

東北電力株式会社

沼沢沼揚水発電所用ポンプの予開起動

阿部元志* 小田保光**

Preliminary Opened Valve Starting of the Numazawanuma Pumps

By Motoyuki Abe

Tohoku Electric Power Co.

and

Yasumitsu Oda

Kameari Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

High head large capacity pumps give rise to a sort of peculiar phenomenon which is quite uncommon to small sized pumps. As to this phenomenon there is a report treating of the case of 65,000 HP pump installed at the Grand Coulee Dam. In Japan, pumps at the Numazawanuma power station offer a similar case, that is, common to both cases a peculiar vibration accompanies the pump operation due to hydraulic pressure pulsation. In case of the Grand Coulee Dam pumps the vibration is emitted when water is being pumped up in more than specified quantity and in the latter pumps, it has occurred most conspicuously when the delivery valve is closed and as the valve is opened again it has dwindled away swiftly. This tendency indicates that the vibration is of such a nature that major portion of it can be prevented by feeding water as soon as the started pump gains the pressure strong enough to overcome delivery pipe pressure.

In case of the Numazawanuma pumps, starting torque of the pump is developed by waterwheel and on its reaching synchronous speed, the load is transmitted onto the synchronous motor. During this period, the machine is driven with the delivery valve totally closed, so it follows that the machine is forced to be subjected to peculiar vibration for a fairly long period. In the initial stage of pumping and generating program, it was decided that the pump would be driven only in rainy season for a long-range continued pumping, and pulled into standstill in dry season. Accordingly, it was held optimistically that the period or the number of pump operations accompanied by this abominable vibration would amount only to negligible figures. On the contrary, however, the demand turned out so great that the pump of this plant were compelled to be driven in even dry seasons on surplus power supplied from the other generating systems, for coping with the peak load period requirements, thus playing an important role in adjusting the country's electric supply and demands. As a result, the pump has been put in such a repetitious operation as requiring several starts and stops in one day. Under this situation, it was a conclusion of all concerned that the vibration at pump starting must be reduced by any means to a minimum for the protection of pump parts and components from fatigue. The agreement was reached then for the adoption of the preliminary opened valve starting system. In this system, the pump is

* 東北電力株式会社電気建設課長

** 日立製作所亀有工場

started by waterwheel and in the course of speeding-up the delivery valve is opened forcibly and left in that state until the pump speed is increased to the synchronous speed and the load is, as abovementioned, transmitted to the motor. In this case, the delivery valve need not be forcibly opened if some proper measure can be taken to enable the pump to pump up a certain predetermined quantity of water when it reaches the rated speed overcoming the delivery pipe pressure. This can be attained by attaching a check valve to a bypath valve of suitable size which is provided on the main delivery valve, but this method was discarded for the direct control of the delivery valve because of floor space available in the pump house.

By the adoption of the preliminary opened valve starting method the operation has been extremely stabilized. The width of vibration has been reduced to 8/1,000 mm at maximum which means the precipitant decrease of 50% in general, and 10% in part of local sympathetic vibration.

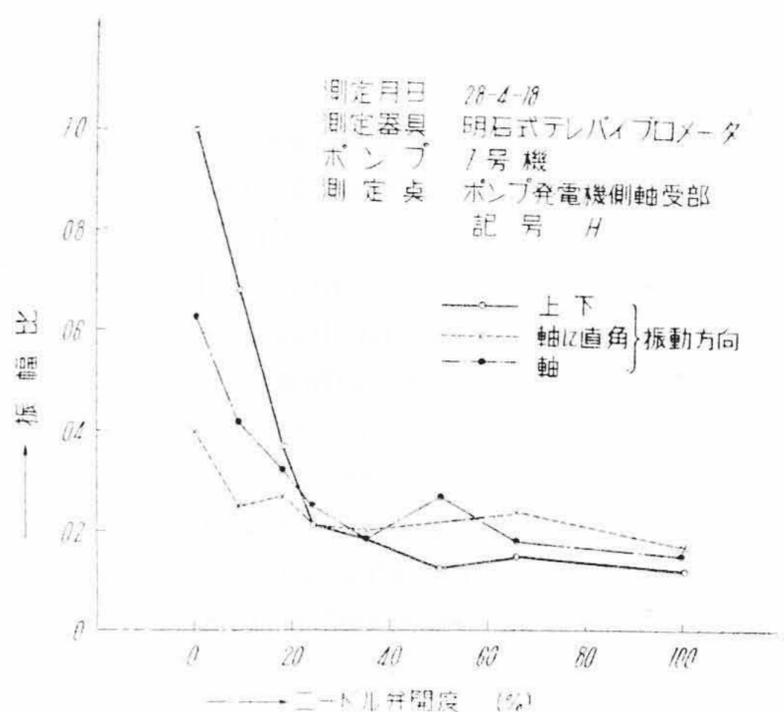
〔I〕 緒 言

沼沢沼揚水発電所用ポンプは、昭和27年11月営業運転に入ってから、電力需給調整に顕著な貢献をなしつつあるが、この間特に大容量高揚程ポンプとしての各種の貴重な経験もまたえられた。ポンプ性能に関してはモデルポンプによりほとんどあますところなく詳細に研究され、これらの結果によつて実物ポンプはほぼ予期通りの成果をえたが、かかる大容量のポンプの実際運転にあつては、特にモデル比の大きい場合にはモデル試験のみによつては予測し得ない諸問題がなお介在する。以下本文で紹介する振動の問題もまたこれに属する問題の一例である。

定常揚水時におけるポンプの運転状態は同容量の水車の運転状態と比較すれば、やゝ振動と騒音を多く感知せられるが、その状況はかならずしも過大なものではない。しかるに起動または停止の過程に生ずるポンプ吐出弁全閉運転における振動は、定常揚水運転時に比較してかなり大であつた(第1図)。一方沼沢沼揚水式発電所が電力需給調整上に占める役割は、当初の計画をはるかに上回る機動性を発揮し「豊水期の余剰電力を利用し、ポンプ運転により揚水、貯水しこれにより渇水期に発電する」という当初の季節運転計画は大幅に変更せられ、ほとんど時間運転にまで利用せられるに至つた。(注)

このため揚水起動時における振動を極力低減する必要に迫られ、振動発生の原因の調査研究が進められた。これらの調査結果の検討および各種の予備計算の結果、従来吐出弁全閉の状態において水車により起動し、規定回転数に達するのを待ち電動機による運転としてから吐出弁を開いた通常の起動方法の代りに、起動の過程においてあらかじめ吐出弁を若干開いた状態で水車駆動により

(注) 昭和28年1月より同年12月までの1箇年間に於けるポンプ起動回数は実に338回におよんでいる。



第1図 ニードル弁各開度におけるポンプ軸受部の振動振幅

Fig. 1. Vibration Amplitudes of the Pump Bearing at Various Valve-Openings

増速し、規定回転数に達してから電動機運転とする方法を採用し、所期の成果を十分にあげることができた。この特殊な起動方法を「予開起動法」と呼び、本文は29年6月予開起動法完成に伴う試験時の記録を主体とし、あわせてこれが実施に至る経過をあきらかにしたものである。

