九州電力株式会社

諸塚揚水発電所用ポンプの吐出し弁閉鎖速度の決定について

Determination of Closing Speed of the Delivery Valve of the Pump for the Morozuka Pumped Storage Power Station, Kyushu Electric Power Co., Inc.

> 小 媚 Takeshi Kobori

横 山 重 吉**
Shigeyoshi Yokoyama

内 容 梗 概

諸塚揚水発電所用ポンプが運転中に、停電その他の原因により動力が遮断されたとき、その吐出し弁(ニードル形)は自動的に2段動作で閉鎖される。その際生ずる過渡現象の予測計算を行い、鉄管内圧力上昇ならびに逆流がなるべく少なくかつポンプが逆転しないように弁の閉鎖速度を定めた。

実物ポンプについて、その運転中に電源遮断試験を行って実測した結果、鉄管内の圧力上昇は最大 9.5% であり、また弁閉鎖時におけるポンプ回転数は +10% であった。さらに吐出し弁操作用の油圧が低下して、弁の閉鎖速度が低下した場合についても実測したが、この場合の圧力上昇は 8% であり、弁閉鎖時におけるポンプ回転数は +1% であった。計算結果と実測結果とはかなりよく一致し、あらかじめ定めた吐出し弁閉鎖速度は適当であったことが確認された。

1. 緒 言

諸塚揚水発電所用ポンプの概要についてはすでに報告(いされているが、基準状態において総揚程 241.4m、揚水量 18.6 m³/s、回転数 300 rpm、電動機出力 56,500 kW の片吸込立形 2 段 タービンポンプでその吐出し口径は 1,800 mm である。発電機を最上部に置き、中央に水車、最下部にポンプが立形に設置されている。発電機は揚水時にはポンプ運転用の電動機となる。

ポンプの運転中停電などの原因により急に動力が遮断された場合には,吐出し弁(ニードル弁)は油圧によって自動的に閉じるようになっている。この弁の閉鎖速度をいかに選定するかが本研究の目的である。

2. 過渡現象の予測計算

計算方法は沼沢沼揚水発電所における場合⁽²⁾と同様であるが、今回の計算は電子計算機によって行った⁽³⁾。

計算の基礎となる諸数値は次のとおりである。

基準回転数 $N_n = 300 \text{ rpm}$

基準総揚程 $H_n = 241.4 \text{ m}$

基準揚水量 $Q_n = 18.6 \,\mathrm{m}^3/\mathrm{s}$

基準トルク $M_n=1.588\times 10^5\,\mathrm{kgm}$

ポンプよりサージタンクまでの配管の長さ $L=433.36~\mathrm{m}$

圧力波の伝わり速度 $a=900\,\mathrm{m/s}$

圧力波の鉄管内往復時間 $\frac{2L}{a}$ =0.964 s

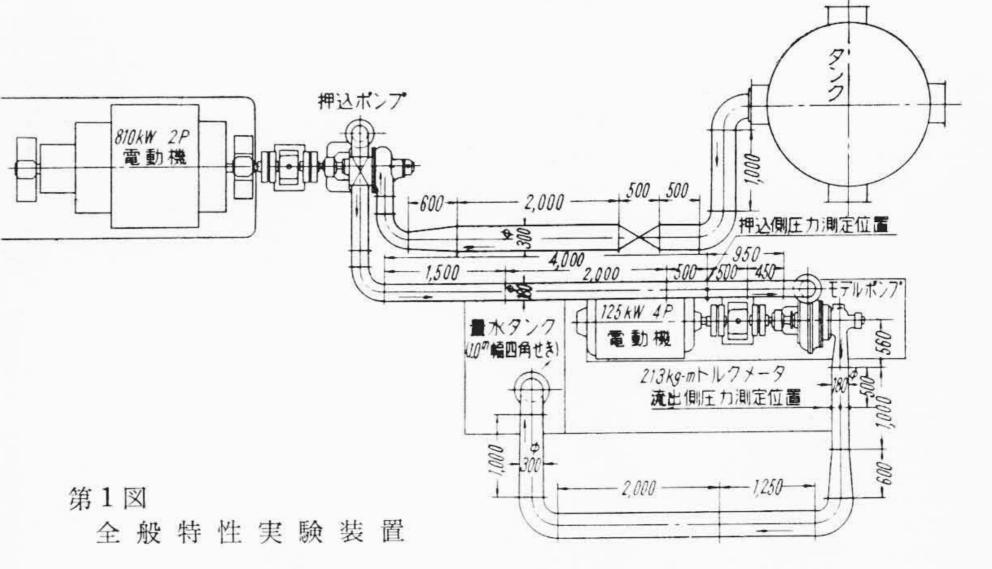
回転部分のフライホイール効果 $WR^2 = 488,250 \text{ kgm}^2$

管路常数 $K = \frac{aV_n}{2gH_n} = 0.592$

2.1 ポンプの全般特性

ポンプの全般特性 (ポンプの正転正流, 正転逆流および逆転逆流 の各領域における特性の総称)は 1/10 の寸法比のモデルポンプの実験によって求めた。

この全般特性を求めるには沼沢沼揚水発電所用ポンプの場合の経験に基いて、回転数 1,500 rpm における正転正流、正転逆流および逆転逆流の各領域における実験、ならびに走り放し状態における実験を行い、それらの結果から相似則により他の回転数における特性値を算出した⁽⁴⁾。



威*

正転正流における実験はポンプの普通の性能試験とまったく同様である。正転逆流の実験装置は第1図に示すとおりで、モデルポンプは押込ポンプ(総揚程222 m, 揚水量10m³/min, 回転数3,000 rpm)によりその吐出し口側より一定圧のもとに給水され、逆流の状態で電動機により正回転されるようになっている。この実験における押込側圧力の測定位置は図に示すような位置に設け、管断面の円周上の4点の平均圧力を落差計(重錘式圧力計)によって測定した。また流出側の圧力測定孔はフランジより500 mmの位置に設け、水銀圧力計によって圧力を測定した。また同一箇所においてピトー管をそう入し流速の大きさ、方向を測定してこの部分における旋回流は少ない(流れが管軸となす角は最大5度)ことを確めた。逆流量の調節には押込ポンプ出口のバルブを用い、逆流量の測定には1 m幅四角せきを用いた。モデルポンプの駆動には容量125kW、回転数1,500 rpmの誘導電動機を用い、ポンプの所要動力の測定にはポンプと電動機との中間に設けたトルクメータを用いた。

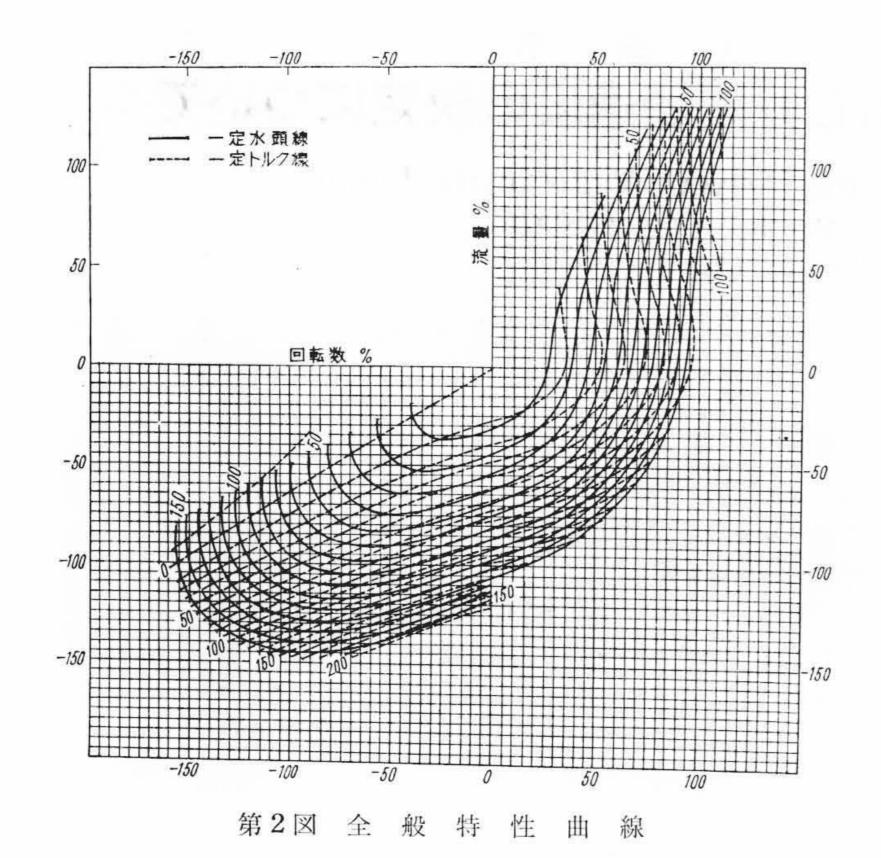
次の逆転逆流実験のときは第1図の装置においてモデルポンプ駆動用電動機を取りはずし、その代りに容量300HPの水動力計を設置した。押込ポンプにより一定圧力の水を逆送してポンプを逆転せしめ、逆回転数が常に1,500rpmになるように水動力計を調節しながら逆流量を種々に変えて、その各場合のトルクを測定した。

