

# 港 湾 技 研 資 料

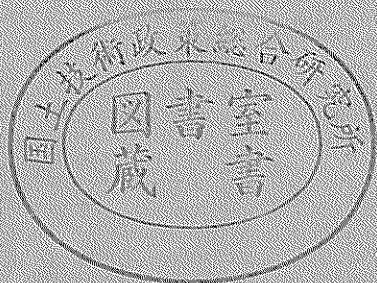
TECHNICAL NOTE OF  
THE PORT AND HARBOUR RESEARCH INSTITUTE  
MINISTRY OF TRANSPORT, JAPAN

No.324 Sept. 1979

開放形羽根車を有する高粘度用渦巻ポンプの性能  
に及ぼす粘度とすきまの影響

増 田 勝 人

運輸省港湾技術研究所



# 目 次

要 旨 .....	3
1. ま え が き .....	3
2. 実験装置および実験方法 .....	4
2.1 実 験 装 置 .....	4
2.2 供試流体の物性 .....	4
2.3 実 験 方 法 .....	5
3. 実験結果および考察 .....	6
3.1 ポンプの揚水性能 .....	6
3.2 ポンプの揚油性能 .....	6
3.3 最高効率点における諸性能 .....	8
3.4 高粘度時ポンプ諸性能の清水時性能に対する変化 .....	9
3.5 すきまによる性能変化 .....	9
4. 結 論 .....	13
5. あ と が き .....	13
参 考 文 献 .....	13
記 号 表 .....	14

## Influence of Clearance and Viscosity on Centrifugal-Pump Performance

Katsuto MASUDA\*

### Synopsis

Several studies which treat of a performance of a centrifugal pump handling viscous liquids such as C heavy oil have been carried out in the past. It was not the open type impeller used for those studies, but the closed types. It should seem that the open type impeller had a good characteristics more than the closed types in respect to pumping viscous fluids and the blockage of pumping caused by filling up dustes in the flow passages.

In this study, we performed a experiments of a characteristics of the pump with the open type impeller to clear the influence of the viscosity and clearance against the performance of the pump. The clearance between a blade and a shroud, the viscosity of employed liquids are varied respectively in experiments. And we obtained the following results.

1. The law of similarity that holds for the flow of water could not hold for viscous liquids beyond fifty centistokes. This due to greater friction loss, both in the flow passages and on the external wall of the impeller shroud caused by the increasing of viscosity of the fluid.
2. The performance of the pump can be expressed systematically by Reynolds number. In the characteristics of best efficient point, a ratio of decrease of total head and discharge and a ratio of increase of shaft power are smaller than that of the closed type impeller as the viscosity of the liquids increases. Generally speaking, the pump with the open type's have a good characteristics for higher viscous liquid, in spite of the low efficiency for water.
3. When the clearance is short, a characteristics of b.e.p. of the pump diminish linearly against the ratio of the clearance. Their diminishing coefficient depend on Reynolds number. In region of  $R_e \leq 10^4$ , the coefficient of total head and efficiency increase and that of shaft power decreases. And their coefficient are constant in region of  $R_e > 10^4$ .

---

\* Member of Sludge Treatment Laboratory, Machinery Division

# 開放形羽根車を有する高粘度用渦巻ポンプの性能に及ぼす粘度とすきまの影響

増 田 勝 人\*

## 要 旨

C重油などの高粘度液を供試流体とした渦巻ポンプの研究は、過去に数例みられるが、いずれも密閉形羽根車を有したポンプについて行ったもので、ゴミなどが混入しても閉塞の心配が少なくまた高粘度液に対して有効であると予想される開放形羽根車を有したポンプについての研究例はまれである。

本報告では、開放形羽根車を有した渦巻ポンプを用いて、羽根開放端とケーシングのすきまおよび供試流体の粘度をパラメータとして性能実験を行い、ポンプ性能に及ぼす粘度やすきまの影響について検討した結果、次の諸点が明らかになった。

- 1) 清水時に成立する相似則は、粘度が50cSt（センチストークス）ですでに成立せず、その原因として $R_e$ 数の低下に基づくポンプ内の摩擦損失や羽根車の円板摩擦損失の増大が考えられる。
- 2) 高粘度時のポンプ性能は、 $R_e$ 数によって系統的に表示ができる。それによると開放形羽根車の最高効率点での性能は、密閉形羽根車の場合に比べて高粘度時では、粘度の増大による流量、揚程の低下率、軸動力の増加率が小さい。総じて、清水時において低効率であっても、高粘度時の性能は良好であった。
- 3) すきまが小さい場合（すきま比が0.1以下）の最高効率点諸性能は、それぞれがすきま比によって直線的に低下する。それらの低下係数は $R_e$ 数の影響を受け、 $R_e > 10^4$ では一定値であるが、 $R_e \leq 10^4$ では、揚程、効率の低下係数は $R_e$ 数の減少にともなって増大し、軸動力のそれは減少傾向を示す。

## 1. まえがき

産業界における渦巻ポンプの特殊揚液に対する利用は幅広く、古くは化学ブランドの高粘性流体の輸送から近年においては下水処理のスラリー輸送、海上漏油の移送等、公害防止機器の一部に使用されている。

特殊揚液に供する渦巻ポンプの大部分は、清水を対象として設計された羽根車を有しており、効率の低い点で稼働しているのが現状である。また、スラリー輸送や海上漏油処理等に際しては、多くの異物の混入が考えられ、従来の羽根車では閉塞の危険性が十分にあり、前面シュラウドのない開放形羽根車の利用が盛んに試みられている。ゴミ等の閉塞については、羽根開放端とケーシングとのすきまを大きくとることによって安全にポンピングできるが、一方すきまによるポンプ性能の低下が避けられない。この種のポンプにおいて、安全かつ高効率に稼働しうるすきま量の決定については、経験によるところが大きく、裏付けする資料が乏しい。

渦巻ポンプの揚油特性は、供試液の粘度を広範囲に変

化させた場合についての系統的な研究によって報告され、板谷<sup>1)</sup>、A.T. Ippen<sup>2)</sup>らは、ポンプ諸性能をレイノルズ数で整理すれば系統的な表示ができることを論じ、また西川<sup>3)</sup>は高粘度時の揚程と清水時の揚程の差で圧力損失を見積り、高粘度時の任意の運転状態における揚程を清水時の値から推定している。これらの研究に用いられたポンプは清水用に設計された羽根車を有しており、高粘度用渦巻ポンプについては、高粘度液に対して相対的に良好な性能が得られればよいもので、清水を作動流体としたポンプと相違点をもつ独自の設計が必要であろう<sup>4)</sup>。

供試液の粘度の増大によるポンプ性能の低下は、主としてポンプ内の摩擦損失の増大、羽根車の円板摩擦損失の増大によるもので、この点に関して豊倉<sup>5)</sup>は、羽根出口角を大きくとることや開放形羽根車を用いることの有効性を指摘している。

開放形羽根車をもつ渦巻ポンプは、どろ水やゴミ等の固形物を含む液体の輸送において閉塞の心配が少ないなどの点で古くから利用されていたが、高粘度液についても

\* 機材部 汚泥処理研究室

円板摩擦損失の低減が考えられ、密閉形羽根車に対して相対的にポンプ性能の向上が予想される。この点について、南条<sup>6)</sup>、村上<sup>7)</sup>らは羽根開放端とケーシング側壁とのすきま量に比例してポンプ性能が低下することを清水実験によって報告している。

しかし、これらの問題を取扱った研究例は少なく、開放形羽根車を持つ渦巻ポンプの特性を知ることは困難であり、多方面からの研究の積み重ねが必要であろう。

本研究では、C重油を供試流体としてその粘度およびすきま量を変化させた場合の開放形羽根車を有する渦巻ポンプの性能変化について実験を行い、清水用に設計された密閉形羽根車との性能比較を行って、粘度およびすきま量のポンプ性能に及ぼす影響について調べた。

## 2. 実験装置および実験方法

### 2.1 実験装置

実験装置の概略を図-1に示す。供試流体は、内部に

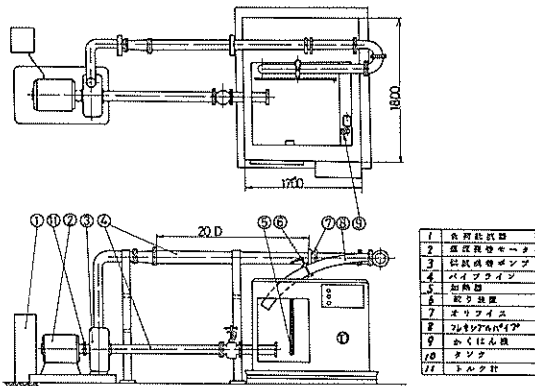


図-1 実験装置概略

仕切板を持つタンク⑩（1.8m<sup>3</sup>の供試流体貯蔵）内に蓄えられ、4インチ片吸込み渦巻ポンプ③によって循環される。供試流体は、タンク内に設けられた加熱器⑤（細管にヒータコイルを入れたもの）によって所定の温度に加熱保温される。設定温度の低温側の限界は、冷却装置（細管群に清水を循環させたもの）の制約により外気温度であった。温度の測定は、タンク内に取付けたアルコール温度計とポンプ入口部に設けられたサーミスタ温度計を並用して行った。供試羽根車には図-2に示すように外径260mm、羽根みぞ深さ40mm、出口角40°の開放形羽根車を用いた。羽根開放端とケーシング②とのすきまは、ケーシング④、⑥との間に、1.00mm、1.65mmの耐油性パッキンを適量取付けて作った。また羽根開放端側のすきまの変化だけを調べるため羽根車後面シムラドとケーシング⑥とのすきまを一定とした。