〔II〕 ポンプ揚水運転時の振動について

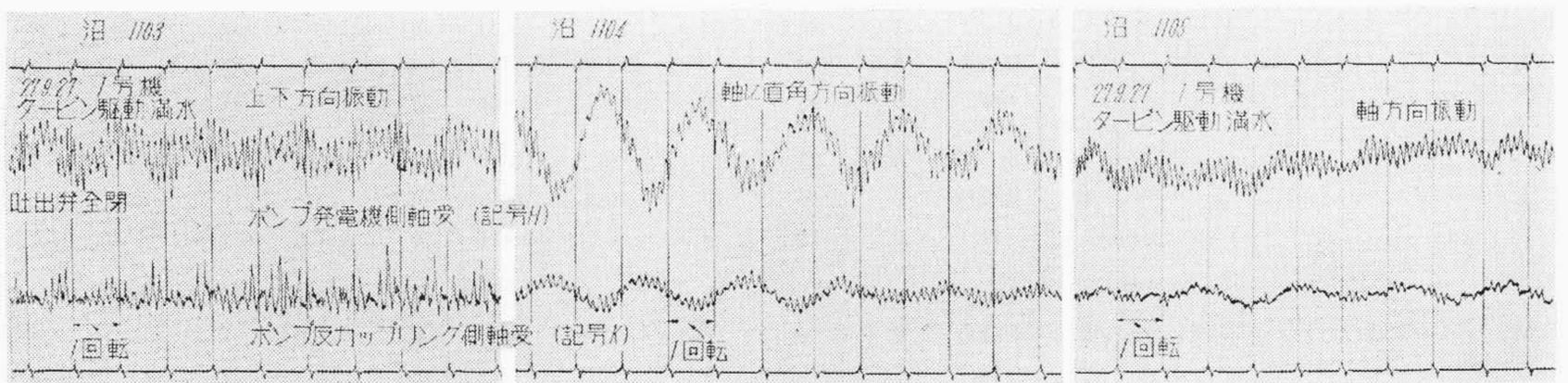
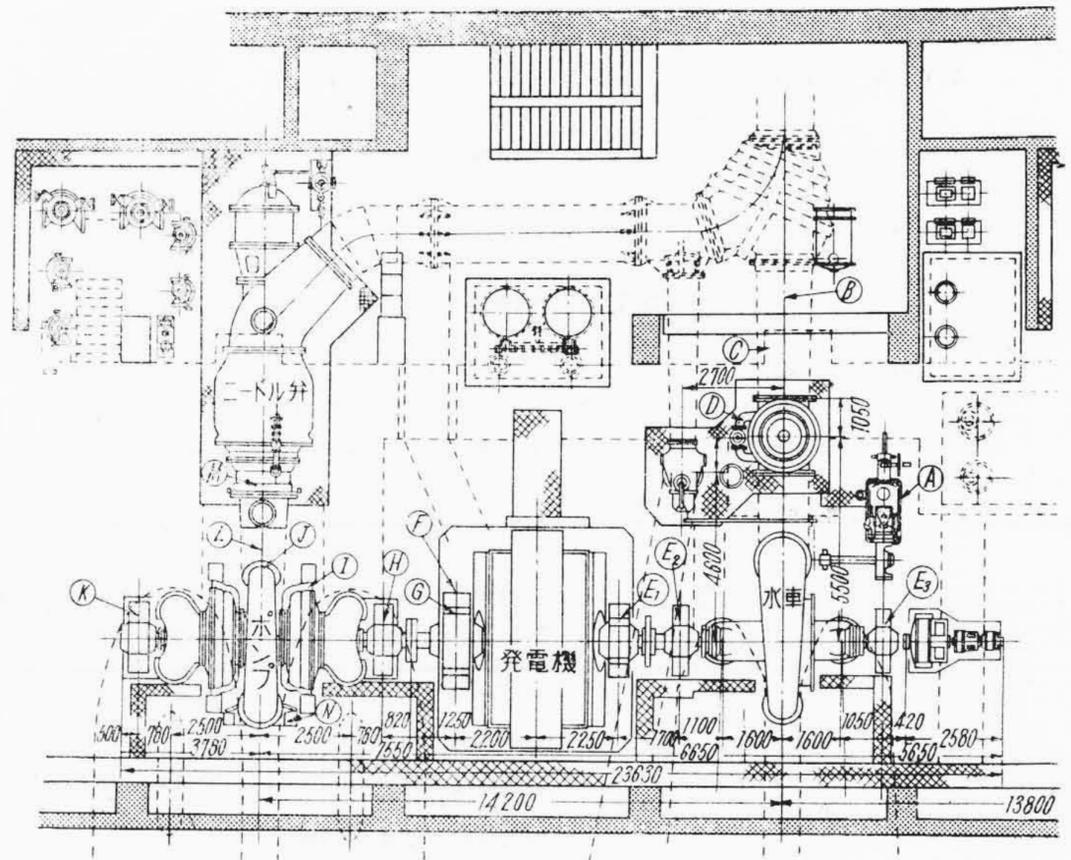
大容量ポンプの振動については、従来発表されたものがないために、勢い同容量の水車による発電運転時の振動、およびこれに伴う騒音と比較してその大小高低を論ずることとなるが、ポンプ揚水運転時、特に起動時吐出弁全閉状態で規定回転数におけるポンプ各部の振動は水車正規運転時のそれに比較して相当大きく感知された。揚水運転計画の変動に伴い振動低減がきわめて重要な課

題となり、振動現象の把握と振動原因の追究のため、以下各種の測定が数次にわたって行われた。振動測定に当っては明石式テレバイプロメータ、SIP振動計、アスカニア振動計および電磁型オツシログラムなどが常に並行して使用せられ、これらの指示値をそれぞれ対照することにより、振動計の固有振動数に基く指示誤差を防止した。第2図は発電所内機器配置の一部を示し、振動測定の諸点を記号AよりNを以て図示している。これら各点の測定結果の数例を示すと第1表(次頁参照)の通りである。以下においてはこれらのうち最も振動の大であったポンプの発電機側軸受部(記号H)の振動について論ずることとする。

振動発生の原因としてまず予想される事項の一つとして、ポンプの据付基礎の狂いに基く振動が挙げられるが、これについてはポンプケーシング内水面を圧縮空

気により押し下げた状態において水車または電動機駆動により空転せしめたところ、振動全振幅は6/1,000mm以下を示し、機器の据付はきわめて良好であることが立証された。ついで通常の揚水運転時において最も振動と騒音の激しい状態、すなわち規定回転数(500rpm)吐出弁全閉の状態における振動状況は第3図のオツシログラムに示される。これらは若干の不規則な波形を有しているが、概ね振動測定方向のいかんにかかわらず1回転7サイクルの周期を有している。この状態からさらに吐出弁を徐々に開いた場合の各開度における振動を第4図(第5頁参照)オツシログラムに示し、これを纏めると第2表(第5頁参照)のごとくなる。すなわち吐出弁の開度を大にするとともに、振幅は著しく減少するが振動周期は若干の例外を除きほとんど1回転7サイクルの不変の周期を示している。

第2図
発電所内振動測定点略図
Fig. 2.
Plane View of "Numazawana" P.S. which Indicate Positions where Vibrations Measured



第3図 ポンプ軸受部振動オシログラム
測定点 記号HおよびK 吐出弁全閉 回転数 500 rpm
(昭和 27-9-27 実測)

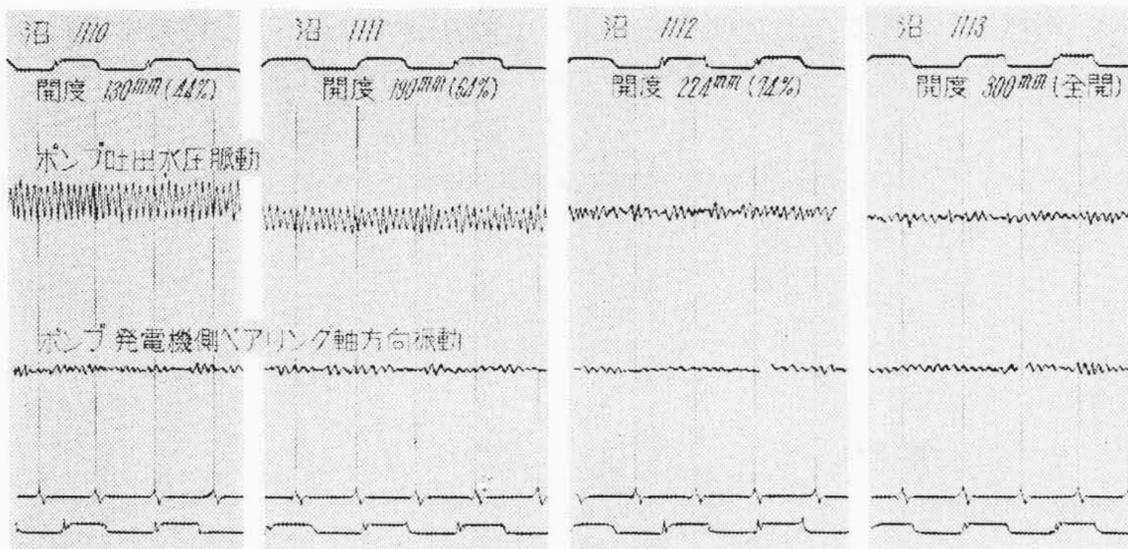
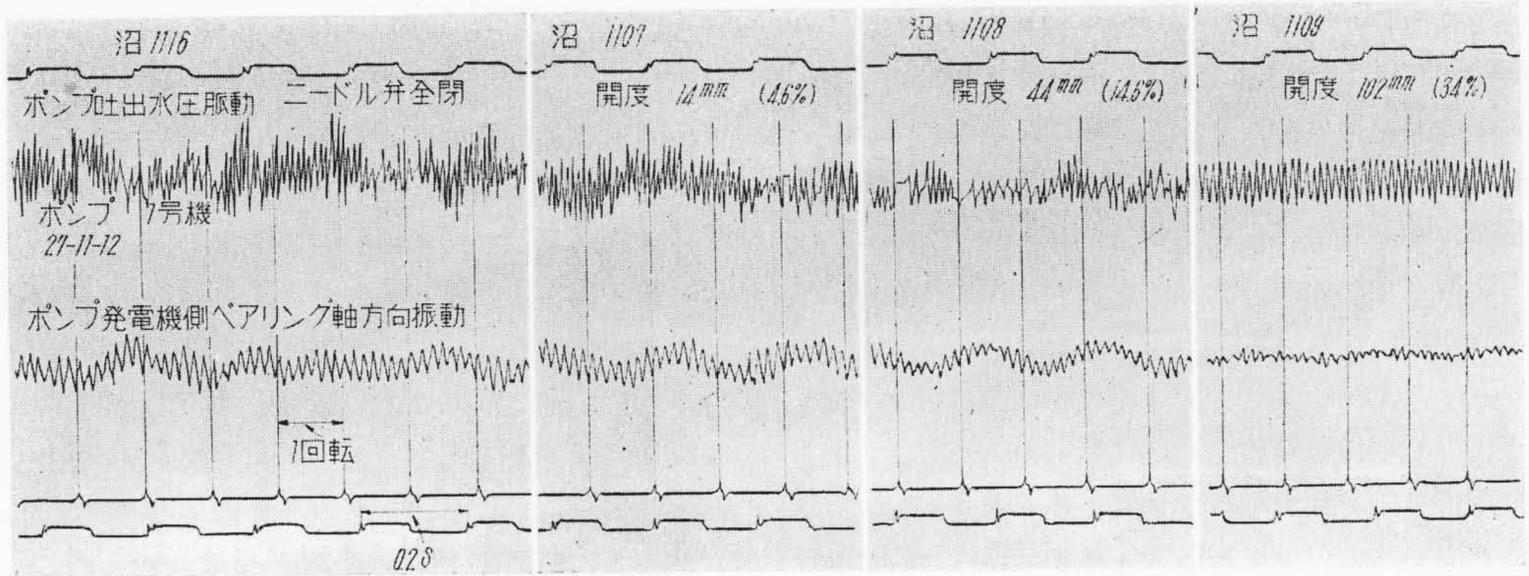
Fig. 3. Oscillograms of Vibrations of Pump Bearings as the Needle Valve Closed

