

東北電力株式会社納

沼沢沼発電所用水車及び発電機

深栖俊一* 鯨沢秀夫* 菊地彌十郎* 長尾善右衛門*

Hydraulic Turbine and A. C. Generator for Numazawanuma
Power Station of Tohoku Electric Power Co., Inc.

By Shun'ichi Fukasu, Hideo Azisawa,
Yajūro Kikuchi and Zenemon Nagao
Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

The Numazawanuma pump storage power plant of Tohoku Electric Power Company entered into commercial operation with successful results at the end of 1951. It is one of the largest pumping-up plants in the world. The hydraulic turbines and generators herein dealt with are not only large in their capacities but also have many noteworthy features in their design and manufacture based on our latest research results.

The turbine (23,000 kW), alternator (23,000 kVA), and pump (21,000 kW) are arranged on one horizontal shafting, and in wet seasons the alternator is run as a motor to operate the pump for pumping up water. In dry seasons the pump is uncoupled and the alternator is driven by the turbine to generate power.

The hydraulic turbine is of the horizontal Francis type of unusually high head and large capacity. Its characteristics proved to be very satisfactory through model testing.

The control of the plant is under the one-man control automatic system as is detailed later.

The Y shaped branch pipe connecting the penstock with the turbine and the pump is of cast steel, and tested with a pressure of 50 kg/cm². Its manufacture was made successful by employing special measures.

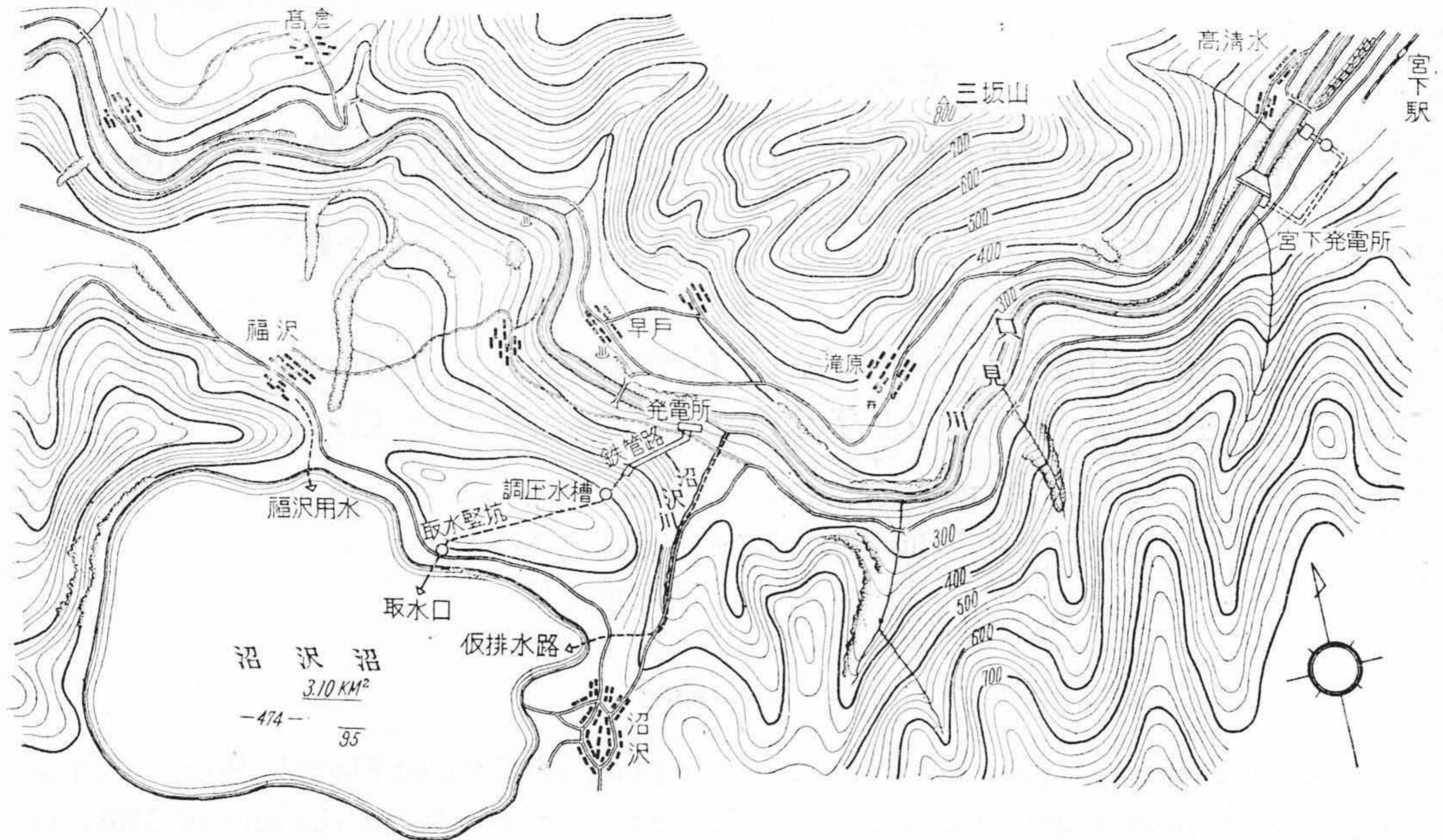
The alternator is not only provided with such a strong insulation as to safely withstand lightning and other unusual voltages, but also embodied with a coupling device to the pump, stator lifting device, journal bearing combined with thrust bearing, and other up-to-date designs that are necessary for such arrangement of machines.

[I] 緒言

東北電力沼沢沼揚水式発電所は 1951 年末好成績裡に営業運転に入った。この水車及びポンプは阿賀野川水系

* 日立製作所日立工場

只見川の水を利用するもので、宮下発電所の上流約 5 km にあり沼沢沼を天然の貯水池として利用する揚水式発電所である。即ち豊水期には系統の余剰電力を宮下発電所より受け発電機を同期電動機としてポンプを駆動して揚水しておき、渇水期にこの貯水によつて重負荷又は

