

ジェット-うず巻組合せポンプの特性

Characteristics of Centrifugal-Jet Pumping System

大島 亮一郎* 福沢 宗一*
Ryōichirō Ōshima Soichi Fukuzawa

内 容 梗 概

ジェットとうず巻ポンプを組み合わせて運転するいわゆるジェット-うず巻組合せポンプの効率と各単独ポンプ効率との関係式を理論的に導き、その妥当性を確認する二、三の実験を行なって理論式の合致性を実証した。さらに、同式を利用してうず巻ポンプの単独特性が組合せポンプの特性に及ぼす影響について考察した。

1. 緒 言

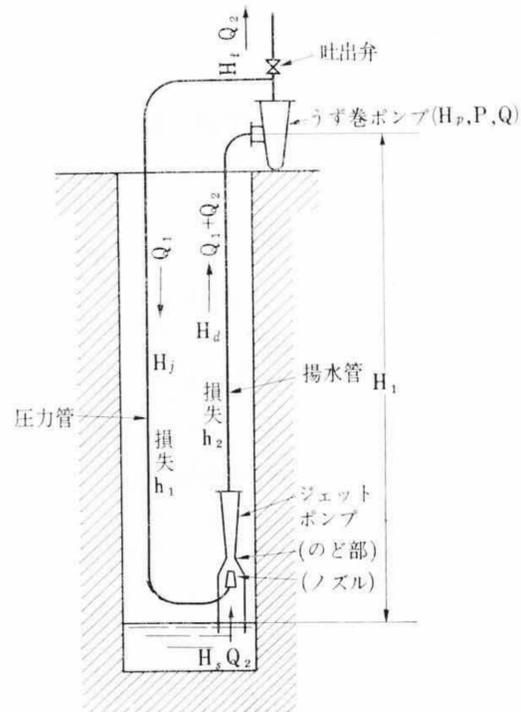
ジェット-うず巻組合せポンプの最大の特長は、周知のようにポンプ、モータ部を高所に設置した状態で10 m以上の吸い上げ揚程でも揚水できる点にあり、しかも、その構造が比較的簡単でかつ耐久性もすぐれているところから最近深井戸ポンプなどに広く応用されてきつつある。しかし、同ポンプは二種類の異なったポンプから構成されているから、その組合せ特性は各単独ポンプ特性に大きく左右されることになるが、これらの関係を明らかにした研究は意外に少なく、著名なものとしてはA. J. Stepanoff氏の図式解法⁽¹⁾が現在広く活用されている程度といえよう。しかし、これとても各ポンプの単独特性が組合せ特性に与える影響度を的確には握するには不便な点が多い。よって、これらの諸特性の相互関係を数式的に表示する一つの試みとして、ここでは組合せ効率と各単独ポンプ効率との関係式を水力学的な立場から解析導出した。一方、実験的な裏付けをするために、吸込み揚程無段可変試験装置を製作して、これに供した。その結果、新たに導いたポンプ効率関係式は実験結果と対比して比較的広範囲な各単独ポンプ特性についてその妥当性が実証されるとともに、同関係式からうず巻あるいはジェット各単独の全揚程-水量特性が組合せ特性に与える影響度についても興味ある結果が得られた。

2. 組合せポンプの特性

2.1 組合せポンプ特性の理論的考察

組合せポンプの特性は、先にも述べたようにA. J. Stepanoff氏の文献によりほぼ解明されてはいるものの、その組合せ効率がうず巻、ジェット各ポンプの効率の関数として表示されているものを筆者らは知見していない。したがってここではこの点に注目して組合せポンプ特性の理論的な考察を行なってみることとした。なお、この場合は組合せ系におけるうず巻ポンプならびにジェットポンプの単独特性はそれぞれ既知であるとして解析を進める。まず、考察に先だって計算に必要な記号を列記する。