第1表 予開起動法実施前における発電所内各部の振動
Table 1. Vibrations before Adopting the Preopening Starting Method

(昭28.4.18~19実測) (単位 1/1,000 mm)

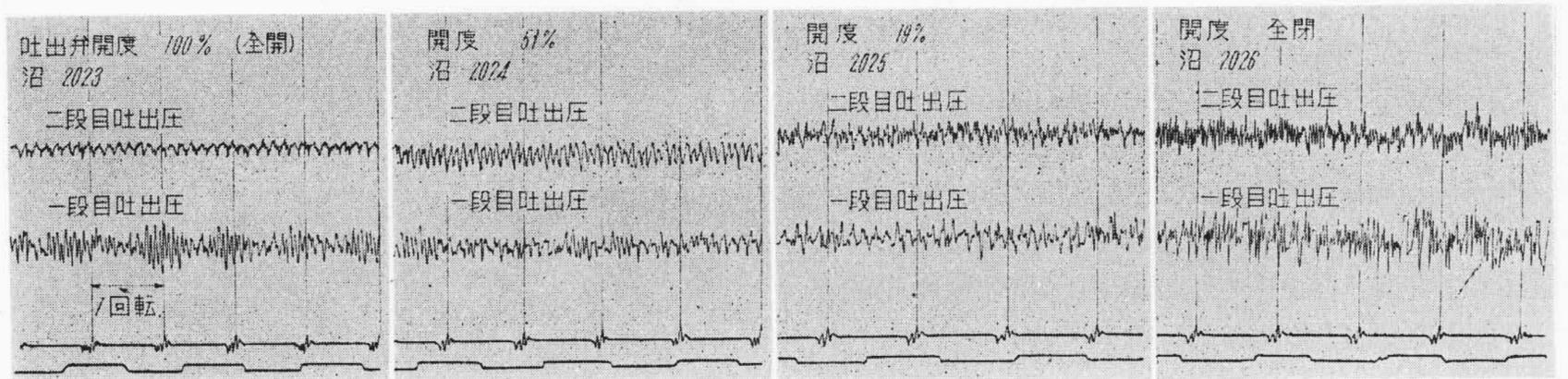
記号	測定箇所	ポンプ ニードル弁開度 %	1号機					2号機				
			空転	0	19	51	100	空転	0	18	50	100
C	操作盤横床面	上下	0.5	4	1	2	3	0	0.75	0.75	0	0
		軸直角	0	1	1.5	2.5	2	0	1.25	0.5	0	0
		軸	0	1	9.5	2	2.5	0	1.25	0	0	0
D	水車入口弁バイパス弁	上下	1.5	19~21	24.5	35	50	0	27.5	17.5	10	7.5
		軸直角	2	4	5	5.5	6	1	15	55	17.5	12.5
		軸	0.5	1.5	6	3	3	2	62.5	50	25	25
E ₂	水車発電機側ベアリング	上下	1.5	4.5	4	3	1	0	15	1.25	5	0
		軸直角	1.5	12	13	10	3	0	37.5	20	37.5	7.5
		軸	2	12	5	6	2	2	50	30	20	7.5
E ₃	水車反側ベアリング	上下	0	6	3	2	2	2	25	2.5	12.5	0
		軸直角	1.5	4	10	10.5	3	0	12.5	7.5	10	1.25
		軸	2.5	11	6	3	4.5	2	25	10	5	2.5
E ₁	発電機水車側ベアリング	上下	1.5	21~24	12.5	8	6~8	0	7.5	37.5	22.5	27.5
		軸直角	4.5	16	12.5	8.5	8.5	6.5	62.5	78.5	37.5	27.5
		軸	4	14~16	12.5	8	5.5	6	50	75	62.5	55
F	発電機スラストベアリング脚部	上下	0	14	7	4	4	0	20	10	10	2.5
		軸直角	1	8	7	2.5	2	0	20	10	3.75	5
		軸	0.5	11.5	13.5	7	4.5	0	25	25	12.5	10
G	発電機スラストベアリング(上)	上下	1	23~25	11.5	7	6.5	0	50	25	22.5	10
		軸直角	4.5	21.5	13~15	12.5	9	3	75	75	25	37.5
		軸	3.5	27	23~31	10.5	9	3	37.5	87.5	50	50
H	ポンプ発電機側ベアリング	上下	0.5	110	45	11~16	14.5	0	75	37.5	27.5	15
		軸直角	3.8	60	31~33	15.5~17.5	16~18	1.5	87.5	80	37.5	37.5
		軸	4.5	55	30~35	16	18~21	2.5	87.5	75	22.5	25
I	ポンプ1段目ケーシング	上下	1	45	18.5	11	13	0	50	37.5	15	15
		軸直角	0.5	35	19~25	17.5	26.5	0	75	62.5	37.5	37.5
		軸	0	32	15~20	18	13~16	0	62.5	50	22.5	25
J	ポンプ2段目ケーシング	上下	1.5	60	22	16.5	21.5	0	87.5	20	73.5	10
		軸直角	1	15~18	18	16	13	0	111	42.5	25	2.5
		軸	0	12	10~13	8	8	0	75	25	25	7.5
K	ポンプ反側ベアリング	上下	1	40	23	14.5	13.5	0	100	22.5	15	10
		軸直角	0.5	29	22~24	25~28	16~19.5	0	111	75	37.5	32.5
		軸	5	55	30	20	26~30	3	111	87.5	62.5	37.5
L	ポンプ吐出管	上下	0.5	25	14	9	10	0	87.5	12.5	10	5
		軸直角	0	15	10	9.5	9	0	12.5	10	10	10
		軸	0	11	8.5	6	9~11	0	7.5	7.5	1.25	2.5
M	ニードル弁上部	上下	0	11	12	8.5	7	0	32.5	10	10	5
		軸直角	0	6	2.5	2	1	0	7.5	7.5	2.5	1.25
		軸	0	5	0	2	1	0	10	1.25	0.75	0
N	ポンプ室床面	上下	1	55	22	19	26	0	25	15	10	8.75
		軸直角	0	22	10.5	8	10.5	0	30	15	15	12.5
		軸	0	9	6	4	4	0	12.5	7.5	1.25	2.5

(注) 測定値は明石式テレバイプロメータの読みによる。



第4図
ポンプ軸受部振動オシログラム (吐出弁各開度における振動)
(昭和 27-11-12 実測)

Fig. 4.
Oscillograms of Vibrations of Pump Bearings at Various Valve-Openings



第5図 吐出弁全閉より全開にいたるまでのポンプ水圧振動
回転数 500 rpm (昭和 28-1-7 実測)

Fig. 5. Oscillograms of the Pump Discharge Pulsations at Various Valve-Openings

これらの振動発生の原因としては、
(1) ポンプ内の水流に起因する水力的原因
(2) 機械的不平衡その他による振動
があるが、沼沢沼ポンプにおける振動は主として前者によるものであり、これがさらに部分的には
(3) (1)の原因に基づく機械的共鳴振動を伴っているものである。(3)に該当するものに対しては若干の機械的補強により比較的簡単に除去することができた。(1)の原因に基づく直接現象としてポンプ水圧脈動を測定した結果を第5図および第4図の一部に示す。これらのオシログラムは前記ポンプ軸受部振動と相関連していることを示している。すなわち吐出弁全閉時は波形は一般に不規則ではあるが、7あるいは 28~rev

第2表 吐出弁各開度におけるポンプ軸受部の振動振幅と周期

Table 2. Amplitudes and Periods of Vibrations of the Pump Bearing at Various Valve-Openings

吐出弁開度 (%)	振 幅 比	周 期 (rev)
0	1	7
4.6	0.83	7
14.6	0.33	7
34	0.28	7
44	0.15	9~8.5
64	0.20	7 ?
74	0.15	6.5 ?
100	0.14	7

(N=500 rpm 吐出弁全閉のときの振幅を1とする)

の細い波を含み、吐出弁全開時はやゝ特異な形状なるも7~/revの整然とした波形を示し、吐出弁中間開度では水圧脈動の表われ方はやゝ不定で28~/revあるいは約11~/revまたは14~/revの波が出ている。また水圧脈動の振幅は前記軸受部振動振幅と同様に吐出弁全閉時に最大であり、全開において最小となり全閉時の振幅の約1/3に減少する。

