

# うず巻ポンプのキャビテーションの相似則について

原 田 彊 \*  
田 島 勲 \*\*

## On Cavitation Similarity in a Centrifugal Pump Impeller

Tsuyoshi HARADA  
Isao TAJIMA

### 要 旨

うず巻ポンプの回転数のキャビテーションに及ぼす効果について、実験的に検討し、キャビテーションの相似則について考察した。

### Synopsis

The effect of pump speed on cavitation performance in a centrifugal pump impeller was tested and cavitation similarity is considered.

## 1. 緒 言

流体機械のキャビテーションの問題は、古くから多くの研究者によって取扱われて来ており、すでにいろいろなことが明らかにされている。うず巻ポンプのキャビテーションについては、キャビテーション発生状態とポンプ特性との関係の解明<sup>(1)</sup>、寸度、速度その他各種の効果を含む、一般的なキャビテーション相似則の確立<sup>(2)</sup>、キャビテーション特性のよいポンプ羽根車構造の開発やインデューサーによる特性改善<sup>(3)(4)</sup>等をめざしたものが多く、最近、取扱い液の性質や液温に関連して、その使用条件におけるレイノルズ数によって、キャビテーションの一般的な相似則を導くことが試みられている<sup>(5)(6)</sup>が、たとえば、羽根車の速度の効果に限ってみても、Krisam<sup>(7)</sup>、Woodら<sup>(8)</sup>、葛西ら<sup>(9)</sup>、小堀ら<sup>(10)</sup>および Yedidiah<sup>(11)</sup>等の研究成果からは、統一された法則は導かれず、うず巻ポンプの羽根車の構造とキャビテーション相似則との間の関係は、いまだ、十分に解明されているとはいいがたく、今後の研究にまつとところが大きい。

我々は、この問題について、先ずポンプの回転数を

変えた場合のキャビテーションの実験を行い、その効果について相似則がどのように成立つかをしらべたので、その結果を報告する。

## 2. 記 号

本報で使用する記号を下記と第1表に示す。

$Q$  : ポンプ吐出流量  $\text{m}^3/\text{min}$   
 $n$  : ポンプ回転数  $\text{rpm}$   
 $H$  : ポンプ揚程  $\text{m}$   
 $\Delta H$  : キャビテーションによる揚程降下量  $\text{m}$   
 $L$  : ポンプ軸動力  $\text{kw}$   
 $\eta$  : ポンプ効率  
 $\gamma$  : 水の比重量  $\text{kg}/\text{m}^3$   
 $g$  : 重力の加速度  $\text{m}/\text{s}^2$   
 $H_{sv}$  : 有効吸込水頭  $= H_a + H_0 + \frac{v_0^2}{2g} - h_v$   $\text{m}$   
 $H_a$  : 大気圧  $\text{m}$   
 $H_0$  : ポンプ羽根車入口中心高さにおける吸込揚程 (ゲージ)  $\text{m}$   
 $h_v$  : 水の飽和蒸気圧  $\text{m}$   
 $v_0$  : ポンプ羽根車入口平均流速  $\text{m}/\text{s}$   
 $c_m$  : 流れの絶対速度のメリディアン方向成分  $\text{m}/\text{s}$   
 $u$  : 羽根車周速  $\text{m}/\text{s}$   
 $\phi$  : 流量係数  $= \frac{C_m}{u}$