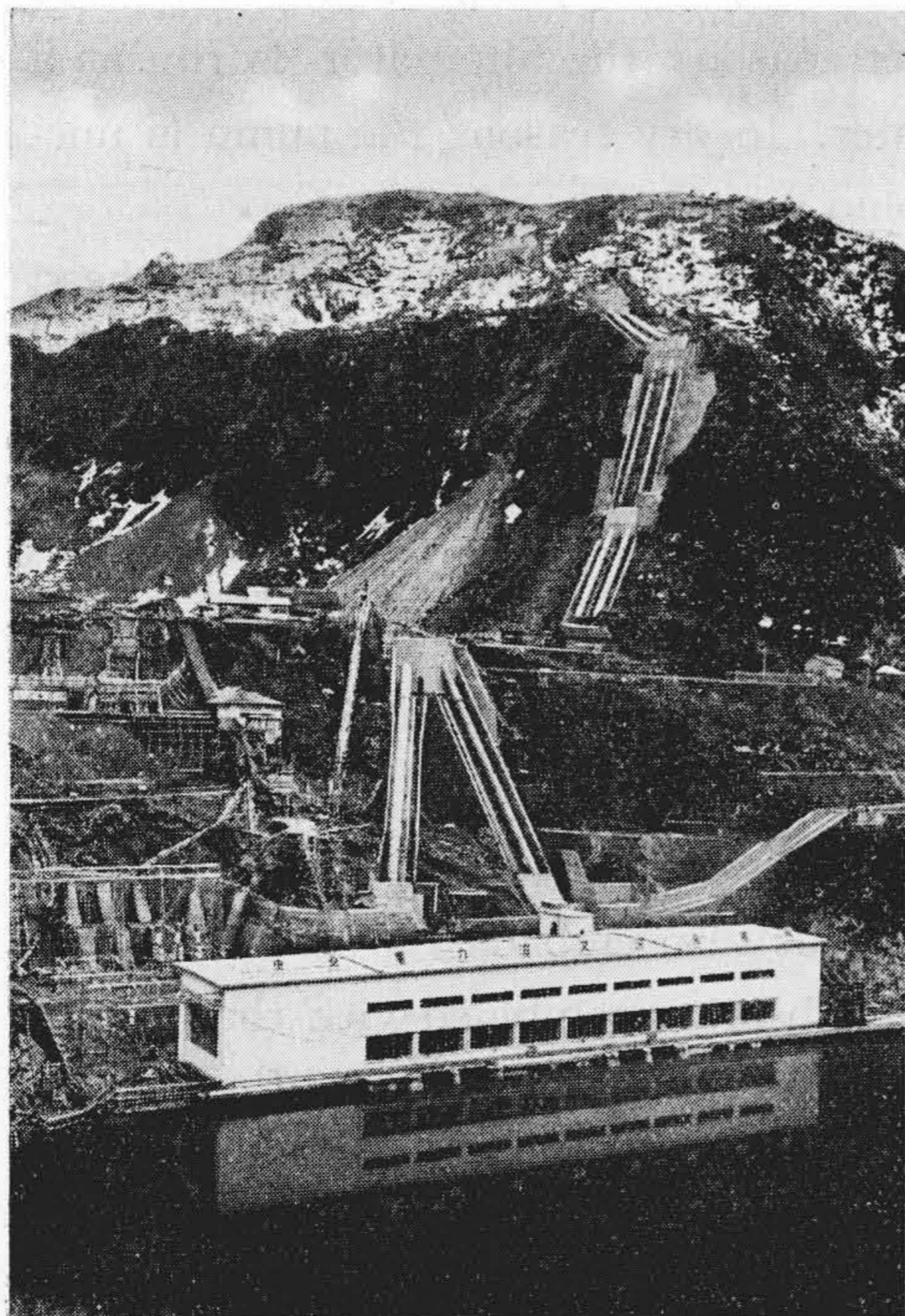


第 1 図 発電所附近平面図

Fig. 1. Map Showing the Power Plant and its Neighborhood

頭尖負荷発電を行うのみでなく、下流の発電所をも潤おすものであつて、日本における最大の揚水式発電所であるばかりでなく世界でも屈指のものである。

水車、発電機(電動機)及びポンプはそれぞれ 23,000 kW, 23,000 kVA 及び 21,000 kW の容量を有し、同一横軸上に連結され、その全長は 24m にも及び、高落差大容量の発電所用機器としてその設計、製作、据付等に慎重な検討が加えられ、模型試験、自動操作方式、機器の構造又は配置等に独特の総合技術を遺憾なく発揮せる好箇の実例である。茲にその水車及び発電機について概要を紹介する。

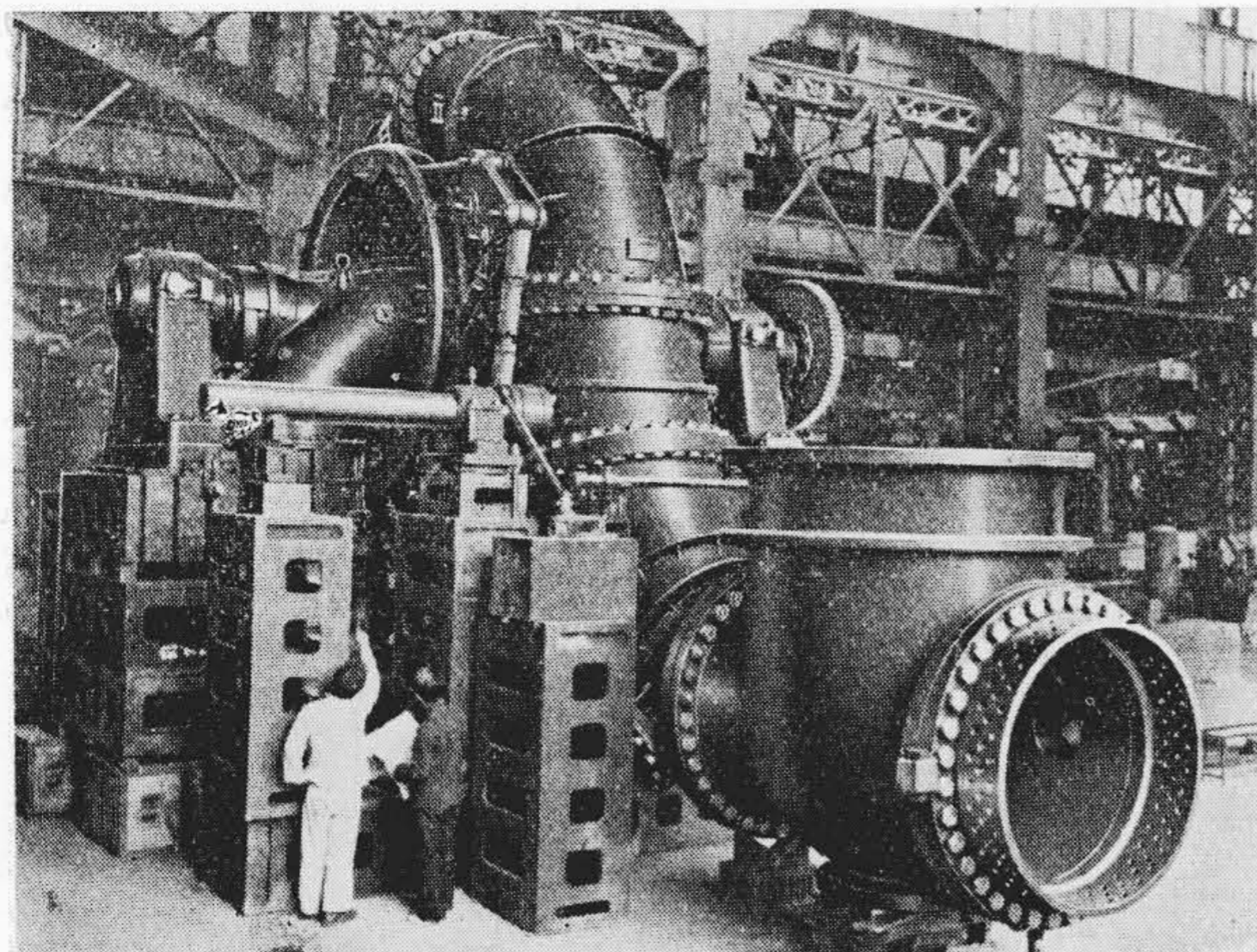


第 2 図 沼沢沼発電所全景

Fig. 2. General View of the Numazawanuma Power Plant

[II] 計 画 概 要

- 貯水池有効貯水量 : 85,203,000m³
- 有効落差 : 最大 215.5m, 最小 183.5m
- 利用水深 : 30m
- 発電使用水量 : 最大 24.20m³/sec, 平均 10.08 m³/sec
- 揚水量 : 最大 17.7m³/sec, 平均 15.8m³/sec
- 水路 : 直径 3.2m, 長さ 1,026m
- 水圧鉄管 : 直径 3.2m (1 条), 2~1.7m (2 条), 全長 617.8m
- 発電所出力 : 最大 43,600kW, 平均 16,000kW
- 揚水電力 : 最大 40,200 kW
- 年間発生電力量 : (沼沢沼発電所のみ)39,500,000kWhr
(下流増加分を加えて)
62,900,000 kWhr
- 揚水電力量 : 62,000,000 kWhr
- 標準揚水時間 : 1,505 hr/年
- 標準発電時間 : 983 hr/年



第3図 水車本体内工場内組立状況
Fig. 3. Shop Assembly of Waterwheel Main Body

〔Ⅲ〕 水車、発電機及びポンプ仕様

(1) 水車： 横軸単輪複流渦巻フランシス水車 2台

| | 有効落差 m | 水量 m ³ /sec | 出力 kW |
|-----|------------------|------------------------|--------|
| 最高 | 215.5 | 12.8 | 23,000 |
| 基準 | 200 | 11.6 | 20,500 |
| 最低 | 183.5 | 11.2 | 17,800 |
| 回転数 | 500/600 r. p. m. | | |

(2) 発電機

(a) 主発電機： 横軸閉鎖通風道循環型三相同期発電機 2台

| | | | |
|-----|---|--|--|
| 出力 | 23,000kVA (連続定格) ポンプ駆動用同期電動機としては 21,000kW | | |
| 電圧 | 11,000 V | | |
| 電流 | 1,207 A | | |
| 周波数 | 50/60 \sim | | |
| 回転数 | 500/600 r. p. m. | | |
| 極数 | 12 | | |

力率 0.95 (遅れ)

(b) 主励磁機： 横軸開放型他励式主励磁機

| | |
|-----|------------------|
| 出力 | 100 kW |
| 電圧 | 220 V |
| 回転数 | 500/600 r. p. m. |

