

東北電力株式会社 納

沼沢沼揚水発電所用ポンプのウォーター
ハンマーに対する研究 (続報)

小堀 威*

Experimental Research on Water Hammer in the Pumping Plant of
the Numazawanuma Pumped Storage Power Station (Report II)By Takeshi Kobori
Kameari Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

The writer previously published his study on the estimation and a part of the results of his measurement of the water hammering, occurring at the time of power failure, in the pumping plant of the Numazawa-numa Pumped Storage Plant. But the report was confined to the case where the discharge valve is closed at constant speed.

Recently he conducted a similar study and measurement by changing the closing speed of discharge valve in two steps.

It made a remarkable difference of the two-speed closing in comparison with the one-speed closing that the maximum reversing speed showed a conspicuous decrease and the reversing current decreased to about one third in total quantity. As was the case with the first experiment, the study and the actual measurement this time also showed a fair agreement.

〔I〕 緒 言

沼沢沼揚水発電所用ポンプの運転中に停電したとき、その吐出弁を閉鎖する際に生ずるウォーターハンマーの予測に関する研究並びにその実測結果の一部に就いては既に報告したが⁽¹⁾、その報告は吐出弁(ニードル弁)を一定速度にて閉鎖する場合に対するものであつた。予測計算の結果に依れば、吐出弁を一定の速度にて閉鎖する場合には、ウォーターハンマーに依る鉄管内の水圧上昇を一定限度内におさめようとするれば、閉鎖時間をかなり長くしなければならず、従つて逆流量及び逆回転が勢い大きくならざるを得ない。このことは直ちに事故の原因となるものではないが、推力軸受がキングスベリー型であるため逆転はなるべく小さくすることが望ましい。また

* 日立製作所亀有工場

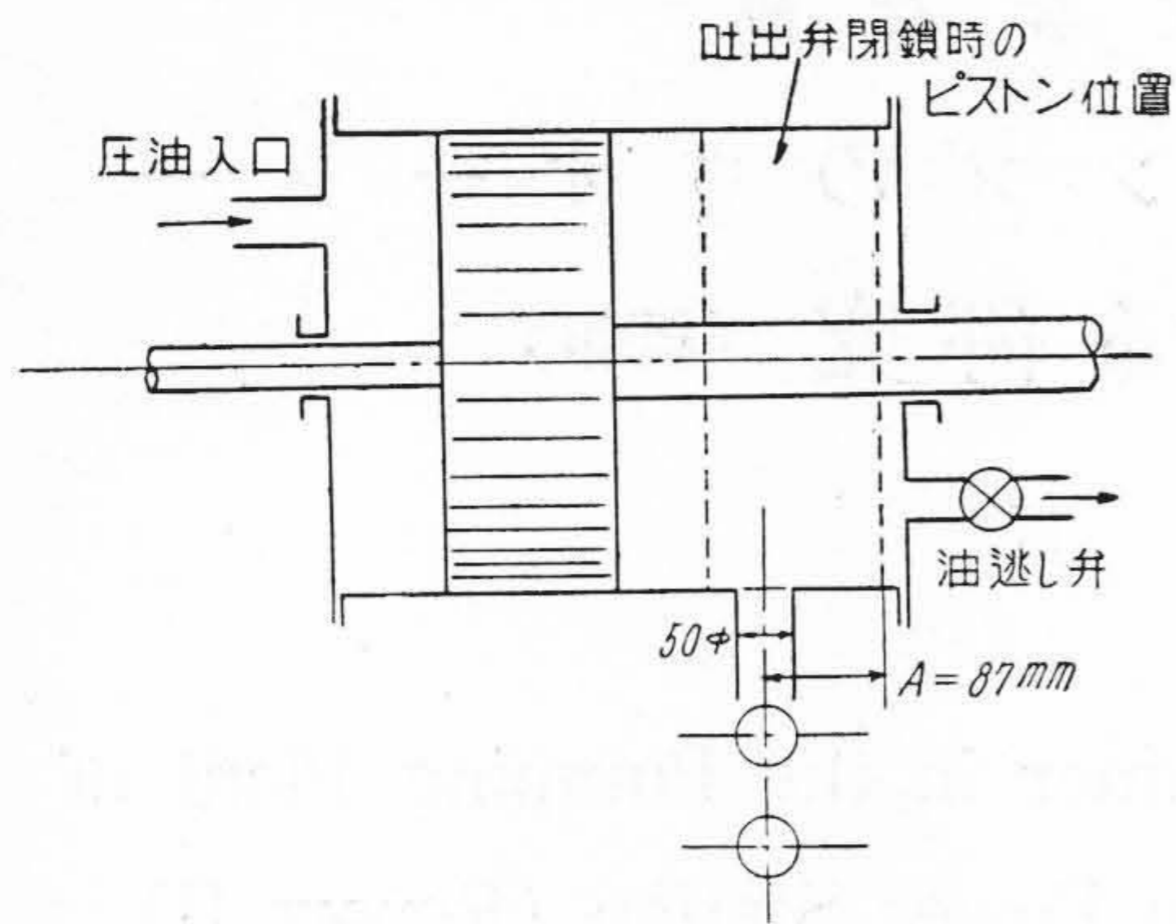
逆流量の小さいことも色々の点よりして好ましいことである。

鉄管内の水圧上昇を一定限度内におさめ、しかも逆転ならびに逆流量をできるだけ小さくするためには、吐出弁の閉鎖を2段速度すなわち開度変化の影響の少ない閉鎖の初期に於て閉鎖速度を大きくし、閉鎖の末期に於て小さくすればよい。

