

東北電力株式会社 納

沼沢沼揚水発電所用ポンプのキャビテーション
に対するモデル実験

*横山重吉

Model Test on Cavitation Characteristic of Pumps for
the Numazawanuma Pumped-Storage Power StationBy Shigeyoshi Yokoyama
Kameari Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

In an effort to work out a prototype pump with a good cavitation characteristic to be most suitable for the job mentioned in the heading, a series of research was conducted using various model pumps (model ratio 5.88), which were varied in several main parts, such as impeller, guide vane, suction casing, return path, etc. The test results clarified the following facts:—

- (1) Larger eye diameter and larger inlet angle of vanes give better result.
- (2) Thin vane tip at inlet yields good results.
- (3) The effect of curvature of the inner shroud of impeller is not obvious.

From the H-Q curves of the final model pump and using the Thoma's cavitation coefficient σ , the author presumed the cavitation phenomena which would occur in the prototype pump when operated under the worst running condition and recognized that the H-Q curve of model pump, corresponding to the lowest suction level (1.1 m above the center of pump axis) of the prototype pump, should lie between two H-Q curves for 0.234 m suction head and -0.347 m.

When the model pump is operated at the 0.234 m suction head, cavitation phenomena do not occur at the maximum specified discharge, so that the prototype pump is also free from cavitation at the maximum discharge.

〔I〕 緒 言

沼沢沼揚水発電所に用いる揚水ポンプは画期的大規模なポンプ設備であり、今回日立製作所でこれを製作するに際して一般性能は勿論、キャビテーションに対しても十分考慮する必要があるので実物と相似にして総揚程の同一なモデルポンプによつて種々実験研究することにした。

モデルポンプの設計は昭和 24 年 7 月に着手し、実験

* 日立製作所亀有工場

は昭和 25 年 3 月から開始した。まず実物ポンプに対して定められた吸込水位に於てキャビテーションに対して十分良好な性能が期待できるポンプを見出すため種々モデルポンプの主要構成部品を取換え、多数の組合せのモデルポンプの実験を繰返えし良好なる性能を示すポンプを求めた。

これに基づいて得られた実物ポンプと相似の最終的なモデルポンプによつてキャビテーションの発生状況を調査し、これより実物ポンプのキャビテーションに対する性能を推測した。

〔II〕 実物ポンプ⁽¹⁾の概略

沼沢沼発電所は福島県大沼郡沼沢沼村の沼沢沼に豊水期又は深夜に他の余剰電力を利用して只見川より揚水して、渇水期に基準落差約 200 m を利用して発電するものである。揚水用として口径 1,500 mm 横軸両吸込二段のタービンポンプ 2 台を設置する計画であり、このポンプの仕様は第 1 表に示す通りである。このポンプは水車直結の三相交流同期発電機の軸端に取付けて運転される。このポンプの吸込側水位は第 1 図の如く変動する。即ちポンプの軸心に対し最高水位では押込 4.1 m, 平常水位では押込 2.3 m, 最低水位では押込 1.1 m になる。

〔III〕 モデル ポンプ

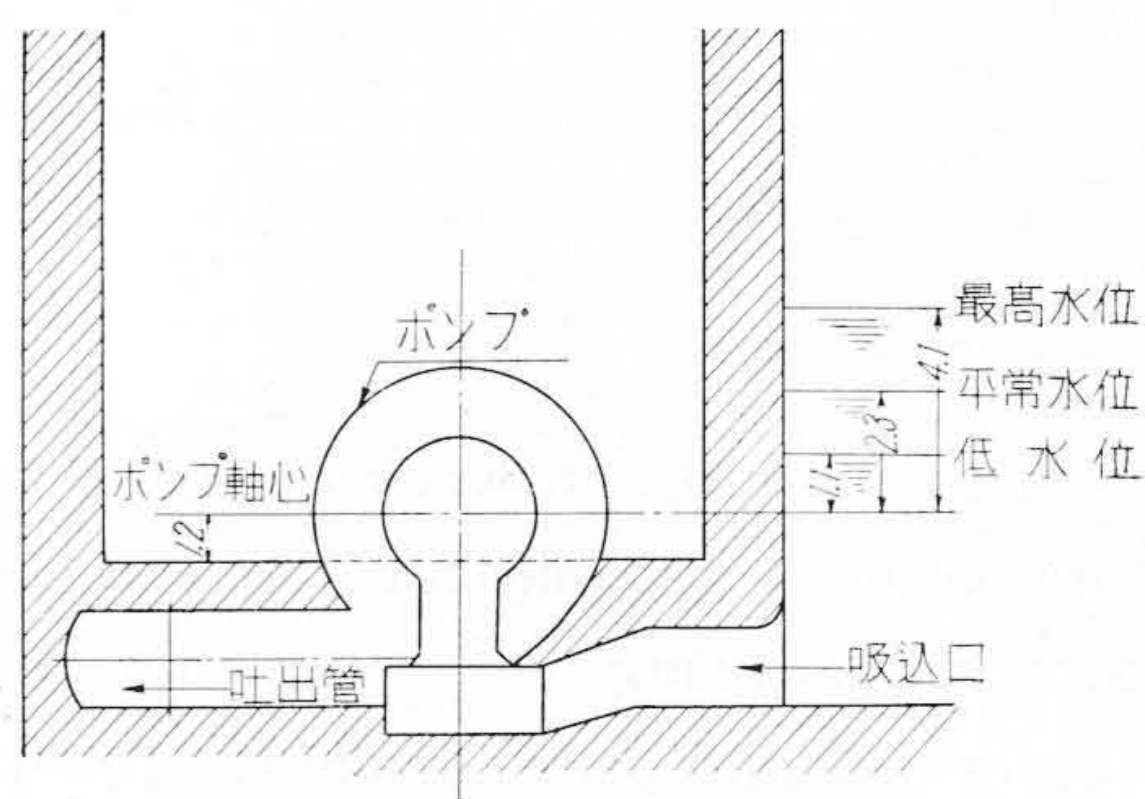
モデルポンプは実物と相似形であつてその仕様は相似の法則に従つて定め、且つキャビテーションを同一の状態におくために総揚程は実物と同一とした。また実験設備の容量も考慮してモデル比 5.88 のものを製作した。その仕様は基準に於て総揚程 211 m, 揚水量 13.6 m³/min, 回転数 2,940 r.p.m. である。この構造は第 2 図に示す如く両吸込二段のタービンポンプであり、これを一段目と二段目とを別々に組立てることもできるようになつてい

第 1 表 実物 ポンプ の 仕様

Table 1. Specifications of Prototype Pump

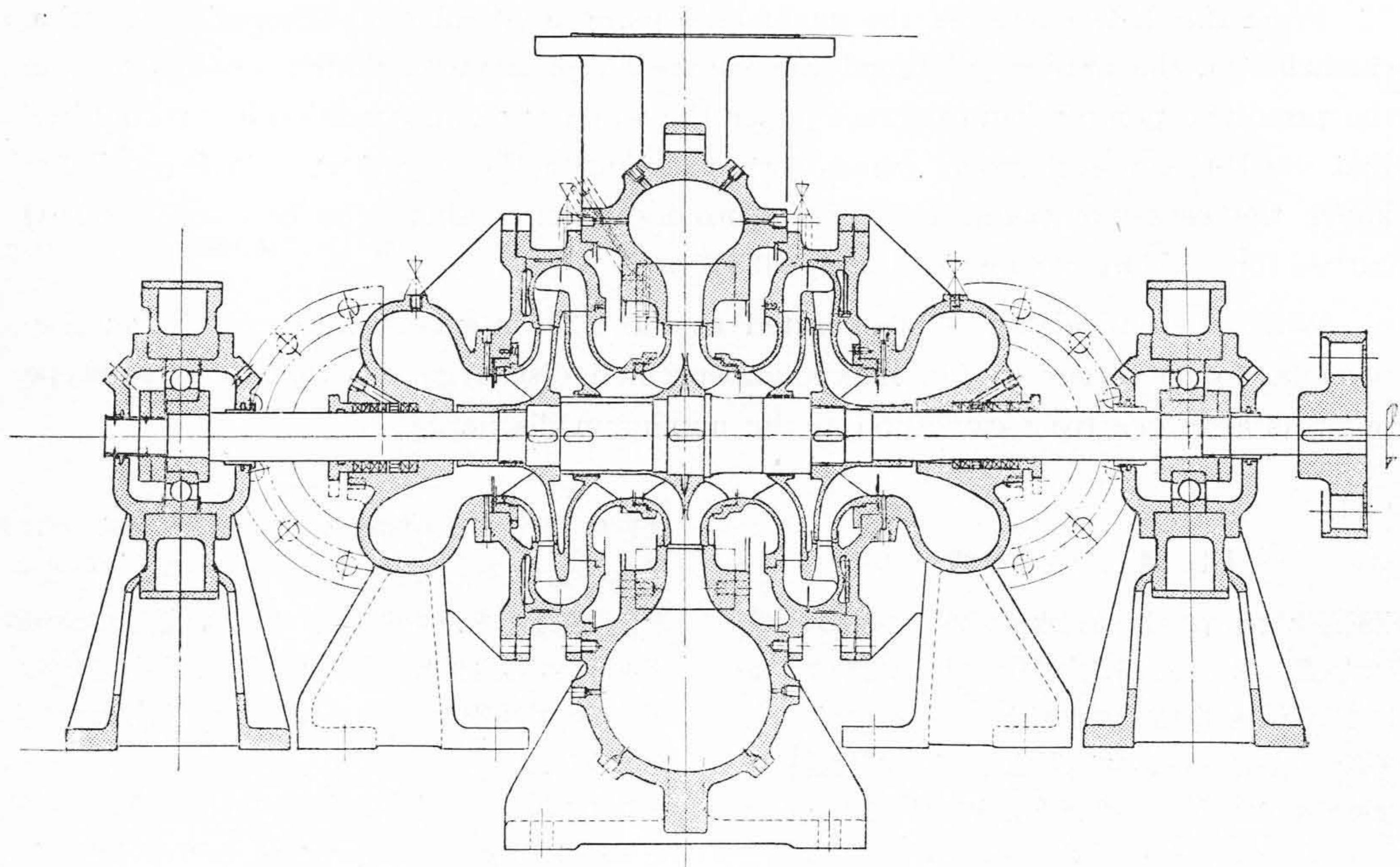
	揚水量 (m ³ /sec)	総揚程 (m)	軸動力 (kW)
最大揚水量	8.85	194.8	21,000
基準揚水量	7.9	211.	20,000
最小揚水量	6.95	226.2	19,000