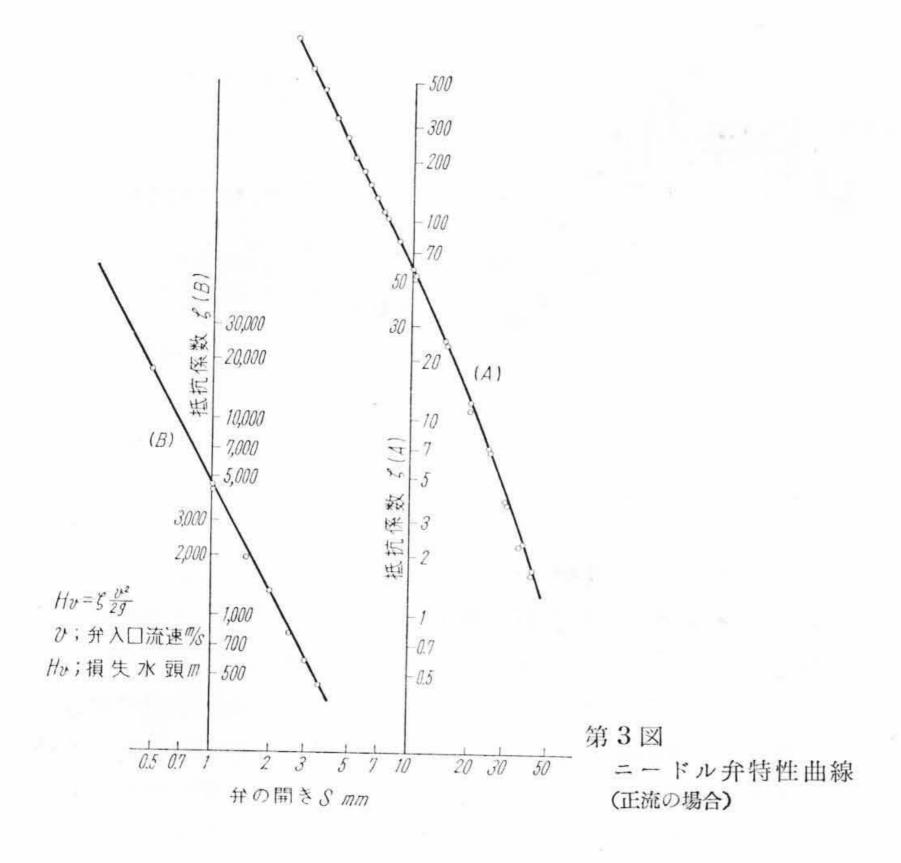
走り放し実験のときは、この水動力計も取りはずして逆流水によってポンプが自由に逆転するようにしておき、逆流量を種々に変えて各場合の逆転数を測定した。回転数の測定はすべて電子管式回転計によった。

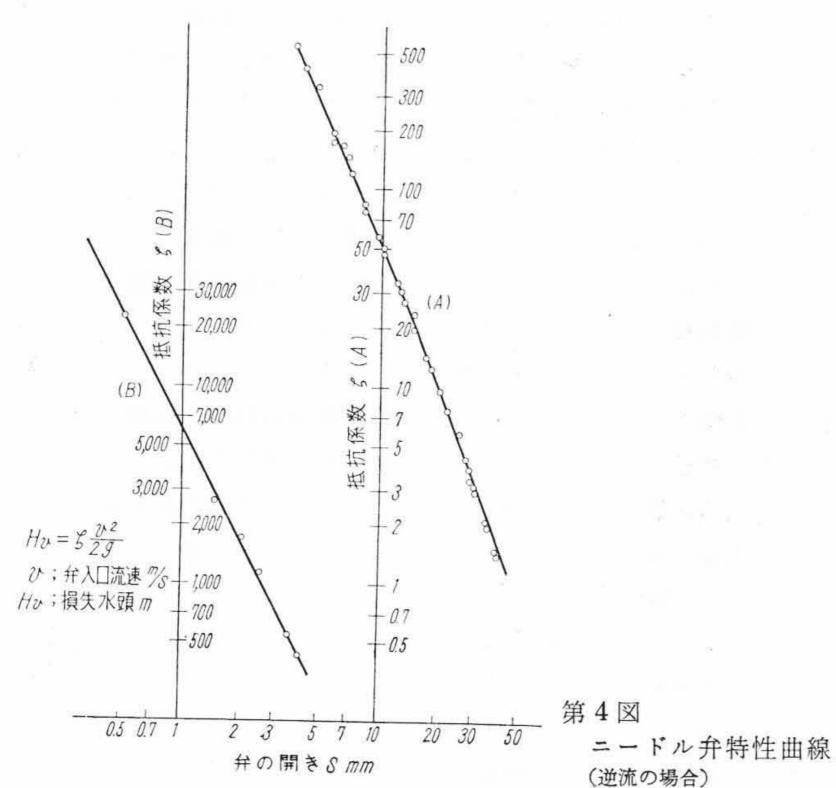
以上の実験結果より全般特性曲線を求める(4)と第2図のようにな

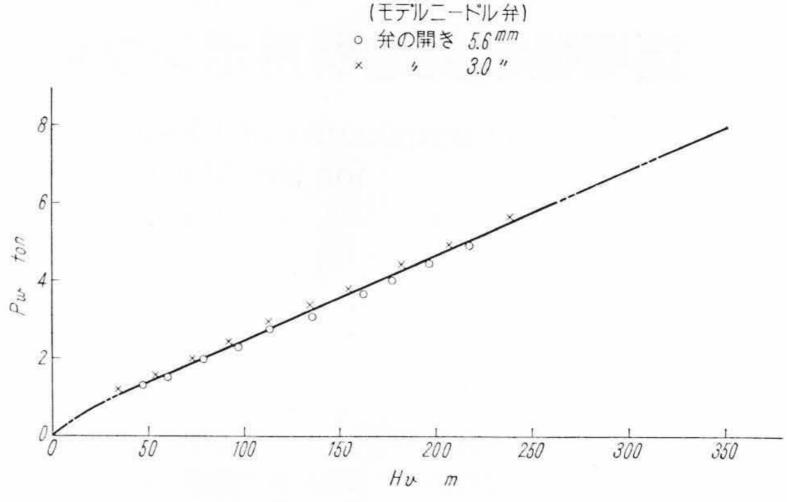
^{*} 日立製作所亀有工場 工博

^{**} 日立製作所亀有工場

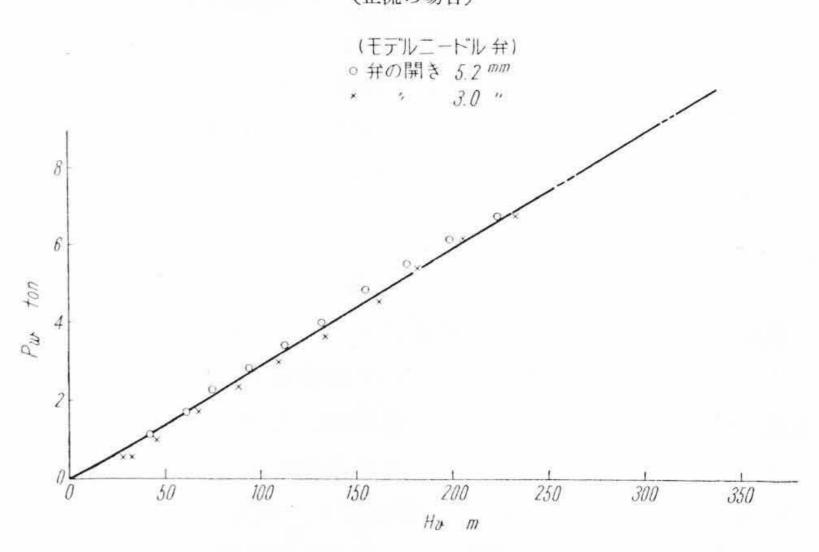




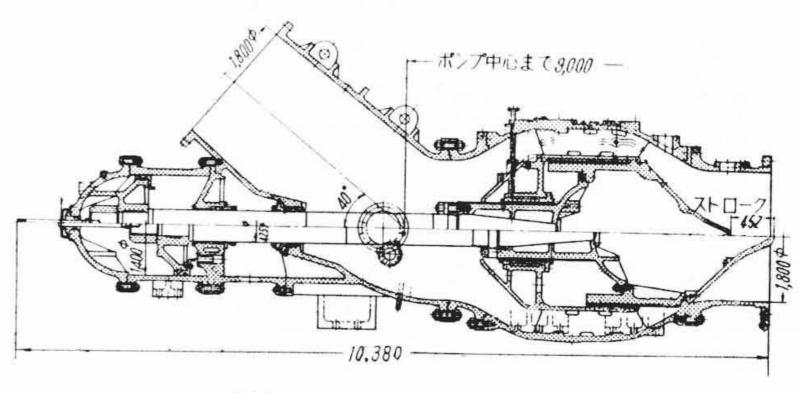




第 5 図 弁体前後の水圧差 H_v による作用力 P_w (正流の場合)