- η_j : ジェットポンプの単独効率
- η_P : うず巻ポンプの単独効率
- η_c : 組合せポンプの効率
- Q_1 : ジェットポンプの駆動水量
- Q_2 : ジェットポンプの揚水量
- Q : うず巻ポンプの揚水量
- H_j : ジェットポンプの駆動水頭
- H_d : ジェットポンプの押し上げ水頭
- H_s : ジェットポンプの吸い上げ水頭
- H_P : うず巻ポンプの全水頭
- H_c : 組合せポンプの全水頭



第1図 ジェット-うず巻組合せポンプの概略

- H_1 : 組合せポンプの吐出水頭
- H_1 : 水面からうず巻ポンプ中心までの垂直距離
- h_1 : 組合せポンプ圧力管の損失水頭
- h_2 : 組合せポンプ揚水管の損失水頭
- P : うず巻ポンプの入力
- γ : 水の単位重量

$$M: \text{ジェットポンプの流量比} \left(= \frac{Q_2}{Q_1} \right)$$

$$N: \text{ジェットポンプの水頭比} \left(= \frac{H_d - H_s}{H_j - H_d} \right)$$

ここで、ジェットポンプの単独効率は周知のように

$$\eta_j = \frac{Q_2(H_d - H_s)}{Q_1(H_j - H_d)} = M \cdot N^{(1) \sim (3)} \dots \dots \dots (1)$$

と表わされる。また、うず巻ポンプの単独効率は

$$\eta_P = \frac{\gamma Q H_P}{P} \dots \dots \dots (2)$$

と表示されるが、これを組合せ系から考えると第1図から

$$\eta_c = \frac{\gamma(Q_1 + Q_2)H_P}{P} \dots \dots \dots (3)$$

とも表わすことができる。次に組合せポンプの効率 η_c を考えてみると、同ポンプは汲み上げた水の全部を有効水量として吐出するのではなく、その一部を再びジェットポンプに送り返して循環させるという特殊な作用を行なうところから、その η_c は単に η_P と η_j との単純な積として表わすことはできない。そこで、この組合せポンプの効率を

* 日立製作所日立研究所

$$\eta_c = \eta_P \cdot \eta_j \cdot \xi \dots\dots\dots (4)$$

であると仮定し、このξについて水学的立場から検討を行なってみることとした。

まず、組合せポンプの吐出水頭は、うず巻ポンプの作用を考慮して

$$H_t = H_P - (H_1 - H_d + h_2) \dots\dots\dots (5)$$

と表わすことができる。したがって、同ポンプの全水頭は

$$H_c = H_1 + \{H_P - (H_1 - H_d + h_2)\} \dots\dots\dots (6)$$

と表示できる。また、この組合せ系におけるジェットポンプの駆動水頭は

$$H_j = H_1 + \{H_P - (H_1 - H_d + h_2)\} - h_1 \dots\dots\dots (7)$$

となるからその効率η_jは(1)式より

$$\begin{aligned} \eta_j &= \frac{Q_2 \cdot H_d}{Q_1 [H_1 + \{H_P - (H_1 - H_d + h_2)\} - h_1 - H_d]} \\ &= \frac{Q_2 H_d}{Q_1 (H_P - h_2 - h_1)} = M \cdot N \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

と表わすことができる。なお、この場合、簡単のためジェットポンプノズルの出口面は水面に合致するものとしてH_s=0とした。一方、組合せポンプの効率η_cは

$$\eta_c = \frac{\gamma Q_2 H_c}{P} \dots\dots\dots (9)$$

と表示できるから、(6)式より

$$\begin{aligned} \eta_c &= \frac{\gamma Q_2 \{H_1 + H_P - (H_1 - H_d + h_2)\}}{P} \\ &= \frac{\gamma Q_2 (H_P + H_d - h_2)}{P} \dots\dots\dots (10) \end{aligned}$$