\* 講師 機械工学科

\*\* 助手 機械工学科

$$\psi : \text{揚程係数} = \frac{gH}{u_2^2}$$

$$\tau : \text{軸動力係数} = \frac{gL}{\gamma \pi D_2 b_2 u_2^3}$$

$$\sigma : \text{トーマのキャビテーション係数} = \frac{H_{sv}}{H}$$

$$S : \text{吸込比速度} = \frac{n\sqrt{Q}}{\frac{3}{H_{sv}^4}}$$

$$K_1' : \text{キャビテーション係数} = \frac{H_{sv}}{c_{m1}{}^2/2g}$$

添 字

0 : 羽根車入口における値

1 : 羽根車羽根入口直前における値

1' : 羽根車羽根入口直後における値

2 : 羽根車羽根出口直前における値

$x$  : 羽根車羽根最低圧力点における値

$be_p$  : 最高効率点における値

$a$  : 羽根車羽根入口側板（前面）側における値

$i$  : 羽根車羽根入口ボス（後面）側における値

$m$  : 羽根車羽根入口平均値

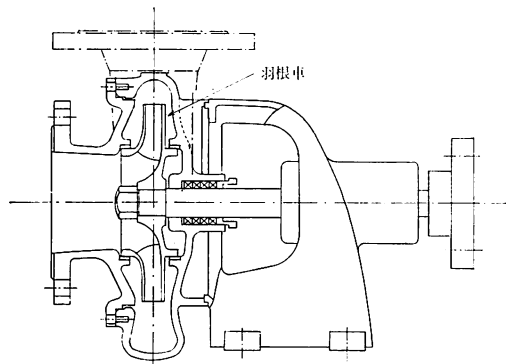
### 3. 実験装置および方法

#### 3.1 供試ポンプ

実験に供したポンプおよび羽根車は、第1、2図および第1表に示すような構造と諸元を有している。

第1表 羽根車主要諸元

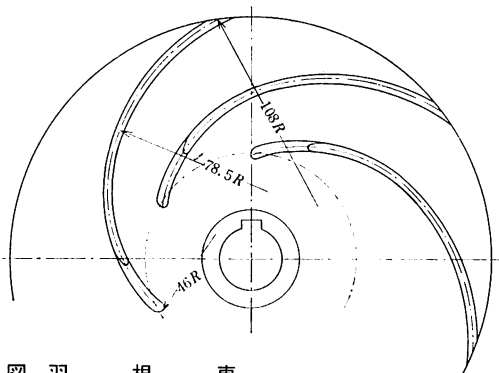
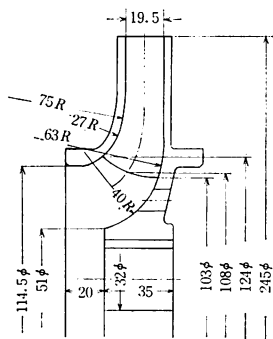
|                                                           |                                                |          |
|-----------------------------------------------------------|------------------------------------------------|----------|
| 羽根車出口径                                                    | $D_2$                                          | 245 mm   |
| 羽根車出口巾                                                    | $b_2$                                          | 19.5 mm  |
| 羽根車入口径                                                    | { 側板側 $D_{1a}$<br>平 均 $D_{1m}$<br>ボス側 $D_{1i}$ | 124 mm   |
|                                                           |                                                | 108 mm   |
|                                                           |                                                | 103 mm   |
| 羽 根 入 口 巾                                                 | $b_1$                                          | 31 mm    |
| 羽根車口玉径                                                    | $D_0$                                          | 114.5 mm |
| 羽 根 出 口 角                                                 | $\beta_2$                                      | 21°30'   |
| 羽 根 入 口 角                                                 | { 側板側 $\beta_{1a}$<br>ボス側 $\beta_{1i}$         | 17°20    |
|                                                           |                                                | 25°      |
| 羽 根 入 口 厚                                                 | { 側板側 $t_{1a}$<br>ボス側 $t_{1i}$                 | 3.5 mm   |
|                                                           |                                                | 5.5 mm   |
| 羽 根 枚 数                                                   | $Z$                                            | 6 枚      |
| 最高効率点の比速度 $n_s, b_{zp}$ (m, m <sup>3</sup> /min, rpm) 262 |                                                |          |



第1図 供試ポンプ

#### 3.2 実験装置および実験方法

実験装置の概略を第3図に示す。装置は、内径130 mmの管路と大小2ヶのタンクからなる密閉回流式で、大タンク上部に接続された真空ポンプ（ナッシュ型、直列2基）により任意のポンプ吸込圧を得た。小タンクは吸込仕切弁の調整によって生ずるあわを抜くために用いられる。回転数の調整は、ベルト掛式無段変速機により行い、回転数は電子管式回転計で直読した。ポンプ吐出量はベンチュリ計下流側の仕切弁によって調整し、吐出流量は予め校正されたベンチュリ計（開口比=0.438）を用いて、水銀マンメーターにより測定した。なお、ポンプ内の漏れ水量は、今回の実験



第2図 羽 根 車



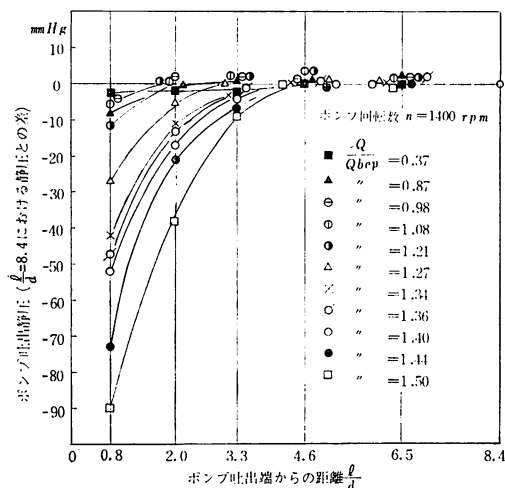
におけるキャビテーション発生状態での前後の温度差は4℃以内であった。この程度の温度とその差の範囲では、とくにキャビテーションの発生状態に著しく影響を及ぼさないと考えられる<sup>(12)</sup>。

## 4. 実験結果とその考察

### 4.1 一般性能および圧力分布

第4図に、各回転数におけるポンプの一般性能を無次元にした形で示す。これによって、回転数の変化に対する羽根車内の流れの相似則の成立の程度と、測定値の精度がおおよそつかめるものと思われる。

