

運輸省港湾技術研究所

# 港湾技術研究所 報告

---

---

REPORT OF  
THE PORT AND HARBOUR RESEARCH  
INSTITUTE  
MINISTRY OF TRANSPORT

---

VOL. 7

NO. 3

SEPT. 1968

NAGASE, YOKOSUKA, JAPAN



港湾技術研究所報告は第7巻第1号より年4回定期的に刊行する。ただし第1巻から第6巻および欧文編第1号から第15号までは下記のとおり不定期に刊行された。報告の入手を希望する方は論文番号を明記して港湾技術研究所長に申し込んで下さい。

和文篇 (Japanese Edition)

- Vol. 1. No. 1 (1963)
- Vol. 2. Nos. 1~3 (1963~1964)
- Vol. 3. Nos. 1~7 (1964)
- Vol. 4. Nos. 1~11 (1965)
- Vol. 5. Nos. 1~15 (1966)
- Vol. 6. Nos. 1~8 (1967)

欧文篇 (English Edition)

- Report Nos. 1~15 (1963~1967)

The Report of the Port and Harbour Research Institute is published quarterly, either in Japanese or in occidental languages. The title and synopsis are given both in Japanese and in occidental languages.

The report prior to the seventh volume were published in two series in Japanese and English as listed above.

The copies of the Report are distributed to the agencies interested on the basis of mutual exchange of technical publication.

Inquiries relating to the Report should be addressed to the director of the Institute specifying the numbers of papers in concern.

# 港湾技術研究所報告 (REPORT OF P.H.R.I.)

第7巻 第3号 (Vol. 7, No. 3), 1968年9月 (Sept. 1968)

## 目 次 (CONTENTS)

1. “Apparent Coefficient of Partial Reflection of Finite Amplitude Waves”  
.....Yoshimi GODA and Yoshiki ABE..... 3  
(有限振幅波の反射に伴う見掛けの反射率について.....合田良実・阿部淑輝)
2. Use of Natural Radioactive Tracers for the Estimation of Sources  
and Direction of Sand Drift..... Shoji SATO and Isao IRIE..... 59  
(漂砂の供給源, 卓越方向の推定への天然放射性トレーサーの利用について  
.....佐藤昭二・入江 功)
3. 鹿島港ドライドックの施工法に関する調査研究 (続報)  
..... 赤塚雄三・太田充夫・忽谷 実・鈴木 功..... 95  
(Investigation on Dry Dock Construction at Port Kashima (Supplement)  
..... Yuzo AKATSUKA, Mitsuo OHTA, Minoru SOYA and Isao SUZUKI)
4. 高張力タイロッドの実験的研究 .....赤塚雄三・浅岡邦一.....135  
(Experimental Studies on High Strength Tie Rod  
..... Yuzo AKATSUKA and Kuniichi ASAOKA)
5. エゼクタと渦巻ポンプの直列運転性能について …守口照明・藤井喜一郎.....169  
(On the Series Operation Efficiency of Ejector and Centrifugal Pump  
..... Teruaki MORIGUCHI and Kiichiro FUJII)

## 5. エゼクタと渦巻ポンプの直列運転性能について

守 口 照 明\*・藤 井 喜 一 郎\*

### 要 旨

大深度浚渫に使用されるエゼクタは、一般にサンドポンプと直列運転されるケースが多い。本研究では、初段階として、揚水に土砂を含まない場合の、エゼクタと渦巻ポンプの直列運転性能を実験により求め、解析を試みた。実験に使用したエゼクタは、吸込口および吐出口の直径が 80.7mm で、2本のノズルを有する側壁ノズル型エゼクタである。渦巻ポンプは、口径が 80mm で、本来はサンド・ポンプとして製作されたものである。

エゼクタおよび渦巻ポンプを含む管系において、エゼクタの作動点は、エゼクタの加圧特性曲線上に、渦巻ポンプの作動点は、ポンプの Q-H 特性曲線上にある。したがって、この管系全体の作動点は、エゼクタと渦巻ポンプの特性曲線の相関関係によって決定される。本報告では、このような管系の設計を容易にするために、エゼクタと渦巻ポンプの直列運転時の作動点を求めるための計算式を導びき、実験結果と比較した。また、エゼクタののど部の絞りの効果、ノズルの直径の大小による特性の変化等についても、実験により確かめた。

本研究によって、渦巻ポンプの吸込圧力を最大にするための、最適のど部面積比が存在すること、一般的な傾向として、エゼクタの駆動圧力を高くすれば、管系全体の揚程は高くなるが渦巻ポンプの作動点は、流量が増加、揚程が低下の方向に移動するために、渦巻ポンプの所要動力は増大するなどの点があきらかとなった。

\* 機材部作業船研究室

## 5. On the Series Operation Efficiency of Ejector and Centrifugal Pump

**Teruaki MORIGUCHI\***

**Kiichiro FUJII\***

### Synopsis

Ejector pumps used for dredging at the bottom of deep sea is usually operated with the sand-pumps. The author presents here in this report the efficiency of series operation of ejector pump and sand-pump as the first step of this research through experiments. Each diameter of suction and delivery pipe of the ejector pump used for this experiment is 80.7 mm and has two nozzles on its side. And the diameter of pipe of centrifugal pump used for this experiment was 80 mm. As for the series system of ejector and centrifugal-pumps, operating points of ejector are on the pressured characteristic curve of ejector, and the operating points of pump are usually on the characteristic of Q-H curve.

So operating points of this whole pipe system are usually determined by the characteristic of ejector and centrifugal pump.

In order to make the design of these pipe system easy, the author showed here in this reports calculation for the operating points at the series operation of ejector and centrifugal pump, and also compared them with experimental results.

The effect of throttle part of ejector and the change of characteristic of it with the size of nozzle diameter were also confirmed through experiments.

By these experiments, optimum throttle are found and following tendency was also confirmed that with the elevation of operation pressure of ejector, the head of whole system of pipe are raised, while as for the operating points of centrifugal pumps, flux increases, and head become lower, which need more power for the centrifugal pumps.

---

\* Research Staff, Dredger and Construction Equipment Laboratory.

## 目 次

要 旨	169
1. ま え が き	173
2. 実 験 装 置	173
2.1. 実験装置の概要	173
2.2. エゼクタ駆動用ポンプ	173
2.3. エゼクタ	174
2.4. 渦巻ポンプ	174
3. 実験の方法および結果	175
3.1. 実験の方法	175
3.2. 一般的特性	175
3.3. 主要な特性	178
4. 実験結果の解析	182
4.1. 圧力係数について	182
4.2. 渦巻ポンプ吸込圧力への加圧効果	183
4.3. エゼクタ渦巻ポンプ管系の吐出圧力	184
4.4. のど部の絞りの効果	185
4.5. エゼクタ・渦巻ポンプ管系の作動点	186
5. あとがき	189
参 考 文 献	189
記 号 表	190

## 1. まえがき

エゼクタを使用して高い揚程を得るためには、駆動圧力を高くする、のど部の絞りを利用するなどの方法があるが、いずれの場合も効率低下の要因となっており、不利な面が多い<sup>1,2)</sup>。したがって、大深度の浚渫と長距離の土砂排送を行なう浚渫船では、エゼクタとサンドポンプを直列に接続して、大深度浚渫のために必要な揚程をエゼクタで、一般の浚渫および排送に必要な揚程をサンドポンプで得る形式が広く採用されている。しかし、エゼクタとサンドポンプの直列運転性能についての関係文献は比較的少なく、これらの管系の設計に関する資料にいたっては、皆無に近い。本報告は、これらの装置の設計資料を得るために、ノズル、のど部、揚水入口の、面積比の異なった各種のエゼクタを使用して、渦巻ポンプとの直列運転実験を行ない、実験結果を整理したものである。

## 2. 実験装置

### 2.1. 実験装置の概要

実験装置は、エゼクタ、エゼクタ駆動用ポンプ、計測装置およびこれらを結ぶ管路網、水そうより構成されている。装置全体の配置を、図-2・1 に示す。

駆動用ポンプを運転して、高圧水をエゼクタのノズル

に供給して噴射させれば、エゼクタは揚水を開始する。エゼクタの吐出水は、渦巻ポンプによりさらに加圧され管路により計量そうに送られて、吐出水の流量が測定される。計量そうは前面がガラス張りで、容量は100リットルである。実験装置各部の管内圧力は、図に示すように7か所測定したが、計器は、駆動圧力  $p_i$  の測定にブルドンゲージ (0~10 kg/cm<sup>2</sup>) を使用したほかは、いずれも水銀マンオメータである。エゼクタの駆動水量は、駆動圧力  $p_i$  とノズル出口圧力  $p_s$  との圧力差および使用したノズルの直径、流量係数から計算で求められる。また揚水量も、吐水量と駆動水量の差として求めることができる。実験装置の管路は、駆動水用の管路 (内径 52.9 mm) をのぞき、すべて内径 80.7 mm のガス管を使用した。

### 2.2. エゼクタ駆動用ポンプ

エゼクタの駆動水は、既設の裏込砂採取実験装置で使用したタービン・ポンプの吐出管路より分岐して供給した。同ポンプおよび電動機の仕様は次のとおりである。

タービン・ポンプ

吐出量: 1.25 m<sup>3</sup>/min (定格)

吐出圧: 10 kg/cm<sup>2</sup> (定格)

回転数: 1,800 rpm (定格)

段数: 4

駆動用直流電動機

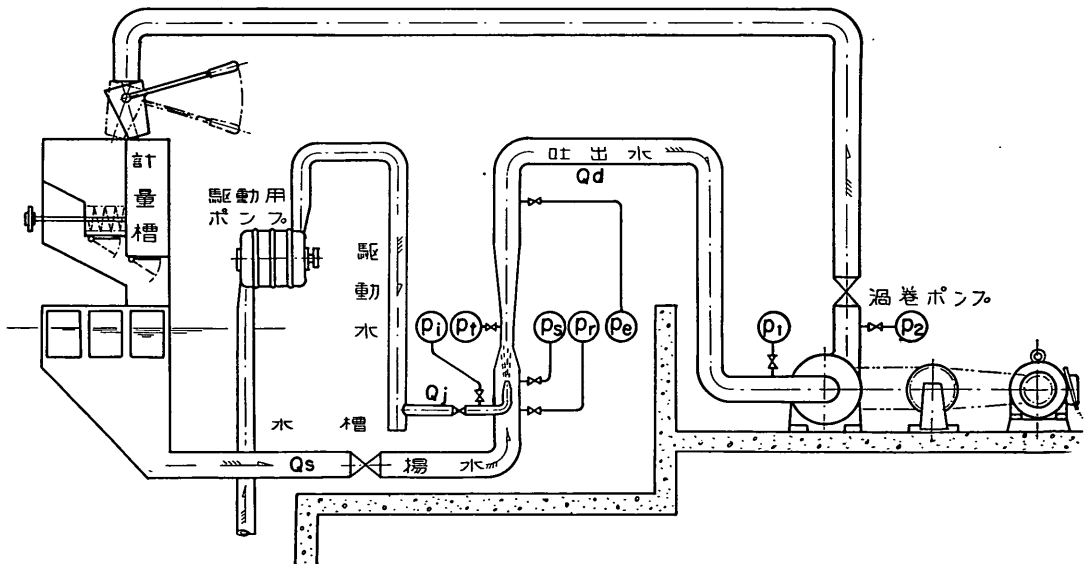


図-2・1 実験装置の全体配置

出力: 37kW  
 電圧: 220/22V  
 電流: 192A  
 励磁: 他励 110V  
 回転数: 1,800/18rpm  
 制御: ワード・レオナード制御

