

坑内排水ポンプを対象とした水撃防止法の研究と実績

寺 田 進*

Research and Practical Achievements Concerning a Protective Method against the Water Hammer Effect in Respect to Mine Drainage Pumps

By Susumu Terada
Kameari Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

About two years ago, new simplified diagrams defining the water hammer effect pressures at the time of sudden failure of power were presented in a report by Mr. J. Parmakian. These diagrams proved very useful to civil and mechanical engineers. However, utilization of these diagrams still entails some tedious calculations.

The writer has rewritten these diagrams with more convenient figures for application in the field of mine drainage pumps. In this field of application, the major portion of the pumping main pipes are being laid vertically; therefore, the down surges of the water hammer are not serious. And after full consideration of every aspect, it was found that in the case of mine drainage pumps, the use of a check valve with a slowly closing by-path valve is the most suitable method for preventing damages by the water hammer effect. This report explains in detail the reasons why this method is the most suitable for this field of application, and introduces the actual results in the field of several recent cases of application.

〔I〕 緒 言

本誌に既載の「坑内排水ポンプの自動運転」という記事⁽¹⁾の中に述べたように、坑内排水ポンプの水撃防止法は、割合に簡単な装置で済むので、主要ポンプには、今後盛んに実施されることと思うが、フルプルーフを立前とする坑内機械設備に共通な特性を持たせねばならないものであるから、一般地表で使われる上水道用や灌漑用のポンプのための水撃防止法とはまた異なつた独特の考慮が払われなければならない。ここには、実用的な方面から見た解説を試みてみたい。

〔II〕 パーマキアン氏の水撃簡易図表

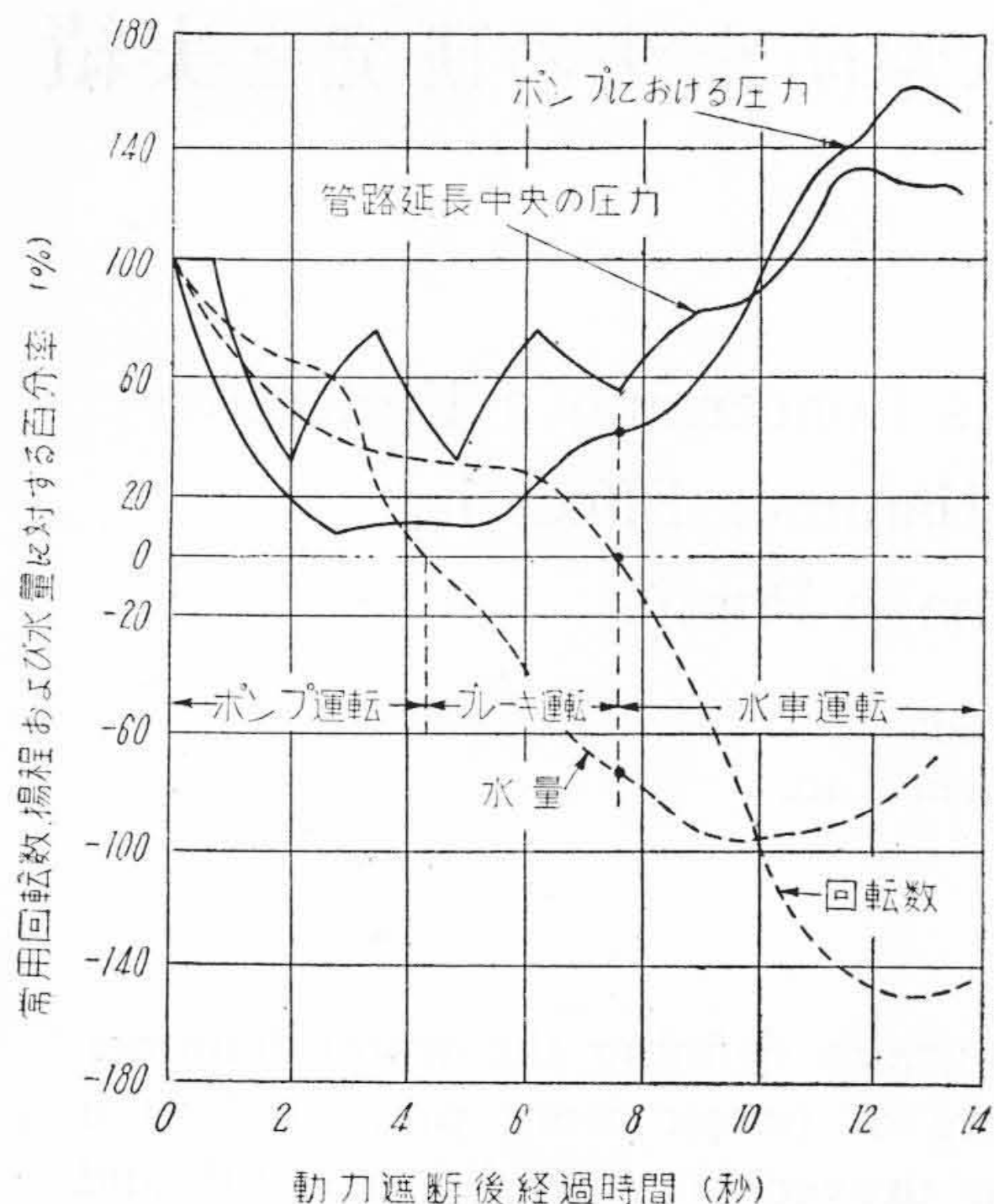
運転中の渦巻ポンプの電動機への電力供給が急に断たれたときに起こる水撃のための圧力の変化その他を計算する実用的方法には、古くはアングス氏⁽²⁾、近くはステパノフ氏⁽³⁾などの図式解法があり、またそれと前後して

ピーボディ氏⁽⁴⁾の逐次計算法などもあつて、詳しい計算をしたいときには、きちようめんにやれば、大した予備知識がなくても、かなり正解な数字を求めることができるし、また実際に試験してみても計算結果とよく一致した値をうるものである。

しかし、これらの計算法は、かなりの面倒な手順と、長い時間とを必要とするので、それぞれの場合に、水撃の結果の危険な圧力変化がありそうか否かの目安をつけ、危険を感じるときにだけ詳しい計算を行つて、正しい対策を講ずるようにすることができれば便利であるとの希望が持たれていたが、2年程前に、パーマキアン氏が発表した簡易図表⁽⁵⁾は幸いにもこの要求の一部に応えてくれている。

第1図(次頁参照)は、渦巻ポンプの運転電力を急遮断したときの、圧力、水量および回転数の変化を、動力遮断後の経過時間を横軸として示したものの一例である。本図は、管路の途中およびポンプの前後に、逆止弁や底弁または自動制水弁など水流の逆行を遮断する装置をな

* 日立製作所亀有工場



第1図 動力遮断後の過渡現象
Fig.1. Transient Conditions Following Power Failure

にも設けてないときのものであるが、それらの弁を設けると、弁の閉じ具合のいかんによつて、この曲線群の形が大きく変わり、圧力上昇最高値がこの図に示されたものよりもはるかに大きくなることもあるし、この図の上昇値よりも小さくなつて、常用圧力よりほとんど増さないようになることもある。またこれらの各曲線は、ポンプの性能や電動機の仕様や管路の太さと長さなどの変わるとともにその形状を変化するものであるが、それらの条件の組合わせを一定にすると、大体一致した形状になるものである。パーマキアン氏は、種々計算を試みた結果、第2図をその一部とする一連の水撃簡易図表群を発表した。

