

# 渦巻ポンプ系に於けるウォーターハンマー 防止法に就いて

堀田正雄\*

## The Prevention of Water Hammering in Centrifugal Pumps

By Masao Hotta

Kameari Works, Hitachi, Ltd.

### Abstract

When the driving power is abruptly cut off due to the current faults or any other accidents the water hammer phenomenon is apt to occur in the centrifugal pumps with or without check valves. This phenomenon having been treated by many researchers, several studies have hitherto been published giving the graphical and analytical solutions. But actually we still have many cases of pipe damage due to water hammering. The damages of fume pipes or cast iron pipes used as the discharge of pumps for agricultural or mining services are most frequently reported. It is therefore important to thoroughly investigate the cause of water hammer phenomenon of the centrifugal pump, and take a proper measure to keep the maximum pressure lower than the predetermined limit.

The writer made the actual site tests at both pumping stations in Kimihara-mura, Ibaraki Pref. and Ryoso-Yosui in Chiba Pref. There he conducted the tests examining the effects of artificial water hammer on the safety valves and the special check valves. The results of the tests were that the best and the most effective way to prevent the water hammering is to use the the special check valve. It was revealed that, by the application of this valve, the fume pipe may safely be substituted as the discharge for cast iron or steel pipe.

Further he compared some methods for preventing water hammering on the basis of his experimental results as mentioned above.

### 〔I〕 緒 言

チェックバルブ付き或はチェックバルブの無い渦巻ポンプ系に於て、停電又はその他の事故によりポンプが急に動力を絶たれた場合に発生するウォーターハンマー現象に就いては、已に種々文献も発表され、図式的<sup>(1)(3)</sup>及び解析的<sup>(2)</sup>にその解法が明らかにされている。然しウォーターハンマーの結果管路に与える損害は依然として多く、最近農地用及び炭坑用ポンプに於て吐出管用のヒューム管或は鑄鉄管が破損した例は屢々見受けられる処である。

ウォーターハンマーによる圧力上昇は長い吐出管路の場合に特に大きいので、ポンプ及び管路の設計に際してはウォーターハンマーを引起す条件を十分知つて、あらかじめその最大圧力上昇を推定し、これを安全限界以下に低める手段を講じなければならない。

筆者は今回茨城県君原村ポンプ所及び千葉県両総用水ポンプ所に於て、実際にウォーターハンマーを生ぜしめてその発生状況、吐出管路に於ける圧力分布及び防止装置としのて安全弁、特殊チェックバルブ等の効果について試験を行つた。現地試験の結果ウォーターハンマー防止法の一つとして特殊チェックバルブは確實有効で、これを用いることによつて従来吐出管に鑄鉄管、或は鋼管

\* 日立製作所亀有工場

を用いていた処でもヒューム管を以て代用する事が可能な事が判つた。

以下ウォーターハンマー防止法を中心として、これ等の試験結果を簡単に述べて見る。

## 〔II〕 ウォーターハンマーの防止法

従来文献に発表されているウォーターハンマー防止法は大略次の通りである。

### (1) 管路内の流速を低速に設計する

Joukowsky は管路系統に於て、弁の急閉鎖により発生する圧力上昇は次式によつて与えられる事を見出した<sup>(1)</sup>。

$$h = \frac{a}{g}(V_0 - V) = \frac{a}{g}\Delta V$$

茲に  $V_0$  は流れの最初の速度、 $V$  は終速度、 $a$  は圧力波の伝播速度、 $g$  は重力の加速度である。上式により明らかなる如く圧力上昇は流れの速度変化  $\Delta V$  に比例する故管内流速は出来る丈低速で設計することが望ましい。このため従来より管内流速はポンプ吐出口に於ける流速よりやゝ低い 1.5~2.0 m/sec 位を用いるのが常識である。

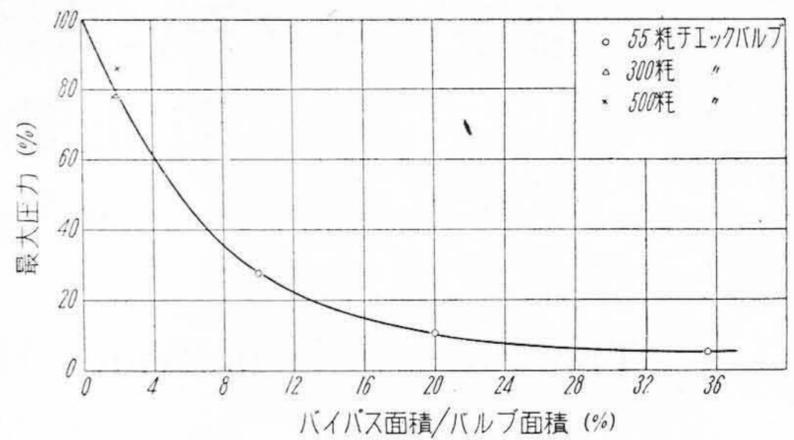
### (2) バイパス付チェックバルブを用いる

チェックバルブに普通設置されてあるバイパスはウォーターハンマーによる圧力軽減にはかなり効果がある<sup>(4)</sup>。但しこの場合にバイパスの面積をチェックバルブの有効面積に対しどの位に取る可きかが問題であつて、バイパスの面積は大きければ大きい程圧力軽減の効果はあるが、あまり大きいと水の逆流及びポンプの逆回転を大きくするのでよくない。第1図は種々のポンプを用いてチェックバルブのバイパスのない場合にウォーターハンマーを起さしめて発生した最大圧力を100%として、バイパスの面積を次第に増した時の最大圧力の変化の模様を示したものである。バイパスの面積比が0~10%位の間は面積の増大に伴い圧力最大値は急激に低下するが、それからは次第に圧力逓減率は低下して約30%附近で略一定で、ウォーターハンマー防止に最も役立つバイパスの有効面積比は15~20%附近にあるようである。

尚ポンプの逆回転及び水の逆流を防ぐには、ポンプ駆動力の消失と同時にバイパス弁を適当にゆつくりと閉じればよく、これによりサクシヨンピットへの水の逆流を希望する制限内に納める事が出来る。

### (3) ポンプにフライホイールを付ける

ポンプに相当なフライホイールを付けた場合には、動力が急に絶たれた場合でもフライホイールの慣性により速度低下がゆつくりとなり、従つて逆流を始めるまでの時間を遅くし、管内流速の変化の割合は徐々に起るため



第1図 バイパス面積と最大圧力上昇率との関係

Fig. 1. Relation between Bypass Area and Maximum Pressure

圧力上昇を軽減することが出来る。

しかしこの方法は寺前氏の試験結果<sup>(4)</sup>及び文献<sup>(1)</sup>に明らかなる如く、圧力上昇の軽減効果に比べて慣性能率の増加量はかなり大きいので、ウォーターハンマー防止法としてはあまり有効ではない。例えばアメリカに於ける実例によると、9,400 g/m<sup>2</sup>×284 ft×1,200 r.p.m.×800 HP, 管長 900 ft のポンプに於て、回転部分のフライホイール効果を 1,450 lb/in<sup>2</sup> から 5,500 lb/in<sup>2</sup> に増加する事により圧力上昇を 108 ft から 48 ft に減少したと報告されている。即ちこの場合には圧力上昇を 44.5% に減少させるために慣性能率を 3.8 倍に増加しなければならぬ事になる。

### (4) 空気室又はサージタンクを使用する

吐出管路のポンプに近い位置に空気室又はサージタンクを設ける場合には、チェックバルブの急閉により生じた圧力の振動はこれに吸収されて、管路内の圧力上昇を或限界内に緩和する事が出来る。而して室の大きさ及び空気の量は空気室が逆流による水の過剰量を貯え得る如くし、且空気の圧力が予め定めた限界を越えないようにしてある。

