

2/15

運輸省港湾技術研究所

港湾技術研究所 報告

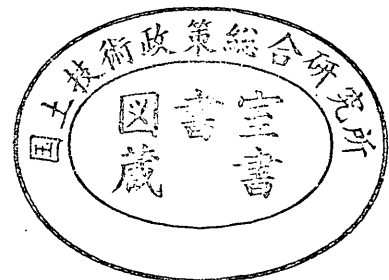
REPORT OF
THE PORT AND HARBOUR RESEARCH
INSTITUTE
MINISTRY OF TRANSPORT

VOL. 8

NO. 1

MAR. 1969

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8巻 第1号 (Vol. 8, No. 1), 1969年3月 (March 1969)

目 次 (CONTENTS)

1. Measurement of Wind Velocity Fluctuations over Waves in a
Wind-Wave TunnelHajime KATO and Kikuo SANO..... 3
(風洞水路における波の上の風速変動の性質について.....加藤 始・佐野喜久雄)
2. 沖積粘土層におけるサウンディング (数種の方法による試験結果について)
..... 柳瀬重靖..... 37
(Soundings in the Alluvial Clay Stratum (On the results of several methods)
..... Shigeyasu YANASE)
3. 粘土試料の攪乱に関する研究 (第1報)
——繰り返し三軸圧縮試験による攪乱実験——奥村樹郎..... 59
(Studies on the Disturbance of Clay Samples (1st Report)——Remolding Tests
by the Repeated Triaxial Compression——Tatsuro OKUMURA)
4. 飽和砂層の振動性状荒井秀夫・梅原靖文..... 85
(Vibration of Saturated Sand LayersHideo ARAI and Yasuhumi UMEHARA)
5. 音響測深機に関する研究木原純孝.....123
(Study on Echo-Sounder.....Sumitaka KIHARA)
6. 砂, 砂利混合時の浚渫ポンプの特性
..... 八木得次・宮崎昭児・奥出 律.....165
(Characteristic of the Dredging Pump in Case of Mixed with Sand and Gravel
..... Tokuji YAGI, Shoji MIYAZAKI and Tadasu OKUDE)

6. 砂, 砂利混合時の浚渫ポンプの特性

八木得次*・宮崎昭児**・奥出 律**

要 旨

浚渫ポンプの性能は、土砂混合水を揚水した場合の特性変化およびこれらを基にして得られる浚渫ないしは排送性能によって決まるものである。そこで実船および模型のポンプによる送水時および土砂混合時におけるポンプ特性の変化を調べ、ポンプ特性に及ぼす影響を検討した。

送水試験においては、特に高負圧時の特性を調べた。実験装置の関係でキャピテーションによる揚程の急低下点を明確につかめ得なかったが、吸込揚程に対する揚程係数で 950 r.p.m. の $\phi=0.0482$ にて僅かに低下を認められ、その結果吸込比速度が約 900 程度と推定することができた。

土砂混合試験では、ポンプの各特性を (ρ_m-1) をもとにした増減率によって示すことができた。すなわち、その関係式は、

$$\begin{array}{ll} K_H = C_1(\rho_m - 1)^n & \text{or} & K_H = C_1\{(\rho_m - \rho_{ws})/\rho_{ws}\}^n \\ K_N = C_2(\rho_m - 1)^{n'} & \text{or} & K_N = C_2\{(\rho_m - \rho_{ws})/\rho_{ws}\}^{n'} \\ K_\eta = 1 - \frac{\rho_m - K_H}{1 + K_N} & \text{or} & K_\eta = 1 - \frac{\rho_m/\rho_{ws} - K_H}{1 + K_N} \end{array}$$

* 機材部 流体輸送研究室長

** 機材部 流体輸送研究室

Characteristic of the Dredging Pump in Case of Mixed with Sand and Gravel

Tokuji YAGI*
Shoji MIYAZAKI**
Tadasu OKUDE**

Synopsis

Capacity of dredging pump is determined by its characteristics in case of sucking soil-water mixture, resulting dredging and transporting ability. Authors have been investigated the characteristics of dimensionally similar pumps dealing with water and mixture through the practical and laboratory tests.

In water test, characteristics at high suction vacuum is deeply examined. Although a steep drop-point in head caused by cavitation was not recognized clearly on account of the capacity of the testing installation, suction specific speed could be estimated to be around 900, judging from a slight decrease in head at $\phi = 0.0482$ of head coefficient at 950 rpm.

In mixture test, pump characteristics could be shown by means of a rate of decrease or a rate of increase which is expressed on the basis of the term $(\rho_m - 1)$, or

$$\begin{aligned} K_H &= C_1(\rho_m - 1)^n & \text{or} & & K_H &= C_1\{(\rho_m - \rho_{ws})/\rho_{ws}\}^n \\ K_N &= C_2(\rho_m - 1)^{n'} & \text{or} & & K_N &= C_2\{(\rho_m - \rho_{ws})/\rho_{ws}\}^{n'} \\ K_r &= 1 - \frac{\rho_m - K_H}{1 + K_N} & \text{or} & & K_r &= 1 - \frac{\rho_m/\rho_{ws} - K_H}{1 + K_N} \end{aligned}$$

* Chief of Hydraulic Transportation Laboratory, Machinery Division

** Member of Hydraulic Transportation Laboratory, Machinery Division

目 次

要 旨	165
1. ま え が き	169
2. 共試体の概要	169
2.1. 室内試験	169
2.2. 実船試験	170
3. 試験の概要	172
3.1. 室内試験	172
3.2. 実船試験	173
4. 試験結果と考察	173
4.1. 整理記号	173
4.2. 送水試験時の性能	173
4.3. 土砂混合試験時の性能	177
5. あとがき	186
参考文献	186
記 号 表	187
付 録	188

1. まえがき

固形物の水力輸送は，近代技術面の開発で著しい成果を上げているが，いまだ未知の諸現象が多く，特に高度の運転条件にも適したポンプが望まれ，かつポンプ機能改善が提唱されてきた。これらの要請を解決するには，その主体であるポンプの性格を熟知すると共に，送水時はもとより土砂混合時に対するポンプ性能の基礎的資料が必要となってくる。

本試験は，室内試験，実船試験に分け上記問題を検討したもので前者は 150mm サンド・ポンプ実験装置で，実船試験は，和欲山港で稼動中（試験当時）のサンド・キャリア第一浚洋丸であって両者の供試体について，送水および土砂混合時のポンプ特性を調べ検討したものである。

2. 供試体の概要

2.1. 室内試験

図-1 は，室内試験装置の概略である。管路内を流れる土砂混合水は循環式となっていて，砂礫投入機から送り出された土砂混合水は吸込槽を通りポンプで吸い上げ

られ垂直管，水平管を経て自在蛇口から放出される。さらに勢いよく放出される土砂混合水はサイクロンで土砂と水に分離され，土砂は砂礫投入機，水は吸込槽に戻る。

砂礫投入機は，底部にゴムローラが付けられ，そのゴムローラを回転することにより一定量の土砂を送り出し，また本機の底扉開度の変化により土砂量を調整できるようになっている。

ポンプの駆動は，75 kW 誘導電動機→60 kW 直流発電機→45 kW 直流電動機（動力計付）で行なわれ，ワードレオナード制御により 0~1,000 rpm の回転が得られる。

配管は，垂直管約 5m，水平管約 15m の内径 155mm のガス管で，これに仕切弁（緊急弁，吸込弁，吐出弁）90° エルボ（吸込側 1 個，吐出側 4 個）で構成されている。なお吸込側と吐出側に内径 155mm×長さ 800mm のアクリル製透明管を付け管内の土砂流れの観察用とした。

この他 2ton ホイストが装備され，砂礫投入機への土砂補給用としている。

室内試験の供試ポンプおよび供試土砂を表-1 に示す。なお供試土砂の粒径加積曲線を 図-2 に示した。

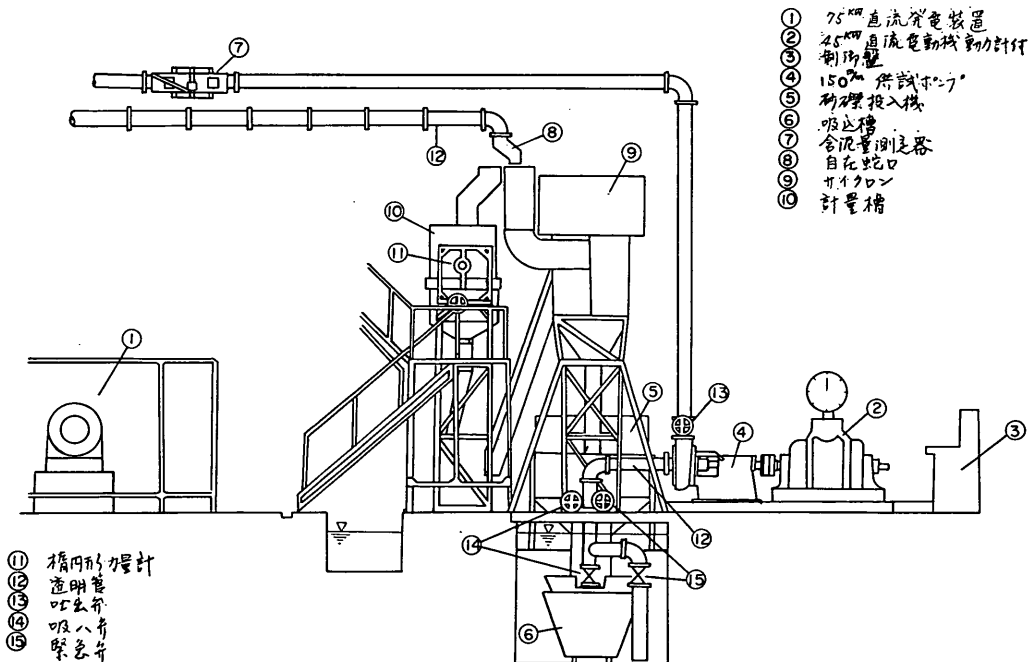


図-1 室内試験装置

表-1 室内試験の供試材

供試ポンプと電動機的主要目		供 試 土 砂	
ポ ン プ	形 式	LVS 片側吸込型	
	口 径	160 mm	
	全揚程	18 m	
	揚水量	6 m ³ /min	
回転数	970 rpm		
電 動 機	形 式	E-D.H.I. 直流電気 動力付	
	出 力	45 kW	
	回転数	900 rpm	
		砂	
		産 地	茨城県東茨城郡足洗
		粒 径	0.5~1.5 mm
		真比重	2.55
		形 状	やや角ばったもの
		砂利	
		産 地	神奈川県富士川下流
		粒 径	7.5~10.0 mm
		真比重	2.68
		形 状	球体は楕円体

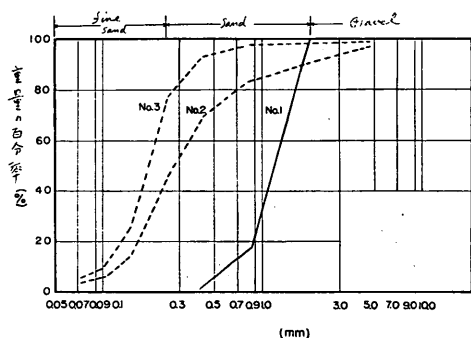


図-2 粒径加積曲線

但し供試土砂は硬質で粒径均一なものを選んで使用した。

2.2. 実船試験

実船試験の供試船は、第一浚洋丸で本船は遠隔地から大量の土砂を輸送するサンドキャリアであって、ポンプ浚渫船から土砂をホップに受け入れ、これを目的地においてポンプ排送するものである。

試験時本船は和歌山県海南港において浚渫土砂を受けとり海上約 10 km 離れた和歌山本港の埋立造成のため土砂排送を行っていた。(図-3 参照)