第5図は、 $n=1400$  rpm で測定した、ポンプ吐出側の管軸にそう静圧力（ゲージ）分布の1例である。横軸にポンプ吐出端から各測定点までの距離  $\ell$  の管内径  $d$  に対する比  $\ell/d$  を、たて軸にポンプ中心軸高さに換算した各点の圧力測定値の吐出静圧測定値 ( $\ell/d=8.4$  における値) との差圧（水銀柱 mm）をとって、各流量率  $Q/Q_{dep}$  に対してあらわしてある。図にみられるように、吐出端からの距離が管径の2倍以内では、 $Q/Q_{dep} > 1.3$  のとき、とくに下流側との差



第5図 ポンプ吐出側静圧（ゲージ）分布

が顕著にあらわれており、この傾向とその程度は、回転数を変えても、また、数%揚程降下のあらわれるキャビテーション状態でも変わらず、管内流速に無関係に、主として、流量率  $Q/Q_{dep}$  に関係している。これは、ポンプ吐出側で発生するうず領域によるもので、圧力分布はその圧力回復の過程に対応するものと考えられる。このため、本実験では、ポンプ吐出端から最も遠い点を選んで吐出圧力を測定し、これに実測で求めた管摩擦係数 ( $\lambda=0.02$ ) を用いて補正を加えたものを全揚程の計算に供した。尚、ポンプ試験方法のISO規格<sup>(13)</sup>では、吐出圧力測定位置を  $\ell/d=2$  と規

定している。

吸込側圧力分布に関しては、締切状態と極小流量時において、羽根車による予旋回の影響を強く受けて、逆こう配の傾向があらわれたが、他の流量ではとくに問題とする程度の不均一な圧力分布はみられなかった。

### 4.2 キャビテーション特性

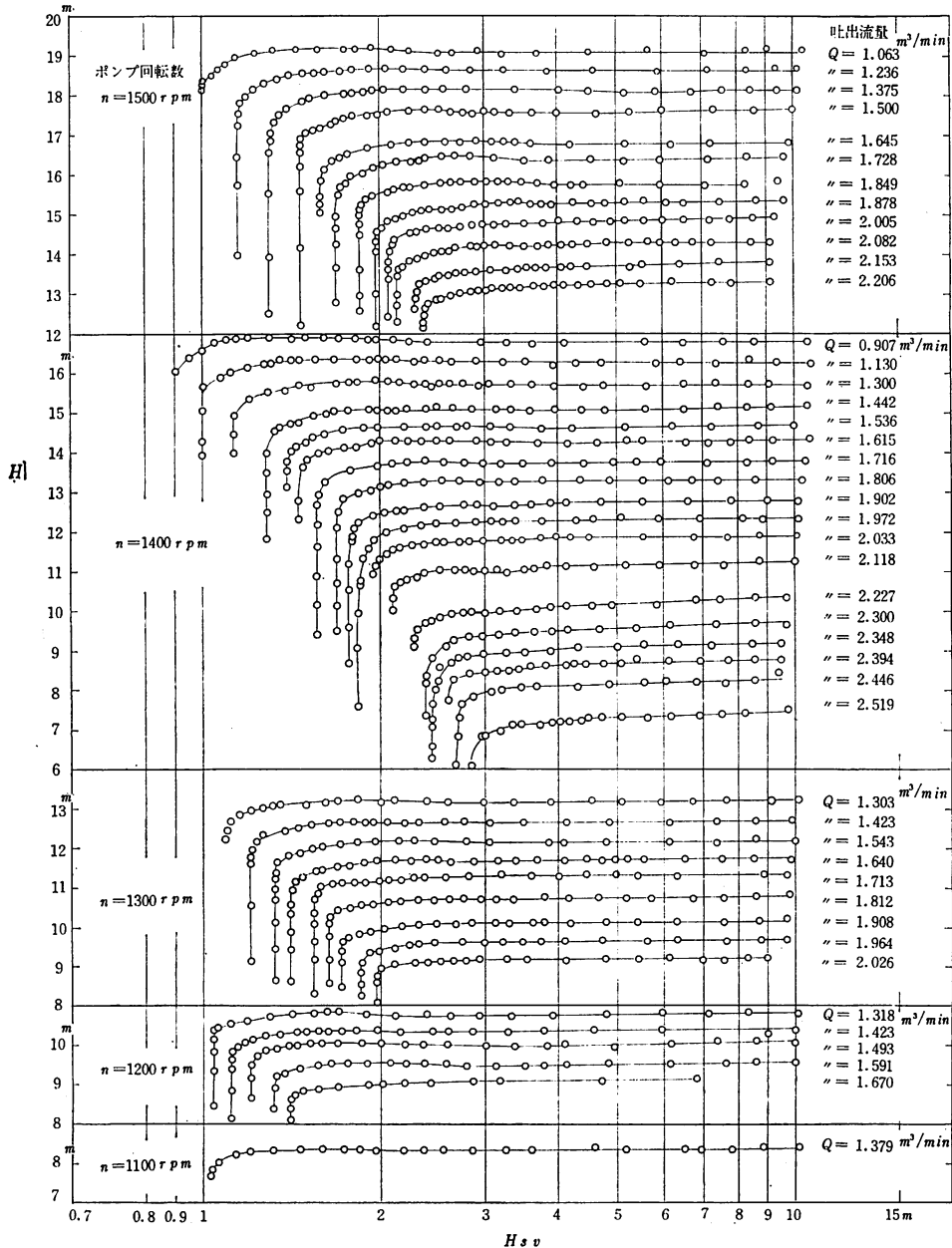
各回転数におけるキャビテーション実験の結果を、まとめて第6図に示す。図にみるように、いずれの回転数においても、 $Q \leq Q_{dep}$  の範囲では、揚程曲線は降下開始直前で僅かに上昇し、極大点から一様に降下する傾向があり、ある点で垂直に降下するに至る。また、 $Q \leq 1.1 Q_{dep}$  の範囲では、揚程降下開始点がはっきり認められるが、それ以上の流量範囲では、この点が次第に見分けにくくなり、それと共に揚程は比較的高い有効吸込水頭  $H_{sv}$  からゆるやかに降下しはじめるようになる。図からは直接みられないが、揚程降下の模様は、小流量側でやや急である。