(c) 副励磁機： 横軸開放型複巻式副励磁機

| | |
|-----|------------------|
| 出力 | 3 kW |
| 電圧 | 110 V |
| 回転数 | 500/600 r. p. m. |

(3) ポンプ： 横軸複吸込2段タービンポンプ

| | 揚程 m | 揚水量 m ³ /sec | 所要馬力 kW |
|-----|--------------|-------------------------|---------|
| 最高 | 226.2 | 6.95 | 19,000 |
| 基準 | 211.0 | 7.9 | 2,000 |
| 最低 | 194.8 | 8.85 | 21,000 |
| 回転数 | 500 r. p. m. | | |

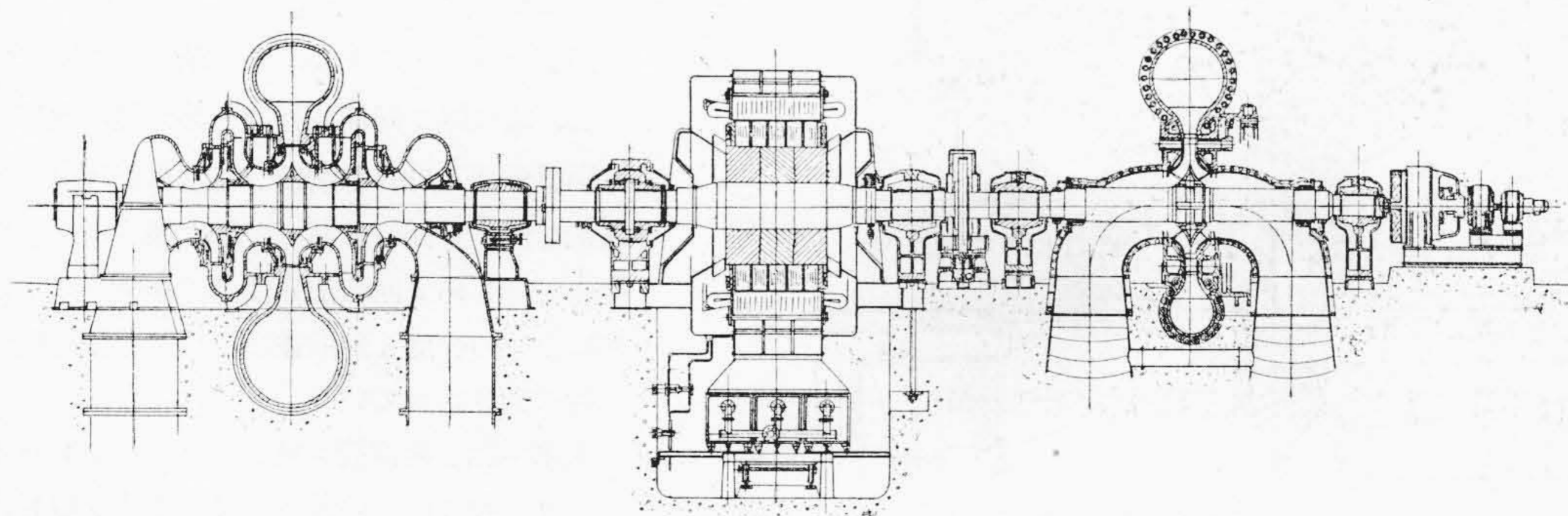
〔Ⅳ〕 運 転

本発電所の運転は大別して“発電”と“揚水”である。渇水期に沼の水を使用して長期間連続発電を行う場合には、ポンプをカップリングから切離して水車、発電機のみを直結運転させる。豊水期に揚水する場合には、水車—発電機—ポンプを直結し、先ず水車によつて起動し同期をとつて発電機を電源に投入し、次いで水車入口弁を閉じ圧縮空気を水車ケーシング内に送入し、吸出管の水面を押し下げて水車のランナーを空転せしめ、発電機は電動機としてポンプを駆動する。又ある時期には1日の中にも発電と揚水とを交互に切換え運転する場合もあるので、この様な場合にはポンプを直結したまま発電することもある。