本船の主要目を示せば、次の通りである。

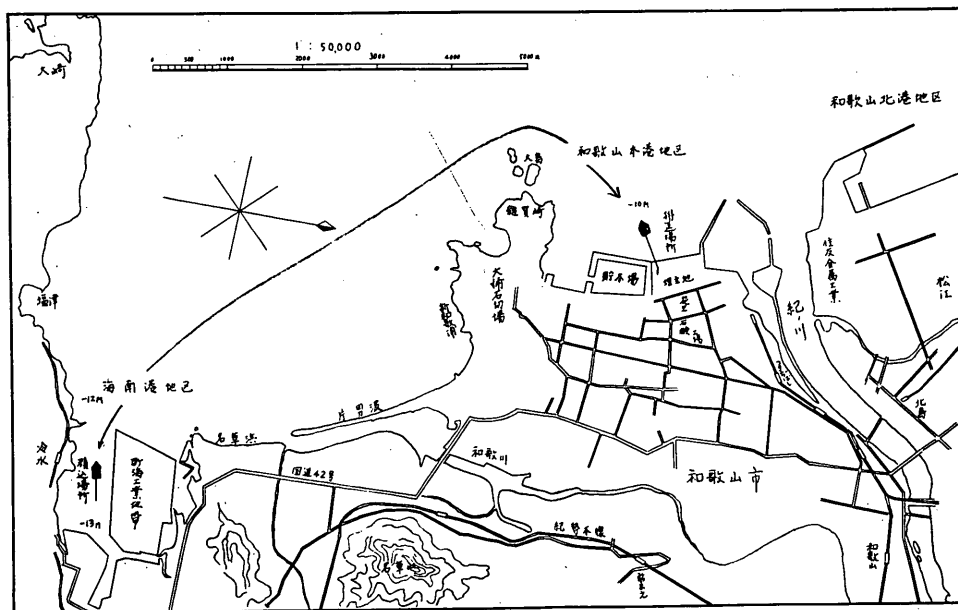


図-3 和歌山港平面図

砂，砂利混合時の浚渫ポンプの特性

全長	155.56 m	同上用原動機	1,870 kW × 1,200/800 rpm × A.C.
長さ(垂線間)	153.31 m		2,300 V
幅(形)	20.73 m	甲板ジェット・ポンプ	2 台
深さ(形)	11.96 m		7,000 m ³ /h × 25 m × 700 rpm
計画満載吃水	10.00 m	船底ジェット・ポンプ	1 台
総噸数	10,677.8 ton		4,500 m ³ /h × 70 m × 1,750 rpm
載貨重量	18,514.9 ton	封水ポンプ	3 台
泥艙容積	17,154 m ³ (第一次泥艙 8,375 m ³ , 第二次泥艙 8,779 m ³)		420 m ³ /h × 31 m
主発電機	4,925 kW × 3,600 × A.C. 2,300 V		
	1 台		
主原動機	4,500 kW × 3,600 rpm		1 台
推進用電動機	4,500 kW × 90 rpm × A.C. 2,300V × 1,160 A		1 台
主ボイラ	蒸気発生量 1,453 t/h		2 台
補助発電機	400 kW × 1,200 rpm × A.C. 450 V		2 台
排送ポンプ	9,000 m ³ /h × 70 rpm × 305 rpm		1 台

表-2 実船試験の排砂管長

管種	管径 (m)	管長 (m)
船内吸込管	0.50	30.5
	0.90	23.5
船内吐出管	0.80	46.5
浮上管	0.80	224.0
沈設管	0.65	635.5
陸上管	0.65	79.0
計	—	1038.5

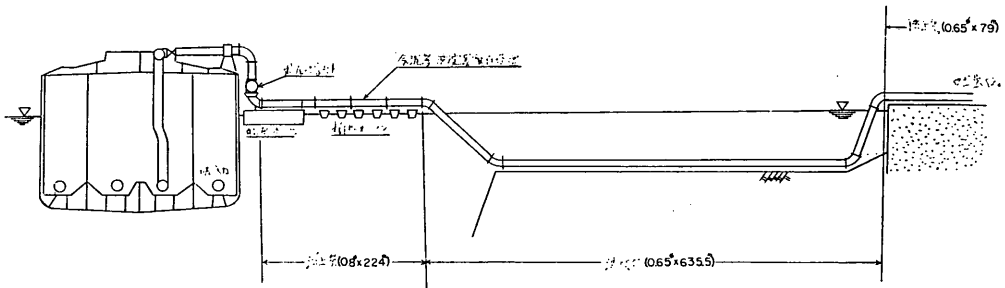


図-4 実船試験の排砂管系

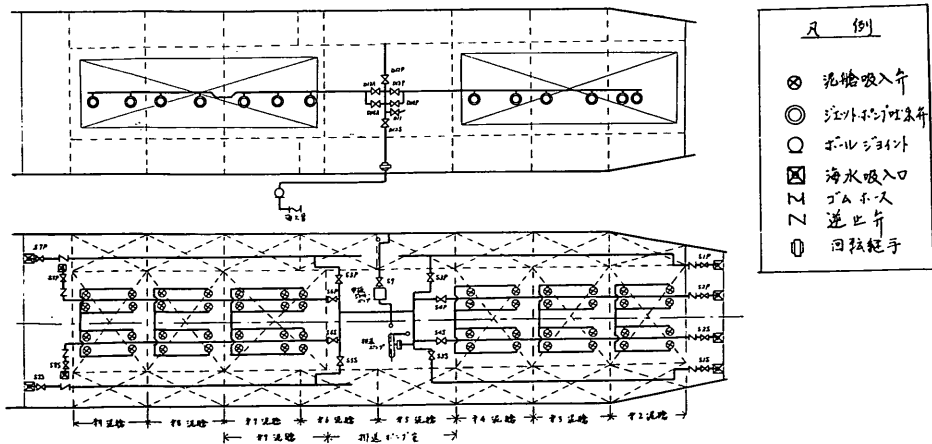


図-5 実船々内管図

次に、試験時の排砂管系は 図-4 に示すように本船から埋立地まで約 1,000 m の間を浮上管、沈設管および陸上管でつなぎ沈設管以降は、土砂の流動性をよくするために 650 mm 管を使用していた。表-2 は各管の径および長さを示してある。また、図-5 は船内配管図であり、吸込管はポンプ室を中心に両側におのおの 4 本あって、その先端に船底弁がついている。本試験時には、両舷のウイング・タンク内を通過する吸込管は専ら補給水用として用いられていた。

本試験を実施した時の土砂の篩分分析の結果は、図-2 に示す通りで、図から判る如く細砂乃至の範囲のものである。なお真比重 2.61、見掛比重 1.9 (ピーカ内に水で飽和させた状態) であった。

3. 試験の概要

3.1. 室内試験

送水試験は、ポンプ回転数を 550~950 rpm の範囲内で、50 rpm 毎に変化させ、かつ各回転数毎に吐出弁軸の回転数 (0~24回転) を基準とした開度 (全開 V.O.=0, 全閉 V.O.=24) を適時に変え流量を調整して、各測定項目の変動を同時計測した。

次に、水中にある吸込弁を絞った試験、すなわち入口絞り試験においては、吐出弁の開度を V.O.=0, 12, 15¹/₄, 16³/₄, 18, 19, 20, 20³/₄ の 8 通として、そのおのおの開度に対して吸込弁を全開からポンプが揚水不能となるまで逐次絞って行き、吸込圧力が水銀柱 (水銀 U

字管) で約 50 mmHg 上る毎に、各測定項目の変動を同時計測した。なおこの試験は、ポンプ回転数を 750 rpm と 900 rpm の 2 通りについて行なったものである。

土砂混合試験では、送水試験と同様であり、ポンプ回転数 2 通り、吐出弁開度 8 通り、供試土砂 2 種類 (砂、砂利) について行なった。試験の要領はポンプが送水運転しているところに砂磔投入機の扉を開けて土砂を投入し、これが吐出口から定期的に放出されるのを認確してから各測定項目の同時計測を行った。

土砂の投入量は、排送不能になるまで混合比重 (又は含泥率) を 3~5% ずつ随時増加させた。なおこの試験は、特に送水運転と土砂混合運転を交互に行ない、送水

表-3 室内試験の測定項目

測定項目		測定計器
送水試験 (含入口線の試験)	土砂混合試験	
ポンプ吸込圧力	ポンプ吸込圧力	歪線式圧力計と水銀U字管併用
吐出圧力	吐出圧力	
回転数	回転数	回転計
軸動力	軸動力	動力計
流量	流量	計量槽
	管内含泥率	含泥量測定器
	圧力	歪線式圧力計と水銀U字管
	吐出含泥率	計量槽

表-4 実船試験の測定項目

測定場所	測定項目	測定対象
制御室	弁開度 吸込圧力, 吐出圧力, 回転数 電圧, 電流 吐出圧力	弁制御指示板 排送ポンプ 同上用電動機 甲板ジェット・ポンプ
ポンプ室	吸込圧力, 吐出圧力, 回転数 (2ヶ所) 回転数 吸込圧力, 吐出圧力	排送ポンプ 同上用電動機 甲板ジェット・ポンプ
機関室	電圧, 電流, 電力 回転数 電流 電圧, 電流	排送ポンプ電動機 タービン 甲板ジェット・ポンプ 船底ジェット・ポンプ
浮上管	含泥率	簡易含泥量測定器
吐出口	染料および吐出流線の撮影	管内流速

砂，砂利混合時の浚渫ポンプの特性

表-5 実船試験時の積載状態

		試験前	試験後
土質		細砂	
満載平均喫水	(m)	9.67	8.60
載貨重量	(ton)	13,400	10,520
泥艙容量	(m ³)	8,375	
泥艙内平均比重		1.6	
平均含泥率	(%)	65.7	
積載土量	(m ³)	5,500	
積載時間	(min)	350	
土砂見掛比重		1.9	
土砂真比重		2.61	

運転時における各計器の異状有無を確認してから土砂混合運転に入るよう考慮した。

表-3 は送水試験，および土砂混合試験時の測定項目表である。

3.2. 実船試験

実船試験では，種々の制約を受け十分かつ広範囲の試験ができないので，通常の排送作業状態で送水，および土砂混合の各計測項目の変動状態を調べた。

表-4 は，測定項目の一覧表である。

含泥率は，船内吐出管端より約 40 m の浮上管に取付けた簡易含泥量測定器から求め，管内流速は染料法および吐出口での吐出流の写真から算出し，その他の測定項目は，本船の計器の指針を読みとった。なお排送前後における本船の土砂の積載状態は，表-5 に示す通りであって，試験前はウイング・タンクを除く各泥艙は，ほぼ満載状態であった。

4. 試験結果と考察

試験結果の説明に入る前に各計測項目の整理記号を列記すれば，次の通りである。

4.1. 整理記号

(1) 主ポンプ圧力関係

P: 基準面（ポンプ中心）に換算した吐出圧力

V: " 吸込圧力

$\rho \frac{v_a^2}{2g}$: 吐出管の速度水頭

$\rho \frac{v_s^2}{2g}$: 吸込管の速度水頭

H: 揚程

但し $H = P + V + \rho \left(\frac{v_a^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \right)$

但し 1. 実船試験の吐出，吸込管の速度測定は，極めて困難であるが，後述のように吐出流線から求めた流速と混合比重から検討し， $\rho \left(\frac{v_a^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \right) = 0.37 \sim 0.38 \approx 0.4$ として求めた。

2. 室内試験の吐出，吸込圧力は，ストレンゲージのピックアップと水銀U字管の2つの読みの平均値，実船試験では制御室およびポンプ室（2箇所）の計3つの読みの平均的な値とした。

3. 添字の w, m は送水，土砂混合時の意味で，ws は母液が海水の場合である。（以下同じ）

N: ポンプ軸動力（電動機出力）

n_p: ポンプ回転数

但し 4. 室内試験の軸動力は，動力計の読みと回転数との積で求め，実船試験では機関室の電力計と電動機の電圧，電流および力率から求めた電力の平均値であって，両者の差は僅少であった。したがって $N = n_p \cdot N_i$ とした。

η' : 電動機効率 N_i : 電動機入力

5. 実船試験における電気回転計の指示値が不明確であったので10分毎にタコメータで計測して修正した。

(2) 含泥率

$$x_a: \text{見掛含泥率} \begin{cases} \text{室内試験} & x_a = \frac{\rho_m - \rho_w}{\rho_a - \rho_w} \\ \text{実船試験} & x_a = \frac{\rho_m - \rho_{ws}}{\rho_a - \rho_{ws}} \end{cases}$$

但し ρ_w, m : 液体および土砂混合液の比重

ρ_a : 土砂の見掛比重

(3) 流量

Q: 流量

但し 6. 実船試験における土砂混合時の流量は，直接計測する適当な手段がないため送水時の流量と吐出流線を参考にして求めた。したがって試験中の回転数変動（1%）による増減は考えていない。

(4) その他の測定項目

実船試験におけるタービン，ジェットポンプ等の測定項目は，本文に関係がないので削除した。

4.2. 送水試験時の性能

浚渫ポンプは土砂を輸送するというで一般のポンプとは異なるが，基本的には送水時の特性に依存することは変りない。また土砂混合水を揚水するために，常に高負圧状態で運転している場合が多い。したがって吸込