2.3. エゼクタ

実験には、2本のノズルを装備した側壁ノズル型エゼクタを使用した。ノズルの噴射角度(きょう角)は20°、広がり管の広がり角度は7°30'である。エゼクタ本体は口径が80.7mmで、のど部および広がり管を有しないタイプのもの、のど部の直径が60mmおよび40mmで、広がり管を有するタイプの3種類を製作した。ノズルとのど部の、おのおのの組合わせに対する面積比その他を表-1にエゼクタの概略構造を図-2.2に示す。

表-1 エゼクタの主要次元

ノズル			のど部		面積比	
直径 (mm)	面積 (cm <sup>2</sup> )	流量係数	直径 (mm)	面積 (cm <sup>2</sup> )	Aj/Ad	Ad/As
11.7φ×2	2.15	0.92	80.7φ	51.12	0.042	1
			60	28.26	0.076	0.553
			40	12.56	0.171	0.246
8.3φ×2	1.08	0.91	80.7φ	51.12	0.021	1
			60	28.26	0.038	0.553
			40	12.56	0.086	0.246
5.9φ×2	0.55	0.89	80.7φ	51.12	0.011	1
			60	28.26	0.019	0.553
			40	12.56	0.044	0.246
4φ×2	0.25	0.85	80.7φ	51.12	0.005	1
			60	28.26	0.009	0.553
			40	12.56	0.020	0.246

備考

Aj: ノズル出口面積 (2本分)  
 Ad: のど部面積  
 As: 吸込口面積 (80.7φ, 51.12cm<sup>2</sup>)

2.4. 渦巻ポンプ

渦巻ポンプは、電動機より無段変速機を介して駆動される。ポンプの回転数は、1,800~900rpmの範囲で、任意の回転数を選ぶことができる。本ポンプは、本来、サンドポンプとして製作されたもので、将来、エゼクタとサンドポンプの直列運転時の揚砂実験にも使用する予定

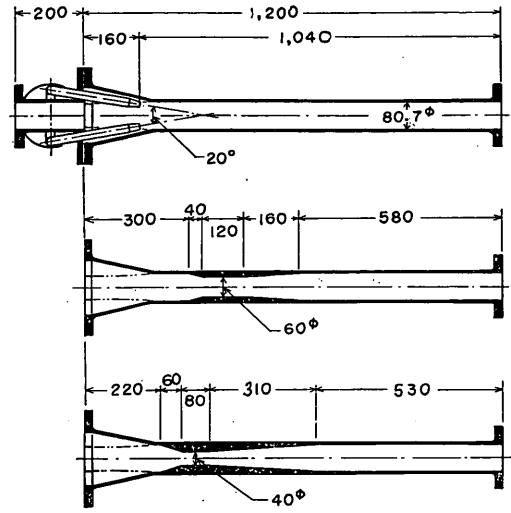


図-2.2 エゼクタの構造

である。渦巻ポンプ、無段変速機、電動機の仕様は次のとおりである。

渦巻ポンプ

口径: 80mm  
 全揚程: 15m (清水, 定格)

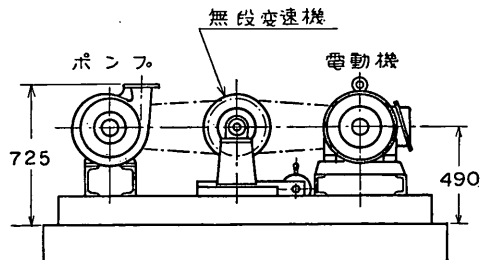
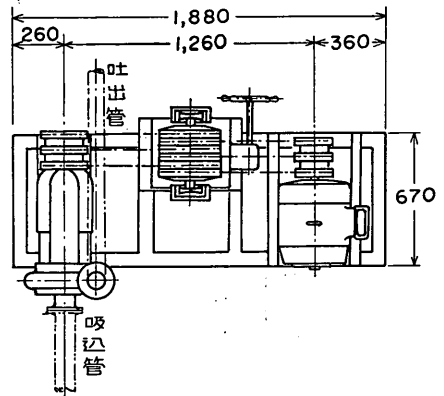


図-2.3 渦巻ポンプの配置



エゼクタと渦巻ポンプの直列運転性能について

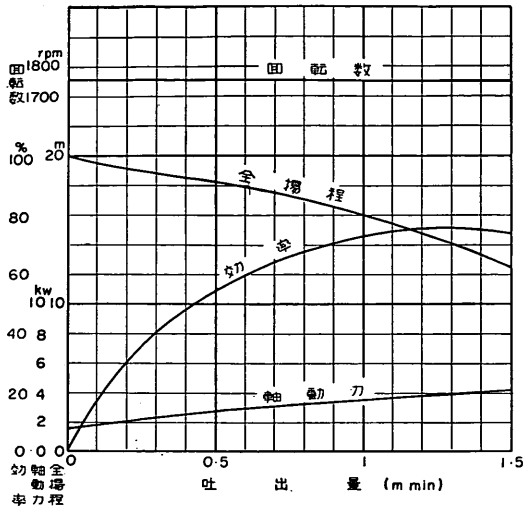


図-2.4 渦巻ポンプの特性

- 揚水量: 1.0 m<sup>3</sup>/min (清水, 定格)
- 回転数: 1,750 rpm (定格)
- 無段変速機
- 形式: Vベルト式
- 変速比: 1:2 (無段)
- 電動機
- 形式: 閉鎖通風かご形
- 出力: 11 kW
- 電圧: 220 V
- 周波数: 50 Hz
- 極数: 4P
- 同期回転数: 1,500 rpm

渦巻ポンプ, 無段変速機, 電動機の配置を図-2.3に, 渦巻ポンプの清水運転時の Q-H 特性その他を図-2.4に示す。

3. 実験の方法および結果

3.1. 実験の方法

本実験は, 渦巻ポンプの吸込管路にエゼクタを組込んだ場合に, エゼクタの特性の相違によって, 渦巻ポンプの作動点がどのように変化するかを調べるために実施したものである。

渦巻ポンプの回転数は, 図-2.4 に示したように, 吐出量 (または揚程) によって若干変化するが, 測定データの整理を容易にするために, ほぼ一定の回転数 (約 1,500 rpm) になるように, 無段変速機により調整して実験を行なった。

本実験の測定事項は, 次のとおりである (記号は 図-2.1 参照)。

- $p_i$ : 駆動水の圧力
- $p_r$ : エゼクタの吸込圧力
- $p_s$ : ノズル出口の圧力
- $p_t$ : のど部出口の圧力
- $p_e$ : エゼクタの吐出圧力
- $p_1$ : 渦巻ポンプの吸込圧力
- $p_2$ : 渦巻ポンプの吐出圧力
- $Q_d$ : 渦巻ポンプの吐出量

上記測定事項のうち, 実験装置各部の圧力は, 測定計器の取付位置によって, 位置水頭の補正を行なわなければならないが, 上述の記号は, いずれも補正後の値を示すものとする。

実験は, 次の条件のもとに実施した。

エゼクタ

テスト番号	ノズル	のど部	駆動圧力 (主要測定値)
No. 1	11.7φ×2	80.7φ	0, 1, 2, ……8 kg/cm <sup>2</sup>
2	"	60	"
3	"	40	"
4	8.3φ×2	80.7φ	"
5	"	60	"
6	"	40	"
7	5.9φ×2	80.7φ	"
8	"	60	"
9	"	40	"
10	4φ×2	80.7φ	"
11	"	60	"
12	"	40	"

渦巻ポンプ

- 回転数: 1,500 rpm ± 1% (無段変速機により調整)
- 吐出量: 吐出弁の開度を全開から全閉まで 12 段階に調節して測定
- 吐出圧: 吐出量の測定条件に同じ

3.2. 一般的特性

エゼクタと渦巻ポンプの直列運転性能の一般的特性について述べる。以下本節に示す測定値は, いずれも, 渦巻ポンプの吐出弁を全開にした状態で実験したときに得られた結果である。

3.2.1. 駆動水量

エゼクタの駆動水量は, 次式で求められる。

$$Q_j = A_j \cdot C_d \sqrt{2g \frac{p_i - p_s}{\gamma}} \quad \dots\dots(3-1)$$

ここに

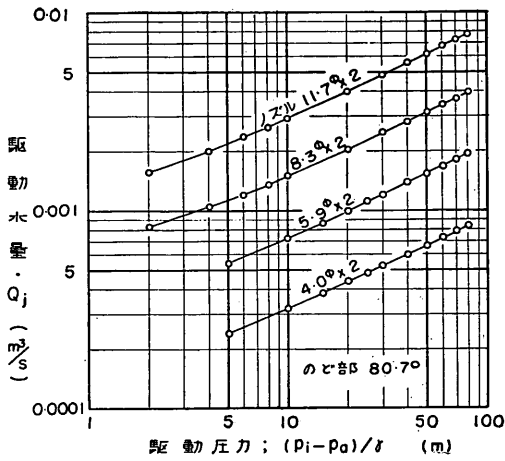


図-3.1 エゼクタの駆動水量

- $Q_j$  : 駆動水量
- $A_j$  : ノズルの面積
- $C_d$  : 流量係数
- $p_i$  : 駆動水の圧力
- $p_s$  : ノズル出口の圧力
- $g$  : 重力の加速度
- $\gamma$  : 流体の比重量

駆動圧力と駆動水量の実験結果を 図-3.1 に示す。図において測定点が直線上にならないのは、 $p_s \neq 0$  となっているためである。また  $p_i$  の大きいところで、曲線のこう配が2分の1に近づくのは、 $p_i \gg |p_s|$  なる関係があるためと考えられる。

### 3.2.2. 揚水量

本装置を、実際の大深度浚渫船に応用するにあたっては、浚渫船の浚渫能力を決定するうえで、揚水量が重要なファクタとなる。本実験において、揚水量は次式により求められる。

$$Q_s = Q_d - Q_j \quad \dots\dots(3-2)$$

ここに

- $Q_s$  : 揚水量
- $Q_d$  : 吐出量
- $Q_j$  : 駆動水量

図-3.2 に実験結果を示す。図より揚水量  $Q_s$  は、駆動圧力  $p_i$  が高くなるにつれて徐々に減少する。この減少の傾向は、ノズルの直径の大きいものほどいちじるしく直径の小さいものではそれほど顕著ではない。なお、エゼクタののど部の絞りの大小による揚水量の変化は、本実験範囲ではきわめて少なく、のど部を絞ることによ

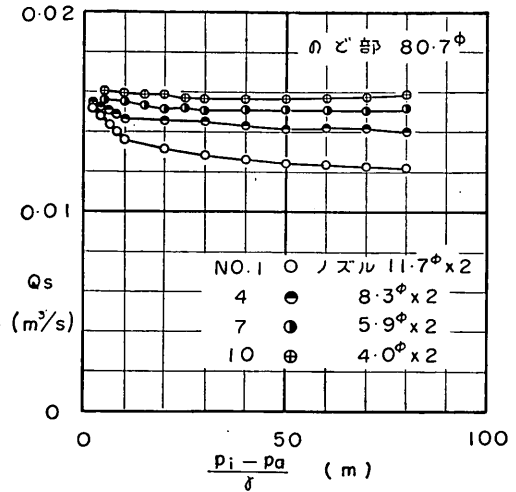


図-3.2 エゼクタの揚水量

って、わずかに揚水量の減少する傾向が認められる程度である。

### 3.2.3. 吐出量

エゼクタ（または渦巻ポンプ）の吐出量は、エゼクタの駆動水量と揚水量の和で表わされ（ただし、本実験では前述のように吐出量を測定して、計算により駆動水量および揚水量を求めた）。吐出量の測定値を 図-3.3 に示す。図より吐出量は、エゼクタの駆動圧力の増加につれてしだいに増加する。図-2.4 の特性曲線より明らかなように、吐出量が増加すれば、ポンプ軸動力も増加の傾向を示す。

