

パキスタン政府納

# 2,800kW 可動翼立形軸流ポンプとその模型試験

2,800 kW Adjustable Blade Vertical Axial Flow Pumps for Ganges Kobadak Irrigation Project in Pakistan and Their Model Tests

藤田 憲次\* 大谷 清\*  
Kenji Fujita Kiyoshi Otani

## 内 容 梗 概

東パキスタンの Ganges Kobadak 灌漑計画用の設備として完成した 2,800 kW 可動翼立形軸流ポンプはこの種のポンプとしては記録的大容量のもので、設計製作に際し構造的にも性能的にも特別な注意が払われた点が少なくない。そのおもなものは、運転操作や分解・点検などの取り扱いが便なるよう特に留意したこと。運転効率を高めるため可動翼羽根車を採用し、逆流防止弁を廃し、吐出管きよをサイフォン形状にしたことなどである。実物ポンプの性能試験に代る受渡し試験ならびに実物ポンプの設計上の水力学的問題点を明らかにするため約 1/10 の模型ポンプにより一般性能試験、逆流試験、キャビテーション試験などを行った。

本文は実物ポンプの構造、性能上の特長ならびに模型試験の結果を概述したものである。

## 1. 緒 言

パキスタン政府納 2,800 kW 可動翼立形軸流ポンプ設備はすでに昭和 33 年 3 月に完成し、現在国内に保管されすえ付をまっている。

本ポンプ設備は Ganges Kobadak Irrigation Project とよばれ Ganges 河の水を揚水し Ganges のデルタ地帯の高地約 120 万 acre (内重力灌漑地域 600,000 acre で残り 600,000 acre のうち、差当り 400,000 acre を本設備によって灌漑する) の地域を灌漑する目的のものであって、軸流ポンプを使用した設備としては世界的に有数な規模のものである。本ポンプの計画上注目すべき点は

- (1) 特に大形であるため、工場における性能試験ができないこと。
- (2) 一段の軸流ポンプとしては揚程が高いのでキャビテーションを起こさず、しかも掘さく費、土木工事費をなるべく軽減するよう運転の全範囲にわたり安全な最低吸込水位を決定すること。
- (3) 吐出弁を省略するために吐出管きよをサイフォン形にしてサイフォンを破壊することにより停止時の逆流を防止するようにしたこと。

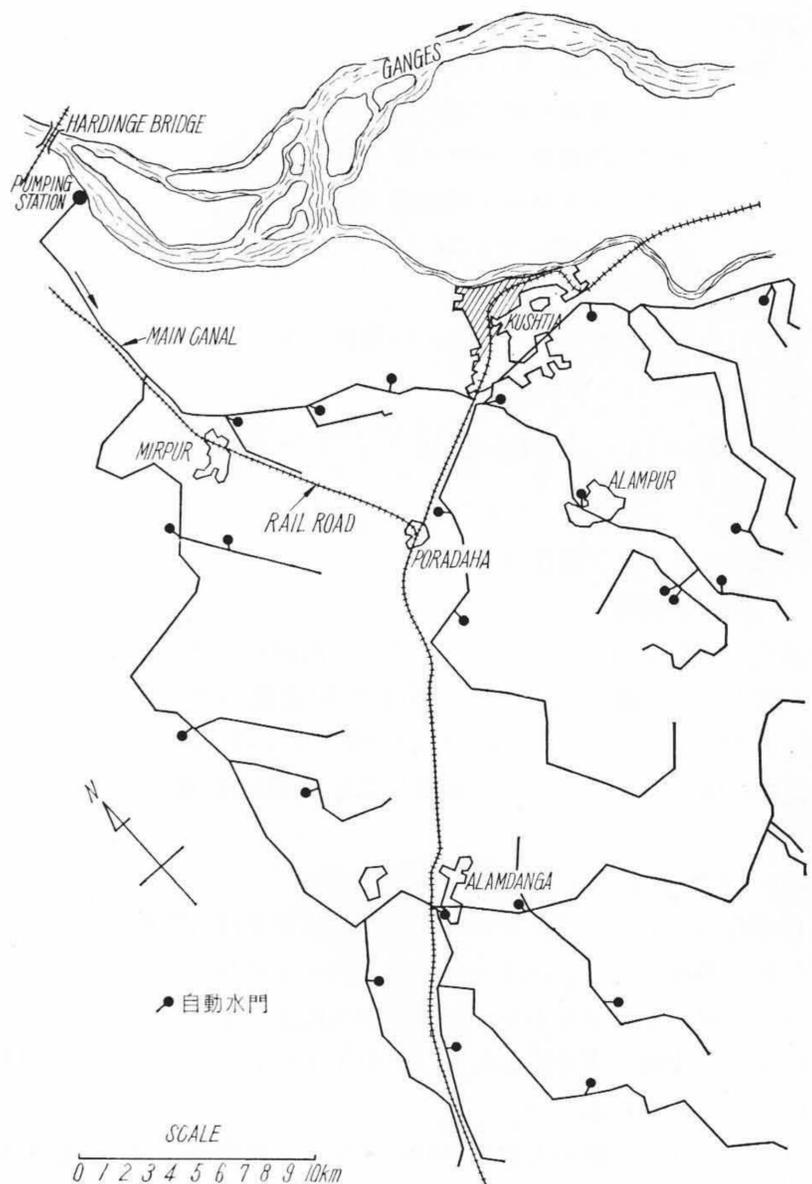
などでこれらは設計上十分な検討を要する点である。実物ポンプの製作に当りこれらの問題点を明らかにするため、ポンプの前後の管きよも含めて幾何学的に相似の模型ポンプを作り、

- (1) 実物ポンプの運転の全範囲に相当する 7 種類の翼角度についての性能試験 (実物の性能を知ることができ、好成績を得て立会試験に合格した。)
- (2) 実物ポンプに与えられる最悪の吸込条件に相当する条件下での性能試験 (キャビテーションによる性能低下の無いことを確認した。)
- (3) さらに吸込側の条件をかこくにし、翼面上に発生するキャビテーションの発生状況を外部より観察
- (4) ポンプ吐出側から水を逆送して、逆流・逆転時の無拘束回転数ほか諸特性の調査。

などの試験を行った。

近時この種の設備においてもポンプは大形化する傾向にあり、本ポンプ設備の概要ならびに模型試験の結果は今後の大形軸流ポンプの計画に当り参考になる点があると考えられるのでここに紹介する。