となる。ここで、(3)、(4)、(8)および(10)式より

$$\begin{aligned} \frac{\gamma Q_2 (H_P + H_d - h_2)}{P} \\ = \frac{\gamma (Q_1 + Q_2) H_P}{P} \cdot \frac{Q_2 H_d}{Q_1 (H_P - h_2 - h_1)} \cdot \xi \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

と置けるから、この式は

$$H_P + H_d - h_2 = (1 + M) \cdot \frac{H_P H_d}{H_P - h_2 - h_1} \cdot \xi \dots\dots\dots (12)$$

となる。ここで(8)式より

$$\frac{H_d}{H_P - h_2 - h_1} = N \dots\dots\dots (13)$$

であるから(12)式を書き換えると

$$H_P + H_d - h_2 = (1 + M) \cdot N \cdot H_P \cdot \xi \dots\dots\dots (14)$$

となり、ξは

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{1}{(1 + M) N} \cdot \frac{H_P + H_d - h_2}{H_P} \\ &= \frac{1}{(1 + M) N} \cdot \left(1 + \frac{H_d}{H_P} - \frac{h_2}{H_P}\right) \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

と表示できる。ここで、(13)式より

$$H_d = N(H_P - h_2 - h_1) \dots\dots\dots (16)$$

となるからこれを(15)式に代入すれば

$$\xi = \frac{1}{(1 + M) N} \cdot \left\{1 + N \left(1 - \frac{h_2 + h_1}{H_P}\right) - \frac{h_2}{H_P}\right\} \dots\dots\dots (17)$$

と書きあらわすことができる。ゆえに、組合せポンプの効率η_cは、(4)および(17)式から

$$\eta_c = \eta_P \cdot \eta_j \cdot \left\{ \frac{1 + N \left(1 - \frac{h_2 + h_1}{H_P}\right) - \frac{h_2}{H_P}}{(1 + M) N} \right\} \dots\dots\dots (18)$$

となる。なお、ここで

$$\left(\frac{h_1}{H_P}, \frac{h_2}{H_P}\right) \ll 1$$

とすれば(18)式は簡単に

$$\eta_c = \eta_P \cdot \eta_j \cdot \left\{ \frac{1 + N}{(1 + M) N} \right\} \dots\dots\dots (19)$$

と表示することができる。一方、この場合のジェットポンプとうず巻ポンプの組合せ運転時における対応点は、うず巻ポンプ単独の全揚程に組合せ系における揚水管の損失水頭を含ませたH_P'を使って次式⁽¹⁾の関係から求めることができる。

$$\frac{Q^2}{H_P'^2} = \frac{2gC^2 F_a^2 (M + 1)^2 (N + 1)}{1 + B(N + 1)} \dots\dots\dots (20)$$

ここで、H_P' : H_P - h₂

C : ジェットポンプノズルの流出係数

F_a : ジェットポンプノズルの噴出口面積

B : $\frac{h_1}{H_j}$

g : 重力の加速度

2.2 組合せポンプ効率とうず巻ポンプ効率の関係

組合せポンプの効率η_cは、うず巻ポンプ効率η_Pとジェットポンプ効率η_jとを用いて(18)式のように表わせたので、

$$\frac{\eta_c}{\eta_P} = \zeta$$

と置いて(18)式を書き換えると

$$\zeta = \eta_j \cdot \left\{ \frac{1 + N \left(1 - \frac{h_2 + h_1}{H_P}\right) - \frac{h_2}{H_P}}{(1 + M) N} \right\} \dots\dots\dots (21)$$