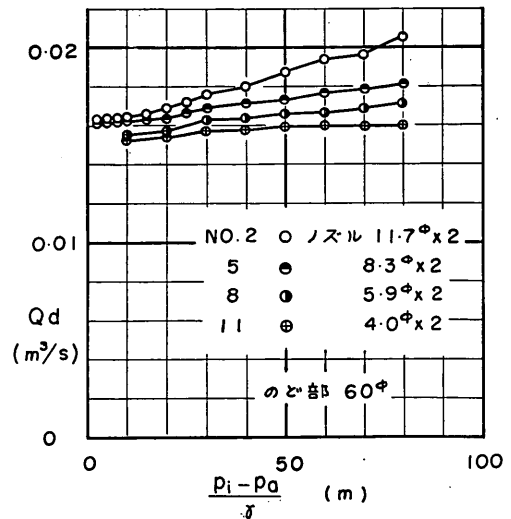


図-3.3 エゼクタの吐出量

吐出量の増加の傾向は、ノズルの直径の大きいものほど大きく、直径が小さくなるにつれて、増加の傾向も小さくなる。また、のど部の絞りによる吐出量の変化は、きわめて小さい。

3.2.4. 渦巻ポンプの吸込圧力

ポンプ浚渫船による浚渫作業に際して、浚渫深度を深くすれば、一般にサンドポンプの吸込圧力が低下して、キャビテーション発生の原因となる。この大深度浚渫船のキャビテーションの発生を防止する目的で、吸込管内に高圧水を噴射するタイプのエゼクタも、かなり多く使用されている。

図-3.4 は、のど部の絞りおよび広がり管を有しない

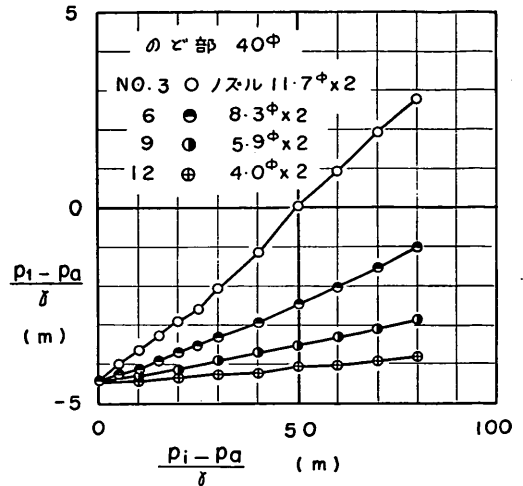


図-3.6 渦巻ポンプの吸込圧力 (その 3)

タイプのエゼクタを使用したときの、エゼクタの駆動圧力と渦巻ポンプの吸込圧力の測定値を示す。図より、ポンプの吸込圧力は、駆動圧力の増加につれて、ほぼ直線的に増加している。また、ノズルの直径の大きいものほど、加圧効果もいちじるしいことがわかる。

図-3.5 は、のど部の直径が 60 mm、図-3.6 は、のど部の直径が 40 mm のときの測定値である。図-3.4~3.6 を比較してみると、のど部を絞りこむほど、駆動圧力の増大による吸込圧力の増加のこう配が急になっていることがわかる。このために、口径の大きいノズル(11.7 mm, 8.3 mm)を使用した場合、エゼクタの駆動圧力の高いところでは、のど部を絞りこんだ方が、渦巻ポンプの吸込

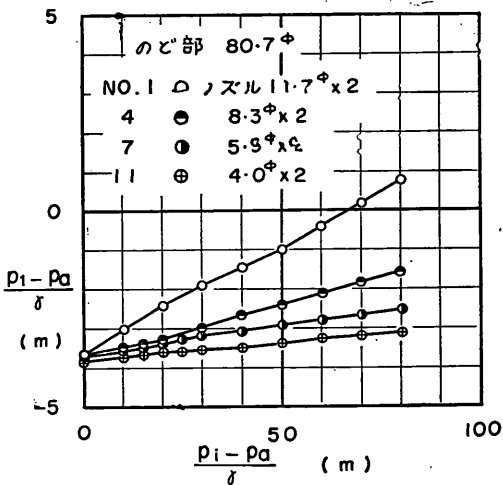


図-3.4 渦巻ポンプの吸込圧力 (その 1)

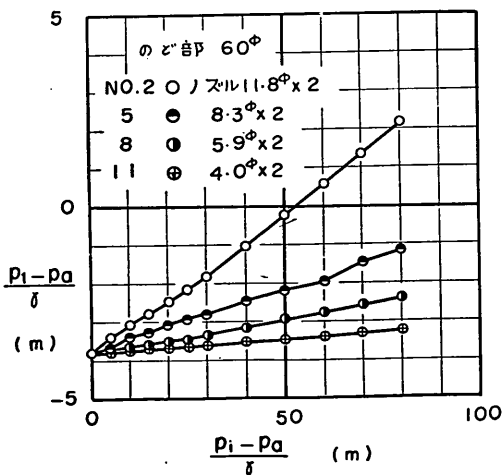


図-3.5 渦巻ポンプの吸込圧力 (その 2)

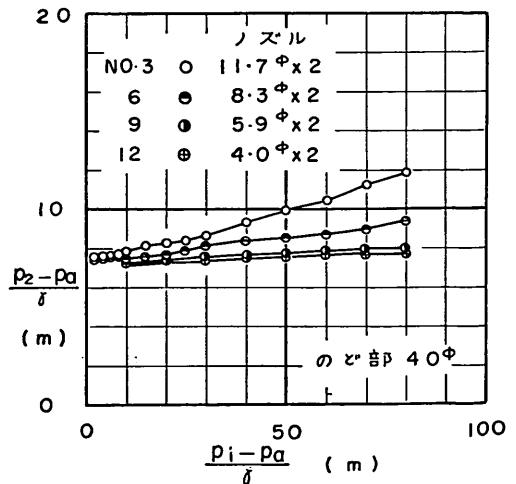


図-3.7 渦巻ポンプの吸込圧力

圧力は高くなる。駆動圧力の低い範囲およびノズルの口径の小さい (5.9 mm, 4 mm) 場合は、のど部の絞りこみによって、渦巻ポンプの吸込圧力は低下しているが、これは駆動水の加圧効果にくらべて、のど部の絞りによる圧力水頭損失の方が大きいためであろう。小口径ノズルにおいても、エゼクタの駆動圧力を高くすれば、大口径ノズルの場合と同様に、のど部を絞りこんだ方が渦巻ポンプの吸込圧力は高くなるものと考えられる。

### 3.2.5. 渦巻ポンプの吐出圧力

渦巻ポンプの吐出圧力は、吐出量とあわせて、吐出水の輸送能力 (吐出実揚程, 輸送距離) を決定するうえで重要である。図-3-7 に、エゼクタの駆動圧力と渦巻ポンプの吐出圧力の関係を示す。図より、エゼクタのノズル口径の大きいものほど、ポンプの吐出圧力も大きくなっている。

### 3.3. 主要な特性

エゼクタと渦巻ポンプの直列運転実験によって得られた主要な特性を次に述べる。本節では、前記 3.1 「実験の方法」で述べた実験の全範囲で得られた測定値を使用する。

#### 3.3.1. エゼクタの吸込圧力

エゼクタの吸込圧力は、エゼクタのノズルおよびのど部の直径、駆動圧力、渦巻ポンプの作動点などとは無関係にエゼクタの揚水量 (または揚水の水速) と吸込管路の形状のみによって決定される。

図-3-8 に示す吸込管路において、エゼクタの吸込圧力水頭は

$$\frac{p_r - p_a}{\gamma} = - \left( 1 + \lambda \frac{L_r}{D_r} \right) \frac{v_r^2}{2g} \quad \dots\dots (3-3)$$

ここに

$p_r$  : エゼクタの吸込圧力

- $p_a$  : 大気圧
- $\gamma$  : 流体の比重量
- $\lambda$  : 吸込管路の流体摩擦係数
- $L_r$  : 吸込管路の相当長さ
- $D_r$  : 吸込管路の直径
- $v_r$  : 吸込管路における揚水の水速 ( $Q_s/A_r$ )
- $Q_s$  : 揚水量
- $A_r$  : 吸込管路の面積
- $g$  : 重力の加速度

で表わされる。

実験に使用した装置では、吸込管路の相当長さ  $L_r \approx 8.5 \text{ m}$  である。 $\lambda = 0.02$ ,  $D_r = 0.0807 \text{ m}$ ,  $A_r = 0.0051 \text{ m}^2$  において、式 (3-3) により求めた計算値と、実験により得られた測定値の比較を、図-3-9 に示す。

#### 3.3.2. エゼクタの加圧水頭

エゼクタの加圧水頭は、次式で表わされる。

$$\begin{aligned} \frac{p_e - p_r}{\gamma} &= \frac{1}{A_a \cdot g} (Q_j v_j + Q_s v_s - Q_a v_a) + \frac{1}{2g} (v_a^2 - v_e^2) \\ &\quad - \lambda_0 \frac{L_0}{D_r} \frac{v_s^2}{2g} - \lambda_1 \frac{L_1}{D_e} \frac{v_e^2}{2g} - h_f \\ &= h_e - h_f \quad \dots\dots (3-4) \end{aligned}$$

ここに

$(p_e - p_r)/\gamma$  : エゼクタの加圧水頭

$p_e$  : エゼクタの吐出圧力

$p_r$  : エゼクタの吸込圧力

$Q_j$  : 駆動水量

$Q_s$  : 揚水量

$Q_a$  : 吐出量

$v_j$  : ノズル出口の噴流の水速

$v_s$  : エゼクタの吸込口における揚水の水速

$v_a$  : エゼクタののど部の混合水の水速

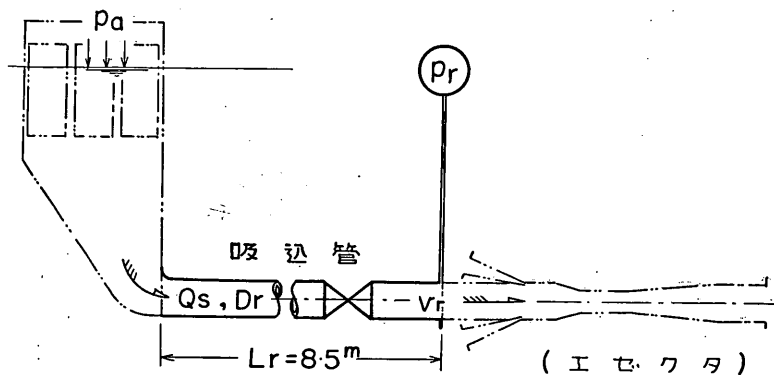


図-3-8 吸込管路

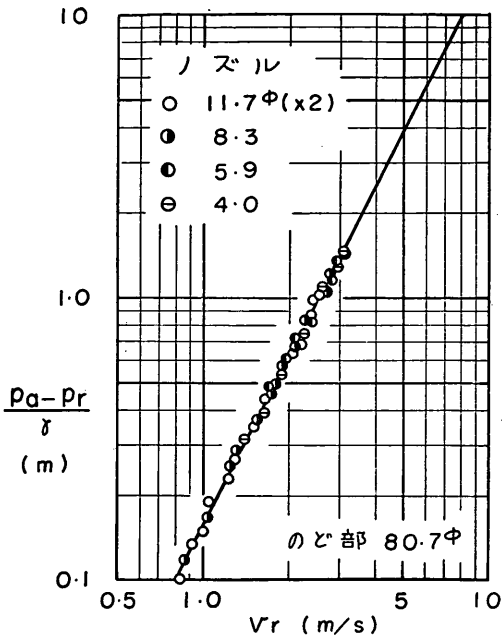


図-3-9 エゼクタの吸込圧力

- $v_e$  : 吐出水の速度
- $L_0$  : エゼクタの吸込口からノズル出口までの長さ
- $L_1$  : エゼクタのノズル出口から吐出口までの長さ
- $D_s$  : エゼクタの吸込口の直径
- $D_e$  : エゼクタの吐出口の直径
- $A_a$  : のど部の面積
- $\lambda_0$  : エゼクタの吸込部の流体摩擦係数
- $\lambda_1$  : ノズル出口からエゼクタの吐出口までの流体摩擦係数
- $h_e$  : のど部の絞りによる水頭損失を無視したときのエゼクタの加圧水頭
- $h_f$  : エゼクタののど部の絞りによって生ずる圧力水頭損失