\* 日立製作所亀有工場



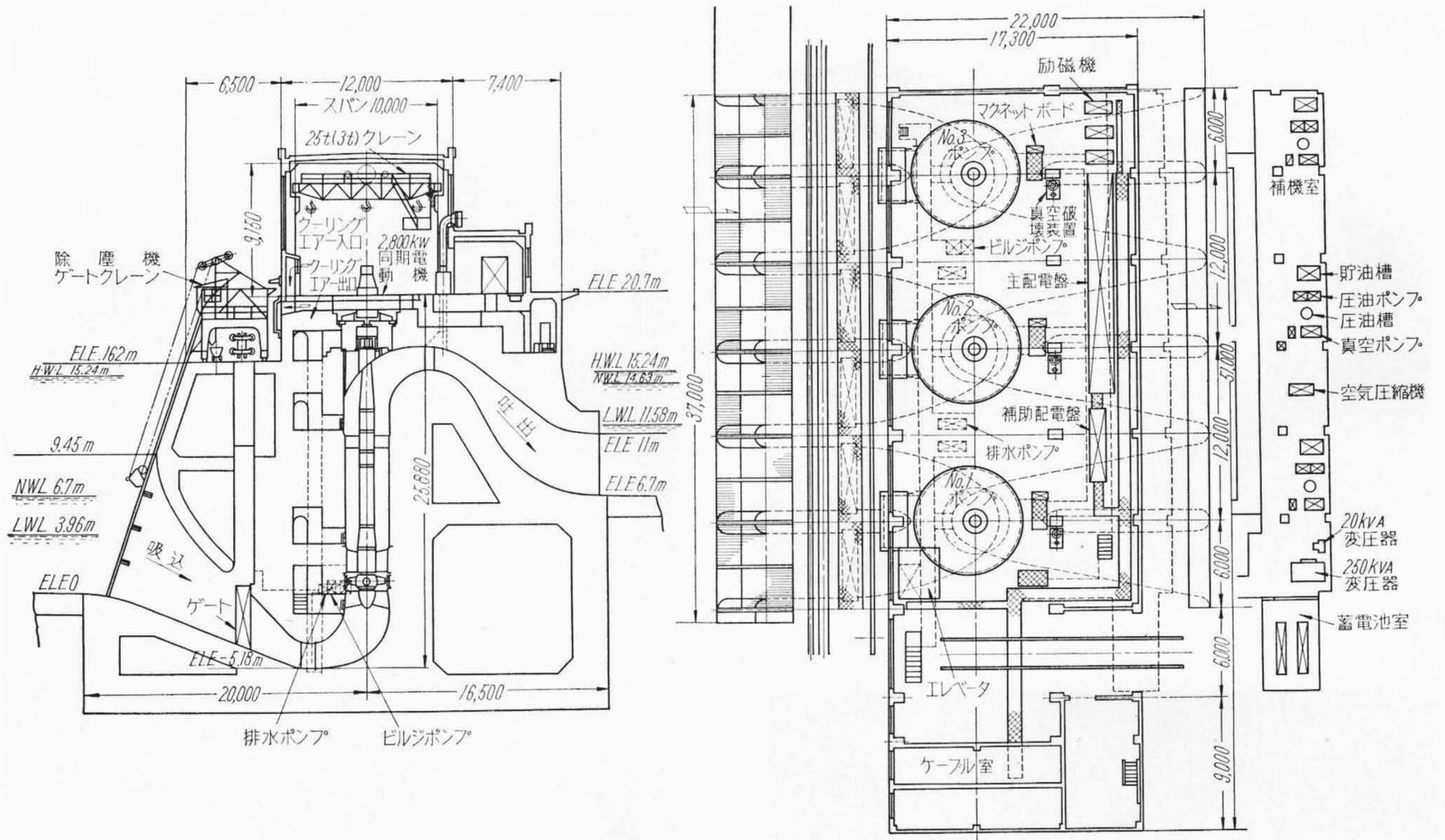
第 1 図 Ganges Kobadak 灌漑計画概略図

## 2. 計画概要とポンプ設備

第 1 図は計画の概要と設備の設置位置を示す。Ganges 河の水位は雨期と乾期によってはなはだしい上下があり、ポンプ吸込側の水位の変化は 11.28 m に達する。一方吐出側の水位は使用水量に応じほぼ一定に保たれねばならない。

ポンプ場の吸水路は Ganges 河から直接導かれ、吐出側は主水路の先が分岐し、それぞれ下流の水位を調節する自動水門が設けられることになっている。

このポンプの運転に必要な動力はポンプ場の近くにこのために特



第2図 ポンプ設備概略配置図

に設けられた専用の出力 10 MW の火力発電所から供給される。計画揚水量は正規揚程に対し 5,100 m<sup>3</sup>/min でこれを 3 台のポンプで揚水する。吸込ならびに吐出側の水位の関係を基準面からの高さで表わせば次のようになる。

	吸込水位 (m)	吐出水位 (m)
最高水位 (HWL)	+15.24	+15.24
正規水位 (NWL)	+ 6.70	+14.63
最低水位 (LWL)	+ 3.96	+11.58

したがってポンプに与えられる実揚程は最高 11.28 m から最低 0 m まで大幅に変動する。キャビテーションに対して最もかこくな条件はポンプの羽根車に対する押込揚程が最も少なくしかも実揚程が最低になった時で、実揚程が 7.62 m (=11.58-3.96) の時である。このような悪条件の場合でもキャビテーションによる性能の低下をきたさず、しかも過大な余裕をとらずに羽根車に対する最小押込揚程は 3.05 m ときめた。

本ポンプは大容量であるため揚水効率の良し悪しは大いに運転経済に影響がある。揚水効率を高くするため形状ならびに構造上特に下記のような考慮を払った。

- (1) 可動翼羽根車を採用し、揚程の変化があっても動力一杯の水を揚水できるようにし、また所要水量に応じて効率よく揚水できるようにしたこと。
- (2) ポンプ吸込口と吐出口の形状をエルボ形にして損失の減少をはかったこと。
- (3) 逆流防止弁を廃し、サイフォン破壊によって逆流防止をはかったこと。

などである。

## 2.1 ポンプ設備

主ポンプ設備は油圧操作立形可動翼軸流ポンプとその駆動用立形同期電動機 3 組および付属機器類から成り、その概要は下記のとおりである。

### 2.1.1 ポンプ仕様

羽根車径	2,700mm
------	---------

実揚程	正規実揚程	7.93m
	最高実揚程	11.28m
	最低実揚程	0 m
揚水量	1,700 m <sup>3</sup> /min (正規実揚程に対して)	
回転数	200 rpm	

### 2.1.2 電動機 (同期電動機) 仕様

定格出力	2,800 kW
電圧	5,500 V
定格	連続
極数	30,
電源周波数	50~

### 2.1.3 付属機器類

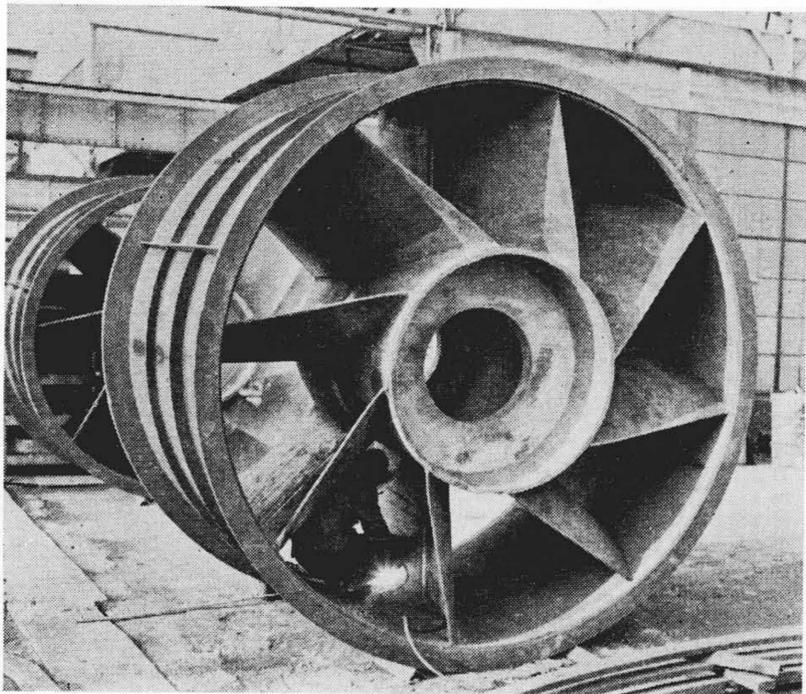
翼操作および真空破壊弁操作用圧油装置 (ユニット式)		
補助排気用真空ポンプ (ユニット式)		
圧油装置用空気圧縮機	全設備に対し	1 台
真空破壊弁	各主機に対し	1 基
吸水きよ排水ポンプ	全設備に対し	2 台
所内排水ポンプ	全設備に対し	2 台
潤滑水・冷却水取水ポンプ	全設備に対し	2 台
潤滑水・冷却水給水ポンプ	全設備に対し	2 台
25 t 電動天井走行起重機		1 台
吸込側電動ゲートならびに除塵装置		1 式
高圧配電盤		1 式
低圧配電盤		1 式
リレー盤		1 式
机形操作盤		1 式