実際の場合には空気室又はサージタンクの容量を出来る丈縮少し而かも上記目的に適応する如く種々の考慮が払われているが、それでも尚相当大きなものとなるので非常に多くの費用がかかり普通の状況では殆ど引合わない。この型の一例としてはアメリカ合衆国政府によつて建設された Granby ポンプ所がある<sup>(5)</sup>。尚最近の報告によると Granby ポンプ所のサージタンクは計画のみで中止し、実際には安価な二重速度バタフライバルブを使用しているようである。

### (5) 安全弁を設置する

安全弁を管路に設置して弁急閉の際に発生するウォーターハンマーを軽減する事は、従来も水道用送水管等で屢々見らるゝ処であるが、安全弁には普通次の3種類がある。

- (A) 直接荷重式のもの
- (B) 上昇水圧で作動するパイロットサーボモートル付のもの
- (C) 水圧によらず電氣的又は機械的に開くもの

今回茨城県君原村ポンプ所に於て試験したものは(A)型式のもので重錘式安全弁である。これはウォーターハンマー発生後に弁が開放されるため大した効果は認められなかつた。

次に(B)(C)型式のものはチェックバルブが閉じる前に安全弁を開くようにし、且つチェックバルブ閉鎖後は前以て定められた割合でゆつくり安全弁を閉じるようにしたものである。これはポンプの駆動力消失時における水の逆流を防止し、又その際発生する圧力上昇を少なくする事が出来るが、この方法は実際的にはバイパスと同じことになる。

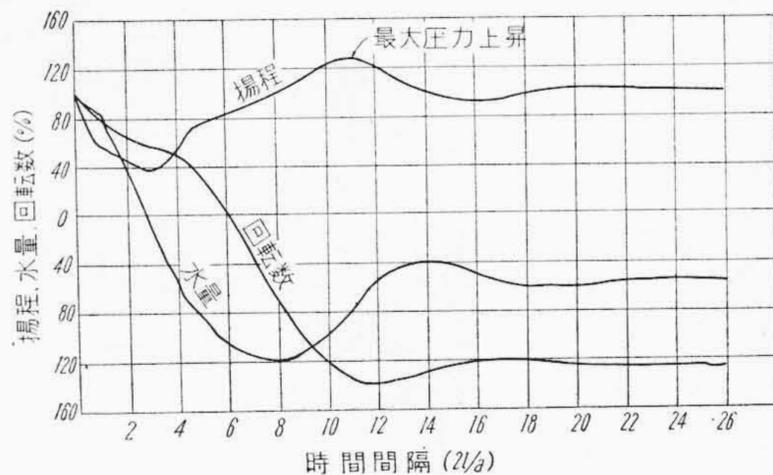
(6) チェックバルブなしで水を逆流させる

この場合は普通のチェックバルブ付の場合より圧力上昇ははるかに軽減出来る。第2図はアメリカコロラド河揚水ポンプについて動力遮断後吐出弁が開放されたまゝの状態における圧力、回転速度及び流量の変化の状態をPeabody氏が計算した結果を示す。この場合には管内の圧力上昇は最大28%であるが、最大逆流量は120%、最大逆回転数は140%になつている。尙電動機は普通横型のもので125%以上の逆回転には耐えられないので、本方法を実際に用いる場合には電動機及び後述の逆流時のキャビテーション対策を十分考慮する必要がある。

(7) 二重速度で自動閉鎖するバルブを用いる

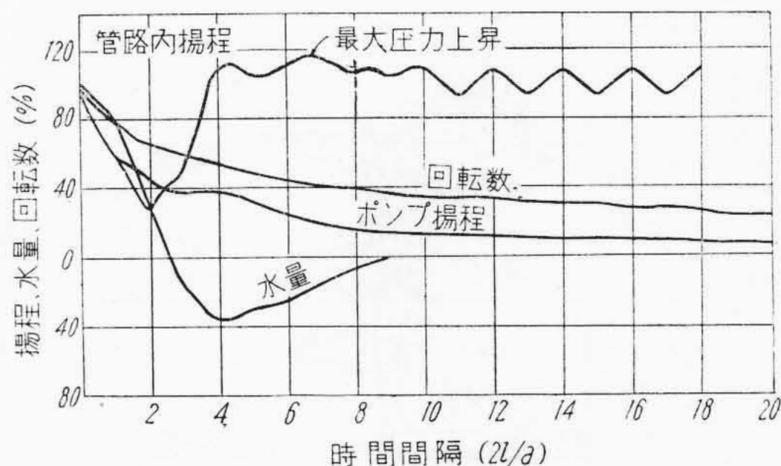
ウォーターハンマー防止用としてポンプの動力遮断後予め定めた割合で自動的に閉鎖せしむる如き吐出弁を用いることがある。この目的にかなうものとして後述の特殊チェックバルブ、ロータリーバルブ、バターフライバルブ、ニードルバルブ等があるが、アメリカの大型ポンプにはロータリーバルブが好んで使用されている。これはポンプ出口側に普通に設置されるスルースバルブとチェックバルブの代りに用いられる回転式円錐プラグ型のもので、円錐プラグ弁は外部からの油圧シリンダーによつて操作させる。今ポンプの停電等の場合にはバルブの制御装置が自動的に働いてバルブに相当の絞り効果が出る迄プラグ弁を急激に回転し、その後はプラグ弁の回転を遅くするようになつている。従つて第一段階の閉動作によりポンプに起る逆流は大部分防止され、第二段階において僅かな逆流を徐々に止められて、管路内の圧力上昇は減少するようになる。第3図は本バルブを用いた場合の過渡曲線の一例で、最大圧力上昇は16%に納つている。

以上ウォーターハンマー防止法の概要を述べたが、そ



第2図 ポンプの動力を遮断した過渡曲線 (吐出弁のない場合)

Fig. 2. Transient Curves when the Power is Shut off from a Pump (without a valve)



第3図 ロータリーバルブを用いた場合の過渡曲線  
Fig. 3. Transient Curves Using the Rotary Valve

の帰する処はポンプの動力遮断時の逆流の取扱方にあり逆流の値を成るべく小さくし、且それを遮断する時間を適宜に永くすればよいので、これには吐出側のバルブを初期に於て大部分急激に閉鎖し、残りを徐々に閉まる如く自動的に加減し得る機構を設置すれば良いことになる。而して逆流を遮断する期間の弁閉鎖速度を遅くすればする程圧力上昇は小さく出来るが、ポンプの逆流及び逆回転は増加する傾向になるので、実際の場合には閉鎖速度を適宜に加減して、圧力上昇を希望する制限内に納める事が必要である。