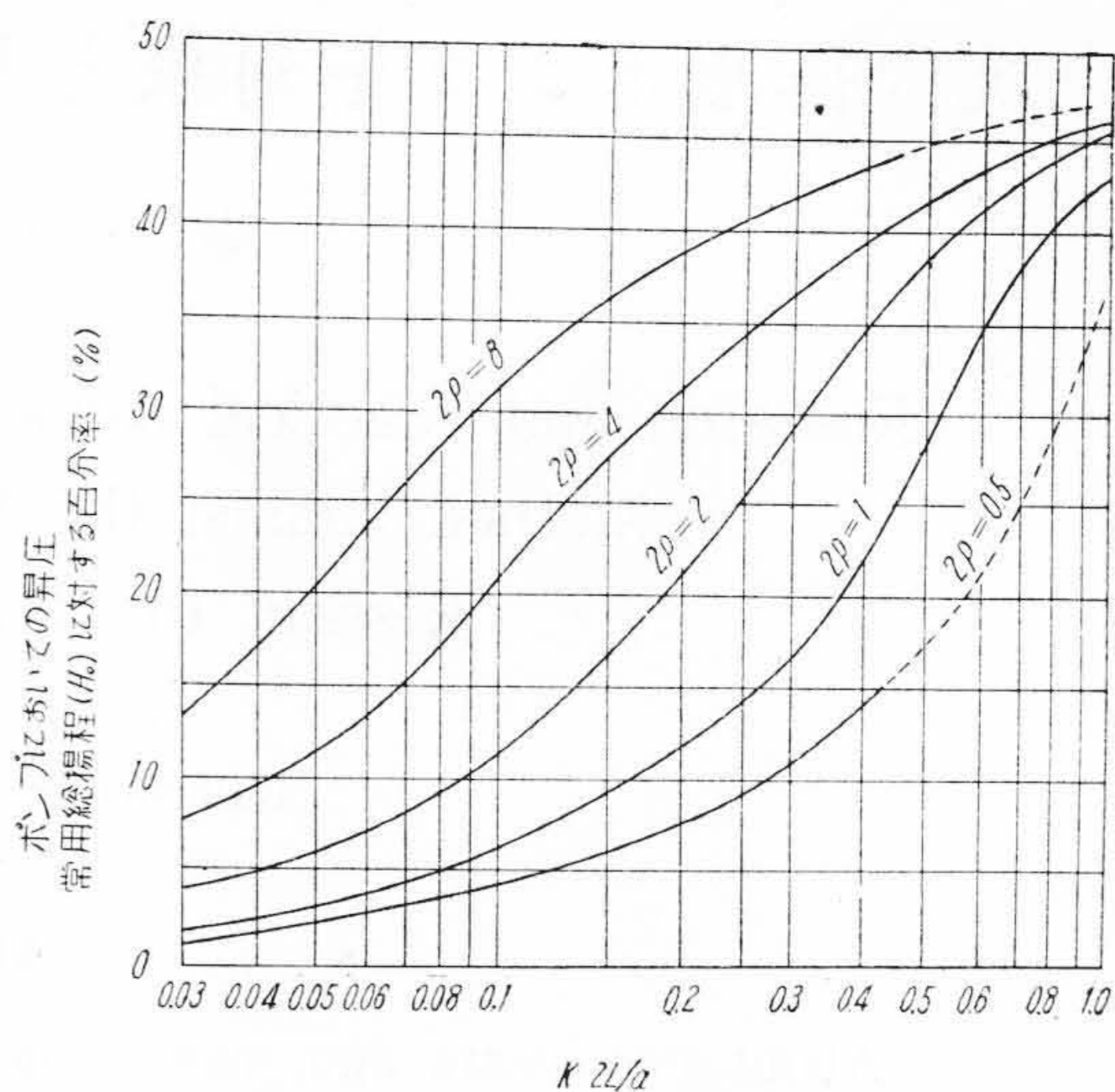
第2図中

$$2\rho = aV_0/gH_0 \dots\dots\dots(1)$$

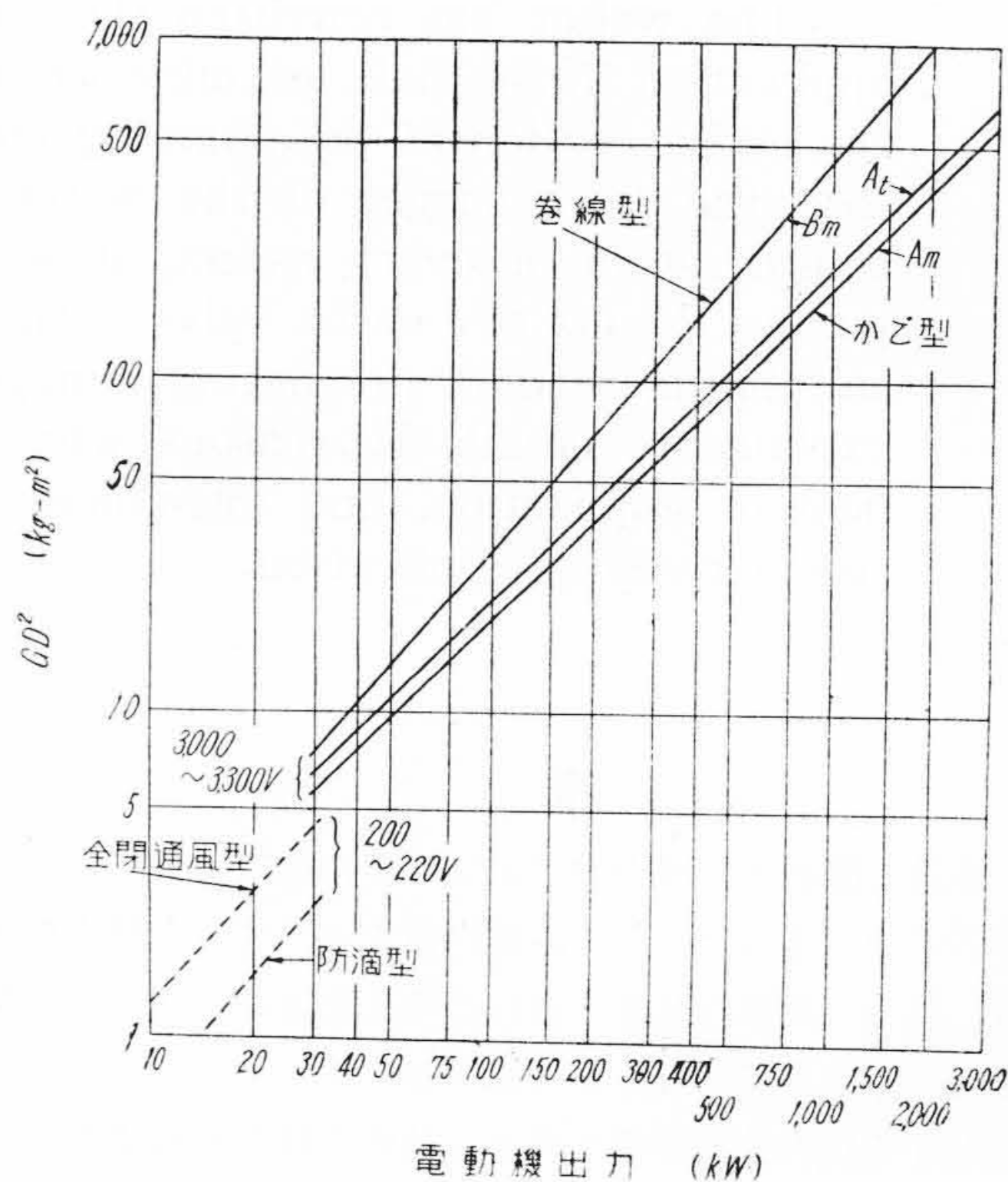
ただし、 2ρ =管路常数、 a =管路水中での圧力波の伝達速度 (m/s)、 V_0 =動力遮断直前の管路中の流速 (m/s)、 g =重力による加速度 (m/s²)、 H_0 =動力遮断直前の常用ポンプ総揚程 (m) であり、

$$K=100,000 \text{ kW}/(\text{GD}^2 \cdot N_R^2) \dots\dots\dots(2)$$

ただし、 K =揚水に要するトルクと回転体の慣性能率が発生するトルクとの比、 kW =ポンプ所要動力 $\div$ 電動機出力、 GD^2 =電動機、ポンプおよび羽根車に含まれている水など回転部分の総合フライホイール効果すなわち慣性能率、 N_R =常用ポンプ回転数であり、 L =管路延長である。



第2図 パーマキアン氏の水撃図表の一部
Fig.2. One of Water Hammer Diagrams by J. Parmakian



第3図 4 極 電 動 機 の GD^2
Fig.3. GD^2 of 4 Poles Motors

〔III〕 筆者が提供する坑内排水ポンプ用の水撃簡易図表

パーマキアン氏の各図表は、きわめて重宝なものであるし、後から実例を以て述べるように、われわれの経験ともよく一致するが、 2ρ の値や $K \cdot 2L/a$ の値をその都度細かく計算せねばならない不便がある。いろいろな種類のポンプがあるが、範囲の限られた各用途ごとに、