などである。

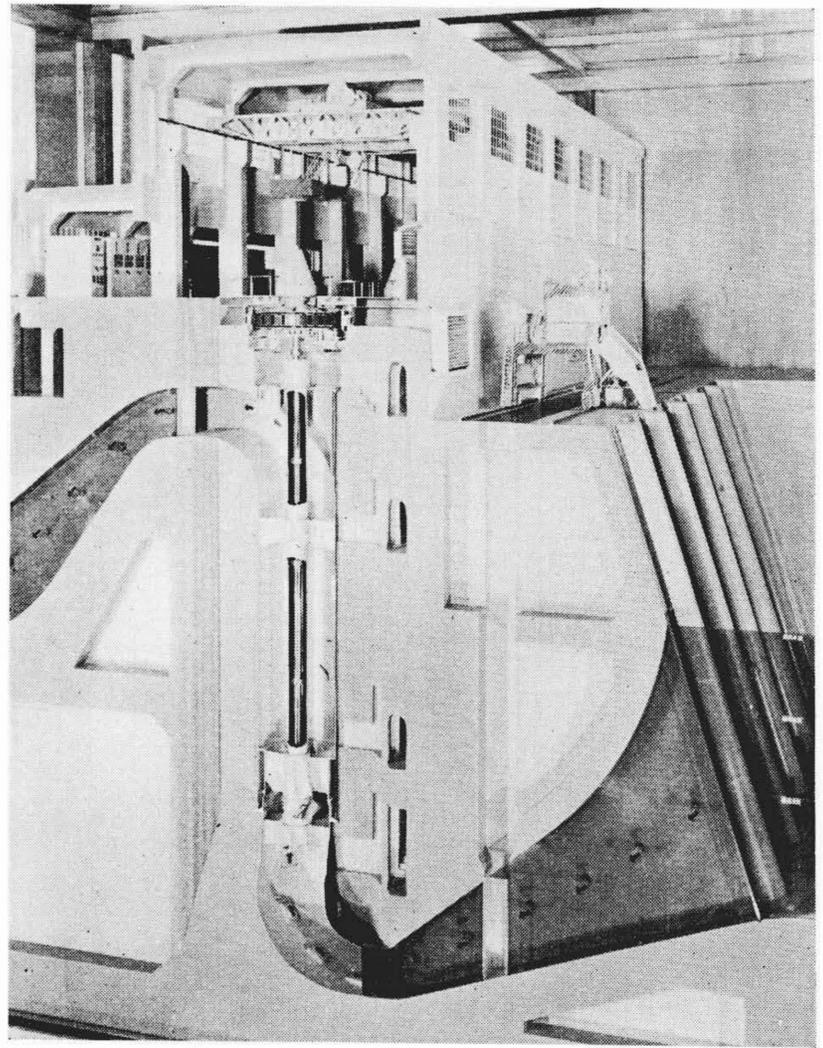
### 2.1.4 ポンプの構造

回転部分は全長約 18 m の主軸およびステンレス鋳鋼製の 4 枚の羽根と内部に可動翼機構をもつ羽根車ボスから成る。

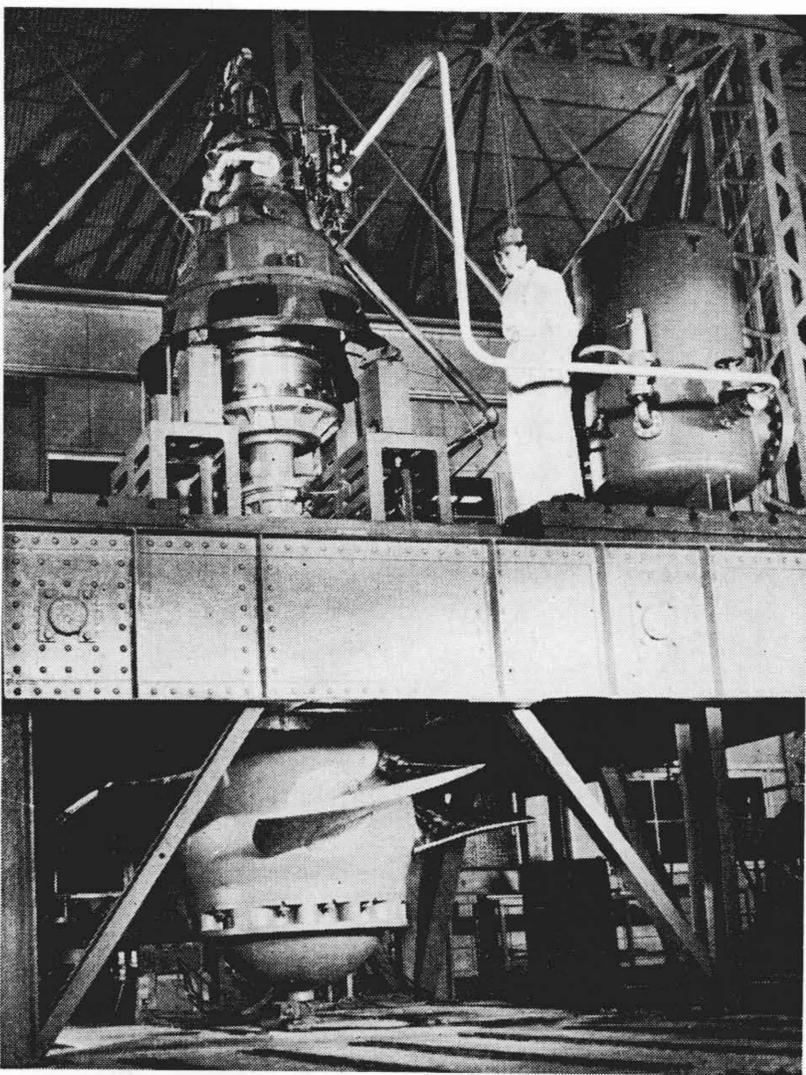
固定部分は吸込口エルボ下端から吐出口エルボの上端まで 22.4 m あり、その主要部であるケーシングは鋼板溶接構造ですべて基礎のコンクリートに埋込まれ、コンクリートのライニングの働き



第3図 製作中の案内羽根



第5図 ポンプ設備の縦断模型

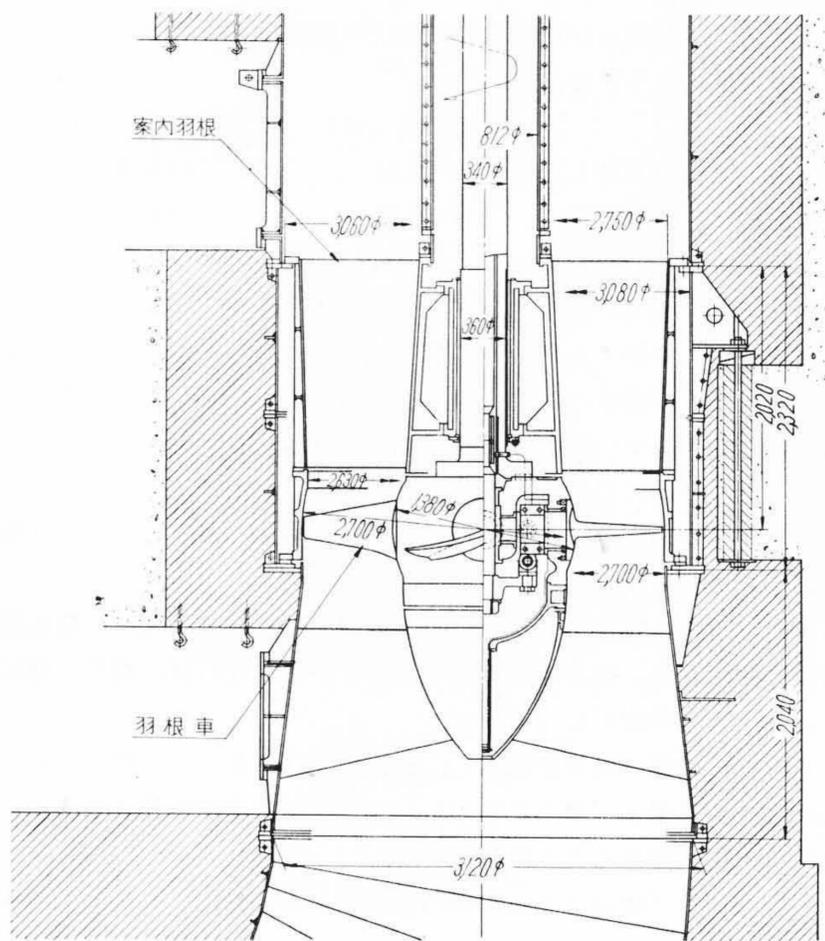


(上部がサーボモータ、配圧弁機構、下部が羽根車)