特性も浚渫ポンプを考える上で一つの重要な問題である。

(1) 回転数による送水時の性能

送水時の特性は、一般に一定回転数における流量(Q_w)と揚程(H_w)で示され、図-6~8の特性曲線である。

揚程(H_w)、軸動力(N_w)曲線は縮切点(流量零の時)より流量増加と共に平坦な山形曲線を描き、普通の渦巻

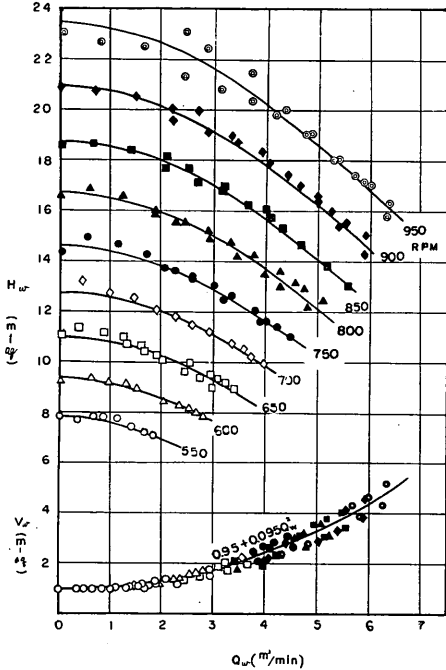


図-6 室内試験の吸込圧力、揚程曲線

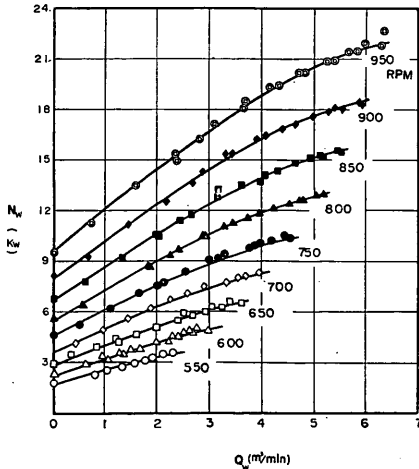


図-7 室内試験の軸動力曲線

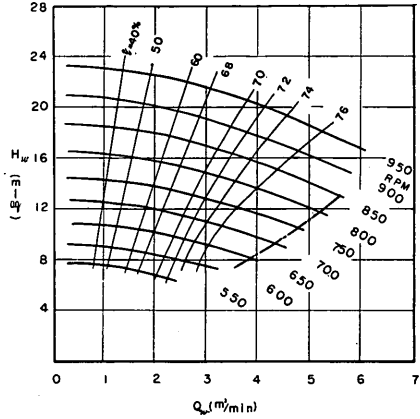


図-8 室内試験のポンプ性能曲線

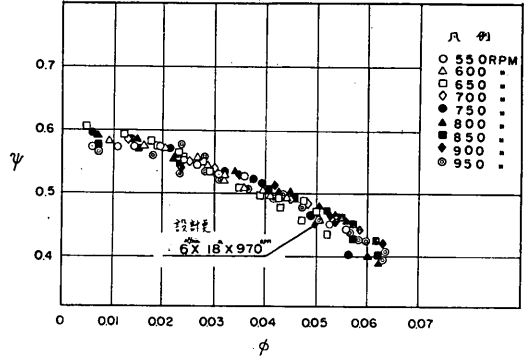


図-9 室内試験の揚程係数と流量係数

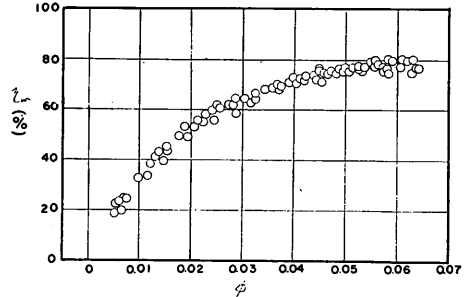


図-10 室内試験の流量係数と効率

ポンプでみられる傾向を示し、見極め難いが最高のポンプ効率(η_w)は、78~80%程度であった。

次に流量係数(ϕ)と揚程係数(ψ)および効率(η_w)の無次元表示として示すと図-9, 10である。

流量係数(ϕ)および揚程係数(ψ)は

$$\phi = \frac{v_{m2}}{u_2} = \frac{Q_w}{60\pi \cdot D_2 \cdot B_2 \cdot \eta_2} \bigg/ \frac{\pi D_2 n_p}{60}$$

$$\psi = \frac{Q_w}{(\pi D_2)^2 \cdot B_2 \cdot \eta_2 \cdot n_p} \dots (1)$$

砂，砂利混合時の浚渫ポンプの特性

但し ϕ : 流量係数

v_{m2} : 出口におけるメリディアンスピード

u_2 : 周速度

Q_w : 送水時の流量

D_2 : 羽根車外径

B_2 : 羽根車出口幅

n_p : ポンプ回転数

η_2 : $1 - \frac{3\sigma_2}{\pi D_2}$ (σ : 羽根厚み)

$$\phi = \frac{H_w}{u_2^2/g} \dots\dots (2)$$

但し ϕ : 揚程係数

H_w : 揚程

g : 重力の加速度

一般の浚渫ポンプでは計画点における揚程係数(ϕ)は、

0.55~0.65 程度とされている (但し計画流量は最高効率点の 60~70 である) 本例では $\phi=0.55$ 程度と推定され、やや小さい。

一方実船試験は先に述べたように回転数はほぼ一定でありしかも排送距離が定まったものであるから、特性上の一点を知り得るのみである。測定結果は 表-6 の通りであって、これと工場試験等から、推定した特性が 図-11 である。

最高効率 (推定) は約 80% で、室内試験のものとはほぼ同じであって浚渫ポンプとしてはやや大きいようである。なお室船試験では流量 (Q_w) の測定に誤差要因が多いので、染料法による測定値をもととして吐出圧力 (P_w), 揚程 (H_w) 等の面からも検討して、決定した。また、実船試験の測定点における予想性能と比較すると、表-7 である。揚程 (H_w) で約 12%, 軸動力 (N_w) は約 8% 増しであるから効率 (η_w) は約 4% 増しとなっている。

(2) 吸込特性について

浚渫ポンプは土質、排送距離等の条件さえ許せば、一般に高負圧を保守すべく運転されるのが普通である。したがって高負圧時の性能、すなわち吸込特性の良否は、土砂を吸揚げる能力を考える上で重要な問題である。

ここでは高負圧状態を作るために吸込弁を揚水不能あるいは著しく不安定な運転になるまで順次絞って行った。この間、流量 (Q_w), 吐出圧力 (P_w), 吸込圧力 (V_w) および軸動力 (N_w) を測定した。付図-1,2 は流量 (Q_w) に対する吐出圧力 (P_w) および吸込圧力 (V_w) の変動状態で、両回転数とも吸込圧力 (V_w) が 8~8.5m を越すと著しく運転状態が不安定になる。これらの図から吸込圧力 (V_w) 一定の場合の揚程 (H_w) および軸動力 (N_w) を求めて示したのが 図-12 である 750 rpm では揚程 (H_w) 軸動力 (N_w) とも殆んど通常の送水性能と変わらないが、900 rpm になると吸込圧力 (V_w) 8m 以上において、やや揚程 (H_w) が低下してくることが判る。ところが軸動力 (N_w) の方は殆んど変わらないから揚程 (H_w) の低下分だけ効率 (η_w) が下ることになる。

渦巻ポンプにおける吸込特性を考える場合は、NPSH を用いることが多い。いま Available NPSH を H_{sv} とすると、

$$H_{sv} = H_a - H_v - h_s - h_{rs} \dots\dots (3)$$

但し H_{sv} : Available NPSH

H_a : 大気圧

H_v : 水温に相当する飽和蒸気圧力

h_s : 吸込実揚程

h_{rs} : 吸込管損失水頭

表-6 実船試験の送水時結果

項 目	測 定 値
吐 出 圧 力 (P_w)	54.3 m
吸 込 圧 力 (V_w)	1.5 m
揚 程 (H_w)	53.2 m
流 量 (Q_w)	130 m ³ /min
軸 動 力 (N_w)	1,530 kW

表-7 実船試験の予想性能との比較

	H_w	N_w	揚程比	軸動力比
測定値	53.2 m	1530 kW	1,117	1,078
予想値	47.6	1420		

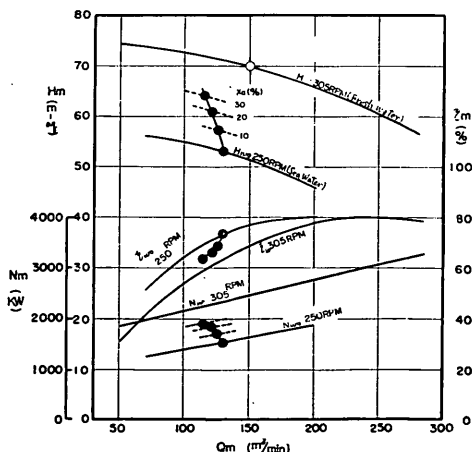


図-11 実船試験のポンプ性能曲線

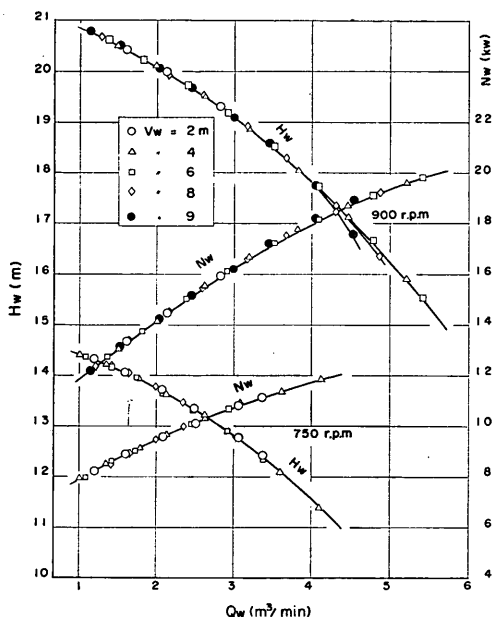


図-12 室内試験の揚程，軸動力曲線

有効な吸込揚程 (H_{sv}) は主としてポンプの位置，吸込管系すなわち実験装置から決められてくるものである。

一方ポンプとして要求する圧力，すなわち Required NPSH を h_{sv} とすると，安定運転をするためには $H_{sv} > h_{sv}$ でなければならない。

有効吸込圧力 (H_{sv}) を徐々に下げて行く（負圧を高くする）場合の揚程係数 (ϕ) の変化を示したのが 図-13 であって，流量係数 (ϕ) をパラメータとして示してある。750 rpm では，先に述べた如く揚程 (H_w) は殆んど吸込

弁全開のものとは変わらないから揚程係数 (ϕ) もほぼ一定であるが，900 rpm になると $\phi=0.0482$ において $H_{sv} \approx 2.8$ m あたりから揚程係数 (ϕ) が低下し始めていることがわかる。流量係数 (ϕ) がさらに大きい場合は $H_{sv} \approx 3$ m のところから低下を見せると思われるが，本例では実験範囲外になった。

さて有効吸込圧力 (h_{sv}) はポンプ個有のものであって Wislicenus 氏²⁾ および Thoma 氏³⁾ はそれぞれ次のように与えている。

$$h_{sv1} = \left\{ \frac{n_p \sqrt{Q}}{S} \right\}^{4/3} \quad \dots\dots (4)$$

$$h_{sv2} = \sigma H_w \quad \dots\dots (5)$$

但し S : 吸込比速度

σ : Thoma の係数 $\sigma \propto n_s^{4/3}$

これらはいずれも，最高効率点付近の取扱いによって得たもので，あるから本例の如く一台のポンプにおいて広範囲の流量 (Q_w) に対して，用いることは不向きではあるが，ここではおよその目安をつける意味で活用してみよう。浚渫ポンプの吸込比速度 (s) は一般ポンプに比してやや小さく， $s=900 \sim 1100$ 程度とされている。（ここでは $s=1000$ とした）

式 (4), (5) から有効吸込圧力 (h_{sv}) を算出して 図-13 上に併記した。有効吸込圧力 (h_{sv2}) は一般ポンプのものであるから，揚程係数 (ϕ) の低下点より，さらに小さい。有効吸込圧力 (h_{sv1}) もやや過小であるが式 (4) において $s=900$ とすると， $h_{sv} = 2.73$ m となりほぼ実験値に近くなる。

いずれにしても，実験装置の関係で，より大流量の測定が得られなかったために，キャビテーションによる揚

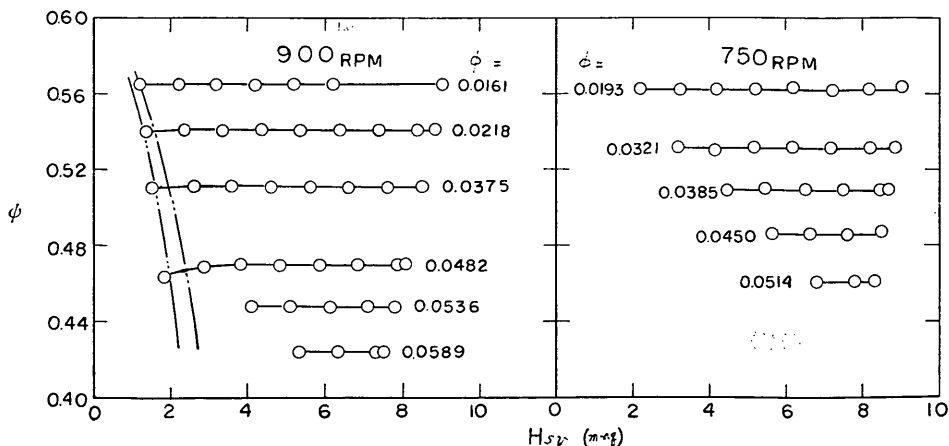


図-13 室内試験の ϕ と H_{sv} との関係

砂，砂利混合時の浚渫ポンプの特性

程係数(ψ)の急激に低下する点を明らかにすることはできなかった。

4.3. 土砂混合試験時の性能

(1) 室内試験

供試土砂は先に述べたように砂および砂利である。実験は混合比重(または含泥率)を数%ずつ増加させるべく行なったが、当初予定したものと合致しない場合もあって、測点から直ちに同一混合比重における性能として