第7図は、各回転数の最高効率点 ( $bep.$ ) における揚程と軸動力と効率の変化の対応状態を示したものである。これをみると、軸動力は、揚程が垂直に降下する直前でわずかに上昇するまで、ほぼ一定の値を保ち、このため、効率は揚程とほとんど同時に降下をはじめていることがわかる。これらの傾向は、今回の全実験範囲では変っていない。

従来、うず巻ポンプの性能に関連するキャビテーション限界点として、一般に、規定（キャビテーションの発生していない）揚程または効率の3%降下点がとられており、キャビテーション特性もこの点で検討される場合が多い。一方、キャビテーション発生点を、効率ではなく、揚程の上昇あるいは降下開始点でみるべきとの考え方もあるようであるが<sup>(14)</sup>、キャビテーション相似則について、回転数の効果をしらべるために、ここでは、キャビテーションの識別点として揚程降下比  $\Delta H/H$  が一定の点即ち、揚程降下開始点  $\Delta H/H=0$ 、揚程の1%降下した点  $\frac{\Delta H}{H}=0.01$  および揚程3%降下点  $\Delta H/H=0.03$  の3点をとり、それぞれの点に対する有効吸込水頭を  $H_{suc}$ ,  $H_{sv1}$ ,  $H_{sv3}$  とあらわして、これから吸込性能を比較に簡便なトーマのキャビテーション係数  $\sigma_c$ ,  $\sigma_1$ ,  $\sigma_3$  で示すことにした。上記のほか、参考として、揚程の垂直降下開始点の値  $H_{svd}$ ,  $\sigma_d$  もあわせて求めた。最高効率点におけるこれらの値を第7図中に示す。この図において、キャビテーション識別点の揚程と原点とを結ぶ直線がたて軸となす角の正接 ( $\tan$ ) によって、トーマの係数  $\sigma = \frac{H_{sv}}{H}$  の値をあらわすことができ、図中の、各回転数の対応する各点と原点を結ぶ直線は、いずれもほぼ等しい傾きをもっていることがわかる。同様に、最高

効率点の流量 ( $\phi_2=0.1085$ ) の両側の 2 点,  $\phi_2=0.095$  と  $\phi_2=0.120$  で求めたキャビテーション特性も, 各回転数のそれぞれの識別点において一致した  $\sigma$  の値を示している。以上から, 最高効率点とその付近の,  $n=1100\sim 1500$  rpm の範囲においては,  $\frac{\Delta H}{H}=\text{const.}$  をキャビテーションの識別基準として求めた特性は, 回転数によって変らず, これによって一応, ある程度まで発達したキャビテーション状態での特性の比をはかる目安とすることができると思われる。