第4図 翼操作試験

をする。ケーシング内部には拔出し可能な鋼板と鋳鋼からなる案内羽根、中間軸受の支持ブラケットが装入されている。

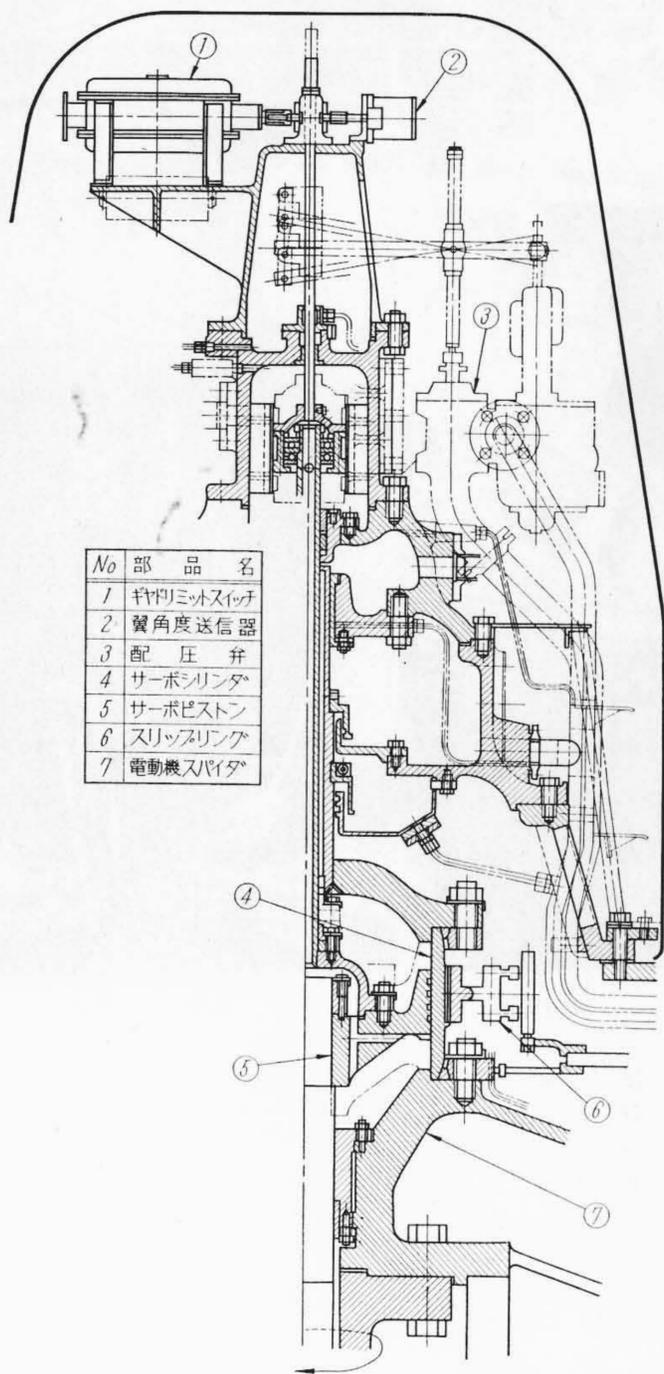
翼操作は常用最高圧力21kg/cm<sup>2</sup>の圧油によって操作される。操作用のサーボモータは主電動機の回転部の上部に収められているので電動機を分解することなくサーボモータ部分の点検を行うことができる。サーボモータの配圧弁、コントローリングモータなどはすべて電動機の上部のカバーの内に収められている。羽根車ボスは密閉され内部には常に潤滑油を充満し、可動翼機構の滑潤の完全を期している。さらに外部からの水の浸入を防ぐため、ボス内部は外部よりも常に高い圧力を保つような構造になっている。また潤滑油量、外部よりの浸水の有無もポンプの最上部にお



第6図 ポンプ下部構造断面図

いて簡単に点検できるような保守上便利な構造となっている。

運転中の翼操作は吐出水路の水位ならびに電動機入力を監視しながら操作室の操作盤から操作できるようになっている。ポンプ起動の際は翼角度を最小にして、起動時の所要トルクを減少させる。停止の際もサイフォンの破壊を容易にするため翼角度を最小角度まで減少させ、真空破壊弁を開いてから電動機の電源が断たれるような機構にしてある。



第7図 サーボモータ部構造断面図

停電時または非常停止の際は自動的に真空破壊弁が開き同時に急速に翼角度が減少する。万一の場合を考慮し電動機、ポンプとも正規速度の225%の逆転に耐えるように設計されている。

軸受は電動機にポンプと電動機の全スラスト荷重を受けるスラスト軸受と、ラジアル軸受（1箇所）があり、ポンプには中間および下部の2箇所にも水潤滑の合成ゴム製の水中軸受を有している。ゴム製の水中軸受としては記録的な大寸法のものである。スラスト軸受の冷却水ならびにポンプ水中軸受の潤滑水のためには別に給水設備が設けられている。

2.1.5 運転制御装置および保安装置

一人制御方式により起動準備から停止に至る一連の操作は操作室の操作盤の順序制御器により容易に行うことができる。

順序制御器による操作の概略は下記のようなものである。

「起 動」

- (1) 潤滑水・冷却水用給水ポンプ起動
- (2) 翼角度 最小角度になる
- (3) 励磁機 起動
- (4) 主電動機 遮断器投入

- ただし(a) 油圧が規定値以上であること。  
 (b) 冷却水・潤滑水用給水弁が開いていること。  
 (c) 給水用の流水継電器が流水を検知していること。  
 (d) 翼角度が最小になっていること。

などがインターロックされている。

- (5) 主電動機 起動 同期化
- (6) 翼角度が所定角度まで増す
- (7) 真空破壊弁が閉じる
- (8) 真空ポンプ 起動
- (9) 主ポンプサイフォン頂部の排気弁が開く
- (10) 排気完了 検知
- (11) 排気弁が閉じる
- (12) 真空ポンプ 停止
- (13) 主ポンプ 完全揚水開始

翼角度は操作盤の翼操作作用開閉器により任意に翼角度調整ができポンプの吐出量を制御できる。

「停 止」

- (1) 翼角度 最小角度になる
- (2) 真空破壊弁が開く
- (3) 主電動機 遮断器 断
- (4) 励磁機 停止
- (5) 所定時間後 給水ポンプ 停止

「自動停止」

吐出側の水位が上昇してくると主ポンプは自動的に順次停止する。すなわち

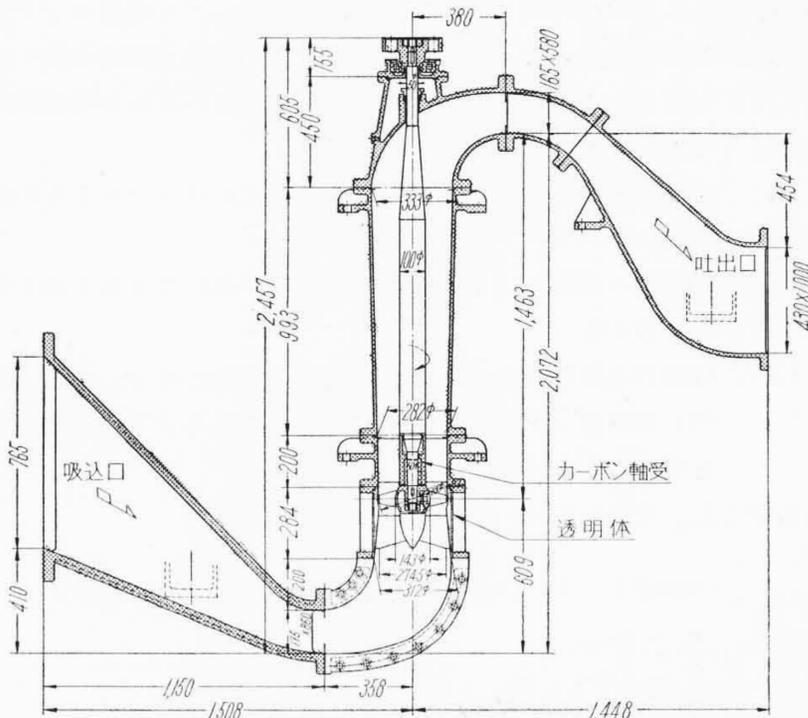
- 吐出水位 +15.24-0.06mで1台停止
- 吐出水位 +15.24-0.03mで2台停止
- 吐出水位 +15.24 mで3台停止

故障発見および保護装置としては警報と非常停止にわけて、スラスト軸受温度上昇、油圧低下、主ポンプ逆転、主電動機 100% 負荷、圧油貯油槽油面異常低下、予備所内排水ポンプ起動、所内排水ピット水面異常上昇、潤滑水冷却水給水ポンプ吐出圧力異常低下、高架水槽水位異常低下、潤滑水冷却水用沈砂池水位異常低下などによって警報を発し、スラスト軸受温度異常上昇、主電動機過負荷、潤滑水冷却水断水、油圧異常低下などによって非常停止をする。