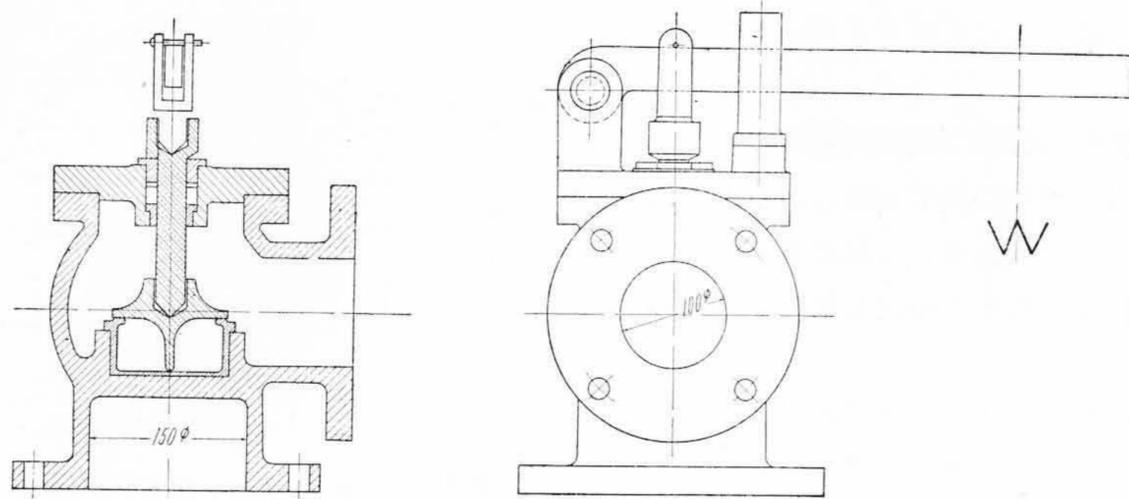
〔III〕 試験に用いたバルブの概要

(1) 重錘式安全弁

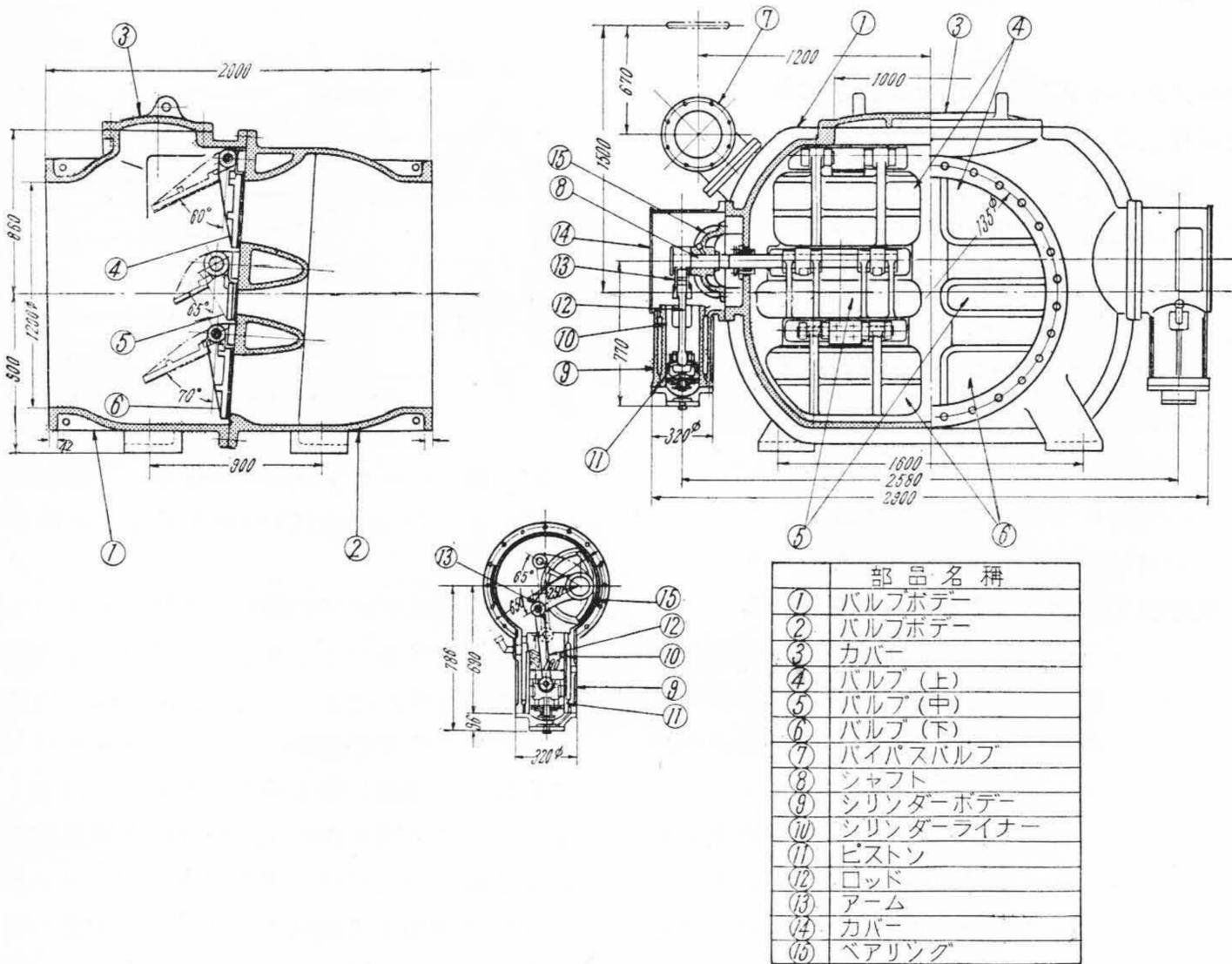
本弁は普通水道用に用いるもので第4図はその組立図である。管内に異常圧力が発生する場合には重錘に打勝つて弁が開き、余剰水を外部へ放出させる事により圧力上昇を防止するものである。

(2) 特殊チェックバルブ

第5図は特殊チェックバルブの断面図である。このバルブは前章に説明した二重速度で弁を閉鎖する方法に類



第4図 安全弁組立図  
Fig. 4. General View of Safty Valve



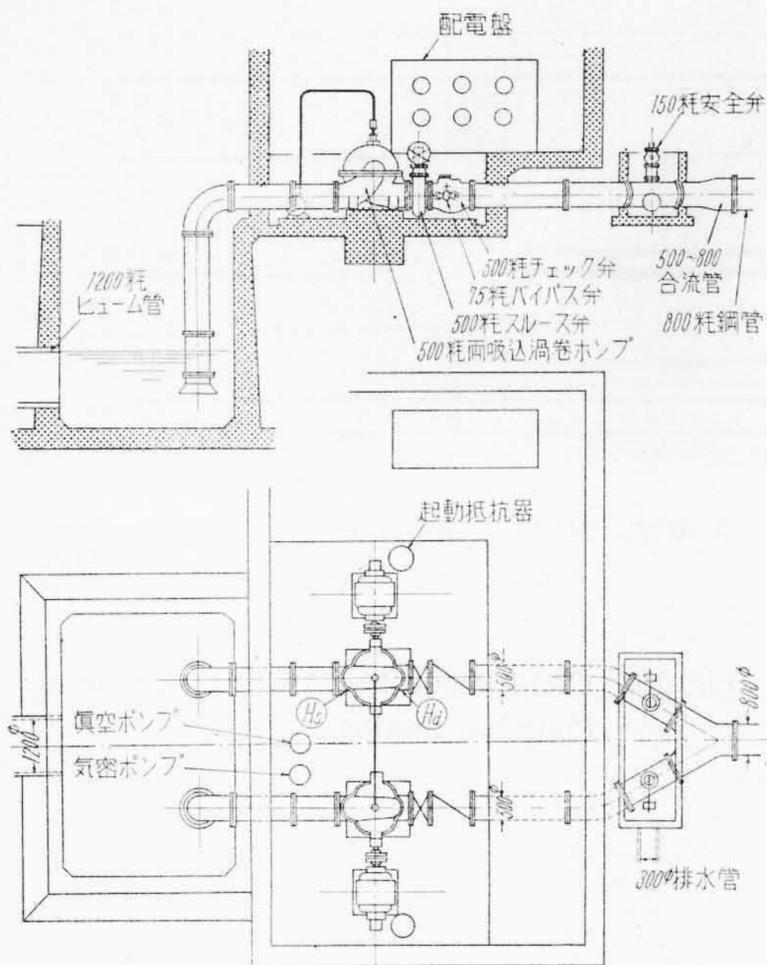
第5図 特殊チェックバルブ組立図  
Fig. 5. General View of Special Check Valve

似した効果を狙ったもので6枚の弁より成り、この内上下4枚の弁は逆流と同時に自由に閉鎖出来るが、中央の2枚の弁はそれぞれバルブボデーの外に設置したダッシュポットに連結してある。而して主ポンプの駆動力が消失の際自由弁は直ちに閉鎖を初めるが、制御弁は或位置まではやゝ急に閉じ、それ以後は弁閉鎖の進行と共にダッシュポットの油逃し口の開きを自動的に減じて弁の急閉鎖を防ぐようにし所謂2段動作式にしたものである。