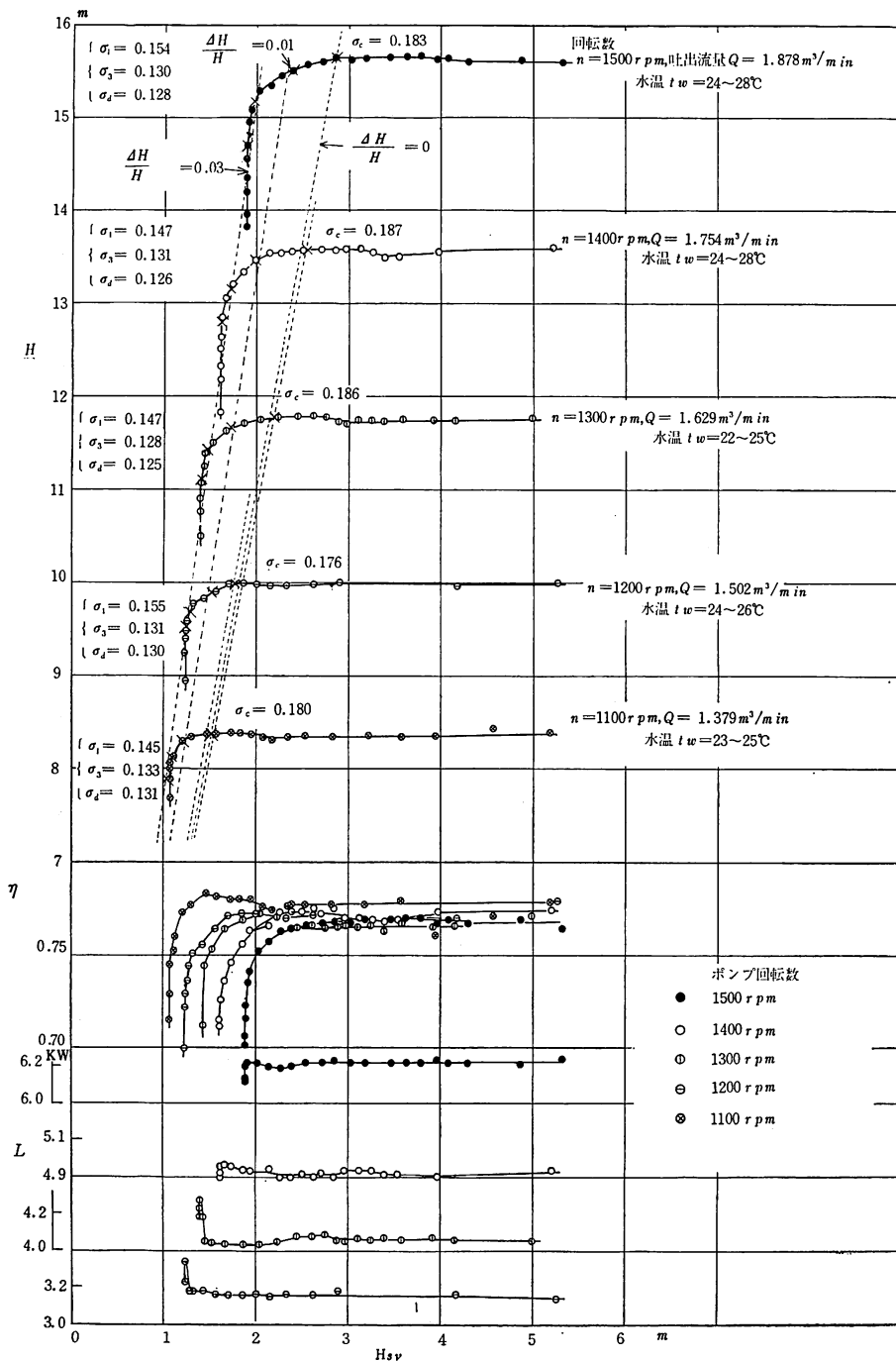
尚, うず巻ポンプのキャビテーションに及ぼす回転数の効果については, 緒言にのべたように, すでに, Krisam<sup>(7)</sup> ( $n_{s, bep}=186$ ,  $n=1300\sim 2800$  rpm,  $\sigma=0.11\sim 0.06$ ), 小堀ら<sup>(10)</sup> ( $n_{s, bep}=465$ ,  $n=700\sim 1000$  rpm,  $\sigma=0.252\sim 0.297$ ), Wood ら<sup>(8)</sup> (斜流ポンプ,  $n=2460\sim 6500$  rpm,  $S=1850\sim 2400$ ), 葛西ら<sup>(9)</sup> ( $n_{s, bep}=260\sim 290$ ,  $n=1500\sim 2400$  rpm,  $\sigma=\text{const.}$ ), Yedidiah<sup>(11)</sup> ( $n_{s, bep}=75\sim 210$ ,  $n=1750, 3500$  rpm,



第6図 キャビテーション特性

$\frac{S\ 3500\ \text{rpm}}{S\ 1750\ \text{rpm}} = 1.2 \sim 2.4$ ) 等のように, 各種の羽根車の最高効率点についての結果がだされているが, これらは, 供試ポンプの吸込条件や羽根車入口部構造, 水