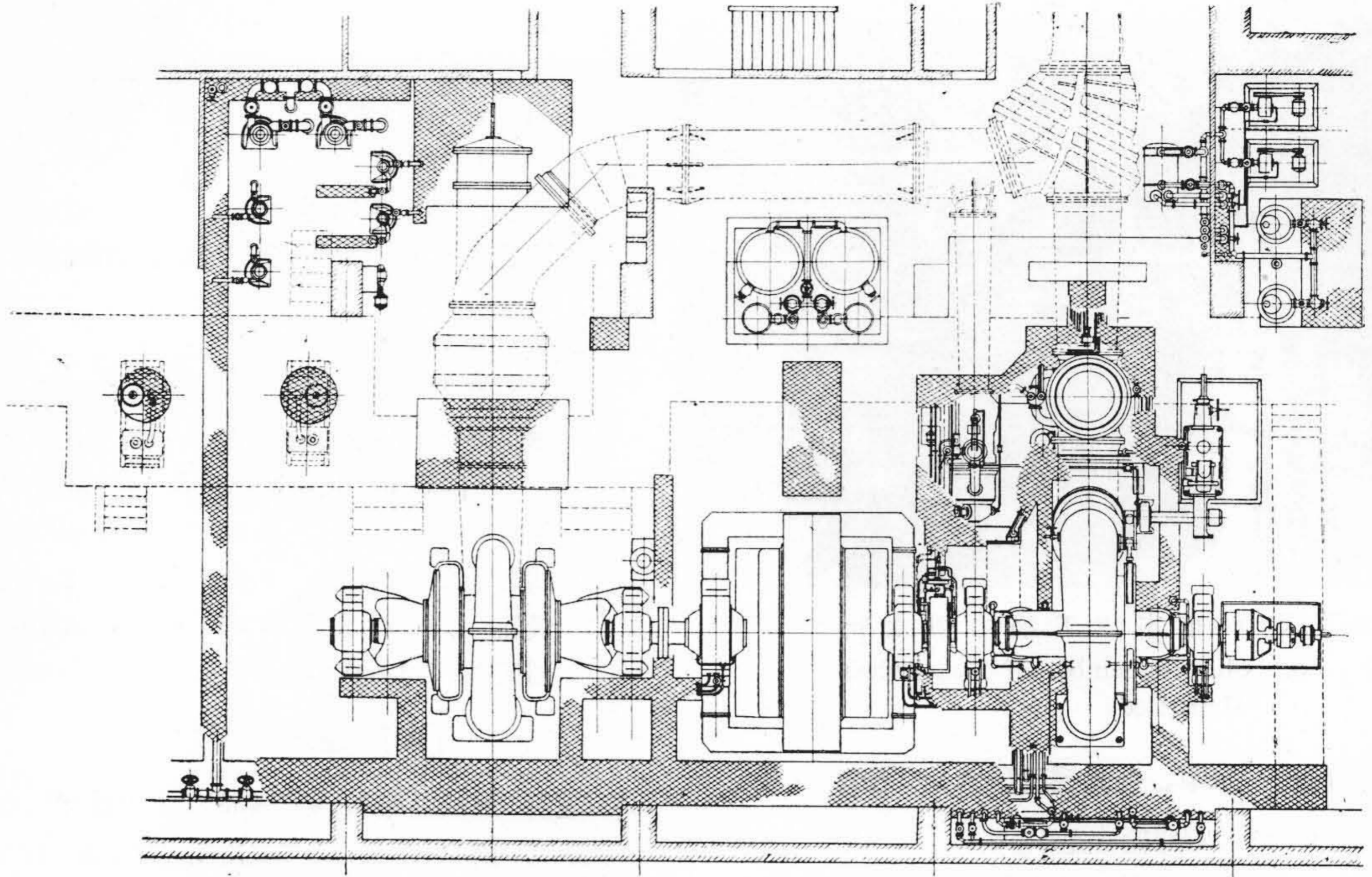
〔Ⅴ〕 水 車

(1) 構造

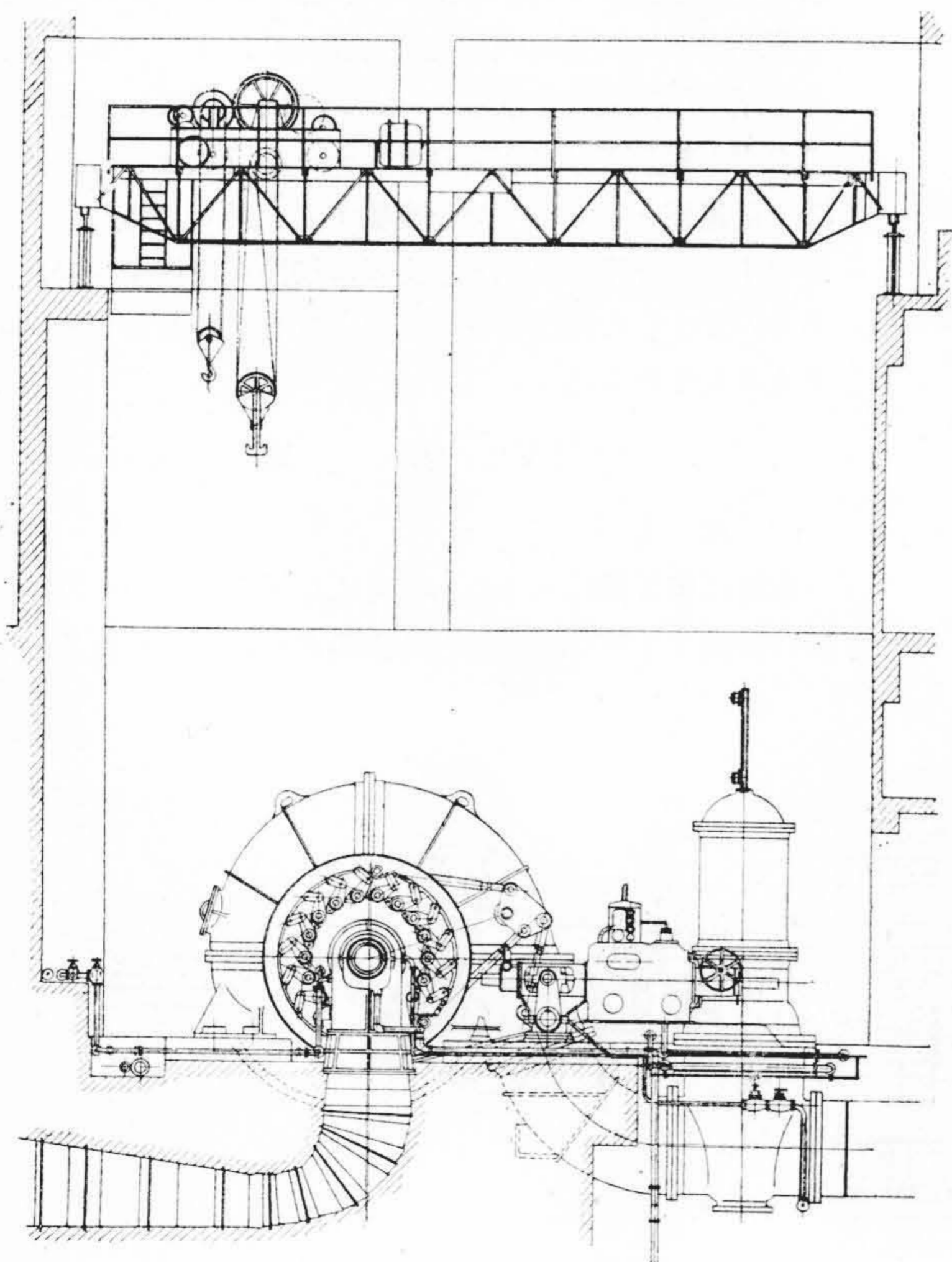
水車は第3図に示される如く入口径1,300mmの堰止弁に接続する四つ割構造の鋳鋼製ケーシングを有し、横



第4図 水車、発電機及びポンプ据付断面図 Fig. 4. Section Through Pump, Alternator, and Turbine



第 3 図 水車、発電機及びポンプ据付配置室 Fig. 3. Layout Drawing of Turbine, Alternator, and Pump



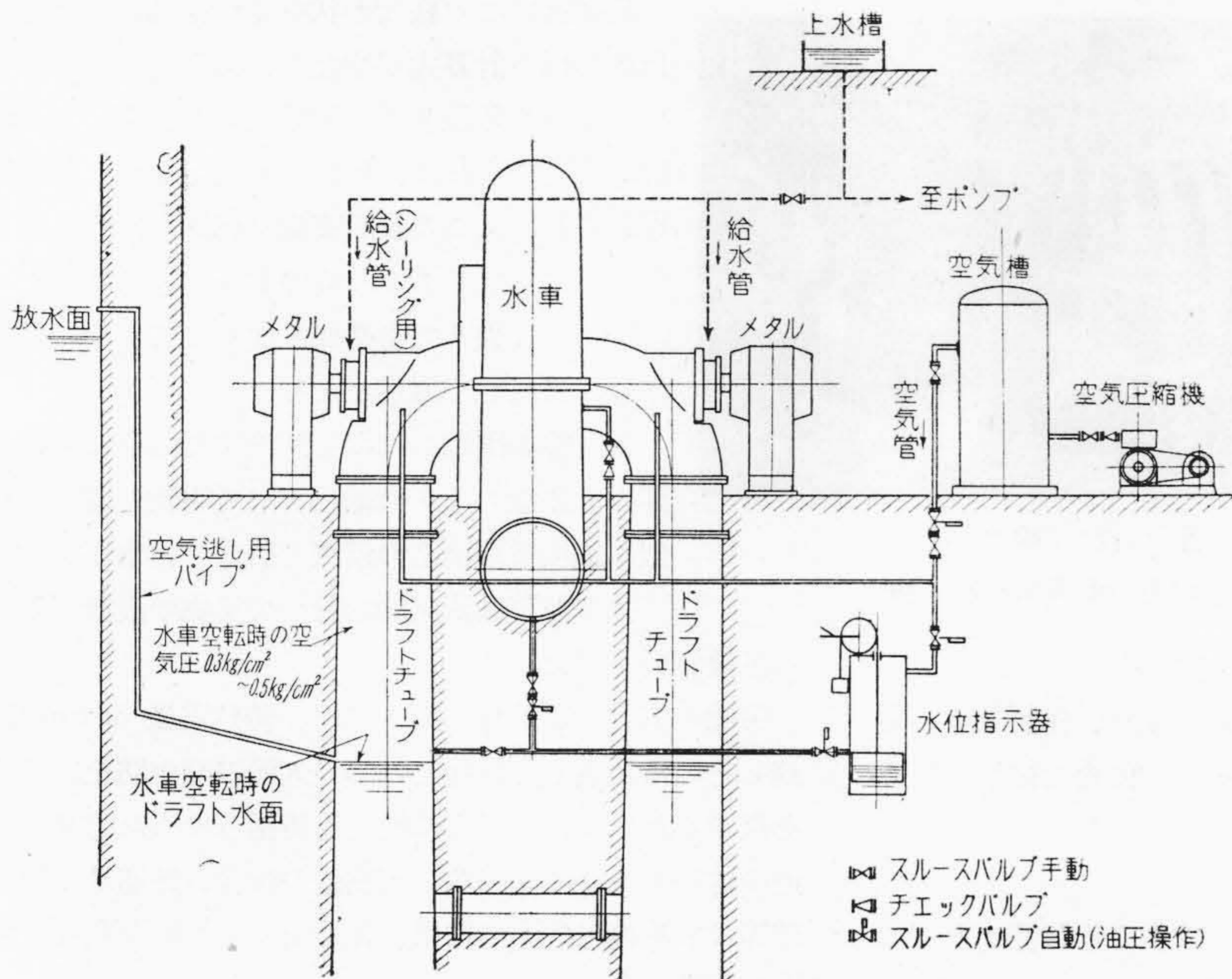
第 6 図 水車据付側面図 Fig. 6. Side View of Turbine

軸水車用ケーシングとしては記録的の鑄造品であつて、工場に於ける水圧試験は最高 48kg/cm^2 の水圧で行つた。

羽根車は特に高落差の流水に対して耐蝕及び耐磨耗性を与える為、パーライト系不銹鑄鋼にて製作し、その強度は抗張力 60kg/mm^2 以上、硬度（ブリネル）180 以上、伸び 20% 以上を有する。吸出管は羽根車出口より第 4 図の如く複流に分けられてそれぞれ彎曲型の形状を以て放水路に接続される。水車カバーの内面で流水に触れる部分にはすべて鑄鋼又は鋼板製のカバーライナーを取りつけた。