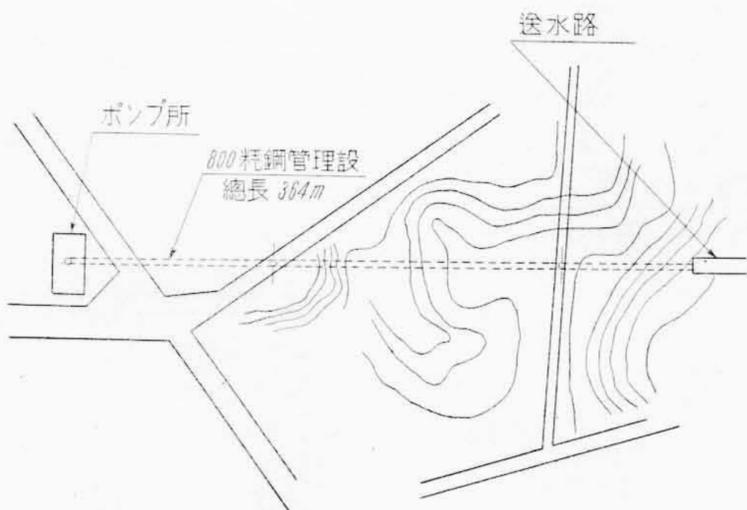
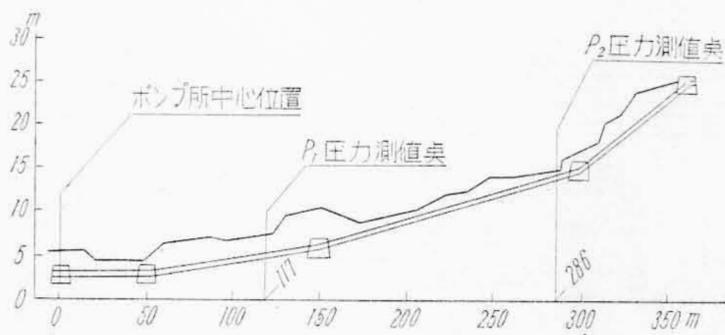
〔IV〕 試 験 方 法

(1) 茨城県君原村ポンプ所に於けるウォーターハンマーの試験

ポンプの配置及び配管は第6図及び第7図に示す通りで管路は直径800mmの鋼管で全長は約360mである。ウォーターハンマー防止装置としては重錘式安全弁が設置されている。これについて次の試験を行つた。



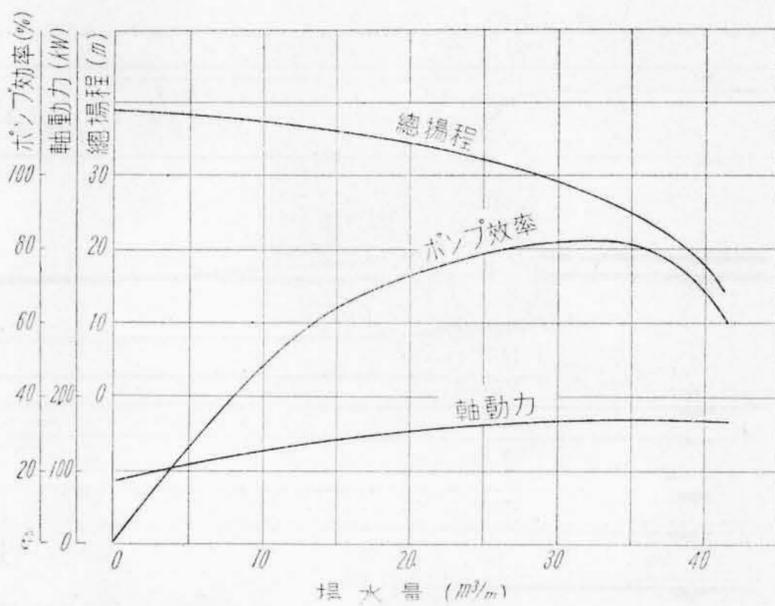
第6図 君原村 500 mm 渦巻ポンプ 配置図  
Fig. 6. Laying of Kimihara Pumping Station



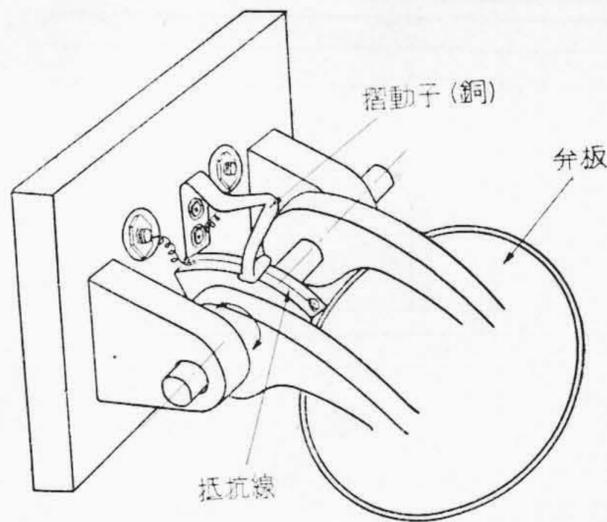
第7図 君原村 500 mm 渦巻ポンプ 配管図  
Fig. 7. Piping of Kimihara Pumping Station

- (A) 重錘式安全弁の効果
- (B) ポンプ逆流時の特性
- (C) 管路に沿うての圧力分布

試験に用いたポンプの特性曲線は第8図の通りで、ポンプの運転中に急に電源を切った時のウォーターハンマ



第8図 君原村 500 mm 渦巻ポンプ 特性曲線  
Fig. 8. Characteristic Curves of 500 mm Centrifugal Pump for Kimihara Pumping Station