で表わされる (記号は 図-3-10 参照)。

上式において、のど部の絞りによって生ずる圧力水頭

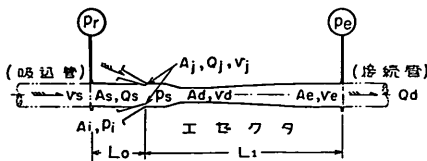


図-3-10 エゼクタの主要記号

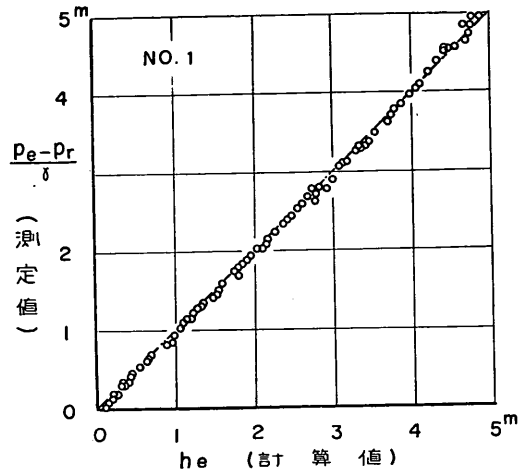


図-3-11 加圧水頭の計算値と測定値

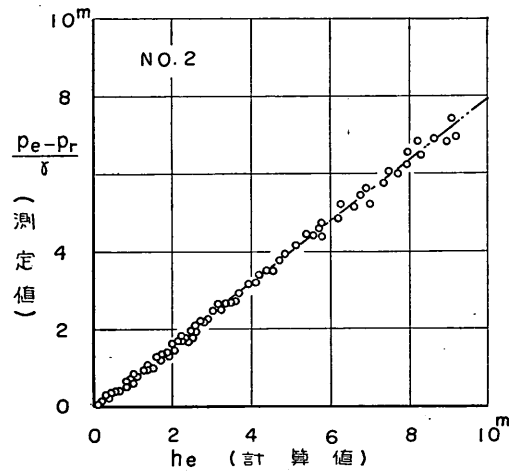


図-3-12 加圧水頭の計算値と測定値

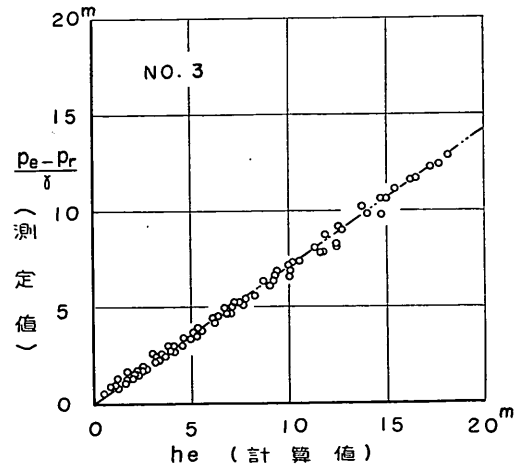


図-3-13 加圧水頭の計算値と測定値

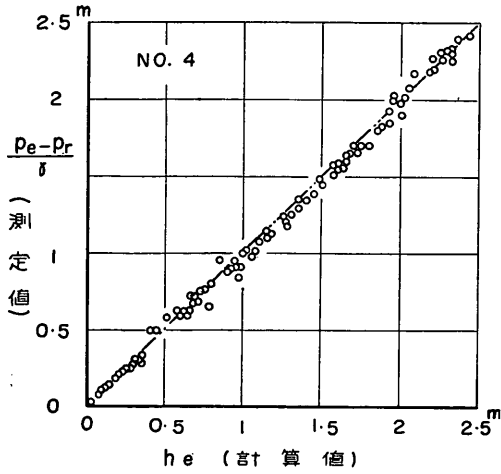


図-3-14 加圧水頭の計算値と測定値

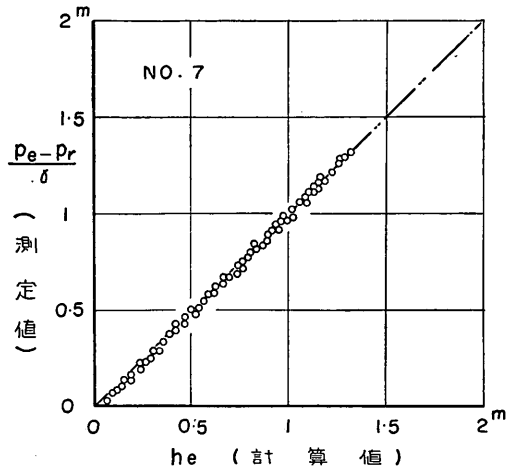


図-3-17 加圧水頭の計算値と測定値

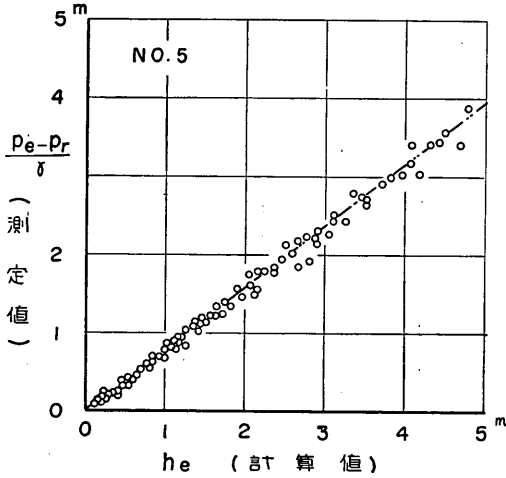


図-3-15 加圧水頭の計算値と測定値

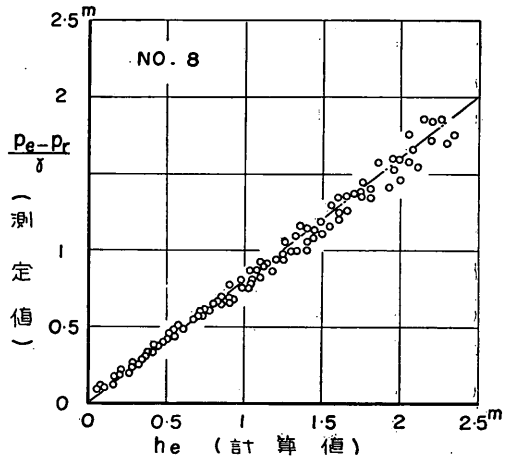


図-3-18 加圧水頭の計算値と測定値

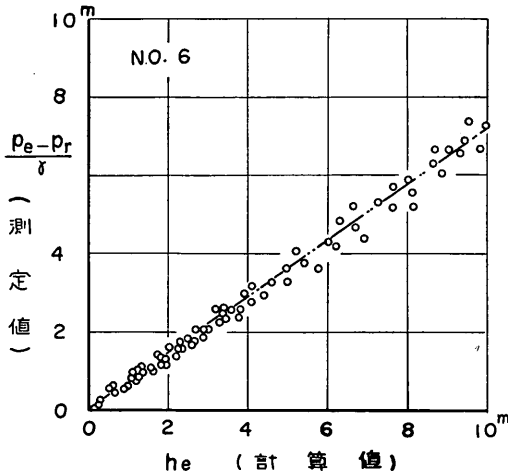


図-3-16 加圧水頭の計算値と測定値

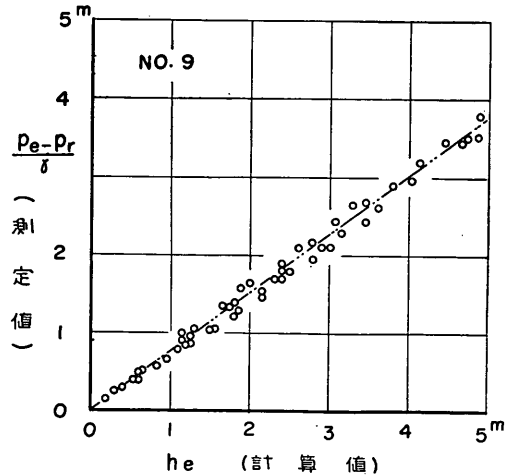


図-3-19 加圧水頭の計算値と測定値

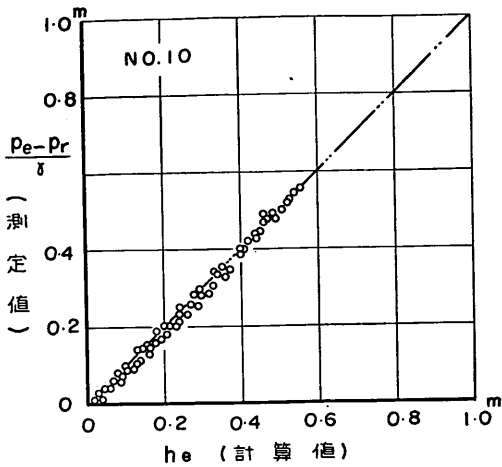


図-3.20 加圧水頭の計算値と測定値

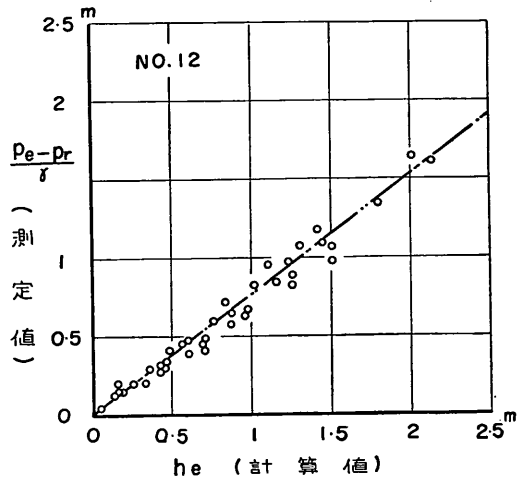


図-3.22 加圧水頭の計算値と測定値

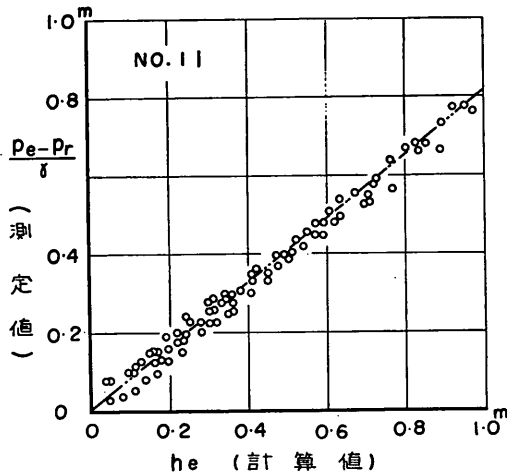


図-3.21 加圧水頭の計算値と測定値

損失  $h_f$  の値を、計算によって正確に求めることは困難である。図-3.11~3.22 に、本実験で求めたエゼクタの加圧水頭  $(p_e - p_r)/\gamma$  の測定値と、式(3-4)において、 $\lambda_0 = \lambda_1 = 0.02$  とおいて求めた  $h_e$  の計算値の比較を示す ( $L_0, L_1, D_r, D_e$  は、図-2.2 参照)。図において、のど部に絞りが無い場合 (No. 1, 4, 7, 10) は、測定値と計算値は非常によく一致している。のど部を絞りこんだ場合 (No. 2, 3, 5, 6, 8, 9, 11, 12) は、加圧水頭の測定値が計算値を下まわっている。したがって、この測定値と計算値の差が、のど部の絞りによって生ずる圧力水頭損失  $h_f$  と考えてよい。