〔備考〕 回転数 500 r.p.m.



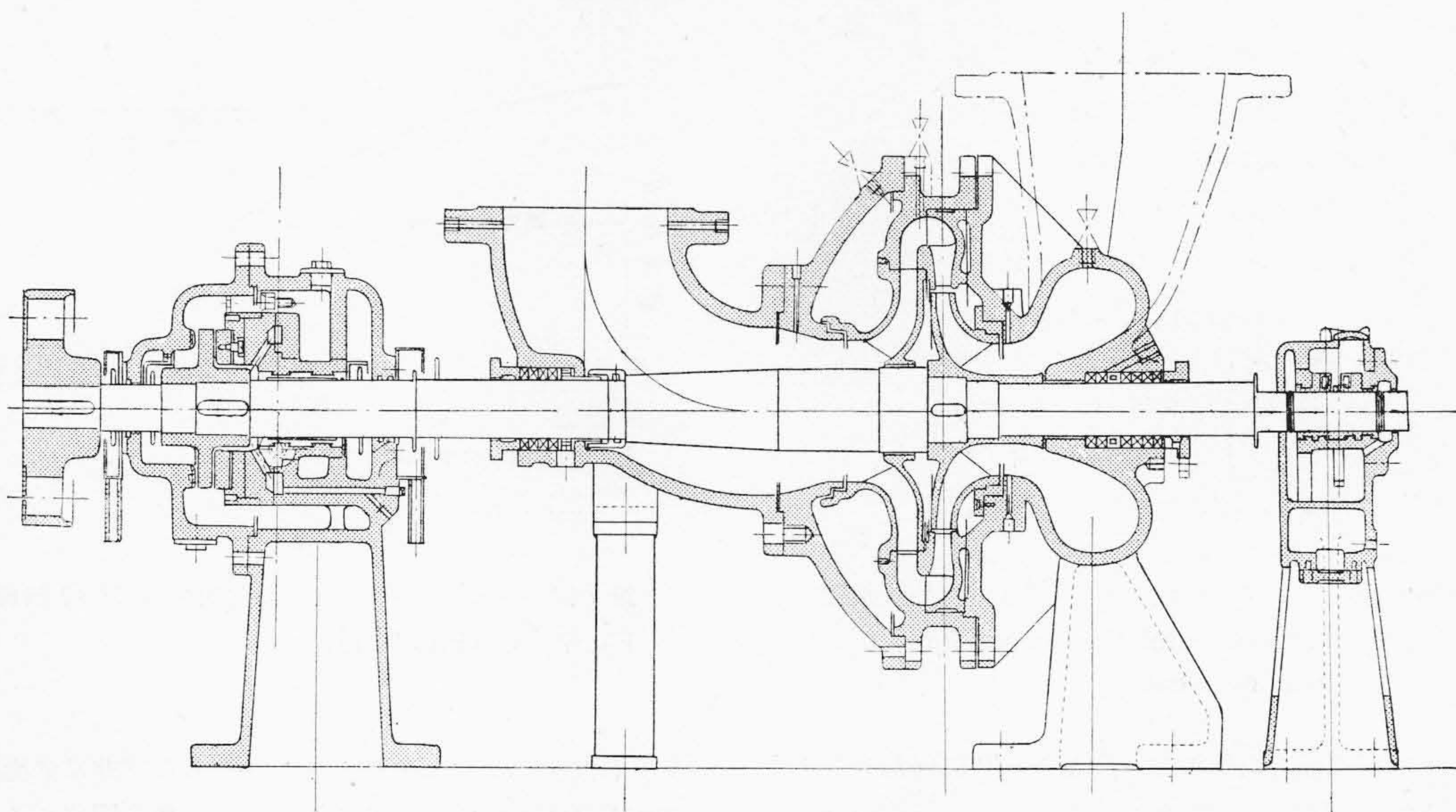
第 1 図 吸 込 側 水 位

Fig. 1. Suction Level for Prototype Pump



第 2 図 モデル ポンプ

Fig. 2. Model Pump



第3図 一段目モデルポンプ
Fig. 3. First Stage Model Pump

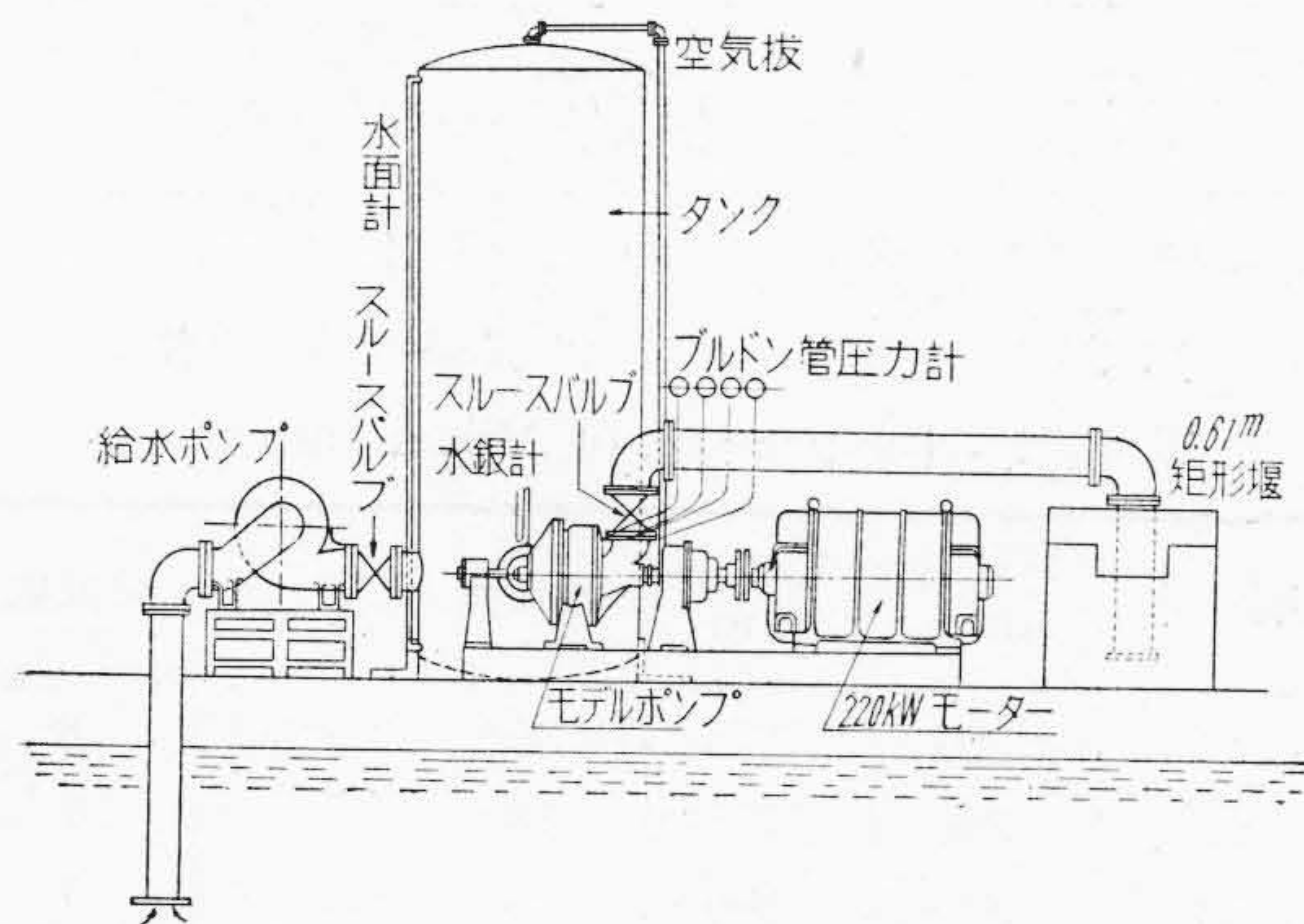
る。キャビテーションに対しては一段目のモデルポンプについて実験することとした。一段目モデルポンプは第3図に示す如く片吸込一段のタービンポンプである。このポンプに於てその主要部品の羽根車、導き羽根、吸込口及び水返し通路等を種々変更してこれらのキャビテーションに対する影響を実験した。