水車運転時には通常発電機とポンプ間の主軸接手は切り離されるが、ポンプ運転時には同部の接手を停止中に手動にて直結して水車にて起動し、電動機を同期並列せしめた後は水車の案内羽根及び入口弁を閉鎖して水車だけは空転し運転を行う。従つて斯くの如き場合に三者を直結運転せしめて回転部分は全く振動を生じない様に十分な強度と静的並びに動的平衡を保つ様に特に留意されている。

水車主軸と発電機主軸との間にはブレーキホイールを設け、その外周には平歯車を取付けてこれにポンプと電動機（発電機）との主軸接手

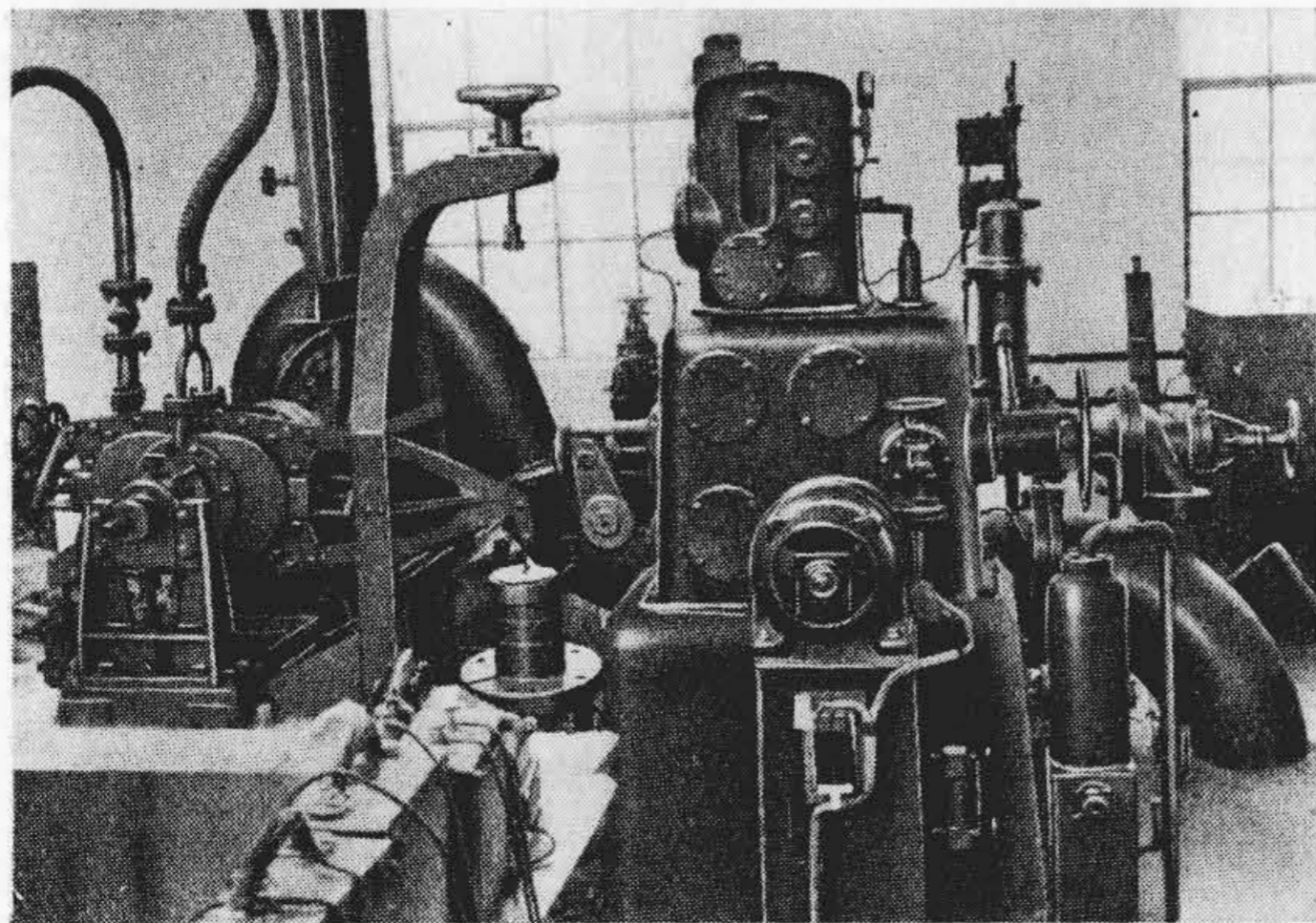


1. 発電中は自動スルースバルブを閉鎖せしめておく、通常運転と同様である。
2. 水車を空転しようとするときは GOV, SLV を水車停止状態とする、空気圧縮機を動かし、後、自動スルースバルブを開きドラフトチューブ及び水車ケーシングに圧縮空気を送る。水車内は空気により満たされる。規定水面までになると余剰空気は排気管より逃げる。空転時水面の調整を見る爲に水位指示器を設け、水面の位置を知る様な構造とする。

第7図 水車空転装置
Fig. 7. Operating Device of Turbine without Load

のボルト孔を合せるための主軸微動回転装置を連結させてある。

吸出管は複流ランナーの出口よりそれぞれ下方に導かれ更に直角方向に緩かに曲げられて放水路に導かれる。ポンプ運転に際して水車ランナーを空転とするために送り込む圧縮空気は別に吸出管に設けられた排気管より放出させることにより自動的に水面を一定に保たせる様にした。



第8図 模型水車試験装置
Fig. 8. A Part of Hitachi Hydraulic Laboratory

(2) 模型試験

水車は実物の 1/6 の大きさの完全に相似な模型水車を製作し、工場の水力実験室に於て模型試験を実施した。模型水車の有効落差は試験設備の都合より最高 18 m とし、その出力は最大 18.6 kW となる。出力の測定は第8図の如くプロニーブレーキにて測定したが、試験結果は第9図の如く基準有効落差 200m に相当する場合にて最高 88.2% に達し、これを Moody 式