と表示することができる。ここに、ζはη_cに対するη_Pの割合を表わすので両者の関係を検討する際都合のよいパラメータである。

2.3 組合せ全揚程とうず巻ポンプ全揚程との関係

次にうず巻ポンプの全揚程H_Pが変化した場合、組合せポンプの全揚程H_cも当然影響を受けるので、それらの関係について考察する。

組合せポンプの全揚程H_cは(9)式より

$$H_c = \eta_c P \dots\dots\dots (22)$$

となり、前に述べた

$$\zeta = \frac{\eta_c}{\eta_P}$$

の関係と(2)式より

$$H_c = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_P \cdot \zeta \cdot P}{P} = \frac{Q \cdot H_P \cdot \zeta}{Q_2} = \frac{(Q_1 + Q_2)}{Q_2} \cdot H_P \cdot \zeta \dots\dots\dots (23)$$

と表示でき、したがって

$$H_c = \left(\frac{1}{M} + 1\right) \cdot H_P \cdot \zeta \dots\dots\dots (24)$$

と表わすことができる。ここで(24)式を

$$\frac{H_c}{H_P} = \delta \dots\dots\dots (25)$$

と置いて式を書き換えると

$$\delta = \left(\frac{1}{M} + 1\right) \cdot \zeta \dots\dots\dots (26)$$

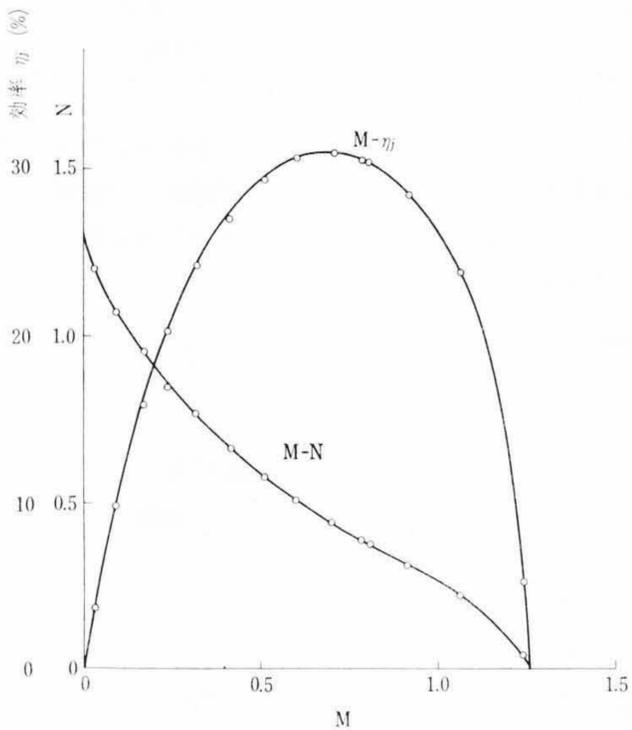
と表示することができる。ここに、δはH_cに対するH_Pの割合を表わすから、両者の関係を検討する際都合のよいパラメータである。

3. 組合せポンプの揚水性能

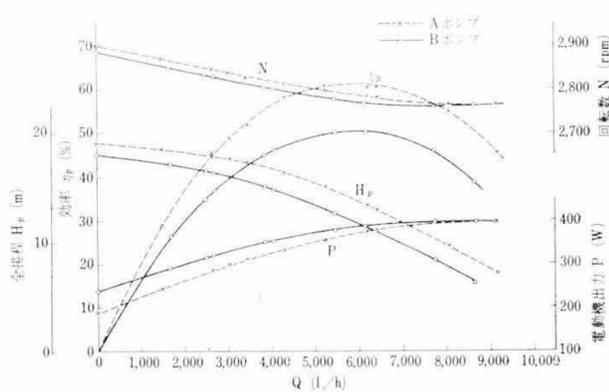
第2章において、組合せポンプ性能の理論的な検討を行なったが、ここではその妥当性を確認する意味から同ポンプ性能に実験的な検討を加えてみた。