### 3.3.3. 接続管による圧力水頭損失

エゼクタの吐出口を、渦巻ポンプの吸込口に直結した

タイプの揚水装置では、エゼクタを出てからポンプにはいるまでのあいだに水頭損失はないが、一般に使用される大深度浚渫船では、エゼクタを海中に、サンドポンプを船内に設置しているの、これらをつぶすための接続管が必要である。本実験装置においても、図-3.23 に示すように、相当長さ  $L_e = 16.6\text{m}$  の接続管がそう入されている。

接続管による圧力水頭損失は、次式で表わされる。

$$\frac{p_e - p_1}{\gamma} = -\lambda_s \frac{L_e}{D_e} \cdot \frac{v_e^2}{2g} \quad \dots\dots (3-5)$$

ここに

- $(p_e - p_1)/\gamma$ : 接続管による圧力水頭損失
- $p_e$ : 接続管入口の圧力 (エゼクタの吐出圧力)
- $p_1$ : 接続管出口の圧力 (渦巻ポンプの吸込圧力)
- $L_e$ : 接続管の相当長さ
- $D_e$ : 接続管の直径 (エゼクタの吐出口の直径)
- $v_e$ : 吐出水の速度
- $\lambda_s$ : 接続管の流体摩擦係数

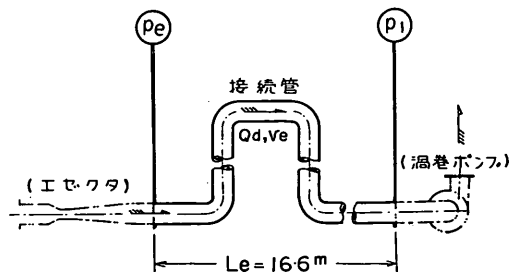


図-3.23 接続管路

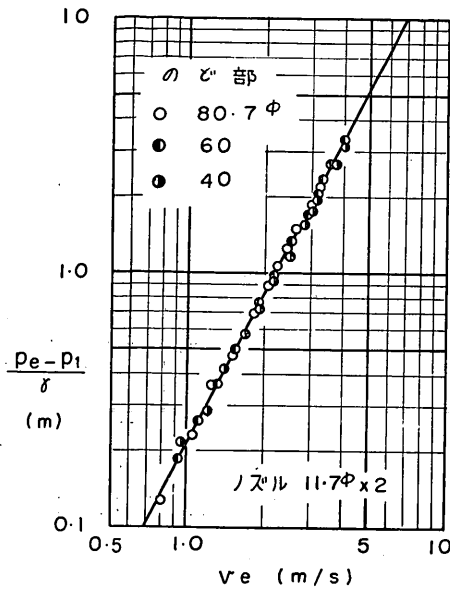


図-3-24 接続管路の圧力水頭損失

図-3-24 に;  $\lambda_2=0.02$ ,  $D_e=0.0807\text{m}$  において求めた、圧力水頭損失の計算値と実験により求めた計算値の比較を示す。

### 3.3.4. 渦巻ポンプの吐出量と揚程

渦巻ポンプは、前述したとおり、吐出量および揚程に関係なく、回転数がほぼ 1,500rpm となるように、無段

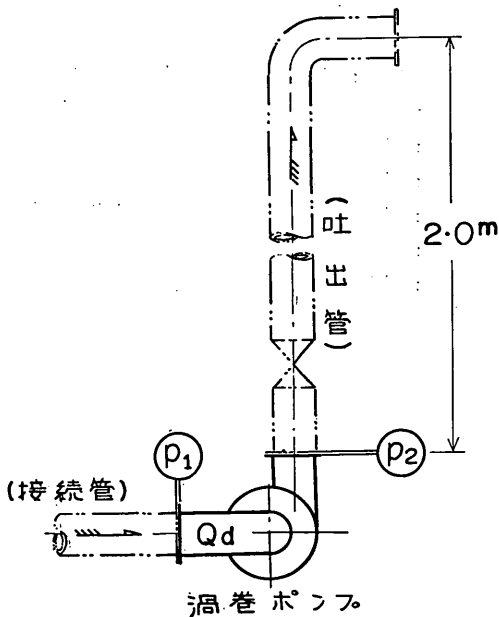


図-3-25 渦巻ポンプの吸込圧力と吐出圧力

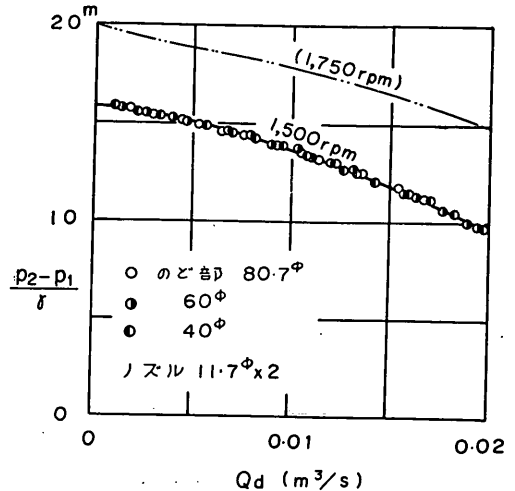


図-3-26 渦巻ポンプの吐出量と揚程

変速機により調整して実験を行なった。接続管、渦巻ポンプ、吐出管の配置を、図-3-25 に示す。

渦巻ポンプの揚程は、図-3-26 に示すように、ポンプの吸込側に装備したエゼクタの特性には無関係に、エゼクタの吐出量のみによって決定される。図より、本実験に使用した渦巻ポンプについては、吐出量と揚程は、次のような近似式で表わすことができる。

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} \approx h_p = u \cdot Q_d^2 + v \cdot Q_d + w \quad \dots (3-6)$$

ここに

- $(p_2 - p_1) / \gamma$ : 渦巻ポンプの揚程 (m)
- $p_2$ : 渦巻ポンプの吐出圧力 ( $\text{kg/m}^2$ )
- $p_1$ : 渦巻ポンプの吸込圧力 ( $\text{kg/m}^2$ )
- $\gamma$ : 流体の比重量 ( $\text{kg/m}^3$ )
- $h_p$ : 渦巻ポンプの揚程の近似計算値 (m)
- $Q_d$ : 渦巻ポンプの吐出量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
- $u$ : 係数 ( $=-10,000$ )
- $v$ : 係数 ( $=-110$ )
- $w$ : 係数 ( $=15.8$ )

## 4. 実験結果の解析

### 4.1. 圧力係数について

式 (3-4) において、のど部の絞りによる圧力水頭損失  $h_f$  の値を、計算で正確に求めることは困難である。本実験の結果、エゼクタによる加圧水頭の測定値と、圧力水頭損失  $h_f$  を無視した場合の加圧水頭の計算値  $h_e$  の間には、図-3-11~3-22 に示したように、次の関係が認められる。



エゼクタと渦巻ポンプの直列運転性能について

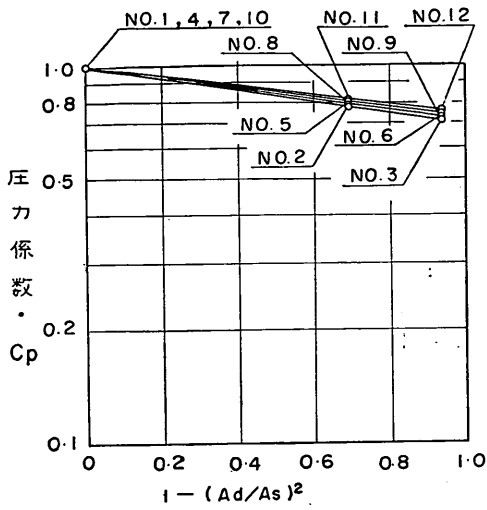


図-4.1 面積比と圧力係数

$$\frac{p_e - p_r}{\gamma} = h_e \cdot C_p \quad \dots\dots (4-1)$$

ここに

$(p_e - p_r)/\gamma$ : 加圧水頭の測定値

$C_p$ : 圧力係数

上記各図より求めた圧力係数  $C_p$  の値を、図-4.1 に示す。本図より  $C_p$  は、のど部と吸込口の面積比およびノズルと吸込口の直径の比の関数として、近似的に次式で表わすことができる。

$$C_p = 10^{-ar} \quad \dots\dots (4-2)$$

$$\left( \begin{aligned} a &= 1 - (A_d/A_s)^2 \\ r &= 0.22 + 0.073 \log_{10} (D_j/D_s) \end{aligned} \right)$$

ここに

$A_d$ : エゼクタののど部の面積

$A_s$ : エゼクタの吸込口の面積

$D_j$ : エゼクタのノズルの直径

$D_s$ : エゼクタの吸込口の直径

4.2. 渦巻ポンプ吸込圧力への加圧効果

エゼクタが、渦巻ポンプ（港湾工用としてはサンドポンプ）の吸込管内圧力を、増加させるために多く使用されていることはすでに述べた。これは、ポンプのキャビテーション発生防止を主要な目的としている。以下、吸込管内の加圧効果について、検討を加えてみよう。

式(3-3)~(3-5), (4-1) より、渦巻ポンプの吸込圧力は

$$\frac{p_1 - p_a}{\gamma} = h_1 = a_1 Q_j^3 + b_1 Q_s^2 + c_1 Q_j \cdot Q_s \quad \dots\dots (4-3)$$

ここに

$h_1$ : 渦巻ポンプの吸込圧力の計算値

$$a_1 = \frac{1}{2g} \left\{ C_p \left( \frac{2}{A_d A_j} - \frac{1}{A_d^2} - \frac{1 + \zeta_a}{A_s^2} \right) - \frac{\zeta_e}{A_s^2} \right\}$$

$$b_1 = \frac{1}{2g} \left\{ C_p \left( \frac{2}{A_d A_s} - \frac{1}{A_d^2} - \frac{1 + \zeta_s + \zeta_a}{A_s^2} \right) - \frac{1 + \zeta_r + \zeta_e}{A_s^2} \right\}$$

$$c_1 = -\frac{1}{g} \left\{ C_p \left( \frac{1}{A_d^2} + \frac{1 + \zeta_a}{A_s^2} \right) + \frac{\zeta_e}{A_s^2} \right\}$$