$$\eta = 100$$

$$= (100 - \eta_m) \left(\frac{D_m}{D} \right)^{\frac{1}{4}}$$

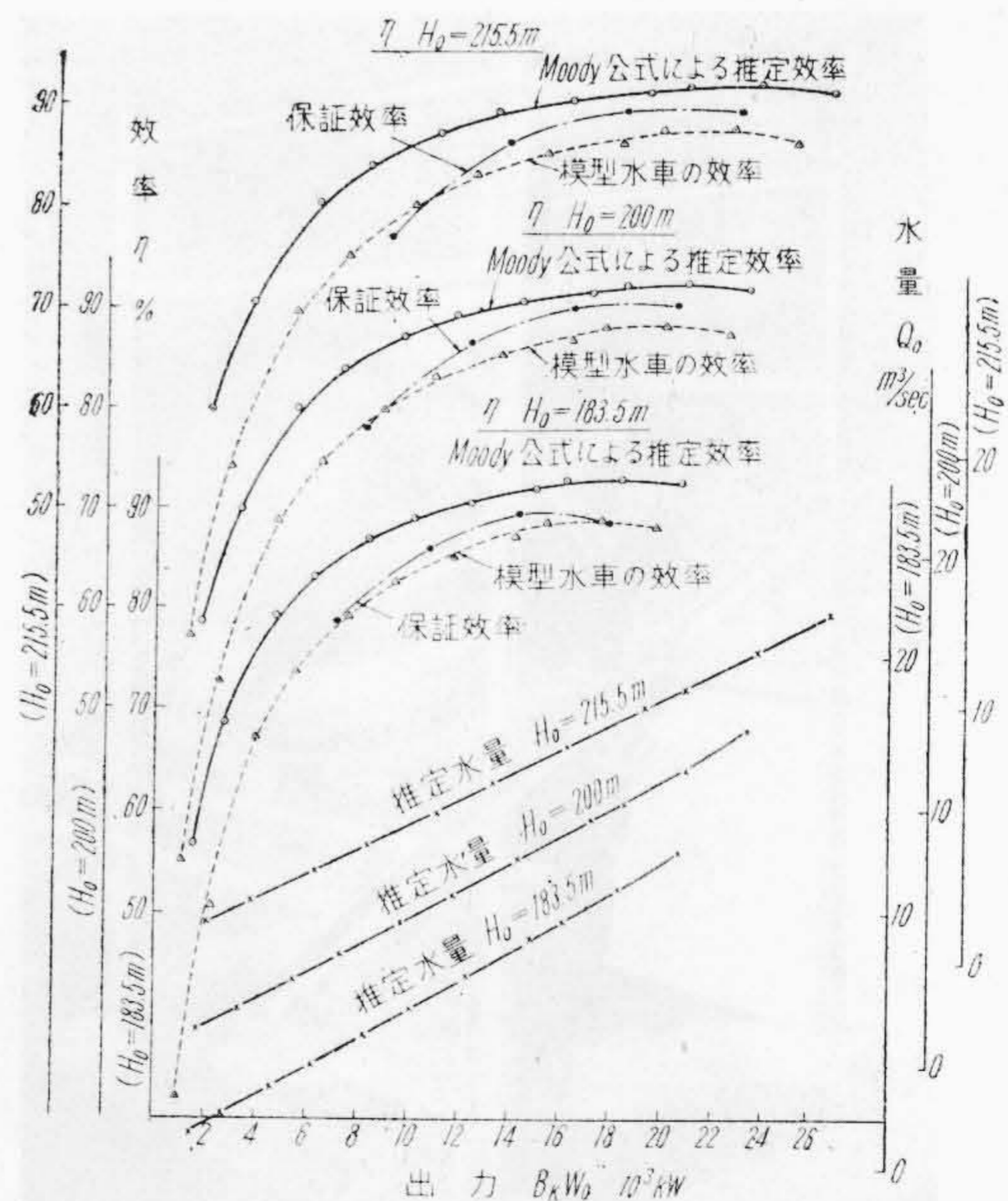
ここに

η_m = 模型水車効率 %

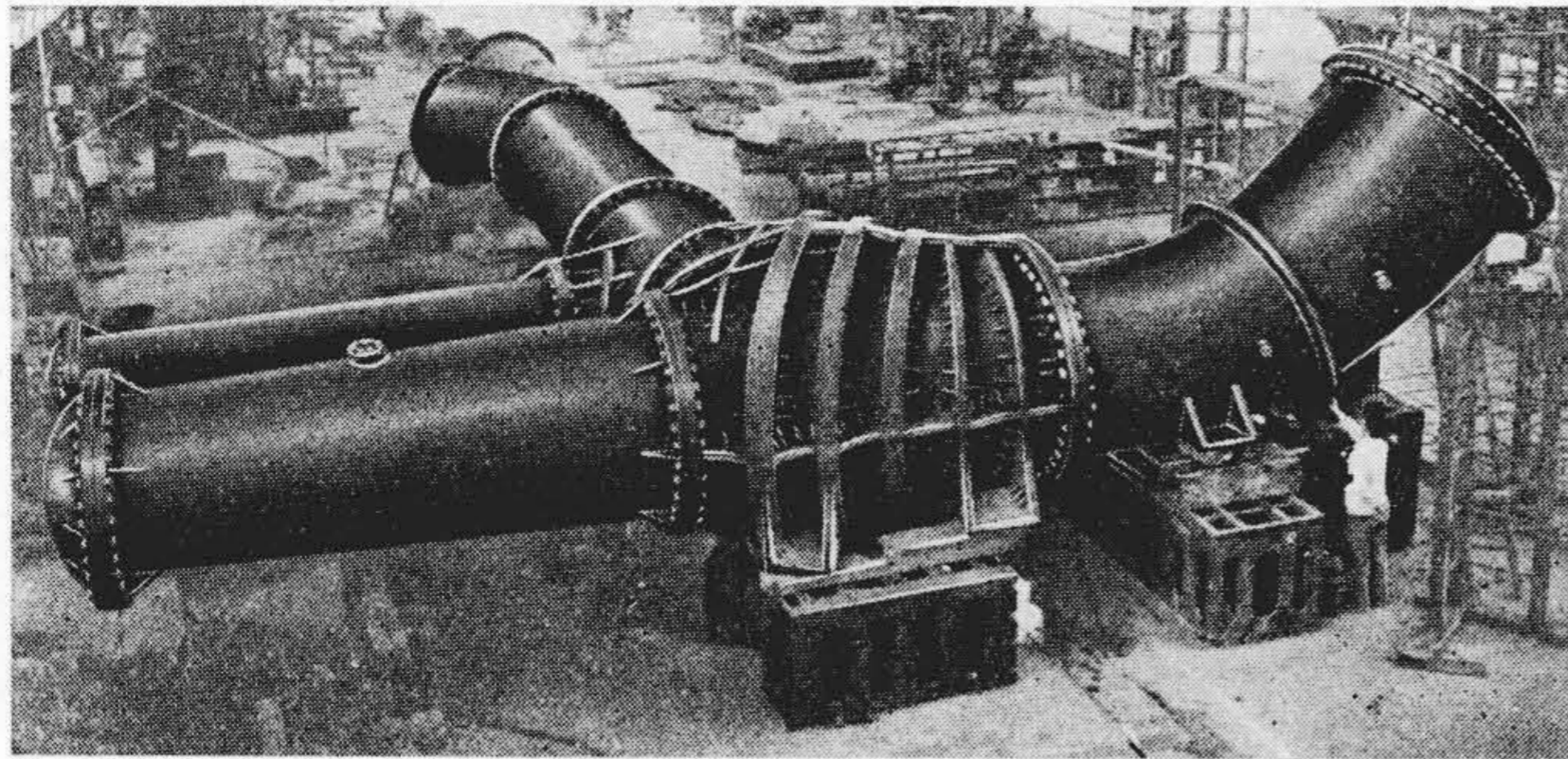
η = 実物水車効率 %

D_m = 模型水車ランナー
入口径 mm

D = 実物水車 // mm



第9図 模型試験結果及び実物水車に対する換算結果
Fig. 9. Model Test Results and Efficiencies of Actual Turbine Computed Therefrom



第 10 図 分 岐 管 仮 組 立
Fig. 10. Shop Assembly of Branch Pipe

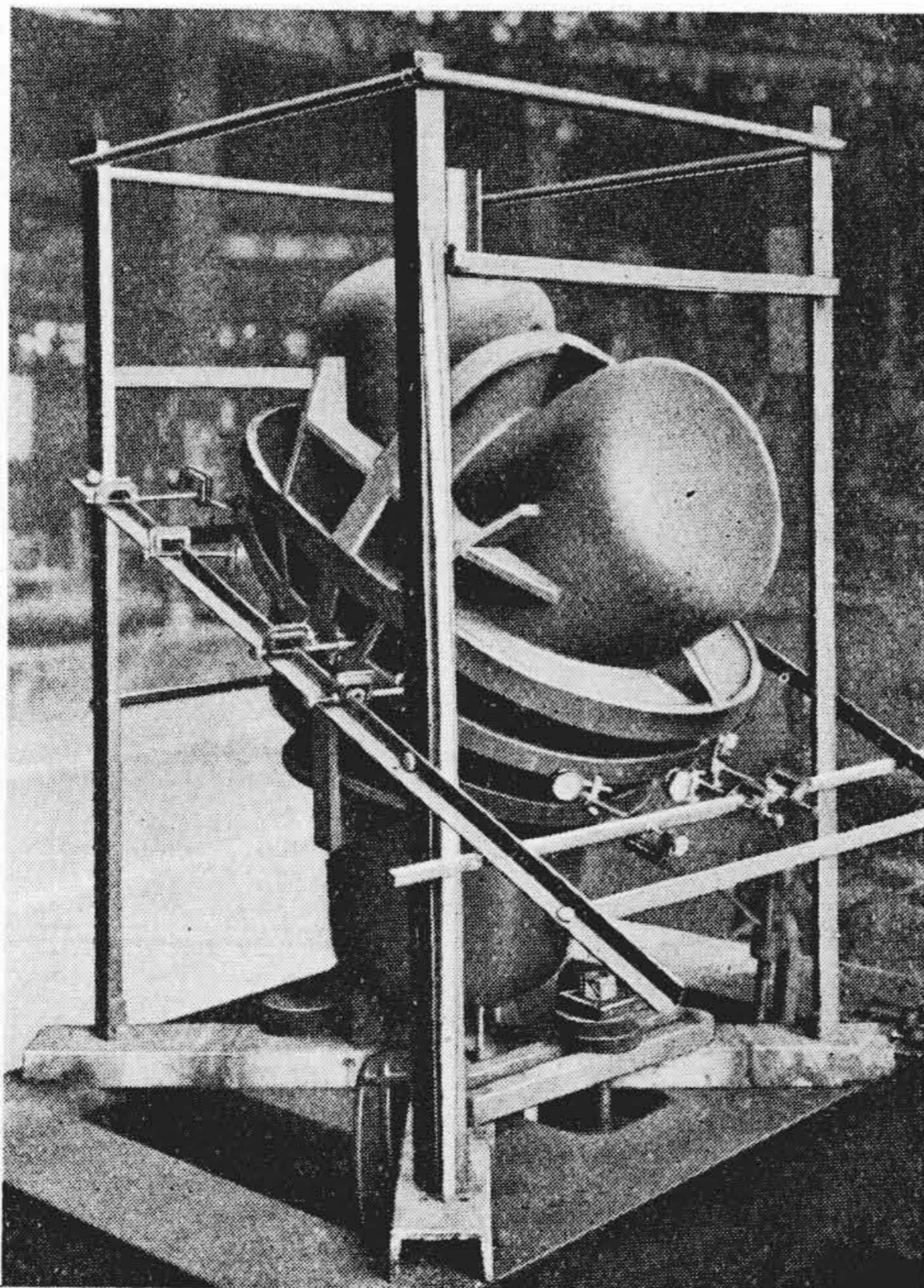
により実物に換算すれば 92.5% となり、保証効率の最高値 90.3% に対し相当の余裕をもつ優秀な結果を収めることが出来た。