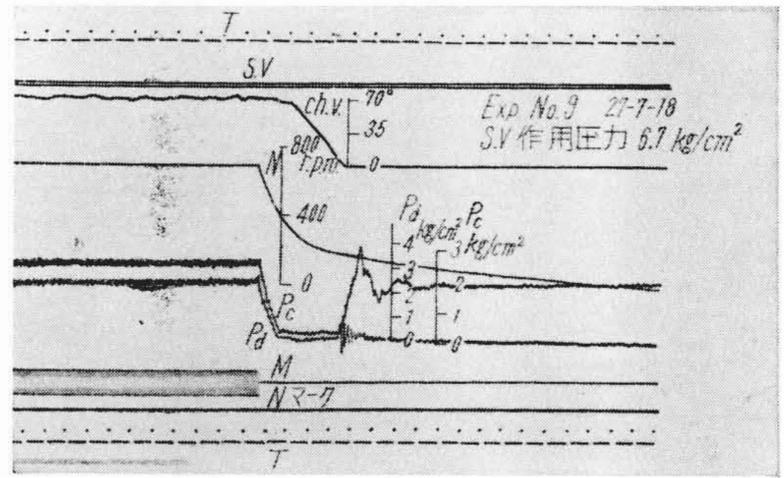
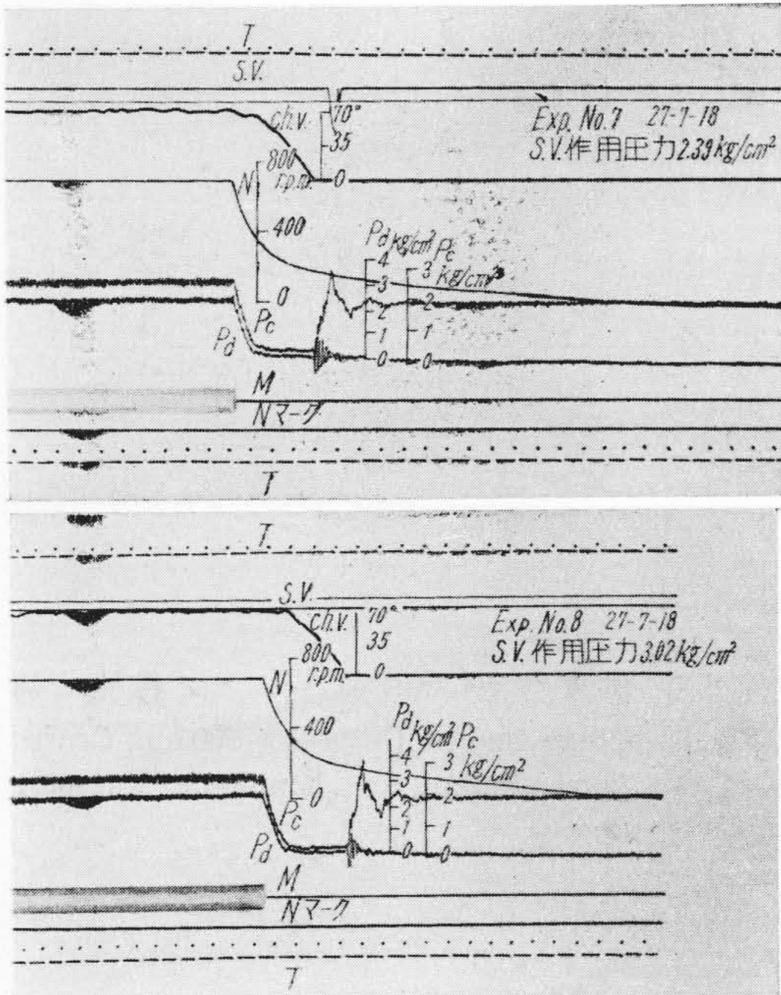
第9図 チェックバルブの動き測定方法  
Fig. 9. Measuring Apparatus of Movement for Check Valve

ー現象をオシログラフを用いて撮影した。

圧力の測定には磁歪管式圧力計<sup>(6)</sup>を用い、第6図の  $H_s$ ,  $H_a$ , 及び  $P_a$  の3箇所それぞれポンプの吸込側の圧力  $H_s$ , 吐出側の圧力  $H_a$  及びチェックバルブ直後の圧力  $P_a$  とを測定した。又管路に沿うての圧力は第7図  $P_1$ ,  $P_2$  点の2箇所で測定した。

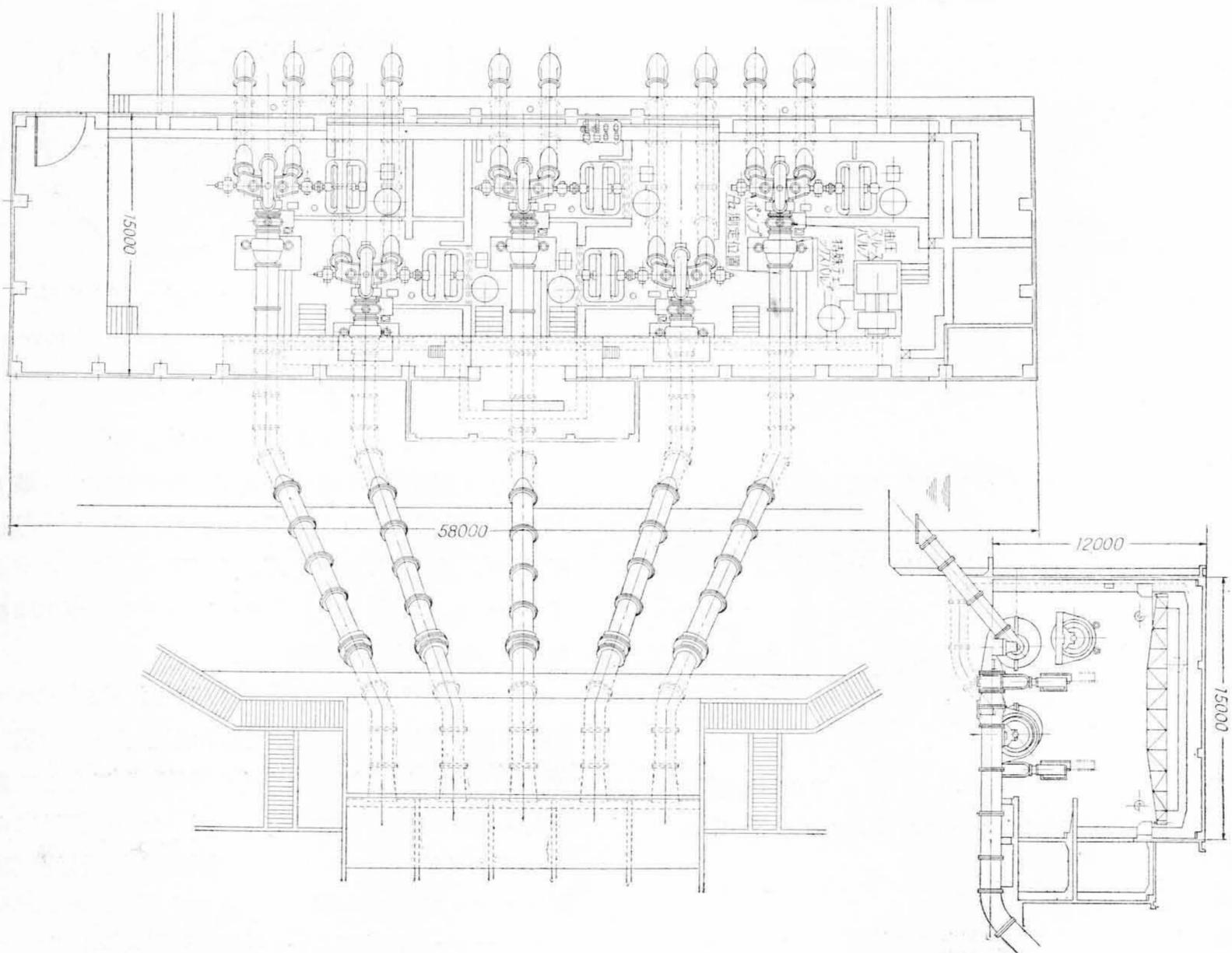
次にチェックバルブの動きは第9図の如くバルブに円弧状の抵抗線を張り、固定された摺動子がこの抵抗線上を摺動することによつて、バルブの開度に応じて抵抗が変ることを利用して測定した。ポンプの回転数はポンプカップリングからベルト掛けで駆動する直流発電機の電流をオシログラフへ導いて記録させた。又ポンプを運転するモーターの電流は、一種の変流計を特に作つてこれをオシログラフへ接続した。

本試験で求めたオシログラムの一例は第10図の写真に示す通りで、図中 SV は安全弁の開き、N は回転数、



第 10 図 君原村ウォーターハンマー試験オシログラム (No. 7~9, ポンプ 2 台運転  
チェックバルブのバイパス弁全開)