〔IV〕 実験方法

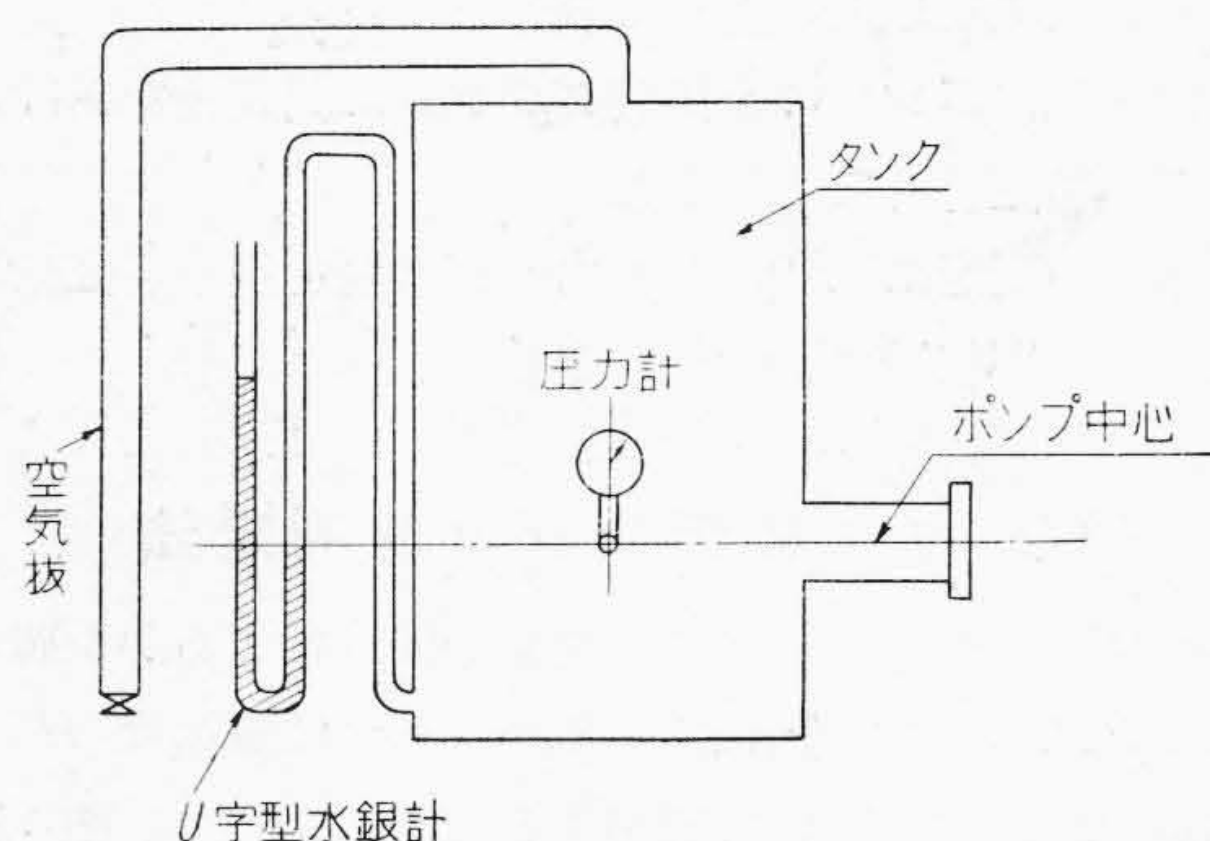
実験装置は第4図に示す通りである。吸込揚程を種々に変えるために直径2m、高さ4mのタンク内に別の

ポンプによつて給水し、このポンプのスルースバルブを加減して適當の水面を保たせ所要の水位をモデルポンプに与えた。吸込水位は軸心下0, 0.5m, 1m及び2m, 押込水位は軸心上5m, 3m, 2m, 1m及び0.5mにそれぞれ変化した。押込水位が4m以上のときは第5図の如くタンク給水ポンプのスルースバルブを開けてタンク内に水を充満させた後タンク内空気抜きを密閉し、更に給水ポンプのバルブを操作して所要の押込水位を与えるようにした。

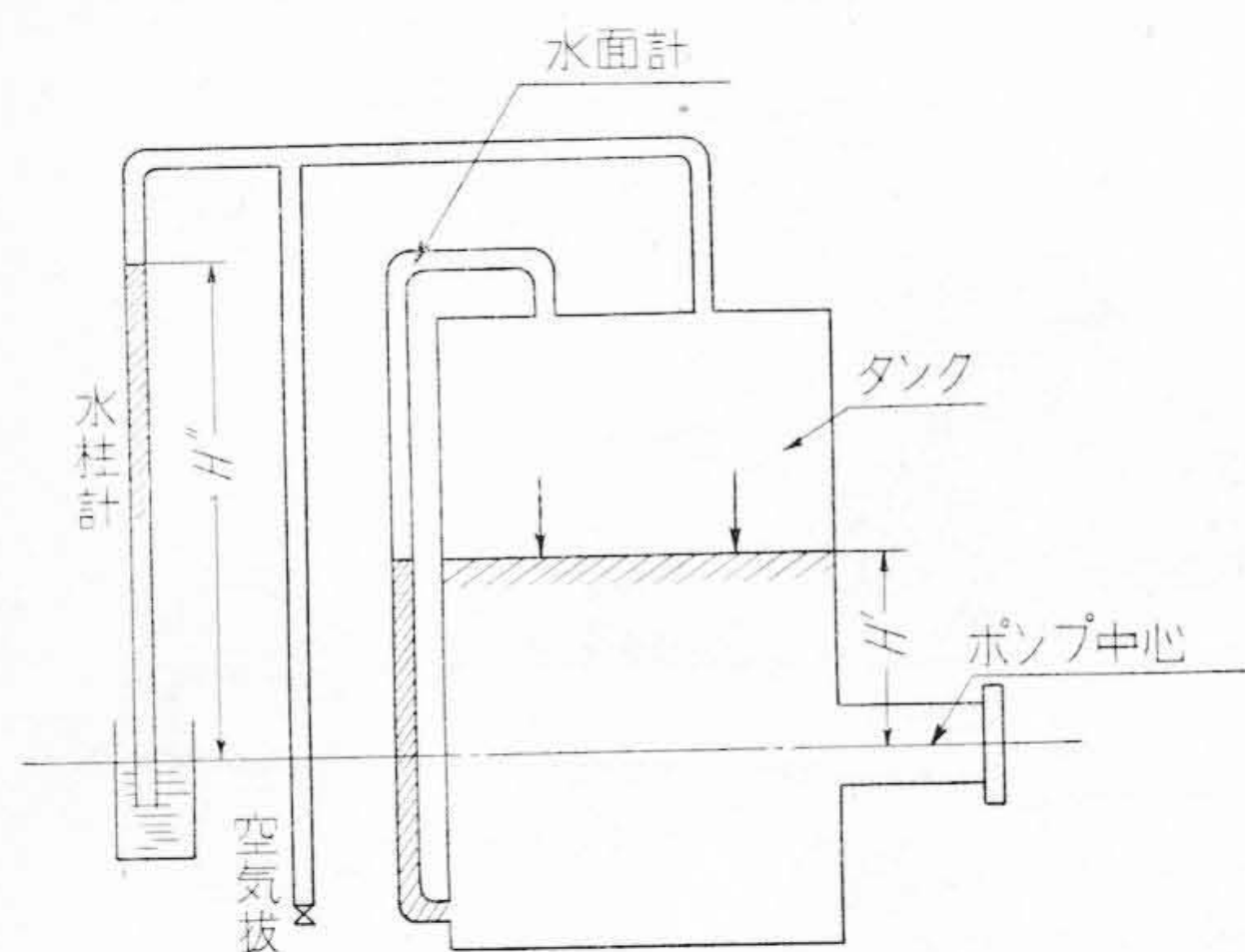
押込が4m以下の場合には第5図の空気抜を開き、



第4図 モデルポンプ実験装置
Fig. 4. Experimental Apparatus for Model Pump



第5図 モデルポンプに押込(4m以上)を与える装置
Fig. 5. Experimental Equipment for >4m Suction Head



第6図 モデルポンプに吸込を与える装置
Fig. 6. Experimental Equipment for <0 Suction Head

タンク内の水面を自然のまま所要の高さに保たせるように給水ポンプのバルブを加減した。次に吸込の場合には前と同様にタンク内に水を充満した後タンク内空気抜きを密閉し、ポンプのバルブを閉じて水面を下げるとタンク内の圧力は大気圧より H'' (第6図) の水柱に相当するだけ低くなる。このときのタンク内の水面の高さ H' は水面計で測られるから、この場合の吸込水位 h_{sa} は次式で表わされる。