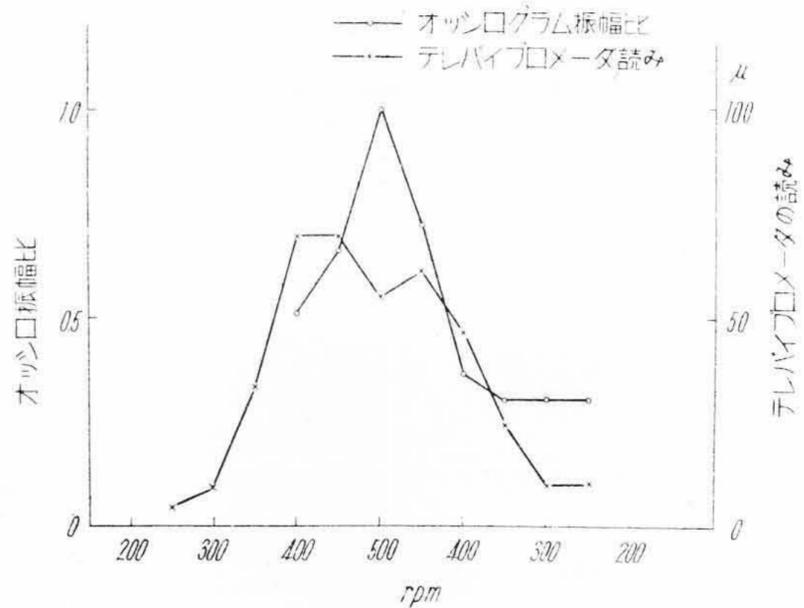
上述において1回転7サイクルの振動周期はポンプ2段目羽根車の羽根枚数7枚に対応するものであり、これは2段目羽根車の7枚の羽根がスパイラルケーシングの巻き始めを通過するとき起る水圧脈動であるという説に一致している。⁽¹⁾しかしこれらもポンプの水圧脈動発生の原因を完全に解明しているものとは考えられない。沼沢沼ポンプは横軸2段タービンポンプであり、各羽根車はそれぞれ案内羽根を有しているが、2段目はさらにスパイラルケーシングに接続するのに対し、1段目はさらに案内羽根に続いて円形のケーシングと水返し羽根とを経て、2段目羽根車入口に接続する構造である。したがって1段目にはスパイラルの巻き始めに相当する対応部がないにもかかわらず前記オツシログラム(第5図)にみるごとく、1段目吐出圧は8~/revの周期を有し、かつこれは1段目羽根車の羽根枚数8枚と一致している。

さらにポンプ内の流水に起因する水力学的振動原因を分析すれば、ポンプ吸込口の条件(たゞし吸込水位の変動に対する振動振幅の変化はほとんど認められなかつた)と左右の1段目羽根車内流水状況の差異、さらにこれが2段目羽根車におよぼす影響などが考えられるが、これらの諸問題はむしろ今後の研究にまたねばならない。

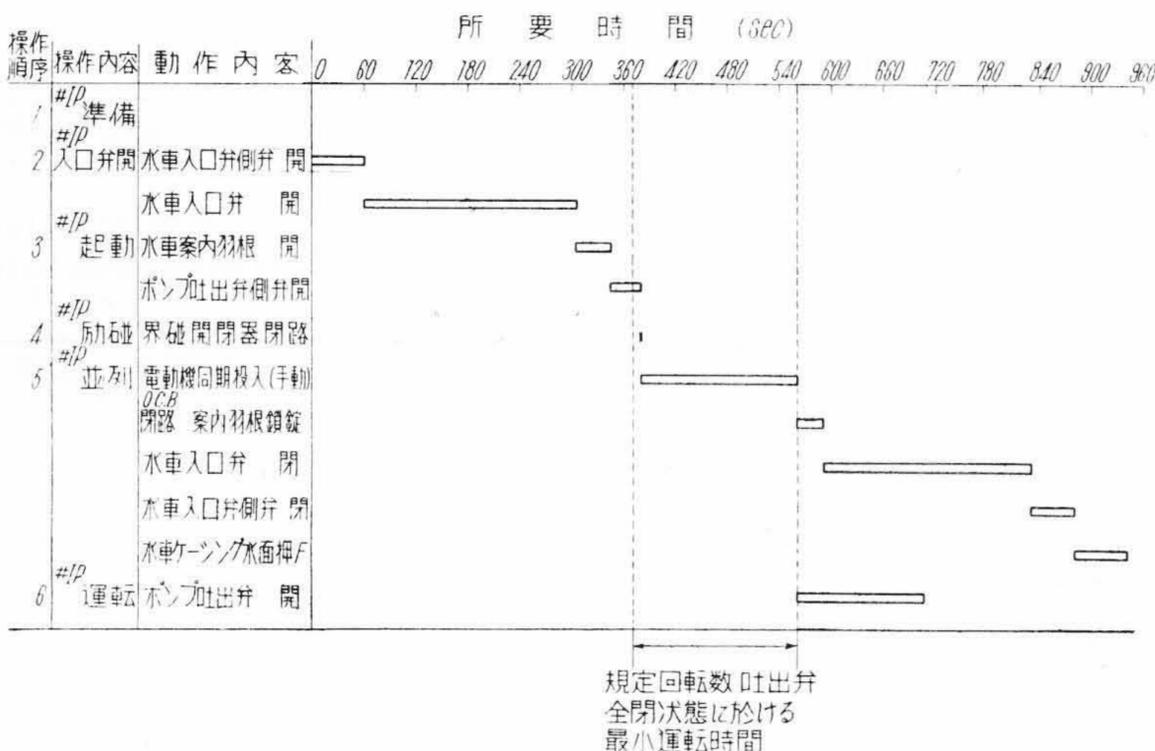
〔III〕 予開起動方法

(1) 予開起動方法の意義

上述の各種実測結果中、吐出弁開度と振動振幅との関係および回転数と振動振幅との関係を取纏めると、それぞれ第1図および第6図のごとくなる。すなわち第1図により明瞭なるように、吐出弁を全閉より徐々に開いて行くとき振動振幅は急速に減少し、吐出弁開度約20~40%以降はほとんど不変である。一方第6図は吐出弁全閉の状態においてポンプを水車駆動により増速または減速した場合の振幅比(回転数500rpmにおけるオツシログラムによる振動振幅値を1とした比)を示し、回転数400~500rpmにおいて急速に振動が増加することがわかる。しかるに第7図揚水運転順序起動方式(予開起動法実施前)線図に示すように、当初の揚水運転計画では



第6図 回転数と振幅との関係
Fig. 6. Relations between Number of Revolutions and Amplitudes



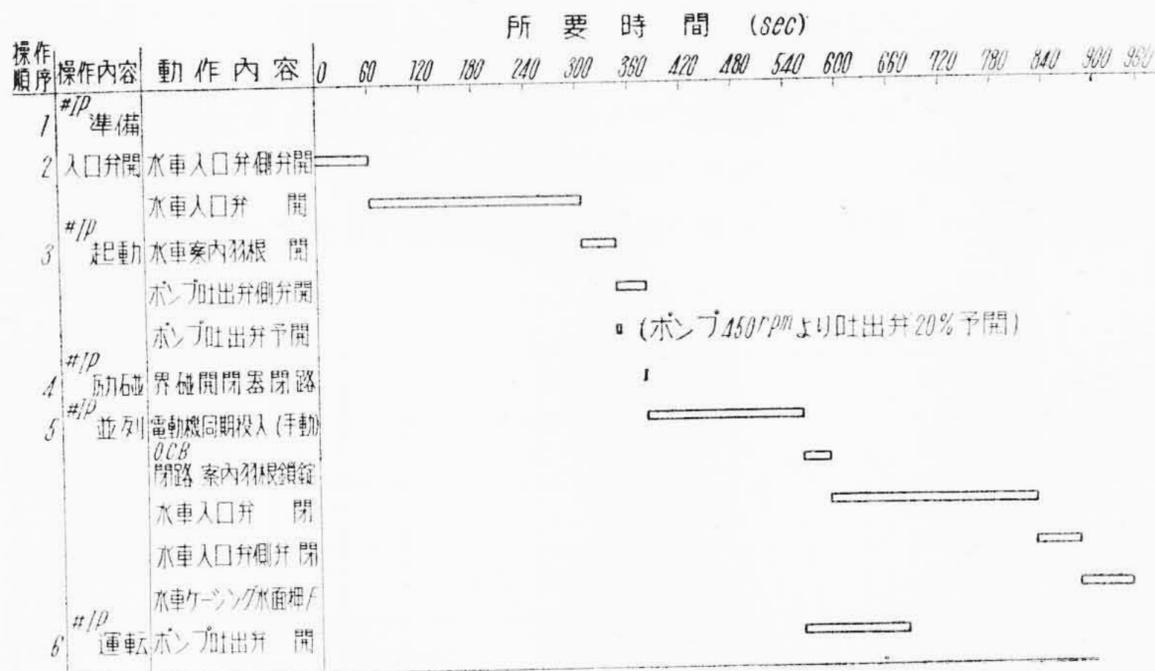
第7図
予開起動法実施前における揚水運転順序起動方式線図
Fig. 7. Sequence Diagram at the Pump Start before Adopting Preopening Method

吐出弁全閉の状態において水車駆動によりポンプを起動し、同期速度に達してから電動機に負荷を移し、しかる後吐出弁を徐々に開くため、起動の度ごとに振動の最も激しい状態において約3分間運転せねばならなかった。したがって前述のごとく季節運転計画が時間運転計画に変更せられるにおよび、この特異な振動状態を避け正常運転時の振動程度に下げることが要求され、ここに予開起動方式が考案せられた。すなわち第1図および第6図の特性より、ポンプ起動時、水車駆動による増速過程のある回転数(400~500 rpm)の間、の適切な回転数において吐出弁をわずかに開き、この状態において同期速度にまで上げて後に電動機運転とする方式である。これを第7図に対応する線図に示すと第8図のごとくなり、これにより振動の最も激しい状態を回避するか若しくは最小の時間とすることができる。

