

# 港湾技術研究所報告

REPORT OF PORT AND HARBOUR RESEARCH INSTITUTE  
MINISTRY OF TRANSPORT, JAPAN

第 6 卷 6 号

Vol. 6 No. 6

(通巻第 43 号)

ポンプ浚渫船の噴流式吸込管助勢装置について

..... 松田 任・近藤 基・八木得次・岩田尚生

土砂の水力輸送に関する研究

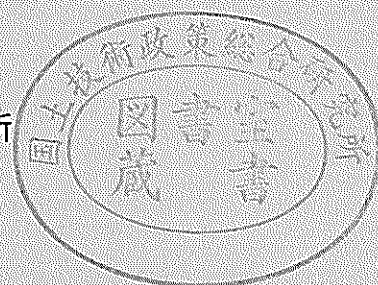
——水平管流における限界流速について——..... 八木得次・入江義次・青木幸男

水平管における単粒子の初動流速について..... 八木得次・入江義次・青木幸男

排土板の地均し抵抗に関する研究 ..... 早乙女保二・石塚浩次

1967年4月

運輸省港湾技術研究所



## 総目次

ポンプ浚渫船の噴流式吸込管助勢装置について

.....松田 任・近藤 基・八木得次・岩田尚生..... 3

土砂の水力輸送に関する研究

——水平管流における限界流速について——

..... 八木得次・入江義次・青木幸男.....17

水平管における単粒子の初動流速について

..... 八木得次・入江義次・青木幸男.....35

排土板の地均し抵抗に関する研究 .....早乙女保二・石塚浩次.....49

# ポンプ浚渫船の噴流式吸込管助勢装置について

松 田 任・近 藤 基  
八 木 得 次・岩 田 尚 生

# ポンプ浚渫船の噴流式吸込管助勢装置について

## 目 次

概 要	7
1. ま え が き	7
2. 噴流式吸込管助勢装置についての理論	7
3. 加圧時浚渫能率の計算例	10
4. 吸込管助勢装置性能の試験および試験結果	12
4.1. 試験の目的, および概要	12
4.2. 試験結果および考察	14
5. あ と が き	16

# **Study of Suction Pipe Pressure Increaser for Cutter Suction Pump Dredger by Jet-Water**

**Jin Matsuda\***  
**Motoi Kondo\*\***  
**Tokuji Yagi\*\*\***  
**Hisao Iwata\*\*\*\***

## **Synopsis**

In this report authors suggested the theoretical calculation method for dredging efficiency of cutter suction pump dredger with jet pressure increaser.

The testing operation value of "KOKUEIMARU NO. 2" cutter suction pump dredger with 8000 PS pump, was compared to the calculated value.

By the result of this test and calculation, the pressure increaser by water jet was proved to be very effective to increase the efficiency of dredging.

---

\* Chief of machinery division.  
\*\* Chief of dredger and construction equipment laboratory.  
\*\*\* Chief of fluid transportation laboratory.  
\*\*\*\* Chief research engineer.

# ポンプ浚渫船の噴流式吸込管助勢装置について

松田 任\*・近藤 基\*\*  
八木 得次\*\*\*・岩田 尚生\*\*\*\*

## 概要

本論文は、深掘用ポンプ浚渫船に装備する噴流式吸込管助勢装置について、その浚渫能率を判定するための計算法を提案し、第2図榮丸による実船試験結果と室内での模型試験結果の実測値が、計算値とよく一致することを示した。

この浚渫能率の概念を用いると、実際面において噴流式吸込管助勢装置を用いるときの効果も明瞭に表示できるから、この計算法によることを推奨したい。

## 1. まえがき

浚渫深度が20米を超えるような作業に用いる深掘用ポンプ浚渫船では、吸込管の負圧が大きくなって十分な含泥率の泥水を送ることができなくなるので、吸込管の先端近くに助勢用のポンプとか、ジェット噴射装置とかを設けて加圧する方法が用いられている。カッターの掘削性能や浚渫ポンプの排送能力が十分な場合は、浚渫ポンプにキャビテーションが発生しない負圧の限界によって、泥水の含泥率が定まるから上記の方法を用いて吸込管の加圧を行なうことにより、その圧力の増加量に相当する分だけ泥水の含泥率を増して運転することができる。

この報告は、吸込管内でジェット噴射する型式の噴流式吸込管助勢装置を用いるときの浚渫能率についての考え方を二三の実験結果に基づいてまとめてみたものである。深掘用ポンプ浚渫船の実際面における計画、設計に際しては、浚渫土質、施工条件、船価、維持修理費等の経済条件等の多くの要素を配慮して作業を進めてゆくのである。ゆえに、この報告の内容に示した浚渫能率の考え方のみが計画、設計条件の全部として適合できるものではないが、吸込管助勢装置に関する基本的な設計要素の一つが、本報告によって与えられることとなる。

## 2. 噴流式吸込管助勢装置についての理論

一般にポンプ浚渫船が吸込管助勢装置を使わずに、浚渫ポンプのみによって作業を行なっているとき、その作業状態における浚渫能率を表わすのに、単位時間当りの揚上量 ( $m^3/sec$ ) と、それに要する浚渫ポンプの軸動力 ( $kW$ ) の比を用いて比較される。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} E_p &= \frac{q_p}{W_p} \\ W_p &= \frac{\gamma_w Q_a H_p}{102 q_p} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ここに  $E_p$  = 浚渫能率 ( $m^3/sec \cdot kW$ )  
 $q_p$  = 浚渫土量 ( $m^3/sec$ )  
 $W_p$  = 浚渫ポンプの軸動力 ( $kW$ )  
 $\gamma_w$  = 水の単位体積重量 ( $kg/m^3$ )  
 $Q_a$  = 浚渫ポンプを通過する流量 ( $m^3/sec$ )  
 $H_p$  = 浚渫ポンプの全水頭 ( $m-Aq$ )  
 $\eta_p$  = 浚渫ポンプの効率

上式では、ポンプ浚渫船の定められた作業条件下で浚渫能率を比較するものとし、 $q_p$  を何程の高さまで運んだかを示す揚程の表示は省略して考えている。

上記の浚渫ポンプにおいて、噴流式吸込管助勢装置により吸込管内の圧力を加圧することにより、キャビテーションが発生する負圧の限界近くで運転していたものに余裕ができて負圧が減少し、その減少分だけ含泥率を増して運転を続ける場合を考えよう。後述の実験結果でも判るようにいま加圧による流量  $Q_a$  と全水頭  $H_p$  のわずかな変化を無視できるとすれば、加圧時の浚渫能率は次式によって表わされる。

\* 機材部長

\*\* 機材部 作業船研究室長

\*\*\* 機材部 流体輸送研究室長

\*\*\*\* 機材部 主任研究官

$$\left. \begin{aligned} E_{pj} &= \frac{q_p + \Delta q}{W_p + W_j} \\ W_j &= \frac{\gamma_w Q_j H_j}{102 \eta_j} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