第6図 弁体前後の水圧差 H_vによる作用力 P_w (逆流の場合)



第7図 ニ ー ド ル 弁

る。図において回転数,流量,水頭およびトルクの値はすべて実物 ポンプにおけるそれらの基準値に対する割合をもって表わしてあ る。

2.2 吐出しニードル弁の特性

吐出し=-ドル弁もあらかじめモデル(1/10 寸法比)によってその各開きに対する抵抗係数を実験によって求めた。実験は正流および逆流の各場合について行った。第3図は正流の場合の実験結果を示し,第4図は逆流の場合の実験結果を示す。図において横軸には弁の開きS(mm)をとり,縦軸には抵抗係数くをとってある。くは $H_v=\zeta - \frac{v^2}{2g}$ のように表わされ,ここにHv は弁の抵抗損失水頭であり,v は弁の入口直管部分での平均流速である。

また弁体前後の水圧差 H_v により弁体に加わる力 P_w も実験で求めた。その実験結果を第5図および第6図に示した。第5図は正流の場合の結果であり,第6図は逆流の場合の結果である。上記の P_w の値はモデル弁におけるものであるから実物弁における P_w の値はこの実験値にモデル比の自乗 10^2 を乗じて求めることとした。

実物ニードル弁操作用油圧シリンダの主要寸法は次のとおりである(第7図)。

第1表 弁閉鎖速度の計画値

タンク内油圧 P1'	40 kg/cm^2	35 kg/cm ²
シリンダ内油圧 Po 目	28 kg/cm^2	23 kg/cm ²
不 働 時 間 s	0.241	0.241
一段目閉鎖速度 mm/s	68.4	60.6
一段目閉鎖時間s	6.44	7.27
二段目閉鎖速度 mm/s	7.7	7.16
二段目閉鎖時間s	16.1	17.32

第2表 諸塚ポンプ水撃計算結果

タンク内油圧 P ₁ ′	40 kg/cm ²			30 kg/cm ² 23 kg/cm ²		
シリンダ内油圧 Po	28 kg/cm ²					
計 算 番 号 項	1	2	3	4	5	6
停電時の吐出し弁開き mm	113	226	339	452	226	452
停電時の吐出し弁開き %	25	50	75	100	59	100
停電時の鉄管内圧力 mAq	241.4	241.4	241.4	241.4	241.4	241.4
停電時の鉄管内圧力 %	100	100	100	100	100	100
最大压力上昇mAq最大压力上昇%	18.58	20.76	21.0	21.0	21.0	21.0
	7.7	8.6	8.7	8.7	8.7	8.7
最大压力降下mAq最大压力降下%	40.57	47.1	52.4	55.3	47.35	55.5
	16.8	19.5	21.7	33.9	19.6	23.0
最 大 逆 流 量 m ³ /s	7.29	10.1	10.95	11.63	10.60	12.10
最 大 逆 流 量 %	39.2	54.2	58.9	62.6	57.1	65.0
弁閉鎖時の回転数 rpm	119.1	63.9	42.3	22.2	49.2	5.4
弁閉鎖時の回転数 %	39.7	21.3	14.1	7.4	16.4	1.8
吐出し弁閉鎖時間一段 s	12.3	1.45	3.13	4.72	1.68	5.3
吐出し弁閉鎖時間二段 s		13.97	13.27	12.38	14.22	12.55

油圧シリンダの内径

140 cm

油圧ピストンの圧油側軸径

8 cm

油圧ピストンの背圧側軸径

42.5 cm

圧油側ピストン作用面積

15,336 cm²

背圧側ピストン作用面積

13,968 cm²

弁のストローク

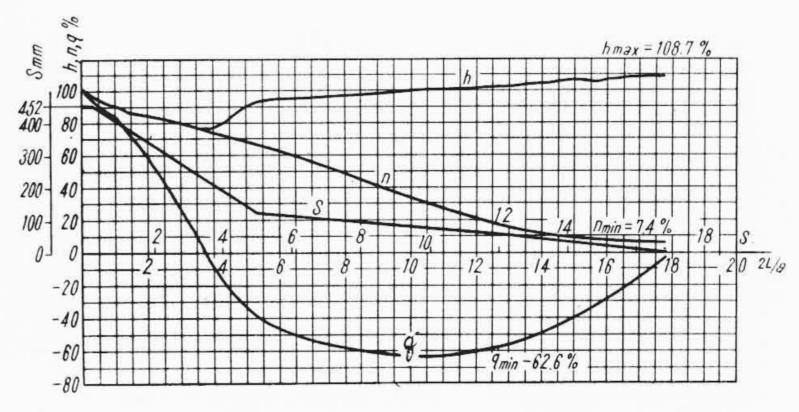
45.2 cm

油圧シリンダに作用する油圧 P_0 の値は、油タンク内の油圧 P_1' が $40 \, \mathrm{kg/cm^2}$ であるので途中の配管内における圧力降下を見込んで $28 \, \mathrm{kg/cm^2}$ とした。なお P_1' が $30 \, \mathrm{kg/cm^2}$ に低下する場合の水撃も計算することとし、このときは P_0 を $23 \, \mathrm{kg/cm^2}$ と見積った。

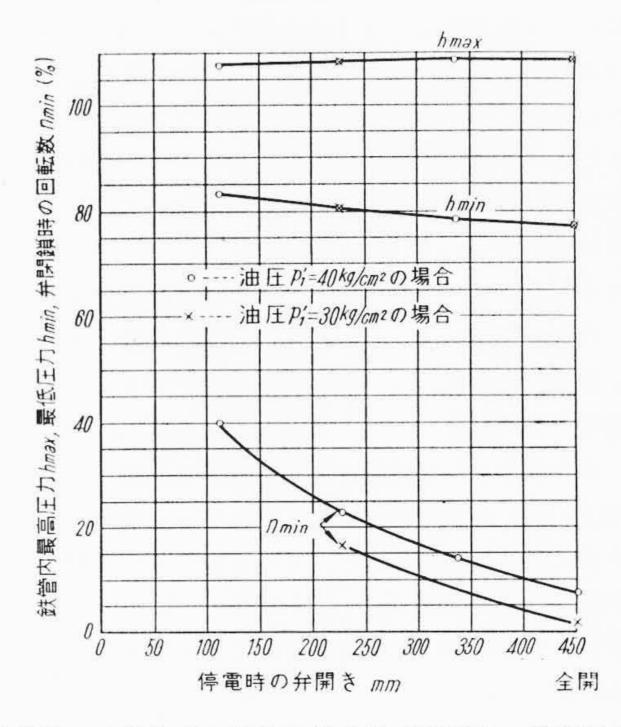
2.3 管路下端における過渡現象

ポンプの吐出し弁は動力遮断後自動的に2段速度で閉鎖するよう になっている。その閉鎖速度を定めるには、あらかじめ幾通りかの 値を仮定し, それらの各速度に対して水撃の計算を行い, 圧力上 昇,逆流量および逆転の有無などを検討して適当な閉鎖速度を選ん だ。仮定した各閉鎖速度の値は次のとおりである。一段目閉鎖速度 は45~68.4 mm/sの範囲にとり、二段目閉鎖速度は6~14 mm/sの 範囲にとり、これらを組合わせて合計20とおりとした。これらのう ち第1表に示す閉鎖速度がほぼ満足すべき結果を示した。すなわち 油圧 $P_1'=40 \text{ kg/cm}^2$ の場合は一段目閉鎖速度 68.4mm/s, 二段目 閉鎖速度 $7.7 \,\mathrm{mm/s}$ である。油圧 P_1' が $30 \,\mathrm{kg/cm^2}$ のときは一段目 が 60.6 mm/s, 二段目が 7.16 mm/s である。 タンク内油圧 $P_{1}'=$ 40 kg/cm² の場合, 停電時の吐出し弁の開度が 100% のときの計算 結果を図示すると第8図のようになる。図の横軸には時間 (2L/a)および秒の両方の単位で示す)をとり、縦軸には管路下端における 鉄管内水圧 h (基準総揚程 $H_n=241.4$ m に対する%), 回転数 n (基 準回転数 $N_n = 300$ rpm に対する%),流量 q (基準流量 $Q_n = 18.6$ m³/ sに対する%)および吐出し弁の開きSmmをそれぞれ示してある。

