tau = L / (\gamma Au^3/g) \quad (3)$$

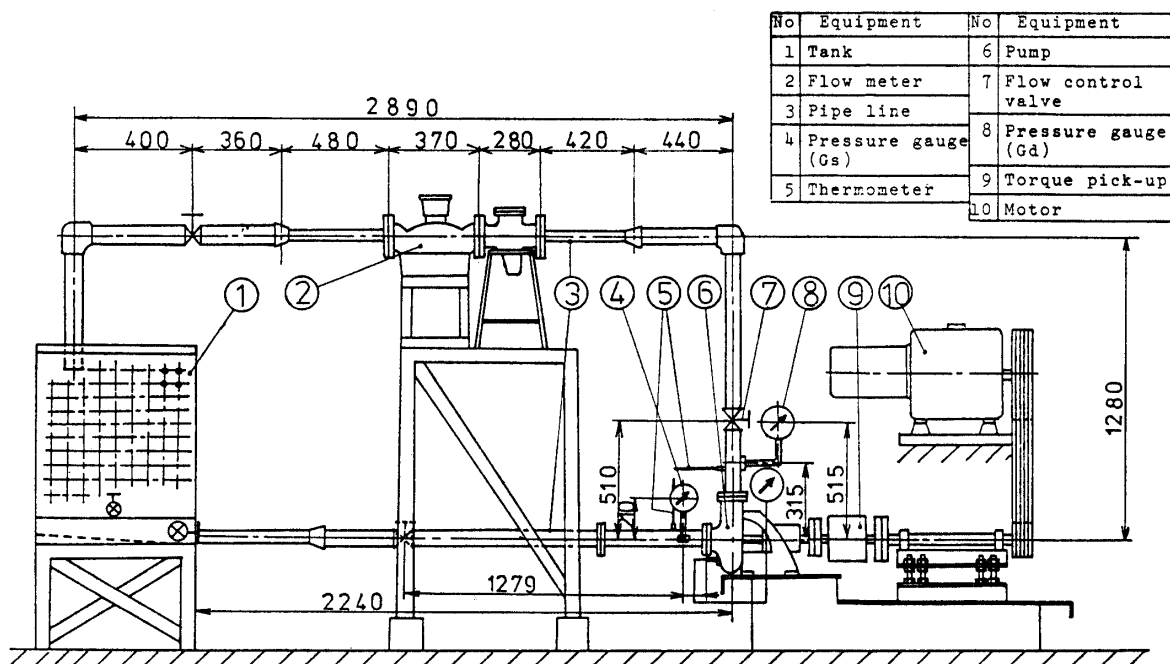


Fig.1 Experimental apparatus (Closed type).

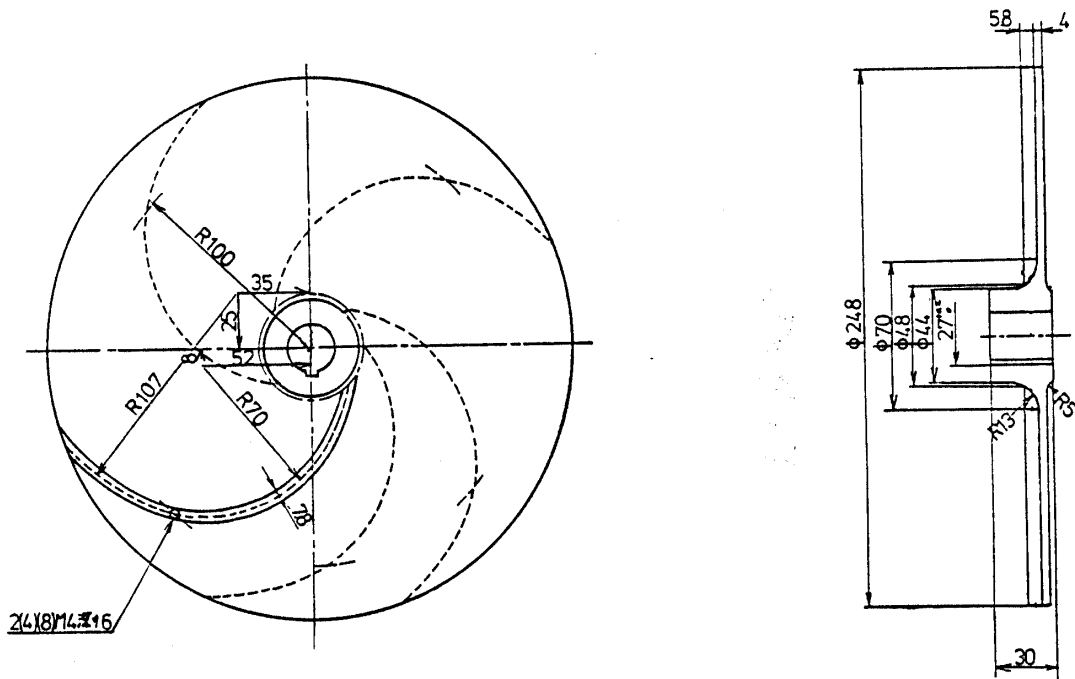


Fig.2 Test impeller ( $\beta=10^\circ, 20^\circ, 60^\circ, Z=2, 4, 8$ ).