ここに  $E_{pj}$  = 加圧時の浚漑能率 (m<sup>3</sup>/sec・kW)  
 $\Delta q$  = 加圧により増加した浚漑土量 (m<sup>3</sup>/sec)  
 $W_j$  = ジェット用ポンプの軸動力 (kW)  
 $Q_j$  = ジェット用ポンプ流量 (m<sup>3</sup>/sec)  
 $H_j$  = ジェット用ポンプ全水頭 (m)  
 $\eta_j$  = ジェット用ポンプ効率

吸込管を加圧することによる効果を  $E_{pj}/E_p$  の比で表わすと

$$\frac{E_{pj}}{E_p} = \frac{(q_p + \Delta q)}{(W_p + W_j)} \cdot \frac{W_p}{q_p} = \frac{1 + \frac{\Delta q}{q_p}}{1 + \frac{W_j}{W_p}} \dots\dots\dots (3)$$

すなわち、 $E_{pj}/E_p$  の値が 1 より大きいときに、はじめて吸込管の加圧による利得があるのであるから、当然  $\Delta q/q_p$  は  $W_j/W_p$  より大であることが必要である。ゆえに

$$\frac{\Delta q}{W_j} > \frac{q_p}{W_p} \dots\dots\dots (4)$$

の関係となり、上式の  $\Delta q/W_j$  の値を求めることが必要となってくる。以下の計算を行なうには、すでに述べたようにカッターの掘削性能や浚漑ポンプの輸送能力は十分あるものとし、加圧による浚漑ポンプの流量変化を無視して考える。まず  $\Delta q$  は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta q &= Q_a(x_{pj} - x_p) \\ &= Q_a \left( \frac{\gamma_{mj}}{\gamma_w} - 1 - \frac{\gamma_m}{\gamma_w} - 1 \right) \\ &= Q_a \left( \frac{\gamma_s}{\gamma_w} - 1 - \frac{\gamma_s}{\gamma_w} - 1 \right) \\ &= Q_a \left( \frac{\gamma_{mj} - \gamma_m}{\gamma_s - \gamma_w} \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

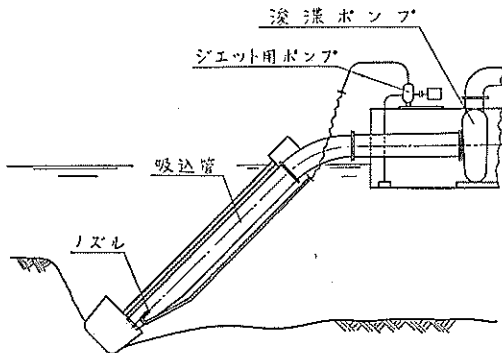


図-1 深掘用ポンプ浚漑船の噴流式吸込管助勢装置説明図

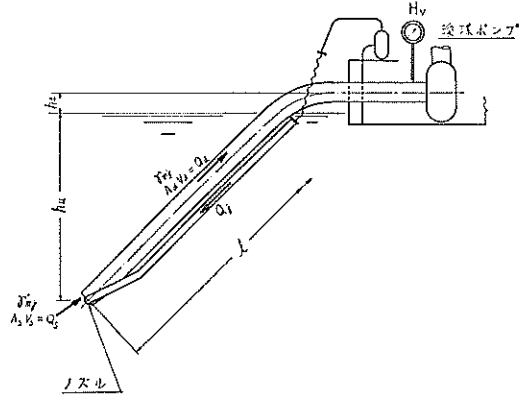


図-2 噴流式吸込管助勢装置の配置

ここに  $x_{pj}$  = 加圧時の吸込管内泥水 (土砂混合水) の見かけ含泥率  
 $x_p$  = 加圧しないときの吸込管内泥水の見かけ含泥率  
 $\gamma_{mj}$  = 加圧時の吸込管内泥水 (土砂混合水) の単位体積重量 (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\gamma_m$  = 加圧しないときの吸込管内泥水の単位体積重量 (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\gamma_s$  = 泥土 (土砂) の見かけの単位体積重量 (kg/m<sup>3</sup>)

吸込管助勢装置のノズルは、吸込口附近の適当な箇所を選んで取りつけるのであるが、ここでは、図-2 に示すように吸込口に取りつけた場合を考えよう。式(5)の  $\gamma_{mj}$  と  $\gamma_m$  については、次式のような関係となる (文献 1)

$$\begin{aligned} & \frac{\gamma_m}{\gamma_w} h_a + \left( \frac{\gamma_m}{\gamma_w} - 1 \right) h_u + \frac{\gamma_m (1 + \xi_s)}{\gamma_w} \frac{v_a^2}{2g} \\ & + \left\{ 1 + \beta \left( \frac{\gamma_m}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \lambda \frac{L}{D} \frac{v_a^2}{2g} + \Delta h \\ & = \frac{\gamma_{mj}}{\gamma_w} h_a + \left( \frac{\gamma_{mj}}{\gamma_w} - 1 \right) h_u + \frac{\gamma'_{mj} (1 + \xi_s)}{\gamma_w} \frac{v_s^2}{2g} \\ & + \left\{ 1 + \beta \left( \frac{\gamma_{mj}}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \lambda \frac{L}{D} \frac{v_a^2}{2g} \\ \therefore & \left( \frac{\gamma_{mj} - \gamma_m}{\gamma_w} \right) h_a + \left( \frac{\gamma_{mj} - \gamma_m}{\gamma_m} \right) h_u \\ & + \frac{(1 + \xi_s)}{2g} \left( \frac{\gamma_{mj}}{\gamma_w} v_s^2 - \frac{\gamma_m}{\gamma_w} v_a^2 \right) \\ & + \left( \frac{\gamma_{mj} - \gamma_m}{\gamma_w} \right) \beta \lambda \frac{L}{D} \frac{v_a^2}{2g} = \Delta h \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

上式において

$$\begin{aligned} v_s &= \frac{Q_a - Q_j}{A_s} \\ \frac{\gamma'_{mj}}{\gamma_w} &= \frac{\gamma_{mj} Q_a}{\gamma_w Q_j} - 1 \end{aligned}$$

- ここに  $v_a$ =吸込管内流速 (m/sec)  
 $h_a$ =ポンプの吸込実高 (m)  
 $h_u$ =水深揚程 (m)  
 $\xi_s$ =吸込口部分における損失水頭係数  
 $g$ =重力の加速度 (m/sec<sup>2</sup>)  
 $\beta$ =土質係数  
 $\lambda$ =摩擦損失水頭係数  
 $L$ =吸込管相当管長 (m)  
 $D$ =吸込管直径 (m)  
 $\Delta h$ =ジェット噴射によって得られる加圧水頭 (m)  
 $\gamma'_{mj}$ =吸込口を通過する泥水の単位体積重量 (kg/m<sup>3</sup>)  
 $v_s$ =吸込口での泥水の流速 (m/sec)  
 $A_s$ =吸込口の断面積 (m<sup>2</sup>)