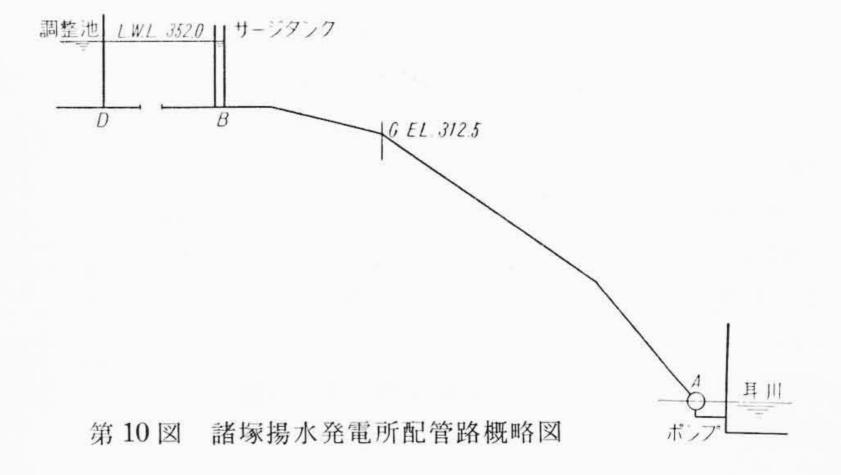
次に $P_1'=40 \text{ kg/cm}^2$ のとき停電時の吐出し弁開度が 75%, 50%, 25% の各場合, および $P_1'=30 \text{ kg/cm}^2$ のとき開度が 100%, 50%の



第8図 水 撃 計 算 結 果 (P₁'=40 kg/cm², 吐出し弁開度 100% の場合)



第9図 吐出し弁の開きに対する最高圧力,最低圧力, 弁閉鎖時の回転数(計算結果)

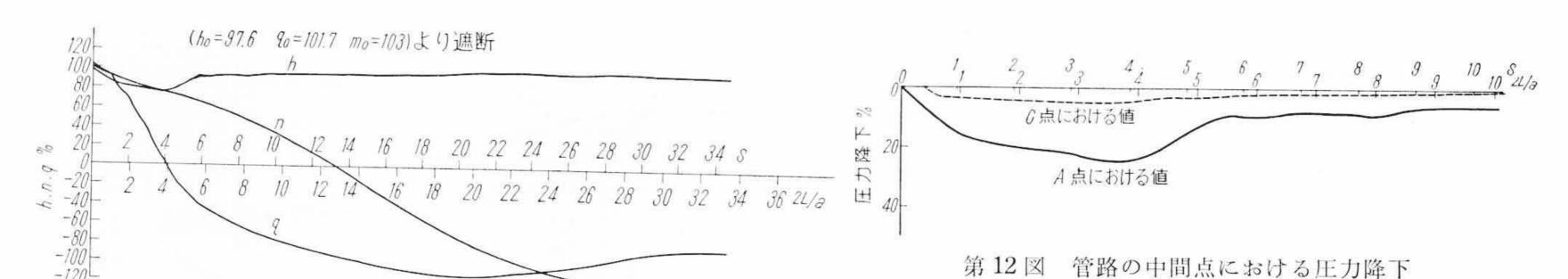


各場合についても計算し、これらの結果から鉄管内圧力上昇、弁閉鎖時のポンプの回転数、最大逆流量などを表示すると第2表のようになる。第2表から停電時の吐出し弁の開きと最高圧力 h_{max} 、最低圧力 h_{min} 、および弁閉鎖時における回転数 n_{min} との関係を求めて図示すると第9図のようになる。 h_{max} は停電時の弁の開きによってほとんど変らず、全開時において108.7%の値を示し、また h_{min} は全開のときもっとも小となっている。 h_{max} 、 h_{min} とも油圧が低下して閉鎖速度が変ってもその値は変らない。 n_{min} は油圧の変化による閉鎖速度の相違によって差が出ており、停電時の弁開きが全開でかつ油圧低下の際が最小で約2%になっている。

2.4 管路の中間における圧力変化

諸塚揚水発電所における配管の概略を第10図に示す。

この管路において最低圧力を生ずる場所はC点で、この圧力が大気 圧以下になれば鉄管を破壊するおそれがある。したがってC点にお ける圧力変化を検討する必要がある。この圧力変化はA点における



第11図 吐出し弁を閉じない場合の水撃現象計算結果

圧力変化がわかれば計算(5)できる。C点における圧力降下は実物ポンプが最低揚程の状態にて運転中電源が遮断され、吐出し弁は開放のままの場合が最大となるのでこの場合について計算する。まず吐出し弁開放の場合のA点における水撃の過渡現象を計算すると第11図のようになる。この図におけるA点の圧力変化を圧力降下として表わしたものが第12図の実線の曲線である。これからC点における圧力変化を求めれば図の破線で示した曲線が得られる。

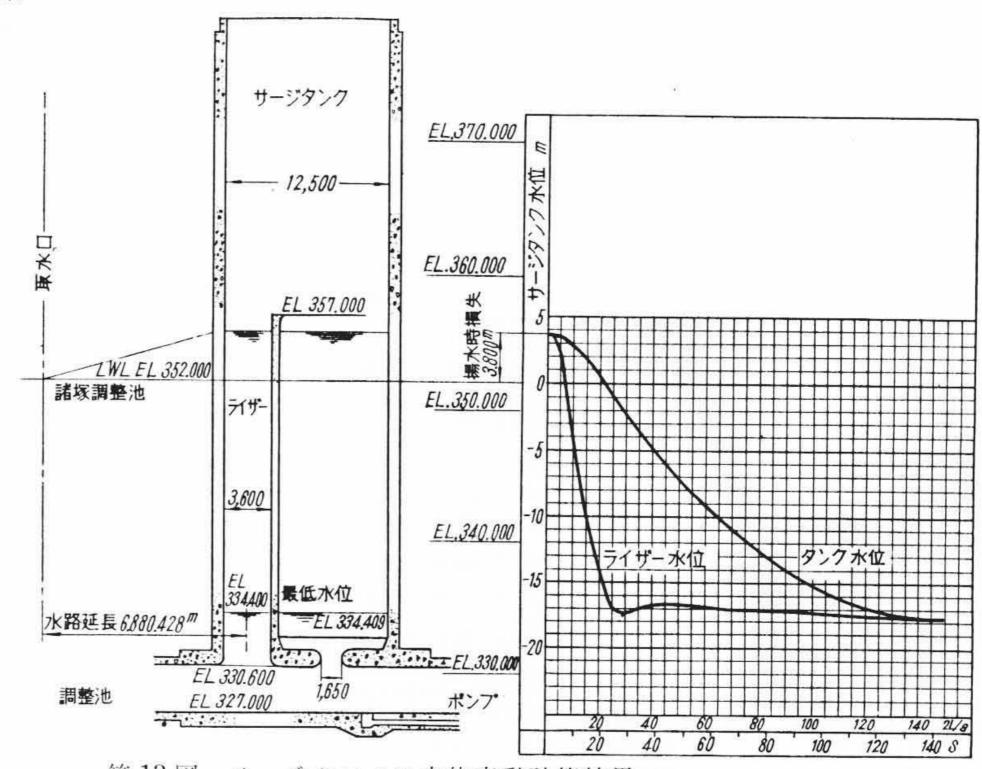
C点の圧力に対してはサージタンクの水位が関係する ので、その水位変化を求める。それには第11回におけ る時間と流量との関係を用い近似的に計算(6)できる。そ の計算結果を第13回に示す。C点における圧力はサー ジタンク水位の降下した状態から上に述べた水撃による 直接的な圧力降下量を差引いたものとなる。前者によ る圧力降下は 第 12 図 によると,t=3 秒において最大 値 (約5%, あるいは241.4× $\frac{3}{100}$ =12m)となっている。 このときライザ内の水位は 第 13 図 によると t=3 秒に おいては約0.7 m の降下を示しているので、その水位は EL. 352+3.8-0.7=355.1m にある。したがってライザ水 面とC点の標高 312.5 m との差は 355.1-312.5=42.6 m となる。よって C点における圧力は 42.6-12=30.6~mとなり, 水柱分離に対しては十分の余裕がある。次にラ イザの水位が最低となったときにつき検討するに、その 水位は t=28 秒において最低に達し、,基準水面より 17.2 m低下する。したがってこのときの水位は EL. 352-17.2 =334.8 m となり, ライザ水面とC点との標高差は334.8 -312.5=22.3 m となっている。しかるにこの時刻にお ける水撃による直接的な圧力降下は第11図によれば -2.4% (-5.8 m) となる。 したがってこの場合のC点 の圧力は 22.3-(-5.8)=28.1 m となり水柱分離のおそ れはない。