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

$$\text{レイノルズ数} : R_e = Q / D\nu \quad (5)$$

ここで、 $A$ は羽根車出口有効面積 ( $\text{m}^2$ ),  $u$ は羽根車先端周速度 ( $\text{m/s}$ ),  $D$ は羽根車直径 ( $\text{m}$ ),  $Q$ は吐出流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  $\gamma$ は流体の比重量 ( $\text{kgf}/\text{m}^3$ ),  $\nu$ は作動流体の動粘性係数 ( $\text{m}^2/\text{s}$ ),  $g$ は重力の加速度 ( $\text{m}/\text{s}^2$ )を表わしている。

### 3. 実験結果および考察

#### 3.1 性能曲線

Fig. 3に性能曲線の一例として出口角度 $\beta$ が $10^\circ$ と $60^\circ$ で羽根枚数 $Z$ が2枚, 8枚の場合に対する粘度の影響を示している。Fig. 3(a)は、 $\beta=10^\circ, Z=2, 8$ 枚の場合であるが、いずれの羽根車に対しても、清水時に比べ動粘度の増加に伴い最大効率時における流量係数 $\phi$ 、揚程係数 $\psi$ が減少し、軸動力係数 $\tau$ が増大していることがわかる。しかし、 $Z=8$ 枚の方が $Z=2$ 枚と比較すると軸動力係数 $\tau$ が幾分増すものの流量係数 $\phi$ 、揚程係数 $\psi$ がより増すため最大効率も増加するものと思われる。Fig. 3(b)は $\beta=60^\circ, Z=2, 8$ 枚の場合であるが、羽根枚数と粘度に対する影響はFig. 3(a)と全く同様な傾向を示しているが、出口角度 $\beta=60^\circ$ の方が $\beta=10^\circ$ よりも動粘度の増加に伴い最大効率時における軸動力係数も若干増すものの流量係数 $\phi$ 、揚程係数 $\psi$ がそれ以上に増大するため結果的に全体的として効率 $\eta$ は良くなると考えられる。また、軸動力係数 $\tau$ は動粘度の範囲が約 ( $1 \sim 170 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ ) までは流量係数 $\phi$ に対して比較的ゆるやかな右上がり勾

配を示しているが、それ以上の動粘度範囲ではわずかに放物線を描きはじめ、動粘度が高くなるにつれてその傾向は強く現われてくる。この現象はいずれの羽根車にも現われた。これは他の研究者の実験にも現われている現象であるが、羽根車内部の流れが粘度の増加に伴って遅くなり、部分的に剝離や羽根車出口近傍でスリップなどをおこなしているとも考えられるが、はっきりとした原因はいまだ不明である。

さらに締切時での揚程係数 $\psi$ は出口角度が大きく、羽根枚数の多い方が増す傾向を示していることがわかる。

#### 3.2 最大効率時の性能

Fig. 4~6は最大効率時における流量係数 $\phi$ 、揚程係数 $\psi$ 、効率 $\eta$ 、軸動力係数 $\tau$ のレイノルズ数による影響を示したものである。Fig. 4よりいずれの羽根車も $R_e$ 数が低下するに従い流量係数 $\phi$ も低下していることがあきらかである。また全体の傾向として $R_e$ 数が低下するに従い羽根出口角度、羽根枚数に対する流量係数 $\phi$ の影響が顕著に生じていない。しかし、 $R_e$ 数が大きくなるに従い羽根出口角度が大きく、羽根枚数が多いほど、流量係数 $\phi$ も増大する傾向を示していることがわかる。また、Fig. 5, 6はレイノルズ数 $R_e$ の変化に対する揚程係数 $\psi$ 、軸動力係数 $\tau$ 、効率 $\eta$ の関係を示したものであり、いずれの羽根車もレイノルズ数が大きくなるに従い揚程係数 $\psi$ 、効率 $\eta$ は増大し、軸動力係数 $\tau$ は低下する傾向を示している。揚程係数 $\psi$ は羽根出口角度が大きく、羽根枚数が多いほどレイノルズ数の増加に伴い増す傾向を