式(6)の  $\gamma'_{mj}/\gamma_w$  と  $\Delta h$  の関係は、一般に図-3に示した例のように一乗に比例して変化する。

吸込口よりも浚渫ポンプに近い位置や、吸込口の外部にノズルを取りつける場合については文献2を参照されたい。式(6)で  $(\gamma'_{mj}-\gamma_w)\frac{h_a}{\gamma_w}$  と  $\frac{(1+\xi_s)}{2g} \left( \frac{\gamma'_{mj}}{\gamma_w} v_s^2 - \frac{\gamma_w}{\gamma_w} v_a^2 \right)$

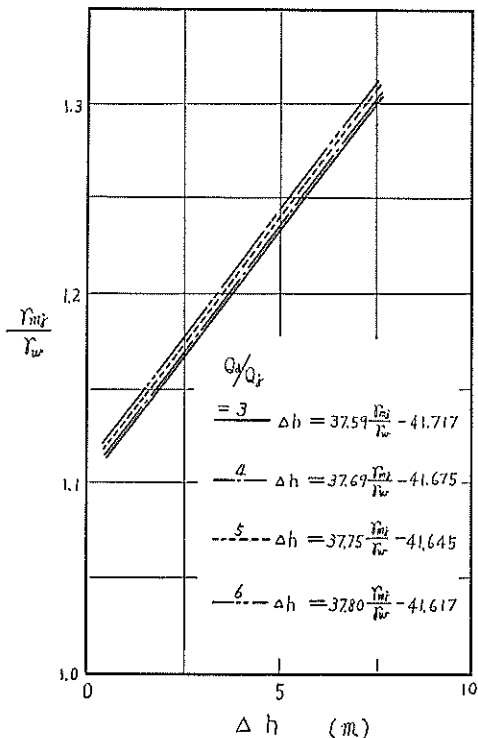


図-3  $\gamma'_{mj}/\gamma_w$  と  $\Delta h$  の関係の一例 (後述の計算例における数値から求めたものである)

の値は、一般に他項よりも比較的小さいから省略することにし、一通りの計算上の目安を得てから再計算するようにすると便利である。すなわち式(6)を次のように簡単に考える。

$$\gamma'_{mj}-\gamma_w \approx \frac{\gamma_w \Delta h}{h_u + \beta \lambda \frac{L}{D} \frac{v_a^2}{2g}} \dots\dots\dots (7)$$

結局、浚渫ポンプと吸込管、および助勢装置のノズル配置を決めて  $\Delta h$  を仮定すれば、式(5)式(7)から  $\Delta q$  の値も決まることになる。ゆえに式(4)の  $\Delta q/W_j$  は近似的に次のように表わすことができる。

$$\frac{\Delta q}{W_j} \approx 102\eta_j C \frac{Q_d \Delta h}{Q_j H_j} \dots\dots\dots (8)$$

ここに

$$C = 1/(\gamma_s - \gamma_w) \left( h_u + \beta \lambda \frac{L}{D} \frac{v_a^2}{2g} \right)$$

加圧水頭  $\Delta h$  については、文献2 (7ページ)より、ノズルからの噴出に際して縮流が起らず、ノズル口径に対しノズル口直前の管径が十分大きく、噴出速度  $v_j$  が  $v_j = C_v \sqrt{2g(p_j - p_s)/\gamma_w}$  で計算できる場合を仮定すれば次のようになる。

$$\begin{aligned} \frac{\Delta h}{(p_j - p_s)/\gamma_w} &= 2C_v^2 \left( \frac{\gamma'_{mj}}{\gamma_w} \frac{A_j^2}{A_s A_d} - \frac{\gamma_w}{\gamma_w} \frac{A_j^2}{A_d^2} \right) \\ &\times \frac{Q_d^2}{Q_j^2} - 4C_v^2 \frac{\gamma'_{mj}}{\gamma_w} \frac{A_j^2}{A_s A_d} \frac{Q_d}{Q_j} \\ &+ 2C_v^2 \left( \frac{A_j}{A_d} + \frac{\gamma'_{mj}}{\gamma_w} \frac{A_j^2}{A_s A_d} \right) \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

または

$$\begin{aligned} \Delta h &= \left\{ \left( \frac{\gamma'_{mj} A_d}{\gamma_w A_s} - \frac{\gamma_w}{\gamma_w} \right) - \frac{2\gamma'_{mj} A_d}{\gamma_w A_s} \left( \frac{Q_d}{Q_j} \right)^{-1} \right. \\ &\left. + \left( \frac{A_d}{A_j} + \frac{\gamma'_{mj} A_d}{\gamma_w A_s} \right) \left( \frac{Q_d}{Q_j} \right)^{-2} \right\} \frac{v_a^2}{g} \dots\dots\dots (9)' \end{aligned}$$

ここに  $C_v$ =噴射水の速度係数

$A_j$ =ノズル口断面積 (m<sup>2</sup>)

$A_s$ =吸込口断面積 (m<sup>2</sup>)

$A_d$ =吸込管断面積 (m<sup>2</sup>)

$p_j$ =ノズル口直前におけるジェット圧力 (kg/m<sup>2</sup>)

$p_s$ =吸込口における管内圧力 (kg/m<sup>2</sup>)

上式において  $(p_j - p_s)/\gamma_w$  の値は、ジェット用ポンプ吐出側水頭からノズル口に至る間の損失水頭を差引いたものである。またノズル口直前の管径はノズル口径と比較して十分大きいと仮定しているの、管径が十分でないときは速度水頭分を考慮した計算が必要である。ジェット用ポンプ位置とノズル口直前との水頭差は、基準水面を仮定し、速度水頭  $v_{ja}^2/2g$  はノズル口直前においては圧力水頭に変るものとして次のように計算する。



$$Q_j H_j = Q_j \left\{ \frac{p_{ja} - p_{js}}{\gamma_w} + \frac{v_{ja}^2 - v_{js}^2}{2g} + h_{jp} \right. \\ \left. \frac{p_{ja} - p_{js}}{\gamma_w} = \frac{(p_{ja} - p_w) + (p_w - p_{js})}{\gamma_w} \right. \\ \left. \frac{p_j + p_s}{\gamma_w} = \frac{(p_j - p_w) + (p_w - p_s)}{\gamma_w} \right. \\ \left. = \frac{(p_{ja} - p_w) + (p_w - p_s) + \frac{v_{ja}^2}{2g} - h_c}{\gamma_w} \right\} \dots\dots (10)$$

ここに  $p_{ja}$  = ジェット用ポンプの吐出圧力 (kg/m<sup>2</sup>)  
 $p_{js}$  = ジェット用ポンプの吸込圧力 (kg/m<sup>2</sup>)  
 $v_{ja}$  = ジェット用ポンプの吐出側流速 (m/sec)  
 $v_{js}$  = ジェット用ポンプの吸込側流速 (m/sec)  
 $p_w$  = 基準水面の静圧 (kg/m<sup>2</sup>)  
 $h_a$  = ジェット用ポンプの吐出口からノズル口直前にいたる間の損失水頭 (m)