3.1 供試ポンプ

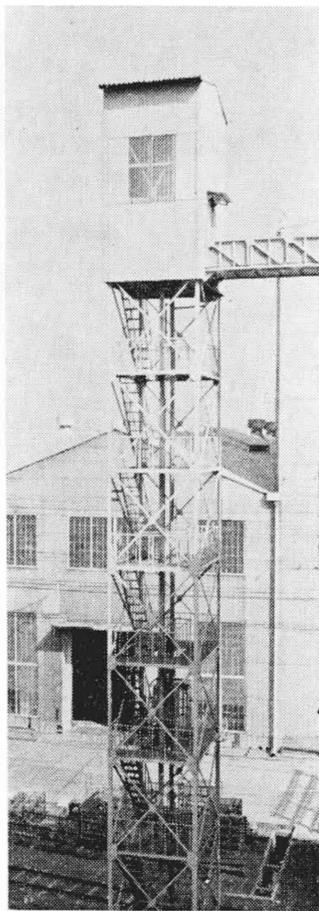
実験に供したポンプは、ノズル径5mm、ベンチュリのど部径8.3



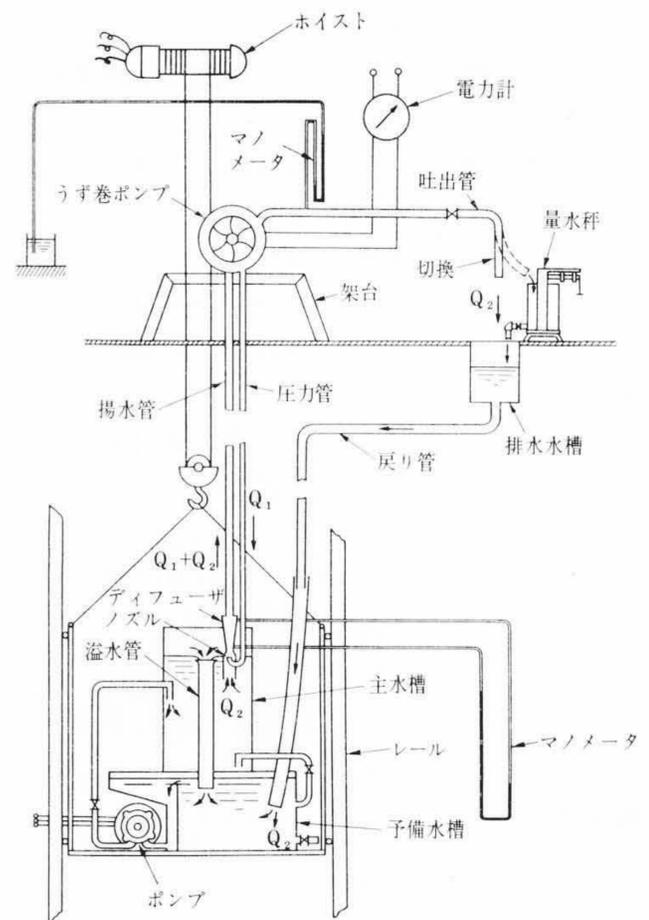
第2図 ジェットポンプの単独特性



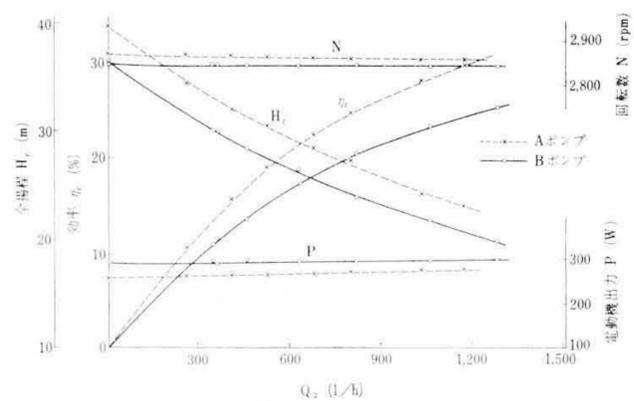
第3図 うず巻ポンプの単独特性



第4図 吸い込み揚程無段可変試験装置



第5図 組合せポンプ試験装置概略



第6図 組合せポンプの実測特性

mmのジェットポンプと、入力が約300Wのうず巻ポンプとを塩化ビニール管で連結させたものである。なお、このうちのうず巻ポンプは、その単独特性が組合せ特性に及ぼす影響を検討するため特に効率の異なるA、B二種類のポンプを用意した。第2図は供試したジェットポンプの単独特性を、また、第3図はA、B2個のうず巻ポンプの単独特性を示したものである。