$$h_{sa} = H'' - H'$$

モデルポンプの吸込口のフランジに4箇の測定孔を設けU字型水銀計を用いて静圧を測定し、測定値は算術平均した。この値をポンプ軸心に対する値に換算し、水柱で表わしたものを G とする。この測定点の流速を V_s とすれば吸込揚程 H_s は次式で表わされる。

$$H_s = G - \frac{V_s^2}{2g}$$

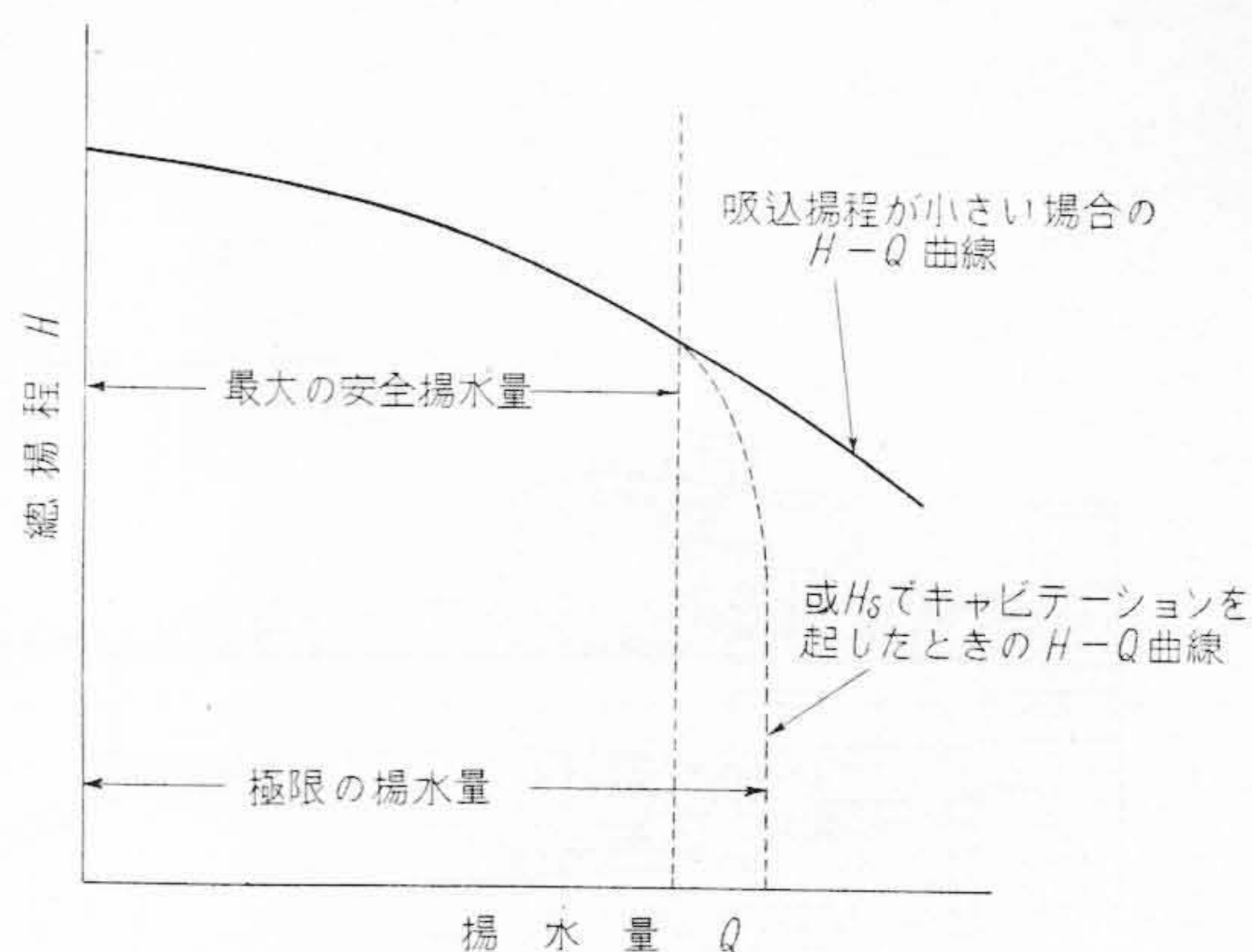
ただし g は重力の加速度、 G の符号は大気圧以下のときは正号、大気圧以上のときは負号とする。

吐出揚程はポンプの吐出側フランジに測定孔をあけ、ブルドン管圧力計で測定した。

揚水量の測定には 0.61 m 巾の矩形堰を用い、回転数はハスラー回転計によつて測定した。

〔V〕 キャビテーション判定法

ポンプのキャビテーション現象が何時始まるかを確かめることはなかなか困難であるが、筆者は総揚程 H と揚水量 Q 曲線に就いて観察する方法によつた。種々吸込揚程を変えたときの $H-Q$ 曲線に於てキャビテーションが始まる点とは H_s が小さく、当然キャビテーションが起きていないと考えられる場合の $H-Q$ 曲線から H_s の大きな場合の $H-Q$ 曲線がはなれようとするところで



第7図 キャビテーション限界を示す $H-Q$ 曲線
Fig. 7. Cavitation Limit

あり、完全にキャビテーションを起した状態は直線的に曲線が降下したところであるとする。第7図はある H_s にて運転したポンプについてキャビテーションに対して安全な最大揚水量と極限の揚水量とを示している。また特に羽根車の優劣を論ずるには、キャビテーション係数 $\lambda^{(2)}$ を用い、最終的なモデルポンプの性能から実物ポンプの性能を推定するにはトーマのキャビテーション係数 $\sigma^{(2)}$ を用いた。

〔VI〕 主要部品のキャビテーションに及ぼす影響

(1) 羽根車

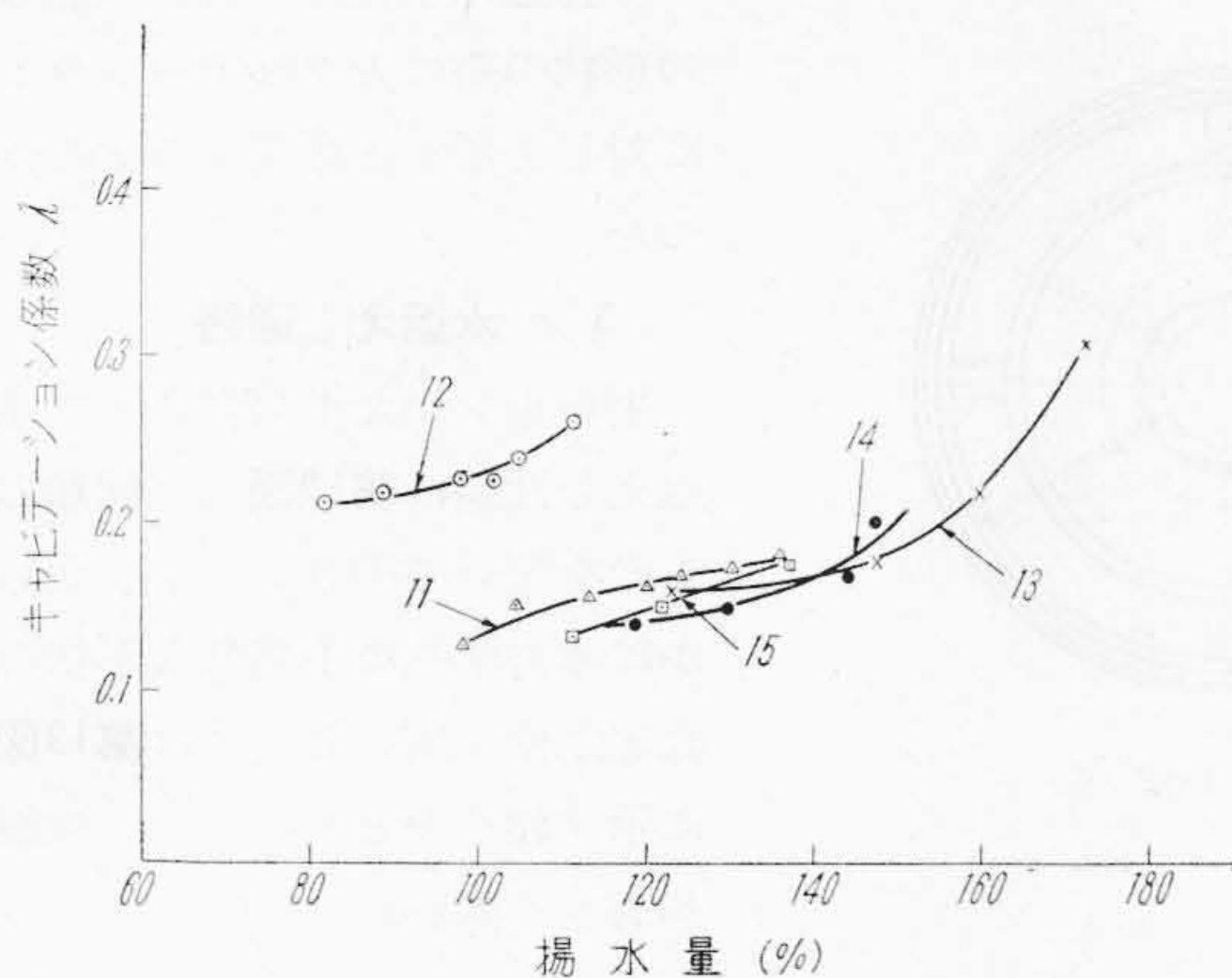
羽根入口の形状の異なる五種類 (第2表) の羽根車に就いて実験した。これらの実験で得られた各々の $H-Q$ 曲線から λ の実験値を求めるには次式によつた。