3. 過渡現象の実測

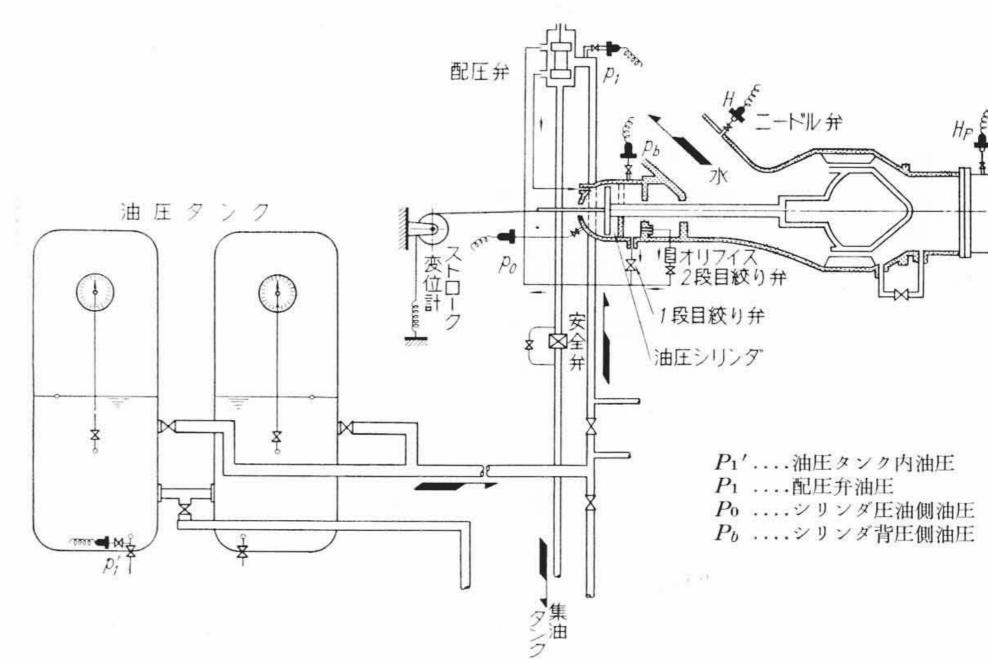
3.1 吐出し弁の無水時における閉鎖速度の測定

吐出し弁の閉鎖速度を変えるには 第14 図に示すように油圧シリンダからの油の流出を絞り弁ならびにオリフィスによって制限することによって得られる。この弁の閉鎖速度は 2 段に変化するが、一段目の閉鎖のときは一段目ならびに二段目絞り弁を通じて油が排出されるためその速度は大きい。あるストロークを通過すると一段目絞り弁は弁体につけられたピストンによって閉鎖され、抵抗の多い二段目絞り弁(オリフィスを含む)を通じて油が排出されるのでその閉鎖速度は急減する。第1表の閉鎖速度を計画どおり実現するためには絞り弁の開き、ならびにオリフィスの段数を種々に変えた場合に弁速度がいかに変化するかを知る必要がある。これを確かめるため吐出し弁(第7 図参照)を無水の状態においてその閉鎖速度を測定した。

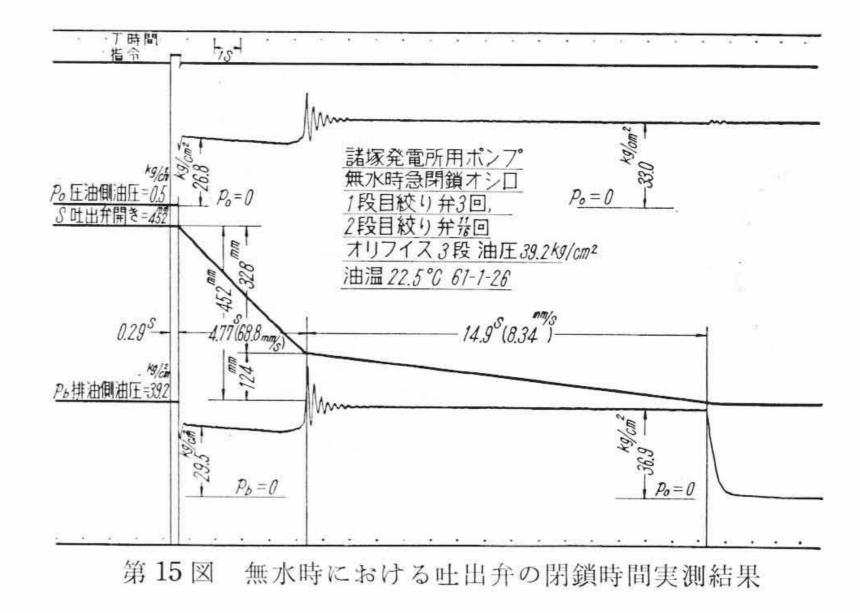
閉鎖速度を測定するには弁の動きと時間との関係がわかればよ



第13図 サージタンクの水位変動計算結果 (吐出し弁を閉じない場合)



第14図 油圧シリンダならびに配管系統略図



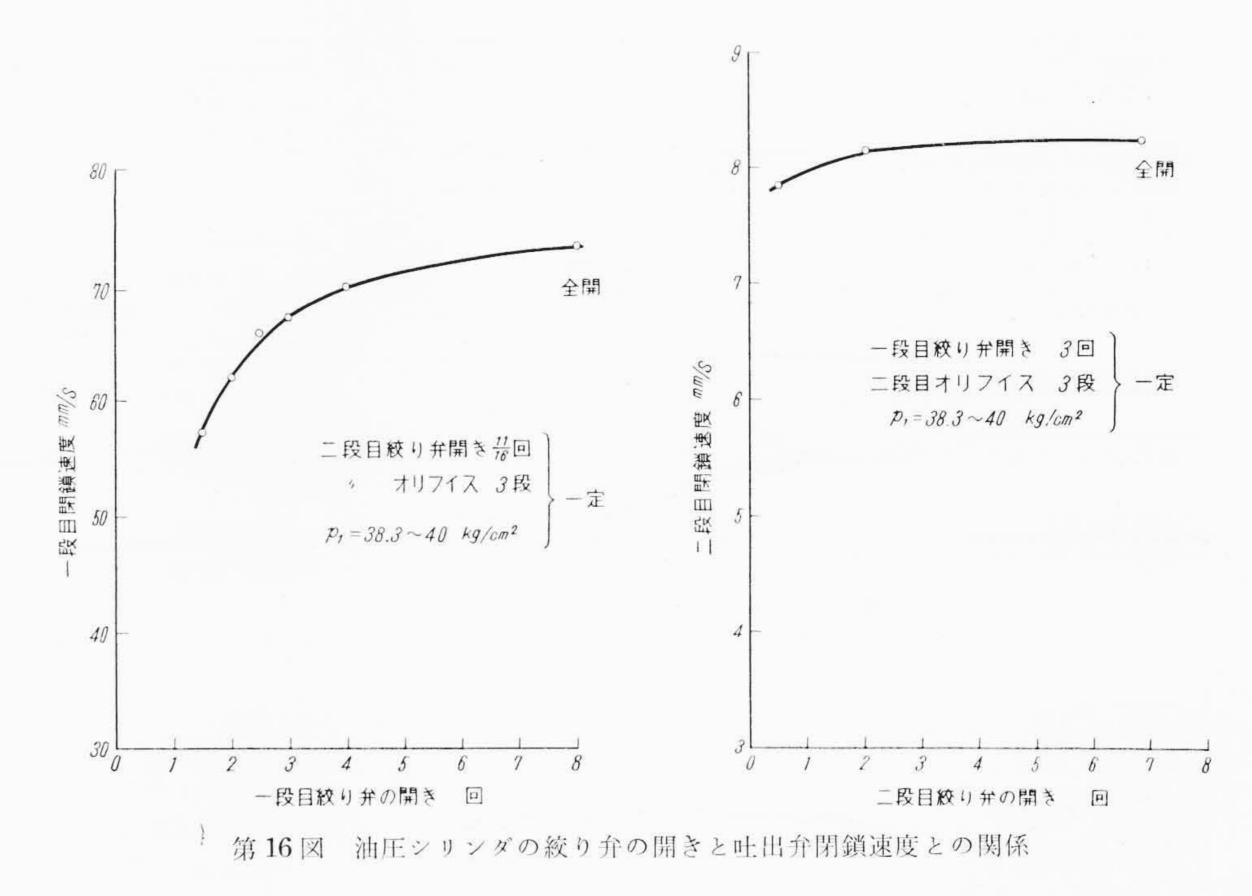
い。よってこれらをオシログラフによって記録した。なおオシログラムには弁の動きと時間以外に油圧シリンダの圧油側の油圧 P_0 , 排油側の油圧 P_0 の変化も参考に測定した。そのオシログラムの一例を第15図に示す。第15図は一段目絞り弁の開き(全閉からの弁ハンドルの回転数をもって示す)3回、二段目絞り弁の開き%回、オリフィス3段の場合である。実験は絞り弁の開きならびにオリフィスの段数を種々変えて数多くのオシログラムをとった。