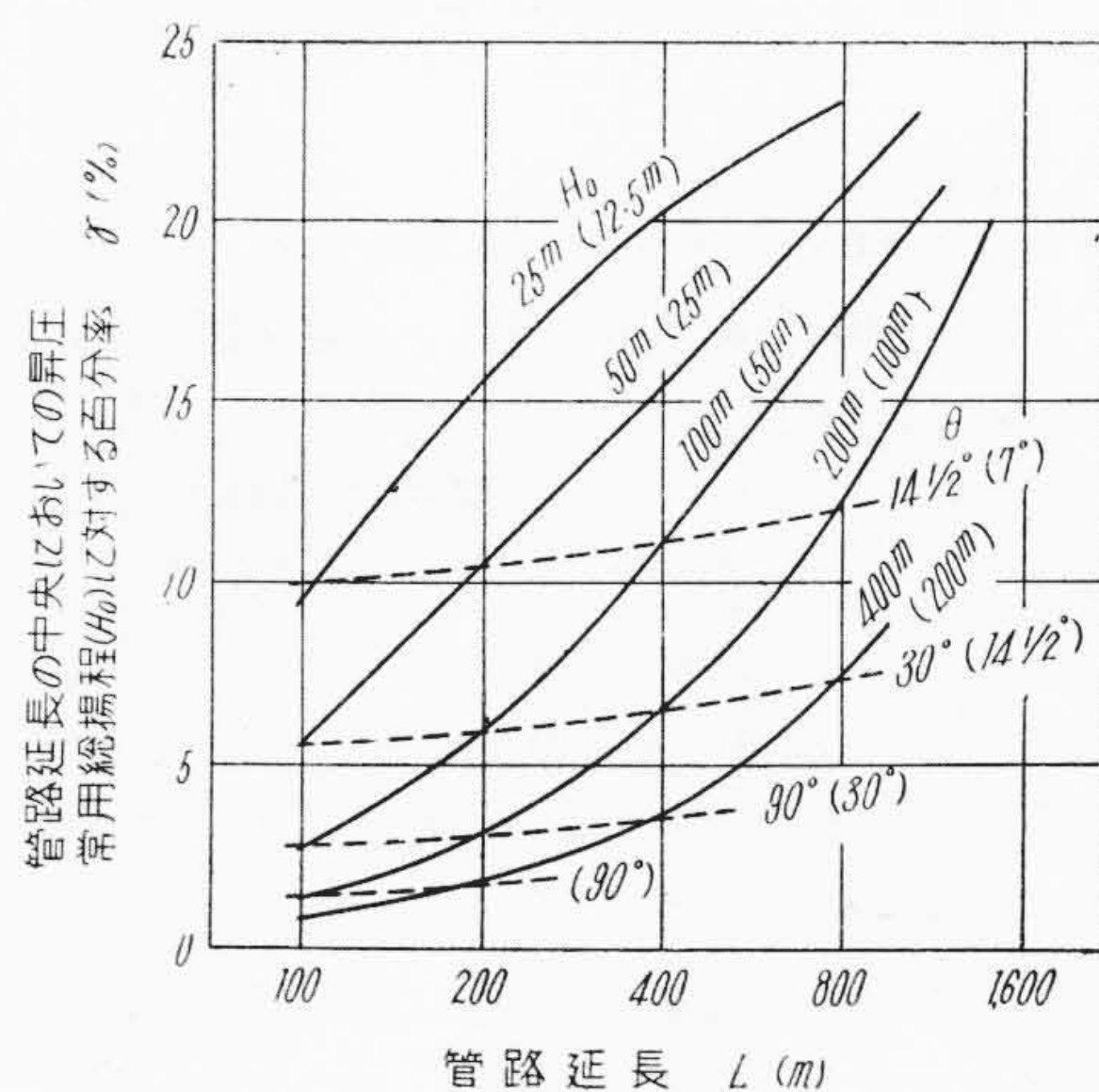
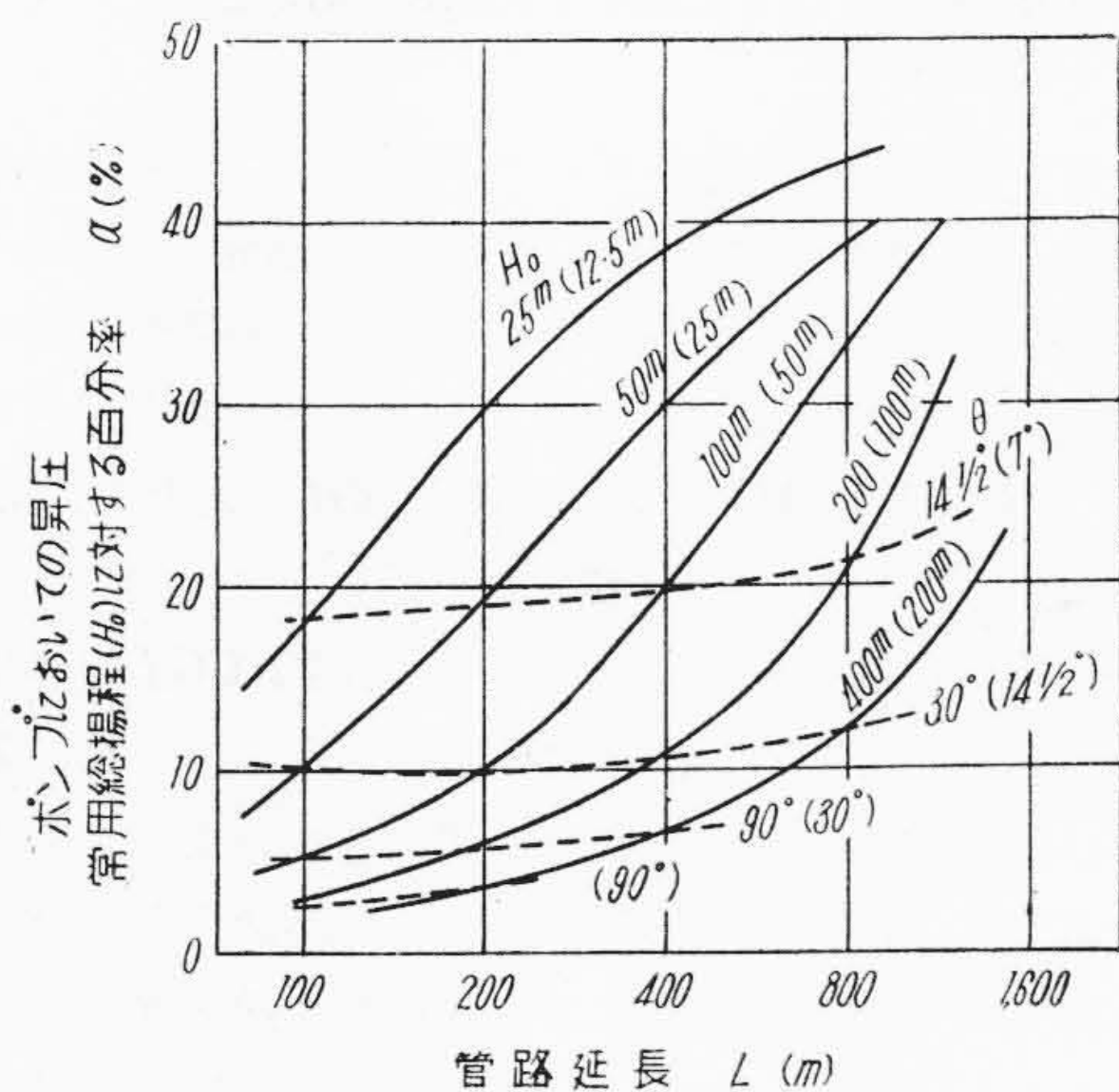
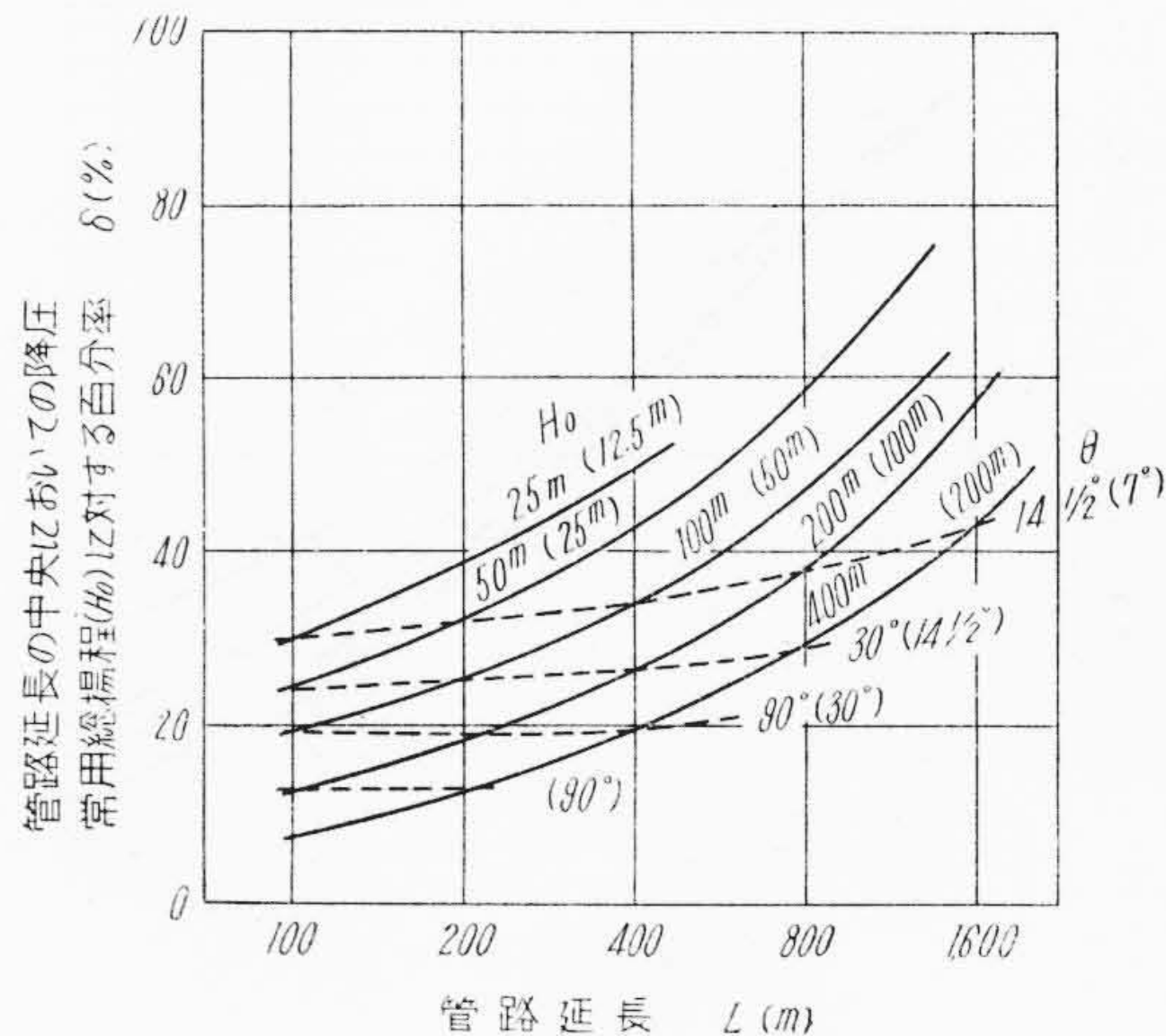
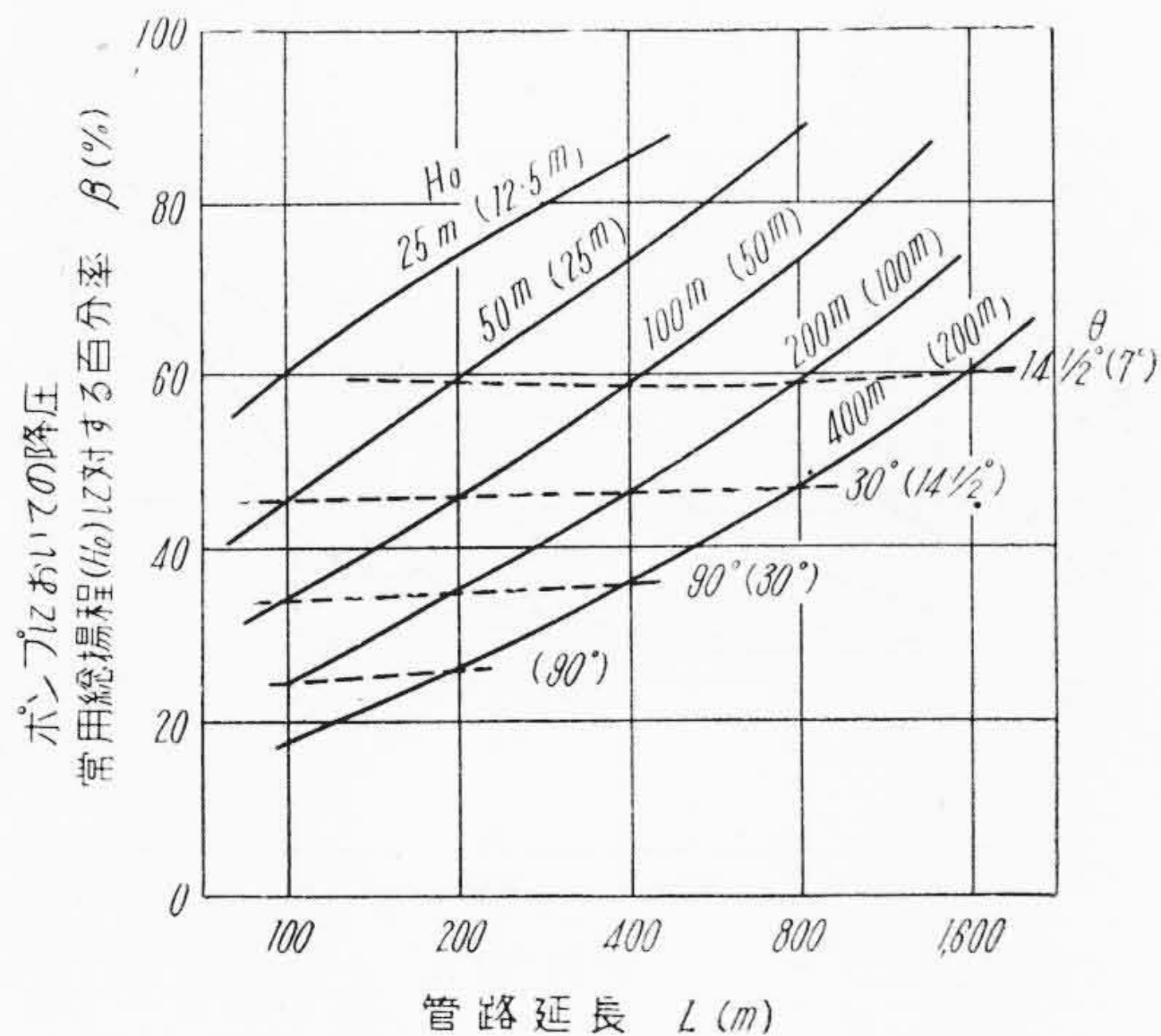
これらを予め計算しておいたらいつそう便利な図表がえられるものと考え、その第一歩として、坑内排水ポンプ用のものを作ってみた。

まず式 (1) について、 $a=980 \text{ m/s}$ とすると、つぎのようになる。

$H_0 \text{ (m)}$		25	50	100	200	400
2ρ	$V_0=2 \text{ m/s}$ のとき	8	4	2	1	0.5
	$V_0=1 \text{ m/s}$ のとき	4	2	1	0.5	0.25

つぎに、式 (2) を計算するために、 GD^2 の値を調べてみる。現在のところ、坑内用ポンプのために最も多く使われているところの電動機は 4 極のものであつて、2 極のものはほとんどないし、一方 6 極のものは 4 極のもの