ポンプの駆動は7.5kWの直流複巻電動機②で行い、

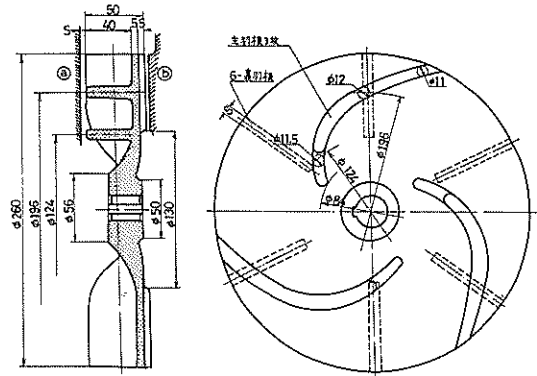


図-2 供試羽根車の形状

ポンプの回転数の変化は、D.C抵抗器①によって行った。軸動力の測定は電動機に直結している軸に取付けているスリップリング式トルク計⑪によって行い、ポンプ吐出し量は20D以上の直管部に設けたオリフィス⑦を用いて測定し、流量の調節にはフレキシブルパイプ③に取付けた絞り装置⑥を用いた。

ポンプ吐出し圧力、吸込み圧力は抵抗線歪計式圧力計によって測定した。

### 2.2 供試流体の物性

実験の供試流体にC重油および清水を用いた。図-3にC重油の動粘度特性を示す。C重油は温度によって著しく粘度を変え、30°Cで動粘度 $\nu$ は1,000cSt（セン

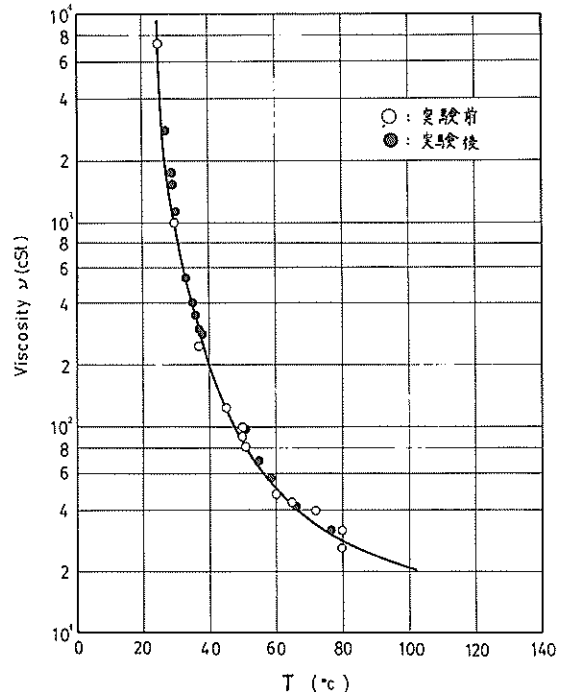


図-3 供試C重油の動粘度特性

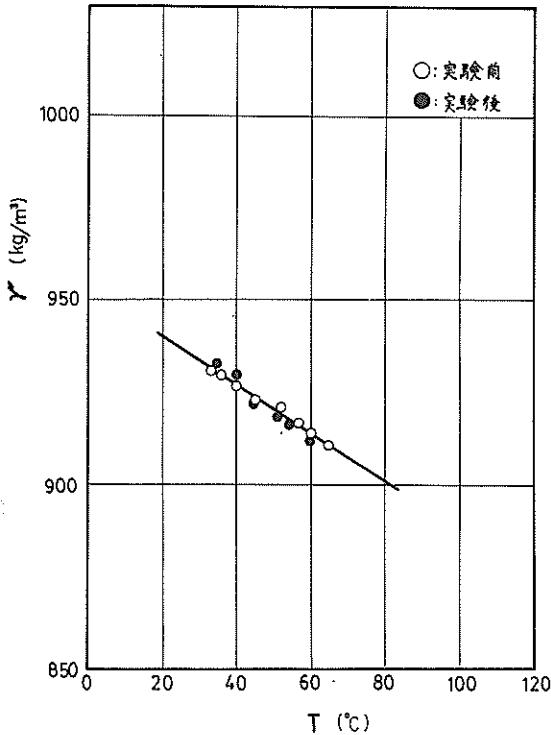


図-4 供試C重油の比重量の変化

テストクス), 60°Cで50cStであった。

特に低温域では温度による粘度変化が激しく実験に際して温度制御には十分注意を払う必要があった。動粘度の測定には回転式粘度計を用いた。

図-4は、供試C重油の比重量の変化を示す。C重油は内部にイオウ等の混入物があるため加熱冷却を繰返すうちに特性が変化する恐れがあり、実験開始前に十分にガス抜きを行う必要があった。今回、実験プログラム開始前と全実験終了後の特性試験では、図-3, 4に示すようにほぼ同一の値を示しており、実験期間中に物性の変化はなかったものと考えられる。

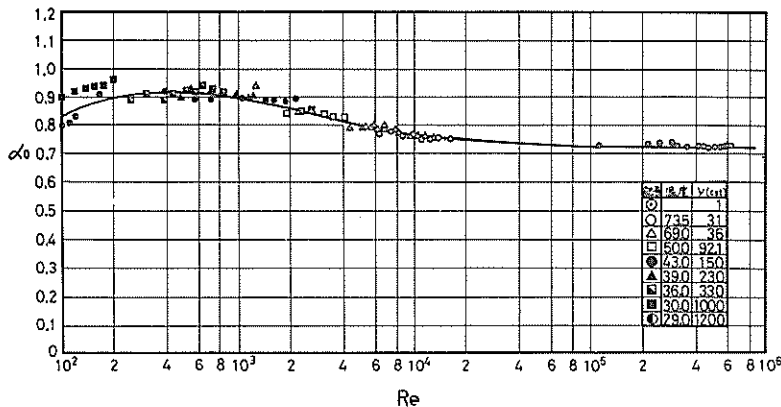


図-5 管オリフィスの流量係数

## 2.3 実験方法

### 1) 測定器の検定

ポンプ流量の測定にはルーツ式流量計および直接容積法で校正したオリフィスを用いた。検定した流量範囲は、0~1.5m³/minであった。図-5に本実験に用いたオリフィスの流量係数  $\alpha_0$  についての実験結果を示す。流量係数として  $\alpha_0 = Q / \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2gh}$ , レイノルズ数として  $(Re)_{oli} = \sqrt{2gh} \cdot d / \nu$  を用いた。またオリフィスの開口比  $(\beta')^2$  は 0.49 であった。

以下に主な測定器の仕様を示す。

- (a) 圧力計 吸込み圧力 容量 1kgf/cm²  
吐出し圧力 容量 2kgf/cm²
- (b) 差圧計 差圧/元圧 0.5/5kgf/cm²
- (c) トルク計 容量 5kgf-m
- (d) 温度計 測定範囲 -10~140°C

(三段切換)

### 2) 実験方法<sup>8)</sup>

測定に先だちパイプライン内およびポンプ内の気泡を排除し、十分にタンク内の供試流体を循環させ流体温度にバラツキをなくした後に、ポンプ回転数および流体温度を一定に保ち、流量調節用絞り装置によって吐出し量を変化させ全揚程、軸動力、吐出し量の測定を行った。

温度による供試流体の粘度変化が大きいことから実験中の入口温度の変化に注意し、温度変化をおよそ±0.5°C以内に保った。この温度誤差による動粘度の偏差は、30°Cでは1,000±70cSt, 60°Cでは50±1.5cStで、それぞれ7.3%であった。なお、実験ケースはポンプ回転数が800~1,100rpmの間100rpm毎に4種類、供試流体の動粘度がC重油については、5.0~1,000cStの間の6種類そして清水の合計7種類、羽根開放端とケーシング側壁とのすきまが1.00~1.065mmの間の7種類である。

### 3. 実験結果および考察

#### 3.1 ポンプの揚水性能

図-6に清水時ポンプ性能の一例を示す。図-6は、羽根開放端とケーシング側壁とのすきまを $S=1.00\text{mm}$ とした場合の無次元表示である。回転数が増えているにもかかわらず一本の曲線上にのり、相似則( $Q \propto N$ ,  $H \propto N^2$ ,  $L \propto N^3$ )が成立することを示している。従来の密閉形羽根車の場合には、揚程係数 $\psi$ は山高の曲線となっているが本実験の開放形羽根車の場合には、山高傾向をとらなかつた。