3.2 実験装置

実験は上記のポンプを第4図に示した吸込み揚程無段可変試験装置に取り付けて実施したが、その概略を第5図にしたがって簡単に述べることにする。

まず、うず巻ポンプを同試験装置上部に設け、同ポンプと主水槽中のジェットポンプとは圧力管および揚水管で連結されている。この主水槽は装置上方に取り付けたホイストによって懸垂され、装置内を上下に走る二本のガイドレールに沿って自由に昇降できるようになっている。なお、この主水槽の下部には予備水槽がありポンプによってこの水槽より常に主水槽内に水が補給され、余剰水は溢水管を経て再び予備水槽に戻るようになっており、主水槽内の水面は常に一定に保たれる。この主水槽より汲み上げられた水 Q_2 は駆動水 Q_1 と混合して揚水管を経てうず巻ポンプに至り、 Q_2 のみが吐出管より吐出され Q_1 は再びジェットポンプに送られる。一方、吐出管より吐き出された Q_2 は排水水槽および戻り管を経ていったん予備水槽にはいりポンプによって再び主水槽内に汲み上げられて循環する。なお、実験に際してはジェットポンプのノズル出口面を主水槽内の水面に合致させた。

3.3 試験方法

ポンプは定格電圧、定格周波数のもとで運転し、揚程 H_c は水面

からうず巻ポンプ中心までの垂直距離と水銀マンメータの示差、揚水量 Q_2 は重量法、電動機出力は電力計で測定し、これら各測定量から組合せポンプの特性を求めた。また、組合せ効率は次の式から算出された。

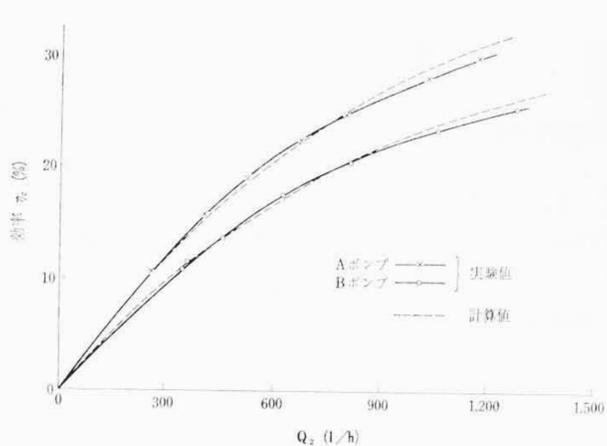
$$\eta_c = \frac{9.8Q_2H_c\gamma}{P'} \times 100 \dots\dots\dots (27)$$

- ここで、 η_c : 組合せポンプの効率 (%)
- Q_2 : 揚水量 (m^3/s)
- H_c : 全揚程 (m)
- P' : 電動機出力 (W)
- γ : 水の単位重量 (kg/m^3)