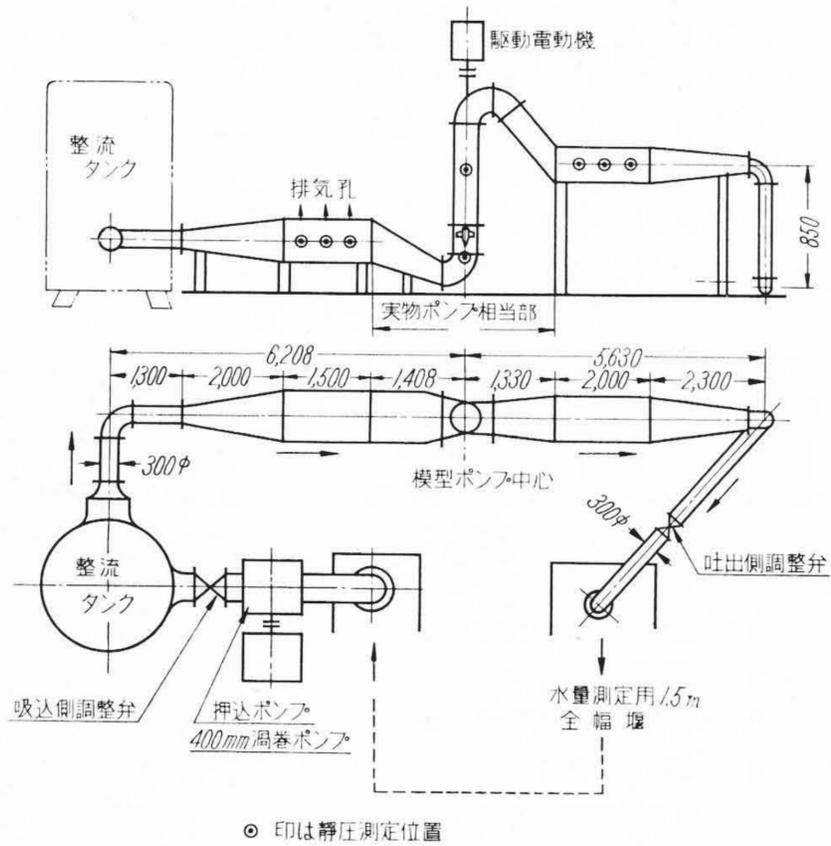
3. 模 型 試 験

3.1 模 型 ポ ン プ

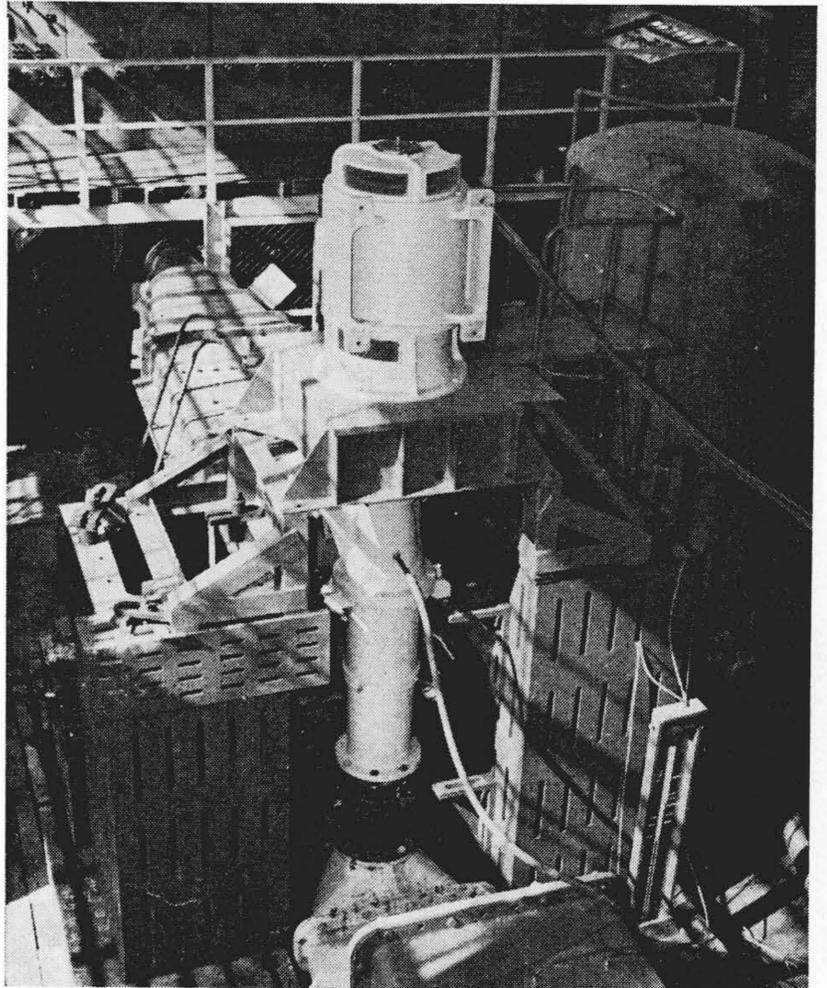
模型ポンプは羽根車外径280mmで、その形状はあらかじめ計画した実物ポンプの形状とほぼ相似に製作された。そして実物ポンプの形状は最終模型ポンプと相似に製作された。模型試験の結果、実



第8図 模型ポンプ断面図



第 9 図 模型試験装置概略図



第 10 図 模型ポンプ

物ポンプの羽根車外径を 2,700 mm としたため最終的な模型比は 1/9.65 である。

第 8 図に模型ポンプの構造を示す。模型ポンプの羽根表面の仕上げあさは 3~4 s 程度で、羽根形状の仕上げ精度は ±0.1 mm である。羽根車の外周のケーシングは透明な合成樹脂で製作され、ストロボライト照射により直接内部が観測できるような構造にした。

エルボ形とベルマウス形の 2 種類のポンプ吸込口を製作し両者の比較試験を行った。

### 3.2 性能の換算

実物ポンプと模型ポンプの間の効率の換算には一般に水車で使用されている Moody の公式が用いられ、またこれが実際とかなりよく一致することが認められているが<sup>(1)</sup>、水量、揚程および軸動力が相似法則による換算値からどのようにずれるかはまだ定説がない。Moody 公式によれば模型比が約 1/10 で模型ポンプの効率が約 70% の時には 10% 以上も実物ポンプの効率が上昇することになるが、この 10% を単なる余裕と見なして設計するにはあまりにも大き過ぎる。Moody 公式は水力摩擦損失から出発している。したがって模型ポンプと実物ポンプの内部損失の差を揚程の差に置き換えることができるものと考えれば、実物ポンプにおいて模型ポンプよりも効率が上昇した分は揚程増加のみになり、実物ポンプと模型ポンプでは比較回転数の異なったものとなる。正しい換算の方法は今後の研究にまたねばならないがわれわれは従来の経験にかんがみ実用的に次のような換算を試みた。

- (1) 最高効率値の換算には Moody の公式が使用できるものとする。
- (2) 軸動力の換算にはいわゆる相似法則が適用できるものとする。
- (3) 効率の上昇した分は揚程と吐出量の増加となり、この増加のし方はポンプの比較回転数が一定であるような変化をす

と仮定した。すなわち

$$\eta_{\max} = 1 - (1 - \eta'_{\max}) \left( \frac{D'}{D} \right)^{1/4} \left( \frac{H'}{H} \right)^{1/10} \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{\eta}{\eta'} = \frac{\eta_{\max}}{\eta'_{\max}} \dots\dots\dots (2)$$

$$\frac{Q}{Q'} = \left( \frac{\eta}{\eta'} \right)^{3/5} \left( \frac{N}{N'} \right) \left( \frac{D}{D'} \right)^3 \dots\dots\dots (3)$$

$$\frac{H}{H'} = \left( \frac{\eta}{\eta'} \right)^{2/5} \left( \frac{N}{N'} \right)^2 \left( \frac{D}{D'} \right)^2 \dots\dots\dots (4)$$

$$\frac{P}{P'} = \left( \frac{N}{N'} \right)^3 \left( \frac{D}{D'} \right)^5 \dots\dots\dots (5)$$

ただし Q: 吐出量

H: 揚程

P: 軸動力

N: 回転数

η: ポンプ効率

η<sub>max</sub>: ポンプの最高効率

D: 羽根車外径 (代表的寸法)

' は模型のものを示す

実物ポンプの最高効率を 87% 以上保証するためにはポンプ前後の暗きょの損失を約 0.3 m と考えれば、この暗きょも含めてポンプであるとした場合 83.5% を保証することになり、これを模型ポンプに換算すれば次のような仕様となる。

羽根車径	280mm
吐出量	14.98 m <sup>3</sup> /min
揚程 (実揚程相当)	6.11m
回転数	1,750 rpm
正規軸動力	21.2 kW
保証すべき効率	70.5%

(実物ポンプの 83.5% に相当)