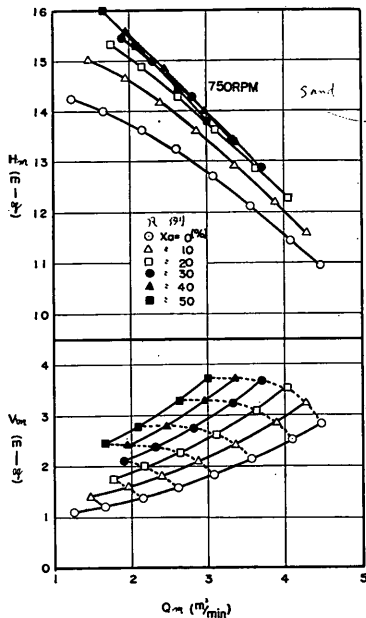


図-14 室内試験の吸込圧力，揚程性能曲線

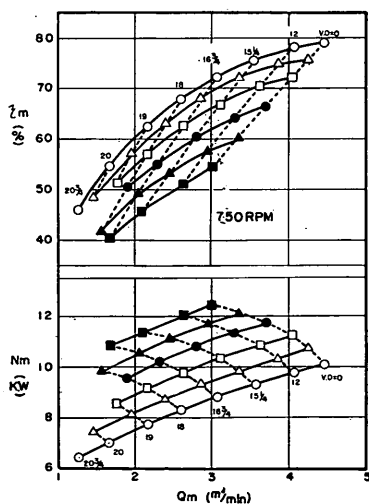


図-15 室内試験の軸動力，効率性能曲線

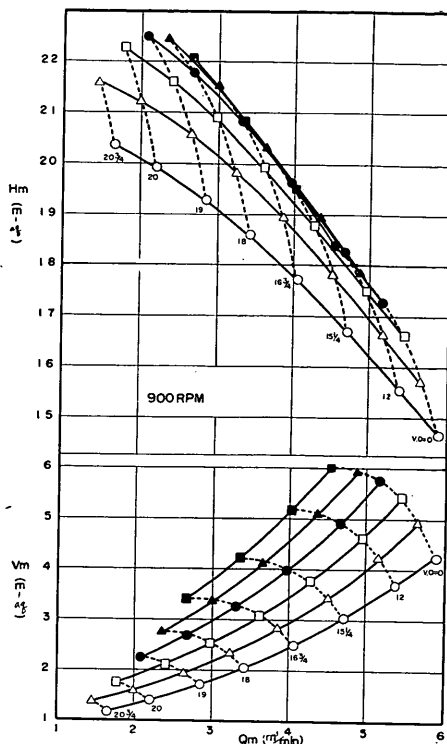


図-16 室内試験の吸込圧力，揚程性能曲線

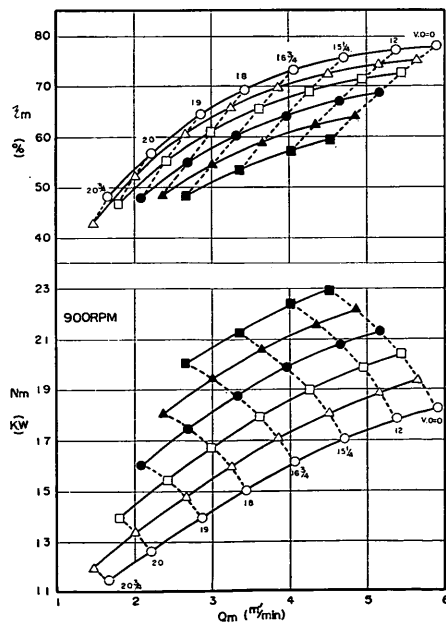


図-17 室内試験の軸動力，効率性能曲線

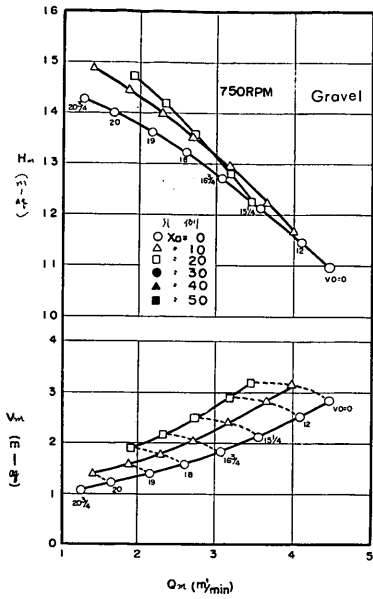


図-18 室内試験の吸込圧力，揚程性能曲線

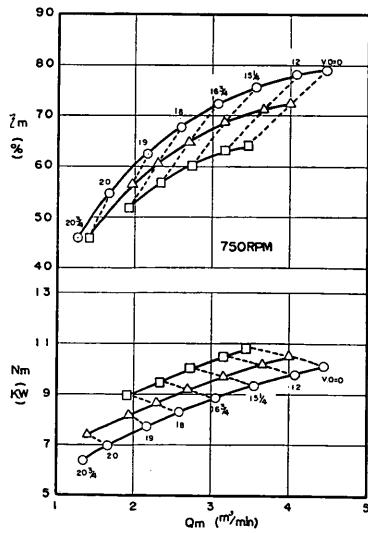


図-19 室内試験の軸動力，効率性能曲線

は明示できない。付図-3~18 は吐出弁開度をパラメータとして、混合比重 (ρ_m) に対する流量 (Q_m)、吸込圧力 (V_m)、吐出圧力 (P_m) および軸力 (N_m) の実験値をプロットしたものである。これらの図から各含泥率 (x_a) 毎の数値を抽出し、流量 (Q_m) に対する性能として示したのが図-14~21 である。なお 図-22~23 は揚程を泥水柱 (H_m/ρ_m) で示したものである。土質および回転数によって各性能の増減量は異なるが、一般に送水時特性と平

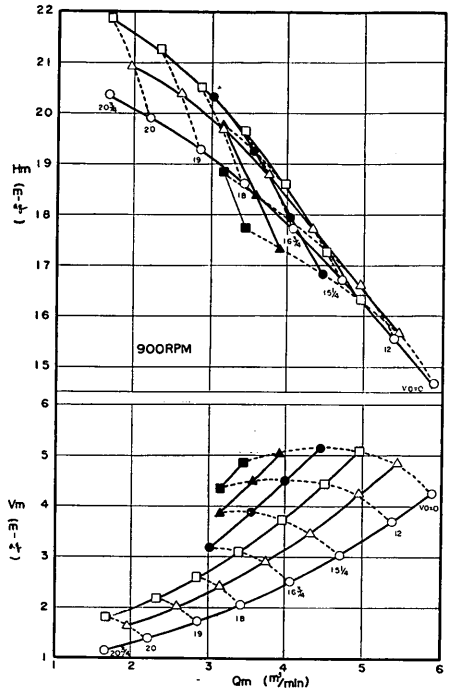


図-20 室内試験の吸込圧力，揚程性能曲線

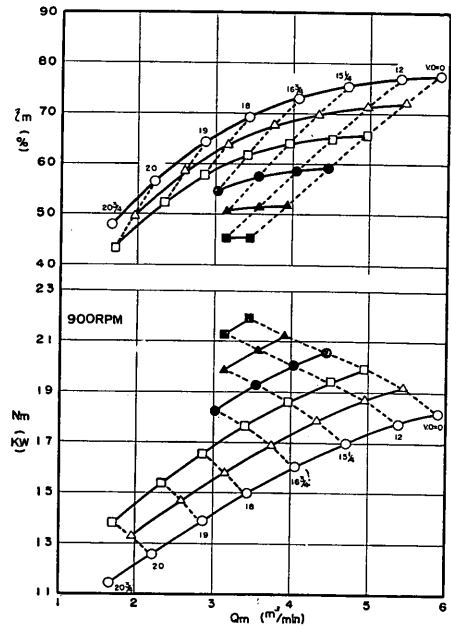


図-21 室内試験の軸動力，効率性能曲線

砂，砂利混合時の浚渫ポンプの特性

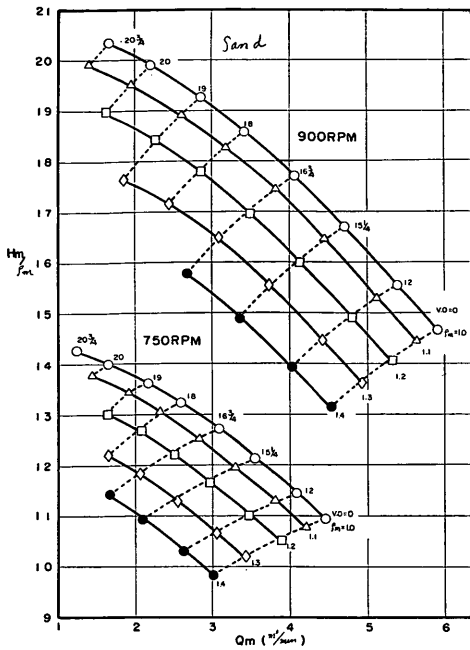


図-22 室内試験の揚程性能

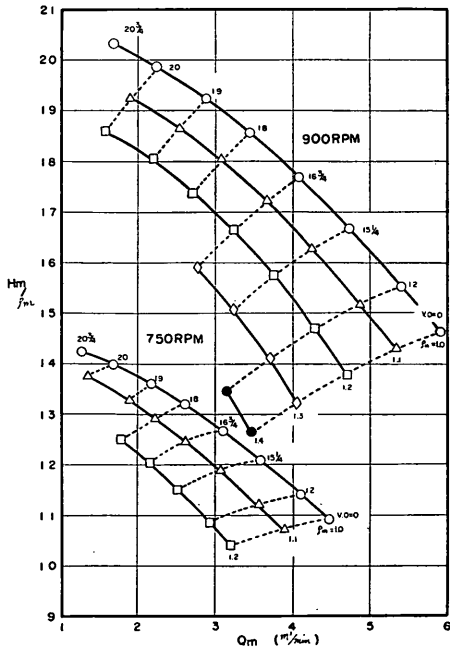


図-23 室内試験の揚程性能

行的に増減しており，特異な変化を示していない。

回転数の変化した場合の性能推定には，一般の渦巻ポンプと同様な比例法則が成り立つであろうか，付図-19～20は900rpmを基にして，750rpmの推定値と実測値を比較したものである。両者（砂，砂利）とも死んど傾向的に合致しており，回転数変動比の20%程度の（750～900rpm）範囲内においては，このような手段で近似的

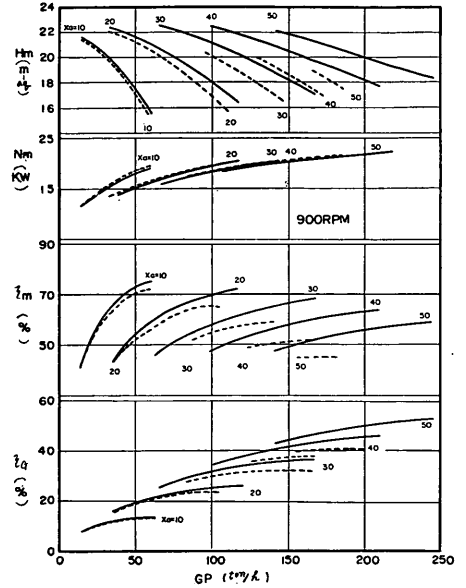


図-24 室内試験の排送土量に対するポンプ特性

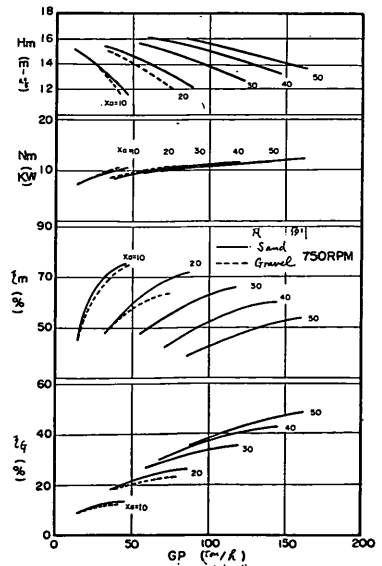


図-25 室内試験の排送土量に対するポンプ特性

に土砂混合時の性能をも推定できるようなのである。

次に排送土量 (G_p) とポンプの性能変化を 図-24~25 に示した。なお、排送土量 (G_p) と輸送効率 ($\eta\alpha$) は下式³⁾ による。

$$G_p = \frac{Q_m \cdot x_a \cdot \rho_a}{60} \quad \dots\dots (6)$$

$$\eta\alpha = \frac{G_p \cdot H_m}{102 \cdot N_m} \times 100 \quad \dots\dots (7)$$

- 但し G_p : 排送土量
 x_a : 含泥率
 ρ_s : 土砂見掛比重
 $\eta\alpha$: 輸送効率
 N_m : 軸動力

排送土量 (G_p) の最高点で使用するのが最も経済的な方法であり、ポンプを運転する上重要な目安ともなるが、本試験結果からは明かに表われず、砂利で含泥率 (x_a) が高くなるにつれ、その傾向がみられる。しかし一般的になだらかな曲線を描き、含泥率 (x_a) の変化に伴う急激な効率低下はないようである。

次に、土砂混合時の吸込圧力は (V_m) 一般に次式⁴⁾ で与えられる。

$$V_m = \rho_m h_s + (\rho_m - 1) h_u + \{1 + \beta(\rho_m - 1)\} (V_w - h_s) \quad \dots\dots (8)$$

土質係数 (β) は、上式を変形して

$$\beta = \frac{V_m - \rho_m h_s - (\rho_m - 1) h_u - (V_w - h_s)}{(\rho_m - 1)(V_w - h_s)} \\ = \frac{1}{V_w - h_s} \left\{ \frac{V_m - V_w}{\rho_m - 1} - (h_s + h_u) \right\} \quad \dots\dots (9)$$

但し V : 吸込圧力 (添字の w, m は送水土砂混合時)

- h_u : 浸漉深度
 ρ_m : 土砂混合比重
 β : 土質係数

式 (9) および測定値から β を逆算して示したのが 図-26 である。土質係数 (β) は管路が長い場合には流量 (Q_m) の函数になるが、本装置の如く短かくしかも垂直