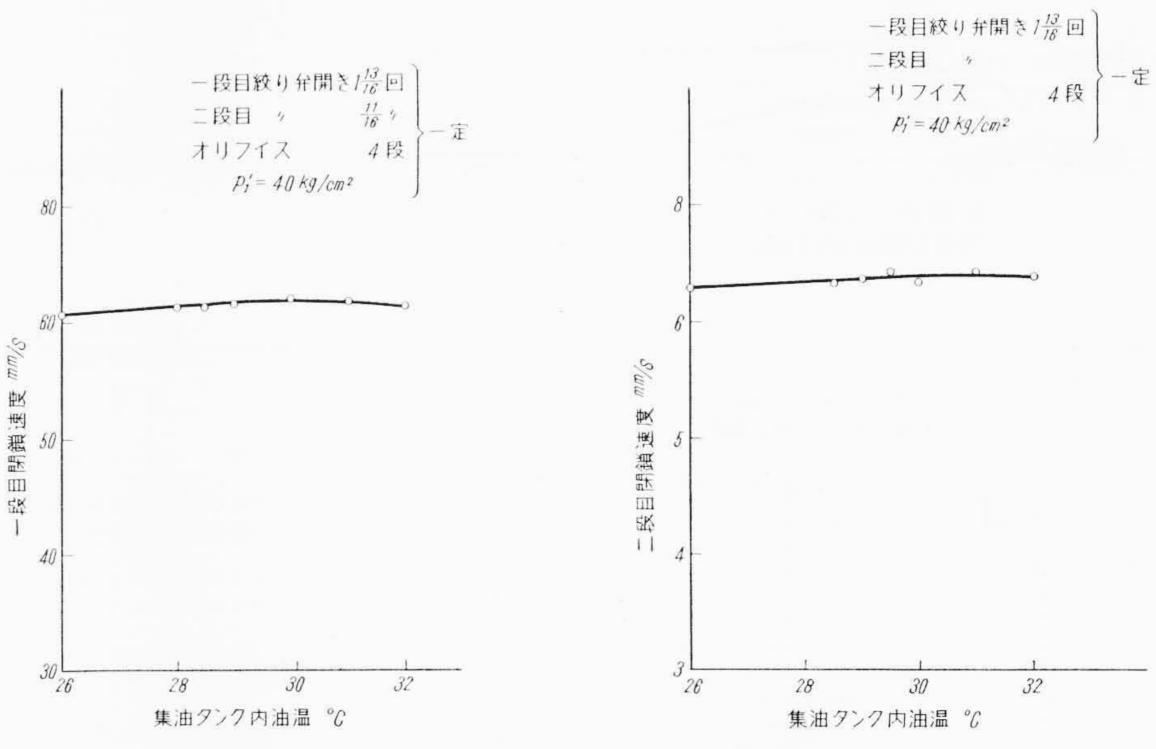
第16図は一段目、二段目の閉鎖速度と絞り弁の開きとの関係を示すものである。図の左側は一段目の閉鎖速度を示し、この場合は二段目絞り弁の開きは一定としている。図の右側は二段目の閉鎖速度を示し、この場合は一段目絞り弁の開きは一定としている。図において一段目の閉鎖速度は絞り弁の開き3.3回のとき68.4 mm/s (第1表における計画値)となる。しかるに図において二段目の閉鎖速度は計画値7.7 mm/sとは多少の相違がある。7.7 mm/sとするにはオリフィスの径その他を変えればよいのであるがかなりめんどうなのでそのまま実験を進めた。

第17図は弁の閉鎖速度が油温によっていかに変化するかを調べた結果である。図の横軸には集油タンク(第14図に示す配圧弁から出た油を集めるタンク)内の油温をとってあり、縦軸には閉鎖速度がとってある。図からわかるように油温が26~32°Cの間で閉鎖速度はあまり変らない。