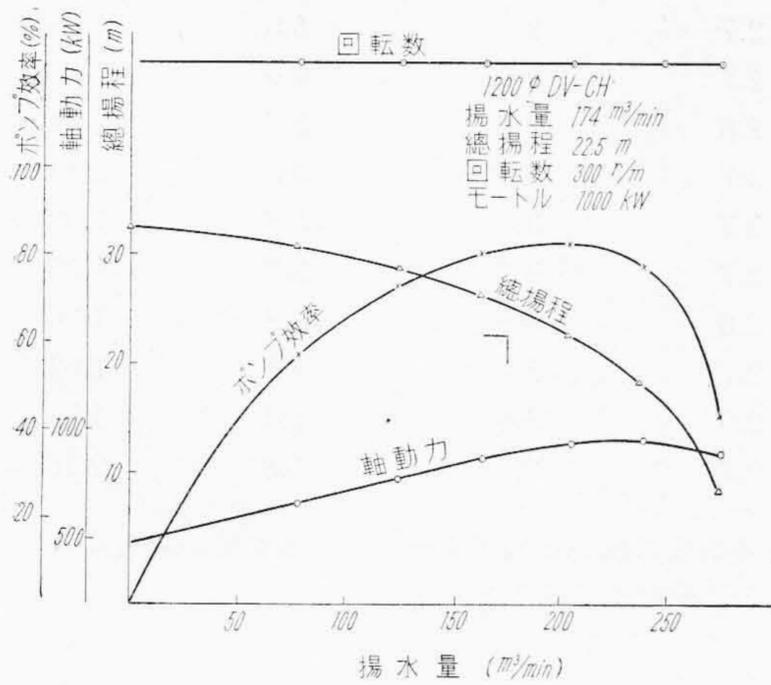
Fig. 10. Oscillogram No. 7~9 at Kimihara Pumping Station



第 11 図 両 総 用 水 1,200 mm 渦 卷 ポ ン プ 配 置 図

Fig. 11. Arrangement of 1,200 mm Centrifugal Pumps for Ryoso Yosui Pumping Station

$chV$ はチェックバルブの開度、 $P_a$ はチェックバルブ直後の管内の圧力、 $P_c$ はポンプケーシング内の圧力、 $M$ はモーターの電流である。今電流が切れるとポンプの回転数は急速に低下し、同時に $P_a$ 及び $P_c$ は共に減じて行く。暫くしてから弁は閉じ始め、次いで弁閉鎖と同時にウォーターハンマーの作用によつて管内に異常圧力が生じる。



第12図 両総用水 1,200 mm 渦巻ポンプ特性曲線  
Fig. 12. Characteristic Curves of 1,200 mm Centrifugal Pump for Ryoso Yosui

(2) 両総用水ポンプ所におけるウォーターハンマーの試験

管路は直径 1,200 mm の鋼管で全長は約 38 m である。これについて特殊チェックバルブの効果を試験した。ポンプの装置は第11図に示し、ポンプの特性曲線は第12図の通りである。ポンプの運転中に急に電源を切つた時のウォーターハンマーによる圧力変化をオシログラフを用いて撮影した。圧力の測定は第11図の $P_a$ 及びポンプケーシングの2箇所で、それぞれポンプケーシング内の圧力 $P_p$ とチェックバルブ直後の圧力 $P_a$ とを測定した。尚圧力の測定及びチェックバルブの動きの測定は、茨城県君原村ポンプ所の場合と同様にした。

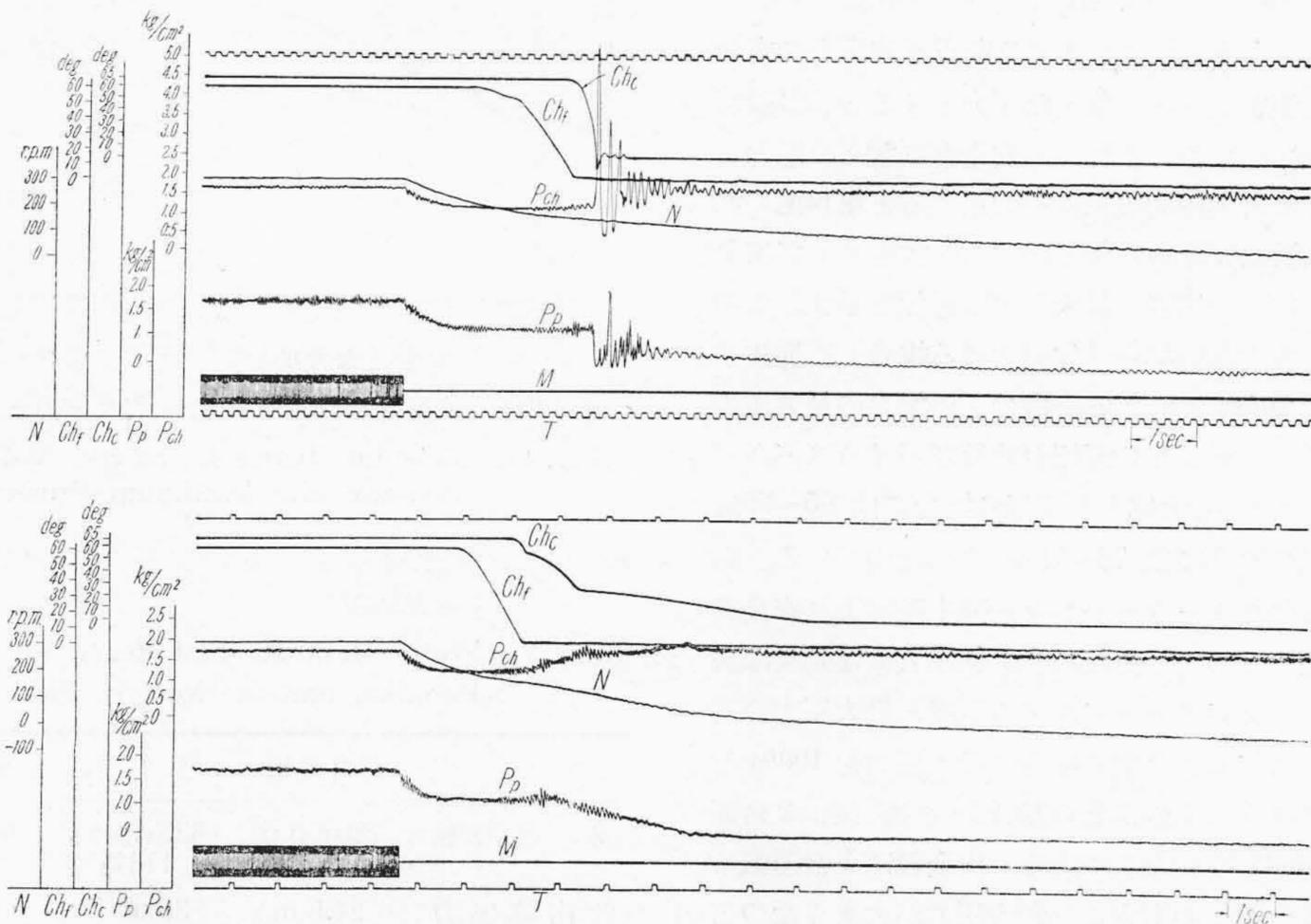
本試験で求めたオシログラムの一例は第13図に示す通りで、使用記号は下記の通りである。

- $P_{ch}$ .....チェックバルブに接続するパイプ中の圧力
- $P_p$ .....ポンプデリバリーフランジにおける圧力
- $Ch_c$ .....制御弁の開度
- $Ch_f$ .....自由弁の開度
- $N$ .....ポンプ回転数
- $T$ .....時間

[V] 試験結果と検討

(1) 重錘式安全弁の効果

安全弁の荷重とバイパスバルブの開度を種々変化した



第13図 両総用水ウォーターハンマー試験オシログラム (No. 13 & 15)  
Fig. 13. Oscillogram No. 13 & 15 for Ryoso Yosui Pumping Station