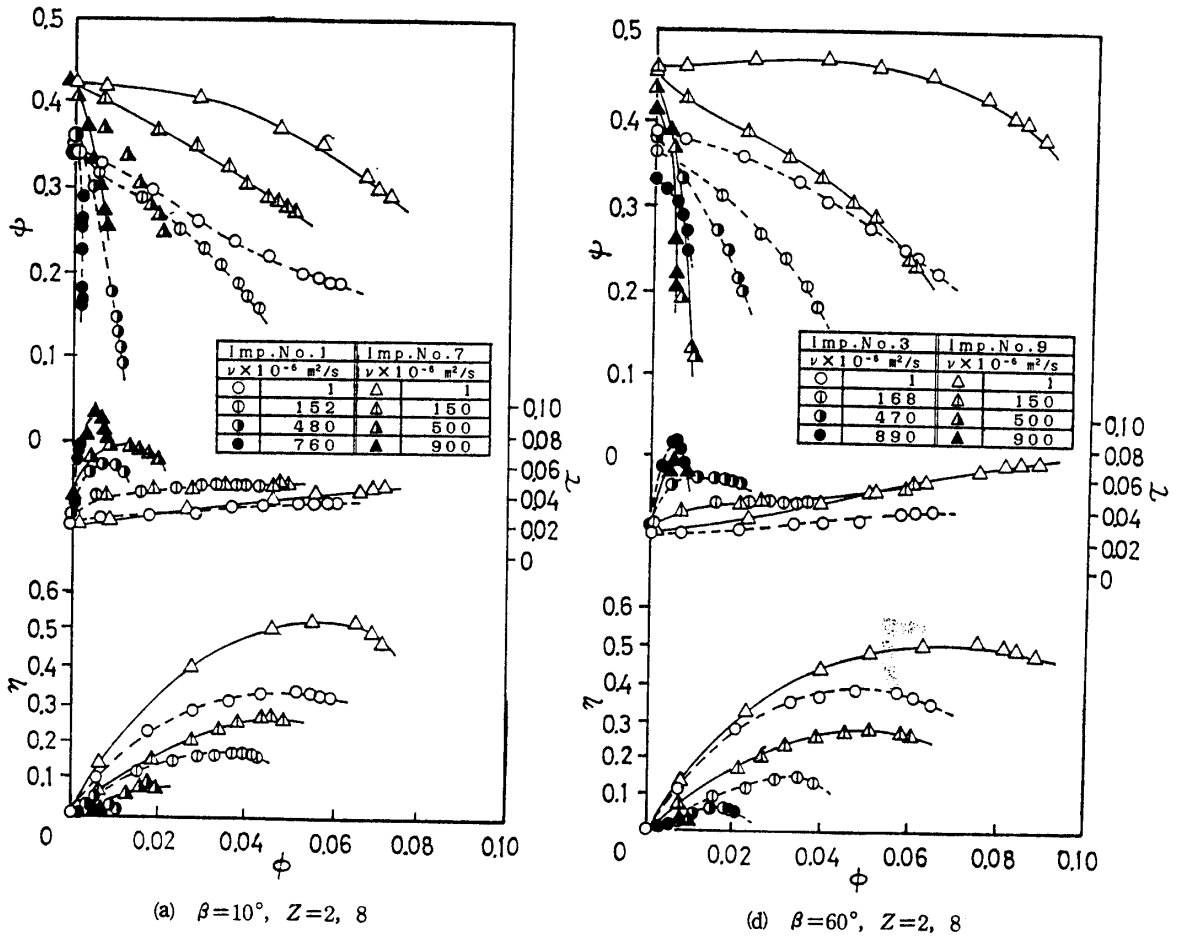


Fig.3 Characteristic curve of centrifugal pump.