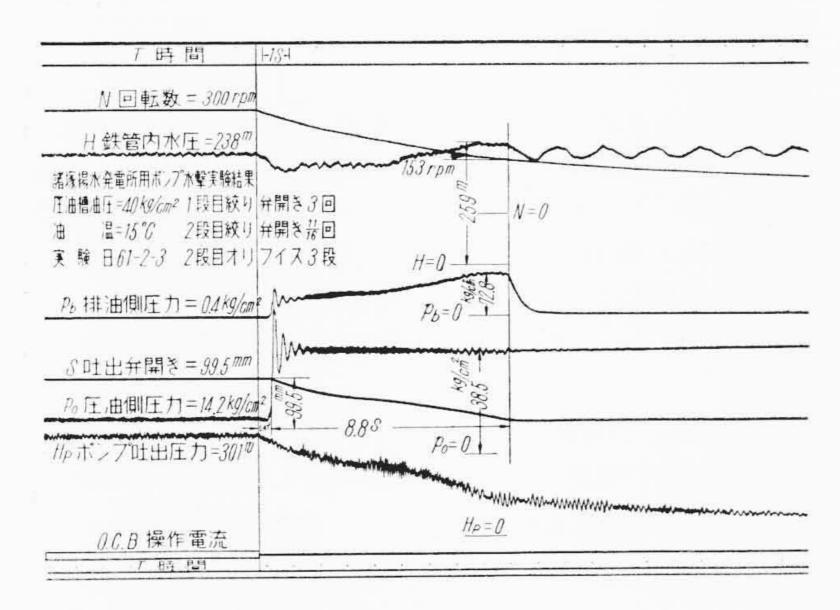
3.2 水撃現象の実測

過渡現象の測定方法は沼沢沼揚水発 電所用ポンプ⁽²⁾の場合と同様であるの

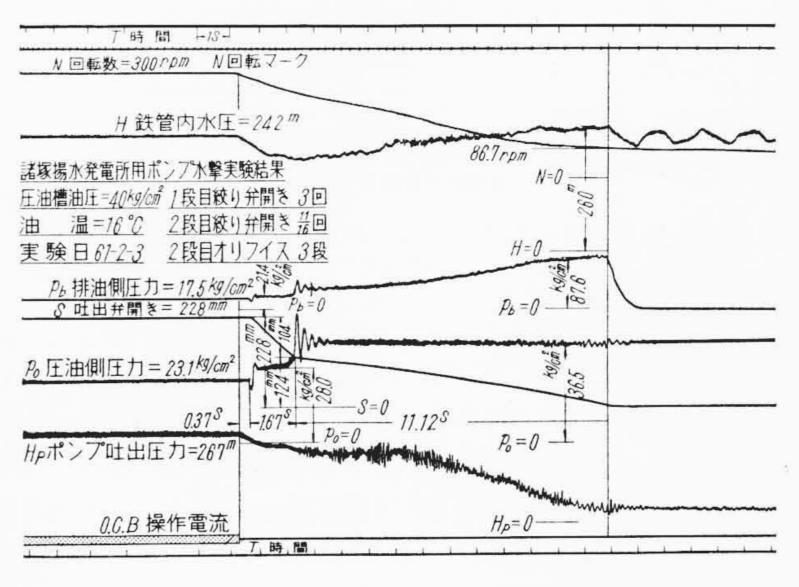




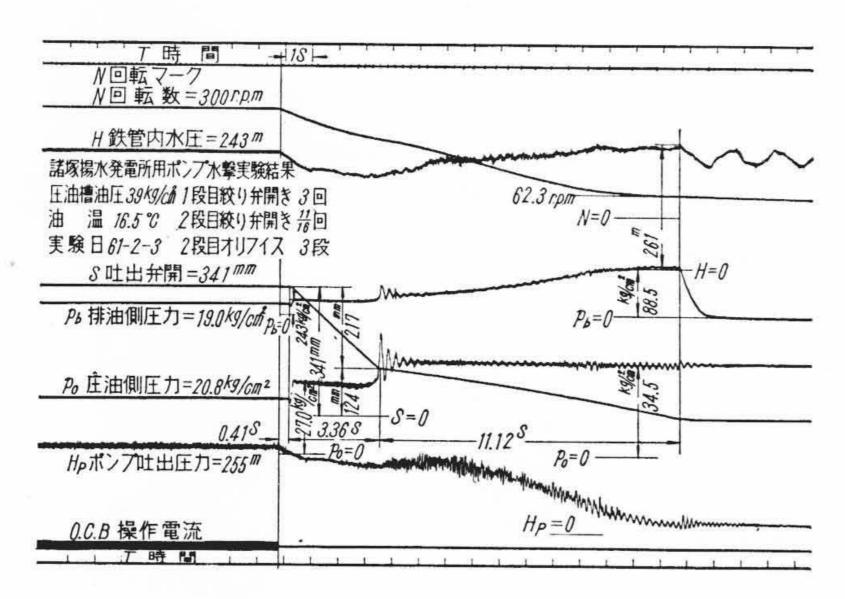
第17図 集油タンク内の油温と吐出し弁閉鎖速度との関係



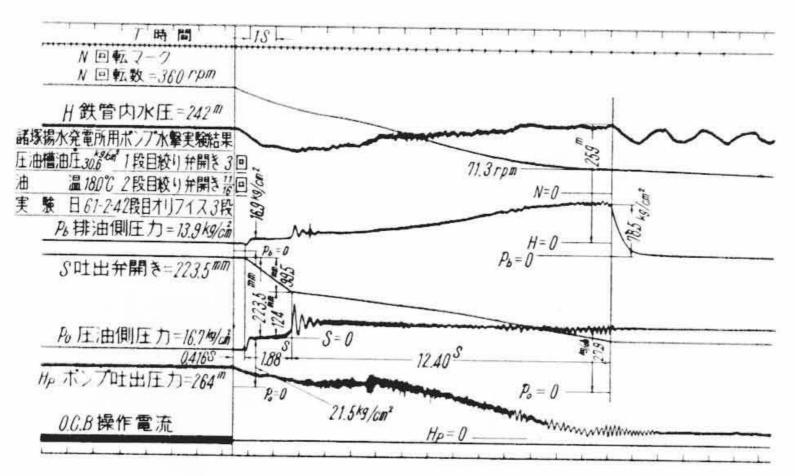
第 18 図 実測によるオシログラム (吐出し弁開き 99.5 mm)



第 19 図 実測によるオシログラム (吐出し弁開き 228 mm)



第 20 図 実測によるオシログラム (吐出し弁の開き 341 mm)

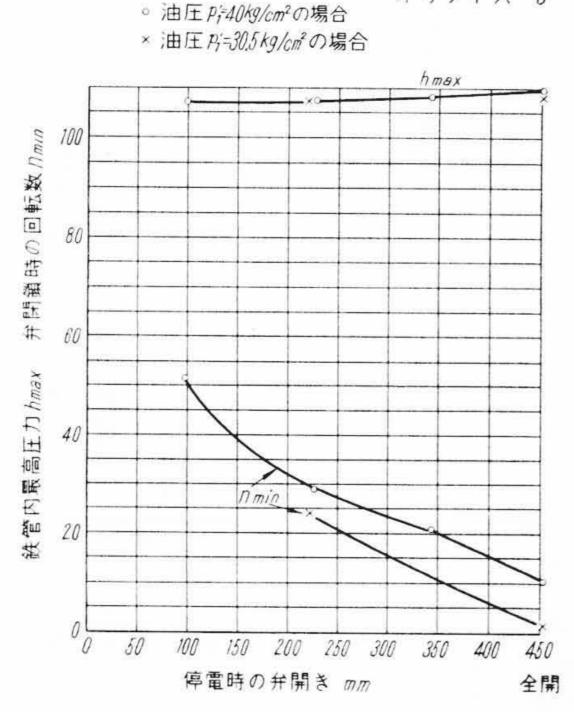


第22図 実測によるオシログラム (吐出し弁開き223.5 mm,油圧低下の場合)

絞り弁1段開き3

オリフィス 3

" 2段 1 16

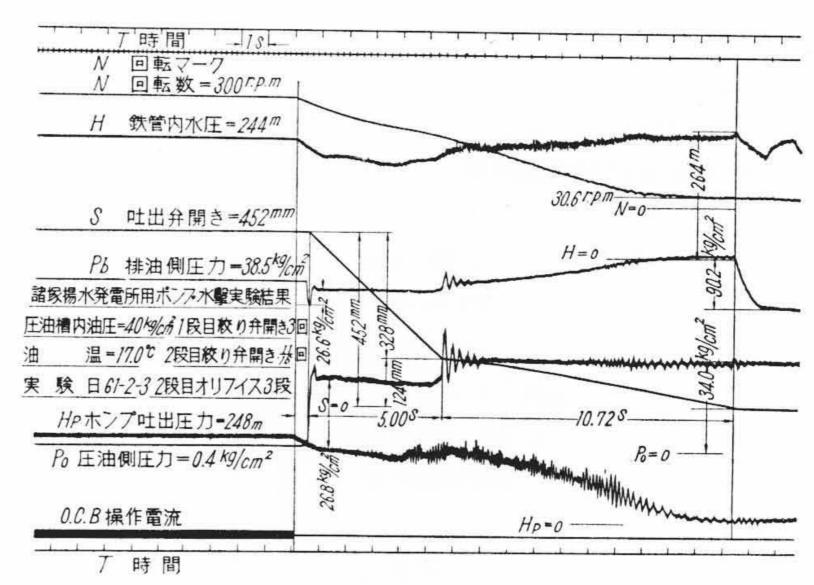


第24図 吐出し弁の開きに対する最高圧力, 弁閉鎖時の回転数 (実測結果)

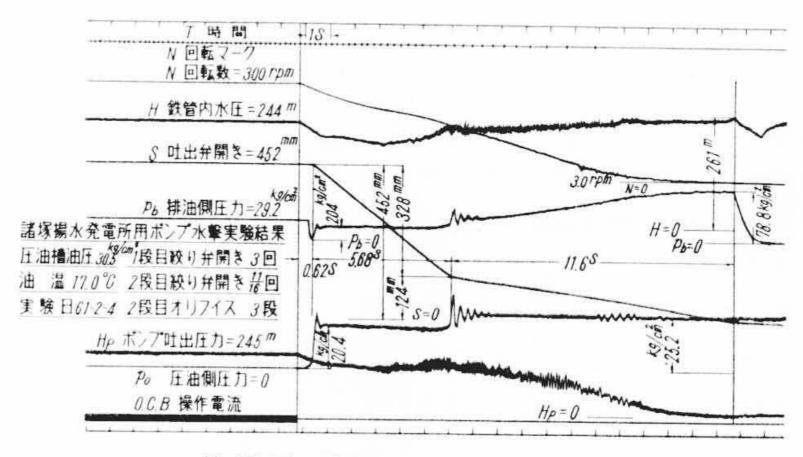
でここには省略する。

吐出し弁の開度 22%, 50.5%, 75.5% および 100% においてポンプの動力を遮断したときの水撃 現象のオシログラムを 第 18~21 図に示す。オシログラムは図の上方から順に時間 T, 回転数 N, 管路の下端における鉄管内水圧 H (第 14 図参照), 油圧シリンダ内排油側圧力 P_b , 吐出し弁の開き S, 圧油側圧力 P_0 , ポンプ吐出し圧力 H_p , 電流をそれぞれ示す。

また油圧 P_1' を低下させた場合, 吐出し弁開度49.5%, 100% から



第 21 図 実測によるオシログラム (吐出し弁の開き 452 mm)