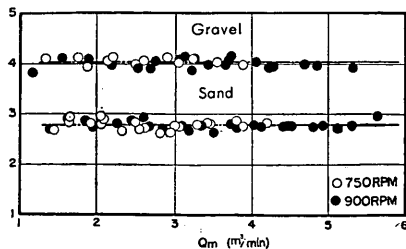


図-26 室内試験の土質係数

部分が多い管路では流量 (Q_m) の影響はあらわれない。すなわち $\beta=2.8$ (砂), 4.0 (砂利) であって、従来⁴⁾ の値に近いものが得られる。

(2) 実船試験

次に、実船試験の各測定項目の時間的変化を図示したのが 図-27 である。本図から含泥率 (x_a) に対して揚程 (H_m) および軸動力 (N_m) は、殆んど同じような位相で変化しており、これらの中に相関関係があることが想像される。一般のポンプ浸漉船であるときのような関係は含泥率 (x_a) と吸込圧力 (V_m) の間にみられ、吸込圧力 (V_m) の指示値で含泥率 (x_a) を推定して運転されるが本船のように泥船内水位が常に変動している (甲板ジェットによる注水) 場合には吸込圧力 (V_m) の変化は泥船内水位に大きく影響されるために、含泥率 (x_a) の推定源にはならない。

土砂混合時のポンプ使用点の移動傾向は、土質、配管系および送砂時のポンプ特性に左右される。すなわち送砂状態に入ると流量 (Q_m) は減少し、揚程 (H_m) および軸動力 (N_m) は増加または減少するが、これらの変化は土質によるものが最も顕著にあらわれてくる。図で判るように含泥率 (x_a) の変化に対して、揚程 (H_m) および軸動力 (N_m) はかなりよく追従しているからこれらの関係について検討してみよう、但し、実船試験においては種々の要素を定常状態 (例えば含泥率一定) に保つことは不可能であるし、これらの変化に伴う過渡的な要因も多いため、室内試験のような厳密さは望めない。

まず含泥率 (x_a) に対する流量 (Q_m) 変化を検討してみよう。

土砂混合時の流量 (Q_m) 或は流速の測定は、このように大口径になると極めて困難である。そこで、本試験では吐出口での吐出流の状態を刻々撮影し、送水時の流速 (v_w) を基準にして比較検討してみた。図-28 は、流速低下率 (v_m/v_{ws}) および含泥率 (x_a) の測定結果を示したものである。但し、含泥量測定器と吐出口では、約 900 m (実長) の距離があるため記録上は、両者の間に時間的ズレが生じる。

今このズレを Δt とすれば

$$\Delta t = \frac{L_x - 0.65}{v_{0.80}} + \frac{L_{0.65} - 0}{v_{0.65}} \\ = \frac{1}{v_{0.80}} \left\{ L_x - 0.65 + \left(\frac{0.65}{0.80} \right)^2 L_{0.65} - 0 \right\} \\ \therefore v_{0.80} = \frac{1}{\Delta t} \left\{ L_x - 0.65 + \left(\frac{0.65}{0.80} \right)^2 L_{0.65} - 0 \right\} \quad \dots\dots (10)$$

但し Δt : 測定時間のズレ

砂，砂利混合時の浚渫ポンプの特性

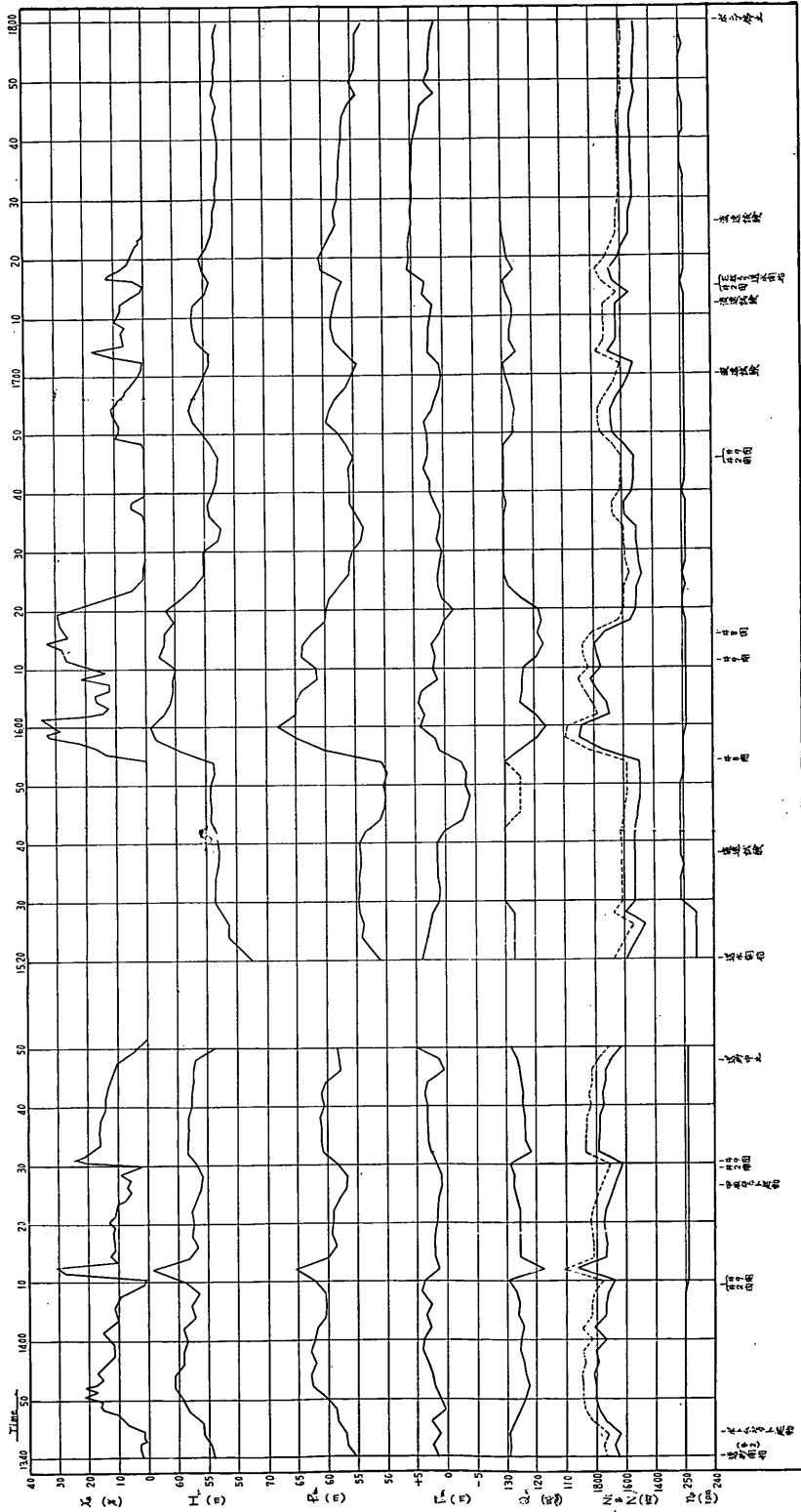


図-27 実船試験の測定記録

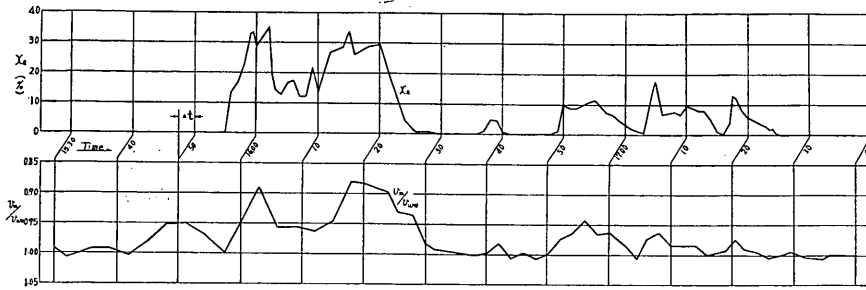


図-28 実船試験における含泥率と流速低下率

$L_{x \rightarrow 0.65}$: 含泥率測定器から沈設管0号までの実長 (185.5 m)

$L_{0.65 \rightarrow 0}$: 沈設管0号から吐出口までの実長 (714.5 m)

$v_{0.80}$: 0.80 m 管における流速

$v_{0.65}$: 0.65 m 管における流速

図-28 において含泥率 (x_a) と流速低下率 (v_m/v_{ws}) の位相を合わせると、 $\Delta t = 2.5 \sim 3.0$ min であることが判る。したがって $v_{0.80} = 3.65 \sim 4.38$ m/s ($Q = 110 \sim 132$ m³/min), この値は、送砂時のものを含めたものである故、先に送水時 $Q_{ws} = 130$ m³/min としたことも、ほぼ妥当なものとして確認することができる。さて図-28 から含泥率

(x_a) と流速低下率 (v_m/v_{ws}) の関係を抽出して、図示すれば、図-29 の如くなり含泥率 (x_a) の増加に伴う流速低下 (v_m/v_{ws}) の傾向が明らかになる。

次に、含泥率 (x_a) による揚程 (H_m) および軸動力 (N_m) の変化を考えてみる。

図-27 で判る通り、含泥率 (x_a) に対する揚・ (H_m) および軸動力 (N_m) は同じような位相で変化しているから、これらの関係を図示すれば、図-29 のごとく両者共含泥率 (x_a) の増加に対し、漸増傾向を示している。図中の $\rho_m/\rho_{ws} \cdot H_{ws}$ および $\rho_m/\rho_{ws} \cdot N_{ms}$ は、理想的均質流体の場合の増加傾向である。

含泥率 (x_a) に対する流量 (Q_m), 揚程 (H_m) および軸動力 (N_m) の増減が判れば、ポンプ使用点の移動状態を求めることができる。図-11 に、ポンプ特性曲線上の使

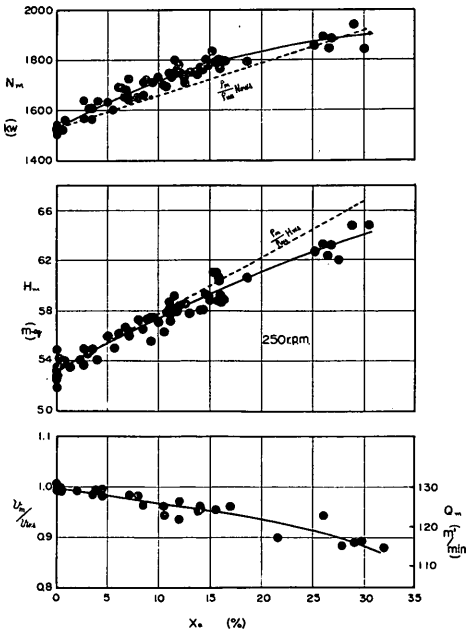


図-29 実船試験の含泥率に対する流速、揚程、軸動力の増減

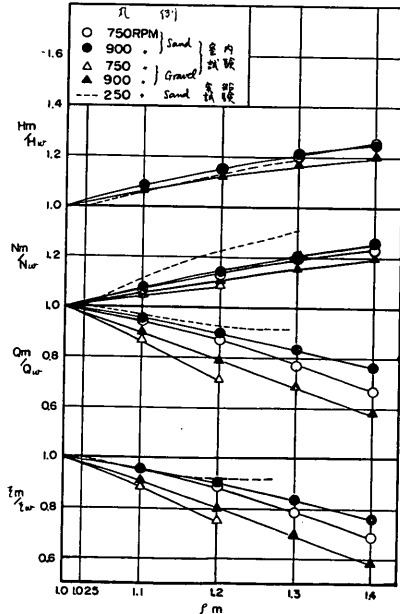


図-30 混合比重に対するポンプ性能変化

砂，砂利混合時の浚渫ポンプの特性

用点を示す。(図中の点線は、含泥率を示す) 測定値は理想的均質流体に比べ揚程 (H_m) は低く、軸動力 (N_m) は大きいため効率 (η_m) は漸減傾向を示した。また、混合比重 (ρ_m) に対するポンプの性能変化は、一般に図-30に示す如く、送水時の性能に対する比で表示される。室内、実船試験とも土質が異なるので単純に比較することはできないが、実船試験の軸動力 (N_m) は大きく、また流量 (Q_m) および効率 (η_m) は混合比重 (ρ_m) の増加に伴って傾向を異にしている。しかし室内試験の土質による影響は揚程 (H_m) および軸動力 (N_m) には殆んど変わらず、流量 (Q_m) および効率 (η_m) で、その相異がみられた。なお回転数による影響は殆んどみられない。(室内試験においては吐出弁開度 V.O=0 時の実測値のみである)。

(3) 同一流量 (Q_m) 上の特性について

土砂混合時の性能を一般的に示すには、同一流量 (Q_m) 上で論ずる必要がある。

図-31 において $Q_w = Q_0 = \text{const}$ にて、理想的な均質流体を揚水する場合には、揚程 (H) は混合比重 (ρ) のみの関数で $H_m = \rho_m \cdot H_w$ である。ところが実際の土砂混合水の場合には粒子間および粒子と壁面との衝突または、摩擦等の損失が生じるため、揚程 (H_m) は $\rho_m \cdot H_w$ より低下する。そこで揚程 (H_m) の低下量を ΔH_e とすると

$$\Delta H_e = \rho_m \cdot H_w - H_m \quad \dots\dots(11)$$

この ΔH_e の送水時揚程 (H_w) に対する割合を揚程低下率 (K_H) とすれば

$$K_H = \frac{\Delta H_e}{H_w} = \frac{\rho_m \cdot H_w - H_m}{H_w} \quad \dots\dots(12)$$