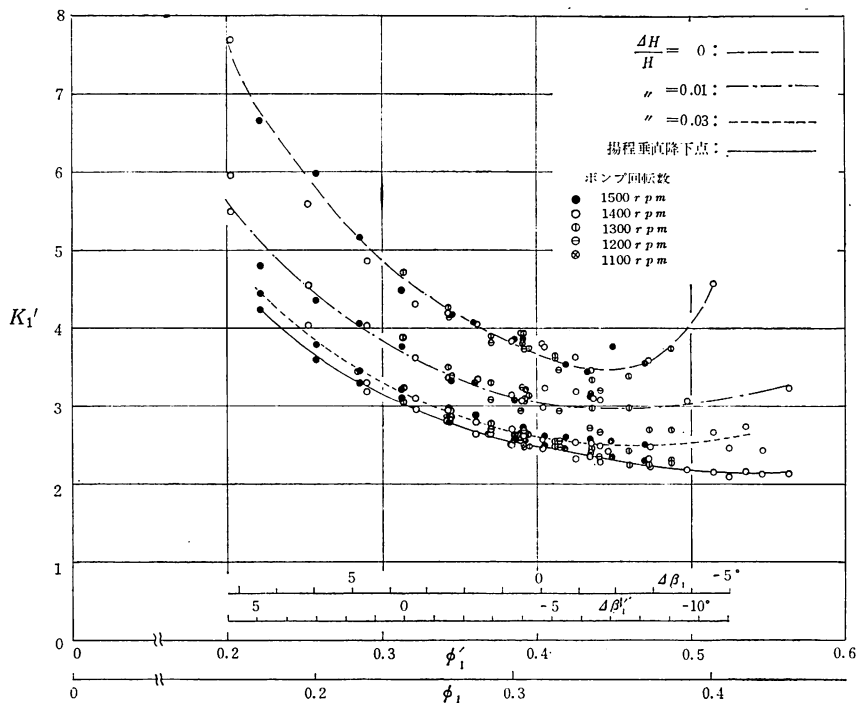
質, 水温あるいは発生状態の識別基準等を異にしていると考えられ, 根拠のある統一的な結論を導き出すためには, さらに精確な実験的検討が必要と思われる。



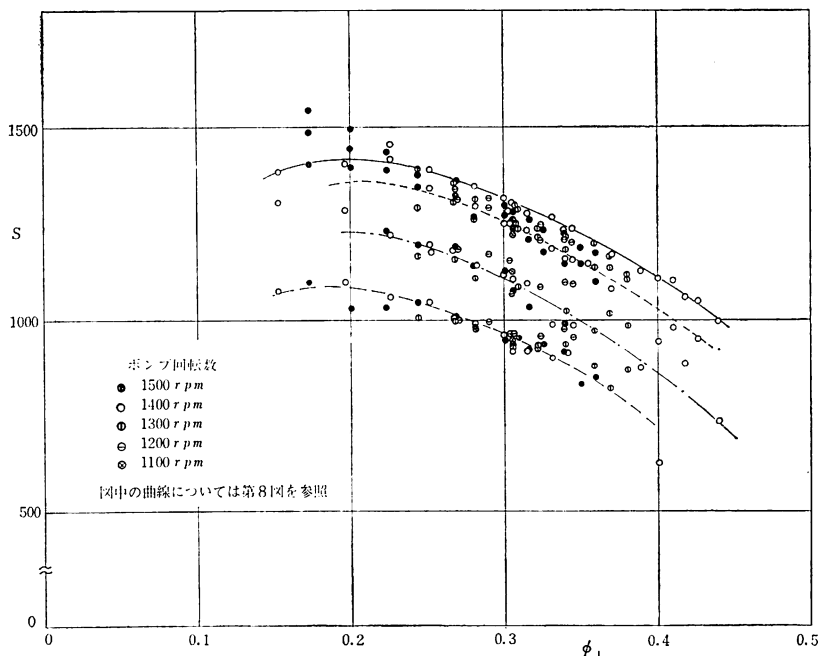
第7図 最高効率点におけるキャビテーション特性

第8図は、キャビテーション発生点の吸込水頭を羽根入口直後のメリディアン分速度  $c_{m1}'$  で無次元化したキャビテーション係数  $K_1'$  を、同じく羽根厚みの

影響を考慮した流量係数  $\phi_1'$  に対してプロットしたものである。また、第9図は吸込比速度  $S$  と  $\phi_1$  の関係を示す。最高効率点における  $K_1'c=3.8\sim 3.9$ ,  $K_1'c_3$



第8図 キャビテーション係数



第9図 吸込比速度

$=2.7$  は他の結果<sup>(1)(8)(9)</sup>とほぼ等しい値を示すが、後述のように  $\phi_1'$  に対する傾向は同一ではない。 $\phi_1' = 0.8 \sim 1.1 \phi_{1', bep}$  で、各回転数における  $K_1'$  の値は、全体によく一致しており、また、 $K_1'c - K_1'a = \text{const.} = 1.2 \sim 1.3$ ,  $K_1'c - K_1'a = \text{const.} = 1.3 \sim 1.4$  の量的関係を見ることが出来る。図の横軸には  $\phi_1 = 0.781\phi_1'$ ,  $\Delta\beta_1 = \beta_{1a} - \tan^{-1}\phi_1$ ,  $\Delta\beta_1' = \beta_{1a} - \tan^{-1}\phi_1'$  の各値があらわして示されているが、 $\Delta\beta_{1, bep} \doteq 0$ ,  $\Delta\beta_{1', bep} = -4^\circ$  であり、 $\Delta\beta_1' = 0$  の付近で  $K_1'$  が最小値をとるという前出の結果とはやや異なる傾向がみられる。尚、1400 rpm の過大流量時の値のばらつきは、実験開始時に当っており、その時の水質（空気溶有量）に関係していると思われるので、今後の検討の対象としたい。また、キャビテーション係数  $K_1'$  の値を、羽根車の構造や羽根翼面圧力分布と直接結びつけた形で検討し、広い範囲の比速度と流量率に対して適用可能な吸込特性数を見出すことが必要と考えられる<sup>(15)</sup>。