(2) 予開起動方法の予備計算

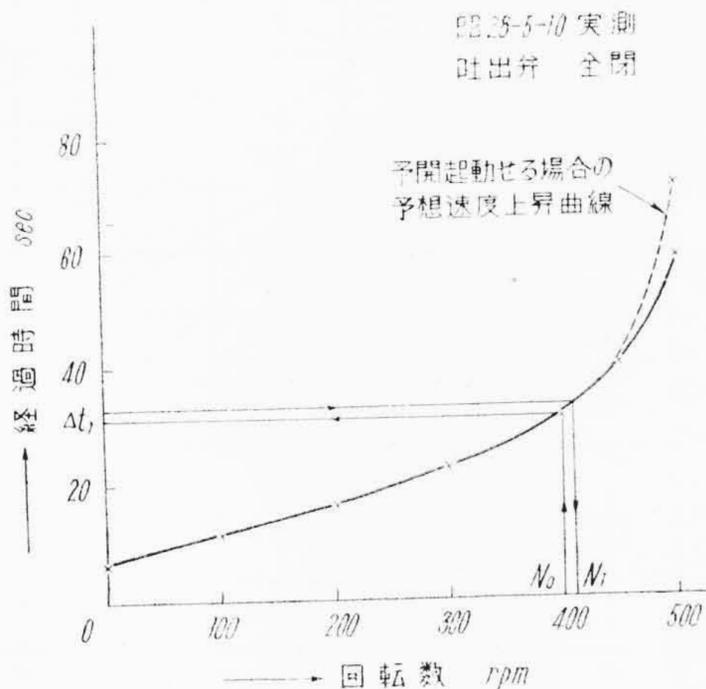
上述の吐出弁予開開度と予開始め回転数とは第1図および第6図により、概略ある範囲をもつて選択することができるが、これらは単に振動低減の効果のみならず、予開起動時の逆流(すなわち正回転ポンプ内に水が逆流するという異常状態)によるポンプケーシング内の振動の増加、分岐管における水車への流入水とポンプ吐出水との衝突による振動の発生、吐出弁予開開度と水車出力との関係、調圧水槽の容量、さらに順序制御方式改変に伴う問題などについて検討の上これらをすべて満足し、かつ振動低減に最も効果ある予開開度および予開始め回転数を決定せねばならない。これらを決定するに当たつてつぎのごとき予備計算が行われ、予開起動方式の可否が研究された。

予開起動方式採用に当たつてまず問題となることは予開

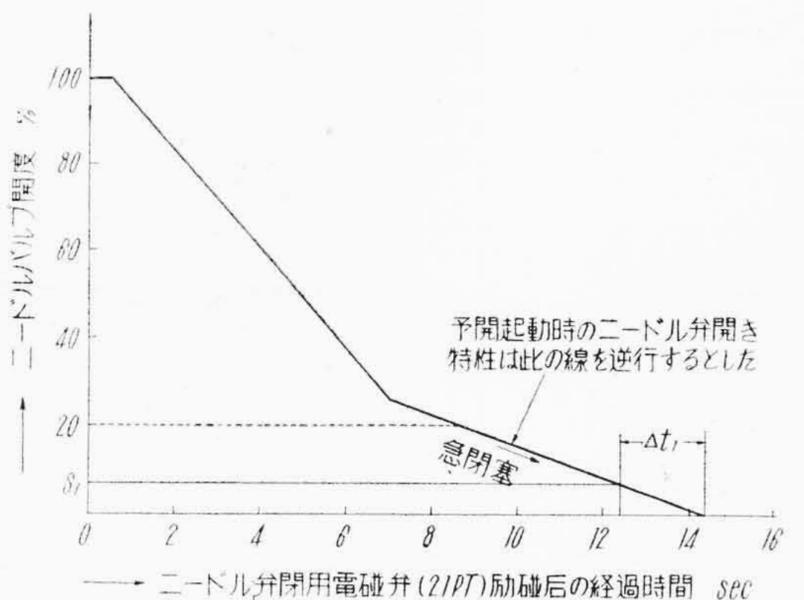


第8図 予開起動法実施後における揚水運転順序起動方式線図

Fig. 8. Sequence Diagram at the Pump Start after Adopting Preopening Method



第9図 ポンプ起動時の速度上昇曲線
Fig. 9. Speed-up Curve of the Pump at Starting



第10図 ニードル弁動作特性線図
Fig. 10. Emergency Closing Characteristics of the Needle Valve

始め後に起る過渡現象の解析である。この解析に必要なポンプの全般特性および吐出弁（ニードル弁）の正流および逆流特性は、ウォーターハンマ現象解析のため特に作成したポンプおよびニードル弁のモデル試験結果に基づいた。(2)

これらのほかにつぎのごとき関係が必要である。

(a) ポンプの速度上昇曲線

ポンプ起動時吐出弁全閉の状態における水車駆動による速度上昇曲線、すなわち水車案内羽根開用電磁弁(#65 S) 励磁後の経過時間とポンプ回転数との関係は、実測によれば第9図のごとくである。ここで予開起動実施の場合は吐出弁開きによる負荷の増大により図中点線のごとき経過を通ることが予想されるが、予備計算においては「予開起動時も速度上昇曲線は不変である」と仮定しこの仮定にもとづく誤差は、予備試験結果により補正することにした。

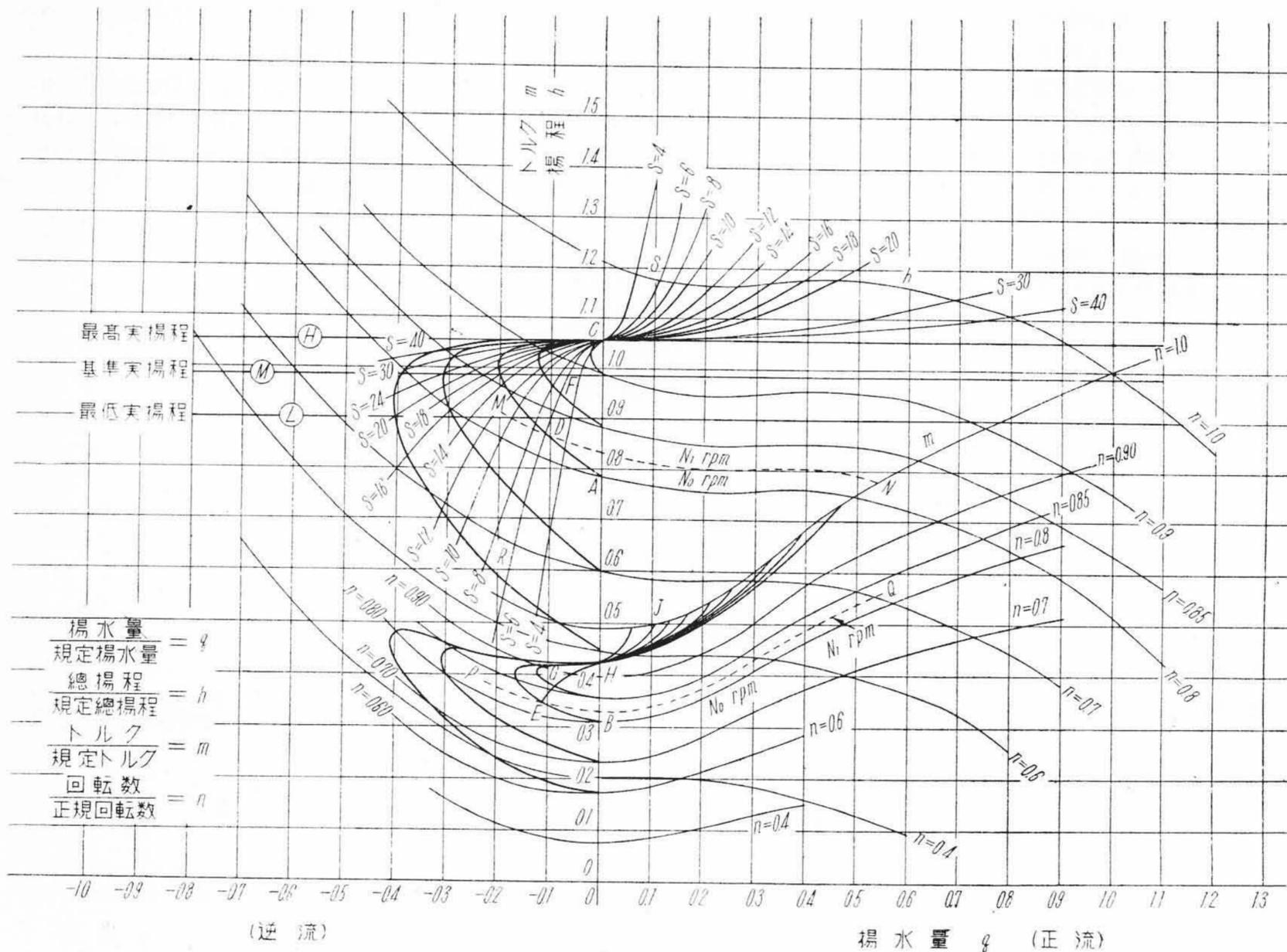
(b) 吐出弁（ニードル弁）の開き特性曲線

吐出弁は通常開度調整用電動機 #77 PM (第12図) により操作されるが、停電などの事故の場合はウォーターハンマ現象による異常圧力上昇をある範囲内に収め、かつ逆流量およびこれに伴う逆回転を制限するために第10