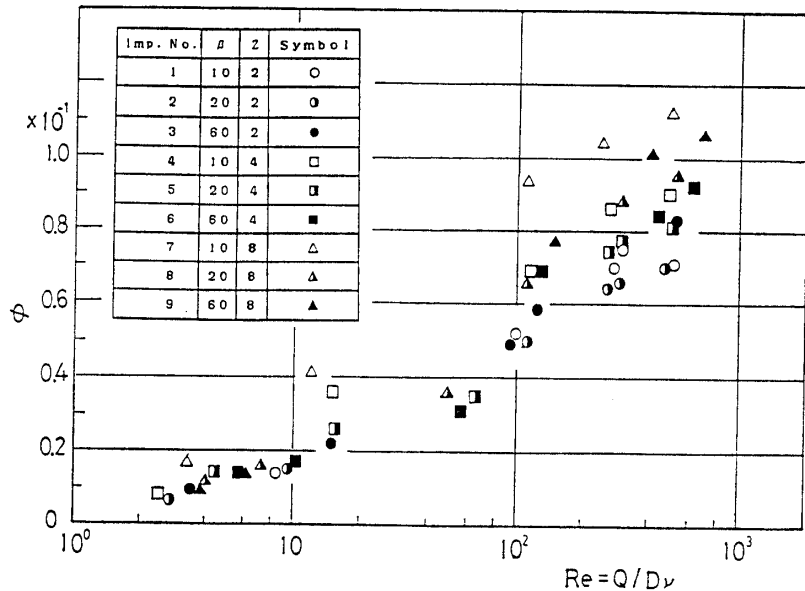


Fig.4 Relation between Reynolds number and flow coefficient at maximum efficiency.

示している。しかし、 $R_e$ 数が約100以下においては、いずれの羽根車もレイノルズ数が低下するに従い一つの揚程係数に収斂するような傾向を示している。また、軸動力係数 $\tau$ はいずれのレイノルズ数に対しても羽根出口角度が大きく、羽根枚数が多いほど若干勝っていることが

わかる。効率 $\eta$ は $R_e$ 数が約100以上では、羽根出口角度 $\beta=60^\circ$ で羽根枚数 $Z=8$ がよい効率を示しているが、 $R_e$ 数が約100以下では $\beta=60^\circ, 20^\circ$ で $Z=4$ が他の羽根車よりもやや勝っているようである。

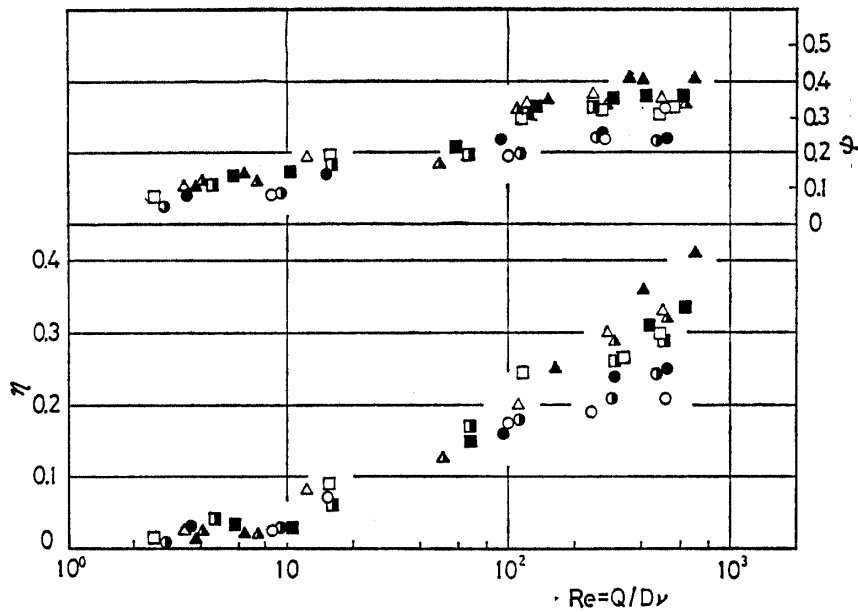


Fig. 5 Effect of head coefficient and efficiency for Reynolds number at the maximum efficiency.

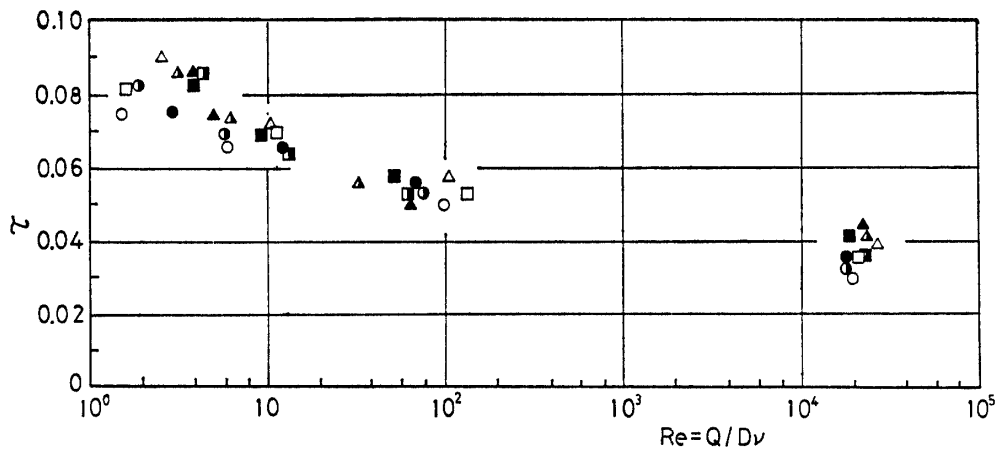


Fig. 6 Effect of shaft horsepower for Reynolds number at the maximum efficiency.