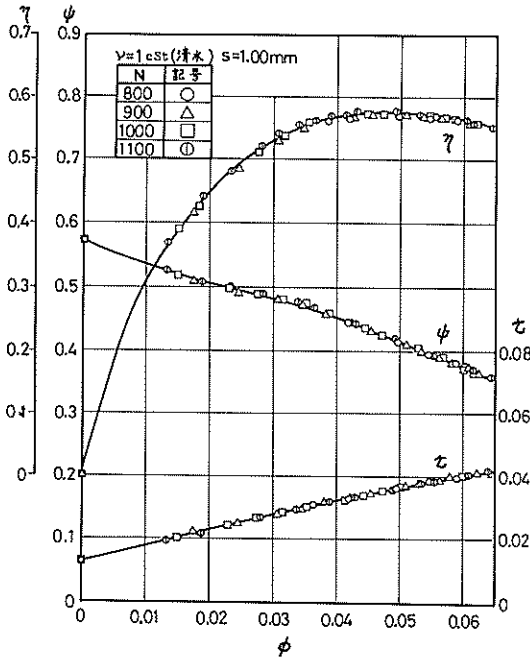


図-6 供試ポンプの揚水性能 ( $S=1.0\text{mm}$ )

#### 3.2 ポンプの揚油性能

##### 1) 回転数の影響

ポンプ回転数を変化させた場合のポンプ性能の一例を図-7, 8に示す。図-7, 8は、すきまが、 $1.0\text{mm}$ の場合でそれぞれ粘度が50, 390 cStの時のポンプ性能の回転数をパラメータとして無次元表示している。回転数が800~1,100 rpmと変化が少ないにもかかわらず、粘度が高い場合には、いずれの図においても回転数を変化させた特性が一致しておらず、相似則が成立していない。一般に相似則が成立する粘度は15~30 cStまでと言われ、本実験結果では50 cStですでに成立していない。

一般に密閉形羽根車を用いたポンプ性能では、揚程-流量特性は山高の曲線を示すが、開放形羽根車の場合には、すきまを通じて羽根前面から後面への逆流によって生ずる損失などによって山高傾向をとらない。

次に相似則の成立しない原因について検討してみる。

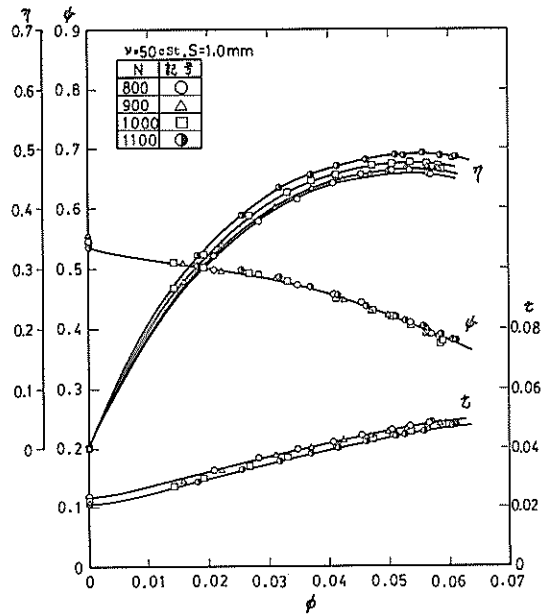


図-7 低粘度 (50 cSt) における供試ポンプの無次元性能

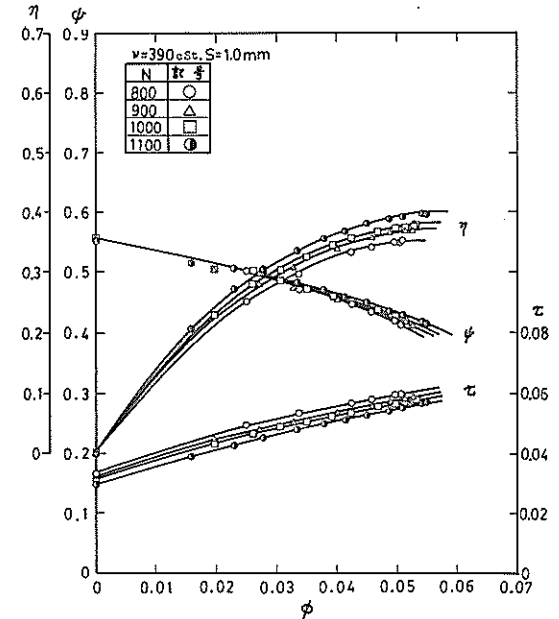


図-8 高粘度 (390 cSt) における供試ポンプの無次元性能

C重油を供試流体とした時のレイノルズ数 ( $Re = \omega r^2 / \nu$ ) は  $0.142 \times 10^4 \sim 0.389 \times 10^5$  の範囲にあり、羽根車内の流れは層流状態と考えられる。

揚程曲線は理論揚程から摩擦損失、衝突損失およびすきま部分の逆流による損失を差し引いた値で与えられ、また縮切点における揚程係数は、いずれの場合も回転数によってほとんど変化しないことより衝突損失はほぼ回転数の影響を受けないことを示している。すなわち、揚程-流量特性に及ぼす摩擦損失の影響が大きいことを示している。流れに平行においた平板に働く抗力に示され



るような摩擦損失は  $R_e$  数の影響を受ける。その効果は層流域で著しく、損失係数は回転数の逆数に比例する。したがって、 $Q-H$ 特性 ( $\phi-\psi$ 特性)の大流量域においては回転数による揚程の差は大きくなり、低回転数ほど右下りの傾向をとっている。

軸動力は、いずれの場合も回転数の増加に伴ない流量係数の変化を無関係にほぼ一様に減少している。軸動力に占める損失動力において流量に無関係な成分である円板摩擦動力が主たる原因と考えられる。

すなわち、円板摩擦損失は回転数の増大に伴なって減少することになる。

効率-流量特性では、回転数の増加に伴なって、揚程の増大、軸動力の減少により効率は増加する。

## 2) 粘度変化の影響

粘度を変化させた場合のポンプ性能の一例を図-9, 10に示す。図-9(a), (b)は、それぞれ  $S=1.00, 5.65$  mm,  $N=900$  rpm とし、供試流体の動粘度をパラメータとした線図である。図-10(a), (b)は、それらの無次元表示である。図中の一点鎖線は最高効率点を示す。

$Q-H$ 特性 (または  $\phi-\psi$ 特性)は、低流量域ではほとんど粘度変化の影響を受けていないが最高効率点付近では粘度の増大に伴って揚程が低下し右下りの傾向を強くしている。しかし低下の割合は、密閉羽根車に比べて小さい。

開放形羽根車の場合の水力損失を考える際に三つの部分に分けて考えられる。一つは、羽根みぞ内の後面シェラウドに近い逆流に関与しない部分の流れであり、一つは羽根車開放端付近のすきま部から逆流をたえ

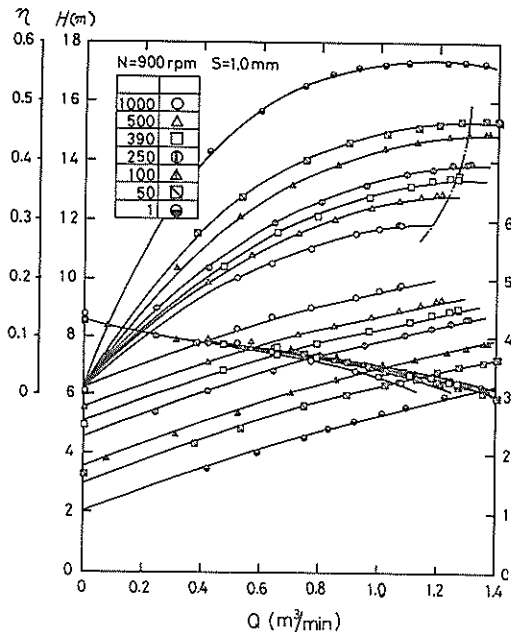


図-9(a) 粘度の違いによる供試ポンプの性能 ( $S=1.0$ mm)

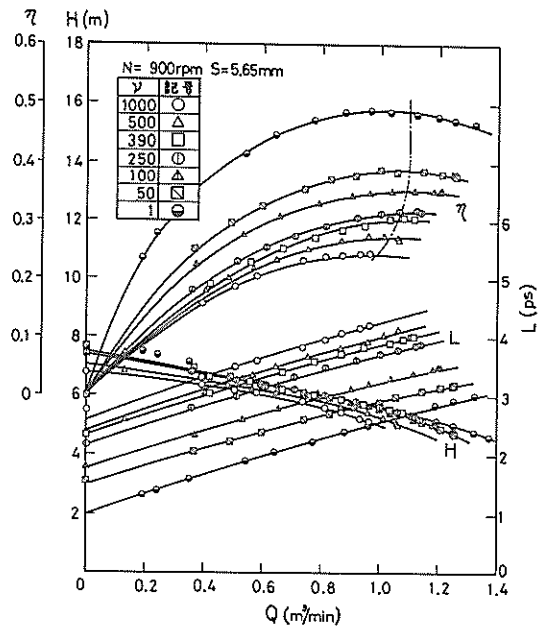


図-9(b) 粘度の違いによる供試ポンプの性能 ( $S=5.65$  mm)