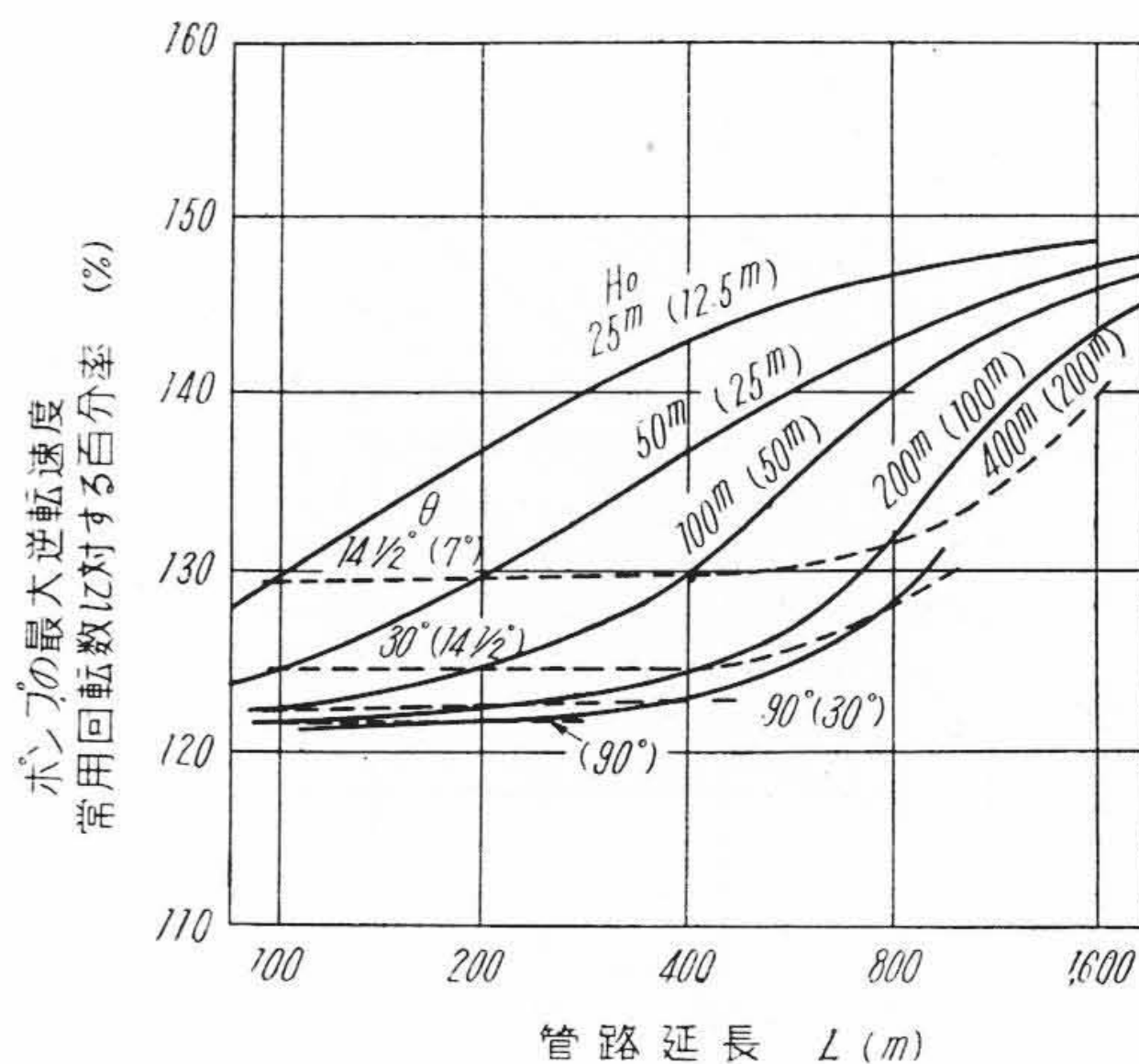
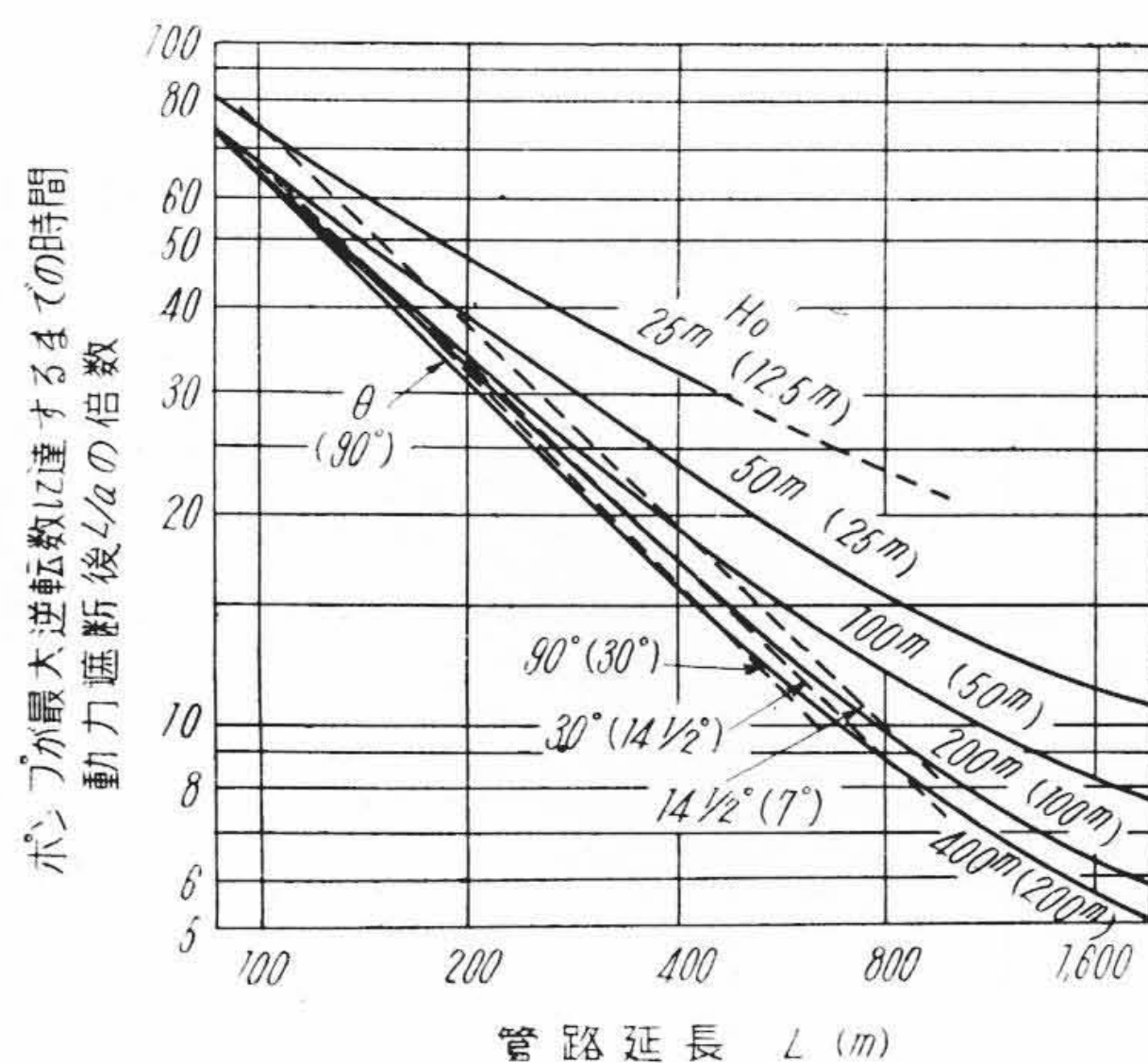
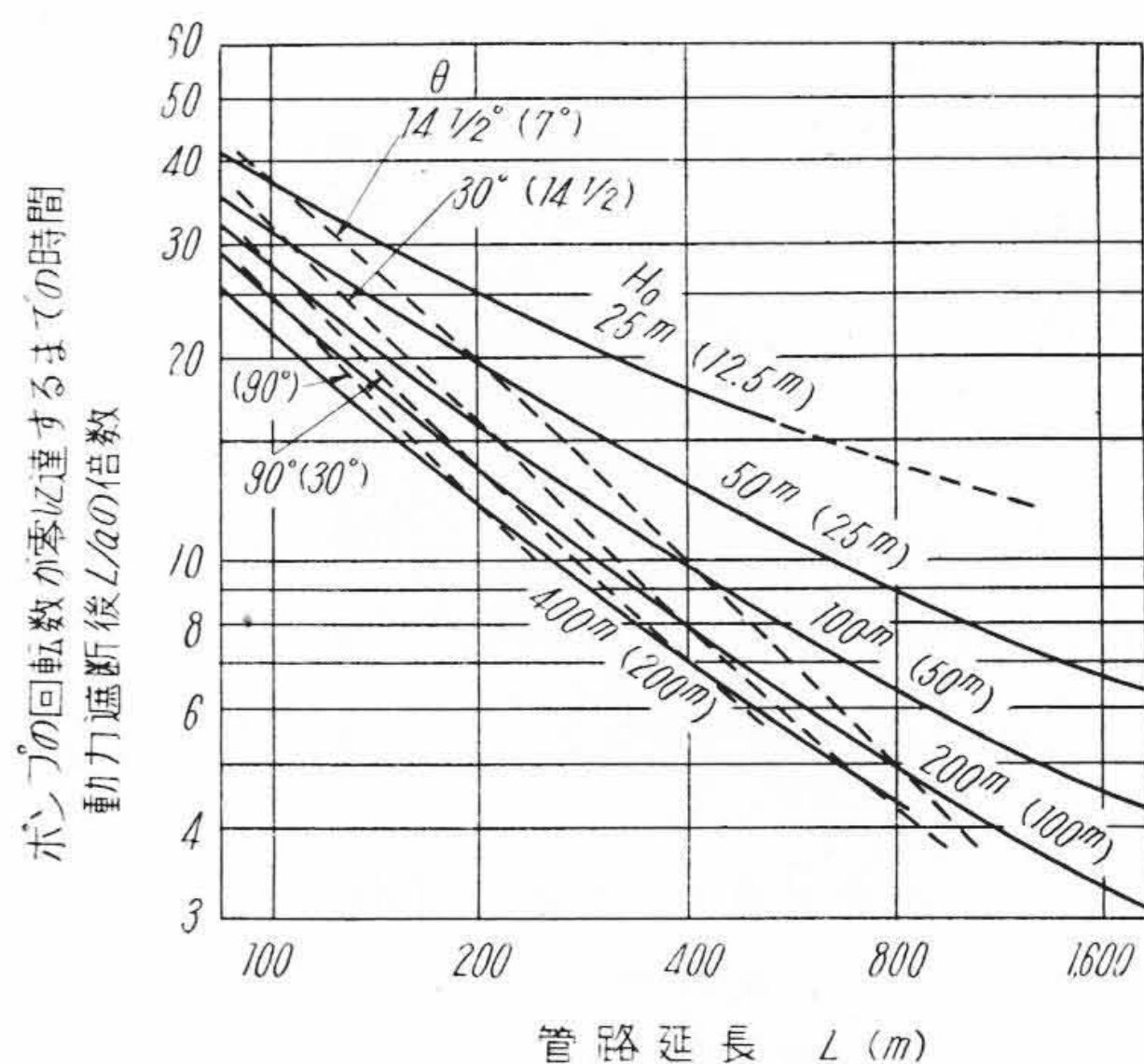
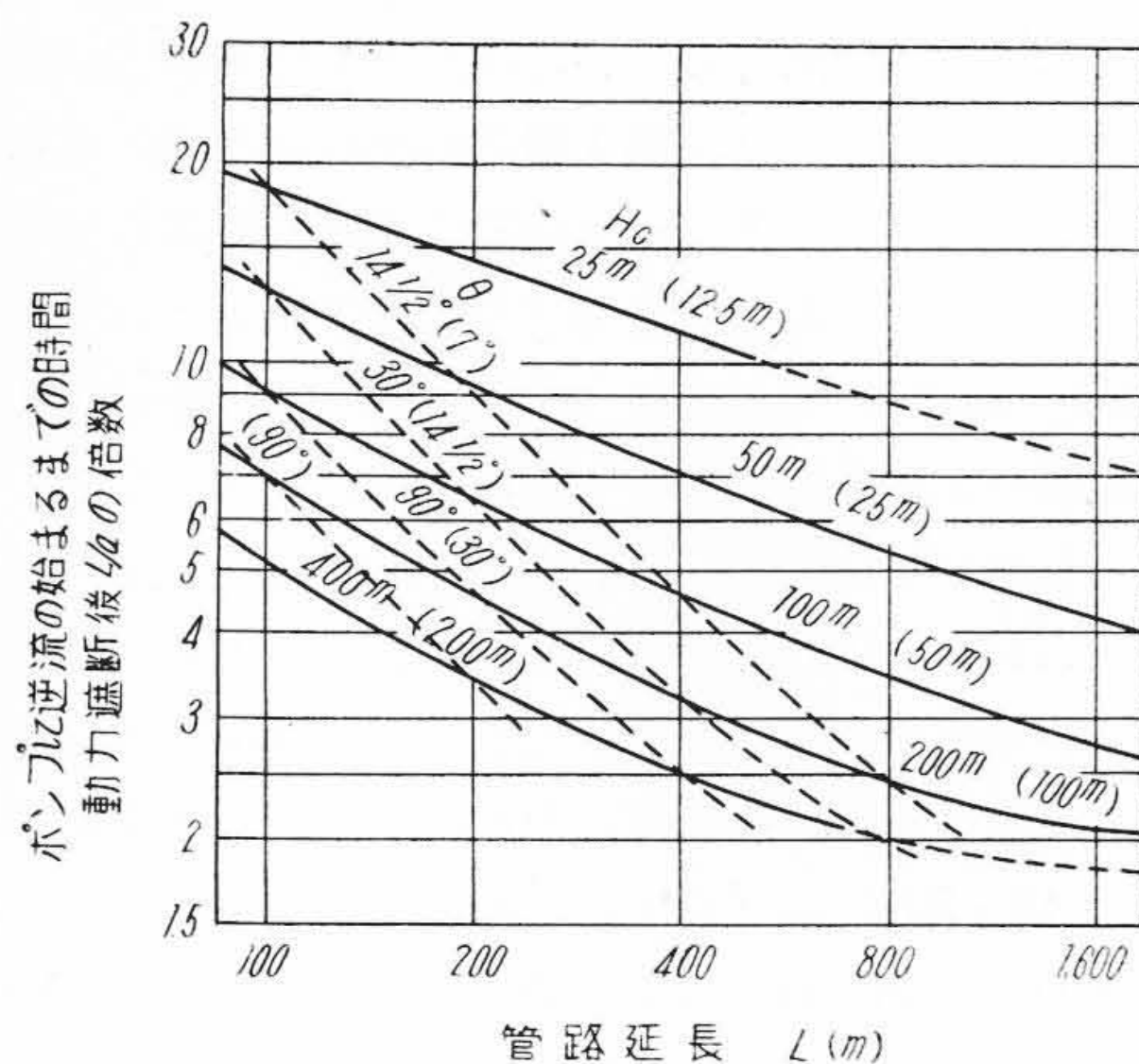
に比べて、同一出力のときには、大きな GD^2 となつて、 K の値が小さくなり、第 2 図でわかるように、水撃の結果の圧力変化が小さくなるので、4 極の場合について計算しておけば、安全であることになる。それで 4 極の 3,000~3,300 V のものについて、出力が 30~3,000 kW の範囲の実績を図に描くと、第 3 図のようになる。巻線型のもの (B_m) よりもかご型のもの (A_m) の方が GD^2 が小さいから、後者を使うこととし、またポンプの回転体および羽根車の中に含まれている水の GD^2 は、理論的にも実際上でも、段数のいかににかかわらず電動機のもの 10~20% になるから、その平均値をとると、総合の GD^2 は A_t 線となる。 A_t 線においては、kW/ GD^2 がほぼ 5 になつている。また同一極数の場合に K の大きくなる方の N_R すなわち 1,500 rpm を使うと、式 (2) は