$$\lambda = \frac{\frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_c}{\gamma} - H_s' - \frac{V_1^2}{2g}}{\frac{W_0^2}{2g}}$$

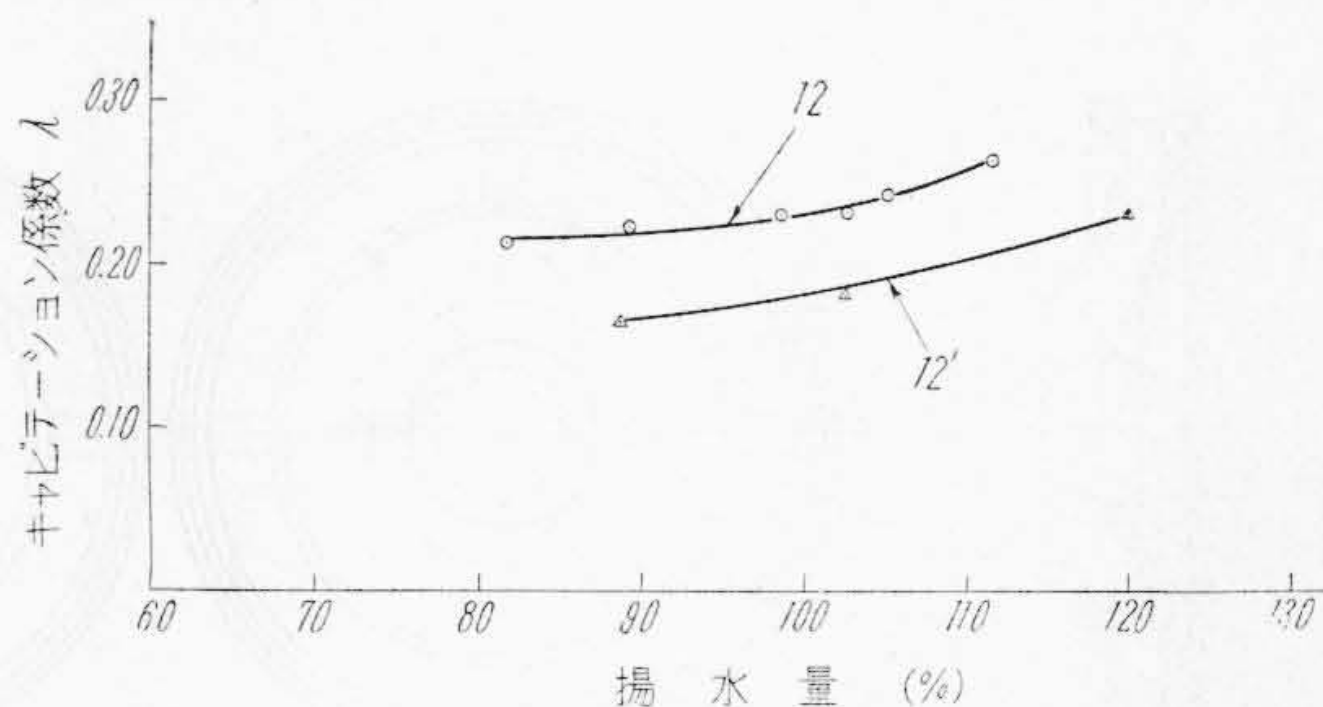
第2表 モデルポンプ羽根車の寸法
Table 2. Dimensions of Model Impeller

羽根車	外径 mm	入口径 mm	出口角	入口角	羽根数
11	304	175	30°	25°50'	8
12	300	175	18°	17°	7
13	300	190	25°	23°20'	7
14	300	190	25°	23°20'	7
15	270	175	25°	23°	8