以上述べた諸式によって、噴流式吸込管助勢装置を用いる場合の浚渫能率について、一通りの計算を行なうことができる。この計算のようにポンプ浚渫船の浚渫能率を揚土量 (m<sup>3</sup>/sec) と浚渫ポンプの軸動力 (kW) の比で表示する方法をとると、吸込管助勢装置による加圧時の総合浚渫能率も揚土量に対して、浚渫ポンプとジェット用ポンプの軸動力の和を考慮して表示することになる。そうして浚渫ポンプと吸込管が与えられているときに、吸込管助勢装置による加圧の効果を大ならしめるためには、式(8)の  $Q_a dh / Q_j H_j$  の値が大きくなるようにすればよいことが判明した。それには式(9)の圧力比  $dh / (p_j - p_s) / \gamma_w$  に流量比  $Q_a / Q_j$  を乗じた値が大となるように各部面積  $A_j, A_s, A_a$ 、およびジェット用ポンプの圧力、流量の組合せ等を定めることが必要で、結局噴流装置の単独性能特性において、文献2に述べた噴流装置の動力の比を比較すればよいことになる。

さらに上記の計算は、加圧による浚渫ポンプの流量  $Q_a$  と全揚程  $H_p$  の変化等を省略して初期計算を行なうのであるから、一通りの目安を得たならば、再度細かく検討して正確な値を算出することが必要である。次に一つの計算例によって計算の手順を説明してみよう。

### 3. 加圧時浚渫能率の計算例

(1) 次のような能力のポンプ浚渫船が計画されたものとしよう。

標準作業状態における揚水能力  $Q_a = 0.8 \text{ m}^3/\text{sec}$   
 (=2,880 m<sup>3</sup>/h)

標準作業状態における揚程  $H_p = 50 \text{ m}$

吸込管直径  $D = 0.505 \text{ m}$

吸込管相当管長  $L = 60 \text{ m}$

吸込実高  $h_a = 1 \text{ m}$

浚渫深度  $h_u = 30 \text{ m}$

(2) 浚渫ポンプのみによる単独運転時の浚渫能率を求めよ。

まず吸込管内流速  $v_a = 4 \text{ m/sec}$  となり  $\xi_s = 0.5, g = 9.8 \text{ m/sec}^2, \beta = 3.5, \lambda = 0.017$  として負圧  $H_v$  を求めると、

$$H_v = \frac{\gamma_m}{\gamma_w} h_a + \left( \frac{\gamma_m}{\gamma_w} - 1 \right) h_u + \frac{\gamma_m}{\gamma_w} \cdot \frac{(1 + \xi_s) v_a^2}{2g} \\ + \left\{ 1 + \beta \left( \frac{\gamma_m}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \lambda \frac{L}{D} \frac{v_a^2}{2g} \\ = \frac{\gamma_m}{\gamma_w} \times 1 + \left( \frac{\gamma_m}{\gamma_w} - 1 \right) \times 30 + \frac{\gamma_m}{\gamma_w} \cdot \frac{(1.5 \times 4^2)}{(2 \times 9.8)} \\ + \left\{ 1 + 3.5 \left( \frac{\gamma_m}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \times 0.017 \times \frac{60}{0.505} \times \frac{4^2}{2 \times 9.8} \\ = 38 \frac{\gamma_m}{\gamma_w} - 34.12$$

種々の  $\gamma_m / \gamma_w$  の値に対し  $H_v$  を求めると 図-4 (a) のようになり、これよりキャビテーションが発生しない負圧の限界を 7.5 m に押えたと  $\gamma_m / \gamma_w = 1.095$  を得る。

泥水の見かけの比重  $\gamma_s / \gamma_w \times 1.9$  とすれば含泥率  $x$  は

$$x = \frac{\frac{\gamma_m}{\gamma_w} - 1}{\frac{\gamma_s}{\gamma_w} - 1} \\ = \frac{1.095 - 1}{1.9 - 1} \\ = 0.106$$

ゆえに揚土量  $dq$  は

$$dq = Q_a x \\ = 0.8 \times 0.106 \\ = 0.0848 \text{ m}^3/\text{sec}$$

次に浚渫ポンプの軸動力  $W_p$  は  $\eta_p = 0.65$  として

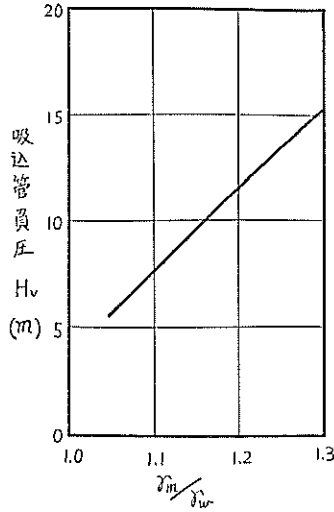
$$W_p = \frac{\gamma_w Q_a H_p}{102 \eta_p} \\ = \frac{1000 \times 0.8 \times 50}{102 \times 0.65} \\ = 603 \text{ kW}$$

ゆえに浚渫能率  $E_p$  は、

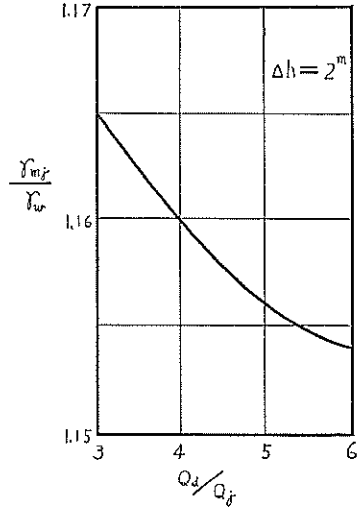
$$E_p = \frac{dq}{W_p} \\ = \frac{0.0848}{603} \\ = 1.406 \times 10^{-4}$$

(3) 次に吸込管助勢装置による加圧時についての計算を行なう。ここでは  $Q_a / Q_j = 4, v_a = 4 \text{ m/sec}$  と仮定し、 $dh = 2 \text{ m}$  の場合について計算する。

まず式(7)より



(a)

図-4 (a)  $\gamma_m/\gamma_w$  と  $H_v$  の関係

(b)

(b)  $\Delta h=2m$  のときの  $Q_d/Q_j$  と  $\gamma_{mj}/\gamma_w$  の関係

$$\begin{aligned} \frac{\gamma_{mj}-\gamma_m}{\gamma_w} &= \frac{\Delta h}{h_u + \beta \lambda \frac{L}{D} \frac{v_d^2}{2g}} \\ &= \frac{2}{30 + 3.5 \times 0.017 \times \frac{60}{0.505} \times \frac{4^2}{2 \times 9.8}} \\ &= 0.056 \end{aligned}$$