#### 4.3 キャビテーションの相似則

現在までのところ、キャビテーションの相似則  $\sigma = \text{const.}$  は、厳密には、初生点にのみ適用されるもので、ある程度（識別できる程度）まで発達したキャビテーションの特性を知る目安としては、次に示す Tenot の式が適当であるとされてきた<sup>(16)(17)</sup>。

Tenot の小型軸流ポンプの実験<sup>(18)</sup>によれば、水質と水温が互に等しい、回転数の異なる相似な運転状態 1, 2 について、羽根車内最低圧力点の圧力  $P_x$  が水の飽和蒸気圧  $h_v$  に等しいとき、キャビテーション臨界点における関係  $\sigma = \sigma_{c1} = \sigma_{c2} = \text{const.}$  が成立ち、これは、 $n = 2250$  と  $2800$  rpm で、発生模様の写真による観察によって、羽根前面にそって全面一様にキャビテーション気泡がひろがった状態 (view cavitation) に対応しており、さらに、この点からポンプ効率（と同時に揚程）の低下がはじまっていることが、確かめられている。そして、Tenot は、 $\frac{p_{x1}}{\gamma} = \frac{p_{x2}}{\gamma} > h_{v1} = h_{v2}$  なる仮定が同時に成立つとすれば、キャビテーション臨界点 ( $\sigma = \sigma_c$ ) とより未発達な初生限界点との間には  $(\sigma_1 - \sigma_c)H_1 = (\sigma_2 - \sigma_c)H_2 = \text{const.} > 0$  のような定量的関係が成立つものと考え、実験によって、同程度の初生状態に対する  $\sigma$  として  $\sigma_c = 1.25$ ,  $\sigma_1 (n = 2250 \text{ rpm}) = 1.365$ ,  $\sigma_2 (n = 2800 \text{ rpm}) = 1.325$  の値を得、上式の成立を確かめ得たとのべている。

Stepanoff は、これに対し、キャビテーションによる臨界点  $C$  からの揚程降下  $\Delta H$  は、羽根車内のキャビテーション気泡の量に比例し、徒ってキャビテーション発生点の圧力の飽和蒸気圧からの降下量  $h_v - \frac{p_x}{\gamma}$

に関係づけられるとして、 $\Delta H = \text{const.}$  を発達程度の識別の基準とするとき、Tenot の式は  $h_v - \frac{p_x}{\gamma} = (\sigma_c - \sigma)H = \Delta H_{sv} = \text{const.} > 0$  のように、臨界点  $C$  から発達側にも拡張して適用されると考えた。そして、この考え方を Krisam の実験結果に適用して、識別される程度にまで発達したキャビテーションの  $\sigma$  に対する回転数の効果を説明している<sup>(19)</sup>が、しかし、この例には次のような問題が残されている。Krisam は比速度の等しい ( $n_{s, bep} = 186$ ) 大小 2 ケのうず巻ポンプについて、回転数  $n = 1300 \sim 2800$  rpm の範囲で、最高効率点におけるキャビテーションの実験を行い、いずれも回転数の大なる程  $\sigma$  の値は小さいという結果を得た。これに Tenot の式を適用して求められる  $\sigma_c$  は、 $\sigma_c = \text{const.} < \sigma(n \text{ 大}) < \sigma(n \text{ 小})$  の関係から、更に発達したキャビテーション状態におけるものとなり、この場合も第 7 図についてのべたように、 $H - H_{sv}$  座標の原点とキャビテーション発生点とを結ぶ直線とたて軸となす角の正接 ( $\tan$ ) で  $\sigma$  の大きさをあらわせば、各発生点を結ぶ近似直線が平行移動によってより低い  $H_{sv}$  側で座標の原点と交わって  $\sigma_c = \text{const.}$  の傾きを示すことを意味し、この直線がたて軸となす角は、どのキャビテーション点と原点とを結ぶ直線のそれよりも小さい。このことは、 $\Delta H = \text{const.} > 0$  を基準にして、 $\sigma_c$  より発達したキャビテーション状態における特性から、逆に  $\sigma_c$  を知り得るという Stepanoff の考え方が、この例においては生かされておらず、また、 $\Delta H = 0 = \text{const.}$  を仮定して、 $H = \text{const.}$  と新たに得られた  $\sigma_c = \text{const.}$  との交点が揚程降下開始点あるいはそれと類似の他の臨界点を表わすという実験的な裏付けも、流れの相似側との結びつきも何ら示されておらず、この式が、Stepanoff のいうように一般的に用いられて有効であるという確証はないものと考えられる。ここで今回の我々の実験結果を参考までに示せば、 $\Delta H = \text{const.} (= 0.2, 0.4 \text{ m})$  に対して、 $\Delta H_{sv} (= H_{svc} - H_{sv})$  の値は明らかに回転数の大なる程大であり、 $\Delta H_{sv}(n = 1500 \text{ rpm}) \doteq 2\Delta H_{sv}(n = 1100 \text{ rpm})$  の程度であった。また、このことは、揚程降下のはじまる臨界点からの降下曲線の曲率が各回転数について同一の値を示していないことからもうかがうことができる。