第4図 坑内排水ポンプ用水撃簡易図表

(その1) H_0 および θ の、かつこ外は $V_0=2.0 \text{ m/s}$ のもの、かつこ内は $V_0=1.0 \text{ m/s}$ のものを示す。

Fig. 4. Convenient Water Hammer Diagrams for Mine Drainage Pumps (No. 1)



第5図 坑内排水ポンプ用水撃簡易図表

(その2) H_0 および θ の、かつこ外は $V_0=2.0$ m/s のもの、かつこ内は $V_0=1.0$ m/s のものを示す。

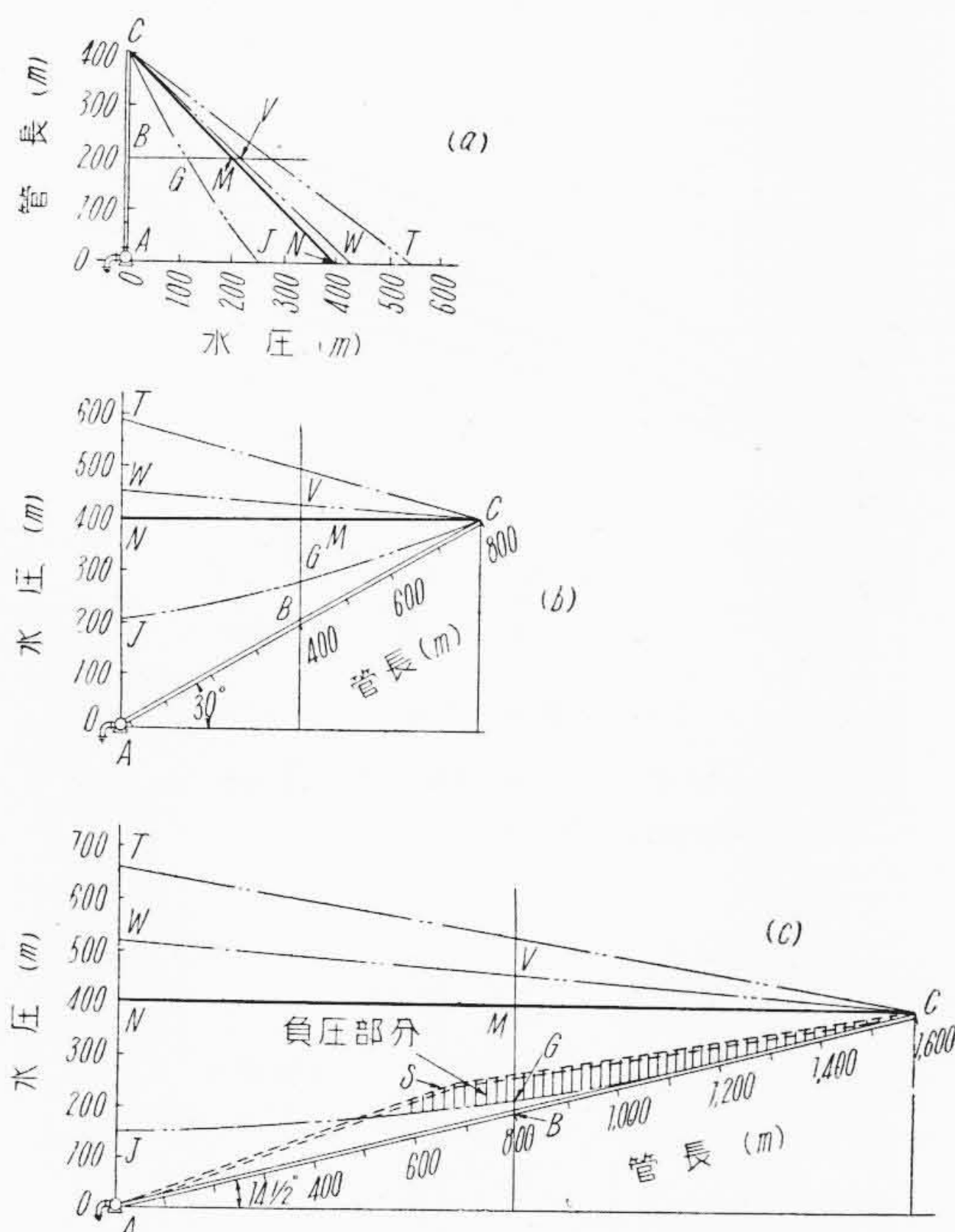
Fig. 5. Convenient Water Hammer Diagrams for Mine Drainage Pumps (No. 2)

つぎのようになる。

$$K=100,000 \times 5 / (1,500)^2 = 0.222$$

この K と $a=980$ m/s の値を使うと、第2図の横軸が管路延長 L で表わされる。また前に算出した H_0 を 2ρ のそれぞれの代りに入れると、第4図(前頁参照)および第5図がえられる。図中、 θ は管路の平均勾配を示している。これらによると、 H_0 と L とがわかりさえすれば、ポンプのところと管路の延長中央のところとの、水撃発生時の昇圧と降圧との最大値その他がわかる。圧力が終始変らない管路末端の点と中央の各数値とポンプのところの数値とをなだらかな曲線になるように結べば、管路の途中の各点の圧力の変化を知ることができる。簡単な例を以て示せば、 $H_0=400$ m, $V_0=2$ m/s のときには、第6図のようになり、図中 (a) は垂直管の場合、(b) は 30° 斜坑に配管した場合、(c) は $14\frac{1}{2}^\circ$ 緩斜坑に配管し

た場合である。坑内排水ポンプの場合には、管長が割合に短いし、流速も大きくはとらないのが普通であるから、この図表上では、抵抗損失を無視して、実揚程とポンプ総揚程とが等しいとみなすことにする。図中、 $NW=\alpha H_0$, $NJ=\beta H_0$, $MV=\gamma H_0$, $MG=\delta H_0$ (ただし、 α , β , γ および δ については第4図参照) となっていて、 CVW 線が管路に沿つての圧力上昇値を、 CGJ 線が圧力下降値を示している。前にも述べたように、これら2曲線は、管路内に逆止弁や底弁が使われていないときのものであつて、逆止弁が使われるとこれが変化し、たとえば、正方向への流速が零になつた瞬間に逆止弁が全閉するような(一般にはこれに近い)場合には、 $NT=NJ$ となつて、管路内の昇圧曲線は CT 線のように高まつてくる。逆止弁の具合が悪かつたり、軽過ぎたりするため、あるいはまたある種のアングル型逆止弁の場合のように、開