### 3.3 最大効率時の性能減少率に対するレイノルズ数の影響

#### 3.3.1 流量減少率

Fig. 7 は最大効率時における清水時の流量  $Q_w$  と粘性時の流量  $Q_v$  との比 ( $Q_v/Q_w$ ) すなわち、流量減少率に対するレイノルズ数の影響を示したものであり、他者との比較も行なっている。これより、いずれの羽根車もレイノルズ数の低下に伴い流量減少率は低下し、堀江やIppen等の結果と同様な傾向を示している。しかし、その減少率は羽根枚数が多く、羽根出口角度が大きい程小さくなる傾向を示している。また、堀江らの結果では  $Re_e \approx 40$  付近において減少率の落ち込みが見られるが筆者らの結果においても  $40 < Re_e < 60$  において同様な傾向が見られる。これらの現象は羽根枚数や羽根出口角度に関係なく、ある  $Re_e$  数範囲で生じているので、流れが乱流から層流へ遷移する領域で見られる不安定な流動現象か

ら生じるとも考えられるが、明確にするにはこの領域でのより詳細な実験が必要である。

#### 3.2.2 揚程減少率

Fig. 8 は最大効率時における清水時の揚程  $H_w$  と粘性時の揚程  $H_v$  との比 ( $H_v/H_w$ ) すなわち、揚程減少率とレイノルズ数との関係を示したものであり、これより羽根車形状に関係なく  $Re_e$  数が小さくなるに従い、他者らの結果と同様に  $H_v/H_w$  は低下する傾向を示し、 $Re_e = 15$  以下では清水性能の50%以下になり、また、 $40 < Re_e < 60$  において流量減少率と同様に  $H_v/H_w$  の落ち込む点が見られる。 $Re_e = 10^2$  付近では堀江、Ippen、Tetlowの結果は著者等の結果ともよく一致し、 $Re_e > 10^2$  では堀江、Ippenらの結果より ( $Z=8, \beta=10^\circ$ ), ( $Z=4, \beta=20^\circ, 60^\circ$ ) の羽根車は  $H_v/H_w$  が勝り、さらに清水時性能より増していることがわかる。しかし、 $Z=8, \beta=60^\circ$  では若干低下していることがわかる。

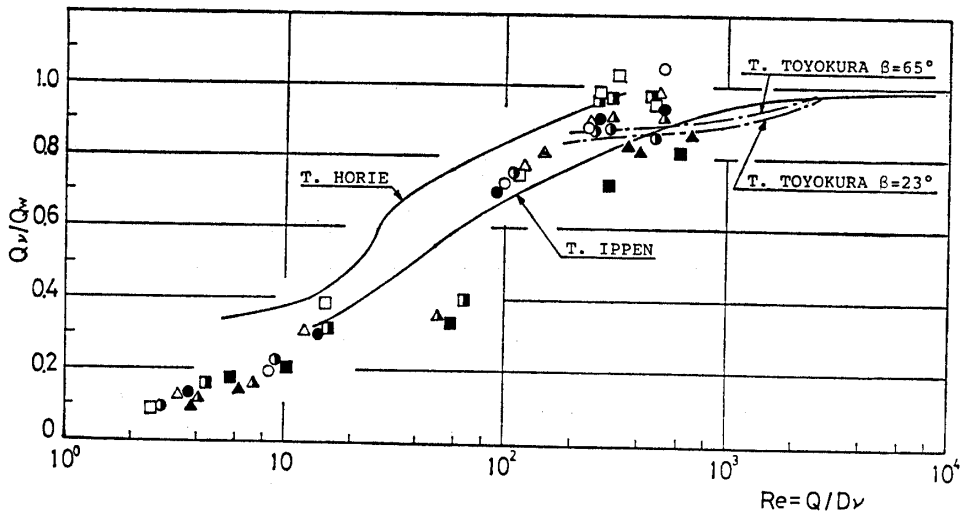


Fig. 7 Relation between Reynolds number and flow ratio.