図に示すごとき2段動作をもつて緊急閉塞される。したがって予開起動における吐出弁の開き速度はこの第2段動作を逆に動作するものと仮定して計算した。

(c) 予開起動時の過渡特性曲線

以上の諸特性曲線を総合し、図式解法により予開起動法を実施したときの過渡特性の計算を行った。第11図に計算結果の一例を示す。図においてまず吐出弁全閉の状態の水車駆動によりポンプが起動するとともに、ポンプ特性は縦軸上を上昇し、予開始め回転数 N_0 rpm に対応する点AおよびBに達する。A点は N_0 rpm における吐出弁全閉のときの揚程、B点はこのときのトルクを示すものである。いま回転数が N_0 rpm に達してからさらに Δt_1 秒後における特性を求めようとするのであるが、これはつぎのごとき解法による。すなわち Δt_1 秒後におけるポンプ回転数は第9図により N_1 rpm であるから、このときの揚程——流量曲線 MN およびトルク——流量曲線 PQはモデルポンプ全般特性(2)から決定される。一方吐出弁はポンプが予開始め回転数に達すると同時に自動的に開き始め Δt_1 秒後における弁開度は $S_1\%$ となる。 $S_1\%$ は第10図により求められ、さらにこの弁開度における弁の抵抗——流量曲線はモデル試験結果(2)により第11



第11図 予開起動過渡特性曲線
Fig. 11. Transient Characteristics of Preopening Start

図中の RS 曲線として表わされる。したがって曲線 MN と曲線 RS の交点 D が予開始め回転数に達してから $4t$ 秒後の該ポンプ系の特性点 (揚程—流量) である。なおこのときの所要トルクは PQ 曲線上の D 点に対応する点 E をもって示される。すなわち回転数, 揚程, 流量, トルク, 吐出弁開度およびその開度における抵抗係数などはすべてポンプの増速過程における微小時間間隔 $4t$ の函数として与えられるから, 同様な図式解法により微小時間間隔 $4t$ に対応する諸点を順次求めると図中太線のごとき曲線をうる。いま予開始め回転数 N_0 rpm (第11図においては $n=0.8$ すなわち 400 rpm) 吐出弁予開開度を 6% とすると揚程—流量曲線は $ADFC$ のごとき径路をたどり, したがってトルク—流量曲線は $BEGHJ$ の径路となり, この状態においてポンプは水車駆動より電動機駆動となる。第11図は最高実揚程において予開始め回転数 300, 350, 400, 425, 450 rpm ($n=0.6, 0.7, 0.8, 0.85, 0.9$) 吐出弁予開開度 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 30, 40% の各場合における検討結果を示している。

なお沼沢沼ポンプにおいては沼水位および吸込水位の変動により実揚程は最高 226.2 m (107.2%), 最低 194.8 m (92.2%, たゞし基準総揚程 211 m を 100% とする) の間において変化するが, 実揚程最高時 (図示計算例) は予開起動時の逆流量が最大となり, 実揚程最低のときには予開起動時の所要軸動力が最大となり, したがって起動時における水車出力と関連してくる。計算によれば最低実揚程時においては, 水車调速機ストロークと水車出力とを考え合せて予開開度を 20% 以上とすることはほとんど不可能である。

(3) 予開起動の機構

予開起動方法の具体的実施にあたっては概要つきのごとく行った。(第12図)

[準備]

順序制御器を「準備」の位置にすゝめると, ポンプ吐出弁開度調整用電動機 (#77PM) により吐出弁の配圧弁操作用スピンドル①のみを上動し, 吐出弁の予開開度に相当する位置にて制限開閉器 (#77PP-6) により #77PM を停止する。

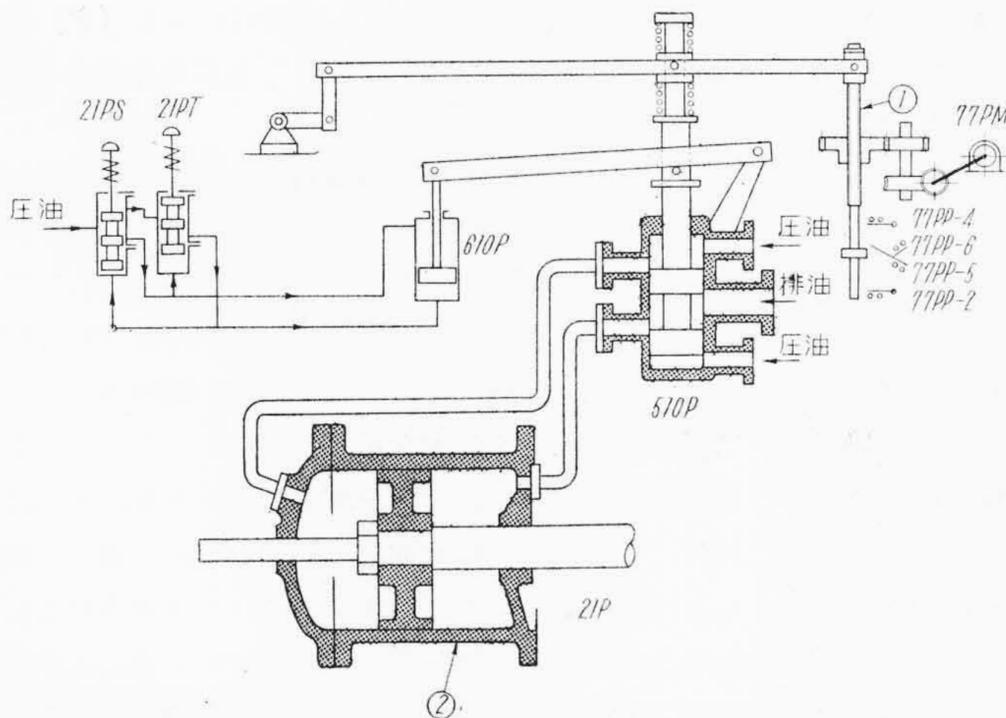
[起動]

順序制御器を「起動」の位置にすゝめると, 水車負荷制限用電動機 (#77M) により水車案内羽根を徐々に開き, 水車駆動によりポンプは徐々に増速される。回転数が予開始め回転数に達するとポンプ軸端に設置した遠心力開閉器が閉路し, ポンプ吐出弁開用電磁弁 (#21PS) を附勢し, ポンプの急停止弁 (#610P) を上動吐出弁を予開開度まで開く。この状態のままポンプはさらに増速され同期回転数に達してから「並列」「運転」に入る。

[IV] 予開起動予備試験

上記諸計算の結果予開起動方法として第13図 (次頁参照) 中の表に示す予開開度および予開始め回転数の組合せとし, これにより昭和28年7月予備試験を実施した。

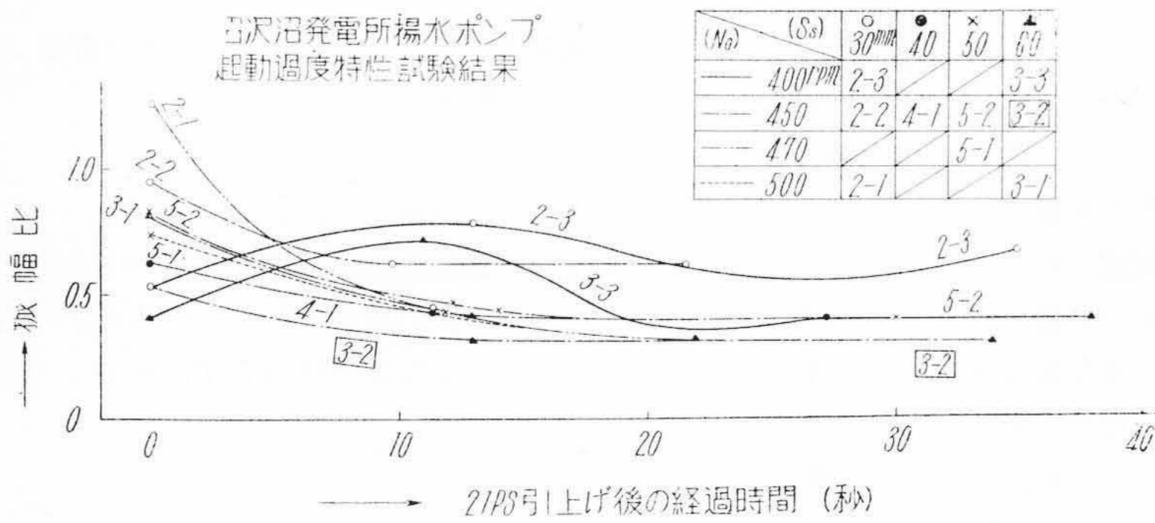
試験結果は第13図に示すように, 予開始め回転数をあまりに低くとつた場合 (記号 2-3 および 3-3 すなわち 400 rpm) はかえって振動は増大し, また逆に予開始め回転数を高くとりすぎた場合 (記号 2-1 および 3-1 すなわち 470~500 rpm のとき) には予開起動による振動低減効果はあまり期待できない。一方予開始め回転数が



記号	名称
21P	吐出弁
21PS	吐出弁開用電磁弁
21PT	吐出弁閉用電磁弁
77PM	吐出弁開度調整用電動機
77PP-2, 4, 5, 6	制限開閉器
510P	配圧弁
610P	急停止弁
①	配圧弁ねじ棒
②	吐出弁シリンダ