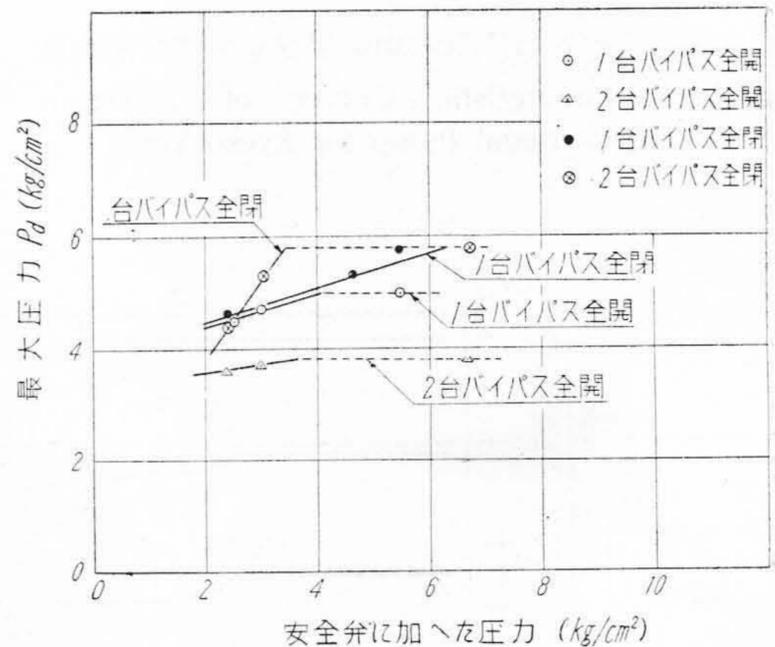
第 1 表 君原村ウオーターハンマー試験記録 (バイパス弁及び安全弁付)

Table 1. The Result of the Water Hammer Test for Kimihara Pumping Station (Bypass Valve and Safety Valve)

Exp. No.	ポンプ運転台数	安全弁に加えた圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	チェックバルブ バイパス弁開き	H <sub>t</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	停電よりチェックバルブ閉鎖までの時間 (sec)	P <sub>a</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	P <sub>a</sub> /H <sub>t</sub>
1	1	2.48	全開	2.7	2.7	4.5	1.66
2	1	3.02	全開	2.7	2.8	4.7	1.74
3	1	5.44	全開	2.7	3	5.0	1.85
4	1	2.39	全閉	2.7	2.85	4.6	1.70
5	1	4.64	全閉	2.6	2.6	5.3	2.04
6	1	5.44	全閉	2.7	2.65	5.8	2.15
7	2	2.39	全開	2.7	3.8	3.6	1.33
8	2	3.02	全開	2.7	3.7	3.7	1.37
9	2	6.7	全開	2.8	3.9	3.8	1.36
10	2	2.39	全閉	2.7	3.9	4.4	1.63
11	2	3.02	全閉	2.7	3.9	5.3	1.96
12	2	6.7	全閉	2.7	3.7	5.8	2.15

註 1. 安全弁に加えた圧力とは、安全弁にかかる全荷重を有効面積で割った値である。この値が低い場合にはウオーターハンマー発生後に水は安全弁より放水するが、高い時には放水しない。  
 2. H<sub>t</sub>.....ポンプ総揚程

場合のウオーターハンマー現象について試験した結果の一例は第10図の通りで、安全弁に規定の荷重が掛つている場合 (Exp. No. 7) にはチェックバルブ (Ch. V.) 閉鎖後安全弁 (SV) が動いているが、荷重を増して行くと (Exp. No. 8 及び No. 9) 安全弁は全然動いていないのがわかる。今安全弁にかかる全荷重を安全弁の有効面積で割った値を安全弁に加えた圧力とすると、試験記録は第1表の如くなる。これから安全弁に加えた圧力とその後発生する最大圧力の関係を図示すると第14図の如くで、図中点線は安全弁に加えた圧力を大きくして安全弁全閉の状態にした場合の最大圧力限界値を示す。この結果から安全弁のない場合 (作用せざる場合) に発生する最大圧力を 100% として安全弁のある場合の最大圧力を求めて見ると、ポンプの運転台数及びバイパスバルブの開度により異なるが、大体 1 台運転の場合には 90~95% 位、2 台運転の場合には 76~79% 位になつている。即ちこの場合にはウオーターハンマー発生圧により安全弁が作動する如くなつているため、あまり大きな効果は表われていない。又バイパスバルブの開度と最大圧力の関係は、バイパスバルブ全閉の場合の最大圧力を 100% とすると全開の場合は 1 台運転の時 98~86% 位、2 台運転の時 82~65% 位になつている。尚全般に 1 台運転の場合の方が 2 台運転の場合より最大圧力が大きくなつているが、この理由については種々想像説はあるがあまり明らかではない。

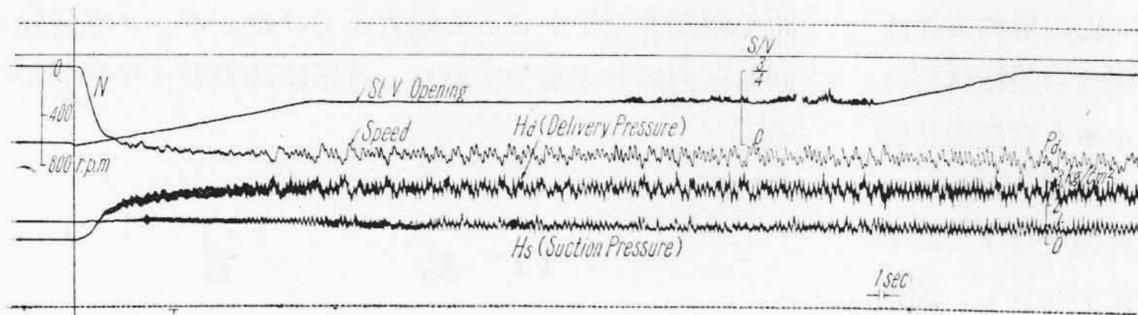


第 14 図 安全弁に加へた圧力と最大圧力との関係  
 Fig. 14. Relation between Safety Valve Pressure and Maximum Pressure

第 2 表 君原村ウオーターハンマー試験記録 (逆流試験)

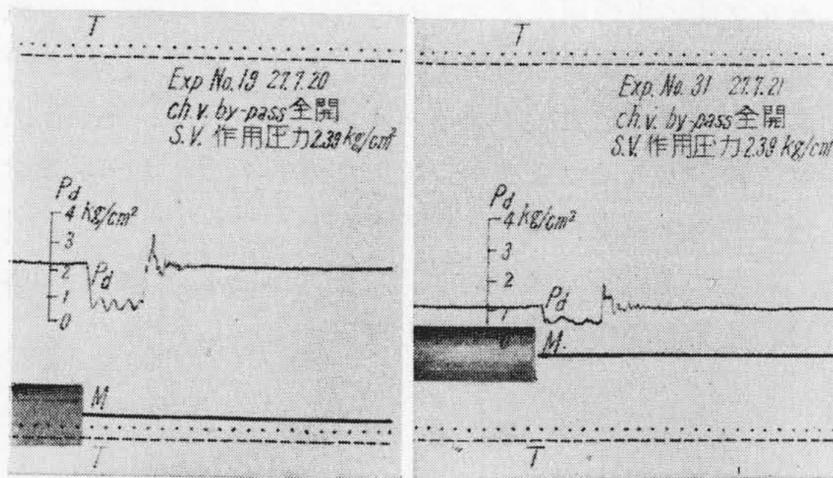
Table 2. Water Hammer Test Result for Kimihara Pumping Station (Reverse Flow Test)

	正常運転	最大	最小
ポンプ回転数	730 r.p.m.	825 r.p.m. (113%)	620 r.p.m. (85%)
吐出側圧力	24.5 m	35 m (143%)	16 m (65%)
吸込側圧力	3.4 m	3 m	