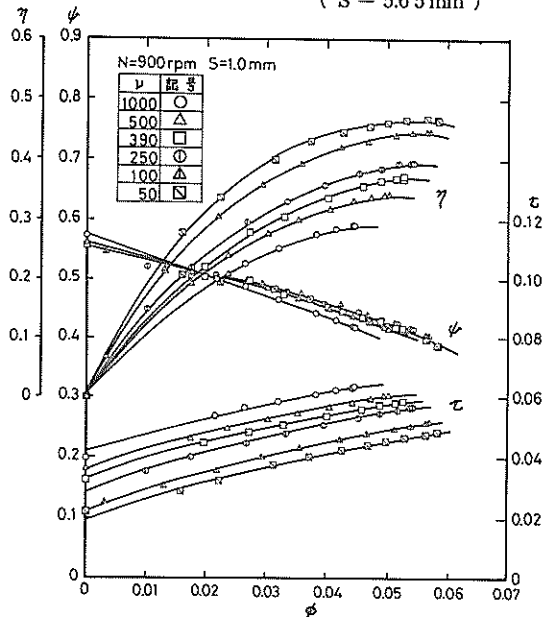


図-10(a) 粘度の違いによる供試ポンプの無次元性能 ( $S=1.0$ mm)

ず発生、吸収している部分の流れである。そしてすきま部内の流れである。前者は密閉形羽根車内の流れと同様に扱うことができ、摩擦損失にかかわる流速は羽根車に対する相対速度であり、他の二つにおいてはケーシングに対する速度、すなわち絶対速度である。これらによる損失が、流量、粘度変化によって水力損失中に占める割合を変えていると考えられる。低流量域においては、粘度の増大によって逆流量は減少し、羽根みぞ内の逆流に



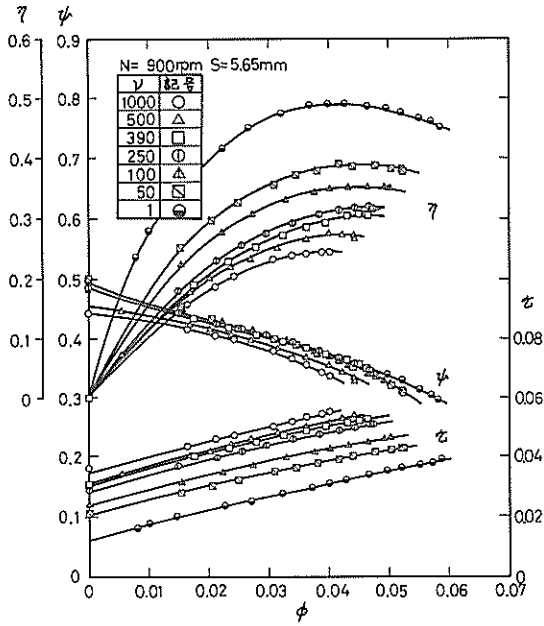


図-10(b) 粘度の違いによる供試ポンプの無次元性能 (S = 5.65mm)

関与しない流れの占める割合が大きくなり、これによる摩擦損失が支配的となってくる。また最高効率点を含む高流量域では絶対速度と相対速度の流路差がなくなり、粘度の及ぼす影響としては、逆流による損失と逆流に関与しない流れによる損失について考えればよいことになる。逆流による損失は、粘度の増大とともに減少するが、羽根車内の層流による摩擦損失は増大する。以上のごとく、これらの相互作用、すなわち、密閉形羽根車における流路内の摩擦損失を開放形羽根車では、すきまによる逆流損失と羽根みぞ底部の摩擦損失とに分けることによって粘度の増大によるQ-H特性の右下りの傾向の増大を密閉形羽根車の場合に比べて弱めるものと考えられる。次に、図-10(a), (b)において粘度が増加すると軸動力はほぼ一定量増加している。これは流量に無関係な円板摩擦損失動力やライナーリング部の摩擦損失動力等と考えられる。

最後に、粘度を変化させた場合の効率、揚程の低下、軸動力の増加によって低下現象を呈するが、密閉形羽根車の場合に比べて低下割合は小さくなっている。また、最高効率点も低流量側に移行している。

なお、最高効率点の比速度  $n_s = N\sqrt{Q}/H^{3/4}$  は、高粘度においてもほぼ一定に保たれ、本実験では  $n_s = 258$  (rpm, m<sup>3</sup>/min, m) であった。以上のごとく高粘度時には主に摩擦損失の占める割合が大きいが、密閉形羽根車に比べて開放形羽根車は粘度増加による揚程の低下

割合が少なく相対的に高粘度液には良好な性能を有している。

### 3.3 最高効率点における諸性能

図-11に最高効率点における諸性能のレイノルズ数に

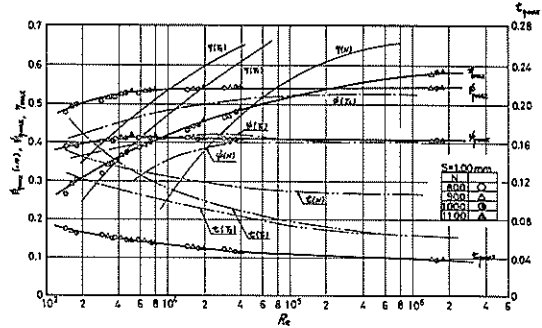


図-11 最高効率点における諸性能に及ぼす  $R_e$  数の影響

よる変化の一例を示した。横軸の  $R_e$  数の値は  $R_e = \omega r_2^2 / \nu$  である。Ippen<sup>1)</sup>、西川<sup>2)</sup>は、諸性能を  $R_e$  数で整理すれば系統的な表示ができることを報告しており、本実験結果でも回転数および粘度をそれぞれ変化させた時の諸性能が、それぞれのすきまにおいて一本の曲線上にのっている。これは、高粘度液についても  $R_e$  数に関する流れの相似則がほぼ成立することを意味し、前述の回転数の影響や粘度変化の影響は  $R_e$  数の変化の影響と考えることができる。図-11に併記している他の実験結果は、すべて密閉形羽根車を用いた場合の例である。

揚程係数  $\phi_{\eta_{max}}$  は、 $R_e$  数の低下に伴って一度増加し、そののちに低下する。このピークは、遠心力効果によるものであろう。この傾向は、すきまが狭いほど顕著であり、すきまが 3.65mm 以上では  $\phi_{\eta_{max}}$  のピークは表われてこない。すきまがある値以上になると逆流による損失の増大や羽根車のポンプ作用のてい減によって、それらの現象をおさえているものと考えられる。

高粘度においても比速度が、ほぼ一定値をとることから  $\phi_{\eta_{max}}$  の粘度変化による低下量のほぼ 1.5 倍で与えられ、密閉形羽根車の場合に比べて、高粘度時の揚程低下量が小さいことは、最高効率点の低流量側への移行が小さいことを意味する。したがって、羽根車入口における衝突損失が小さいことを示している。

軸動力係数  $\tau_{\eta_{max}}$  は、層流域 ( $R_e < 3 \sim 5 \times 10^5$ ) において直線的に増大しているが、密閉形羽根車の場合と比較して増加割合がかなり少ない。

以上の結果、密閉形羽根車に比べて効率の低下量が少なく、高粘度液に対し良好な性能を有している。

### 3.4 高粘度時ポンプ諸性能の清水時性能に対する変化

高粘度時のポンプ性能の推定には、JISB8306に示されているHydraulic Instituteの方法などのように清水に対する修正係数を用いることが多い。ここでは開放形羽根車を有する渦巻ポンプの高粘度時性能推定の修正係数について調べてみる。

図-12および付図1(a)~(f)は、最高効率点性能の修正

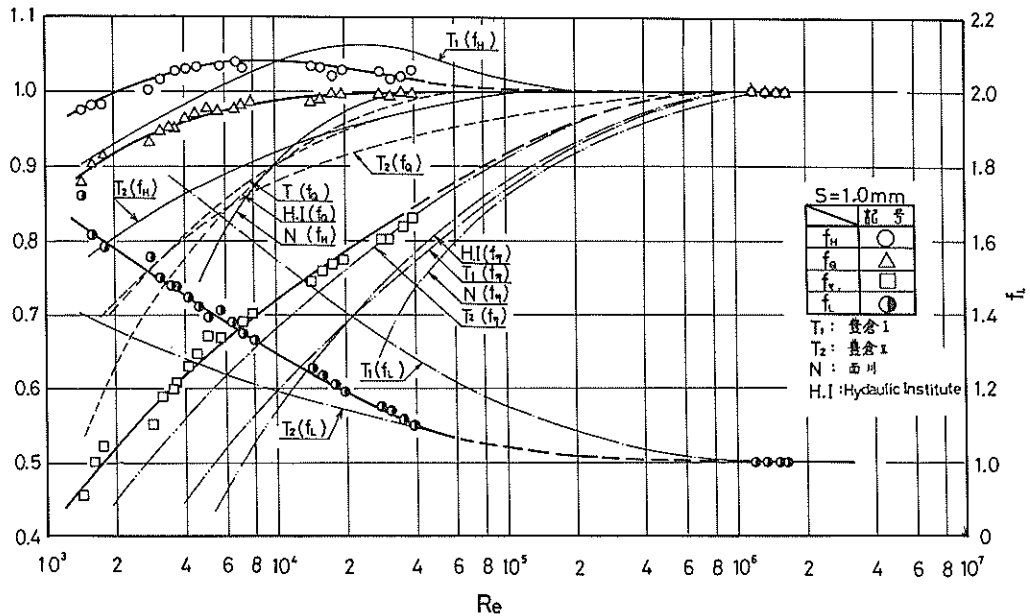


図-12 最高効率点性能の清水時性能に対する修正係数の変化

図-12にはHydraulic Instituteによる修正係数および西川<sup>3)</sup>、豊倉<sup>5)</sup>の実験結果を併記している。これらの曲線はいずれも密閉形羽根車を用いた例であり、図中の $T_1, T_2$ は出口角のみ異なる羽根車でそれぞれ $23^\circ$ と $65^\circ$ であった。