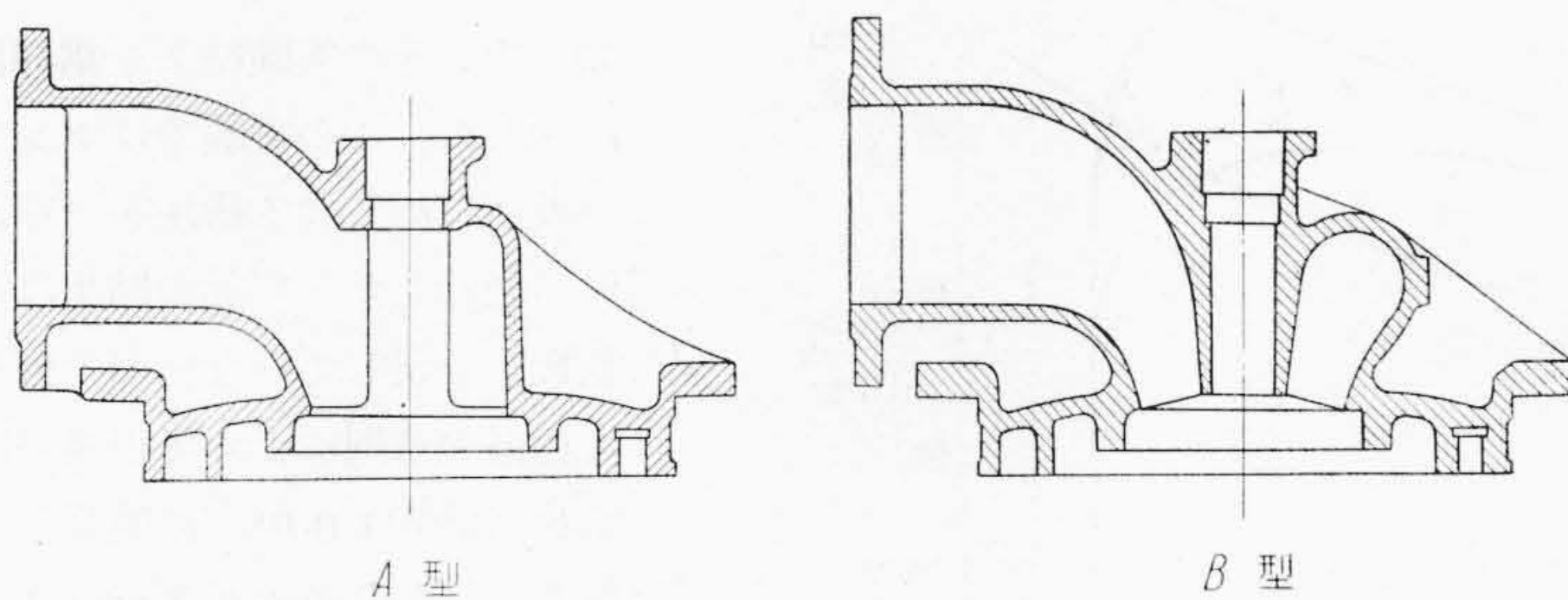
〔備考〕 入口角は羽根中心に於ける値



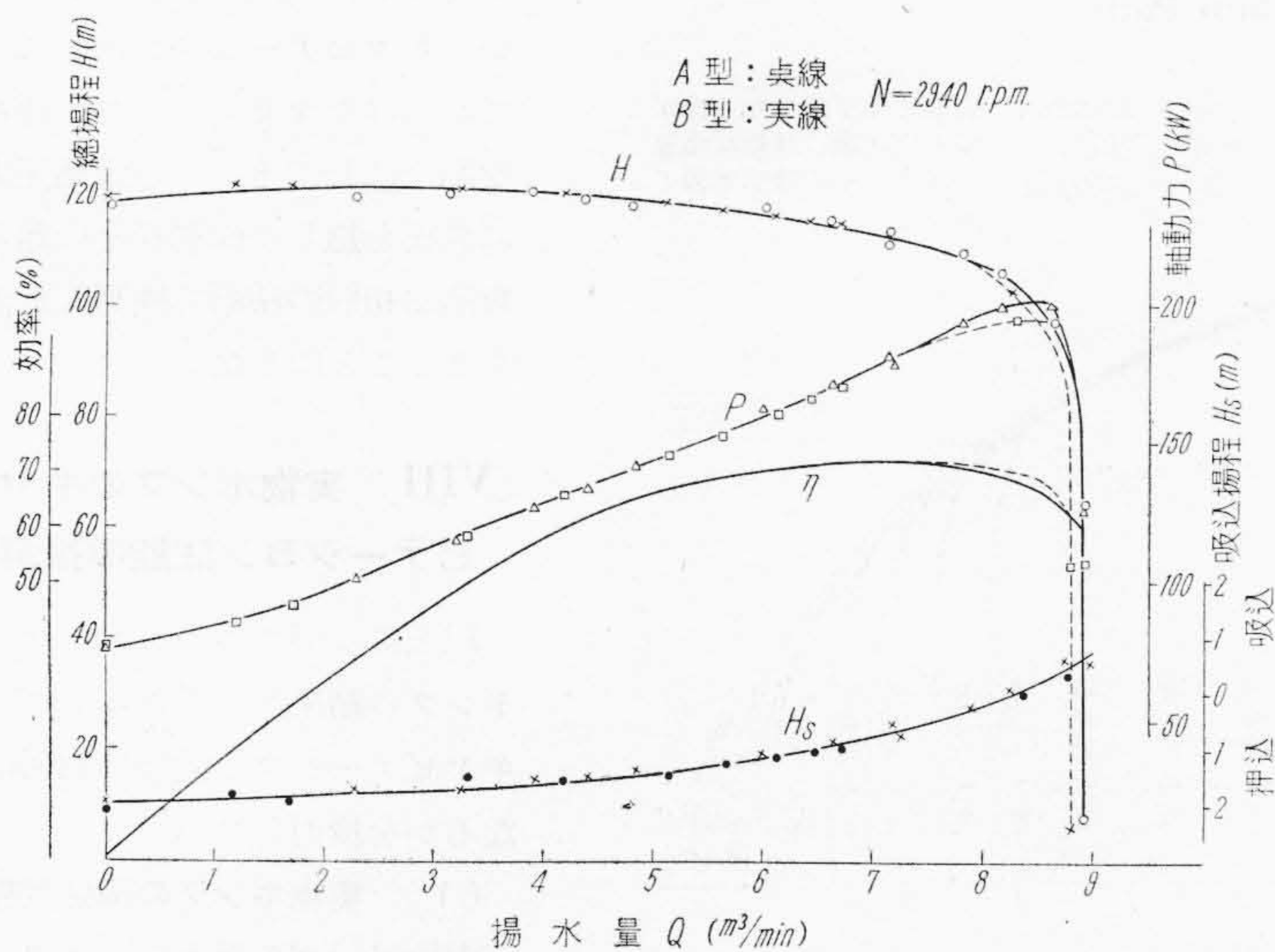
第8図 各羽根車の λ - Q 曲線
Fig. 8. λ - Q Curves of Impellers



第9図 羽根の尖端の形状の影響
Fig. 9. Effect of Impeller Tip Form



第10図 吸込口断面図
Fig. 10. Cross Section of Suction Casing



第11図 吸込口の相異による影響
Fig. 11. Effect of Suction Casing

$\frac{Pa}{\gamma}$: 吸水面に作用する絶対圧力に相当する水頭。吸水面が大気に開放されている場合は大気圧に相当する。

$\frac{Pc}{\gamma}$: 水の蒸気圧力に相当する水頭。

Hs' : キャビテーションを起したときの吸込揚程

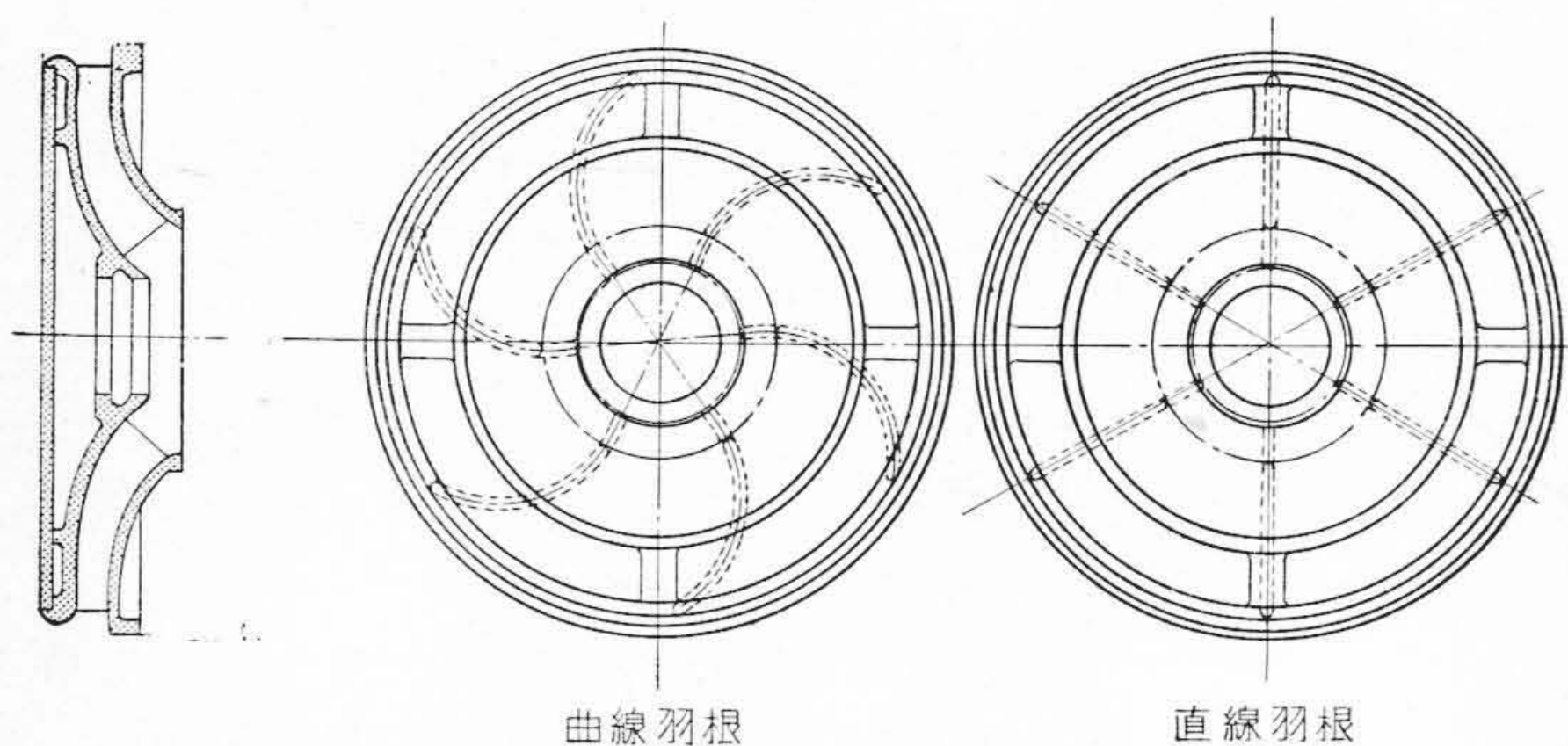
V_1 : 羽根入口に於ける水の絶対速度

W_0 : 羽根入口に於ける水の相対速度

押込水位 3m の場合に於ける各羽根車の λ と揚水量 (基準揚水量を 100% として % にて表わしたもの) との関係を図示したものが第 8 図である。図に於て 12 なる羽根車は λ が大きくキャビテーションに対して不利である。この羽根車は第 2 表に示すように入口角は他の羽根車に比して小さくなっている。即ち入口径を拡げ羽根入口角を大きくした方がよいようである。また入口に於ける羽根の尖端の形状が厚く出来た 12 とこれを薄くした 12' との比較を第 9 図に示す。明らかに薄い方がよいと言える。次に羽根車のボス側の側壁の曲率半径を種々変えて実験したが、その影響ははつきりと表われなかつた。第 8 図の 13 は通常の曲率半径の羽根車で 15 は特に深くえぐった形状のものである。