### 3.3 キャビテーション性能の換算

模型ポンプのキャビテーション試験は実物ポンプの運転条件と Thoma のキャビテーション係数を同一にして行った。

$$\sigma = \frac{h_{sv}}{H}$$

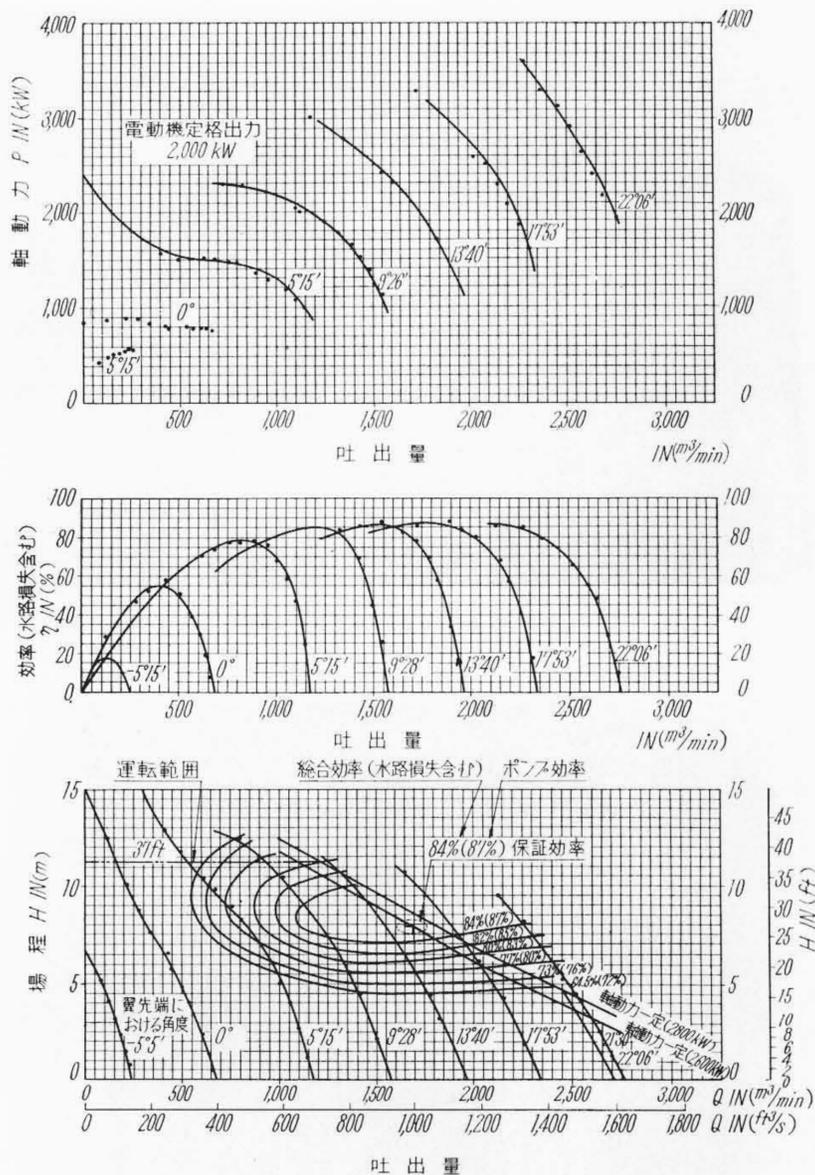
ただし h<sub>sv</sub> (= h<sub>a</sub> - h<sub>vpa</sub> + h<sub>s</sub>)

h<sub>a</sub>: 大気圧

h<sub>vpa</sub>: 蒸気圧

h<sub>s</sub>: 押込揚程 (正の場合)

吸上揚程 (負の場合)



第11図 模型試験結果から換算した実物ポンプの性能

3.4 模型試験方法

第9図に試験装置の概略を示す。模型ポンプに適当な押込揚程を与えるため押込ポンプを設け、このポンプの吐出弁により押込揚程を任意に変えるようにした。さらにこの弁の先に整流タンクを設けた。模型ポンプの前後には整流水路（整流格子入り）を置きこの部分で吸込側静圧および吐出側静圧を測定した。模型ポンプの揚程に変化を与えるために吐出管路に調整弁を置いた。圧力はいずれも水銀柱マノメータ、吐出量は1.5 mの全幅せきを用いて測定した。動力測定は使用電動機をあらかじめ水動力計およびトルクメータにより較正を行い、電動機の入力と出力の関係を求め、電動機入力を測定することによりポンプの軸動力を求めた。

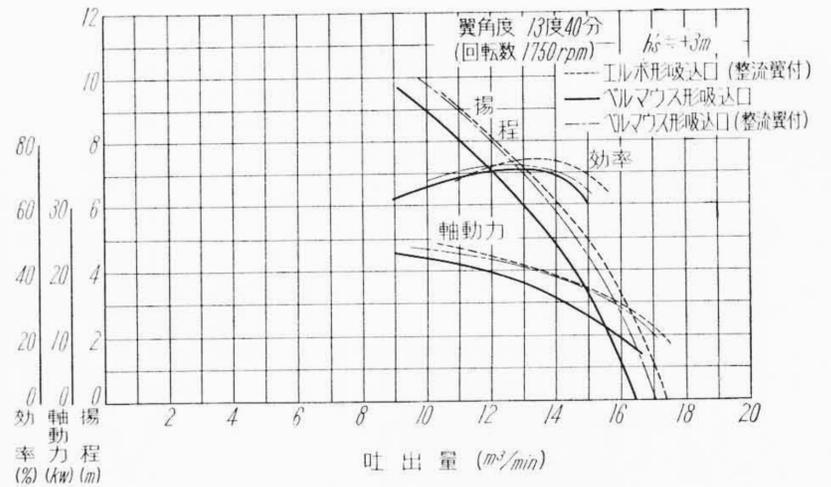
回転数はハスラー形の回転計により測定した。キャビテーション試験の際は水中に空気が吸入されることのないように特に留意した。また透明体のケーシングを透かしストロボライト照射により羽根表面のキャビティ発生状況を直接観察した。

3.5 試験結果

3.5.1 一般性能試験

実物ポンプの運転範囲に相当する7種類の翼角度について性能試験を行った結果、最高効率は73~75%で保証効率の模型ポンプへの換算値70.5%をこす好成績であった。

この結果を(1)~(5)式により実物ポンプに換算したものが第11図に示す実物ポンプの性能曲線図であ



第13図 吸込口の形状の差によるポンプ性能の差異

る。

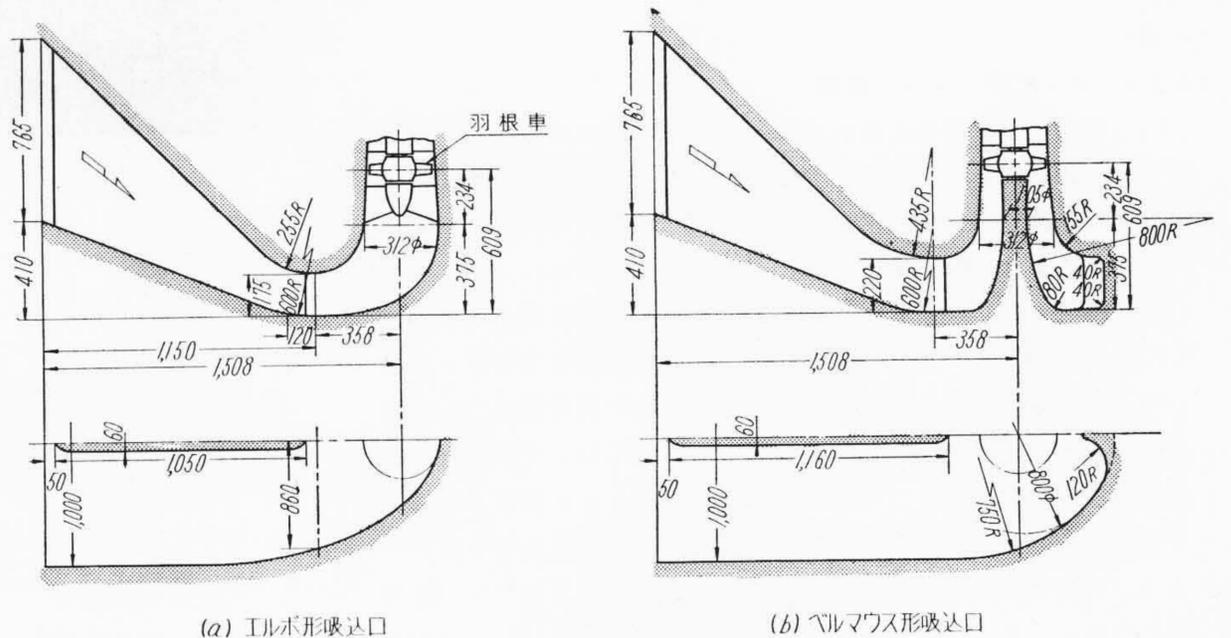
3.5.2 ポンプ吸込口の形状について

ポンプの吸込口の形状はポンプの性能に影響を与えることが大である。またこの形状いかんによっては実物ポンプのための土木ならびにすえ付工事費にかなりの差を生ずる。吸込口の典型的なものとしてエルボ形(第12図a)とベルマウス形(第12図b)が考えられる。第13図は両者の性能の比較で結果はエルボ形のほうがすぐれていることがわかった。また羽根車吸込口の整流翼は有効であることがわかった。エルボ形とベルマウス形の性能の差は、両者の吸込口損失水頭を実験的に調べた結果、主として損失水頭の差によるものであることがわかった。したがって工事費の点からはベルマウス形のほうが有利であるが性能的にすぐれたエルボ形を採用した。