すきま比 $\lambda$ が0.1以下において、揚程の修正係数 $f_H$ は、 $R_e$ 数の減少によって一度増加し、そののちに低下しているが、本実験の $R_e$ 数の範囲では全範的に1.0以上の値であり、粘度変化による揚程の低下は見られなかった。

$\lambda > 0.1$ では高粘度時に減少傾向を示している。

軸動力の修正係数 $f_L$ は $R_e = 1.5 \sim 2.0 \times 10^5$ を境にしてレイノルズ数が減少するに伴ないほぼ直線的に増加している。層流域での円板摩擦損失係数は $1/R_e$ に比例することから軸動力における粘度の影響は、主に円板摩擦損失であることを裏付けている。また、ポンプ内の流れの層流から乱流への遷移点は $R_{e,cr} = 1.5 \sim 2.0 \times 10^5$ と見なすことができる。この値は、従来の値( $3 \sim 5 \times 10^5$ )

係数のレイノルズ数に対する変化の一例を示している。修正係数は次式で表わされる。

$$f_H = (H_v/H_w) \eta_{max}$$

$$f_Q = (Q_v/Q_w) \eta_{max}$$

$$f_L = (L_v/L_w) \eta_{max}$$

$$f_\eta = (\eta_v/\eta_w) \eta_{max}$$

ここで、添字 $v, w$ は高粘度時、清水時を表わす。

とほぼ一致している。

密閉形羽根車との特性との比較では、高粘度( $R_e < 10^4$ )において $f_H, f_Q$ の低下や $f_L$ の増加が小さく良好な性能を有していることが認められる。

### 3.5 すきまによる性能変化

図-13(a)~(c)に羽根開放端とケーシング側壁とのすきまを変化させた場合のポンプ性能曲線の一例を示す。それぞれポンプ回転数、粘度を一定とし、すきまをパラメータとした線図で、すきまの増加に伴って揚程係数、効率は低下し、軸動力係数は平行して低下している。

図中に示されている一点鎖線は、各すきまにおける最高効率点を結んだもので清水時には、ほぼ $\phi \propto \phi^2$ の関係が認められるが、粘度が大きい場合にはこの関係が崩れてくる。

すきまによって各曲線がほぼ平行移動することや、最高効率点が $\phi \propto \phi^2$ の関係にあることに注目すると、すきまを一定としてポンプ回転数を変化させた場合の清水

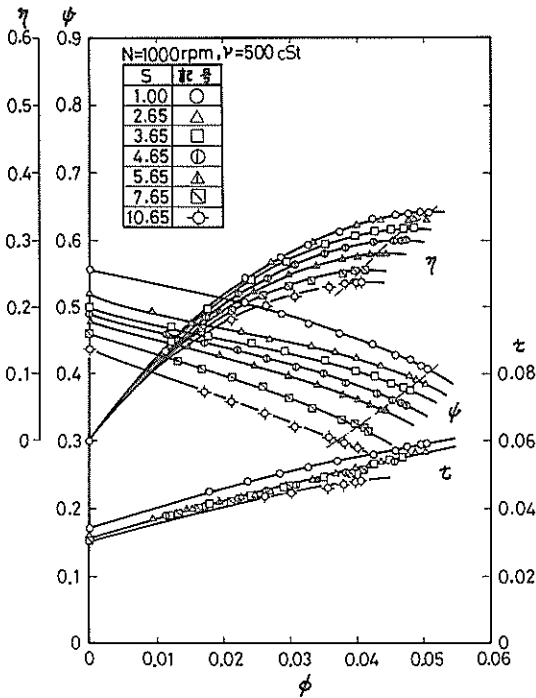


図-13(a) すきまの違いによる供試ポンプの性能変化 ( $\nu=500\text{ cSt}$ )

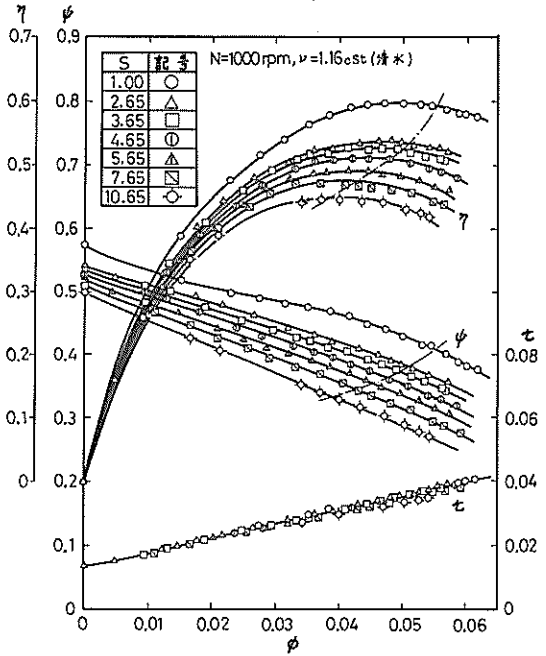


図-13(c) すきまの違いによる供試ポンプの性能変化 (清水)

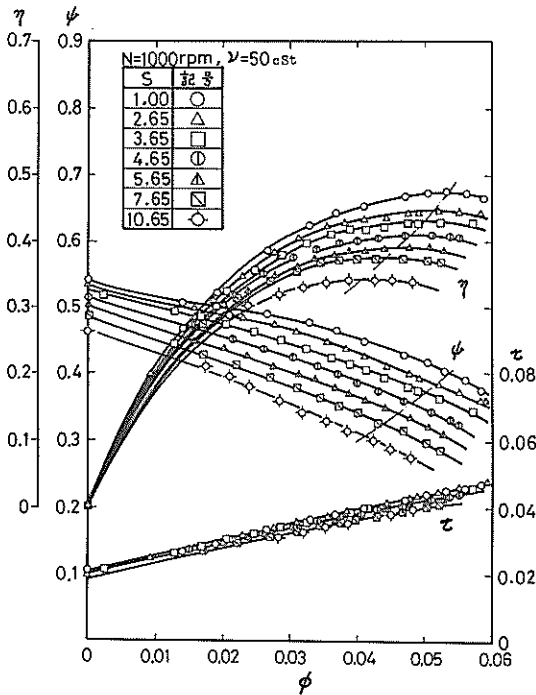


図-13(b) すきまの違いによる供試ポンプの性能変化 ( $\nu=50\text{ cSt}$ )

時ポンプ性能と同等な関係にあると見なすことができる。すなわち、清水時ポンプ性能で成立っている相似則がすきま量の変化に関しても適用できる。

次に、最高効率点における諸性能のすきまによる変化の一例を図-14に示す。横軸にすきま比  $\lambda$  ( $\lambda = S/B$ ,  $S$ : すきま量,  $B$ : 羽根みぞ深さ) をとっている。

各性能曲線は、 $Re$  数にかかわらずすきま比  $\lambda \leq 0.1$  に

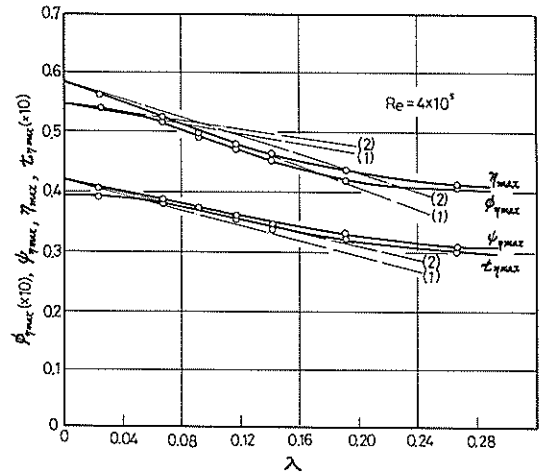


図-14 最高効率点性能のすきまによる変化 ( $Re = 4 \times 10^5$ )

おいて直線的に低下し、すきま比が大きくなるにつれ、それぞれの低下が弱まりゆるやかな曲線となっている。

Pfleiderer<sup>9)</sup>は、開放形羽根車を有する渦巻ポンプのすきまによる性能変化を与える経験式を提案し、また、村上<sup>6)</sup>らは羽根前後面の圧力差によって生じる漏れ流れに関する運動エネルギーの損失から同様の経験式を示している。

それによると開放形羽根車を用いた渦巻ポンプでは羽根前面でエネルギーを受けた流体の一部が羽根前後面の圧力差によりすきまを通過して羽根裏面に向かって逆流する。その概要を図-15に示す。逆流によるエネルギーの損失には、羽根車内からすきま部に流れ込む際の損失とすきま部から羽根車内に流れ込む際の損失、そしてすきま部を流れる損失がある。