$\zeta_r = \lambda \frac{L_r}{D_r}$ : 吸込管の水頭損失係数

$\zeta_s = \lambda_0 \frac{L_0}{D_s}$ : エゼクタの吸込部の水頭損失係数

$\zeta_a = \lambda_0 \frac{L_1}{D_e}$ : ノズル出口から吐出口までの水頭損失係数

$\zeta_e = \lambda_2 \frac{L_e}{D_e}$ : 接続管の水頭損失係数

で表わされる。

供試実験装置においては、 $D_r = D_s = D_e = 0.0807$  m である。流体摩擦係数を、 $\lambda = \lambda_0 = \lambda_1 = \lambda_2 = 0.02$  とおいて、式(4-3)により求めた渦巻ポンプの吸込圧力を、図-4.2 に示す。

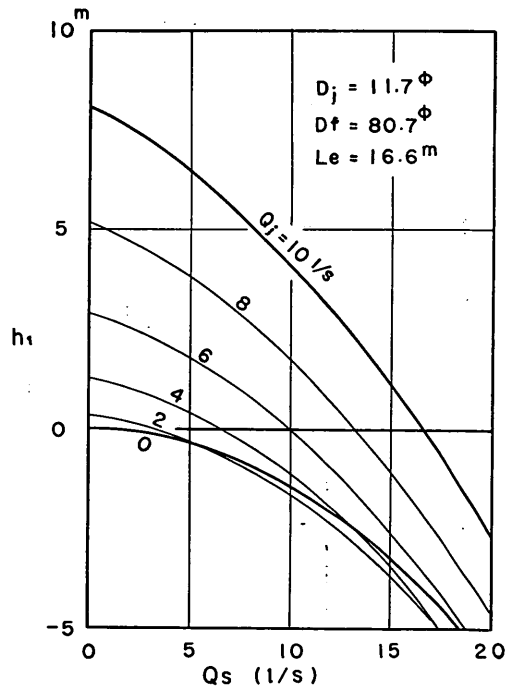


図-4.2 駆動水量と加圧効果 ( $L_e = 16.6$  m)

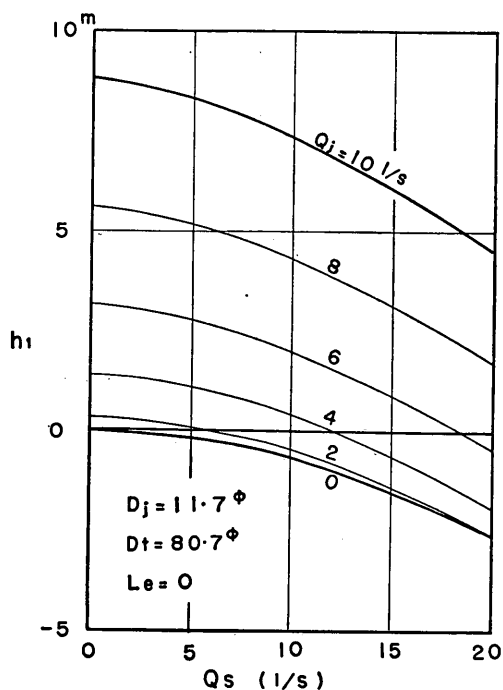


図-4.3 駆動水量と加圧効果 ( $L_e=0$ )

前章 3.3.3. で述べたように、管内流速が大きくなると接続管路による圧力水頭損失は、かなり大きな値となる(図-3.24 参照)。 $\zeta_e=0$  において、接続管路の損失水頭を零とみなした場合の、吸込圧力の計算値を 図-4.3 に示す。本図と 図-4.2 を比較すれば、接続管路によって吸込圧力の加圧効果が、いちじるしく低下させられていることがわかる。

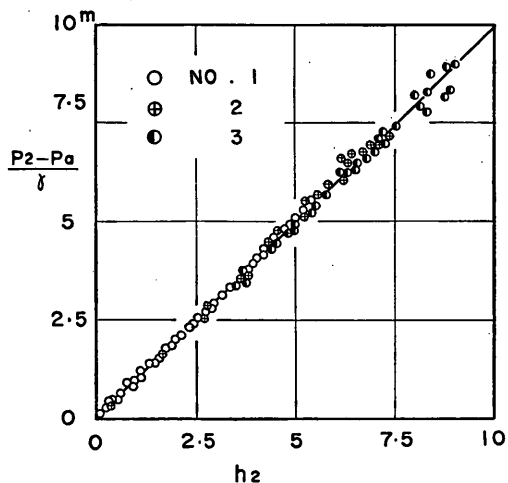


図-4.4 吐出圧力の計算値と測定値 ( $D_j=11.7$  mm)

### 4.3. エゼクタ渦巻ポンプ管系の吐出圧力

渦巻ポンプの吸込管路にエゼクタを有する管系において、本管系の吐出圧力は、式 (3-6), (4-3) より、次式で表わされる。

$$\frac{p_2 - p_a}{\gamma} = h_2 = a_2 Q_j^3 + b_2 Q_s^2 + c_2 Q_j \cdot Q_s + v(Q_j + Q_s) + w \quad \dots(4-4)$$

ここに

$h_2$  : エゼクタ渦巻ポンプ管系の吐出圧力の計算値

$$a_2 = a_1 + u$$

$$b_2 = b_1 + u$$

$$c_2 = c_1 + 2u$$

式 (4-2) で求めた圧力係数  $C_p$  の値を使用して、式

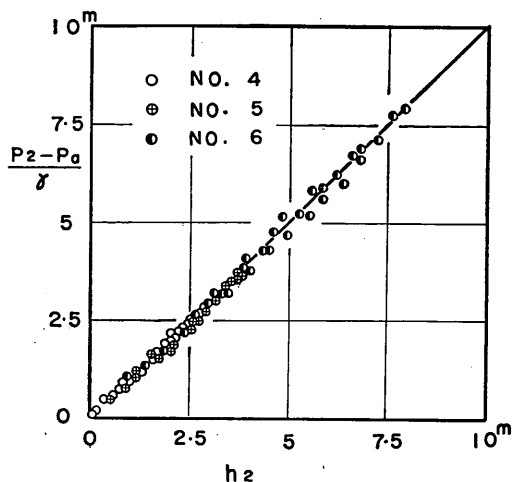


図-4.5 吐出圧力の計算値と測定値 ( $D_j=8.3$  mm)

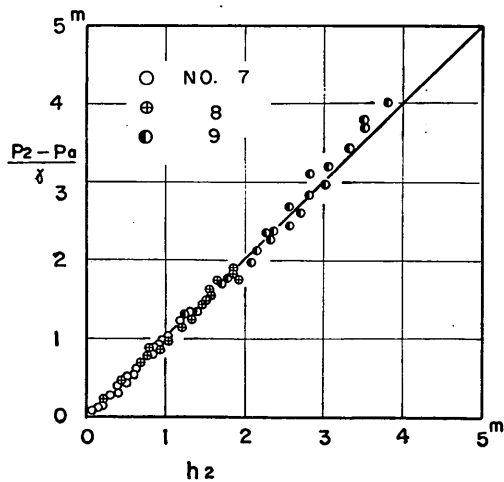


図-4.6 吐出圧力の計算値と測定値 ( $D_j=5.9$  mm)

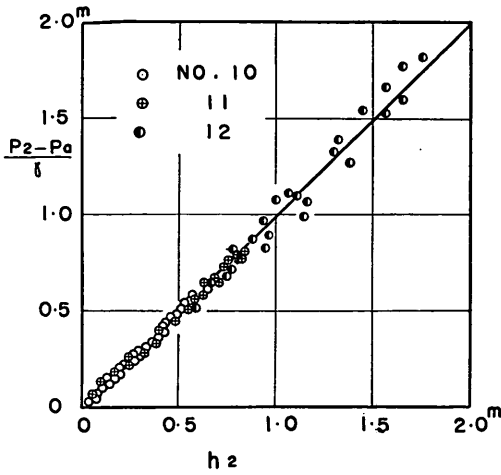


図-4.7 吐出圧力の計算値と測定値 ( $D_j=4\text{ mm}$ )

(4-4) により計算した吐出圧力の計算値と、実験により求めた測定値の比較を、図-4.4~4.7 に示す。図より、実験の全範囲において、計算値と測定値はよく一致する。

#### 4.4. のど部の絞りの効果

式(4-4)を変形すれば、エゼクタ・渦巻ポンプ管系の吐出圧力水頭は

$$h_2 = a_3 \left( \frac{v_s}{x} \right)^2 + b_3 v_s^2 + c_3 \frac{v_s^2}{x} + h_p \dots (4-5)$$

ここに

$$a_3 = \frac{1}{2g} \left\{ C_p \left( 2 \frac{A_s^3}{A_a A_j} - \frac{A_s^2}{A_a^2} - \zeta_a - 1 \right) - \zeta_e \right\}$$

$$b_3 = \frac{1}{2g} \left\{ C_p \left( 2 \frac{A_s}{A_a} - \frac{A_s^2}{A_a^2} - \zeta_s - \zeta_a - 1 \right) - \zeta_r - \zeta_e - 1 \right\}$$

$$c_3 = -\frac{1}{g} \left\{ C_p \left( \frac{A_s^2}{A_a^2} + \zeta_a + 1 \right) + \zeta_e \right\}$$

$$x = \frac{Q_s}{Q_j}$$

で表わされる。

式(4-5)により計算した、面積比  $A_a/A_s$ 、ノズルの直径  $D_j$ 、吐出圧力水頭  $h_2$  の関係を、図-4.8 に示す。図より、与えられたノズルの直径に対して、吐出圧力を最大にするための最適ののど部絞り面積比 ( $A_a/A_s$ ) が存在することがわかる。

##### 4.4.1. 流量比と最適のど部面積比

式(4-5)より、電子計算機を使用して求めた最適面積比を、図-4.9 に示す。本式には、揚水の水速  $v_s$  も変数としてはいつているが、 $v_s=1, 2, 3, \dots, 10\text{ m/s}$  と変えて計算した範囲では、最適面積比の変化は認められなかった。