揚程低下率 (K_H) は主として土質、含泥率 (x_a) およびポンプ形状等によって異なるものである。また揚程 (H_m) の低下率を次のように定義することもできる。

$$K_H' = \frac{\Delta H_e}{\Delta H_{th}} = \frac{\rho_m H_w - H_m}{H_w(\rho_m - 1)} \quad \dots\dots(13)$$

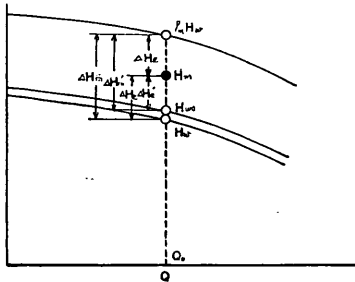


図-31 揚程特性

式(13)において、 $K_H' = \text{const}$ とすれば、

$$H_m = \alpha \cdot H_w \quad \therefore \alpha = \{\rho_m(1 - K_H') + K_H'\} \quad (14)$$

となり、揚程低下率 (K_H') は土質による係数というものになる。また両者の低下率 (K_H, K_H') 関係は次のようになる。

$$K_H = K_H'(\rho_m - 1) \quad \dots\dots(15)$$

次に、実船試験のように母液が海水の場合には、

$$\rho_m H_w = \rho_m / \rho_{ws} \cdot H_{ws}$$

であるから

$$K_H = \frac{\rho_m / \rho_{ws} \cdot H_{ws} - H_m}{H_{ws}} \quad \dots\dots(12')$$

また、清水と同様揚程 (H_m) の低下率 (K_H) を式(13')の形にすれば、両揚程低下率の関係は式(15')で表される。

$$K_H' = \frac{\rho_m / \rho_{ws} \cdot H_{ws} - H_m}{H_{ws} / \rho_{ws} (\rho_m - \rho_{ws})} \quad \dots\dots(13')$$

$$K_H = K_H' \left(\frac{\rho_m - \rho_{ws}}{\rho_{ws}} \right) \quad \dots\dots(15')$$

揚程低下率 (K_H, K_H') は土質、回転数 (rpm)、流量 (Q_m) およびポンプ形状等によって異なるものであるが、ここではポンプ形状のことはさておきその他のファクタの影響について試験結果から検討してみよう。

まず流量 (Q_m) のファクタを同一条件にするため、送水時の最高効率点の流量 (Q_{ws}) に対する流量 (Q_w) の比 $Q_m / Q_{ws} = 0.55$ における揚程低下率 (K_H) を示したのが図-32 である。但し実船試験は一使用点の移動傾向を求めたのみであるから、同一流量 (Q_m) 上の性能は求め得ない。しかしながら流量 (Q_m) の変動範囲は僅少である所から、図-11 のように実測点をもに推定曲線を描いて求めたものである。図-32 の鎖線は式(11)、(12)において $H_m = H_w$ または $H_m = H_{ws}$ すなわち土砂混合時の

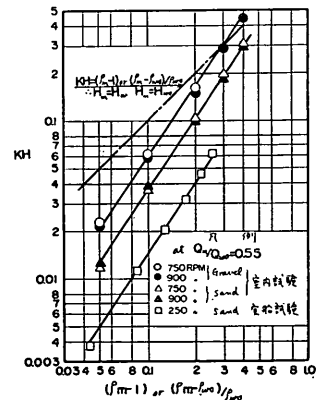


図-32 揚程の低下率

$Q_m \sim H_m$ 曲線が送水時のものと一致した場合（従来、粗砂程度の混相流体の場合と考えられている）であって、

$$K_H = (\rho_m - 1) \quad \text{または} \quad K_H = (\rho_m / \rho_{ws}) / \rho_{ws} \quad \dots\dots (16)$$

である。

図からわかるようにいずれもほぼ同様な傾向を示しており回転数による差は出ていない。

混合比重 (ρ_m) が増加するにしたがって、揚程低下率 (K_H) は大きくなり送水時特性に近づく。さて、このように揚程 (H_m) の低下率を式で示すと一般に

$$\left. \begin{aligned} K_H &= C_1 (\rho_m - 1)^n \\ K_H' &= C_1 (\rho_m - 1)^{n-1} \end{aligned} \right\}$$

または

$$K_H = C_1 \{ (\rho_m - \rho_{ws}) / \rho_{ws} \}^n \quad \dots\dots (17)$$

で示されることがわかる。指数 (n) はいずれの場合も約 3/2 であって、土質による相異は少ないものであり、主としてポンプ形状等によって影響されるものであろう。したがって、土質の影響はもっぱら係数 (C_1) で示される。

以上は、 $Q_m / Q_{ws} = 0.55$ のみの場合であるが、この流量比が変わった場合の指数 (n および C_1) はどうなるだろうか、今式(17)において $n = 3/2$ として指数 (C_1) を求めると、

$$C_1 = \frac{K_H}{(\rho_m - 1)^{3/2}} \quad \dots\dots (18)$$

これと流量比 (Q_m / Q_{ws}) の関係を示したのが 図-33 である。

図から指数 (n) は流量比 (Q_m / Q_{ws}) によって変らず係数 (C_1) のみが土質および流量比 (Q_m / Q_{ws}) の関数であることがわかる。

したがって揚程低下率 (K_H) は一般に

$$K_H = C_1' (\rho_m - 1)^n (Q_m / Q_{ws})^m \quad \dots\dots (19)$$

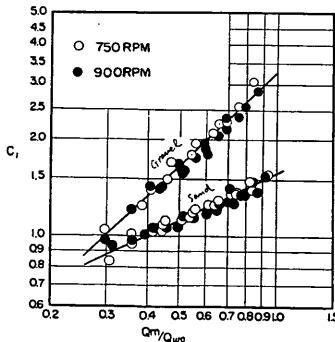


図-33 流量比と指数との関係

表-8 K_H の係数

流量比 指数	$Q_m / Q_{ws} = 0.55$		$Q_m / Q_{ws} = 0.3 \sim 1.0$			
	n	c_1	n	m'	c_1'	
室内試験	S	3/2	1.17	3/2	1/2	1/2
	G	3/2	1.83	3/2	1.0	3.0
実船試験	S	3/2	0.45	3/2	—	—

註: S=Sand, G=Gravel

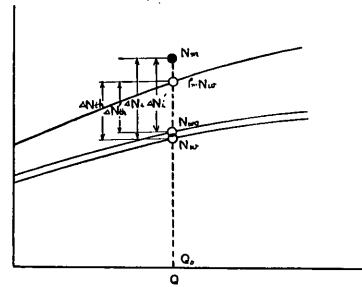


図-34 軸動力の特性

なる実験式で表わされる。

次に、軸動力 (N_m) については、揚程 (H_m) の場合と同じように $\rho_m \cdot N_w$ を基準にすることは不向きである。すなわち土質あるいはポンプ形状によって $N_m \leq \rho_m \cdot N_w$ になるからである。そこで、ここでは送水時の軸動力 (N_w および N_{ws}) を基にして土砂混合時の軸動力 (N_m) の増加率を次のように定めた。

$$\left. \begin{aligned} K_N &= \frac{\Delta N_i}{N_w} = \frac{N_m - N_w}{N_w} \\ \text{または} \quad K_N &= \frac{\Delta N_i'}{N_{ws}} = \frac{N_m - N_{ws}}{N_{ws}} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots (20)$$

あるいは、揚程 (H_m) の場合と同様軸動力 (N_m) の増加率の傾向としてあらわせば、

$$\left. \begin{aligned} K_N' &= \frac{\Delta N_i'}{\Delta N_{th}} = \frac{N_m - N_w}{N_w (\rho_m - 1)} \\ \text{または} \quad K_N' &= \frac{\Delta N_i'}{\Delta N_{w'}} = \frac{N_m - N_{ws}}{N_{ws} / \rho_{ws} (\rho_m - \rho_{ws})} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots (21)$$

揚程 (H_m) の場合と同様に $Q_m / Q_{ws} = 0.55$ における軸動力率 (K_N) を示せば、図-35 の通りである。軸動力増加率 (K_N) は一般に、

$$K_N = C_2 (\rho_m - 1)^{n'}$$

または

$$K_N = C_2 \{ (\rho_m - \rho_{ws}) / \rho_{ws} \}^{n'} \quad \dots\dots (22)$$

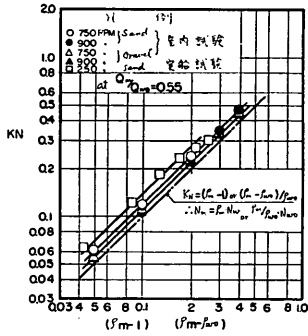


図-35 軸動力の増加率

で表わされる。本試験ではいずれも $n' \approx 1$ であるが、係数 (C_2) は土質によって若干異なる。なお、実船試験では土質が細砂であるにも拘らず室内試験の砂利より大きくでている。これは先に述べたように、一点計測であるため、明らかな断定を下すわけにはいかない。

ポンプ浸漉船の概算計算においては、土質によらず $N_m = \rho_m \cdot N_w$ あるいは $N_m = \rho_m / \rho_{ws} \cdot N_{ws}$ として負荷を求めるのが普通である。すなわち式(20)において、

$$K_N = (\rho_m - 1) \quad \text{または} \quad K_N = (\rho_m - \rho_{ws}) / \rho_{ws} \quad (23)$$

ここで、 $C_2 = 1$ であるから、室内試験のものは、やや大きめにでている。しかしながら土質による相異は少ないといつてよいと思われる。

次に、流量 (Q) の影響を見るために式 (22) において $n' = 1$ とすると、

$$C_2 = \frac{K_N}{(\rho_m - 1)} \quad \dots\dots (24)$$

係数 (C_2) と流量比 (Q_m / Q_{ws}) の関係を示したのが、図-36 である。混合比重 (ρ_m) にほぼ比例的に影響し、流量 (Q_m) については砂、砂利とも流量 (Q_m) が大に

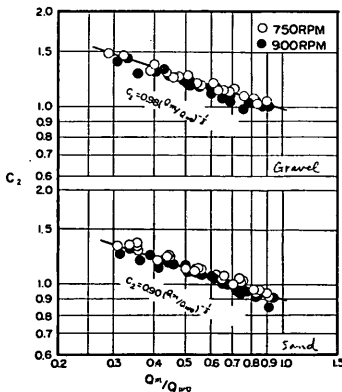


図-36 流量比と係数関係

表-9 K_N の係数

流量比 指数		$Q_m / Q_{w0} = 0.55$		$Q_m / Q_{ws} = 0.3 \sim 1.0$		
		n'	C_2	n'	m'	C_2'
室内試験	S	1	1.10	1	-1/3	0.90
	G	1	1.20	1	-1/3	0.98
実船試験	S	1	1.40	1	—	—

註: S=Sand, G=Gravel

る程増加率は少なくなることを示す。したがって軸動力増加率 (K_N) は一般に、

$$K_N = C_2' (\rho_m - 1)^{n'} (Q_m / Q_{ws})^{m'} \quad \dots\dots (25)$$

で示されることになる。

また、効率 (η_m) について述べてみると、前述の揚程 (H_m) および軸動力 (N_m) の増減率、すなわち K_H 、および K_N が小さいもの程混相流体を揚水した場合のポンプの性能が優れているといえよう。

今効率 (η_m) の低下率を次のようにすれば、

$$K_\eta = \frac{\Delta \eta}{\eta_w} = 1 - \frac{\eta_m}{\eta_w} \quad \dots\dots (26)$$

$$\eta_w = \frac{0.163 Q_m \cdot H_w}{N_w}$$

$$\eta_w \propto \frac{Q_w \cdot H_w}{N_w} \quad \text{or} \quad \eta_m \propto \frac{Q_m \cdot H_m}{N_m} \quad \dots\dots (27)$$

$$H_m = (\rho_m - K_H) H_w \quad \& \quad N_m = (1 + K_N) N_w \quad (28)$$

であるから、式(26), (27), (28)より $Q = \text{const}$ にて

$$\left. \begin{aligned} K_\eta &= 1 - \frac{\rho_m - K_H}{1 + K_N} \\ K_\eta &= 1 - \frac{\rho_m / \rho_{ws} - K_H}{1 + K_H} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots (29)$$

前述の揚程 (H_m) および軸動力 (N_m) の増減率から、本試験の結果を式(29)に代入すると、

室内試験では、

$$K_\eta = 1 - \frac{\rho_m - 1.17(\rho_m - 1)^{3/2}}{1 + 1.1(\rho_m - 1)} \quad \text{砂}$$

$$K_\eta = 1 - \frac{\rho_m - 1.83(\rho_m - 1)^{3/2}}{1 + 1.2(\rho_m - 1)} \quad \text{砂利}$$

実船試験では、

$$K_\eta = 1 - \frac{\rho_m / \rho_{ws} - 0.45 \left(\frac{\rho_m - \rho_{ws}}{\rho_{ws}} \right)^{3/2}}{1 + 1.4 \left(\frac{\rho_m - \rho_{ws}}{\rho_{ws}} \right)} \quad \text{砂} \quad (29')$$