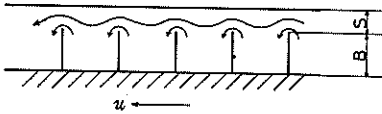


図-15 羽根内の流れ

羽根みぞ内からすきま部への逆流量を  $Q_i$  とすると  $Q_i$  が逆流せずに羽根車を通過するものとした時のもっているエネルギーは、 $\gamma Q_i H_{th}$  ( $H_{th}$  は理論揚程) であり、すきま部へ流れ込む際のエネルギー損失割合を  $\zeta$  とすると、損失エネルギーは、 $\zeta \gamma Q_i H_{th}$  である。

次に、すきま部から羽根みぞ内への流れ込みによって生じるエネルギー損失は、流路急拡大による損失と考えられる。羽根みぞ内およびすきま部の流体のもつ速度を  $u, u'$  とすると、損失水頭  $h_l$  は、

$$h_l = \frac{1}{2g} (u - u')^2 = \left\{ 1 - \frac{u'}{u} \right\}^2 \frac{u^2}{2g} = \zeta_1 \frac{u^2}{g} \quad (1)$$

となり、損失エネルギーは、 $\zeta \gamma Q_i \frac{u^2}{g}$  となる。ここで、羽根みぞ内のエネルギーは同一半径上において均等であると仮定する。すなわち、逆流を生じる前後でもっているエネルギーは、同一であると考え、

$$\zeta \gamma Q_i H_{th} = \zeta_1 \gamma Q_i \frac{u^2}{g} \quad (2)$$

図-16は密閉形羽根車(I)を開放形羽根車(II)に変えた時の作動点の変化を示している。

開放形羽根車においては、すきま部における逆流のため揚程、流量が低下し、作動点がA→Bと移動するが、ここでは同一流量上の移動(A'→B)を考える。いま、密閉形羽根車の理論水頭を  $H_{th}$ 、流量を  $Q_{th}$  とし開放形

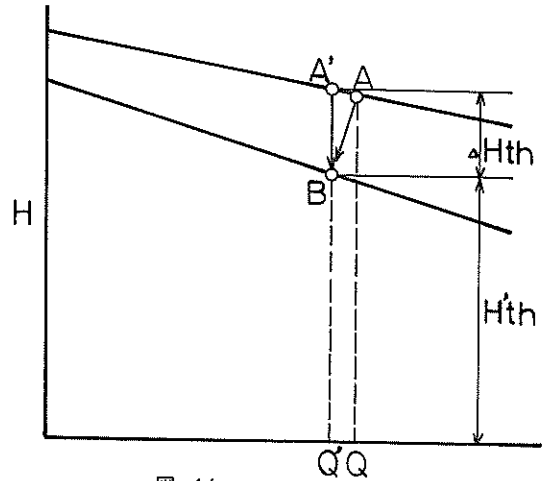


図-16

羽根車においてそれぞれ  $H'_{th}$ 、 $Q'$  とすると、

$$H'_{th} Q' = H_{th} Q' - 2\zeta H_{th} Q_i \quad (3)$$

が成り立つ。右辺の第一項は密閉形羽根車を用いたときに羽根車によって受けるエネルギー、第二項は逆流によって生じる損失エネルギーを示している。ここで、すきまによる揚程の低下量  $\Delta H_{th}$  を  $\Delta H_{th} = H_{th} - H'_{th}$  とすると式(3)より

$$\frac{\Delta H_{th}}{H_{th}} = 2\zeta \frac{Q_i}{Q'} = 2\zeta \frac{Q_i}{Q} \quad (4)$$

となる。ここに  $Q = Q' + Q_i$  である。また逆流量と流量の比<sup>9)</sup>は、

$$\begin{aligned} \frac{Q_i}{Q} &= \frac{\alpha_c \cdot u_l \cdot S (r_2 - r_1) \cdot z}{\pi \cdot D_2 \cdot B_2 \cdot u_{m_2} \cdot \xi_2} \\ &= \frac{\alpha_c \cdot u_l \cdot z}{2\pi \cdot u_{m_2} \cdot \xi_2} \left( 1 - \frac{r_1}{r_2} \right) \lambda = \alpha' \lambda \end{aligned} \quad (5)$$

である。

ここで、

- $B$  : 羽根みぞ深さ
- $r_{1,2}$  : ポンプ入口、出口の羽根車半径
- $S$  : すきま量
- $u_l$  : 羽根前後面の圧力差によって生ずる流速
- $u_{m_2}$  : 羽根車出口におけるメリディアン速度
- $z$  : 羽根枚数
- $\alpha_c$  : すきま部における流量係数
- $\xi_2$  : 羽根厚さを考慮した出口面積係数

したがって、式(3), (4)より

$$\frac{\Delta H_{th}}{H_{th}} = 2\alpha\lambda = \beta\lambda \quad (6)$$

である。ただし、 $\alpha = \zeta\alpha'$

ポンプ内における摩擦損失、衝突損失等の密閉形羽根車の場合に生じる損失と同じ性質の損失が開放形羽根車でも同様な値をもつものと仮定すると、

$$\frac{\Delta H}{H} = \beta\lambda \quad (6')$$

となる。次に、すきまを変えた場合の最高効率点のポンプ性能において、 $\phi \propto \phi^2$  が清水について成立することを高粘度液まで拡張すると、揚程、流量のすきまによる変化の関係は、

$$\frac{dH}{H} = 2 \frac{dQ}{Q}$$

で表わされる。したがって、すきまによる流量の変化は、

$$\frac{dQ}{Q} = \alpha\lambda$$

となる。また効率、軸動力のすきまによる変化<sup>6)</sup>は、

$$\begin{aligned} \Delta\eta/\eta &= \gamma\lambda \\ \Delta\tau/\tau &= \delta\lambda \end{aligned}$$

と表わされる。以上をまとめると、

$$\begin{aligned} \phi_{\eta_{max}}/\phi_0 &= 1 - \alpha\lambda \\ \phi_{\eta_{max}}/\phi_0 &= 1 - \beta\lambda \\ \eta_{max}/\eta_0 &= 1 - \gamma\lambda \\ \tau_{\eta_{max}}/\tau_0 &= 1 - \delta\lambda \end{aligned} \quad (7)$$

となる。ここに、 $\phi_0, \phi_0, \eta_0, \tau_0$  は、すきま比 $\lambda = 0$ の時の最高効率性能を意味する。

図-14は、 $\lambda \leq 0.1$ において各曲線とも直線的に低下し、式(7)を満足している。しかしながら流量係数のすきまによる影響は、 $\lambda \leq 0.05$ の極めて小さい範囲で一致している程度で、一点鎖線①、②より低い値を示している。一点鎖線は、Pfleidererによる式で、Pfleiderer<sup>(9)</sup>によると式(7)の低下係数は、 $2\alpha = \beta = \gamma = 1.5 \sim 3.0$ を提案しており、本実験の羽根車のごとく羽根枚数が少ない( $z = 3$ )場合には、すきま部における逆流量が少なく低下係数も小さな値をとるものと考え、一点鎖線①には、 $2\alpha = \beta = \gamma = 1.5$ の最低値を用いた。また、一点鎖線②には南条<sup>6)</sup>らの式により求めた値、 $2\alpha = \beta = \gamma = 1.30$ を用いている。

図-17は、 $\lambda \leq 0.1$ における最高効率点性能の各低下率 $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ の $Re$ 数による影響を示した。

$Re \geq 10^4$ の範囲では各係数ともほぼ一定値を示し、 $\alpha = 1.58, \beta = 1.22, \gamma = 1.53, \delta = 1.40$ であった。 $\beta$ は南条らの値( $\beta = 1.30$ )と $\gamma$ はPfleidererの値( $\gamma = 1.50$ )と比較一致していたが、 $\alpha$ はかなり高い値を示している。 $Re \leq 10^4$ の範囲では、 $\beta, \gamma$ は粘度の増大とともに増加する傾向にある。これは、粘度が増大するとすきま部における逆流の流量係数 $\alpha_c$ が乱流域における値に比べて一次的に大きくなることと図-16の傾きを表わす値、例えば $\beta \times \phi_0$ の値が $Re$ 数による変化が小さいのに比べて、 $\phi_0$ は $Re < 10^4$ において低下することになる。 $\gamma$ についても同様に説明されるが $Re$ 数による増加割合は $\beta$ ほど大きくない。また、 $\delta$ は低下傾向を示した。

すきまが大きい場合( $\lambda > 0.1$ )には各性能の低下割合が減少し、ゆるやかな曲線となっている。式(5)は羽根前後面の圧力差が一様であるとして導いているが、すきまが