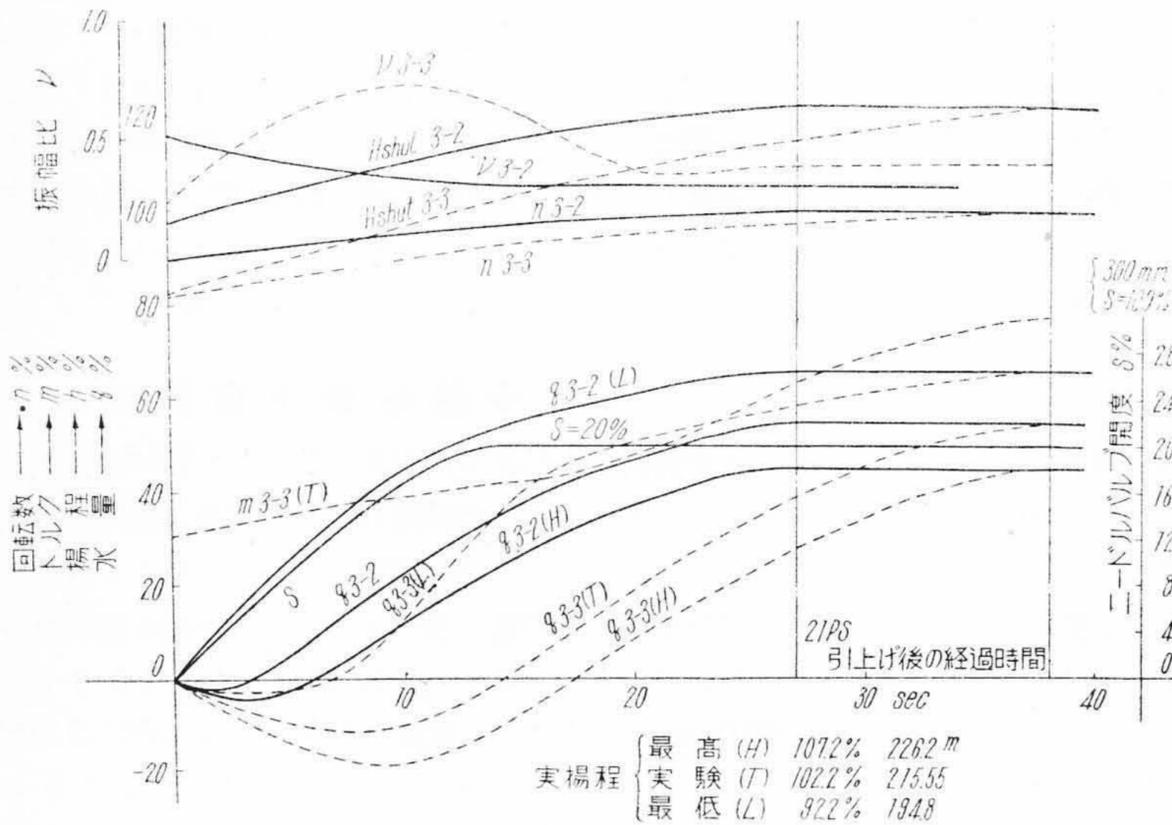
第12図 予開起動方法機構説明図

Fig. 12. Mechanism of Preopening Starting Method



第13図 予開起動過渡時における振動測定結果

Fig. 13. Results of Vibration Tests of Preopening Start



第14図 予開起動過渡特性線図

Fig. 14. Transient Characteristics of Preopening Start Method

適当であつても、予開開度があまりに小さ過ぎると振動低減効果は同様に減殺される(記号 2-2, 4-1)。これらの試験結果中代表的例として記号 #3-2 および #3-3 を採り、これに前記計算結果を加え、さらに計算上の仮定に対する若干の補正をしたものが第14図である。図において

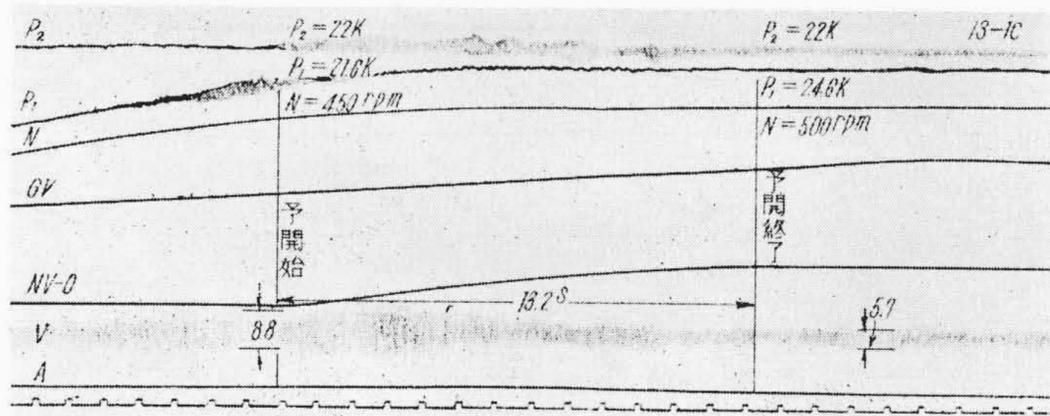
- $q = \text{揚水量} / \text{規定揚水量} \times 100\%$
- $h = \text{総揚程} / \text{規定総揚程} \times 100\%$
- $m = \text{トルク} / \text{規定トルク} \times 100\%$
- $n = \text{回転数} / \text{規定回転数} \times 100\%$
- $\nu = \text{振幅} / \text{規定回転数, 吐出弁全閉における最大振幅}$
- $s = \text{弁ストローク} / \text{弁全開ストローク} \times 100\%$

を示し、第13図に対応して回転数 450 rpm に達してから弁を 20% (60 mm) 開いた場合を 3-2, 400 rpm 20% 予開を記号 3-3 をもつて示し、上記記号の添字としている。第14図は横軸に予開始め回転数に達した直後(すなわち吐出弁開用電磁弁が励磁されたとき)からの経過時間と取り、これの函数として上記諸特性を表わしたもので第

11図を時間軸をもつて書き変えたものともいえる。

なお、予備試験時の実揚程は 215.55 m (102.2%) であり、図においてこのときの過渡特性値を (T) をもつて示し、最高実揚程の場合 (H) と最低実揚程の場合 (L) と区別している。

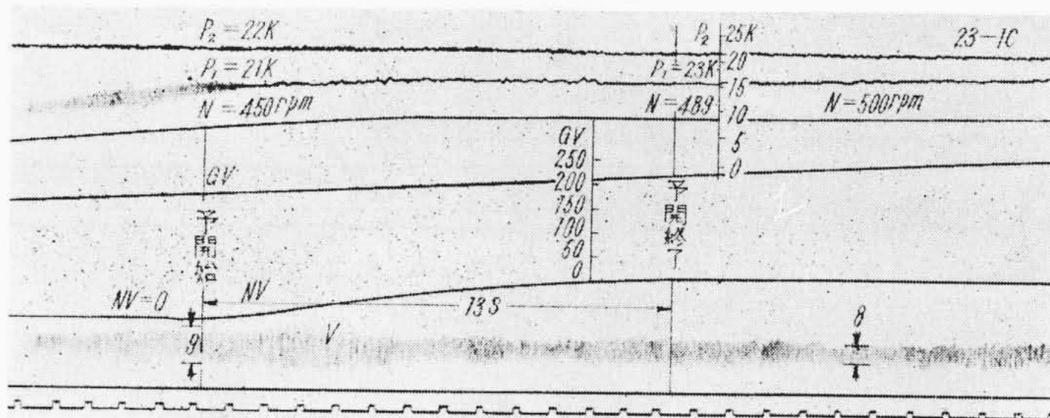
いま、予開始め回転数 400 rpm より 20% 予開する方法(記号 3-3)を採用した場合、予開開始後約 10 秒においてかえつて振動は増大している (ν_{3-3})。これは計算によれば増速過程の正回転中のポンプ内に最大約 10% の水が逆流するため起きるものであり、逆流量最大の際に振動もまたほぼ最大を示している。したがつて若し最高実揚程のときに、この予開起動方法を採用すれば q_{3-3} (H) に示すごとく最大逆流量は約 20% に達し、振動は ν_{3-3} の場合よりさらに増加することが予測される。一方記号 3-2 すなわち回転数が 450 rpm に達してから吐出弁を 20% 予開する方法は、予備試験時は勿論実揚程の変動に対しても、逆流量少かつ振動も著しく低減されることが立証された。



P_1 : ポンプ吐出圧力
 P_2 : 吐出鉄管圧力
 N : ポンプ回転数
 GV : 水車調速機ストローク
 NV : ニードル弁ストローク
 V : 振動振幅

第15図 1号機ポンプ予開起動オシログラム

Fig.15. Oscillogram of the Preopening Start of the Pump No. 1



P_1 : ポンプ吐出圧力
 P_2 : 吐出鉄管圧力
 N : ポンプ回転数
 GN : 水車調速機ストローク
 NV : ニードル弁ストローク
 V : 振動振幅

第16図 2号機ポンプ予開起動オシログラム

Fig.16. Oscillogram of the Preopening Start of the Pump No. 2

[V] 予開起動本試験

予開起動予備計算および予備試験により、予開起動法の可能性が実証され本方式採用に伴う改造工事も昭和29年2月に完了し、簡単な計測により一応その効果を確認したが、電力事情その他により29年6月に本試験を実施し、予開起動方法が起動時における過渡的振動低減にきわめて効果的であることが立証され、沼沢沼ポンプの運転はいつそう安全なものとなった。