本文は吐出弁を2段速度にて閉鎖する場合の予測計算の結果と実測の結果に就いて述べたものである。

〔II〕 計 算 結 果

吐出弁を2段速度にて閉鎖するための構造は第1図に示す如く、ピストンの閉鎖ストロークの終点に近くシリンダ壁に直径50mmの孔2箇を円周方向に並べて明けてある。



第 1 図 油 圧 シ リ ン ダ 略 図
Fig. 1. Skeleton Diagram of Servo-Cylinder

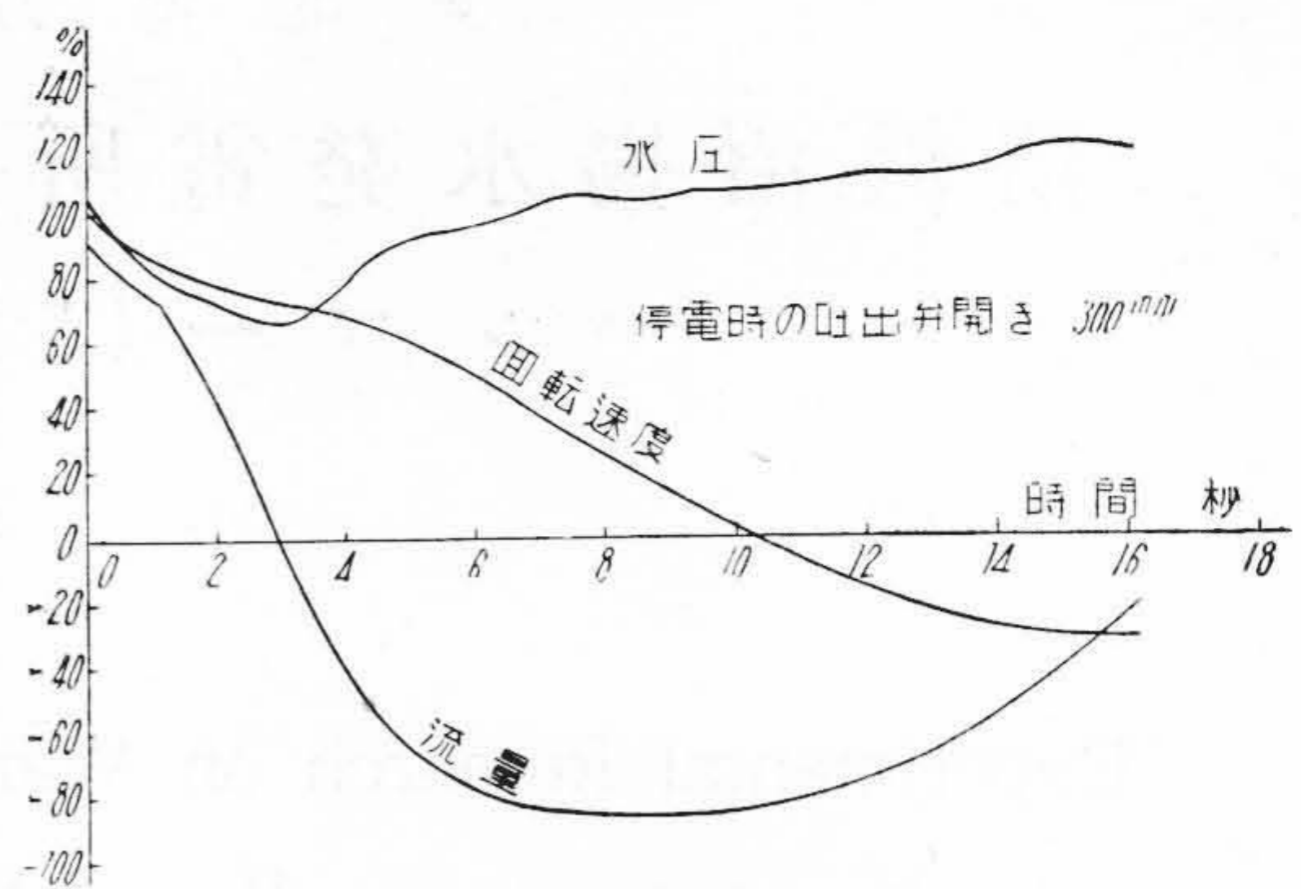
ピストン端がこの孔の位置まで来る間は、排油側の油は油逃がし弁を通して排出されると同時に 2 箇の孔からも排出されるのでピストンは急速に動かされる。次いでピストンがこの孔を塞ぐに至れば、油は油逃がし弁のみから排出されることになるからピストン速度は緩かになる。

計算に於ては第 1 図に於ける A の寸法は 80 mm とし、またピストンの全ストロークは 300 mm と仮定したが実物では A の寸法は 87 mm, 全ストロークは 303 mm である。

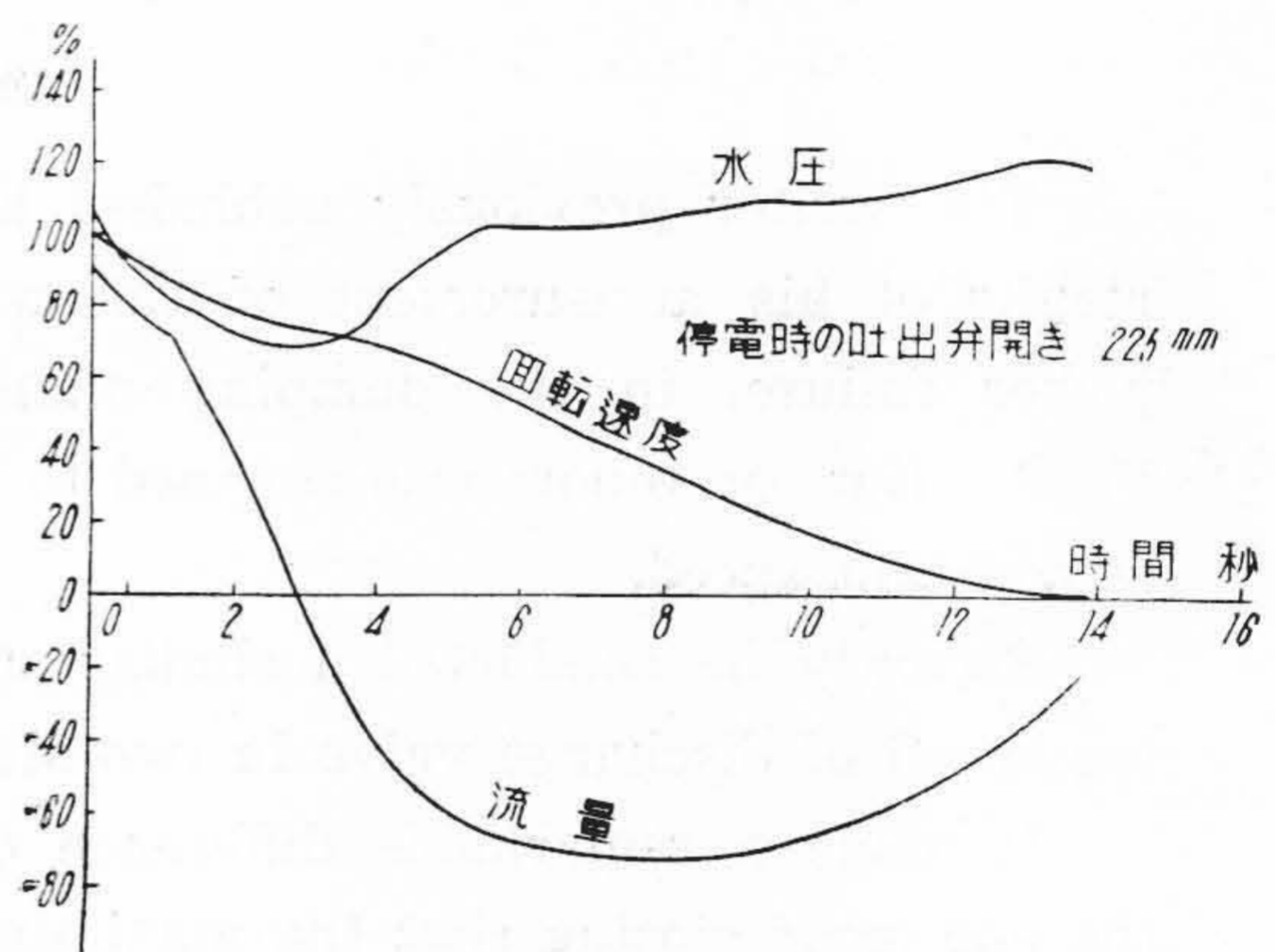
沼の水面は満水に近くなつていたので、揚水時の鉄管下端に於ける水頭は基準水頭 211m に対して 105% と仮定し、また吐出弁は電源遮断後 0.87 秒の不動時間を経て閉鎖し始め、初の 220 mm のストロークを 7 秒の割合にて閉鎖し、残りの 80 mm を 13 秒の割合にて閉鎖するものとして計算を行つた。

たゞしこれ等の鎖閉速度は弁体とその前後の水圧差に基づく力の作用を受けないとしたときの値であるが、実際にはその力の作用を受けて閉鎖速度が変わるのでその影響をも計算に入れたことは前報の場合と同様である。なお圧油の圧力は 15 kg/cm² と仮定したことも同様である。