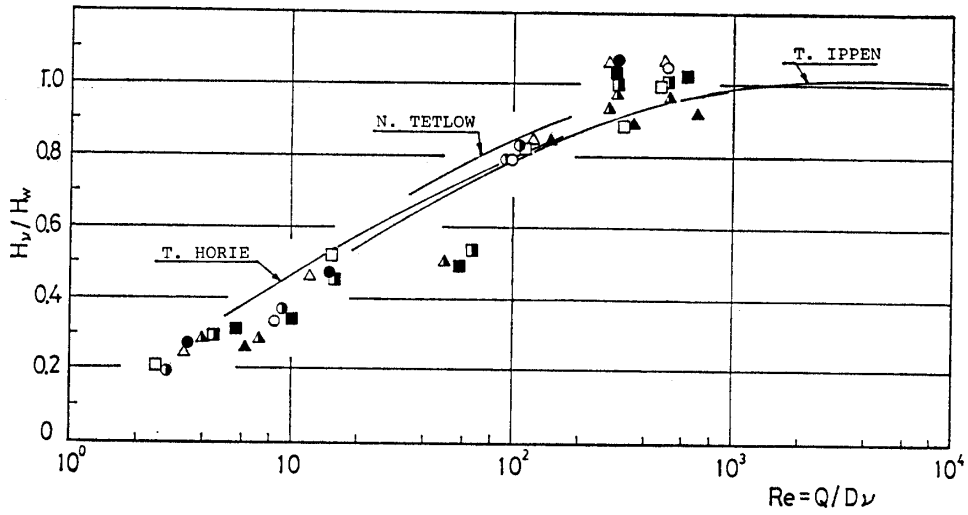


Fig. 8 Relation between Reynolds number and head ratio.

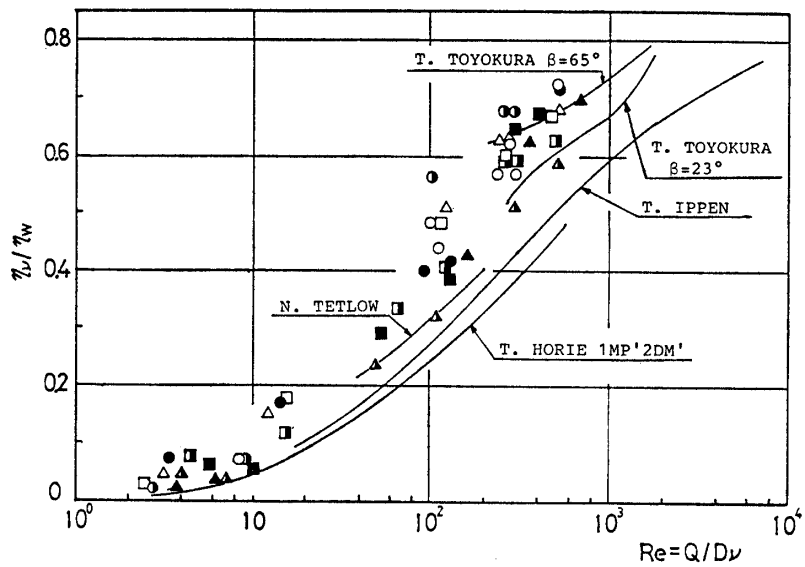


Fig. 9 Relation between Reynolds number and efficiency ratio.

### 3.3.3 効率減少率

Fig. 9は清水時の最大効率 $\eta_w$ に対する各粘度での最大効率 $\eta_v$ との比 $\eta_v/\eta_w$ 、すなわち効率減少率に対する $R_e$ 数の影響を示している。 $\eta_v/\eta_w$ は $R_e$ 数の減少と共に羽根車の形状に関係なく低下し、 $Z=8, \beta=60^\circ$ の羽根車は堀江らの結果と一致している。他の形状の羽根車も全体的にやや増しているものの同様な傾向を示している。また、 $R_e=10^2$ では他者らと同様な傾向を示し、 $Z=8, \beta=20^\circ$ の羽根車はTetlowの結果と一致しているが他の羽根車、特に羽根出口角度、羽根枚数の小さい程減少率は増大している。 $R_e > 2 \times 10^2$ では豊倉らの結果と一致し

ているが、傾向は同じくするもののIppenらの結果よりは $\eta_v/\eta_w$ はかなり大きく生じている。

Fig. 10は最大効率時における流量減少率と揚程減少率の関係を示したものであり、本実験での使用羽根車は形状に関係なく、揚程減少率よりも流量減少率のほうが大きいことから、揚程への影響より流量に対する影響のほうが強く、粘度増加による性能低下にかなりの影響を及ぼしていることが推察できる。