となる。

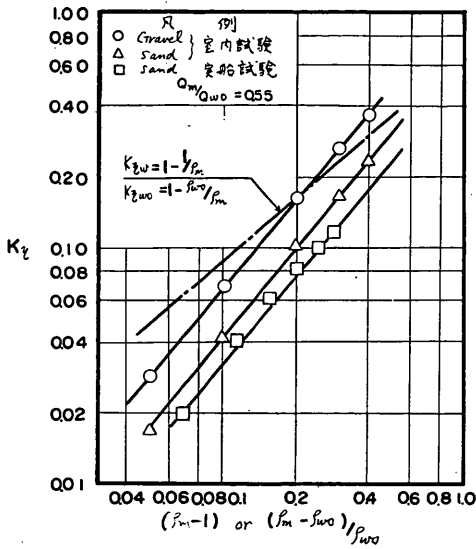


図-37 効率の減少率

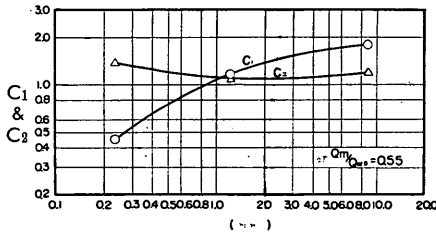


図-38 粒径に対する C_1, C_2 の関係

図-37 は、上記の関係を図示したものである。

以上のように同一流量上の特性は、 $(\rho_m - 1)$ または $(\rho_m - \rho_{ws}) / \rho_{ws}$ を基にして表示することができるし、これらの関係式の係数 C_1, C_2 および、 C_1', C_2' は特性曲線上の使用点あるいは回転数 (750 & 900 rpm では変わらない) 等によって若干異なるのではないと思われる。しかしながら n, n' および m, m' の指数は、殆んど変わらない。ということは同一ポンプであれば、土質が変わっても大幅な変動がないように考えられる。すなわち $n(n')$ および $m(m')$ はポンプ形式による影響が大きいものと思われる。しかし上記の関係はいずれの土質でも $\rho_m < 1.4$ の範囲でいることで $\rho_m > 1.4$ になると、 K_H, K_N 共急激に増加する傾向にある。

図-38 は、粒径 (d_s) に対する揚程、軸動力の増減 (K_H, K_N) の係数 (C_1, C_2) を示した。

5. あとがき

本報告は特に土砂混合時の浚渫ポンプの特性変化を究

明しようとしたものであるが、実船試験においては現地の種々な制約をうけ十分かつ厳密な解析はできず、若干拡大解釈をしたが、室内試験および実船試験の結果を要約すると次の通りである。

(1) 送水試験時におけるポンプ効率は、従来のものから比べやや高く、75~80% の値を示した。また、室内試験の高負圧時におけるポンプ特性は、流量係数と揚程係数の関係からその時のポンプ性能を容易に把握することができ、その時の値は従来の実験値とよく合致した。

(2) 土質混合時において、ポンプ回転数変動比 20% 程度では $Q \propto n_p, H \propto n_p^2, N \propto n_p^3$ なる相似法則が、送水時と同様成立すると考えても実用上さしつかえない。

(3) 次に、土砂混合時の吸込圧力から求めた土質係数は、従来のものに近い値が得られた。

(4) 土砂混合時のポンプ特性を、揚程、軸動力および効率の増減率で求めた結果、下式なる関係を得た。

$$\left. \begin{aligned} K_H &= C_1(\rho_m - 1)^n \quad \text{または} \quad K_H = C_1 \left\{ (\rho_m - \rho_{ws}) / \rho_{ws} \right\}^n \\ K_N &= C_2(\rho_m - 1)^{n'} \quad \text{または} \quad K_N = C_2 \left\{ (\rho_m - \rho_{ws}) / \rho_{ws} \right\}^{n'} \\ K_n &= 1 - \frac{\rho_m - K_H}{1 + K_N} \quad \text{または} \quad K_n = 1 - \frac{\rho_m / \rho_{ws} - K_H}{1 + K_N} \end{aligned} \right\}$$

なお、上式の指数 n および n' は、主としてポンプ形状による影響が大きいと思われる、今後のポンプ設計製作の目安ともなるであろうし、係数の C_1 および C_2 は土質による、特に粒径に対する関数であると考えられるが、本試験の対象土砂が 3 種類であったため明確に表示することができず、今後の研究課題とし、機会あるごとに究明して行きたいと思う。

終りに、本試験に終始御協力を戴いた、久保田鉄工所株式会社、日立造船臨海工事株式会社 (旧森田臨海工業株式会社) 並びに松田任機材部長、高砂忠係長、木原純孝技官各位に対し、深甚な謝意を表する次第である。

参考文献

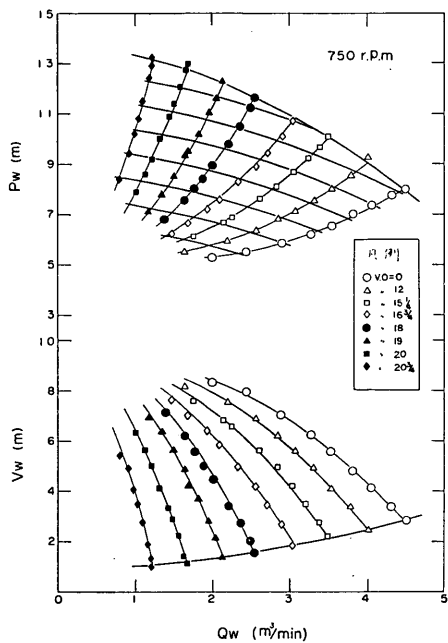
- 1) 三菱重工業㈱: 「実船による大型ポンプ浚渫船の調査研究」作業船第37号, 1965年1月
- 2) 日本機械学会: 「水力機械および空気機械」機械工学便覧, 1966年3月
梶原滋美: 「ポンプとその使用法」丸善株式会社 1957年4月 p. 177~178
- 3) 長谷川源太郎, 八木得次, 徳永省三: 「サンドポンプの性能ならび管抵抗実験」運輸技術研究所 1957年7月 p. 21
- 4) 長谷川源太郎, 八木得次, 徳永省三: 「浚渫ポンプの性格とその使用法」運輸技術研究所 1958年2月 p. 4 & 11

砂，砂利混合時の浚渫ポンプの特性

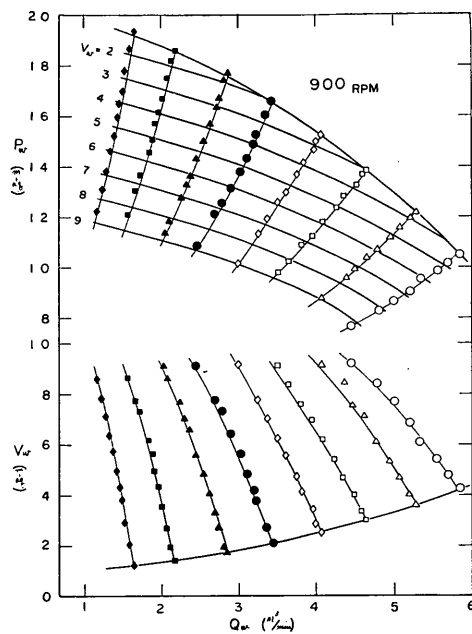
記号表

B_2 : 羽根車出口幅	m	Q_{ws} : ポンプ最高効率時の流量	m^3/min
C_1, C_2 : 係数		S : 吸込比速度	
D_2 : 羽根車外径	m	u_2 : 羽根車出口の円周速度	m/s
G_p : 排送土量	kg/s	V : 吸込圧力	m-aq
g : 重力の加速度	m/s^2	v : 流速	m/s
H : 揚程	m-aq	v_{m2} : 出口のメリディアンスピード	m/s
K_a : 大気圧	m	$\frac{v^2}{2g}$: 速度水頭 (v_a, v_s は吐出管側, 吸込管側の流速)	m
H_{sv} : 有効吸込圧力 (Available NPSH)	m	x_a : 見掛け含泥率	%
h_{rs} : 吸込管損失水頭	m	α : 土質による係数	
h_s : 吸込実揚程	m	β : 土質係数	
h_{sv} : 有効吸込圧力 (Required NPSH)	m	ρ : 液体の比重	
h_u : 浚渫深度	m	ρ_a : 土砂の比重	
H_v : 水温に相当する飽和蒸気圧力	m	π : 円周率	
K_H, K_H' : 揚程低下率		ϕ : 流量係数	
K_N, K_N' : 軸動力増加率		σ : キャピテーション係数	
K_η : ポンプ効率低下率		η : ポンプ効率	
L : 実管長	m	η' : 電動機効率	
N : 軸動力	kW	η_2 : $1 - \frac{z \cdot \sigma_2}{\pi D_2}$ (z : 羽根枚数, σ_2 : 羽根厚さ)	
n, n', m, m' : 指数		η_G : 輸送効率	
N_i : 電動機入力	kW	ϕ : 揚程係数	
n_p : ポンプ回転数	rpm	$\Delta H_e, \Delta H_{ub}$: 揚程低下量	m
n_s : ポンプ比速度		$\Delta N_i, \Delta N_i', \Delta N_{ub}$: 軸動力の増加量	
P : 吐出圧力	m-aq	Δt : 時間のズレ	s
Q : 流量	m^3/min	$\Delta \eta$: ポンプ効率の低下量	

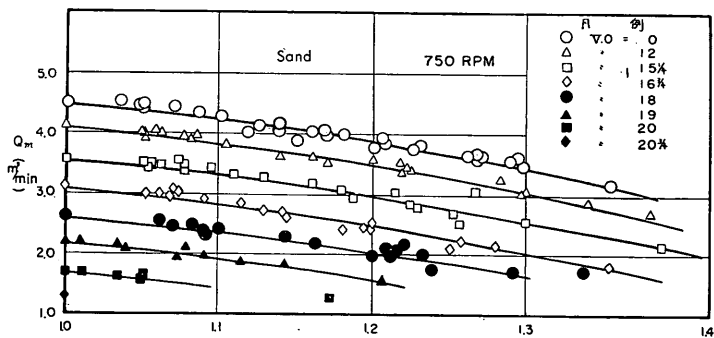
(1969.1.10 受付)