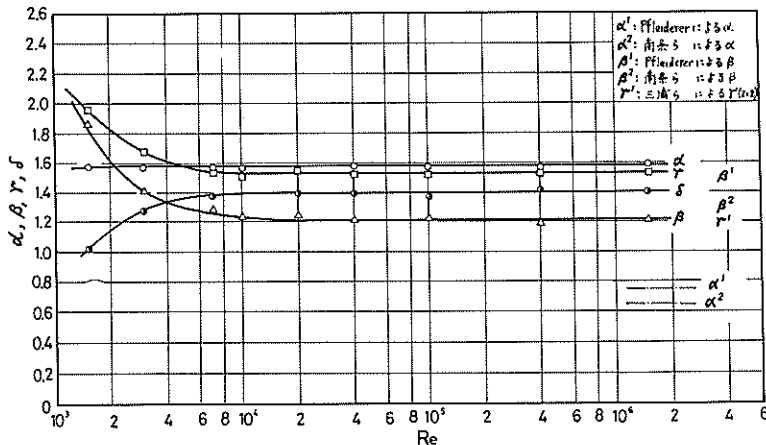


図-17 最高効率点における $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ の変化

大きくなると圧力差は半径方向に付し一様でなくなる<sup>11)</sup>。したがって、ポンプ諸特性を低下させる逆流量がすぎまに比例した量より小さくなることによると考えられる。すぎまが大きい場合について同様にして実験式を提示すると、

$$\left. \begin{aligned} \phi_{\eta_{\max}} &= C_1 \lambda^{-e_1} \\ \phi_{\eta_{\max}} &= C_2 \lambda^{-e_2} \\ \eta_{\max} &= C_3 \lambda^{-e_3} \\ \tau_{\eta_{\max}} &= C_4 \lambda^{-e_4} \end{aligned} \right\} (8)$$

ただし、 $0.1 < \lambda < 0.25$  係数  $C$  および指数  $e$  は  $Re$  数によって変化する。図-18, 19 にその状態を示す。指数  $e$  は、

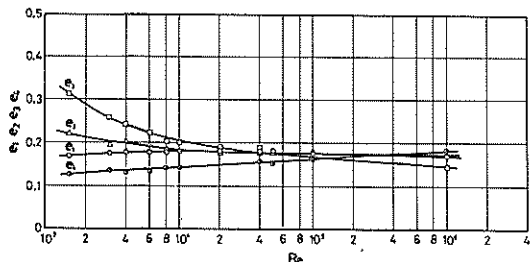


図-18 最高効率点における  $e_1 \sim e_4$  の変化

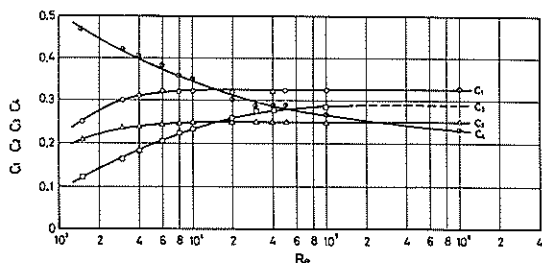


図-19 最高効率点における  $C_1 \sim C_4$  の変化

低下係数  $\alpha \sim \delta$  と同様の傾向を示している。係数  $C_1 \sim C_4$  は、それぞれ  $\lambda = 0$  のときの各性能、たとえば  $\phi_0$ ,  $\psi_0$  などを含む値であるため、3-3) に示す最高効率点性能の曲線と似ている。

#### 4. 結 論

高粘度液の揚油において有効と考えられる開放形羽根車を有する渦巻ポンプを用い、供試液体の粘度および羽根開放端とケーシング側壁とのすぎまを変化させて揚油実験を行った結果、次の諸点が明らかになった。

1) 清水時に成立する相似側 ( $Q \propto N$ ,  $H \propto N^2$ ,  $L \propto N^3$ ) は、粘度が 50 センチストークス程度ですでに成立せず、その原因として主に  $Re$  数の低下に基くポンプ内の摩擦損失や羽根車の円板摩擦損失の増大が考えられる。

2) 高粘度時のポンプ性能は、レイノルズ数によって整理を行うと系統的な表示ができる。それによると開放形羽根車の最高効率点での性能は、密閉形羽根車に比べて高粘度時では、揚程、流量の低下率、軸動力の増加率が小さく、効率が高かった。総じて開放形羽根車は、清水時において低効率であっても、高粘度時のポンプ性能は相対的に良好であった。

3) すきまが小さい場合 ( $\lambda \leq 0.1$ ) の最高効率点性能のすぎまによる影響は、次式で表わされる。

$$\begin{aligned} \phi_{\eta_{\max}} / \phi_0 &= 1 - \alpha \lambda \\ \psi_{\eta_{\max}} / \psi_0 &= 1 - \beta \lambda \\ \eta_{\max} / \eta_0 &= 1 - \gamma \lambda \\ \tau_{\eta_{\max}} / \tau_0 &= 1 - \delta \lambda \end{aligned}$$

ただし、 $\lambda$  はすぎま比、添字 0 はすぎまがない場合の性能を表わす。

係数  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $\delta$  はレイノルズ数の影響を受け、 $Re \leq 10^4$  では  $Re$  数の減少に伴って、 $\beta$ ,  $\gamma$  は増大し、 $\delta$  は減少傾向をとる。また、 $Re > 10^4$  では、それぞれ一定値をもち、 $\alpha=1.58$ ,  $\beta=1.22$ ,  $\gamma=1.53$ ,  $\delta=140$  であった。 $\beta$ ,  $\gamma$  の値は、過去の結果と比較的一致していた。

#### 5. あとがき

ポンプ内の摩擦損失や羽根車の円板摩擦損失が高粘度時の揚程の低下や軸動力の増大の主たる原因であることに注目し、ポンプ性能をレイノルズ数によって整理することにより、高粘度液の揚油における開放形羽根車の有効性を明らかにすることができた。しかしながら、開放形羽根車におけるすぎまによる逆流は、理論揚程や羽根車内の水力損失にも影響を与えるもので  $\phi - \psi$  特性、 $\eta - \phi$  特性の粘度換算に関する法則を見出すには、個々の損失における粘度の影響を詳しく調べる必要がある。

終わりにのぞみ、本研究の実験手法や論文の検討にあたり終始貴重なご助言をいただいた横浜国立大学豊倉富太郎教授、金元敏明助手および特殊液課の八木得次氏、に深く感謝いたします。

参考文献

- 1) 板谷, 西川 : 油用うず巻きポンプに関する研究 ; 機論 26-162(S35-2), 202
- 2) Ippen T: The Influence of Viscosity on Centrifugal pump Performance; Trans - ASME 68(1946), 823
- 3) 西川 : 油用うず巻ポンプに関する研究 ; 機論 30-210(S39-2), 357
- 4) 富田他 17 名 : 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(S50-10); 日本機械学会
- 5) 豊倉他 2 名 : 高粘度渦巻ポンプの性能改善 ; ターボ機械 7-2(S54-2), 72
- 6) 南条他 2 名 : 開放羽根をもつ高速うず巻ポンプに関する一考察 ; 機論 24-141(S35-5), 319
- 7) 村上, 峯村 : 開放形うず巻ポンプの空気吸込による性能変化とすきまの関係 ; 機論 42-354(S51-2), 489
- 8) J I S B 8306 ; 油用遠心ポンプの試験及び検査方法
- 9) Pfleiderer C ; Die Kreiselpumpen, 4 - Auflage (1955), 96, Springer Verlag
- 10) 三浦, 川越 ; 汚水ポンプの性能改善に関する実験 (第 2 報) ; 電業社報
- 11) 応 和 ; うず巻型流体機械の開放羽根内流れについて ; 日本機械学会講演会論文集 NO. 750-17, 221

記号表

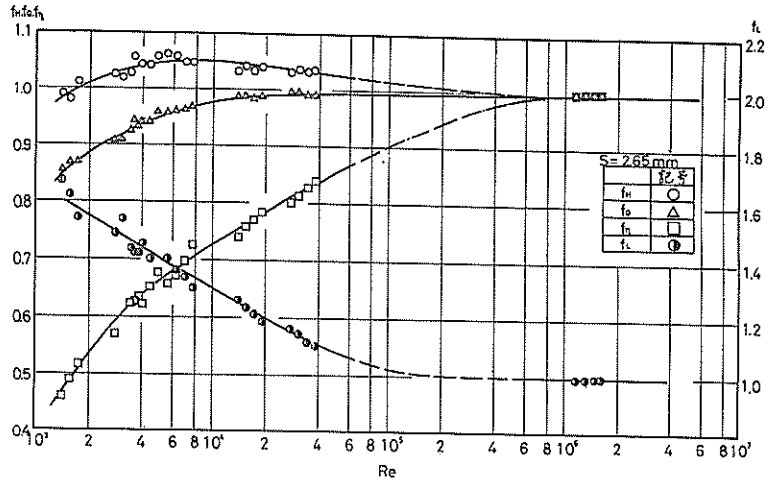
$A_2$	; 羽根車出口の有効面積	$m^2$
$B$	; 羽根車のみぞ幅	$m$
$d$	; オリフィス孔直径	$m$
$D$	; 吸込みおよび吐出し管直径	$m$
$D_2$	; 羽根車出口直径	$m$
$g$	; 重力加速度	$m/s^2$
$h$	; オリフィス板前後の差圧	$m$
$H$	; 全揚程	$m$
$L$	; 軸動力	$ps (75/102kW)$
$N$	; ポンプ回転数	$rpm$
$n_s$	; 比速度 = $N\sqrt{Q}/H^{3/4}$	$(rpm, m^3/min, m)$
$Q$	; 吐出し量	$m^3/min$
$r_2$	; 羽根車出口半径	$m$