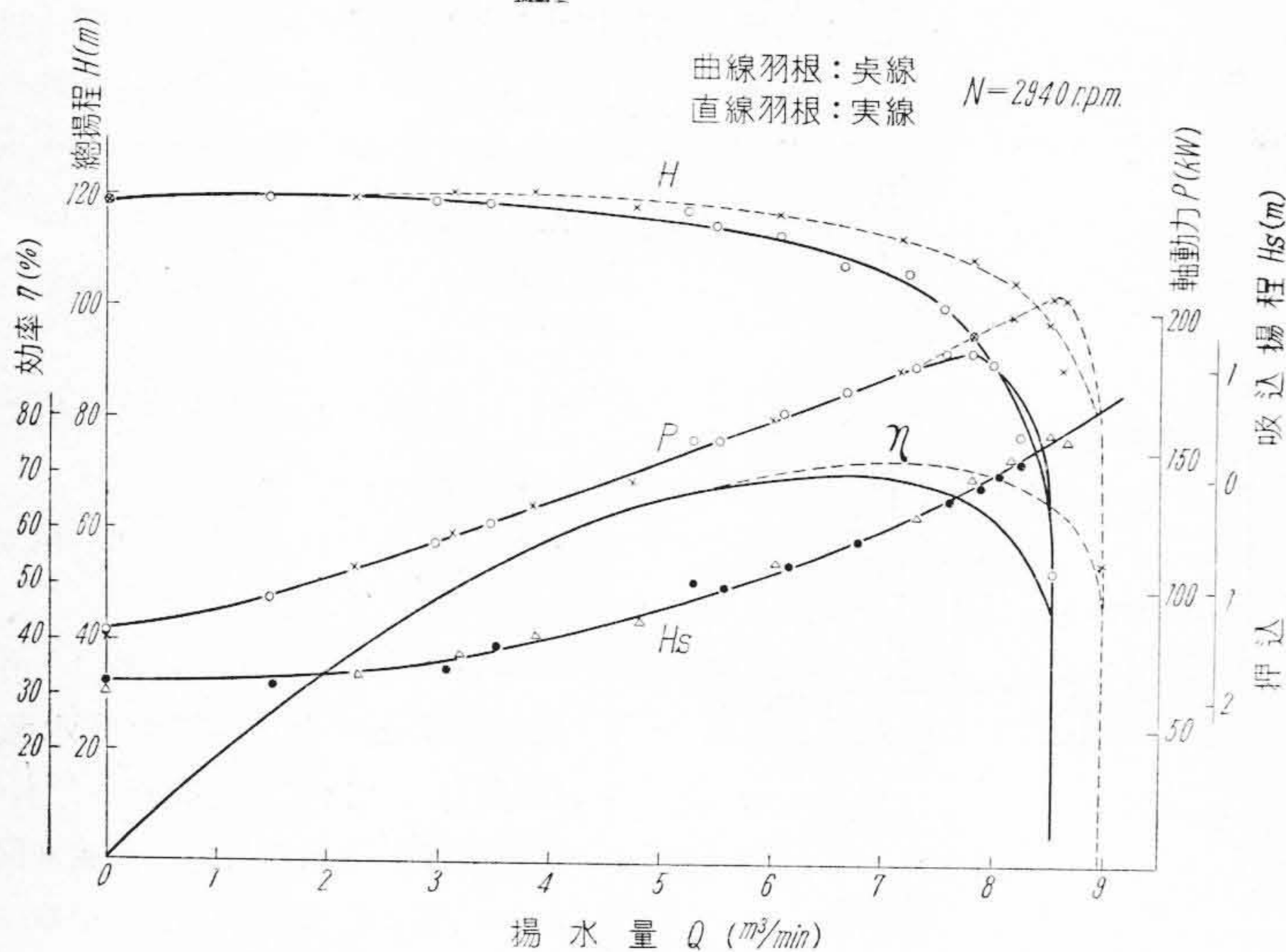
(2) 吸込口

第 10 図に示す二種類の吸込口 (A 型及び B 型) に就いて比較したが、その H - Q 曲線 (第 11 図) に於て同



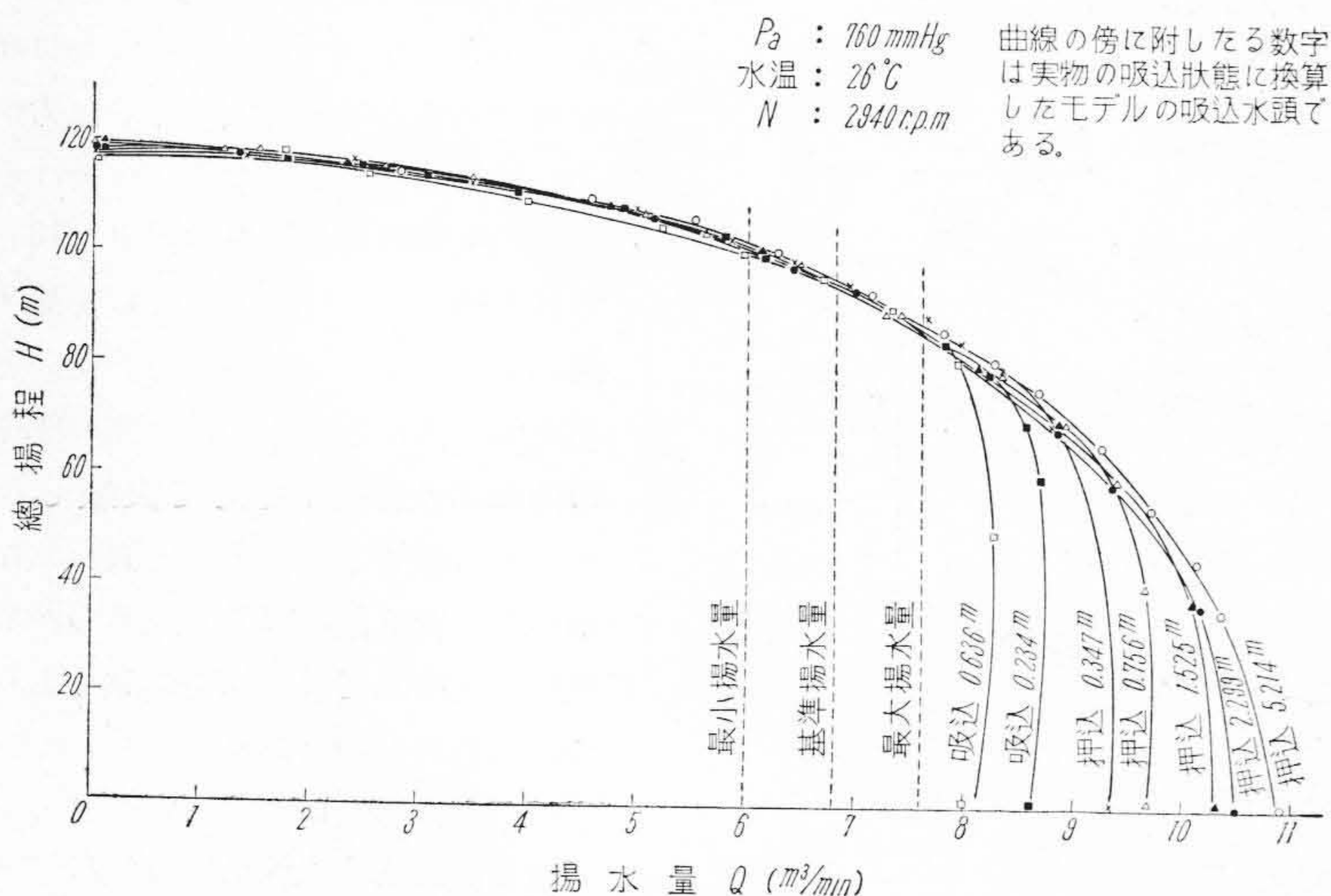
第 12 図 水 返 し 通 路

Fig. 12. Return Path



第 13 図 水 返 し 通 路 の 影 響

Fig. 13. Effect of Return Path

第 14 図 最終モデルポンプの種々なる吸込水頭に於ける $H-Q$ 曲線Fig. 14. $H-Q$ Curves of Final Model Pump for Various Suction Level

一の押込み水位の場合、吸込口の形状の差はキャビテーションに対して殆んど影響を与えなかった。

(3) 水返し通路

羽根車を出た出口側に於て水返し通路に第12図の二種類のものを用いて実験したが、明らかに水力学的に不自然な形状の直線羽根を用いた場合は第13図に示す如くキャビテーション性能が著しく悪い。

〔VII〕 最終モデルポンプの実験結果

前項で述べたような種々な実験の結果最終的に決定した一段目ポンプの構造は第3図に示す如くで、その実験結果を第14図に示した。この実験ではポンプの吸込口に於ける総圧を一定に保つ如くした。実験の結果は回転数が一定していないので何れも相似の法則によつて正規の回転数 2,940 r.p.m. に換算してある。しかしキャビテーションが完全に起つて性能曲線の急降下が見られてからは相似の法則がそのまま成立つとは思われない。キャビテーションがおこつてからはキャビテーション係数を同一にしてそこでの吸込圧力に修正を施して総揚程その他の数値は相似の法則で換算した値をとることにした。