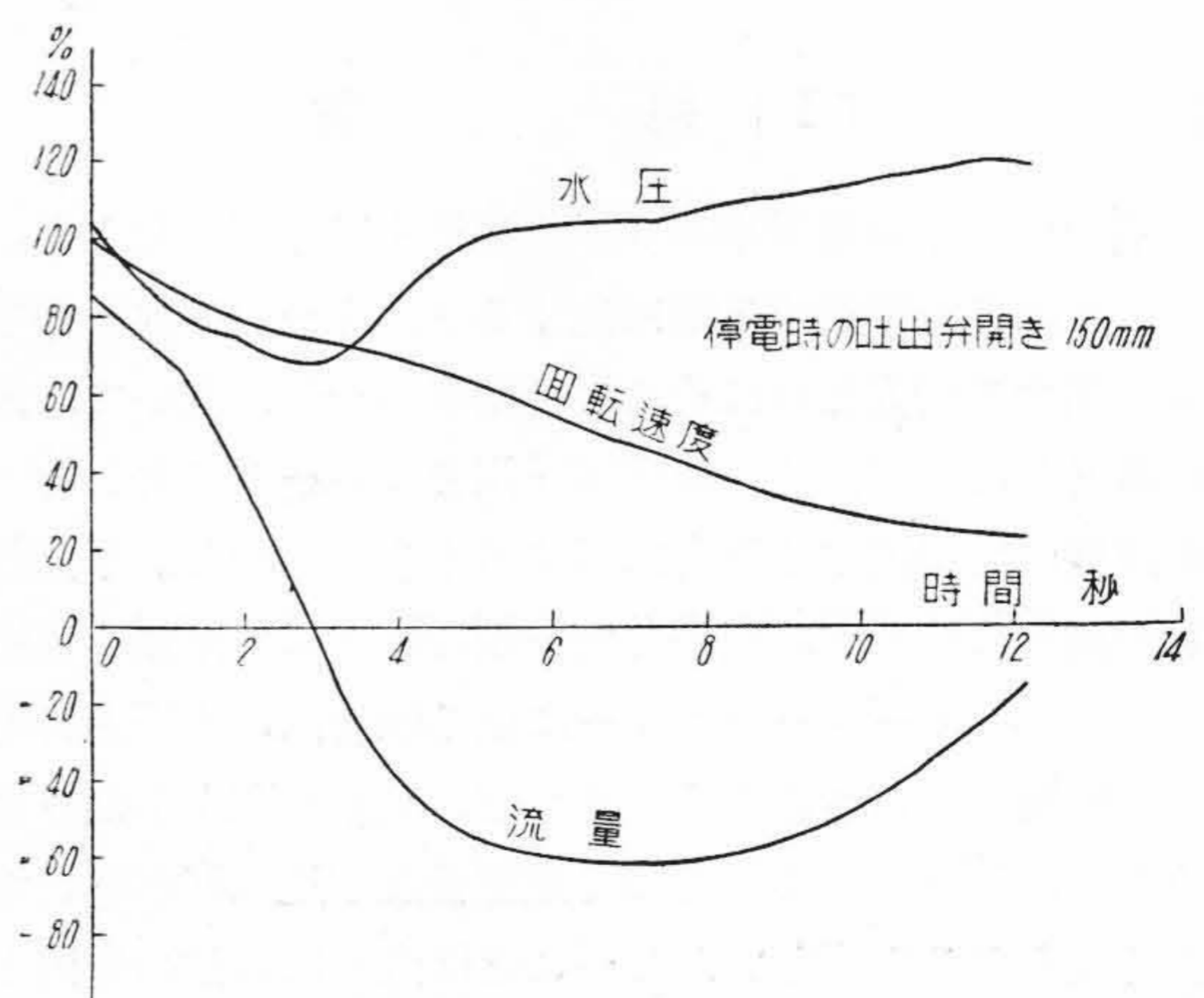
第 2 図の曲線は吐出弁の開き 300 mm にて揚水している時に、電源が遮断された場合に時間の経過に対して鉄管下端の水圧、回転速度及び流量がいかに変化するかを計算に依つて求めた結果である。これを前報の第 20 図と比較して見るに、水圧上昇は 110% から 120% に大きくはなつてはいるが、逆流は 120% から 85% に減じ、逆転速度は 120% から 30% 程度に激減している。第 3 図、第 4 図及び第 5 図はそれぞれ吐出弁の開きが 225 mm, 150 mm 及び 90 mm にて運転している時に停電した場合の計算結果である。



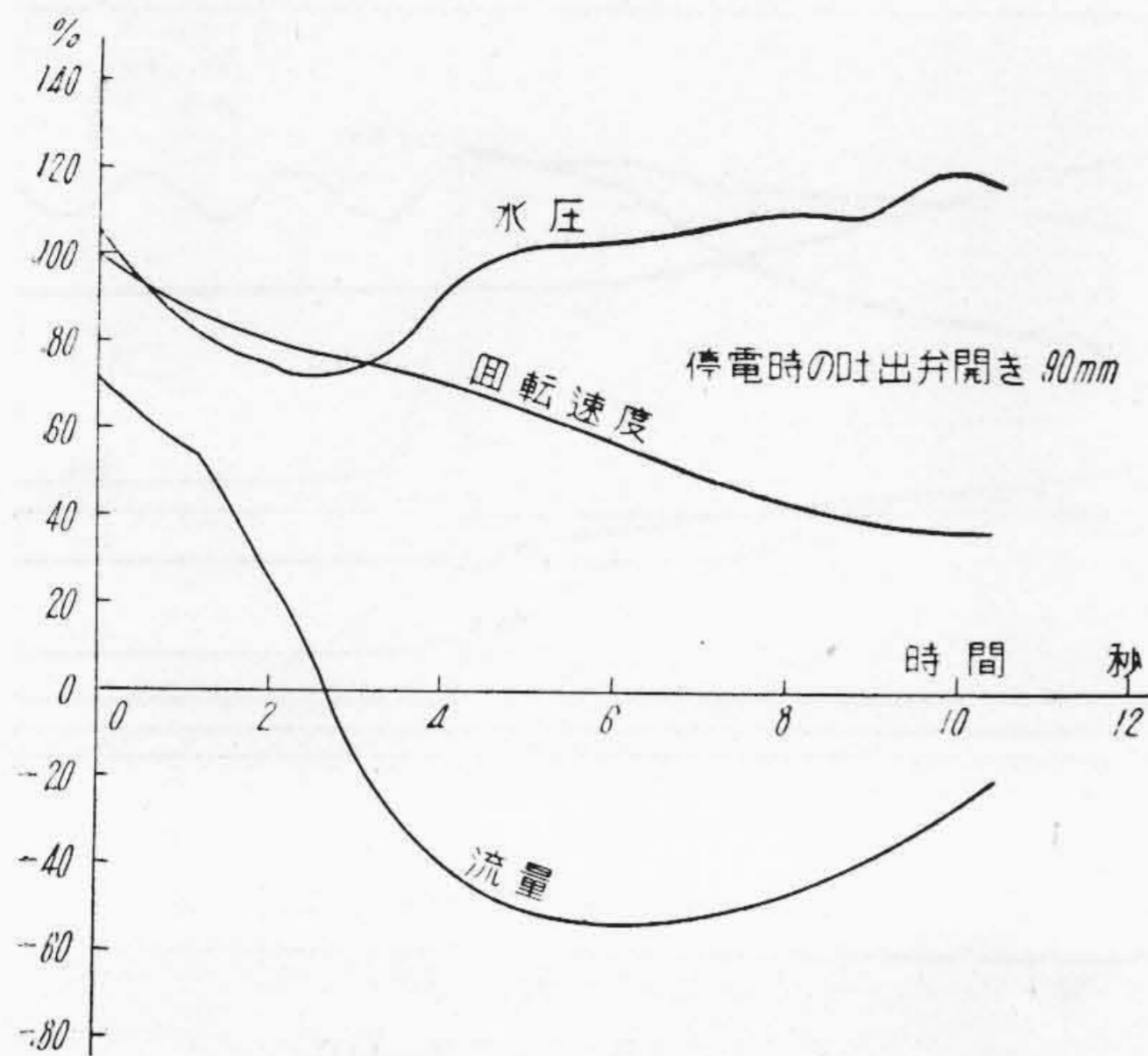
第 2 図 計算結果 (吐出弁開き = 300 mm)
Fig. 2. Calculated Result
(Valve Opening = 300 mm)



第 3 図 計算結果 (吐出弁開き = 225 mm)
Fig. 3. Calculated Result
(Valve Opening = 225 mm)



第 4 図 計算結果 (吐出弁開き = 150 mm)
Fig. 4. Calculated Result
(Valve Opening = 150 mm)