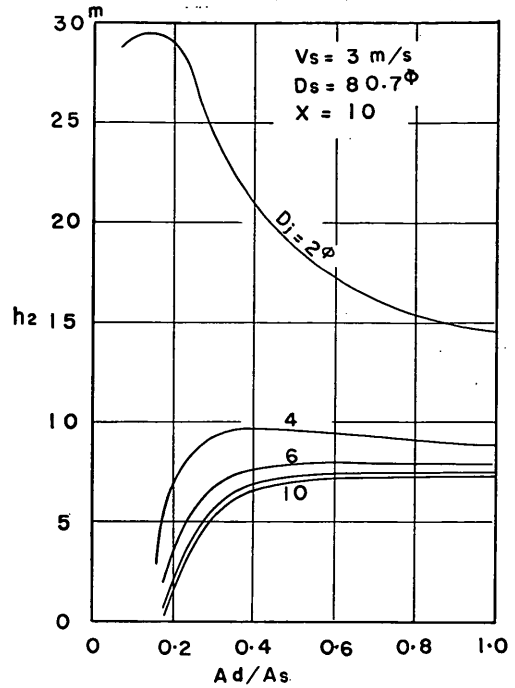


図-4.8 のど部面積比と吐出圧力

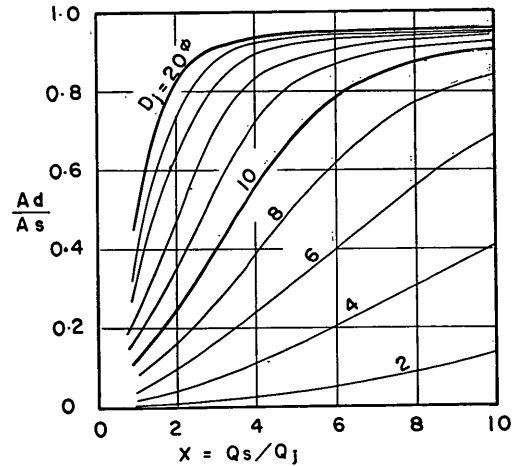


図-4.9 流量比と最適面積比

##### 4.4.2. 駆動馬力と最適面積比

4.4.1. で述べたのと同様の方法で、エゼクタの駆動水入口における駆動水のもつ水馬力と、のど部の最適面積比  $A_a/A_s$  の関係を調べてみよう。図-4.10 に、ノズルの直径が  $10\text{ mm}$  のときの計算値を示す (横軸は駆動水の水馬力)。

図-4.11 は、最適面積比を使用したときに得られるエ

ゼクタ単独の加圧水頭を示す。

図-4-12 は、駆動水の水馬力と駆動圧力水頭の関係で駆動水の水馬力の増加によって、駆動圧力はかなり急激に増加する。

図-4-13 は、揚水の速度が一定(本計算では  $v_s=3\text{m/s}$ ) の場合の、ノズルの直径、駆動水の水馬力、最適のど部面積比の関係を示す。

図-4-14 は、最適のど部面積比を使用したときの、エゼクタによる加圧水頭、図-4-15 は、エゼクタ・渦巻ポンプ管系の吐出圧力水頭で、駆動水の水馬力が与えられた場合、ノズルの直径  $D_j$  を適当にえらぶことによって、加圧水頭、吐出圧力水頭の最大値が得られることを示している。

4.5. エゼクタ・渦巻ポンプ管系の作動点

式(4-4)より、エゼクタ・渦巻ポンプ管系の吐出圧力は、エゼクタの駆動水量  $Q_j$ 、揚水量  $Q_s$  その他の関数として表わすことができるが、本式のみでは、管系の作動点を決定することはできない。管系の作動点の決定にあたっては、図-4-16 に示した実揚程  $h$  および吐出管

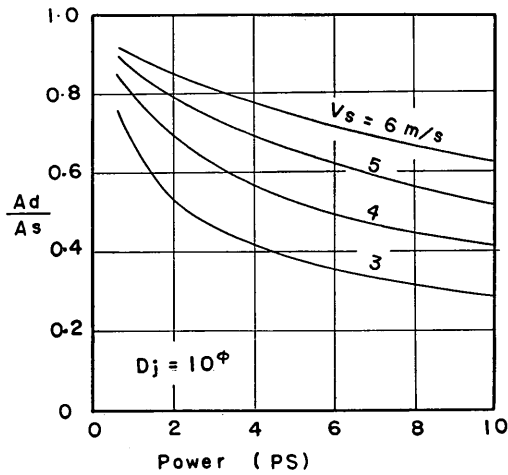


図-4-10 駆動馬力と最適面積比

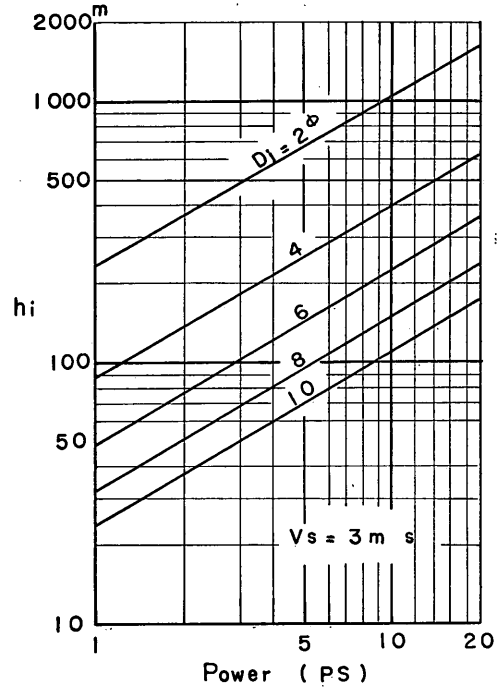


図-4-12 駆動馬力と駆動圧力水頭

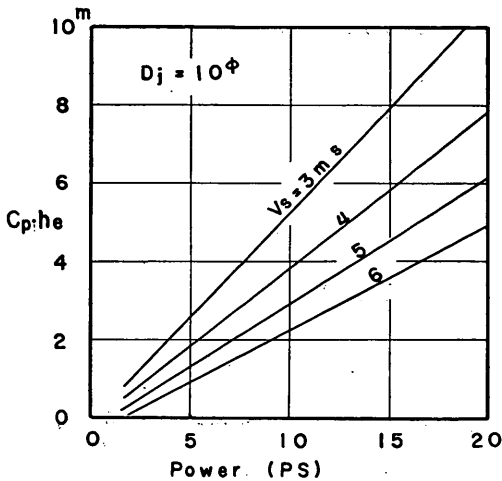


図-4-11 駆動馬力と加圧水頭

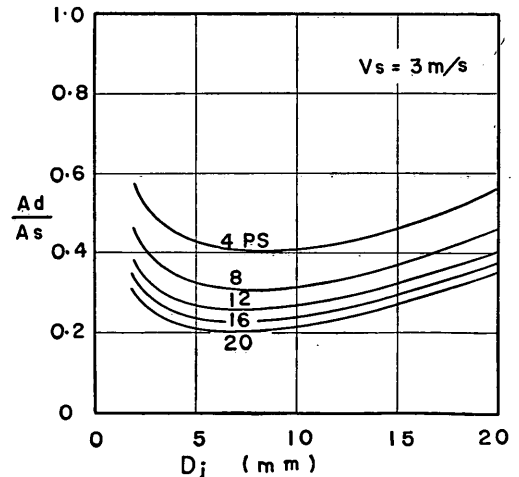


図-4-13 ノズルの直径と最適面積比

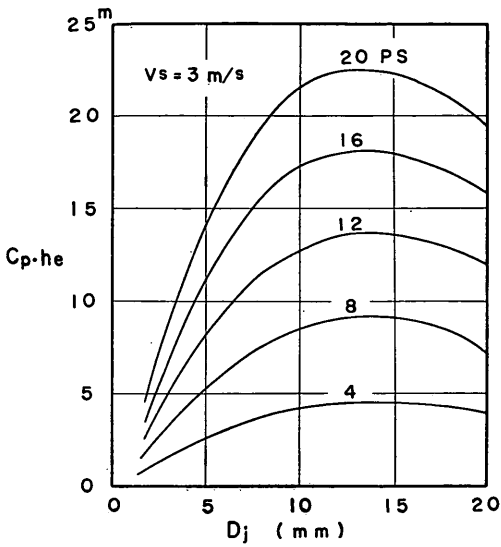


図-4.14 ノズルの直径と加圧水頭

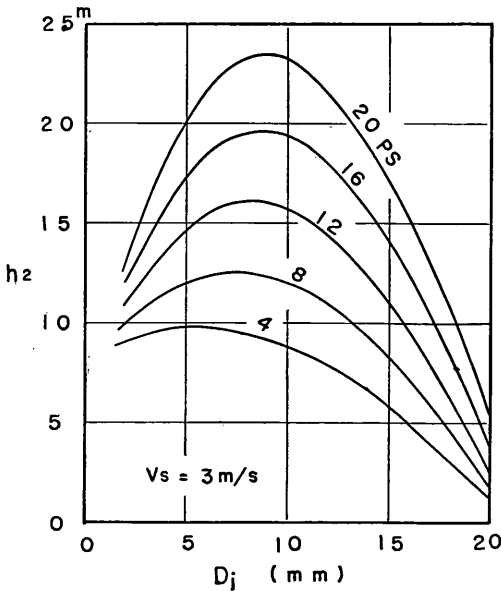


図-4.15 ノズルの直径と吐出圧力水頭

路の配置を考慮しなければならない。

渦巻ポンプの吐出側より、吐出圧力を求めてみると

$$h_2 = h + \lambda_3 \frac{L_f}{D_f} \frac{v_f^2}{2g}$$

$$= h + \frac{\zeta_f}{2g} \left( \frac{Q_j + Q_s}{A_f} \right)^2 \dots (4-6)$$

ここに

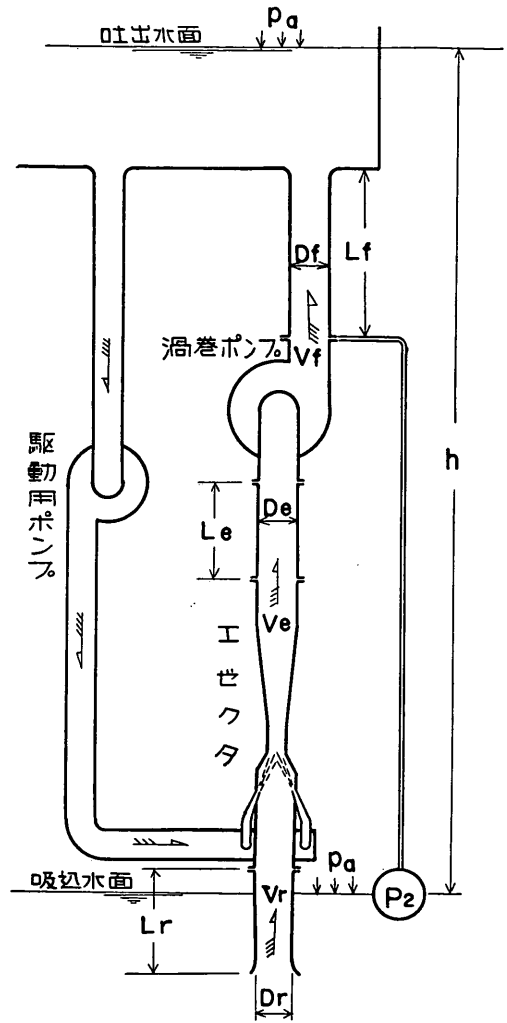


図-4.16 エゼクタ・渦巻ポンプ管系の配置と実揚程

$h$  : 実揚程

$\zeta_f = \lambda_3 \cdot L_f / D_f$  : 吐出管路の水頭損失係数

$\lambda_3$  : 吐出管の流体摩擦係数

$L_f$  : 吐出管の相当長さ

$D_f$  : 吐出管の直径

$v_f$  : 吐出管における吐出水の速度

$A_f$  : 吐出管の面積

$Q_j$  : 駆動水量

$Q_s$  : 揚水量

で表わされる。

$A_f = A_s$  とすれば、式 (4-4)、(4-6) より

$$a_1 Q_j^3 + b_1 Q_s^3 + c_1 Q_j \cdot Q_s + v(Q_j + Q_s) + w - h = 0$$

$$\dots (4-7)$$

ここに

$$a_4 = \frac{1}{2g} \left\{ C_p \left( \frac{2}{A_d A_j} - \frac{1}{A_d^2} - \frac{1+\zeta_d}{A_s^2} \right) - \frac{\zeta_e + \zeta_f}{A_s^2} \right\} + u$$

$$b_4 = \frac{1}{2g} \left\{ C_p \left( \frac{2}{A_d A_s} - \frac{1}{A_d^2} - \frac{1+\zeta_s + \zeta_d}{A_s^2} \right) - \frac{1+\zeta_f + \zeta_e + \zeta_f}{A_s^2} \right\} + u$$

$$c_4 = -\frac{1}{g} \left\{ C_p \left( \frac{1}{A_d^2} + \frac{1+\zeta_d}{A_s^2} \right) + \frac{\zeta_e + \zeta_f}{A_s^2} \right\} + 2u$$