(3) 分 岐 管

水圧鉄管より水車とポンプに接続する分岐管は三方に 1,500mm の口径を有する Y 型管で、その製作仕様は

| | |
|----------|-------------------------|
| 最高使用水圧 | 23.0 kg/cm ² |
| 起り得る最大水圧 | 33.05 " |
| 工場試験水圧 | 50.0 " |

として計画された。従来水圧鉄管の分岐管は鋸接又は熔接構造が多く採用されているが、本例の場合には特に高圧大口径である為鑄鋼にて製作することとなつた。しか



第 11 図 分 岐 管 模 型 の 強 度 試 験
Fig. 11. Strength Test of Branch Pipe by Model

し現在迄にこの様な形状をもつ構造に対し十分信頼し得る計算式が少なく、鑄造を容易ならしめるために補強リブを簡略化した、高いリブを付けようとすれば、形態が龍大となつて輸送限界を外れ、又この製品重量を輸送制限内に収めようとすればリブの断面係数を大きくするために複雑な補強リブを必要とするので、その鑄造作業は甚だしく困難となる。

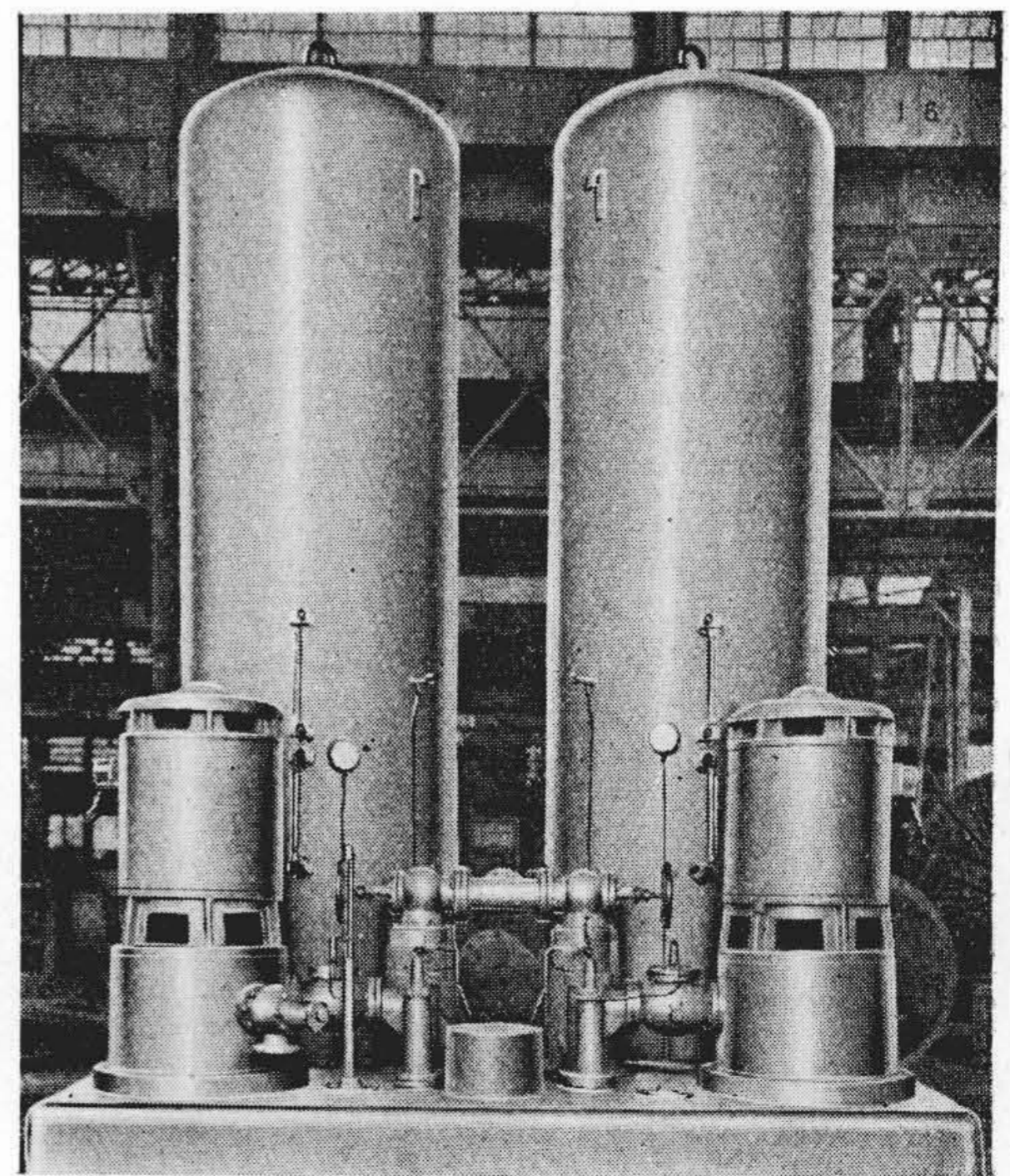
これ等の困難な問題を解決するために実物の製作に先立ち 1/5 の縮尺を以て実物と完全に相似に鋼板熔接構造の模型を製作し、水圧を加えて強度及び破壊試験を行つて実物の設計に対する基礎資料を得た。

実物の方案及び鑄造に関しては、鑄込重量 36 ton に達しその亀裂若しくは拘われ等の欠陥の発生防止に万全を期するために、交叉部に於ける鑄括みの入れ方又は湯道の付け方及び注湯方法、鑄物砂の配合、鑄造及び熱処理等に慎重検討作業の結果、鑄造上全く欠陥を見ない優秀な製品を得ることが出来た⁽¹⁾。