第6図 坑内排水管における水撃圧力
Fig.6. Water Hammer Pressures in Mine Drainage Pipings

き過ぎた弁の腹側に逆流水がまともに突き当たるため、かなりの高速の逆流が生じてから、逆止弁が瞬間的に全閉すると、 NT の値はこの図のものよりもはるかに大きくもなる。

〔IV〕 坑内排水ポンプにおける水撃発生状況とその対策

第6図は、 $V_0=2\text{ m/s}$ のときのものであるが、 $V_0=1\text{ m/s}$ ならば、第4図からわかるように、水撃による圧力の変化の値は、第6図のものよりも小さくなる。

今ここでは、一般的の値でしかも危険度の大きい方の $V_0=2\text{ m/s}$ の場合について調べてみることにすると、第6図よりつぎのことがわかる。

(1) 逆止弁を全く使わずにおくか、逆止弁があつても開き放しの太いバイパス管路を使っているときには、 $H_0 \leq 400\text{ m}$, $V_0 \leq 2\text{ m/s}$, $\theta \geq 14\frac{1}{2}^\circ$ 程度の坑内排水管路においては、動力急遮断による水撃のための昇圧最高値を、常用ポンプ揚程の30%以下に押えることができる。特に垂直縦管では10%以下に収まる。

(2) 上の管路条件においては、ポンプのところの降圧量は、最大値が常用ポンプ揚程の60%程度に収まるから、そこでは水柱の分離およびその結果としての烈しい衝撃圧の発生がない。

(3) 30° 斜坑管路においては、 H_0 が 200 m 以上

になると、管路延長の中央において、常用ポンプ揚程の30%程度の降圧が起きるから、勾配が中高の管路敷設の場合には、そこで水柱分離の起こるおそれもある。

(4) $14\frac{1}{2}^\circ$ くらいの緩斜坑管路においては、 H_0 が 400 m になると、管路延長の中央で、常用ポンプ揚程の50%に近い降圧が起きるから、強い負圧のために、水柱分離が生じて、管路破壊などのおそれもあるから、管路の敷設が点線 ASC のように中高になつていときには、詳しい計算を慎重に行つて、必要に応じて、その部分に自動空気吸込装置などを用意すべきである。

大体において以上のような状況であるが、ここで問題としているような高圧の排水ポンプの場合には、抵抗の多い既設斜坑利用の配管を避け、排水専門の堅坑に切換えることが多いから、坑内ポンプの水撃防止装置としては、逆流遮断の弁の閉鎖方法さえ注意すればよいことが多い。

停電した瞬間に、揚水管中の水を全部逆流させて貯えうるほどの大きな容量の沈澱バックをポンプの吸込側に持っているときには、ポンプと配管中にいつさいの自動閉鎖弁を使わずに、自由に逆流させておくことが、この場合の最も簡単な水撃防止の方法である。しかし電動機を逆転させたくないときまたは逆転の速度と時間とを小さくしたいときは、停電後 $2L/a$ の2~3倍の短時間内もしくは第1図のブレーキ運転範囲の末端までに逆止弁の有効面積の大部分が急閉鎖して、ポンプの逆転数が零または許しうる限りの値に収まるようになり、その後は残部開口面積を $2L/a$ の20倍くらいの間に全閉するように緩閉してやると、降圧量を減らすことはできないが、昇圧量はかなり減らすことができ、零とさえなしうる。

〔V〕 坑内排水ポンプ用逆止弁の閉鎖方法の検討

坑内用でない一般大型ポンプの場合には、油圧操作の高低2段閉鎖速度の適宜な弁を使つて、停電と同時に急いで大部分の通路を閉じ、残りの小部分をゆつくり閉じることが行われるが、坑内用の場合には、この油圧発生装置のポンプや圧力油槽が場所塞ぎとなつてふさわしくないし、不時の停電時の用意にこの油圧ポンプを常に運転しておくための電動機の動力もむだなことになる。また高圧、小型である坑内用ポンプの場合には、後から述べるように、緩閉すべき部分の面積がきわめて小さくなつて、この2段閉鎖速度の方法では、制御が困難になるので、この方式のものは、坑内ポンプ用としては使われない。

つぎに同じく一般用にしばしば使われるダンパー装置付の2段閉鎖速度式の自動逆止弁も、同様の理由によつ

て、この用途としては、制御がむずかしいので、実用にならない。

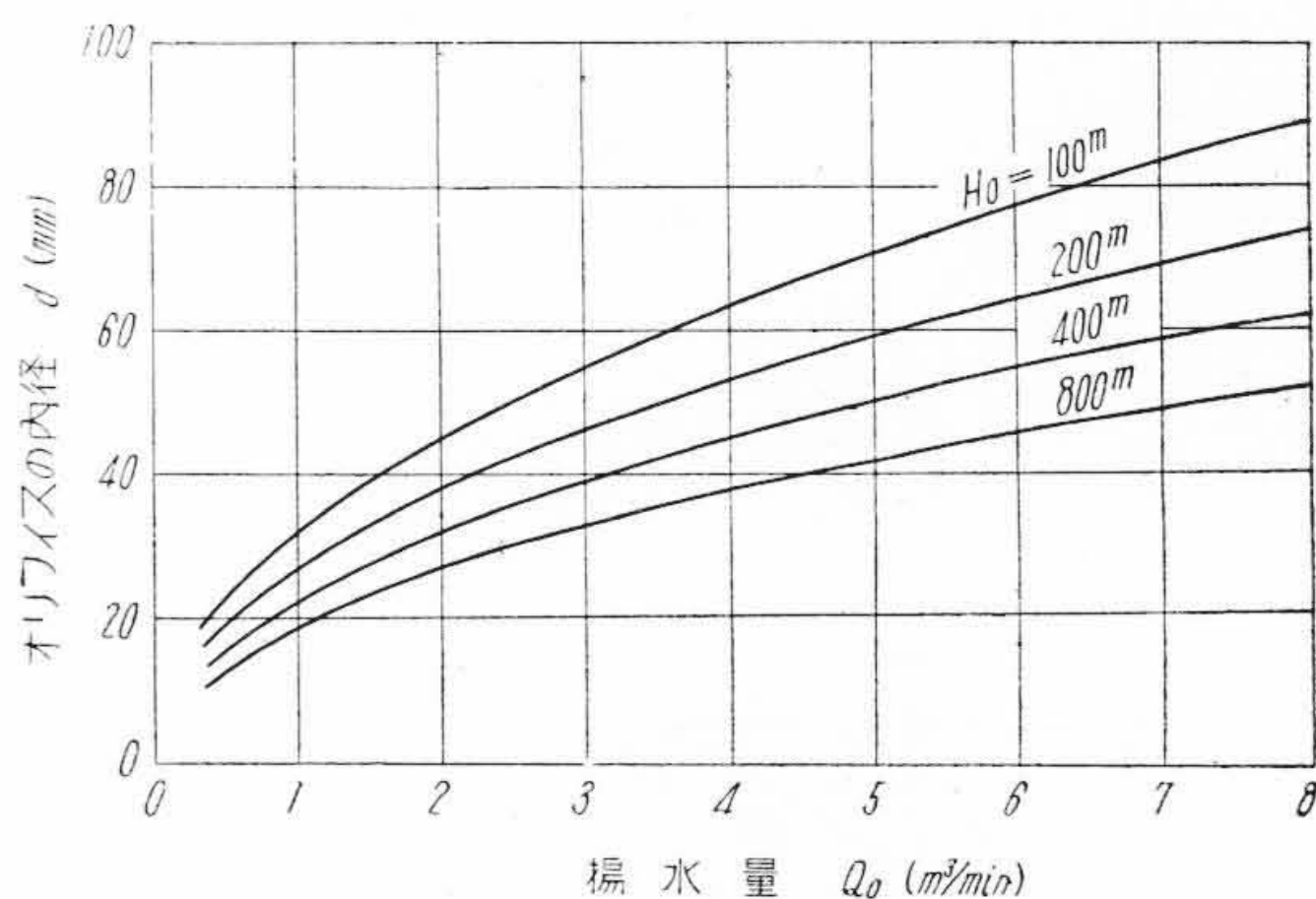
逆止弁の出口側に、逃出し弁を設け、停電と同時に、この逃出し弁を急いで全開するとともに、逆止弁を短時間中に自動閉鎖せしめ、水撃のための波動が一応静まり落付いてから、この逃出し弁を緩りと閉鎖する方法は、高圧の上水道用ポンプなどには、よく使われるが、水質の悪い坑内水の場合には、瞬時にこの逃出し弁を全開させるような装置の正しい調整とその保持とがともにむずかしく、万一予定通りの動作を行えなかつたときには、大変なことになるので、フルプルーフ性に欠けることになり、これも坑内ポンプ用としては不都合な方式である。

これに反して、緩閉バイパス弁付逆止弁の方法によれば、設備が簡単で、作用が確実であり、この装置を設けたために、揚水に抵抗の増加を生じたり、動力の損失を生じたりすることが全くなく、かつ万一故障のためにバイパス弁の閉鎖が行われなかつたとしても、烈しい水撃の圧力上昇を生ずることがないという、坑内ポンプにもつてこの水撃防止装置をうることができる。