### 3.3.4 最大効率点性能に対する羽根枚数、羽根出口角の影響

最大効率点における羽根枚数、羽根出口角度並びにレイノルズ数の影響について整理したものをFig. 11に示

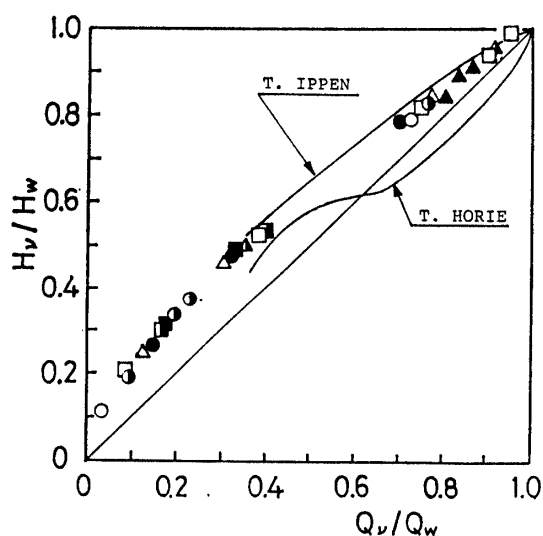


Fig.10 Relation between flow ratio and head ratio at the maximum efficiency.

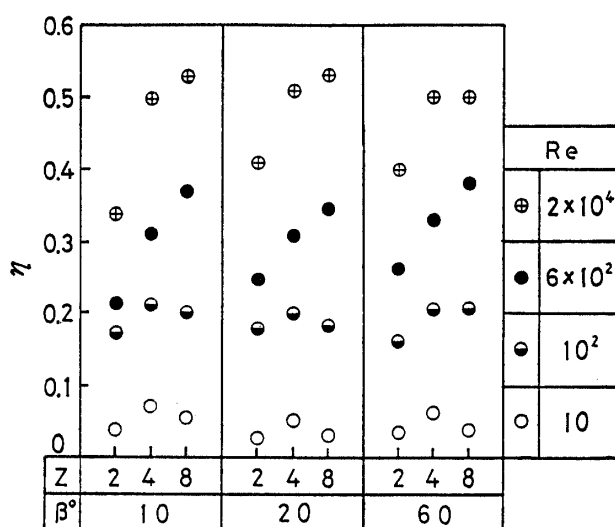


Fig.11 Quantitative analysis of pump efficiency.

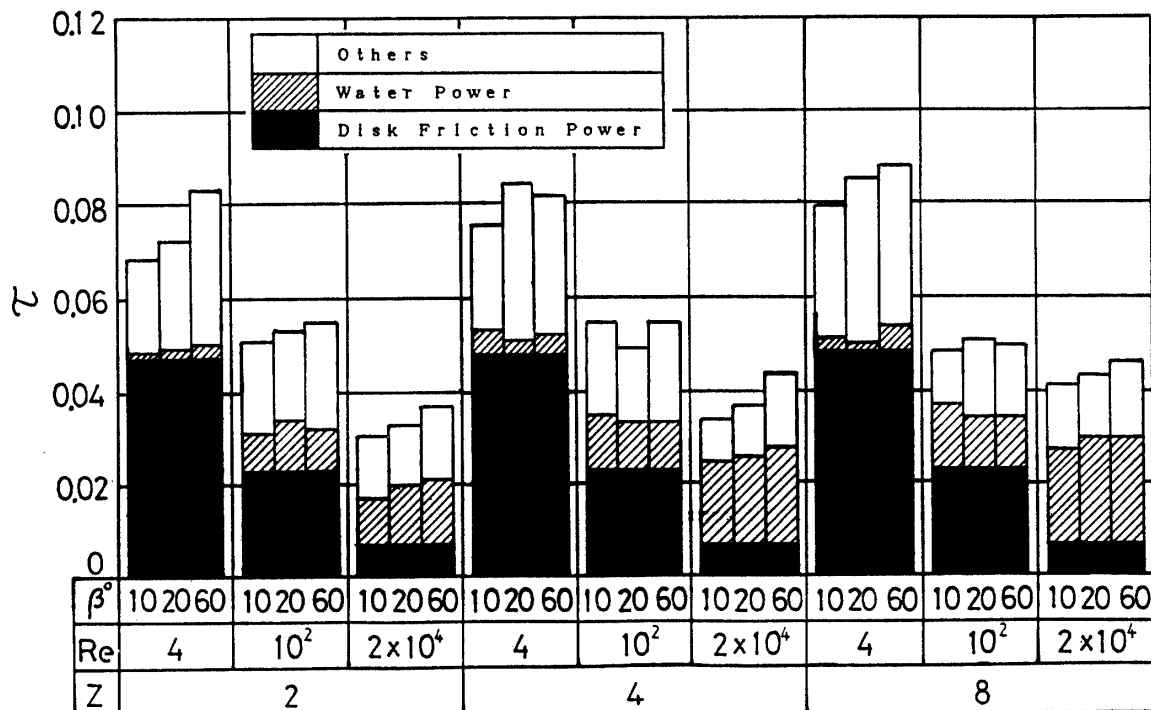


Fig.12 Quantitative analysis of shaft horse power.