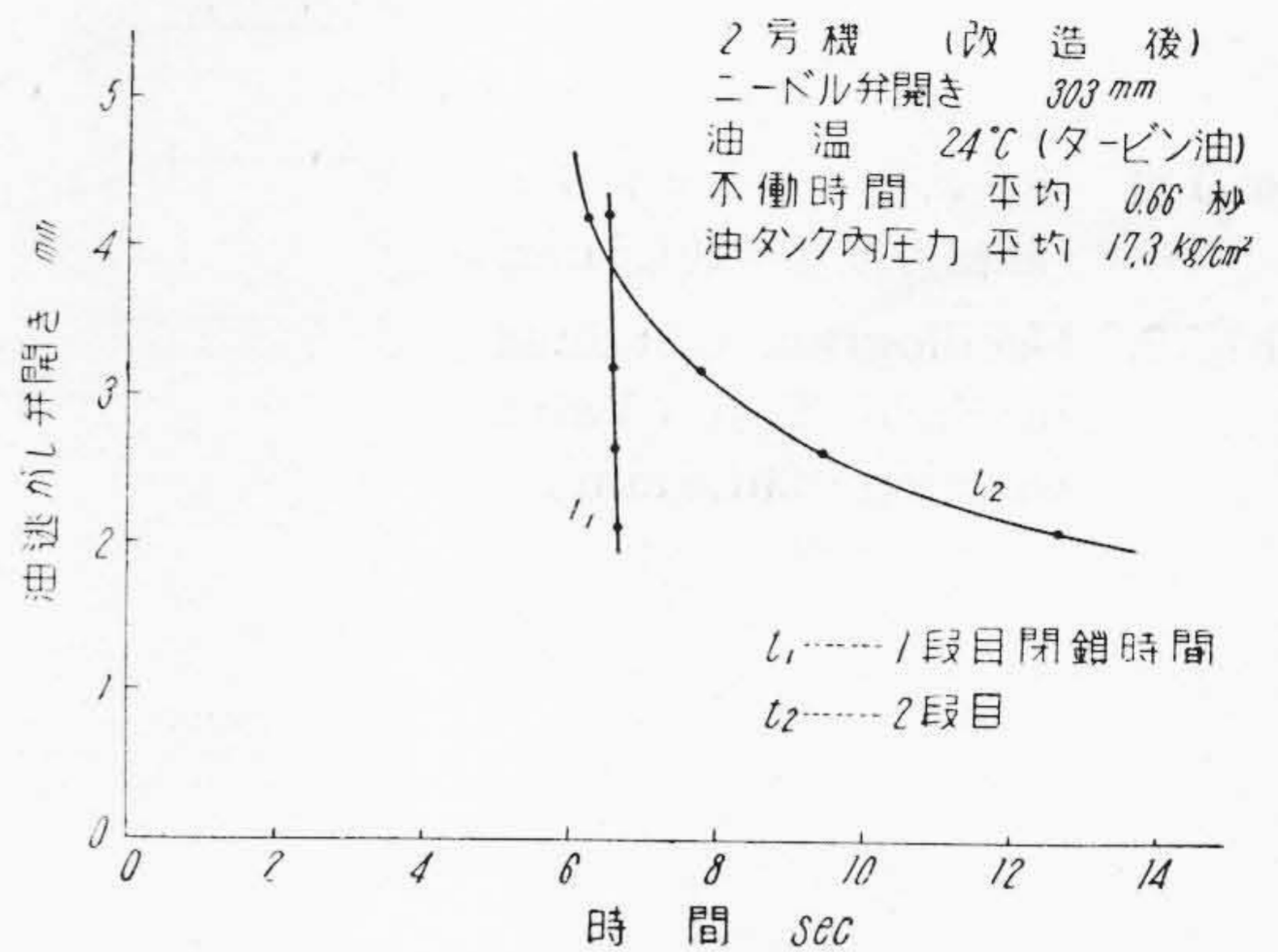


第5図 計算結果 (吐出弁開き=90mm)

Fig.5. Calculated Result (Valve Opening=90mm)