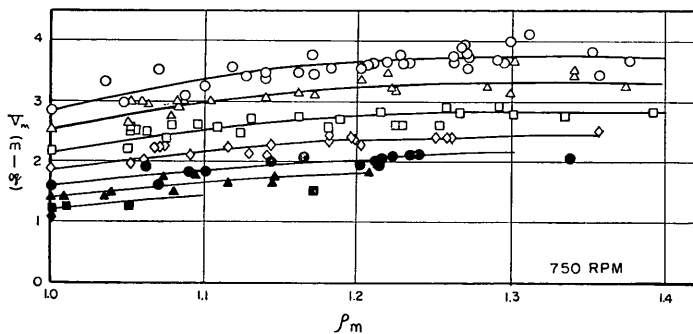
付図-1 室内試験の吐出圧力，吸込圧力曲線



付図-2 室内試験の吐出圧力，吸込圧力曲線

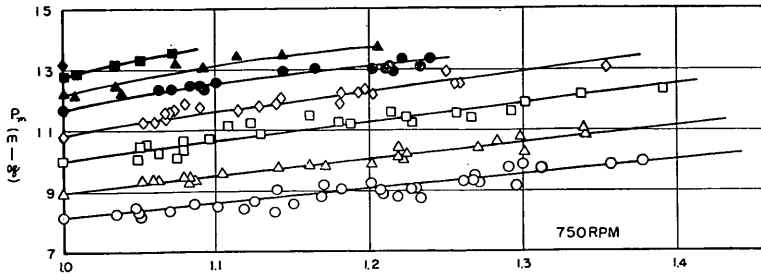


付図-3 混合比重に対する流量の減少

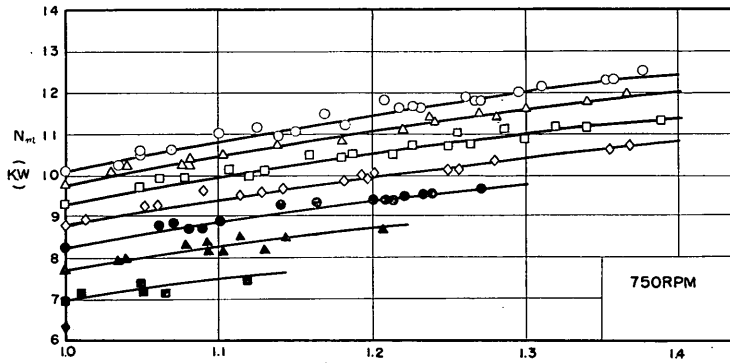


付図-4 混合比重に対する吸込圧力の増加

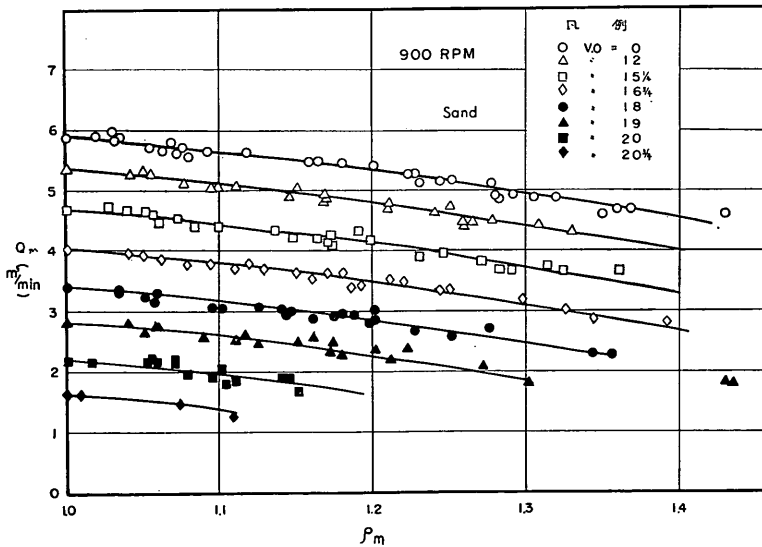
砂，砂利混合時の浚渫ポンプの特性



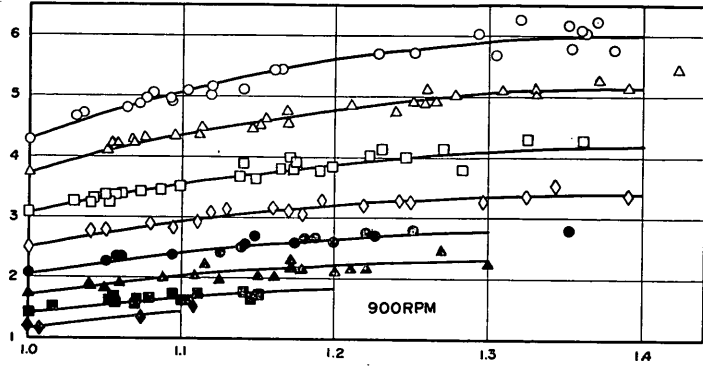
付図-5 混合比重に対する吐出圧力の増加



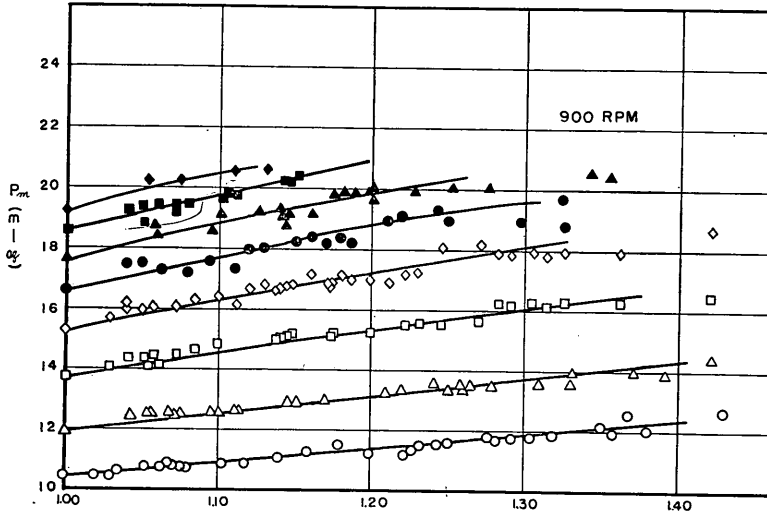
付図-6 混合比重に対する軸動力の増加



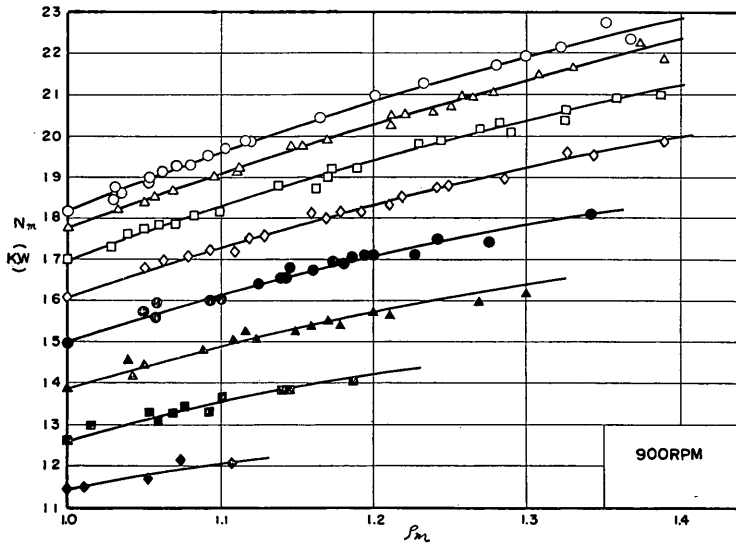
付図-7 混合比重に対する流量の減少



付図-8 混合比重に対する吸込圧力の増加

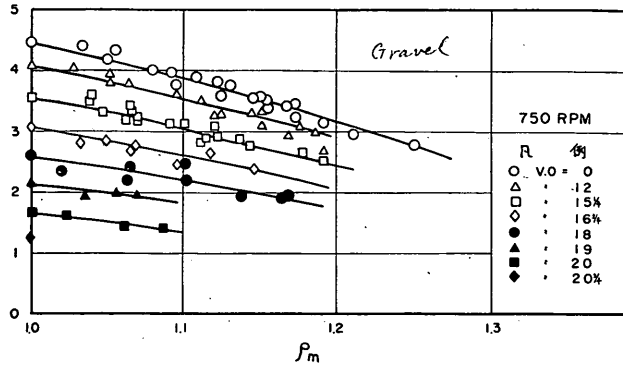


付図-9 混合比重に対する吐出圧力の増加

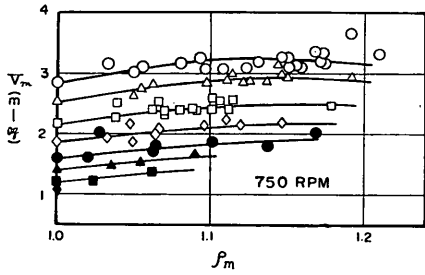


付図-10 混合比重に対する軸動力の増加

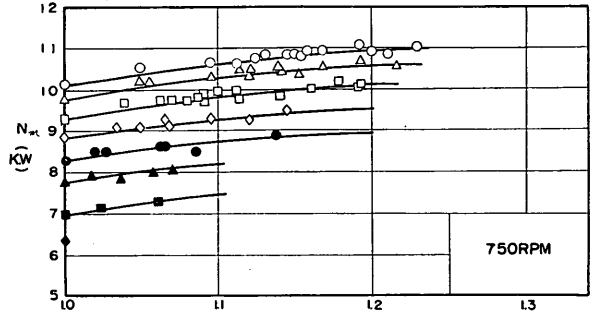
砂，砂利混合時の浚渫ポンプの特性



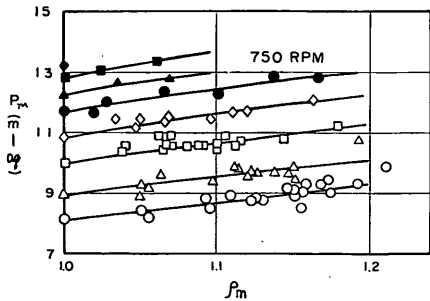
付図-11 混合比重に対する流量の減少



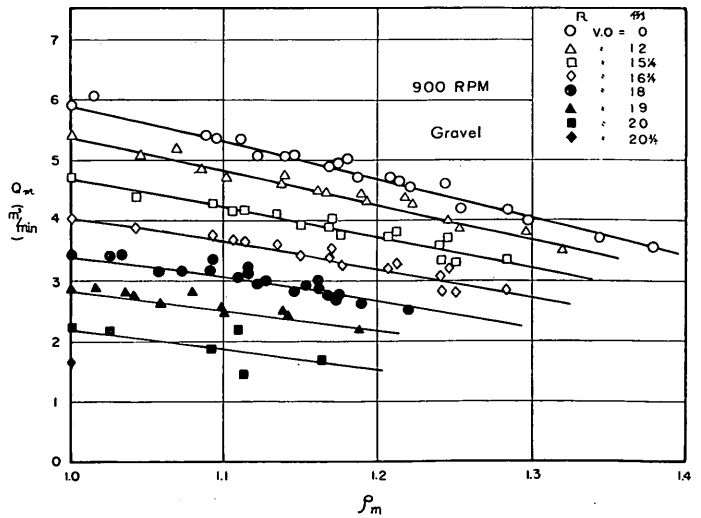
付図-12 混合比重に対する吸込圧力の増加



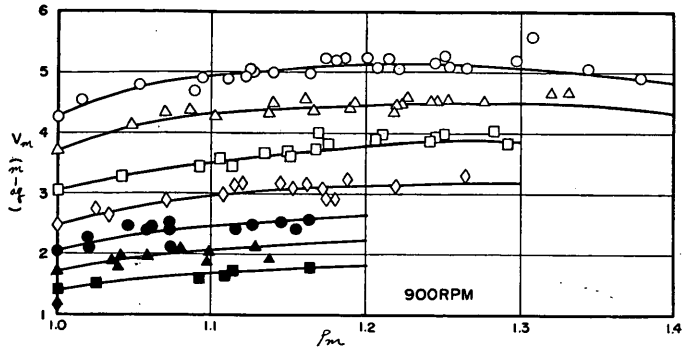
付図-14 混合比重に対する軸動力の増加



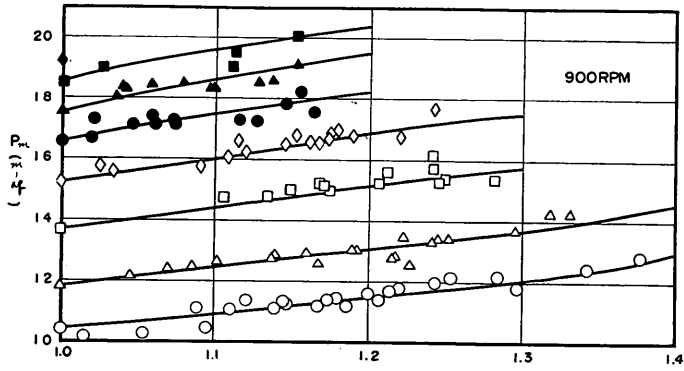
付図-13 混合比重に対する吐出圧力の増加



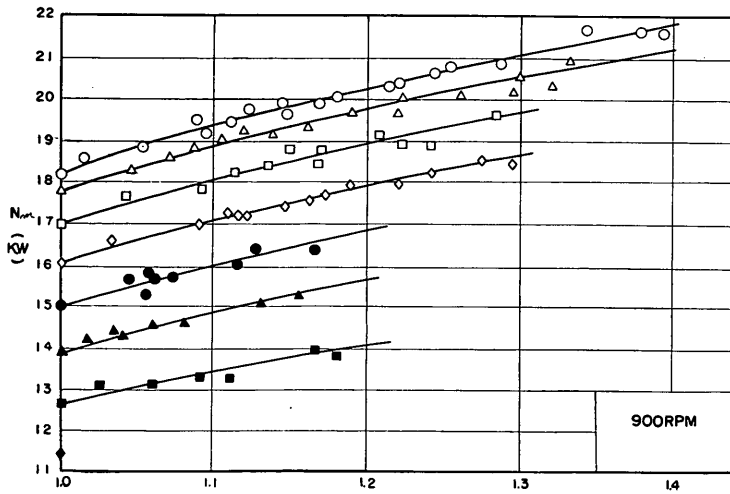
付図-15 混合比重に対する流量の減少



付図-16 混合比重に対する吸込圧力の増加

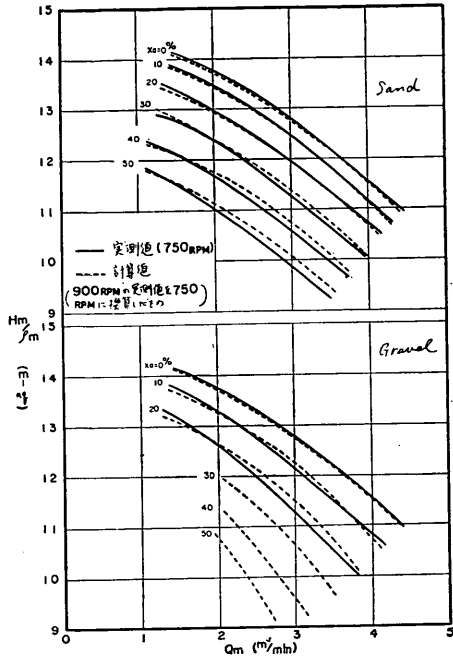


付図-17 混合比重に対する吐出圧力の増加

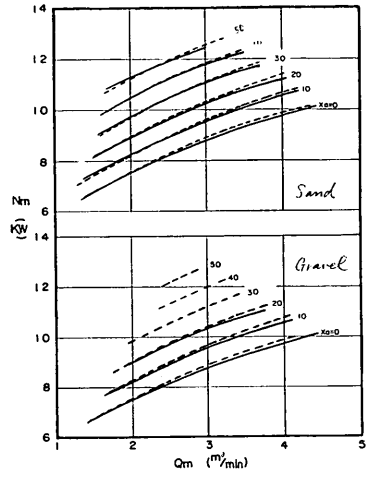


付図-18 混合比重に対する軸動力の増加

砂，砂利混合時の浸漉ポンプの特性



付図-19 室内試験の揚程推定性能比較



付図-20 室出試験の軸動力推定性能比較