で表わされる。

エゼクタ・渦巻ポンプ管系を使用した揚水装置において、上式における  $a_4, b_4, c_4, v, w$  は定数と考えてよいから、結局、式(4-7)は、エゼクタの駆動水量  $Q_j$ 、揚水量  $Q_s$ 、実揚程  $h$  の3個の関数で表わされている。したがって、このうちの2個の数値を与えれば、残りの1個を求めて作動点を決定することができる。

4.5.1. 揚水可能実揚程の求めかた

式(4-7)より、実揚程は次式で表わされる。

$$h = a_4 Q_j^2 + b_4 Q_s^2 + c_4 Q_j \cdot Q_s + v(Q_j + Q_s) + w \quad \dots\dots(4-8)$$

実験に使用した管系において、式(4-8)により計算した駆動水量  $Q_j$ 、揚水量  $Q_s$  と実揚程  $h$  の1例を、図-4-17 に示す。いま、 $Q_j=5$  (l/s)、 $Q_s=10$  (l/s) とすれば、作動点としての残る要素  $h=11.7$  m が本図より求められる。

駆動水の噴射によって実揚程を高めることができるの

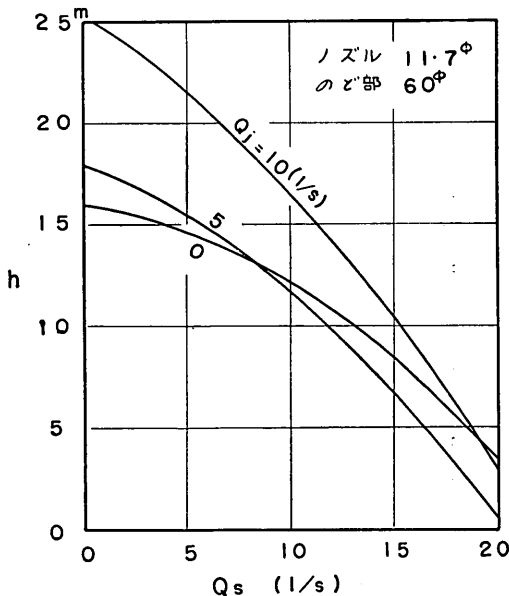


図-4-17 揚水量と実揚程

は、揚水量が比較的小さい範囲のみで、揚水量の大きいところでは、無噴射時 ( $Q_j=0$ ) にくらべて、噴射したときの方がかえって実揚程は低下している。

実揚程の増大効果の表われる揚水量の範囲は、次式で表わされる。

$$Q_s < -c_4(a_4 Q_j + v) \quad \dots\dots(4-9)$$

4.5.2. 揚水量の求めかた

揚水量  $Q_s$  は、式(4-7)より

$$a_5 Q_s^2 + b_5 Q_s + c_5 = 0 \quad \dots\dots(4-10)$$

ここに

$$a_5 = b_4$$

$$b_5 = c_4 Q_j + v$$

$$c_5 = a_4 Q_j^2 + v Q_j + w - h$$

揚水量の実用解は

$$Q_s = \frac{-b_5 - \sqrt{b_5^2 - 4a_5 c_5}}{2a_5} \quad \dots\dots(4-11)$$

で与えられる。

実揚程  $h$ 、駆動水量  $Q_j$  と揚水量  $Q_s$  の関係は、前掲の図-4-17 に示したとおりである。実揚程と駆動水量から揚水量を求めるのは、前述の実揚程の求めかたに準じればよい。

4.5.3. 駆動水量の求めかた

駆動水量  $Q_j$  は、式(4-7)より

$$a_6 Q_j^2 + b_6 Q_j + c_6 = 0 \quad \dots\dots(4-12)$$

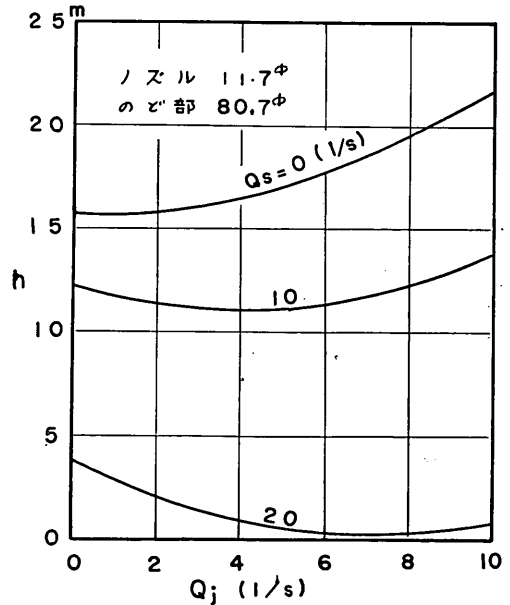


図-4-18 駆動水量と実揚程

## エゼクタと渦巻ポンプの直列運転性能について

ここに

$$a_6 = a_4$$

$$b_6 = b_4 Q_s + v$$

$$c_6 = b_4 Q_s^3 + v Q_s + w - h$$

で表わされる。

実揚程  $h$  と揚水量  $Q_s$ 、駆動水量  $Q_j$  の関係の 1 例を、図-4-18 に示す。図より  $Q_s$  が一定の場合、同一の  $h$  を与える  $Q_j$  の値は、ある範囲では 2 個存在する（たとえば  $Q_s = 10 \text{ l/s}$  のとき、 $h$  を 12 m にするには、 $Q_j$  は  $0.5 \text{ l/s}$  でも  $7.5 \text{ l/s}$  でもよい）。

駆動水量を求める一般式は

$$Q_j = \frac{-b_6 \pm \sqrt{b_6^2 - 4a_6 c_6}}{2a_6} \quad \dots\dots (4-13)$$

で表わされる。

### 5. あとがき

清水運転時の、エゼクタと渦巻ポンプの直列運転性能についての実験結果を要約すると、大体次のようになる。

1. エゼクタの駆動水を管内に噴射すれば、無噴射時にくらべて渦巻ポンプの吐出量は増大し、したがって渦巻ポンプの駆動馬力も増大する。
2. エゼクタ・渦巻ポンプ管系の吐出圧力は、エゼクタの形状、吸込管および接続管の配置、渦巻ポンプの Q-H 特性がわかれば、エゼクタの駆動水量および揚水量の関数として求めることができる。
3. 揚水量と駆動水量の流量比を与えた場合、指定したノズルの直径に対して、エゼクタ・渦巻ポンプ管系の

吐出圧力を最大にするための、のど部の最適面積比が存在する。

4. エゼクタの駆動馬力（駆動水の水馬力）を与えた場合も、同様に管系の吐出圧力を最大にするための、のど部の最適面積比がある。
5. のど部の最適面積比を使用して、エゼクタの加圧水頭や、管系の吐出圧力水頭を計算してみると、駆動水の水馬力に対応してこれらの圧力を最大にするための、最適ノズル直径が存在することがわかる。
6. エゼクタ・渦巻ポンプ管系の作動特性は、駆動水量、揚水量、実揚程の 3 個の関数で表わすことができる。渦巻ポンプの吐出量と揚程の関係が、比較的簡単な実験式で表示できる場合には、駆動水量、揚水量、実揚程のうちのいずれか 2 個の数値を与えれば、残る 1 個の数値が計算により求められ、管系の作動点を決定することができる。

### 参 考 文 献

1. 守口照明：水噴射エゼクタの設計について、港研報告、第 6 巻 2 号、1967 年 1 月
2. 松田任、近藤基、守口照明：水噴射エゼクタの理論と設計に関する基礎的研究、港研報告、第 5 巻 5 号、1966 年 1 月
3. 守口照明：エゼクタの揚水効率について、港研報告第 4 巻 4 号、1965 年 2 月
4. 守口照明、藤井喜一郎：水噴射エゼクタ設計数表、港湾技研資料、No. 44、1968 年 3 月

(1968.7.5 受付)

記号表

$A_a$ : のど部の面積	$p_a$ : 大気圧
$A_f$ : 吐出管の面積	$p_e$ : エゼクタの吐出圧力
$A_j$ : ノズル出口の面積	$p_i$ : 駆動水の圧力
$A_r$ : 吸込管路の面積	$p_r$ : エゼクタの吸込圧力
$A_s$ : エゼクタの吸込口の面積	$p_s$ : ノズル出口の圧力
$a$ : 係数	$p_t$ : のど部出口の圧力
$C_a$ : 流量係数	$Q_a$ : 渦巻ポンプ（またはエゼクタ）の吐出量
$C_p$ : 圧力係数	$Q_j$ : 駆動水量
$D_e$ : エゼクタの吐出口の直径	$Q_t$ : 揚水量
$D_f$ : 吐出管の直径	$r$ : 係数
$D_j$ : エゼクタのノズルの直径	$u$ : 係数
$D_r$ : 吸込管路の直径	$v$ : 係数
$D_s$ : エゼクタの吸込口の直径	$v_a$ : エゼクタののど部の混合水の水速度
$g$ : 重力の加速度	$v_e$ : エゼクタの吐出口における吐出水の水速度
$h$ : 実揚程	$v_f$ : 吐出管における吐出水の水速度
$h_1$ : 渦巻ポンプの吸込圧力の計算値	$v_j$ : ノズル出口における噴流の水速度
$h_2$ : エゼクタ渦巻ポンプの管系の吐出圧力の計算値	$v_r$ : 吸込管路における揚水の水速度
$h_e$ : のど部の絞りによる水頭損失を無視したときのエゼクタの加圧水頭	$v_s$ : エゼクタの吸込口における揚水の水速度
$h_f$ : エゼクタののど部の絞りによって生ずる圧力水頭損失	$w$ : 係数
$h_p$ : 渦巻ポンプの揚程の近似計算値	$x$ : 流量比 ( $=Q_s/Q_j$ )
$L_0$ : エゼクタの吸込口からノズル出口までの長さ	$\gamma$ : 流体の比重
$L_1$ : エゼクタのノズル出口から吐出口までの長さ	$\lambda$ : 吸込管路の流体摩擦係数
$L_e$ : 接続管の相当長さ	$\lambda_0$ : エゼクタの吸込部の流体摩擦係数
$L_f$ : 吐出管の相当長さ	$\lambda_1$ : ノズル出口から吐出口までの流体摩擦係数
$L_r$ : 吸込管の相当長さ	$\lambda_2$ : 接続管の流体摩擦係数
$p_1$ : 渦巻ポンプの吸込圧力	$\lambda_3$ : 吐出管の流体摩擦係数
$p_2$ : 渦巻ポンプの吐出圧力	$\zeta_a$ : ノズル出口から吐出口までの水頭損失係数
	$\zeta_e$ : 接続管の水頭損失係数
	$\zeta_f$ : 吐出管の水頭損失係数
	$\zeta_r$ : 吸込管の水頭損失係数
	$\zeta_s$ : エゼクタの吸込部の水頭損失係数