〔VIII〕 実物ポンプのキャビテーション性能の推測

以上によつて得られたモデルポンプの結果から実物ポンプのキャビテーション性能は如何になるかを検討した。

(1) 実物ポンプの吸込状態

実物ポンプの取入口のスクリーンからポンプ吸込圧力測定位置までの水路に於ける水頭損失を

第 3 表 モデルポンプ及び実物ポンプの運転状態

Table 3. Running Conditions of Model Pump and Prototype Pump

モデルポンプの実験状態

実験 期 日	気 圧 (mmHg)	水 温 (°C)	r_1 (kg/m ³)	$\frac{Pa_1}{r_1}$ (m)	$\frac{Pc_1}{r_1}$ (m)	N_1 (r.p.m.)	hs_1 (m)	hs_1' (m)
4/23	772.3	13.5	999.33	10.51	0.156	2,973	+1.0	+1.085
4/22	763.5	15.5	999.08	10.39	0.178	2,965	+0.5	+0.585
4/23	772.2	14.5	999.20	10.51	0.166	2,971	0	+0.085
4/16	763.5	12.8	999.50	10.39	0.150	2,968	-0.5	-0.415
4/11	770.0	13.8	999.37	10.48	0.170	2,940	-1.0	-0.915
4/15	759.0	12.5	999.46	10.33	0.147	2,952	-2.0	-1.915
4/22	763.0	13.5	999.33	10.39	0.156	2,963	-5.0	-4.915

〔備考〕 $hs_1' = hs_1 + 0.085$ 。ここに 0.085 m はモデルポンプの羽根車入口の半径である。

実物ポンプの吸込状態

気 圧 (mmHg)	水 温 (°C)	r_2 (kg/m ³)	$\frac{Pa_2}{r_2}$ (m)	$\frac{Pc_2}{r_2}$ (m)	N_2 (r.p.m.)	hs_2 (m)	hs_2' (m)
736.0	26	996.81	10.04	0.34	2,940	-0.66	-0.16

計算で求めた。揚水量は両吸込で最大値 8.85 m³/sec をとつた。計算では片吸込であるから 4.43 m³/sec を用いた。このときの損失水頭が 0.362 m, 水量がこれより 10 %増しのときは 0.44 m となる。実物ポンプの最低押込高さはポンプ中心に於て 1.1 m であるから、これから前述の取入口部分の損失水頭を差引いたものが実際のポンプの押込水頭になるから、実際の押込水頭は

$$1.1 - 0.44 = 0.66 \text{ m}$$

になる。しかるにキャビテーションに対しては羽根車の羽根の入口が一番危険と考えこの点で考えると、実物ポンプ羽根車入口径は 1 m であるから羽根上縁に於ける押込水頭は

$$0.66 - 0.5 = 0.16 \text{ m}$$

になる。気圧としては標準気圧 760 mmHg をとるが現地の標高が 251 m であるからこれを考慮すると 736 mm Hg となる。水温は只見川の現在迄の最高水温 26°C を採用する。

(2) 実物ポンプのキャビテーションの推定

ある吸込条件(吸込水頭、気圧、回転数及び水温)のもとで行つた実験が実物の気圧 736 mmHg, 回転数 500 r.p.m., 水温 26°C の状態のときと同一のキャビテーション状態にあるにはモデルの吸込水頭が実物の如何なる吸込水頭に相当するかを計算する。

今 H : 総揚程

hs : ポンプ軸心で考えた吸込水頭

hs' : ポンプの羽根車の入口の羽根上縁で考えた吸込水頭

とすればトーマのキャビテーション係数 σ は

$$\sigma = \frac{\frac{Pa}{r} - \frac{Pc}{r} - hs'}{H}$$

で表わされる。モデルポンプのある状態に於ける実験値を示す記号には添字 1 を附し、実物ポンプに於ける数値には添字 2 を附することによれば次式が成立する。

$$\sigma_1 = \frac{\frac{Pa_1}{r_1} - \frac{Pc_1}{r_1} - hs_1'}{H_1}$$

$$\sigma_2 = \frac{\frac{Pa_2}{r_2} - \frac{Pc_2}{r_2} - hs_2'}{H_2}$$

相似ポンプに於てはキャビテーション状態は σ を同一にすれば同一になるとして

$$\sigma_1 = \sigma_2$$

第 4 表 吸 込 水 頭 の 換 算 値

Table 4. Results of Suction Level Exchange

hs_1	hs_1'	hs_2'	hs_2
+ 1.0	+ 1.085	+ 0.636	+ 0.136
+ 0.5	+ 0.585	+ 0.234	- 0.266
0	+ 0.085	- 0.347	- 0.847
- 0.5	- 0.415	- 0.756	- 1.256
- 1.0	- 0.915	- 1.525	- 2.025
- 2.0	- 1.915	- 2.299	- 2.799
- 5.0	- 4.915	- 5.214	- 5.714

と置けば

$$hs_2' = \frac{Pa_2}{\gamma_2} - \frac{Pc_2}{\gamma_2} - \frac{H_2}{H_1} \left(\frac{Pa_1}{\gamma_1} - \frac{Pc_1}{\gamma_1} - hs_1' \right)$$

が得られる。実験に於ては回転数は基準回転数 2,940 r.p.m. にはなっていないためモデルの総揚程は標準値になっていない。よつてこれを 2,940 r.p.m. のものに直す必要がある。 N をポンプの回転数とし D を羽根車外径とすれば

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2 D_2}{N_1 D_1} \right)^2$$

であるから

$$hs_2' = \frac{Pa_2}{\gamma_2} - \frac{Pc_2}{\gamma_2} - \left(\frac{N_2 D_2}{N_1 D_1} \right)^2 \left(\frac{Pa_1}{\gamma_1} - \frac{Pc_1}{\gamma_1} - hs_1' \right)$$

になる。たゞし

$$\frac{D_2}{D_1} = 5.88$$

である。上式からモデルポンプの実験室での吸込水頭が実物ポンプの状態でいかなる吸込水頭に相当するかが計算できる。モデルポンプのキャビテーション実験状態及び実物ポンプの吸込状態の各数値を第 3 表に記す。これらの数値を用いて実験に於ける吸込水頭を実物の状態に換算した値を第 4 表に記す。第 14 図の各曲線の傍に記入してある数字は第 4 表の hs_2' の値である。第 14 図に於て実物に於ける最低水位軸心上 1.1 m に相当する $H-Q$ 曲線は吸込 0.234 m と押込 0.347 m の両曲線の間にあるべきである。即ち実物ポンプを最低水位で上述の最も不利の状態でもポンプの最大水量に就いて十

分キャビテーションに対して安全であると思われる。

〔IX〕 結 言

種々のモデルポンプに就いて実験した結果得られた最終モデルポンプの $H-Q$ 曲線から実物ポンプの最も不利の状態に於けるキャビテーション現象を推定した結果は、安全と思われる成績が求められた。よつてこのモデルポンプから設計した実物ポンプはその最低水位に於てもキャビテーションによる性能の低下はみられないと期待される。然しキャビテーション現象の究明には $H-Q$ 曲線の観察では不十分で実際にポンプ内に発生するキャビテーションを観察究明する必要がある。

終りに臨み本実験を遂行するに当り終始御鞭撻を賜つた東北電力株式会社の関係各位、種々御教示を受けた東北大学沼知教授、故安陪助教授に深甚なる謝意を表し、また工場内で終始御指導を頂いた小堀研究課長、本多ポンプ設計課長、及び本実験に従事された大谷清、植草龍雄の両氏に深く感謝する。

参 考 文 献

- (1) 本多孝一：日立評論 35 633 (昭 28. 4)
- (2) 例えば 生源寺順：渦巻ポンプ講義 300 (昭 18)
- H. Cardinal von Widdern: Escher-Wyss News 14 (Jan.—Mar. 1936)

日立製作所社員社外講演一覧表 (昭和 28 年 3 月受付分)

講演月日	主 催	演 題	所 属	講 演 者
5/上	日本物理学会	小型ベータートロンに就いて (その二)	中央研究所	神 原 豊 三
5/上	日本物理学会	超音波に依る高分子物質の研究 (第一報)	中央研究所	前 田 庸
5/16~17	日本物理学会	水銀弧光中に挿入されたグラフアイト電極	日立研究所	木 村 鐘 治
5/29	小峰工業技術 K.K.	汽 缶 自 動 燃 焼 制 御 装 置	多賀工場	辻 田 正 一
5/中	日本安全衛生協会	空気調和による通信機工場の環境改善に就いて	戸塚工場	鶴 巻 又三郎
3/28	化学機械協会	電気集塵法の応用	日立工場	橋 本 清 隆
5/16~20	平石炭事務所及び 東部炭砒技術会	自動定風圧装置付水洗機ブロワに就いて	川崎工場	小 橋 馨
4/3	東亜燃料和歌山工場	日立特高絶縁油規格に就いて	日立研究所	高 橋 治 男
4/28	日本能率協会	WF 法によるマスターテーブルの作り方	多賀工場	小 野 茂