3.5.3 逆流試験

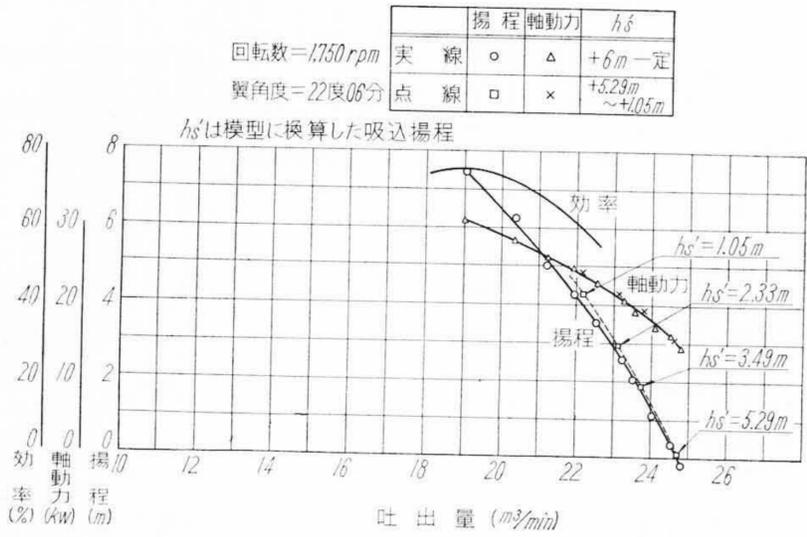
実物ポンプが停止するとき万一真空破壊弁(自動サイフォン破壊弁)が故障して開かない場合は、この操作を手動で行わなければならない。すでに電動機の電源が遮断されている時はこの間にポンプの回転は急速に減じ、逆流、逆転を起しついでにはポンプの特性と落差によって定まる一定速度すなわち無拘束速度に達する恐れがある。

逆流試験の結果、正規翼角度付近のある翼角度で最大の無拘束回転数になり、その時の回転数は正規揚程が落差としてかかった場合にポンプとしての正規回転数の-140~-150%に達することがわかった。もちろん落差が増せば無拘束回転数も増し、実物ポンプにおいて起りうる最高落差においては正規回転数の-170%

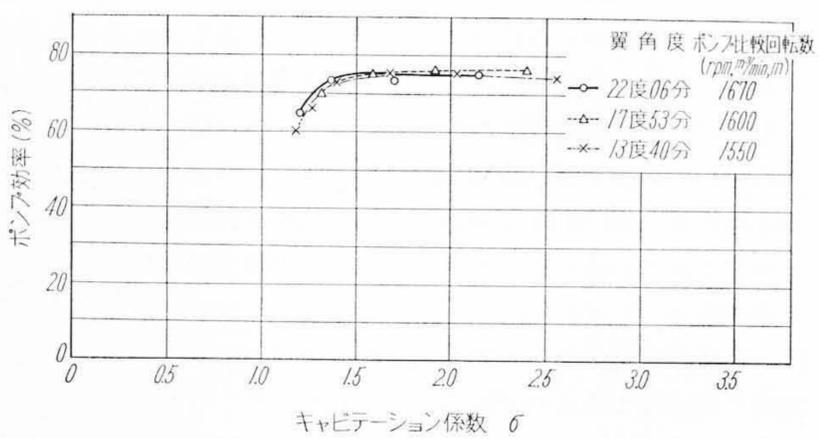


(a) エルボ形吸込口 (b) ベルマウス形吸込口

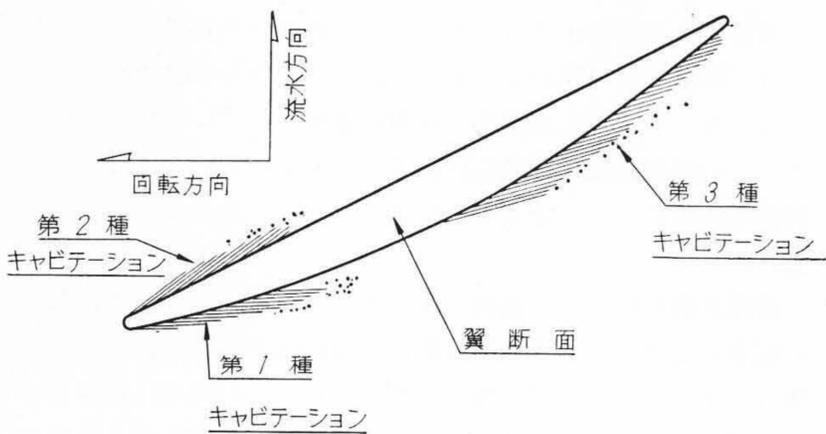
第12図 吸込口の形状



第 14 図 実物の最悪条件相当の吸込条件で行った模型ポンプのキャビテーション性能試験結果



第 15 図 限界キャビテーション係数と翼角度の関係



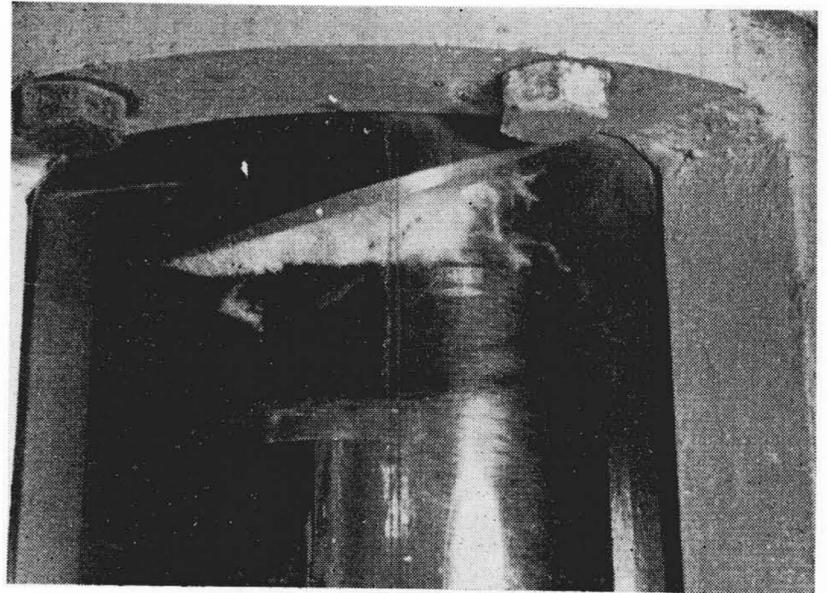
第 16 図 翼面上に発生するキャビテーションの発生部位による種別

に達した。

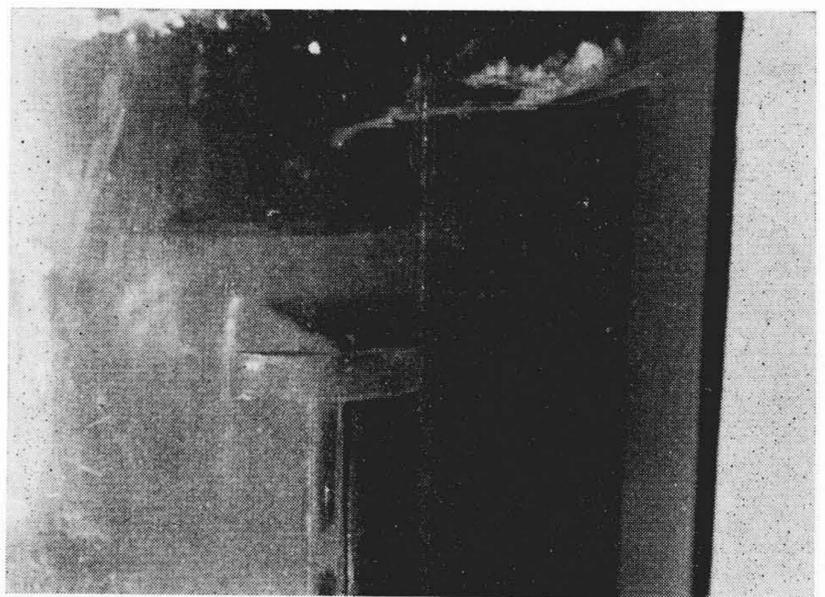
### 3.5.4 キャビテーション試験

(1) 実物ポンプに与えられる最悪の場合に相当する条件で模型ポンプの押込揚程を変えて性能試験を行った結果を第 14 図に示す。この試験で実物ポンプのあらゆる運転範囲においてキャビテーションによる性能の低下がないことが推定できる。