ゆえに  $\gamma_m/\gamma_w=1.095$  に対し  $\gamma_{mj}/\gamma_w=1.151$  となる。  
現段階において、式(6)によって上記の正確な値を計算してみると、

$$\begin{aligned} \Delta h &= \left( \frac{\gamma_{mj}-\gamma_m}{\gamma_w} \right) h_a + \left( \frac{\gamma_{mj}-\gamma_m}{\gamma_w} \right) h_u + \frac{(1+\xi_s)}{2g} \\ &\quad \times \left[ \frac{\left( \frac{\gamma_{mj}Q_d}{\gamma_w Q_j} - 1 \right)}{\left( \frac{Q_d}{Q_j} - 1 \right)} \frac{(Q_d - Q_j)^2}{A_s^2} - \frac{\gamma_m v_d^2}{\gamma_w} \right] \\ &\quad + \left( \frac{\gamma_{mj}-\gamma_m}{\gamma_w} \right) \beta \lambda \frac{L}{D} \frac{v_d^2}{2g} \\ 2 &= \left( \frac{\gamma_{mj}}{\gamma_w} - 1.095 \right) \times 1 + \left( \frac{\gamma_{mj}}{\gamma_w} - 1.095 \right) \times 30 \\ &\quad + \frac{(1+0.5)}{2 \times 9.8} \left[ \frac{\left( \frac{4\gamma_{mj}}{\gamma_w} - 1 \right)}{(4-1)} \frac{\left( 0.8 - 0.8 \times \frac{1}{4} \right)^2}{0.2^2} \right. \\ &\quad \left. - 1.095 \times 4^2 \right] + \left( \frac{\gamma_{mj}}{\gamma_w} - 1.095 \right) \times 3.5 \times 0.017 \\ &\quad \times \frac{60}{0.505} \times \frac{4^2}{2 \times 9.8} \\ \therefore \frac{\gamma_{mj}}{\gamma_w} &= 1.16 \end{aligned}$$

すなわち式(7)による近似計算式では、 $\gamma_{mj}/\gamma_w=1.15$  となるに対し、式(6)では  $\gamma_{mj}/\gamma_w=1.16$  となる。参考のために式(6)によって求まる  $Q_d/Q_j$  と  $\gamma_{mj}/\gamma_w$  の関係を図-4(b)に示した。

次に  $\Delta q$  を求めると、

$$\begin{aligned} \Delta q &= Q_d \left( \frac{\gamma_{mj}-\gamma_m}{\gamma_s-\gamma_w} \right) \\ &= 0.8 \times \left( \frac{1.16-1.095}{1.9-1} \right) \\ &= 0.0577 \text{ m}^3/\text{sec} \end{aligned}$$

ここで、ジェット用ポンプに必要な圧力を求める。式(9)'において、 $A_d=A_s$ 、 $C_v^2=0.95$ 、 $Q_d=0.8 \text{ m}^3/\text{sec}$ 、 $Q_j=0.2 \text{ m}^3/\text{sec}$  であるから、

$$\begin{aligned} \Delta h &= \left\{ \left( \frac{\gamma_{mj}A_d}{\gamma_w A_s} - \frac{\gamma_{mj}}{\gamma_w} \right) - \frac{2\gamma'_{mj}A_d}{\gamma_w A_s} \left( \frac{Q_d}{Q_j} \right)^{-1} \right. \\ &\quad \left. + \left( \frac{A_d}{A_j} + \frac{\gamma'_{mj}A_d}{\gamma_w A_s} \right) \left( \frac{Q_d}{Q_j} \right)^{-2} \right\} \frac{v_d^2}{g} \\ 2 &= \left\{ (1.214 - 1.16) - 2 \times 1.214 \times \frac{1}{4} \right. \\ &\quad \left. + \left( \frac{A_d}{A_j} + 1.214 \right) \times \frac{1}{4^2} \right\} \times \frac{4^2}{9.8} \\ \therefore \frac{A_j}{A_d} &= 0.0367 \end{aligned}$$

$$A_j = 0.2 \times 0.0367 = 0.00734 \text{ m}^2$$

$$d_j = \sqrt{\frac{4A_j}{\pi}} = 0.099 \text{ m}$$

$$v_j = \frac{Q_j}{A_j} = \frac{0.2}{0.0734} = 27.3 \text{ m/sec}$$

$$\frac{p_j - p_s}{\gamma_m} = \frac{v_j^2}{2gC_v^2} = \frac{27.3^2}{2 \times 9.8 \times 0.95} = 40 \text{ m}$$

ジェット用ポンプからノズル口までの間の損失水頭等を省略できるものとすれば、 $H_j = 40 \text{ m}$ 、 $\eta_j = 0.8$  として、

$$\begin{aligned} W_j &= \frac{\gamma_w Q_j H_j}{102 \eta_j} \\ &= \frac{1000 \times 0.2 \times 40}{102 \times 0.8} \\ &= 78 \text{ kW} \end{aligned}$$

式(4)から  $Q_a/Q_j = 4$  のときに

$$\frac{\Delta q}{W_j} = \frac{0.0577}{98} = 5.89 \times 10^{-4}$$

上記の  $\Delta q/W_j$  の値は、先に計算した  $q_p/W_p$  の値  $1.346 \times 10^{-4}$  よりも大で、加圧により浚渫能率を向上できる。式(2)から

$$E_{pj} = \frac{q_p + \Delta q}{W_p + W_j} = \frac{0.0848 + 0.0577}{603 + 98} = 2.03 \times 10^{-4}$$

ゆえに式(3)より

$$\frac{E_{pj}}{E_p} = \frac{2.03 \times 10^{-4}}{1.406 \times 10^{-4}} = 1.44$$

すなわち、加圧時の浚渫能率は浚渫ポンプのみの単独運転時の1.44倍となる。ここで参考のために  $Q_a/Q_j$  を3, 4, 5, 6と変えたときに  $W_{pj}$ 、および  $E_{pj}/E_p$  がどのように変化するかを計算結果を図-5に示した。

上記の計算のように、吸込管と浚渫ポンプの配置、流量  $Q_a$  と  $Q_j$ 、および加圧水頭  $\Delta h$  を先に与えてしまうと、噴流装置の使用点も定まってしまうことになる。噴流装置の使用点は、動力の比  $Q_a(p_a - p_s)/Q_j(p_j - p_s)$  が大となるように選ぶべきであるが、吸込口、および吸込管に必要な管内流速や流量比  $Q_a/Q_j$  の範囲等に制限されるために、止むを得ない場合が多い。これは噴流装置の単独運転性能を考える場合も、浚渫土量を  $q$ 、揚程を  $H$  とし、その浚渫能率を  $qH/W_j$  で表わせば、結局  $Q_a(p_a - p_s)/Q_j(p_j - p_s)$  で比較するから同様のことがい