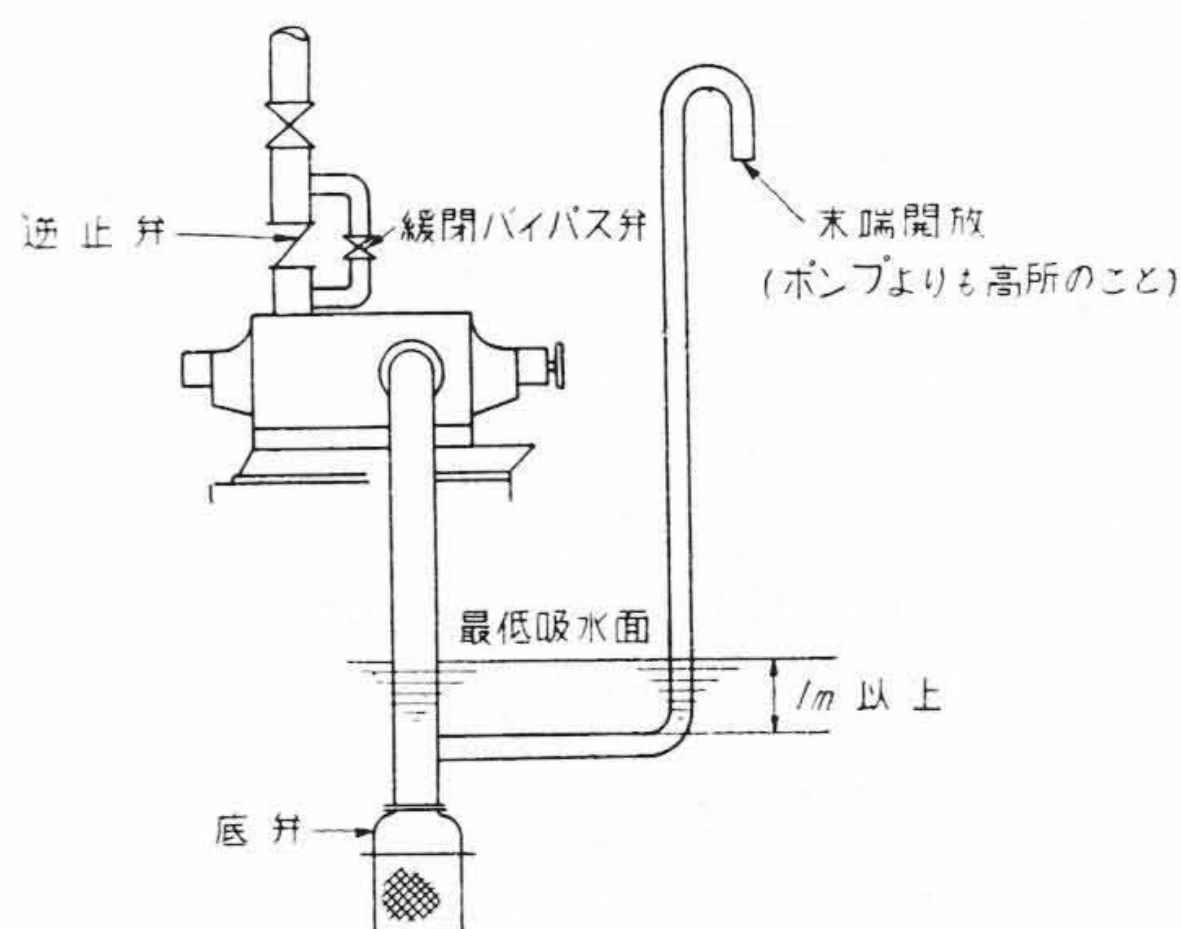
〔VI〕 緩閉バイパス弁付逆止弁式水撃防止装置の詳細と実績

主逆止弁の弁体は、少し重く作つておいて、正方向の流速が零になつたときには、この弁がかならず全閉しているようにする。このようにして、第1図中のポンプ運転の範囲が終ると同時に、弁の全閉の動作を、たとえば弁軸の回転作用を利用して、バイパス弁開閉作動用のサーボモータ用のパイロット弁を働かすようにする。バイパス弁は、ポンプが運転中、逆止弁が少しでも開き始めるとともに、揚水管中の圧力を利用して全開し、揚水継続中は常に全開しているものとする。

バイパス弁およびバイパス管路の太さならびに途中に入れるオリフィスの内径は、つぎのようにして決める。第1図中の、ブレーキ運転の範囲を見ると、その末端においては、ポンプにおける圧力は、常用ポンプ揚程の40%に、ポンプ回転数は零に、逆流量は常用揚水量の80%となつてゐる。この関係は、案内羽根があつて⁽⁶⁾もなくとも、片吸込型であつても⁽⁷⁾、両吸込型であつても⁽⁸⁾ほとんど変らない。ポンプ運転の範囲の終るとともに、パイロット弁が働いて、ついでバイパス弁が閉り始めるならば、逆流過渡現象は、ブレーキ運転範囲の終りまたは水車運転範囲の始まりまでで終わることができるので、管路中には、昇圧が生じないで済み、ポンプのところの圧力は常用ポンプ揚程以内で収まる。したがつて、バイパス管路の中にオリフィスを入れて抵抗を与え、逆流量が常用揚水量 (Q_0 [m³/min]) の80%に達した



第7図 バイパス管中のオリフィスの内径
Fig.7. Diameter of Orifice Hole in the Bypass Pipe



第8図 底弁使用時の支管
Fig.8. Branched Pipe for Foot Valve

ときにポンプの吐出口に作用する圧力が常用ポンプ揚程の40%になるようにすれば、ポンプ回転数を零にすることができ、その後管路内の圧力が昇らないうちにバイパス弁がぐんぐん閉じて行けばよい。管路内のオリフィスの内径 d は、その流量係数を0.65とすれば、つぎの式によつて求められる。

$$(\pi/4) d^2 \sqrt{2g(0.6 H_0)} \times 0.65 = 0.8 Q_0 / 60$$

$$\text{すなわち} \quad d = 0.1 Q_0^{1/2} / H_0^{1/4} \dots\dots\dots (3)$$

第7図はこの結果を示している。

バイパス管路全体をこの d に作つたのでは、 $0.6 H_0$ 相当の圧力を殺すことはできないし、それを殺しうるほど細くしたバイパス管路にするには d よりもはるかに小径になるので、高圧の場合に、前に述べたような時間を費してゆつくりとバイパス弁を閉じることが困難となり、また現地の条件に合わせてさらに細かい調整をする必要もあり、バイパス弁およびバイパス管路の直径は、 d よりも太くして、主揚水管内径の3/8くらいに常に決めておく方が便利である。

底弁が使われるときには、その底弁にも逆止弁と同様

の緩閉バイパス弁を設けるか、あるいはまた第8図に示したような圧力逃出し管を吸水管部に設けておく。その内径はバイパス管路と同一にする。

排水の水質が割合にきれいなときには、バイパス管を閉じるサーボモータに作用させる圧力液としては、揚水管内の水を直接に使うこともできるが、水質が悪いときには、差動シリンダ型の水圧・油圧交換器を使うと、高過ぎる揚水管内の水の圧力を、使いやすい程度の低い油圧に変えるとともに、その油圧をパイロット弁およびサーボモータならびにその作動時間調整弁に作用させることができるので、あらゆる点からみて都合がよい。

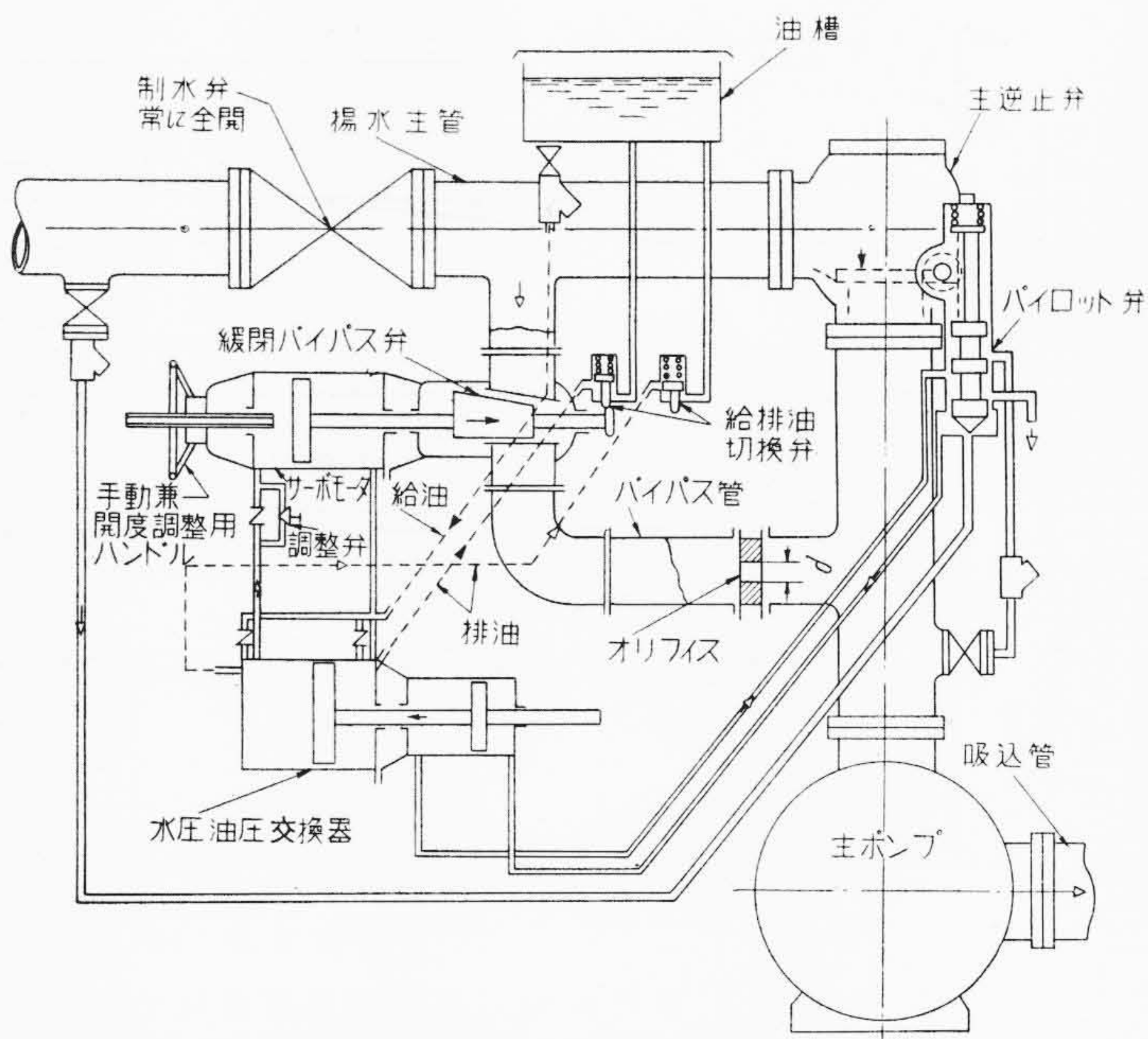
第9図には、その具体例を示している。この方法によれば、パイロット弁を働かせるための電磁石が変らないし、油圧発生用の油ポンプや、大きな圧油槽もないから、それらのための電力と場所とを節約することができ、保守も容易になる。第10図はその実例である。

第1表は、最近の実績である。これを見ると、水撃による圧力上昇を零にすることに成功しており、逆転数は常用回転数の100%以内に収まっているが、必要に応じてほとんど零にすることもできている。降圧量は第4図のものと一致するかあるいは少しく少ないが、その誤差は数%以内である。