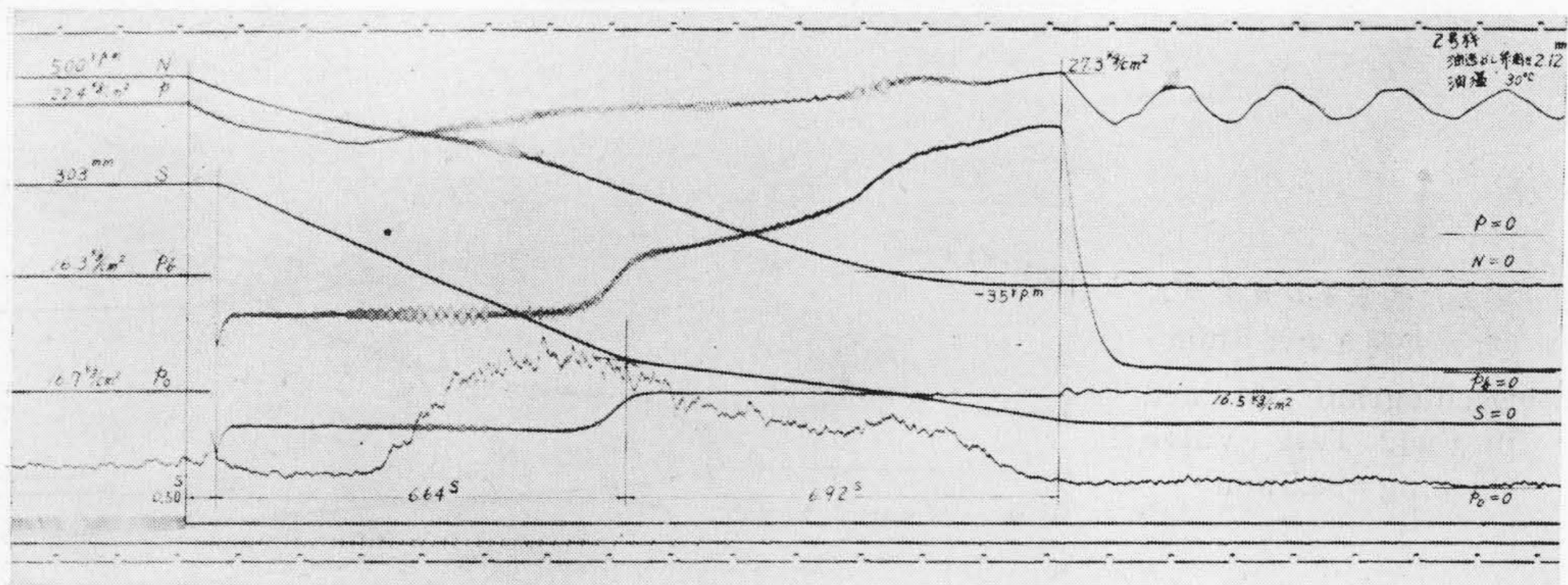
〔III〕 実測結果

予測計算の結果に依れば、不動時間を 0.87 秒として 1 段目の閉鎖時間を 7 秒、2 段目を 13 秒とすればほぼ満足すべき結果が得られることが知られた。



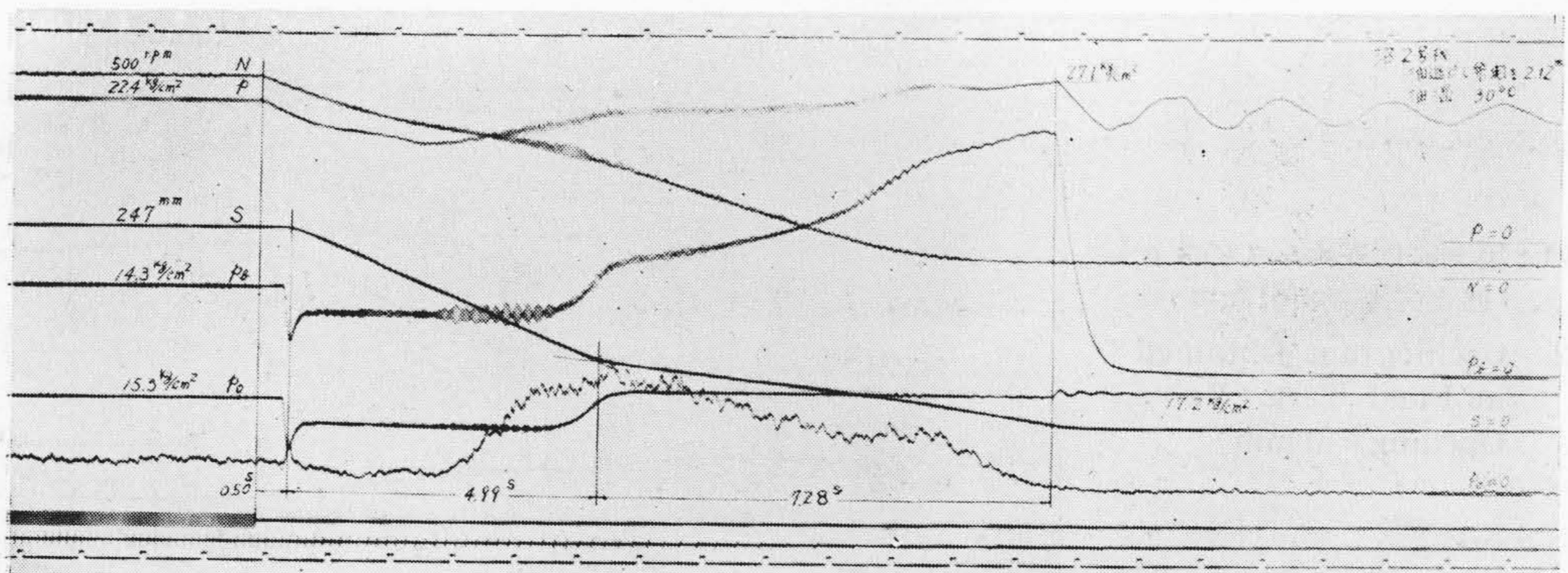
第6図 油逃がし弁の開きと閉鎖時間
Fig.6. Relation between Oil Throttle Valve Opening and Closing Time

2 段目の閉鎖時間は油逃がし弁の開きを加減することに依り任意に調節することができるが、1 段目の閉鎖時間と不動時間とは任意の調節は不可能である。従つて実物に就いて不動時間及び 1 段目の閉鎖時間が如何になつていゝかを確認すると共に、油逃がし弁の開きと 2 段目の閉鎖時間との関係を予め実測しておくことが必要である。



第7図 実測に依るオシログラム (吐出弁開き=303mm)

Fig.7. Oscillogram Obtained in Field Test (Valve Opening=303mm)

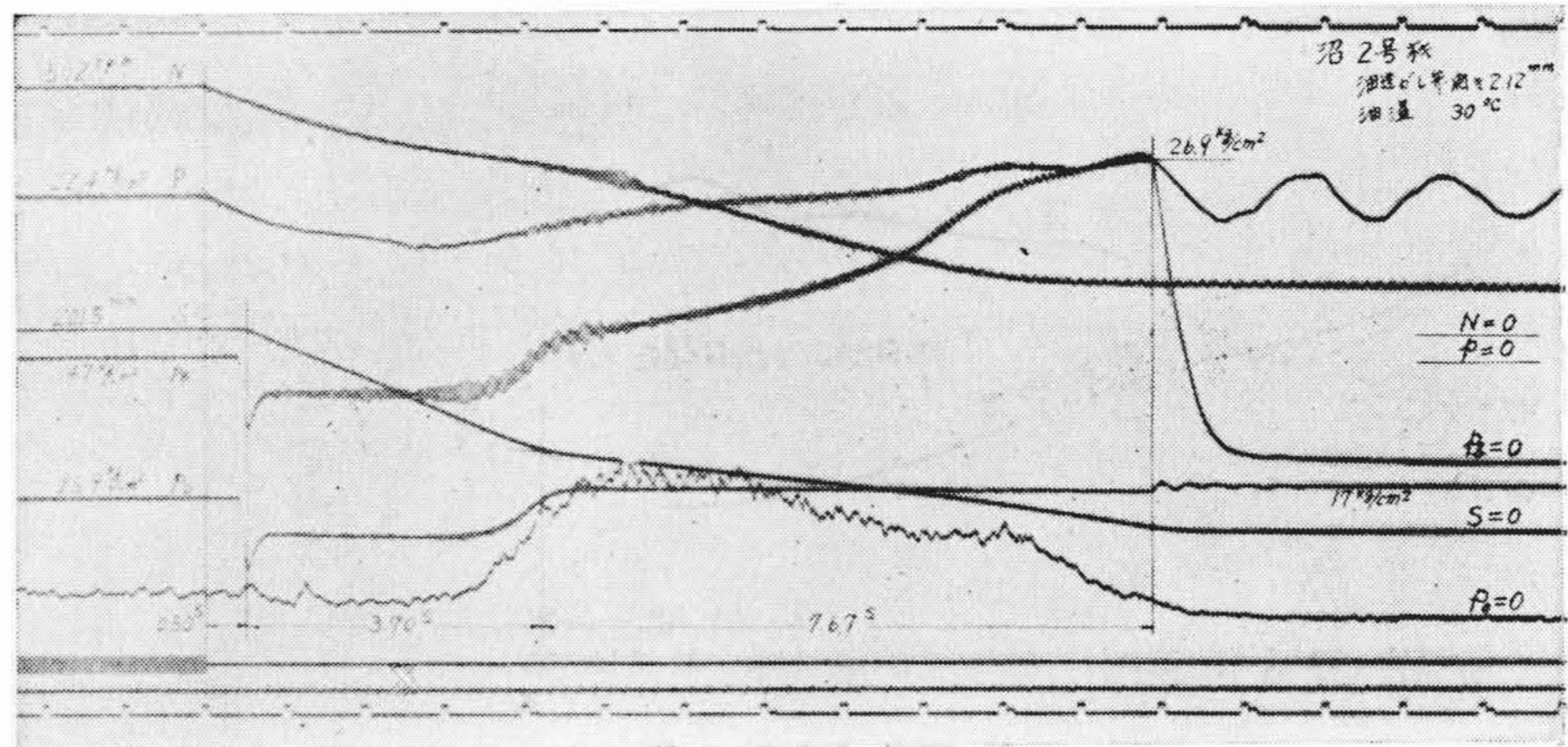


第8図 実測に依るオシログラム (吐出弁開き=247mm)

Fig.8. Oscillogram Obtained in Field Test (Valve Opening=247mm)