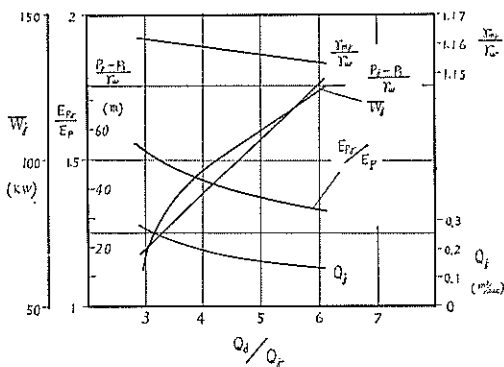


図-5  $Q_a/Q_j$  に対する  $W_{pj}$  と  $E_{pj}/E_p$  等との関係

るのであって、一般のエゼクタのように噴射混合部分の管径を細くして絞らない限り、使用点はこの輸送条件によって制限される。さらに噴流装置を浚渫用として用いる場合は、上記のような浚渫能率を考えると、当然に一般の工学書で見受けるエゼクタの効率  $Q_s(p_a - p_s)/Q_j(p_j - p_s)$  の定義には当てはまらないことになる。これは浚渫に用いる噴流装置では、ジェット用ポンプを通過する駆動水量  $Q_j$  を被駆動水面からとって、被駆動水量  $Q_s$  とともに揚水面で捨ててしまう配置となるために、上記のような表示法が現実と一致しないことにもよる。この問題については、文献2を参照の上検討されたい。

#### 4. 吸込管助勢装置性能の試験および試験結果

##### 4.1. 試験の目的および概要

吸込管助勢装置を装備するポンプ浚渫船の計画、設計を行なうに際し、今までに述べた方法による計算値に対し、実際面での値がどのような傾向となるかを知っておくことが必要である。特に吸込管助勢装置の能力、規模は、この計算の基礎となるものであるから、実際面におけるいろいろ他の現象による制限事項も考慮して、その範囲を定めなければならない。このような計画、計設を行なうための資料を得る目的で、今までに単独の噴流装置性能について、模型実験を主とした研究を続けてきたのであるが、その規模が小さいこと等のために実際面へ適用するには十分でないと思われる結果も二三ある。このような問題を解決するには、実際のポンプ浚渫船によって確かめてみるのがもっとも確実な方法であると思われる。このような実船によって試験を行なう機会は、なかなか得られないのであるが、幸いにも以前に第2国栄丸の送水試験(文献3)を実施したことがあり、この際に吸込管助勢装置について、かなり詳しい資料を得ているので、今回はこの資料の一部によって、計算値と実測値を比較し、併せて室内における模型実験結果との関係も紹介することとした。

次に第2国栄丸の概要を示す。

##### (1) 船体寸法

長さ(垂線間)	72.59 m
幅(型)	17.50 m
深さ(型)	4.27 m
吃水	約 3.10 m
排水量	約 3,600 t
浚渫深度	約 30 m
浚渫土量	1,500~2,000 m <sup>3</sup> /h

##### (2) 浚渫ポンプ、片側吸込一段渦巻ポンプ 1基 容量 10,000 m<sup>3</sup>/h

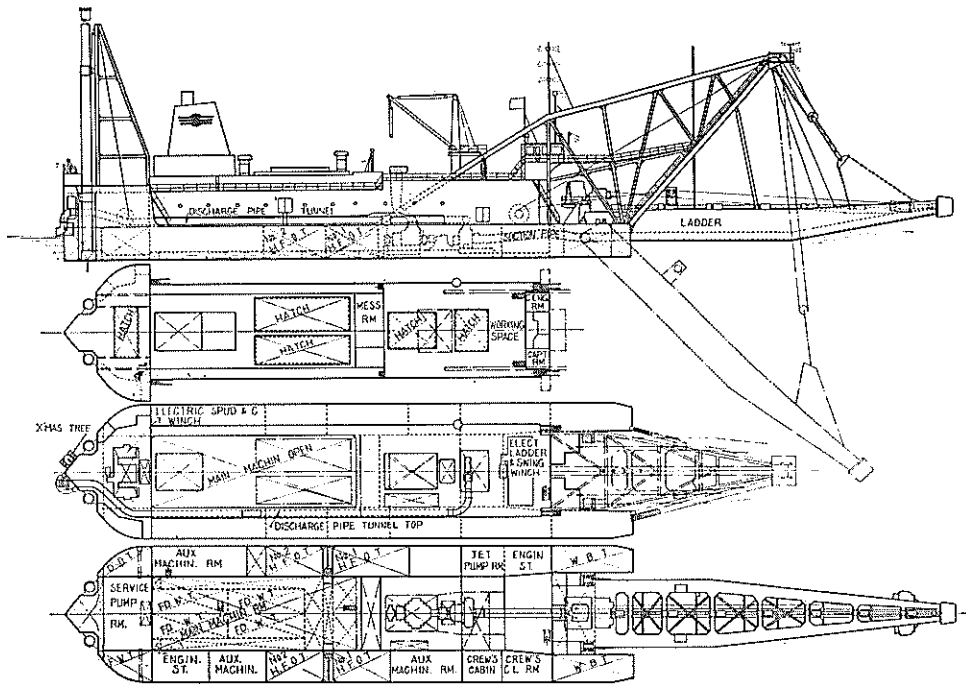


図-6 第2国榮丸の一般配置図

- |                              |  |  |   |
|------------------------------|--|--|---|
| 総揚程                          | 100 m  | (8) 主発電機   | 横置円筒回転界磁形自励式 1基<br>AC 6600 V 60 c/s   |
| 回転数(最大)                      | 360 rpm  | 連続最大出力   | 12,650 kW   |
| 吸込管径                         | 915 mm   | 常用出力   | 11,500 kW (13,529 kVA)  |
| 排出管径                         | 760 mm   | (9) 主発電機駆動用蒸気タービン  | 三菱エッシュアイス型衝動式<br>単汽筒単流復水式 1   |
| (3) 浚渫ポンプ駆動用電動機              | AC 6000 kW, 270~360 rpm 1台   | (10) 主ボイラ  | 三菱広島 CEセクショナル型<br>水管式 1<br>常用圧力(過熱器出口) 44 kg/cm <sup>2</sup><br>蒸気温度 440°C<br>蒸気量(連続最大負荷) 55,300 kg/h |
| (4) ジェット用ポンプ 渦巻ポンプ           | 1基<br>容量 1,200 m <sup>3</sup> /h<br>総揚程 150 m<br>電動機 750 kW, 1800 rpm  | (11) その他の機器  | 1式  |
| (5) カッター                     | 1式<br>刃数 5~6枚<br>電動機 DC 1500 kW, 375/900 rpm                           | この第2国榮丸の吸込管には 図-7 に示す位置にそれぞれ2個ずつの助勢用ノズルが配置されている。送水試験時には、それぞれのノズル位置および2段目のノズル位置から 28.9 m の位置に水銀マンオメーター ( $p_1, p_2, p_3$ ) を取りつけて圧力を記録し、流量は浚渫ポンプ通過後の管路にオリフィスを設けて記録した。その他運転室、中央管制室等で種々の記録をとっているが、その内容はここでは関係がないので省略する。 |   |
| (6) ラダーおよびスイングウィンチ (3ドラム) 1式 | 巻上荷重 60 t<br>巻取速度 25 m/mm<br>使用鋼索 44 mm<br>電動機 DC 260 kW, 850/1275 rpm |  |   |
| (7) スパット兼クリスマスツリー (3ドラム) 1式  | 巻上荷重および速度 38 t, 25 m/mm<br>使用鋼索 44 mm<br>電動機 DC 140 kW, 850/1200 rpm   |  |   |