第1表 緩閉バイパス弁付逆止弁の最近の実績

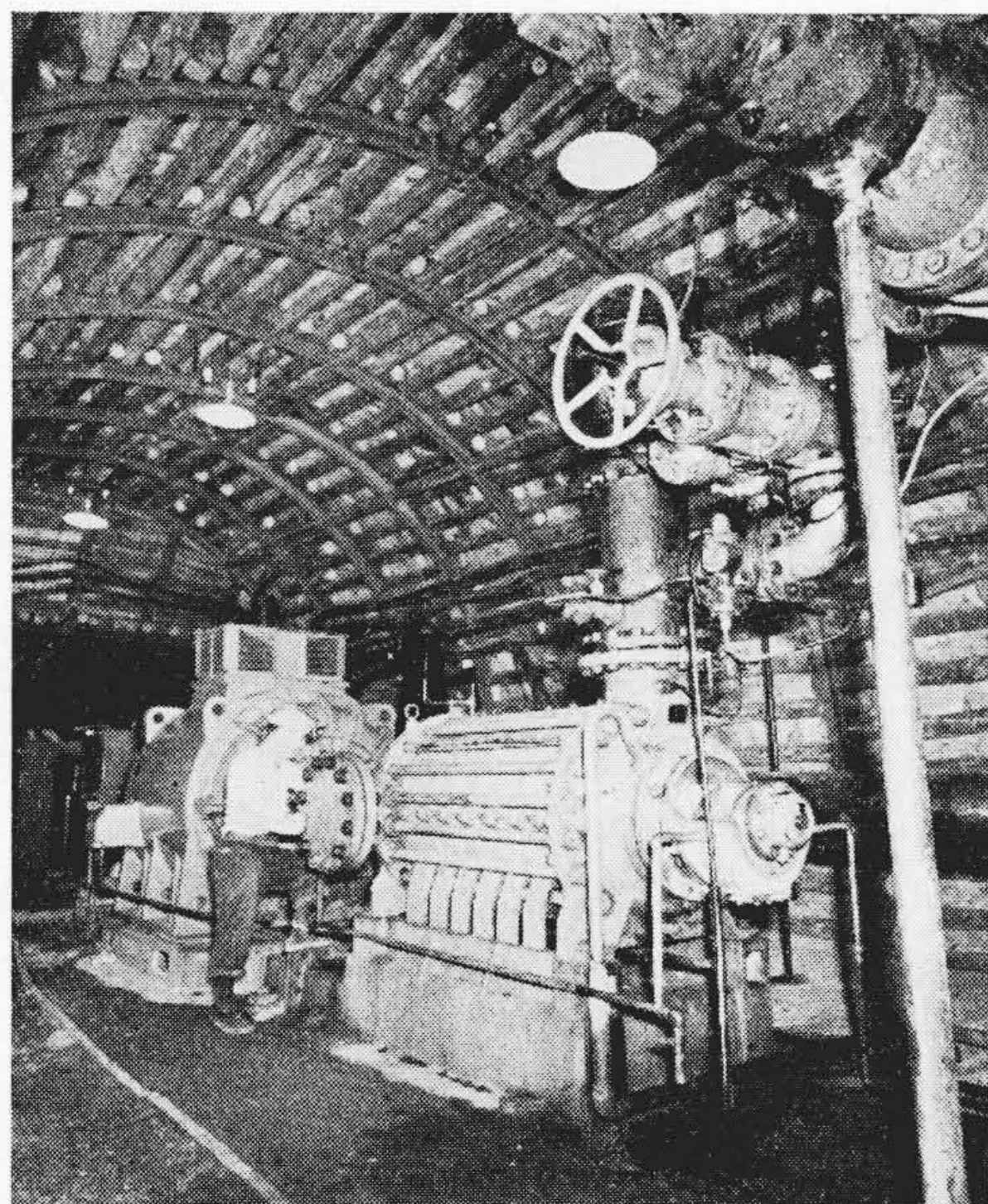
Table 1. Some Results of Recent Check Valves with Slowly Closing Bypass Valves

場 所	三井鉱山 三池浦坑	雄別炭礦 鉄道尺別 鉄業坑	常磐炭礦 城業坑	三菱鉱業 高島端坑
揚水量 (m^3/min)	8.2	2.8	8.5	6.0
総揚程 (m)	230	230	415	400
回転数 (rpm)	1,770	1,460	1,480	1,470
電動機出力 (kW)	450	175	900	600
実揚程 (m)	180	215	383	380
管路延長 (m)	525	740	400	430
管内径 (mm)	450	200	300	250×2本
瞬時最大逆転数 (rpm)	1,500	1,460	25	1,500
ポンプにおいて の瞬時最低圧 (m)	120	—	270	300
ポンプにおいて の瞬時最高圧 (m)	185	230	380	390
動力遮断前の圧 力 (m)	185	220	390	382
管内流速 V_0 (m/s)	0.8	—	2.0	1.0



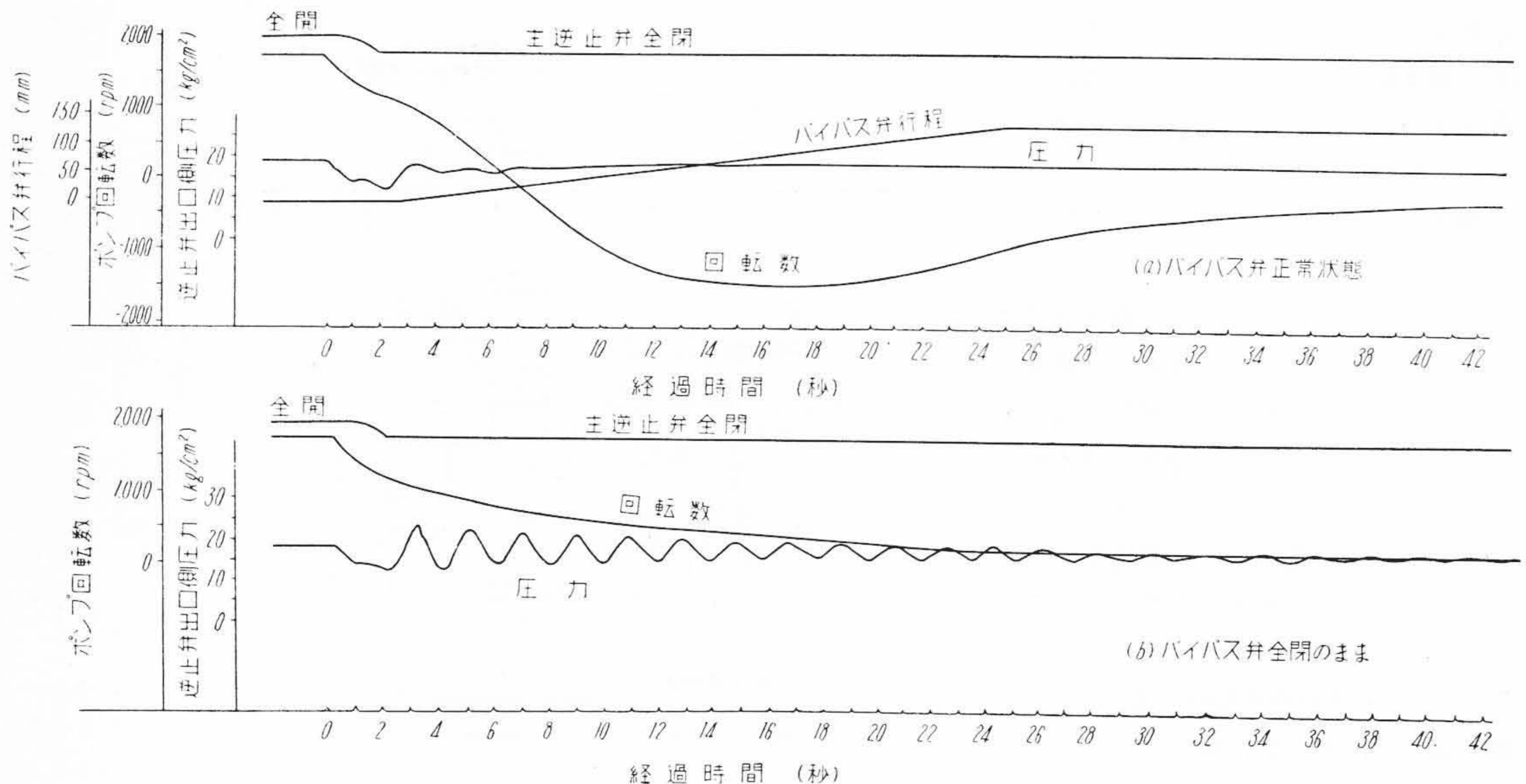
第9図 水圧油圧交換器を使った緩閉バイパス弁付逆止弁型水撃防止装置—停電直後のバイパス弁の閉鎖運動中を示す

Fig. 9. Water Hammer Protecting Device, Check Valve Type with Slow Closing Bypass Valve—Showing Closing Condition of Bypass Valve



第10図 第9図の装置を備えた300 mm 7段1,200 HP 坑内排水ポンプ—常磐炭礦城砦業所

Fig. 10. 300 mm, 7 Stage, 1,200 HP Mine Drainage Pumps Equipped with the Device Showed in Fig. 9—at Iwaki Mine Plant of Jōban Coal Mine Inc.



第11図 三井鉱山三池鉱業所宮浦坑で行った水撃防止装置の実験結果
 Fig. 11. Experimental Results of Water Hammer Protecting Device at Miyauro Mine in Mitsui Mine Inc.

第11図は、第1表中の三井鉱山三池鉱業所においての試験に際してのオッシログラムであつて、(a)はバイパス弁を正常状態で働かせたもの、(b)は試みにバイパス弁を予め全閉しておいてから電源を切つた場合のものである。後者の場合に、第6図と対照すると、 $NT < NJ$ となつてゐるが、これは主逆止弁が流量零になるよりも少しく速く全閉しているのであらう。

〔VII〕 結 言

以上に述べたように、特異性の強い坑内排水ポンプのための水撃防止装置としては、フルプルーフ性の備つた緩閉バイパス弁付逆止弁の方法が最もふさわしいものである。炭鉱経営合理化のために、揚程の高い1段揚げの坑底主排水ポンプの実現が次第に盛んになつてきているが、その保安性を確保するための一手段として、この装置は、今後大いに活用されるべきものである。また自動運転に際しても、この装置を使う限りは、高価でしかも面倒な電動制水弁の必要がないし、この装置なしでは、完全な自動運転をさせることができない。

便利で貴重な簡易図表の発表をされたパーマキアン氏に対して、また現地試験に際して親切な協力を賜つた諸炭鉱の関係各位に対して、そして設計と試験に努力し苦

勞された田原晴男君、小田保光君、坂入隆君および小川源三君らの諸氏に対して厚い感謝の念を捧げて擱筆する。

参 考 文 献

- (1) 寺田：日立評論 37, 9 (昭 30-9)
- (2) R.W. Angus: University of Toronto Press. Bull. 152 (1938)
R.W. Angus: Proc. of I.M.E. 245 (1937)
- (3) A. J. Stepanoff: Trans. of A.S.M.E. Vol. 71 515 (1949)
- (4) R. M. Peabody: Trans. of A.S.M.E. Vol. 61 117 (1939)
- (5) J. Parmakian: Trans. of A. S. M. E. Vol. 75 995 (1953)
J. Parmakian: Proc. of A.S.C.E Separate No. 361 (1953)
- (6) J. Sprecher: Sulzer Tech. Review 12 (1951-3)
- (7) (5) と同じ
- (8) A. J. Stepanoff: Centrifugal and Axial Flow Pumps 272 (1948)