以上の考察から、Stepanoff によって拡張された、キャビテーション発達点についての特性に関する Tenot の式は、今後の検証をまつべきであると考えられる。

## 5. 結 び

うず巻ポンプのキャビテーション特性に及ぼされる

ポンプ回転数の効果について、実験的にしらべ、また、その相似則について検討した結果をまとめると以下のとおりである。

(1) 最高効率点とその付近の流量の範囲では、ポンプ回転数  $n=1100\sim 1500$  rpm でみる限り、揚程降下比  $\Delta H/H=\text{const.}$  をキャビテーション発達程度の識別基準として、トーマの係数  $\sigma$  であらわされた特性は、回転数によらず一定の値を示しており、このことは、羽根車内において、ある程度まで発達した状態におけるキャビテーション流れについて、流れの相似則の成立つ可能性があることを示唆するものと思われる。

(2) キャビテーション係数  $K_1'$  と流量係数  $\phi_1'$  との関係から、 $K_1'$  は羽根入口における無衝突角あるいは正の迎え角の位置で最小値を示さず、羽根入口部構造とキャビテーション特性との間の関係を示す1例として、検討される必要がある。

(3) 揚程の3%降下点と垂直降下点に対応する  $K_1'_{\beta}$ ,  $K_1'_{\alpha}$  は比較的広い流量範囲にわたって、各回転数について一致した値を示しており、また、 $K_1'_{\alpha}-K_1'_{\beta}=\text{const}=1.2\sim 1.3$ ,  $K_1'_{\alpha}-K_1'_{\beta}=\text{const.}=1.3\sim 1.4$  のような関係をみることができる。

(4) キャビテーションの発達点の特性を示す Tenot の式について、Stepanoff の適用例を考察し、今後の検討の資料として示した。

(5) ポンプ吐出（ゲージ）静圧分布についてしらべた結果、吐出端から管径の3倍以内の測定位置では、過大流量時において測定値に少なからぬ誤差を伴うことが分った。

おわりに、本実験をすすめるに当って、多大の御援助を賜った機械工学科教官ならびに技官の方々、ならびに実験とデータの整理に助力された学生大館守秀、鎌田勇、西部紀夫、三浦信幸、山口繁の諸君に心から

感謝の意を表する。

## 文 献

- (1) 南・ほか2名, 日本機械学会誌, 62-485 (昭34-6), 881
- (2) Holl, J. W. and Wislicenus, G. F., Trans. ASME, Ser. D, 85-3 (1961-9), 385.
- (3) Cooper, P., Trans. ASME, Ser. A, 86-2 (1964-4), 181.
- (4) 大島, 日本機械学会誌, 70-578 (昭42-3), 353.
- (5) Hammitt, F. G., Trans. ASME, Ser. D, 87-1 (1963-3), 1.
- (6) Chivers, T. C., Proc. Inst. Mech. Engrs., Pt. 1, 184-2 (1969-70), 37.
- (7) Krisam, F., VDI-Z, 95-11/12 (1953), 320.
- (8) Wood, G. M., ほか2名, Trans. ASME, Ser. D, 84-4 (1960-12), 929.
- (9) 葛西・高松, 日本機械学会論文集, 29-204, (昭和38-8), 1308.
- (10) 小堀・横山, 日本機械学会前刷, No.4 (昭34-4),
- (11) Yedidiah, sh., 1967 Cavitation Forum, (1967), 32.
- (12) Ruggeri, R. S. and Moore, R. D., NASA TN D-5292 (1969).
- (13) 好川, 日本機械学会誌, 73-623 (昭45-12), 1665.
- (14) Fang, K. S., 1967 Cavitation Forum, (1967), 22.
- (15) Stepanoff, A. J. and Stahl, H. A., Trans. ASME, Ser. A, 84-4 (1962-11), 329.
- (16) Stepanoff, A. J., Centrifugal and Axial Flow Pumps, (1957), 264, John Wiley.
- (17) 日本機械学会, 機械工学便覧, (昭41-6), 9-46.
- (18) Tenot, M. A., Mém. Soc. Ing. Civils France, (1934-6), 376.
- (19) Stepanoff, A. J., Trans. ASME, Ser. A, 83-1 (1961-1), 79.

(昭和47年1月12日受理)