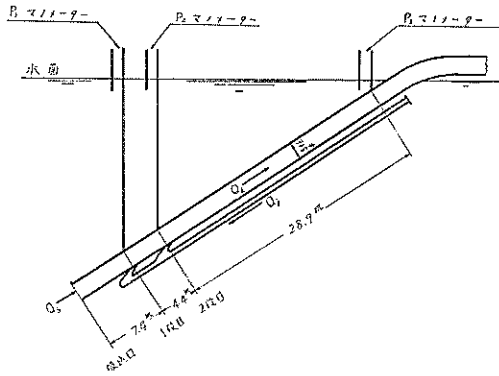


図-7 吸込管のノズル配置および圧力測定位置

試験は、流量調節弁の開度を3通りに変化させ、その各々に対し、浚渫ポンプ回転数を270~350rpmの範囲、ジェット用ポンプ圧力を0~15kg/cm<sup>2</sup>の範囲において、表-1に示すような組合せ状態のものを実施した。

表-1 送水試験内容

調節弁 開度 (mm)	浚渫ポンプ 回転数 (rpm)	ジェット用ポンプ圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )			
		0	6	10	15
85	270	○			○
	310	○			○
	340	○	●	●	●
130	270	○			○
	310	○			○
	340	○	●	●	●
	350	○			○
180	270	○			○
	310	○			○
	340	○	●	●	●

○ 2段噴射試験

● 1段および2段噴射試験

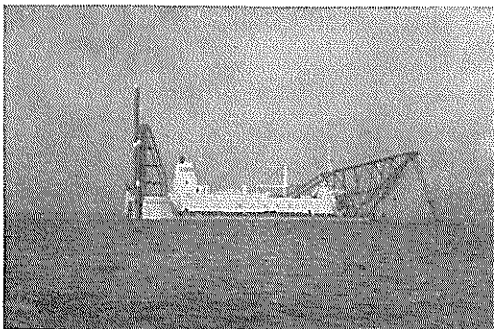


写真-1 第2国栄丸全景

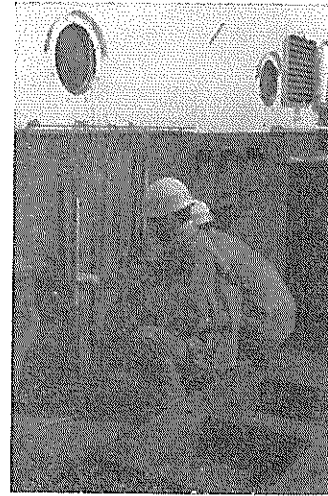


写真-2 測定状況

#### 4.2. 試験結果および考察

ポンプ浚渫船の作業時における吸込管負圧の変化状態は、運転室の負圧計によって監視し、カッター能力、排送能力共に十分なときは、負圧をキャビテーションが発生する限界値近くに保ちながら操船する。ゆえに実船に

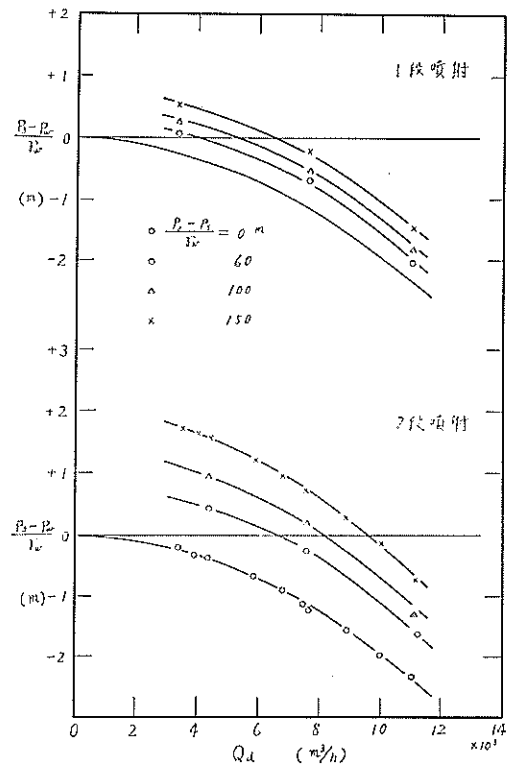


図-8 P<sub>3</sub> マノメーターの変化

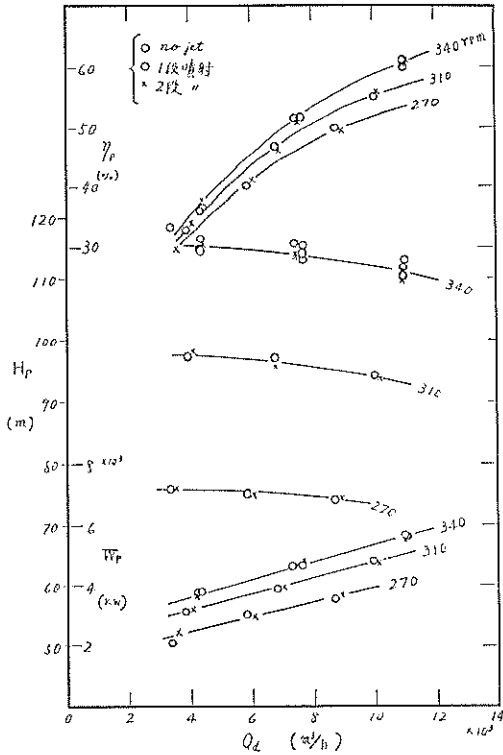


図-9 浚渫ポンプの性能

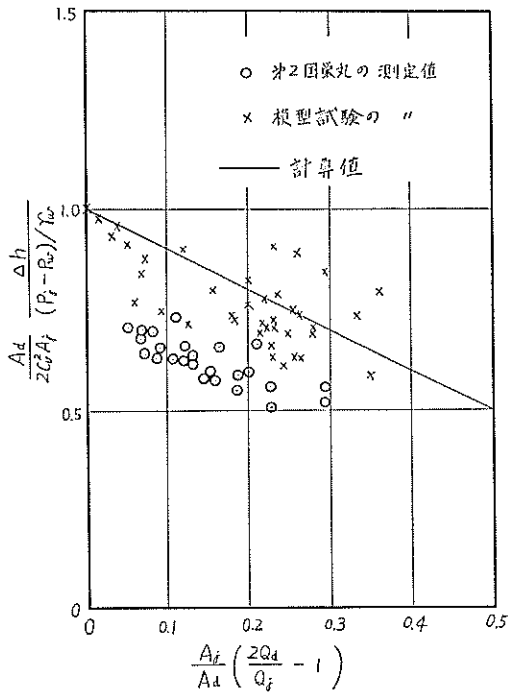


図-10 吸込管助勢装置の性能

おける作業時には、浚渫ポンプのみの単独運転時も吸込管助勢装置を動作させたときも、計器盤上の吐出側圧力計がわずかに変化するのみで、加圧の効果を判断するのは困難である。それゆえ、これを確かめるための一つの方法として、送水状態において実施する加圧特性試験が考えられる。