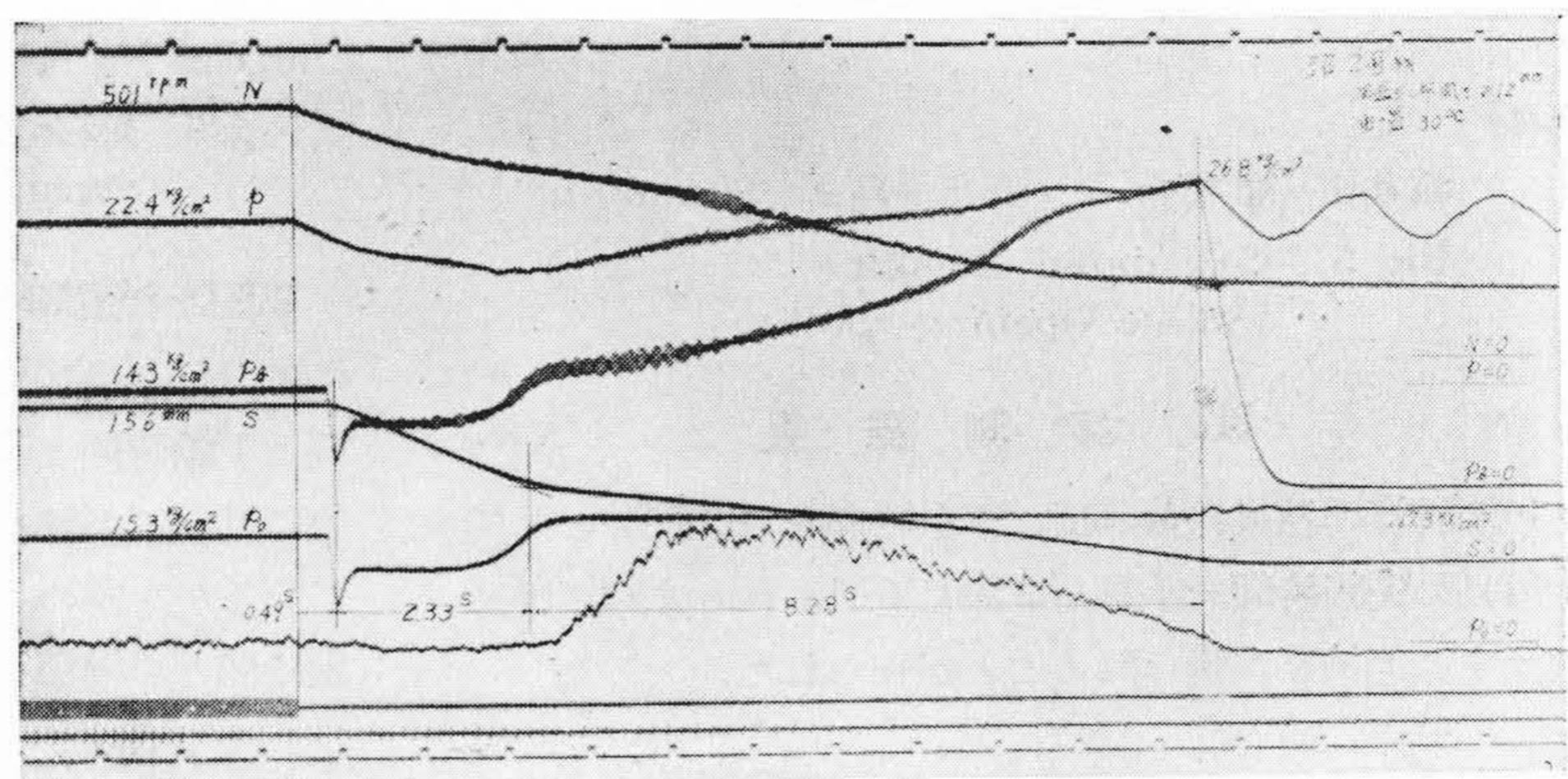
第 9 図 実測に依るオシログラム
(吐出弁開き=201.5mm)

Fig.9. Oscillogram Obtained
in Field Test (Valve
Opening=201.5mm)



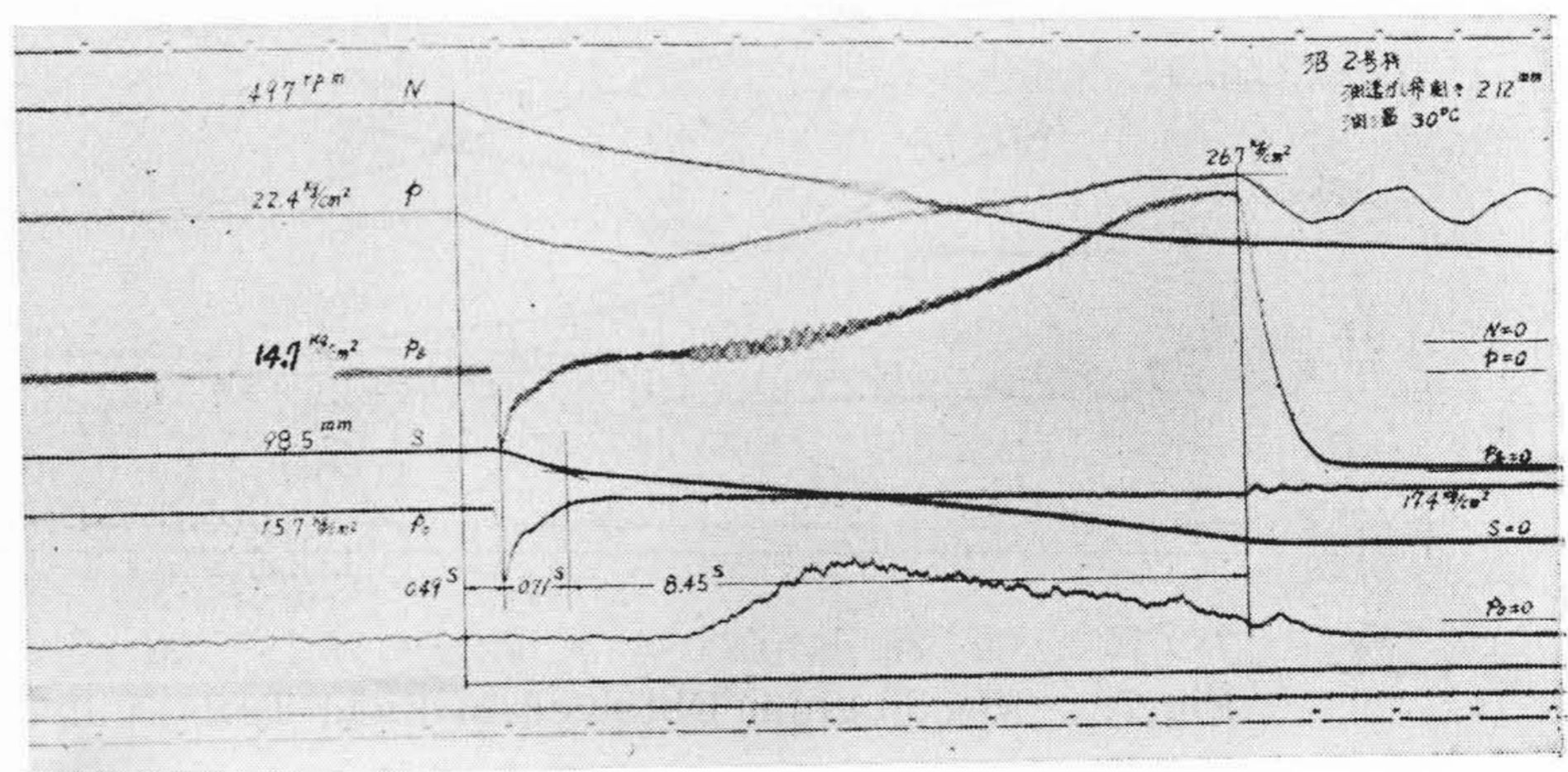
第 10 図 実測に依るオシログラム
(吐出弁開き=156mm)

Fig.10. Oscillogram Obtained
in Field Test (Valve
Opening=156mm)