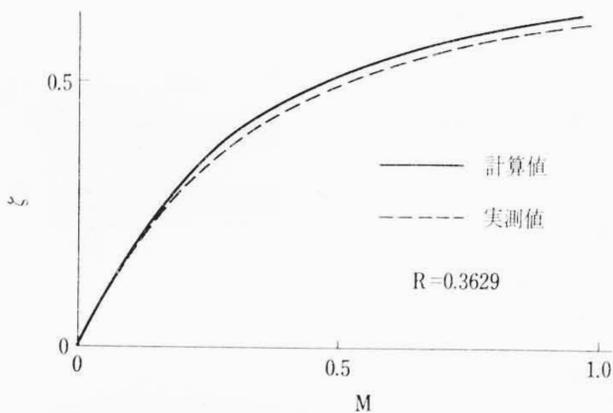
なお、ジェットポンプの駆動水量 Q_1 は、ディフューザの入口と出口の口径差によって生ずる圧力差と、そこを通過する水量との関係をあらかじめ検定しておき、組合せ運転時の示差から (Q_1+Q_2) の水量を求め、これより重量法で得た吐水量 Q_2 を差し引くという方法によって求めた。

3.4 実験結果およびその考察

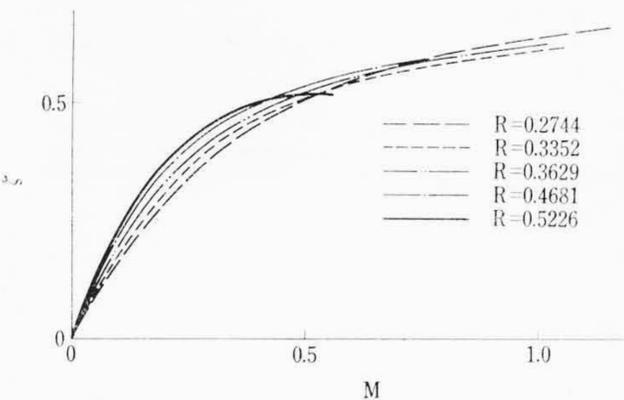
さきに述べたA、B二種類のうず巻ポンプとジェットポンプとを組み合わせてその組合せ特性を測定した。その結果が第6図で、同図からA、Bそれぞれのうず巻ポンプの特性の差が判然と表われている。そこで、この実験結果を理論式と対比しながら組合せポンプの特性とそれぞれの単独うず巻ポンプの特性との関係について二、



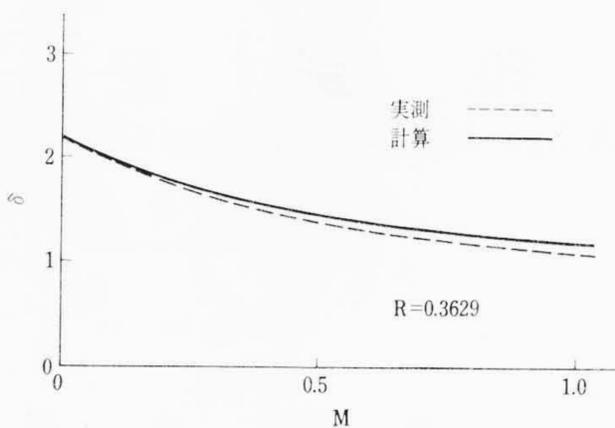
第7図 実測値と計算値の比較



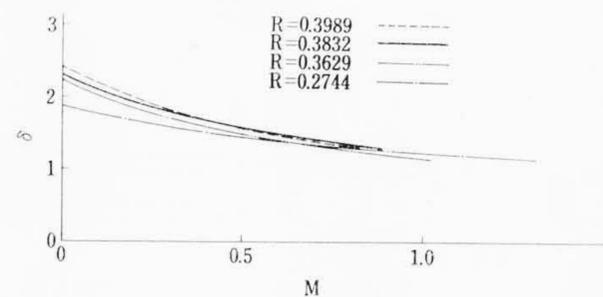
第8図 Mと δ の関係



第9図 種々のRに対するMと δ の関係



第10図 Mと δ の関係



第11図 種々のRに対するMと δ の関係

組み込まれる供試ジェットポンプの $M \approx 0.7$ に対応するうず巻ポンプの効率が1%上昇できた場合、組合せポンプの効率は約0.6%上昇することを意味するものである。次にノズルの出口面積とベンチュリのど部の通路面積との比 ($R = \text{ノズル出口面積} / \text{ベンチュリ通路面積}$) をいろいろに変えたジェットポンプの M について同様にこの値を求めてみると第9図のようになり、 R によってこの値に大きな違いはみられないが M の小さい範囲では R の大きいもののほうが小さいものに比べては大きくなる傾向がみられる。