さて、第2国栄丸の送水試験記録から、運転室の負圧計と同じ傾向の変化を示す  $p_0$  マノメーターの測定値を図-8に示した。図において、 $Q_d$  が等しい場合の浚渫ポンプの単独運転時と加圧時の圧力の差は、加圧水頭  $\Delta h$  よりも大きい。それは単独運転時の噴射位置以前の流速が大で、したがって、この間の損失水頭も加圧時より大きいためである。次に試験時の浚渫ポンプと吸込管助勢装置の性能を個々に調べてみよう。図-9は、浚渫ポンプの送水時の特性曲線を示したものである。これより、浚渫ポンプの軸動力  $W_p$  が単独運転時も加圧時も変わらないとして計算しても、大きな差はないと判断される。送泥時には、作業条件によって、これより大きい差を生じることも考えられるが、初期計算を行なうには差支えない範囲に収まると思われる。図-10は、吸込管助勢装置の性能を計算値と比較したものである。図は吸込管内における摩擦損失水頭の影響を補正して、式(9)によって計算したものである。また図には、図-11に示す模型実験装置で実験した記録も併記した。試験結果では、第2国栄丸の加圧性能が計算値や模型実験値よりもやや劣っているが、その原因について確かめることはできなかった。図-12は、本試験によって得られた送水時総合特性を示したものである。これより加圧時に浚渫ポンプと吸込管助勢装置の直列運転を考える場合の特性の移動状態がわかる。

上記の送水試験では、浚渫ポンプと吸込管助勢装置の性能以外に、吸込管の摩擦損失水頭係数  $\lambda$  の値や、吸込口部分での損失水頭係数  $\xi_0$  の値、およびカッターの回転が吸込管圧力におよぼす影響等について資料を得るこ

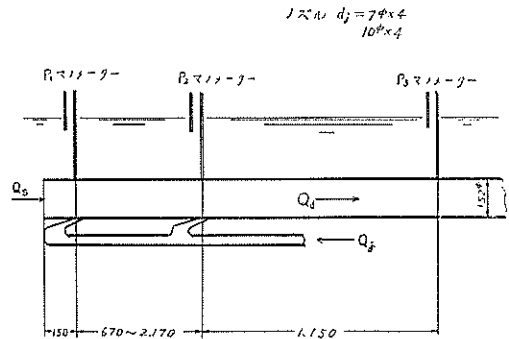


図-11 模型実験装置の配置

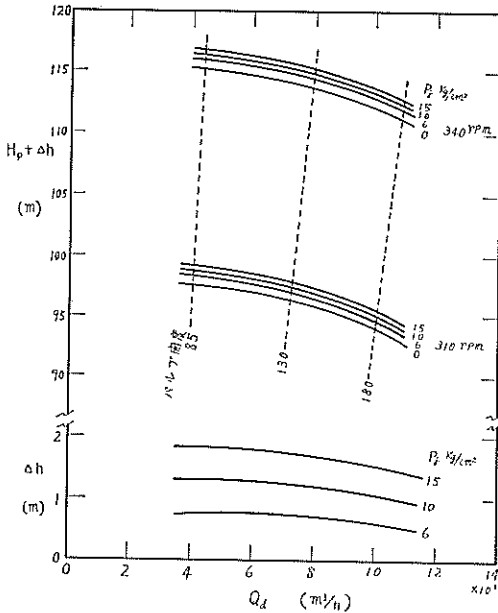


図-12 第2国栄丸の送水時総合特性

とができただが、これは測定数も少なく、かつ送水時のみの値であるので、別の機会に他の多くの資料と併せて紹介することにした。その他、本試験の詳細については、文献3を参照されたい。

## 5. あとがき

以上はポンプ浚渫船における噴流式吸込管助勢装置についての考え方と、第2国栄丸による送水試験記録を紹介したのであるが、その主な内容をまとめると次のようになる。

- (1) 浚渫作業における能率を、揚土量と浚渫ポンプ、ジェット用ポンプの軸動力との比で表わし、吸込管助勢装置を使用するときの効果を判定するための計算法を提案した。
- (2) 第2国栄丸による噴流式吸込管助勢装置に関する送水試験記録を整理し、その実測値と本報告で提案した方法による計算値とを比較検討した。

ポンプ浚渫船のカッターの掘削能力、浚渫ポンプの排送能力等が十分で、吸込管負圧の限界値近くで運転できる土質の場合は、吸込管助勢装置を装備すると、計算の上では浚渫能率を大きく向上させることができる。このことは、第2国栄丸の送水試験結果によっても可能性は十分であると判断された。今後送泥運転時に試験を行なって、その効果を確かめる機会を得たいと思っている。

この他に、本報告の計算例において説明したように、ポンプ浚渫船の浚渫能率を考える場合は、その噴流式吸込管助勢装置について、一般の工学書にあるエゼクターの効率の定義を当てはめることができなくなる。これは浚渫の分野における噴流装置の用い方の特殊性によるもので、ここで述べた噴流装置の動力の比と混同しないように留意されたい。

終りに、第2国栄丸の送水試験は、国土総合開発株式会社の御好意により、三菱広島造船所において実施したものである。御協力を頂いた関係各位に厚く御礼申し上げる次第である。

## 参考文献

1. 運輸技術研究所報告 第7巻6号(1957.7)  
“サンドポンプの性能並びに管抵抗の実験”  
長谷川源太郎, 八木得次, 徳永省三
2. 港湾技術研究所報告, 第4巻10号(1965.11)  
“浚渫用噴流装置に関する研究 第2報”  
岩田尚生, 藤井喜一郎
3. 港湾技術研究所, 国土総合開発株式会社共同研究資料(1964) “第2国栄丸の送水試験記録”  
港湾技術研究所, 国土総合開発株式会社
4. 運輸技術研究所別冊(1958)  
“浚渫ポンプの性格とその使用法”  
長谷川源太郎, 八木得次, 徳永省三
5. 作業船 No. 36(1965)  
“8000馬力深掘りポンプ船 第2国栄丸”  
三菱重工業株式会社
6. 港湾技術研究所報告 第6巻3号(1967.1)  
“浚渫用噴流装置に関する研究 第3報”  
岩田尚生

(昭和42年3月31日受付)