第23 図 実測によるオシログラム (吐出し弁開き452 mm,油圧低下の場合)

第3表 諸塚ポンプ水撃実験結果

タンク内油圧 P1'kg/cm²	40	40	39	40	30.6	30.5
実 験 番 号	1	2	3	4	5	6
実 験 日	36-2-3	36-2-3	36-2-3	36-2-3	36-2-4	36-2-4
停電時の吐出し弁開き mm	99.5	228	341	452	223.5	452
停電時の吐出し弁開き %	22.0	59.5	755	100	49.5	100
停電時の鉄管内圧力 mAq	238	242	243	244	242	244
停電時の鉄管内圧力 %	98.6	100.2	100.5	101	100.2	101
鉄管内最高圧力 mAq	259	260	261	264	259	261
鉄管内最高圧力%	107.5	107.7	108.0	109.5	107.5	108
弁閉鎖時の回転数rpm	153	86.7	62.3	30.6	71.3	3.0
弁閉鎖時の回転数%	51.1	28.9	20.8	10.0	23.8	1.0
吐出し弁不働時間 s 吐出し弁閉鎖時間一段 s 吐出し弁閉鎖時間二段 s	0.47 8.8	0.37 1.67 11.12	0.41 3.36 11.12	0.47 5.0 10.72	0.42 1.88 12.40	0.62 5.68 11.60

注 タンク内油温: 15~18.6°C 室 温: 13~14°C

動力遮断したときのオシログラムを 第 22, 23 図 に示す。これらのオシログラムから鉄管内最高圧力,弁閉鎖時の回転数その他を読取り第 3 表に掲げた。 h_{\max} , n_{\min} と停電時の吐出し弁の開きとの関係を図示すると 第 24 図 のようになる。停電時弁が全開のときにおける h_{\max} は 109.5% であり,弁の開きが変っても h_{\max} の値はあまり変化しない。 n_{\min} は油圧低下の場合においても +1% となっている。

3.3 実測値と計算値との比較

実験の際の弁の閉鎖速度が計算の際決めたものと少しずれたため 実測と計算との厳密な比較はできないが、第9図と第24図とを比 較すれば、鉄管内の最高圧力 h_{\max} は計算と実測とにおいてほとん ど一致した結果を示すことがわかる。また弁閉鎖時の回転数 n_{\min} は停電時の弁の開きが少ないときは少しくい違っているが、弁が全 開のところではだいたい一致している。これは油圧低下の場合においても同様である。

4. 結 言

- (1) 諸塚揚水発電所用ポンプの配管系に生ずる水撃現象をあらかじめ計算し、吐出し弁の閉鎖速度を提案した。
- (2) 最低揚程において動力遮断したとき,吐出し弁が開放のままのとき配管系の中間の点における圧力降下を計算し,水柱分離に対して検討を加え,その心配がないことを明らかにした。
- (3) 動力遮断時の吐出し弁の開度が22%,50.5%,75.5% および100%の各場合において水撃現象を実測し,鉄管内の圧力上昇, 弁閉鎖時の回転数などは計算とかなり合うことを確かめた。
- (4) また吐出し弁を操作する油圧が約 30kg/cm² に低下し、弁

の閉鎖速度が小となったときについても実験し,これまた計算と かなりよく合うことを確かめた。

終りに臨み現地における実測に際しての九州電力株式会社の絶大 なるご協力に厚く感謝の意を表する。

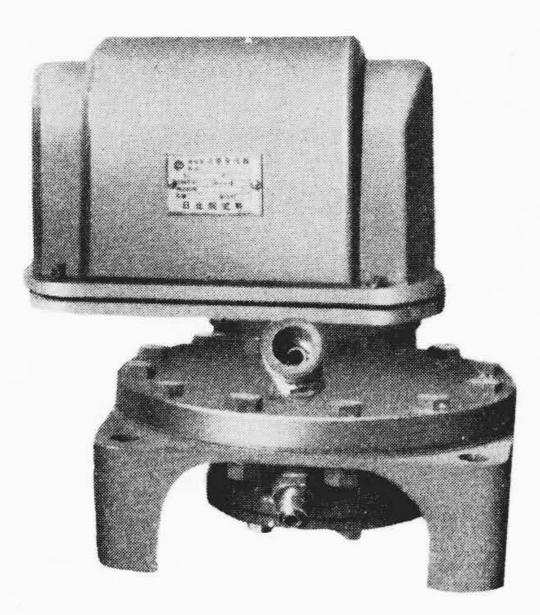
また工場内において第二ポンプ設計課,ポンプ検査課,機械研究課,水力研究課の多くの人々のご協力を得たことに対しても合わせて深く感謝する。

参 考 文 献

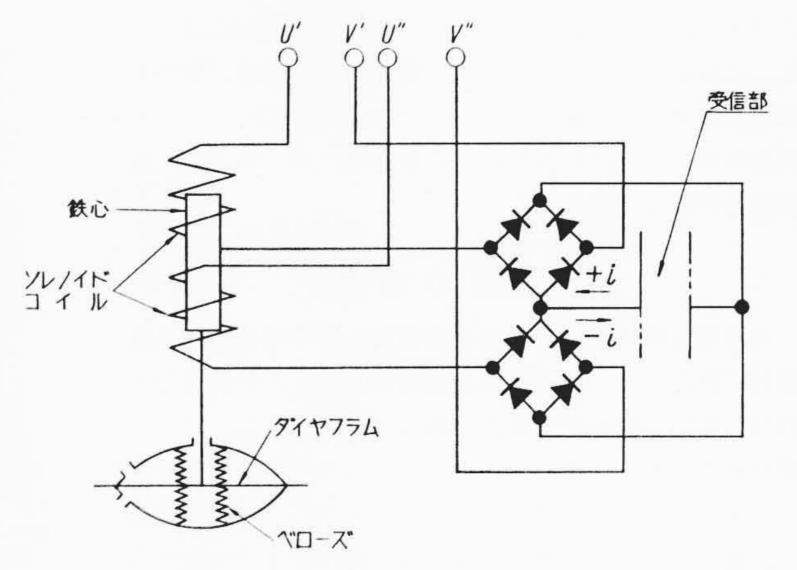
- (1) 寺田,田原,細田:日立評論 43,5 (昭36-5)
- (2) 小堀: 日立評論 35,6(昭 28-6)
- (3) 横山, 松原: 日立評論 42, 11 (昭 35-11)
- (4) 小堀: 日立評論 36, 9 (昭 29-9)
- (5) 小堀: 機械学会講習会前刷 (昭31-6)
- (6) 小堀: 機械学会論文集 26, 16 (昭 35-1)

流 量 発 信 器

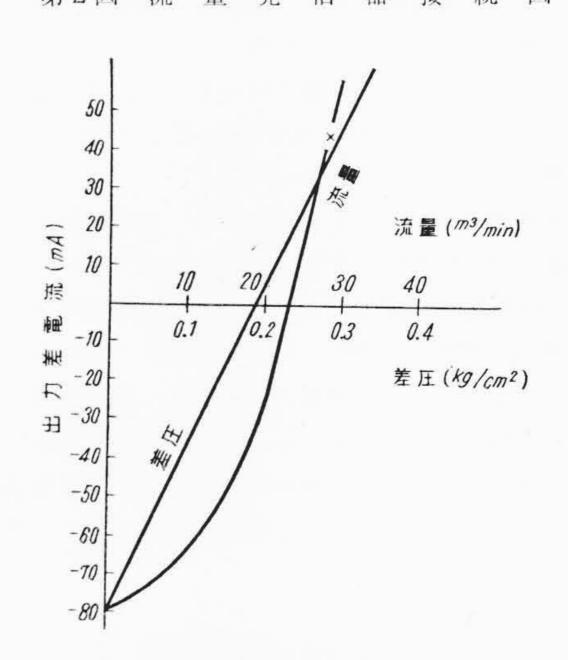
本器はベンチュリー管により流量の自乗に比例する差圧をとり出し、その差圧によりダイヤフラムを駆動し、生じた偏位によって二重ソレノイドの中心に置かれた鉄心を移動して、二つのコイルのリアクタンスを変化させるようにしたもので、両コイルに流れる電流の差はベンチュリーの発生する差圧に比例する。すなわち流量発信器の出力(本器の両コイルの差電流)は流量の自乗に比例する。本器の外観を第1図に、接続および特性を第2図および第3図に示す。



第1図 流 量 発 信 器 外 観



第2図 流 量 発 信 器 接 続 図



第3図 流 量 発 信 器 特 性 図