$R_e$	; レイノルズ数 = $\omega r_2^2/\nu$	
$(R_e)_{0.1}$	; レイノルズ数 = $\sqrt{2gh} \cdot d/\nu$	
$S$	; 羽根車開放端とケーシング側壁とのすきま	$m$
$u_2$	; 羽根車出口の周速度	$m/s$
$v_{m_2}$	; 羽根車出口のメリディアン速度	$m/s$
$w_2$	; 羽根車出口の相対速度	$m/s$
$z$	; 羽根車の羽根枚数	
$\alpha_0$	; オリフィスの流量係数 = $Q/\frac{\pi}{4}d^2\sqrt{2gh}$	
$\alpha$	; すきまによる流量の低下係数	
$\beta$	; すきまによる揚程の低下係数	
$\beta'$	; オリフィスの開口比 = $(d/D)^2$	
$\beta_2$	; 羽根車出口角	$deg.$
$\gamma$	; 供試流体の比重量	$kgf/m^3$
$\gamma$	; すきまによる効率の低下係数	
$\delta$	; すきまによる軸動力の低下係数	
$\eta$	; ポンプ効率	
$\nu$	; 供試流体の動粘度	$cSt$
$\lambda$	; すきま比 = $S/B$	
$\omega$	; 羽根車の角速度	$rad/s$
$\phi$	; 流量係数 $Q/60A_2u_2$	
$\phi$	; 揚程係数 $H/u_2^2/g$	
$\tau$	; 軸動力係数 $L/\gamma A_2 u_2^3/g$	
$\eta$	; ポンプ効率 $\phi\phi/\tau$	

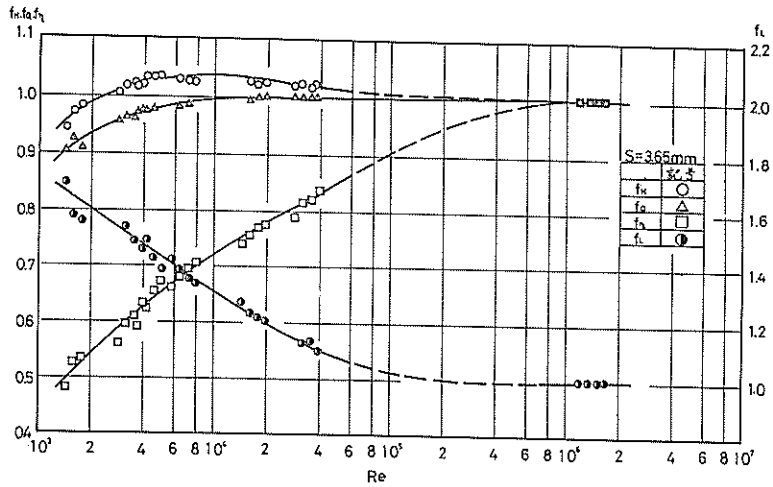
添字

$w$	; 清水時を表わす
$\eta_{max}$	; 最高効率点を表わす
$o$	; 締切点を表わす
$0$	; $\lambda = 0$ を表わす

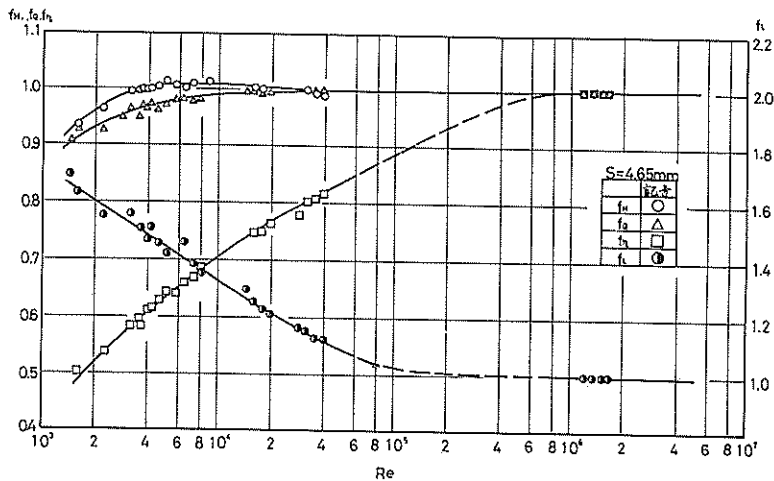




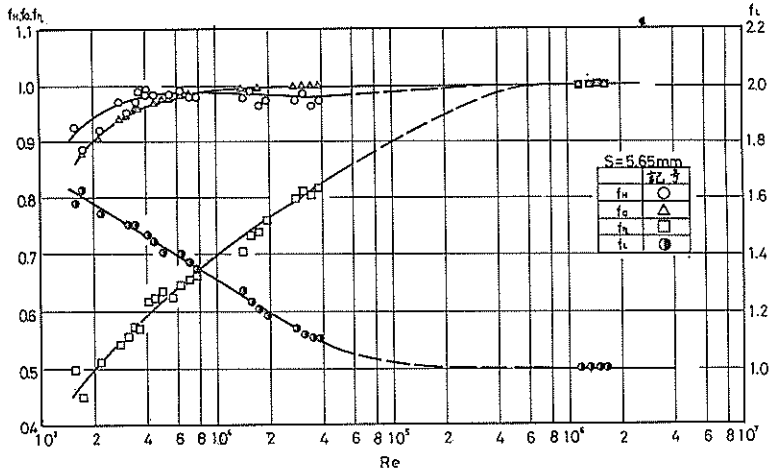
付図-1(a) 最高効率点性能の清水時性能に対する修正係数の変化  
( $S=2.65\text{ mm}$ )



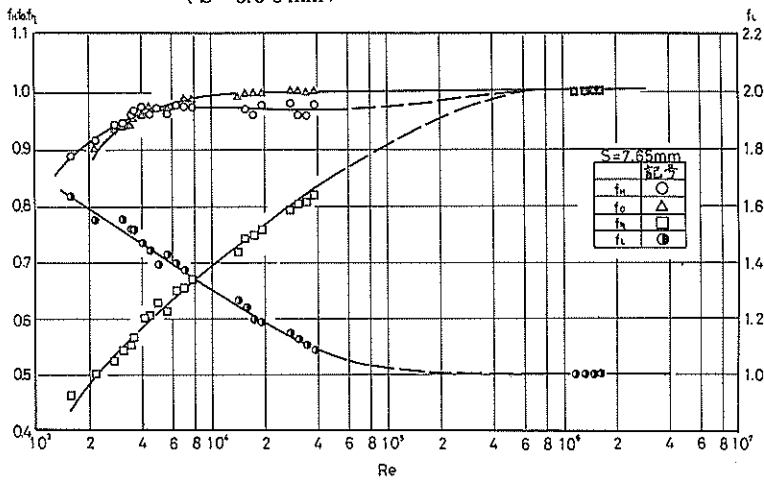
付図-1(b) 最高効率点性能の清水時性能に対する修正係数の変化  
( $S=3.65\text{ mm}$ )



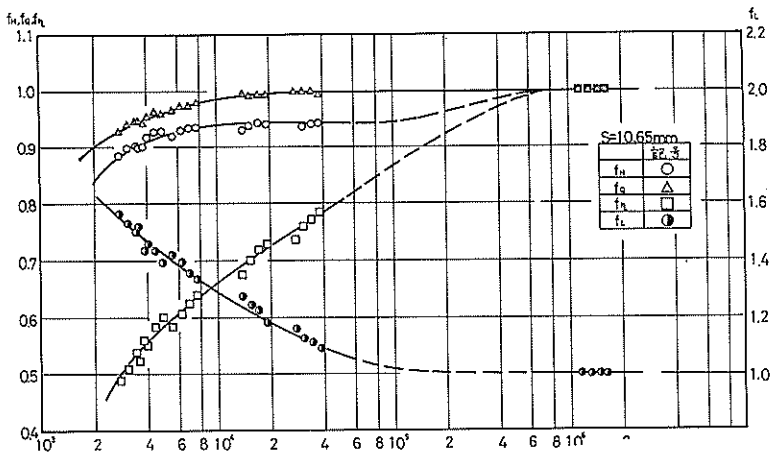
付図-1(c) 最高効率点性能の清水時性能に対する修正係数の変化  
( $S=4.65\text{ mm}$ )



付図-1(d) 最高効率点性能の流れ時性能に対する修正係数の変化  
( $S=5.65\text{mm}$ )



付図-1(e) 最高効率点性能の流れ時性能に対する修正係数の変化  
( $S=7.65\text{mm}$ )



付図-1(f) 最高効率点性能の流れ時性能に対する修正係数の変化  
( $S=10.65\text{mm}$ )

港湾技研資料 No. 324

1979. 9

編集兼発行人 運輸省港湾技術研究所

発行所 運輸省港湾技術研究所  
横須賀市長瀬3丁目1番1号

印刷所 株式会社 東京プリント

Published by the Port and Harbour Research Institute  
Nagase, Yokosuka, Japan.