す。これより、 $R_e=2 \times 10^4$ では各 $\beta$ とも $Z$ が増す程効率  
は顕著に増加し、 $Z=8$ で $\beta=10^\circ, 20^\circ$ が他の羽根車よ  
りいい効率を得ている。 $R_e=6 \times 10^2$ ではどの羽根出口角  
度 $\beta$ に対しても $Z$ が増す程効率は増大しているが、 $Z=$   
 $8$ で $\beta=10^\circ, 60^\circ$ が他の羽根形状より良い効率を示して  
いる。 $R_e=10^2$ では各 $Z, \beta$ に対する効率の差はなくな  
ってきているが、各羽根角度に関係なく $Z=4$ 枚の場合  
が幾分効率を増している。さらに $R_e=10$ になると効率は  
全体的に低下するものの $Z=4$ で各出口角度とも他の  
羽根車形状より効率は増していることがわかる。

### 3.3.5 軸動力の検討

Fig. 12は各羽根車形状に対し、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、其  
の他の軸動力と分離し、レイノルズ数にどのように影響  
するかを示している。ここで、円板摩擦損失による軸動  
力は実験に用いた羽根車と同寸法の羽根流路のない無垢  
な円板を同一条件で回転させ、その時の軸動力を動力計  
で測定した。また、水動力は実験で得られた流量と揚程  
より求めた。さらに、其の他の軸動力は供試本体で得ら  
れた軸動力を全軸動力として、これより水動力および円  
板摩擦損失による軸動力を差し引いたものである。

これらより、全体的にレイノルズ数が低いほど全軸動  
力係数 $\tau$ は増大し、円板摩擦損失やその他の損失も増大  
していることがわかる。また、レイノルズ数が増すに従  
い水動力係数の占める割合が他の損失係数より増大して  
いる。また、この割合は $R_e=2 \times 10^4$ では $Z=8, \beta=20^\circ$   
が全軸動力係数 $\tau$ 中で水動力係数の占める割合が大きい。  
 $R_e=10^2$ では円板摩擦損失が増すものの $Z=8, \beta=10^\circ$   
が水動力係数の占める割合が大きい。さらにレイノルズ  
数が小さく( $R_e=4$ )なると、 $Z=4$ で $\beta=10^\circ, 60^\circ$ の場  
合が他の羽根車形状よりも、損失動力係数と比較して水  
動力係数の占める割合が大きいようである。

## 4. 結 論

高粘度液用うず巻ポンプの設計基準を得る第一段階と  
して羽根車形状に着目し、羽根車の羽根出口角度と羽根  
枚数を系統的に変化させポンプ性能に及ぼすレイノルズ

数の影響を調べた。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) 本実験で使用した羽根車は形状に関係なく揚程減  
少率よりも流量減少率のほうが大きいので、揚程への影  
響より流量に対する影響の方が強く、粘度増加に伴う性  
能低下にかなりの影響を及ぼすことがあきらかになった。

(3) レイノルズ数 $R_e > 10^2$ では羽根枚数が増えるにし  
たがって効率は顕著に増大する、また、羽根出口角度の  
影響は少くない。しかし、 $R_e \leq 10^2$ では羽根羽根枚数、  
羽根出口角度の効率に対する影響は減少してきており、  
レイノルズ数が低下するにしたがってどの羽根出口角度に  
対しても $Z=4$ 枚の場合が他の羽根車形状よりも効率が  
まさっている。

従って、清水用として用いられている羽根枚数や羽根  
出口角度では高粘度液時では高い効率は期待できないが、  
高粘度液時では羽根枚数 $Z=4$ 枚の場合が比較的好性能  
が得られ、適するものと思われる。

### 参考文献

- 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, 26-132 (昭35), 202.
- 4) 西川, 機論, 30-210 (昭39), 357.
- 5) Verba, A., I. 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, エハラ技報, 4-1 (昭30), 14.
- 12) 堀江, エハラ技報, 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.