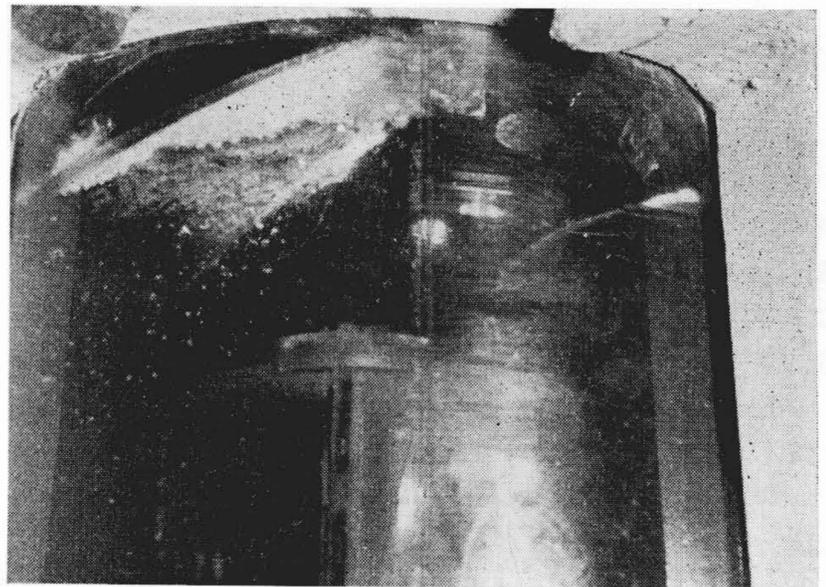
(2) 軸流ポンプのキャビテーション現象を詳細に調べるためさらに条件をかこくにして試験を行い、翼表面に発生するキャビテーションを観察した。常用運転範囲の 3 種類の翼角度について押込揚程 (または吸上揚程) を変え効率最高点において性能低下を起す限界点を求めた。この結果をキャビテーション係数  $\sigma$  を使って整理したものが第 15 図である。翼面上に発生するキャビテーションの発生部位による種別はすでに名付けられており<sup>(2)</sup> 第 16 図にこれを示す。このほかに水が羽根車の外周とケーシングとの隙間を高圧側から低圧側に逆流するために起るチップキャビテ-



第 17 図 第 1 種キャビテーションの発生状況



第 18 図 第 2 種キャビテーションの発生状況



第 19 図 第 3 種キャビテーションの発生状況

ションが認められる。

#### (a) 第 1 種キャビテーション

第 1 種キャビテーションはまず羽根車外周の翼前縁低圧側に発生し、水量が効率最高点よりも少なくなるに従ってボス側の羽根の付根まで成長し、さらに水量が少なくなると低圧側の翼面上で流れがはく離を起し著しい騒音を発し、激しくなるとチップキャビテーションと一緒にいづれとも判別がつかないようになって、翼後縁に向って広がる。(第 17 図)

#### (b) 第 2 種キャビテーション

翼の圧力側の前縁に発生し、水量が効率最高点より大となれ

ばなるほど発生量もふえる。(第18図)

実験の結果によれば第1, 2種キャビテーションの発生は吸込圧力の高低よりも運転点が正常点(効率最高点)から離れるための影響のほうが大であることが認められた。また第1, 2種のみではポンプ性能に影響を及ぼすことはなかった。

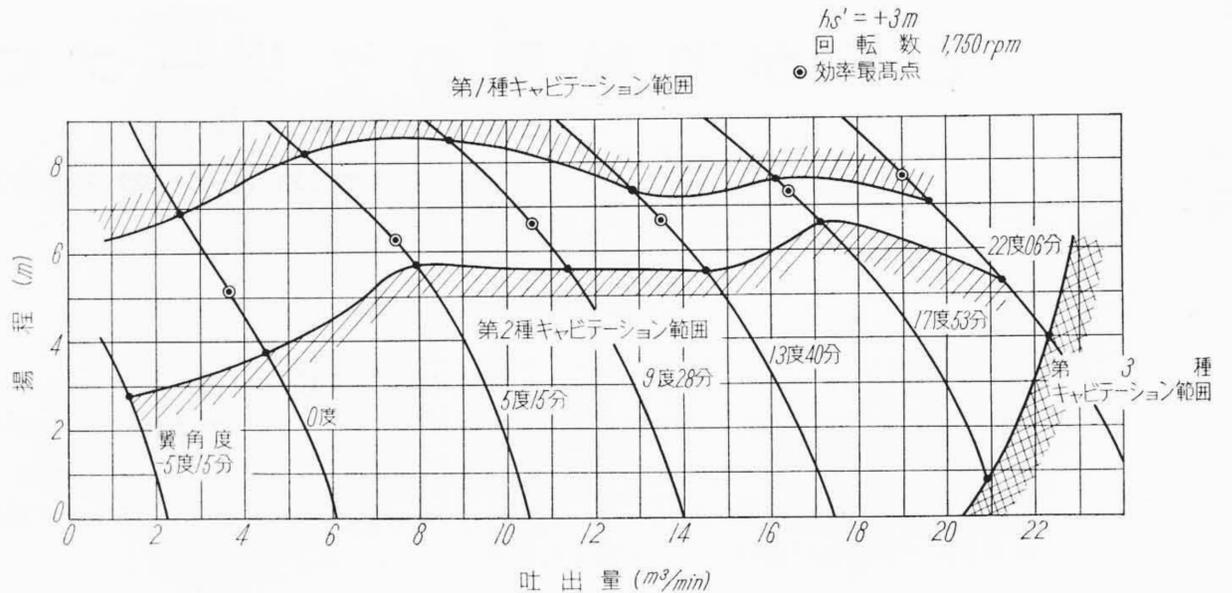
(c) 第3種キャビテーション

翼の低圧側表面, 中央より後縁に至る間ほぼ羽根外周より付根にわたって発生し, 吸込圧力が著しく低い場合や翼角度が大で水量が多く羽根車と水の相対速度の大なるほどその発生は著しく, ポンプ性能に影響を与えることが大である。(第19図)

第1, 2種および第3種キャビテーションの発生範囲を観測し, これを吐出量, 揚程座標上に示したものの一例を第20図に示す。本図において第3種の初生点をこえたところからポンプの性能低下が現われてくると考えてよい。

4. 結 言

揚, 排水機場の集中化にともないポンプの単位容量も次第に大形化の傾向にあり, このため当然模型ポンプによる受渡し性能試験が行われることになるが, ここで問題になるのはすでにのべた性能の換算方法である。ポンプにおいても最近この方面の研究の必要が認



第20図 各種キャビテーションの発生範囲の一例

められ開発されつつあるが<sup>(3)</sup>, これが早急に規格化されることが切望される。

終りに本機的设计ならびに模型試験を行うに当り種々ご指導をいただいた日立製作所日立工場高木部長, 深栖課長ならびに亀有工場小堀課長, 本多課長をはじめご指導ご協力をいただいた各位に厚くお礼申しあげる次第である。

参 考 文 献

- (1) A. J. Stepanoff: Centrifugal and Axial Flow Pumps 326 (1948)
- (2) 沼知福三郎: 東北大速研報告 1
- (3) 黒川恒勝: 機学誌 62, 960 (昭 34-6)



特 許 の 紹 介



特許第239323号

大井田 浩

電 磁 石 装 置

一般に交流電磁石はうなりが大きく, 整流器を用いて直流電磁石に置きかえればこれを防ぐことはできるが, 整流器に電磁石起動時における大きな励磁電流を供給するに十分な容量を持たせる必要から装置が大形高価になる。

そこでこの発明は図示のように3脚鉄心を使用し, その外側2脚に設けた交流線輪を極性が同じ向きになるように直列に接続するとともに, 中央脚に直流線輪を設けて整流器を通じて励磁するようにし, 接極片と連動する開閉器により接極片の吸引初期には交流線輪単独またはこれと直流線輪を同時に付勢し, 吸引終期には直流線輪だけを付勢してこれにより吸引状態を保持するようにしたものである。こうすれば交流電磁石の欠点とするうなりが除かれ, しかも電磁石起動時の励磁アンペアターンは全部あるいは大部分交流線輪によって得られるから, 整流器としては吸引状態を保持するに必要なだけの小容量のもので足り, 全体として小形安価になる。なお交流線輪により生ずる磁束は鉄心中央脚において互に打消されるから直流線輪に交番電圧が誘起されるようなことはない。

(坂本)