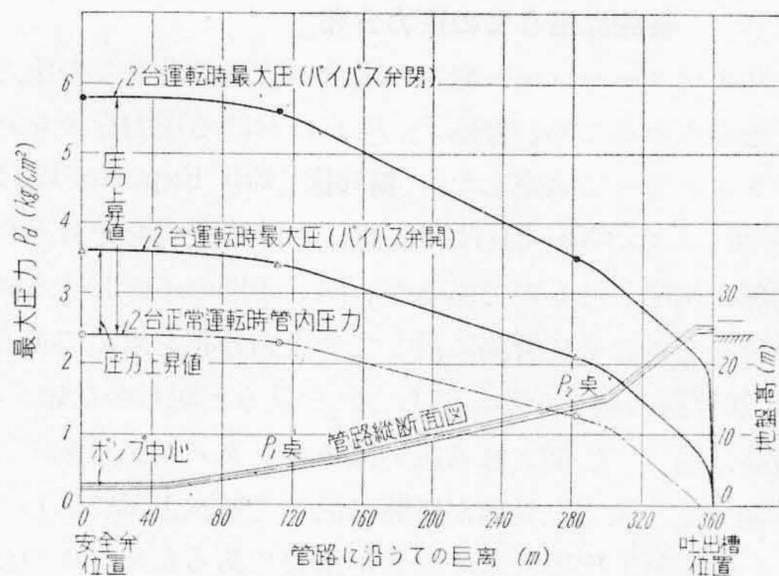
第15図 君原村ポンプ逆流試験オシログラム

Fig. 15. Oscillogram for Kimihara Pumping Station (Reverse Flow)



第16図 君原村ウォーターハンマー試験オシログラム (No. 19 & 31 P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub> 点に於ける圧力測定)

Fig. 16. Oscillogram of Test Results of No. 19 & 31 for Kimihara Pumping Station



第17図 管路に沿うての圧力分布

Fig. 17. Pressure Distribution along Pipe Line

(2) ポンプ逆流時の特性

ポンプ逆流時の性能を調べるために、先づチェックバルブの弁を取除いて揚水運転して吐出管に水を満した後、電動スルースバルブを閉鎖する。次に電動機をポンプと切離してから電動スルースバルブを開いてポンプ単

独で逆回転せしめた。この場合のウォーターハンマー現象のオシログラムは第15図及び第2表の通りである。

即ちこの場合はポンプ停止の状態から電動スルースバルブの開きの進行に伴い逆回転をするもので、所謂正常運転における停電の場合の逆流と異り、正流から逆流へ

第3表 両総用水ウォーターハンマー試験記録 (特殊チェックバルブ)  
Table 3. The Result of the Water Hammer Test for Ryoso Yosui Pumping Station (Special Check Valve)

Exp. No.	チェックバルブ バイパス弁開き	ダッシェポット 油逃し口開き	最大 逆回転数 (r.p.m.)	T <sub>0</sub> (sec)	T <sub>1</sub> =T <sub>0</sub> ' (sec)	T <sub>2</sub> ' (sec)	Pch (kg/cm <sup>2</sup> )	Pch/H <sub>t</sub>
1-7	全開	1/4	—	1.45	2.35	4.7	2.32	1.19
1-16	全開	5/64	120	1.3	2.4	—	1.77	0.90
1-17	全閉	5/64	183	1.0	2.4	—	1.83	0.92
2-9	全閉	1/16	—	1.2	2.4	—	1.82	0.92
2-10	全閉	1/16	—	1.3	2.56	—	2.13	1.07
2-12	全開	1/16	170	1.21	2.48	—	1.83	0.92
2-13 (A)	全開	—	—	—	—	—	5.5	2.77
2-14	全開	3/32	75	1.1	2.47	6.9	1.80	0.91
2-15 (B)	全開	5/64	90	—	—	—	2.0	1.01

註 1. T<sub>0</sub>.....自由弁の閉鎖始の時刻  
T<sub>0</sub>'=T<sub>1</sub> ....制御弁の閉鎖始め時刻  
T<sub>2</sub>' .....制御弁の閉鎖終り時刻  
2. Exp. No. 2-10, 及び 2-12 は制御弁を1枚のみ自由にした場合とす。  
Exp. No. 2-13 は制御弁を2枚共自由にした場合とす。

移行する際起る過渡現象を通らずに逆回転の無拘束速度に入っているものである。而してこの場合の運転状態は丁度ポンプランナ出口側が逆流により水車入口側の状態に置かれているもので、この入口側にキャビテーションを発生し、最大逆回転数ははるかに限界速度以下であるに拘らずポンプ本体には相当激しい振動が発生し、連続運転はあまり好ましくない状態になつている。

### (3) 管路に沿うての圧力分布

ウォーターハンマー発生の場合の管路に沿うての圧力分布を求めるため、管路  $P_1$ ,  $P_2$  点における圧力をオシログラフを用いて測定した。(第16図) 図中 Exp. No. 19 は  $P_1$  点、Exp. No. 31 は  $P_2$  点における圧力をそれぞれ別個に測定したものであるが、同じ条件の下における試験結果を組合せて管路に沿うての圧力分布を求めて見ると、第17図の如くなる。即ちこれを見ると明らかな如く、管路に沿うて伝播される圧力はチェックバルブ急閉により発生した圧力上昇値が管路に沿つて順次上部に伝わっている。然し実際には吐出管が鋼管であるため、この圧力上昇は管路に沿うて進行すると共に漸次吸収されて次第に減衰している。

### (4) 特殊チェックバルブ

特殊チェックバルブの効果を見るために、第5図に於ける2枚の制御弁をダッシュポットに連結した場合と、すべての弁を自由に閉鎖せしめた場合との比較試験を行った。試験結果の一例は第13図の通りで、図中上の方は制御弁を自由にした場合で自由弁 ( $Ch_f$ )、制御弁 ( $Ch_c$ ) が大体同時に閉鎖し次いでチェックバルブに接続するパイプ中の圧力  $P_{ch}$  が急激に上昇しているが、下の方の場合では自由弁 ( $Ch_f$ ) が閉鎖後に制御弁 ( $Ch_c$ ) が始めは急速に、途中から徐々に閉鎖を始めるため  $P_{ch}$  が殆ど上昇していないのがわかる。尚バイパス弁の開き、ダッシュポット油逃し口開き等を種々変えた場合の試験記録は第3表の通りで、No. 2—13 の如く制御弁を2枚共自由にした所謂普通のチェックバルブの場合では最大圧力がポンプ総揚程の277%に達するものが、No. 2—15 の

如く制御弁を妨かせると最大圧力は殆どポンプ総揚程と同じ圧力におさまつており、非常に確実有効な事がわかる。

## 〔VI〕 結 言

以上従来のウォーターハンマー防止法及び茨城県君原ポンプ所、両総用水ポンプ所に於ける現場試験結果の概略を述べた。本試験の結果特殊チェックバルブの如き所謂二重速度で自動閉鎖するバルブを用いれば、従来吐出管に鋳鉄管或は鋼管を用いていた処でも、ヒューム管を以て代用する事が可能である事がわかつた。

終りに本試験の施行に当つて種々御協力を賜つた水口、藤芳の両氏に深く感謝し擱筆する。

## 参 考 文 献

- (1) A. J. Stepanoff, "Elevent of Graphical Solution of Water Hammer Problems in Centrifugal Pump System" Trans. A.S.M.E. Vol. 71 P. 515 (1947)
- (2) R.M. Peabody, "Typical Analysis of Water Hammer in a Pumping Plant of the Colorado River Aqueduct." Trans. A.S.M.E. Vol. 61 P. 117 (1939)
- (3) 堀田: 「渦巻ポンプ急停止時に於ける水圧上昇について」日本機械学会水力機械講習会資料 昭 25. 10.
- (4) 寺前: 「チェックバルブ付の渦巻ポンプに於けるウォーターハンマーについて」日立評論 33 5. P. 339 昭 26. 6.
- (5) E.B. Moses, "Hydraulic Problems in Connection with the Design of Granby Pumping Plant." Trans. A.S.M.E. Vol. 70, P. 459
- (6) 藤芳: 「磁歪管式圧力計」日立評論 33 5. P. 339 昭 26. 6.