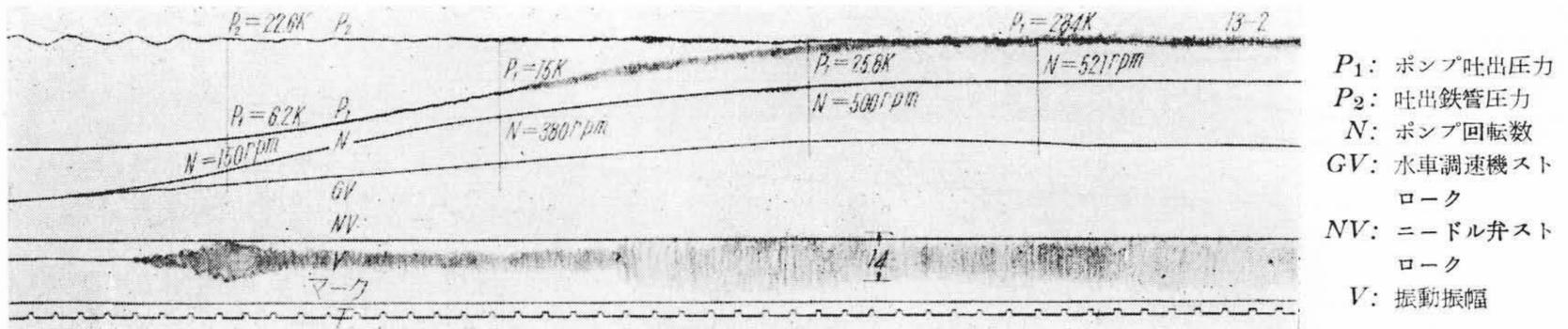
予開起動試験のオシログラムによる試験結果を第15図および第16図に示し、これを取纏めると第3表の通りである。なお同時に予開起動法の効果を確認するために旧起動方法を人為的に復元し、吐出弁全閉状態で規定回転数にまで上げる起動方法を採った場合の振動を測定した。(第17図および第18図)(次頁参照)これらの試験結果を取纏め予開起動予備計算における過渡特性線図(第15図)に対応するものとして纏めると第19図(次頁参照)となる。本図によりポンプ1号機、2号機いずれにおいても予開起動方法により、ポンプの振動は吐出弁全閉起動時の約40%以下に低減されていることは明瞭であり、機械的共鳴振動を伴った初期の振動に比較して、実に1/10以下に激減している。なおいずれの場合においても、回転数150rpm附近において振動が増加しているが、

第3表 予開起動試験結果

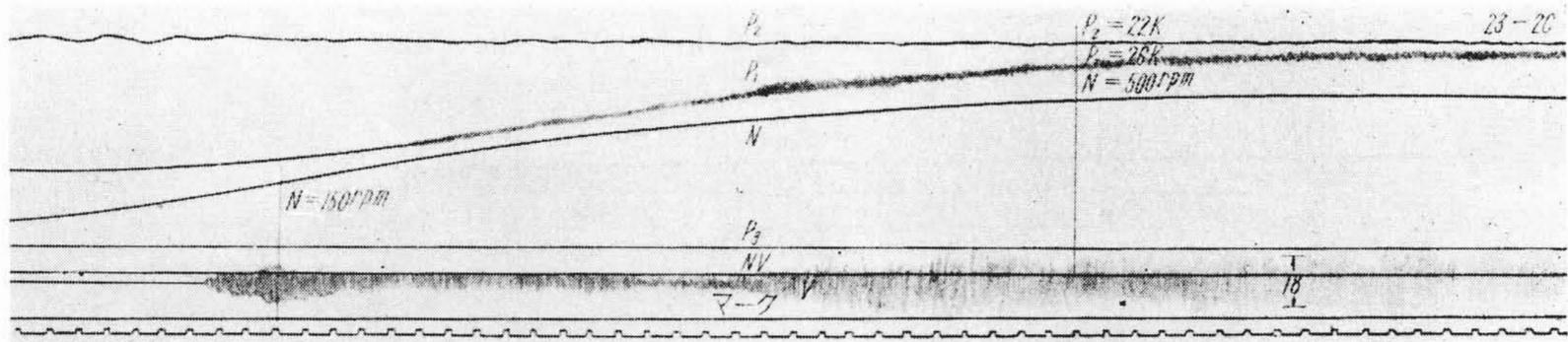
Table 3. Results of Preopening Start Test

ポンプ		1号機		2号機		
試験番号		13-1a		23-1a		
沼水位	m	471.08		470.93		
本川水位	m	253.22		253.30		
	単位	計器	オシロ	計器	オシロ	
回転数	振動最大	rpm	—	455	—	450
	吐出弁開き始め	rpm	—	450	—	450
	吐出弁開き終り	rpm	—	515	—	492
	安定後	rpm	—	515	—	522
吐出弁	開き時間	s	—	13.3	—	13.0
	ストローク	mm	63.0	—	61.5	—
振動	最大	μ	12	9.5	15.0	11.5
	400 rpm	μ	8	7.0	15.0	6.5
	吐出弁開き直前	μ	12	8.6	13.0	11.5
	吐出弁予開後	μ	4.8	4.7	6.1	8.0
	500 rpm	μ	4.8	5.0	5.0	8.0
吐出圧力	最高位	m	250	—	250	$N=500$ 23.8
	吐出弁開き直前	m	220	216	220	210
	吐出弁予開後	m	250	244	250	226

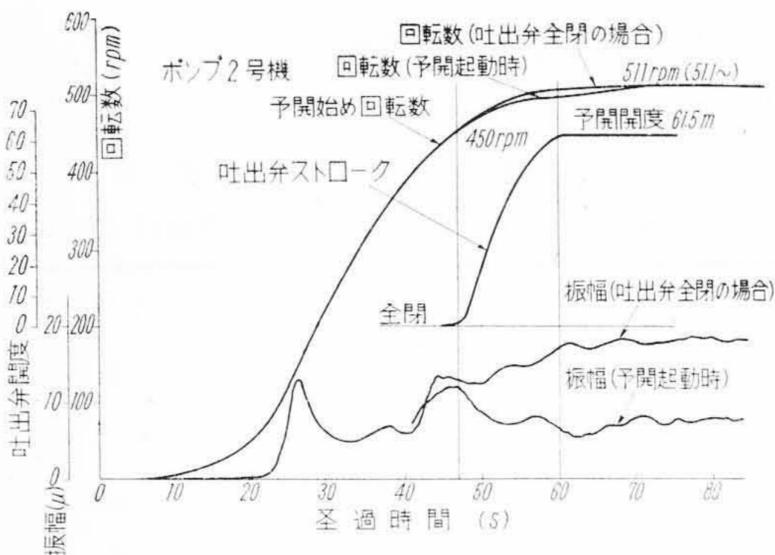
これは増速、減速いずれの過程においても認められ、一種の共鳴振動と考えられる。



第17図 1号機ポンプ全閉起動オシログラム
Fig.17. Oscillogram of the Pump No. 1 Start, the Valve Kept Closed



第18図 2号機ポンプ全閉起動オシログラム
Fig.18. Oscillogram of the Pump No. 2 Start, the Valve Kept Closed



第19図 1号機ポンプ予開起動試験結果
Fig.19. Test Results of the Preopening Start of Pump No. 1

〔VI〕 結 言

沼沢沼ポンプの実際運転に当り、大容量ポンプとしての特異な起動時の振動問題に遭遇したが、数次にわたる調査と検討により振動現象を確実に把握し、かつ短時日において予開起動方法を完成し起動時の振動低減に対してきわめて有効な結果をえたことは概要上述の通りである。元来沼沢沼ポンプの振動のごとくその原因が主としてポンプ内の水流による水力的原因によるものに対しては、十分な研究によりこれを水力的に完全に除去することが根本である。この方法として案内羽根の羽根先を削り込み、羽根車外周と案内羽根との間の間隙を大きくするとか、スパイラルの巻き始め角度の検討、あるいは

は羽根車および案内羽根の羽根数の組合せによる脈動水圧の検討⁽³⁾などが行われたが、これらに対する完全な資料は現状において完成されておらず、これが具体的に実施に至るには多大の経費と日数を必要とする。この間にあつて予開起動方法の採用により、起動時の不安定運転状態を回避し、きわめて良好な運転状態となしえたことは大容量ポンプの振動回避の一方法を開拓しえたものと思う。

予開起動方法の採用により、ポンプの運転を今日のごとく安定なものとする事ができたことは、東北電力白川副社長始め関係各位の英断と熱意によるものであり、さらに予開起動計算に当り、東北大学沼知教授の絶えざる御忠告と御指導の賜である。また予備調査としての数次にわたる振動測定に際しては、水車運転上の種々の無理や不都合にもかかわらず心から協力を惜しまなかつた発電所現場の各位の御好意に負うところ多く、また日立製作所亀有工場を中心とし水車、発電機、配電盤関係各担当部門の多大な協力と努力によるものである。本文を撰筆するに当りこれらの方々に衷心より謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) J. Parmakian; Trans. of A.S.M.E. Vol. 76 P. 783 (1954)
J. P. Den Hartog Trans. of A.S.M.E. Hyd-51-13
- (2) 小堀: 日立評論 35 6 P.921 (Fig. 4, 5, 8, 9 および 15)
- (3) 今尾, 小森谷: 日立評論 25 4 P.34~38(昭17.4)