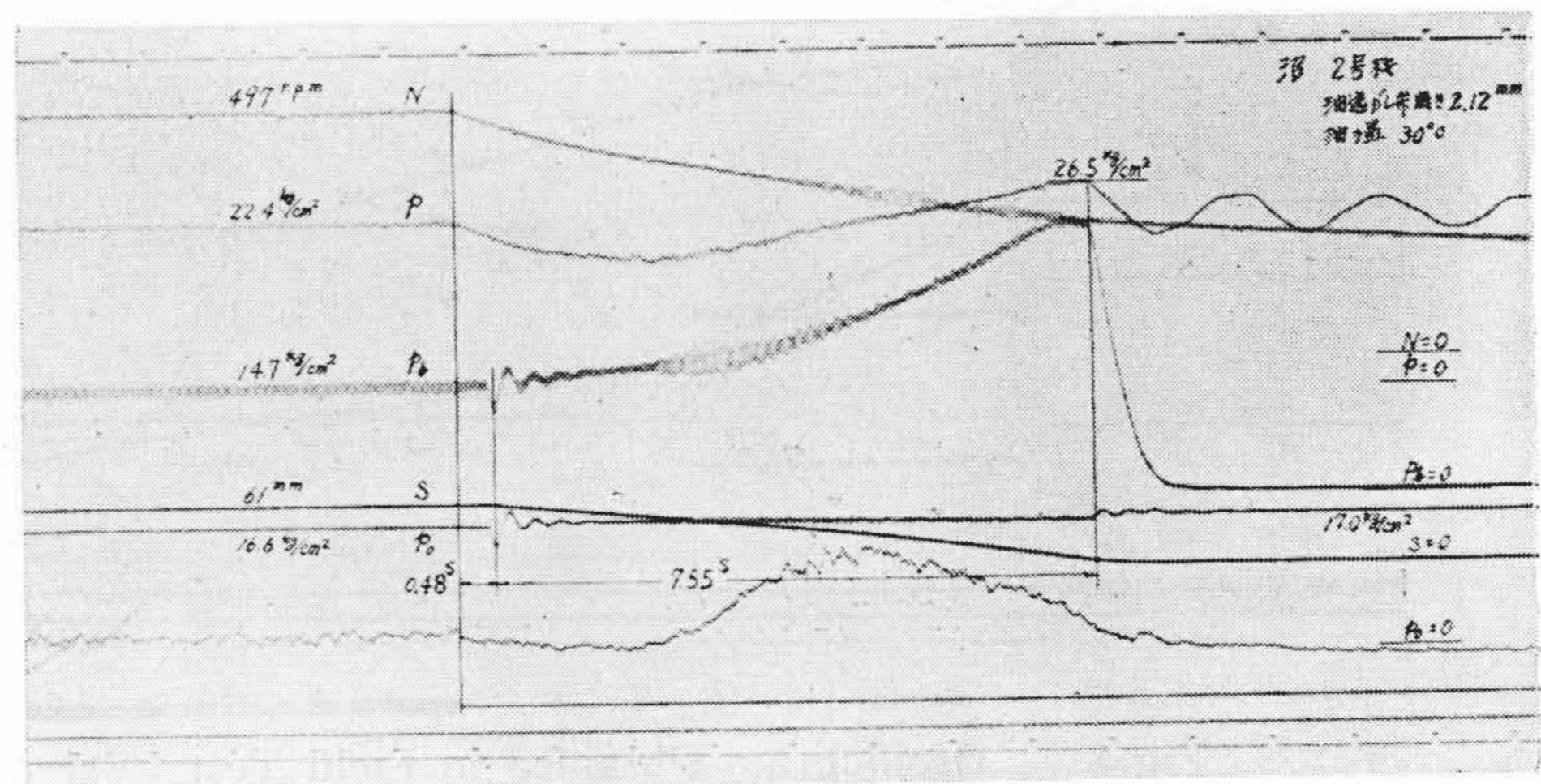
第 11 図 実測に依るオシログラム
(吐出弁開き=98.5mm)

Fig.11. Oscillogram Obtained
in Field Test (Valve
Opening=98.5mm)



第 12 図 実測に依るオシログラム
(吐出弁開き=61mm)

Fig.12. Oscillogram Obtained
in Field Test (Valve
Opening=61mm)



第6図(前頁参照)は吐出弁の閉鎖時間に就いての実測結果であるが、この実験は管内に満水している状態で行うことは危険を伴うので、管内は空の状態で行った。従つて弁体の前後に於ける流水の圧力差に基づく推力の影響は含まれていない。実験は油逃がし弁の開きを4種類に変えて、それぞれ不動時間、1段目閉鎖時間及び2段目閉鎖時間をオシログラフを用いて測定した。この結果に依れば不動時間は平均 0.66 秒となつており、計算に用いた 0.87 秒より少し短くなつてはいるが大差はない。また1段目の閉鎖時間は油逃がし弁の開きが小さくなれば極く僅か長くなつてはいるが、何れも凡そ 6.5 秒で計算に用いた 7 秒と大体似通つた値となつてはいる。2段目の閉鎖時間は当然のことながら油逃がし弁の開きに依つて大きく影響されている。

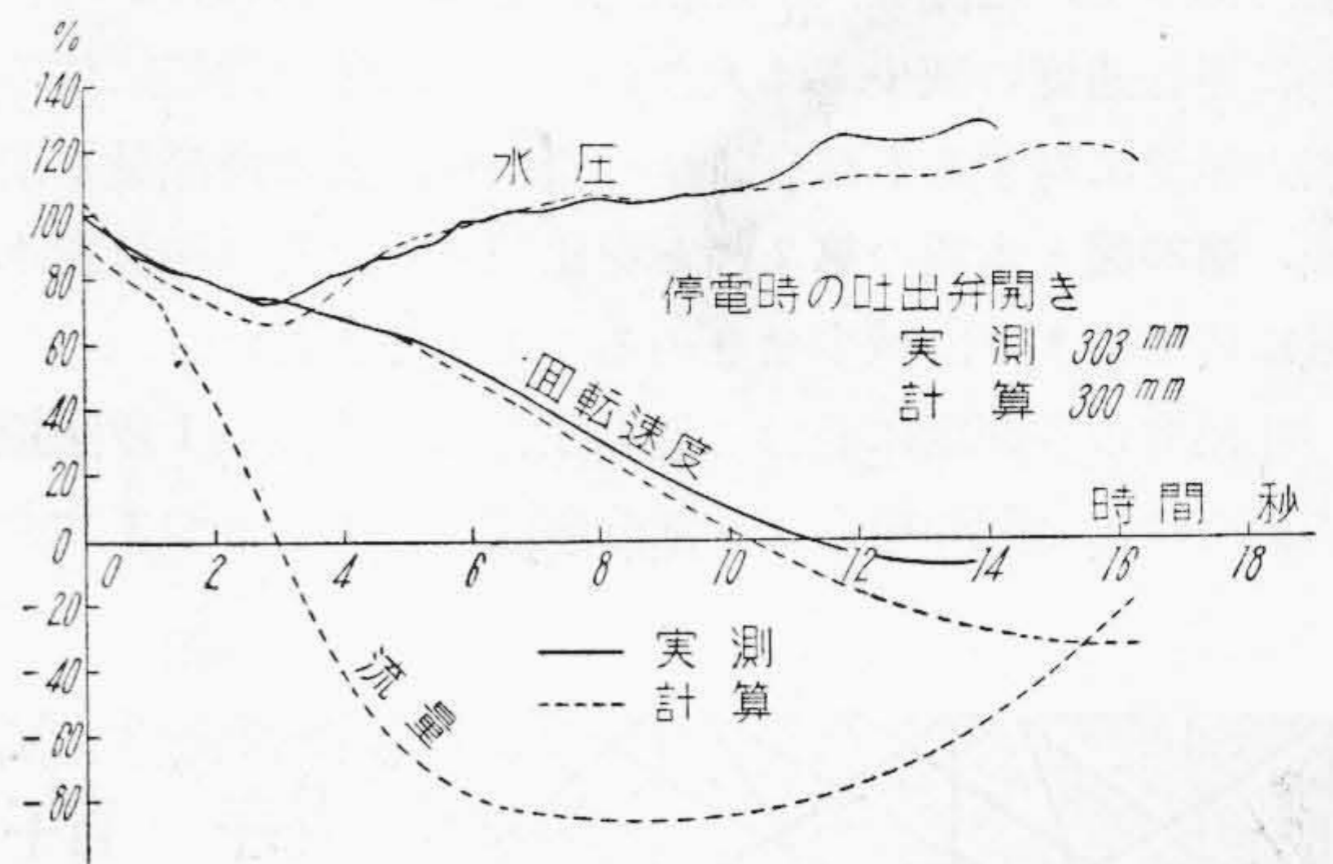
第6図の結果に基づき油逃がし弁の開きは 2.12 mm と定めることとした。この数字は弁の調節用のねじが1時に就き 12 山となつてはいるので、その1回転の進みに相当してはいる。第6図の結果は油槽内の圧力が 17.3 kg/cm²、温度が 24°C の場合であつて、これ等の値が多少変動すれば閉鎖時間もまた変つて来ることは当然である。

第7図(前頁参照)より第12図に至るまでは吐出弁の開きを種々に変えて揚水していた場合の実測に依るオシログラムである。たゞしこの実験中1号機ポンプは吐出弁全開の状態に揚水運転を続けたまゝであつた。