3.4.3 うず巻ポンプ全揚程と組合せ全揚程との関係

うず巻ポンプ単独の全揚程 H_P が変わった場合、当然組合せポンプの全揚程 H_c も変わる。そこで、この H_P と H_c との関係について考察する。

いま、(25) 式の δ は H_P と H_c との関係を表わすものであるからこの関係を利用して第3.4.2項と同様、組合せ運転時に、その特性の大半を使用するジェットポンプの M に対する δ の値を上記実験に供試したジェットポンプに例をとって計算してみると第10図のようになり、図中に点線で示した実測値に良く似た傾向を示した。この図から δ の値はジェットポンプの M によって変わり、たとえば、 $M = 0.7$ 付近でその値は約1.3となる。このことは組合せポンプに組み込まれた供試ジェットポンプの $M \approx 0.7$ に対応する H_P が1m上昇できた場合 H_c は約1.3m上昇することを意味する。さらに、 R を変えたジェットポンプについて δ の値を求めてみると第11図のようになり、同図から M に対する H_P の上昇率は M の小さい部分で多少異なるが $M \approx 0.5$ 以上では各 R とほぼ同程度であることがわかった。

三の考察を行なってみることとする。

3.4.1 実験値と計算値の比較

組合せポンプの実測特性がわかったので、実験に供試したジェット-うず巻各単独ポンプの特性曲線を使用して(20)式より両ポンプの組合せ運転時における対応点を求め、さらに(18)式を用いてその組合せ効率の計算を行なった。その結果が第7図の図中に点線で併記した実測結果とかなり良く一致し理論式の合致性が実証された。

3.4.2 組合せ効率とうず巻ポンプ効率との関係

次に、(21)式を使用してうず巻ポンプ効率 η_P と組合せポンプ効率 η_c との関係について考察する。

いま、(21)式のこの値は η_c と η_P との関係を表わすものであるから、組合せ運転時に、その特性を広範囲にわたって使用するジェットポンプの流量比 M について上記実験に供試したジェットポンプを例にとりその値を求めてみると第8図のようになり、図中に点線で併記した実験結果と比較的良く一致した。この図からこの値はジェットポンプの M によって変わり M の大きい領域ほど大きくなることわかる。ここでたとえば $M \approx 0.7$ 付近におけるこの値は約0.6と読むことができるが、このことは組合せポンプに

4. 結 言

ジェット-うず巻組合せポンプの特性を独自の立場から解析し、さらにうず巻ポンプの単独特性が組合せ特性に与える影響について検討し、次のことを明らかにした。

- (1) 組合せポンプの効率をうず巻ポンプ効率とジェットポンプ効率との関数関係で示した。
- (2) うず巻ポンプ効率の上昇によって得られる組合せポンプ効率の上昇率は、組合せ運転中うず巻ポンプと対応作動するジェットポンプの流量比 M の大きいところほど大である。
- (3) うず巻ポンプ全揚程の上昇によって得られる組合せポンプ全揚程の上昇率は、組合せ運転中うず巻ポンプと対応作動するジェットポンプの M の大きいところほど小さくなる。

終わりに臨み、ご指導、ご助言をいただいた日立製作所多賀工場大屋部長、清水課長をはじめ関係者各位に厚く謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) A. J. Stepanoff: Centrifugal and Axial Flow Pumps
- (2) 大津, 吉村: 日立評論 別冊 45, 47 (昭 37-2)
- (3) 市川: 機学論集 (昭 27)