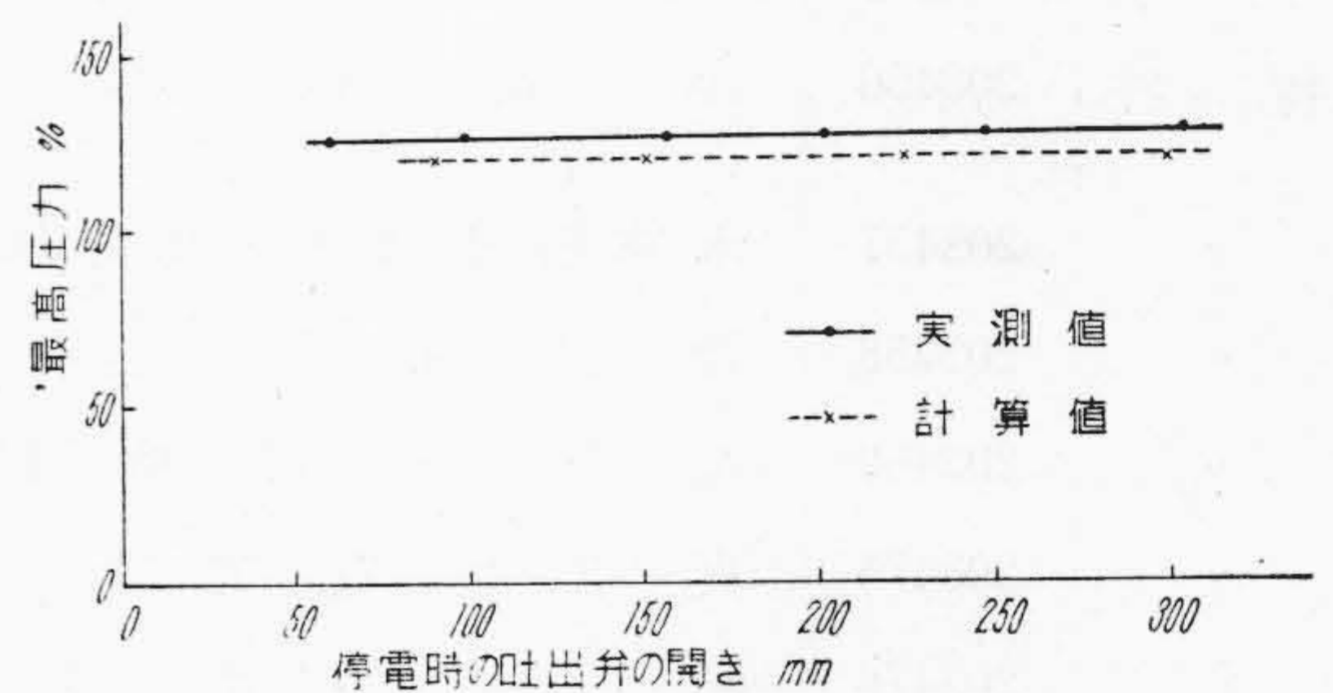
これ等のオシログラムに於ける各線の説明は前報の場合と同様であるが、上下の2線は経過時間を表わしその1目盛は1秒に当る。下から2番目の線は校正用の回転数を示しその1目盛が1回転に当る。その直上の線は電源の遮断時を示す。Nの線は回転速度、pの線は管路下端に於ける圧力、 p_b 及び p_o はそれぞれ油圧シリンダ内の排油側及び圧油側の圧力、Sの線はニードル弁の閉鎖運動を示すものである。下から4番目の線はポンプの近傍に於ける騒音を撮つたものである。

回転速度及び水圧の変化の様子は1段操作の場合とよく似てはいるが、弁の閉鎖曲線は明瞭に2段になつてはいる。油圧シリンダ内の圧力は閉鎖速度の移り変りの所で共に上昇してはいる。これはピストンが2箇の 50 mmφ の孔を塞ぐと油は油逃がし弁のみから排出されるので、ピストン速度が小さくなり従つて油槽から油圧シリンダに至る管内の油の速度が小さくなり、その間の圧力降下が小さくなるので p_o は大きくなる。従つてまた p_b が大きくなつてピストンの両側にかゝる力が平衡する如きピストン速度が自然と定まるのである。

騒音は水圧降下が最大の点(計算結果に依ればこの点に於て管内の水は揚水方向から逆流に移る)より次第に



第13図 計算値と実測値との比較
Fig.13. Comparison of the Calculated Values with the Observed Values



第14図 吐出弁の開きに対する最高圧力
Fig.14. Maximum Pressure Rise in Relation to Valve Opening

大きくなり、逆流速度の増加が小さくなつたと思われる頃より小さくなり始める。

なお計算結果では吐出弁全開からの閉鎖時間(弁体前後の水圧差に基づく推力の影響を考えた場合)は17秒程度になる筈であるが(第2図)、実測のオシログラム(第7図)に依れば14秒強となつてはいる。この理由としては第6図の閉鎖速度の実測の際の油温は 24°C であつたが、電源遮断試験の際には油温が 30°C となつていたことが主なものと考えられる。

第13図は吐出弁全開の場合に対して計算結果と実測結果とを比較したものである。前述の如く閉鎖時間が計算より約3秒短くなつてはいるので、最後の圧力上昇は計算結果より少々大きく、最大逆転速度は小さくなつてはいる。

第14図は吐出弁の各開度に対して最高圧力を計算結果と実測結果に就いて示したものである。

[IV] 結 言

吐出弁を2段速度にて閉鎖する如く改造した効果は顕

著であつて、逆流量及び逆転速度を減少することができ特に逆転速度の減少率は大きい。これに依り逆転に依る推力軸受に対する不都合は全く除かれ、また逆流量も前報の第20図と本報の第2図とを比較すればその逆流総水量に於て約1/3に減少せしめることができた。

吐出弁の各開度に於ける最高圧力は改造前の1段閉鎖に於ては、全開の場合より部分開度に於てかえつて大き

く現われたが、改造後では各開度共最高圧力は殆ど差が見られない。

なお本実測に当つては前回同様に東北電力株式会社の絶大なる御協力を得たものでここに深甚なる謝意を表する次第である。

参考文献

(1) 小堀：日立評論 35, 6 919~928 (昭 28-6)

特許月報

最近登録された日立製作所の特許及び実用新案

(その1)

区別	登録番号	名称	工場別	氏名	登録年月日
特許	203456	合成樹脂材料	日立工場	鶴田四郎 高野憲三	28. 1. 16
"	203457	水電解槽ガス引出管焼損防止法	日立工場	斎藤清吉	"
"	203458	計器用直流変圧器	日立工場	金井好延	"
"	203460	電圧偏差検出装置	日立工場	今尾隆	"
"	203475	真空型電力ヒューズ	日立工場	藪野亥石	"
"	203476	回転型水電解槽	日立工場	福永満	"
"	203459	木管保持装置	川崎工場	薄正四	"
"	203477	指向性及び無指向性兼用垂直三要素空中線	戸塚工場	小和田明夫 家形秀夫	"
特許	203461	螢光体	中央研究所	伴野正美 江本正之 角野正米 青木米興 神津興吾	29. 1. 16
実用新案	409561	電気収塵器	日立工場	吉見環	29. 1. 14
"	409562	水電解槽端子保護管	日立工場	小野寺房雄 工藤五郎	"
"	409564	シートバー自動積重ね装置	日立工場	影山喜一	"
"	409567	水電解槽電極の端子板	日立工場	工藤五郎	"
"	409568	水電解槽液中の鉄霜除去装置	日立工場	工藤五郎	"
"	409569	制動壺制動力調節装置	日立工場	滑川清	"
"	409571	電圧変化検出装置	日立工場	今尾隆	"
"	409572	直流電磁制動機	日立工場	鈴木正明	"
"	409607	推力軸受	日立工場	滑川清 菊地弥十郎	"
"	409608	光電比色計用ヒルター	日立工場	古渡賢助	"
実用新案	409613	回転型マクレオドゲージ	日立工場	宮崎徳太郎	29. 1. 14

(第12頁へ続く)