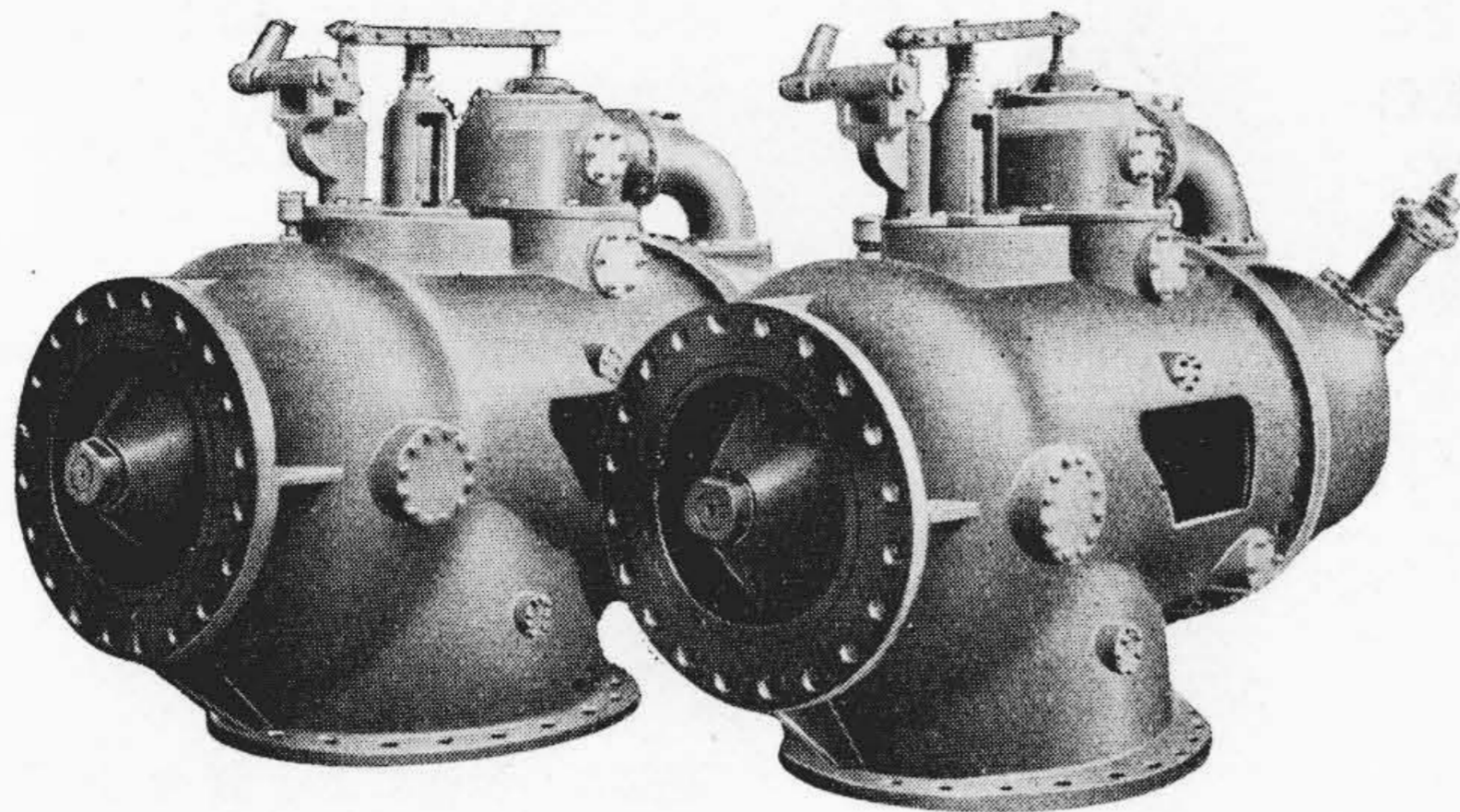
(4) 制 御 装 置

(a) 圧 油 方 式

圧油ポンプはその電源が所内線と宮下線の切換によつて常に確保し得るので、特に主、補助共に電動機駆動方式を採用することとなり、水車—発電機—ポンプ 1 組に対して 50 kW 縦型三相誘導機直結のダブルヘリカルギヤポンプ 2 台を備え、中 1 台は主ポンプ、他を補助ポンプとして使用するが主、補助の何れかが故障の場合には



第 12 図 圧 油 装 置
Fig. 12. Assembly of Oil Pressure System

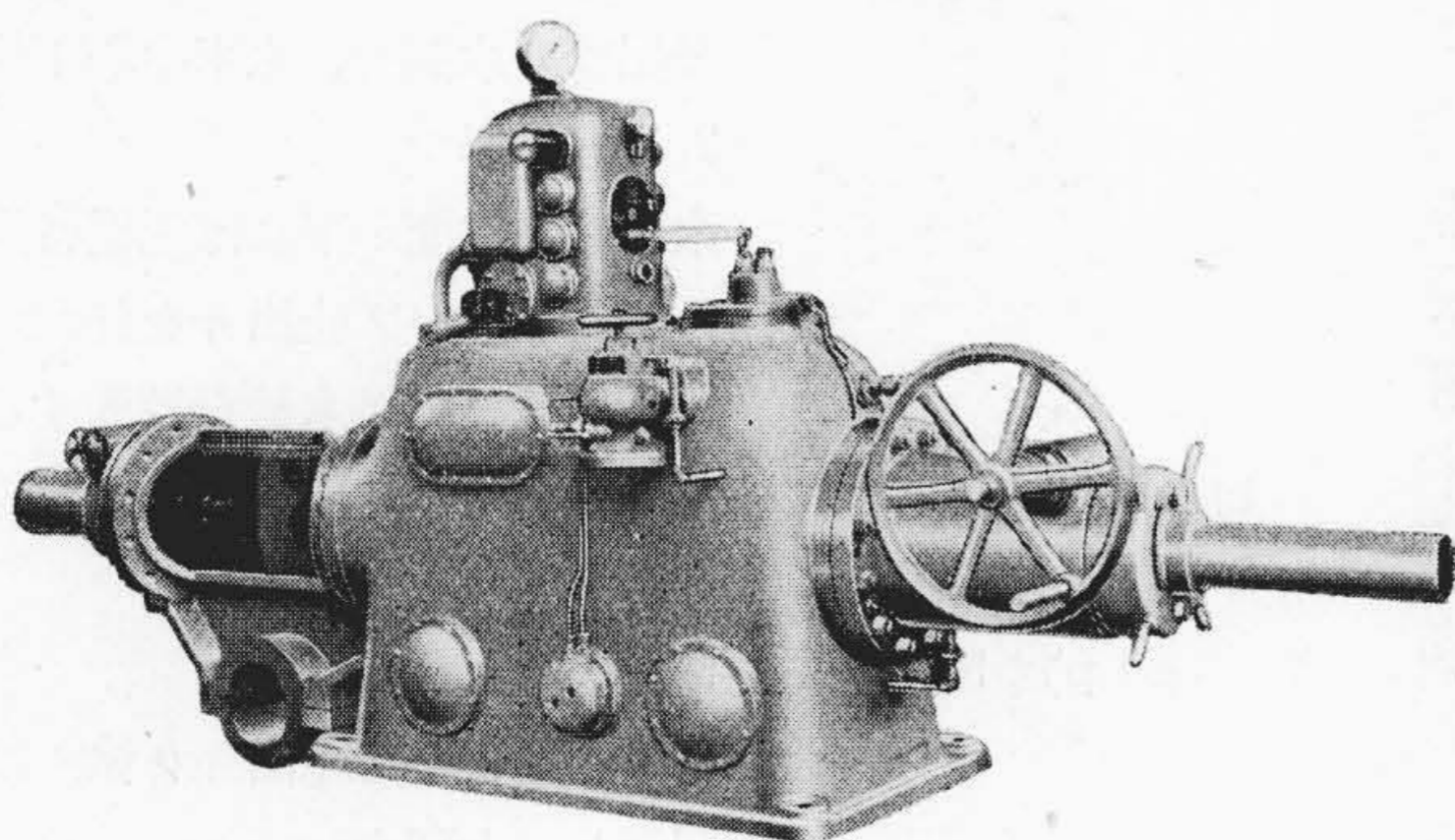


第 13 図 制 圧 機
Fig. 13. Pressure Regulators

自動切換運転をなし得ることとした。油ポンプは据付面積を尠なくするために堅型を採用し、第 12 図の如く集油槽のカバー上に圧油槽アンローダー等と共に据付けることとした。圧油槽の容量は油ポンプが電動機運転であるので万一の停電事故に対しても十分安全な容量のものとした。即ち常用油圧と常用油面に於て调速機サーボモーター 3 行程、制圧機 1 行程をなしても警報油圧まで下らず、又更に下つて停止用油圧継電器が動作してから调速機、制圧機、入口弁が各 1 行程しても最低動作油圧以上であるだけの容量を有している。本発電所はフランス水車としては高落差に属するものであり入口弁のサーボモーターの容量が大なるため写真の様な大型の圧油槽を必要とすることになった。

(b) 潤滑油方式

潤滑油ポンプは 10 kW 堅型電動機直結型とし圧油ポンプと同様にダブルヘリカルギヤーポンプ 2 台を備え、据付面積を極力尠なくするために圧油ポンプと同様油槽上に据付けた油ポンプの容量は水車発電機ポンプの各軸受の給油に十分なものとし、油ポンプから一旦上油槽に揚油してこれを動力給油式として各軸受に給油する方式を採用し、又上油槽の容量は油ポンプが停止してからで



第 14 図 調 速 機
Fig. 14. Governor

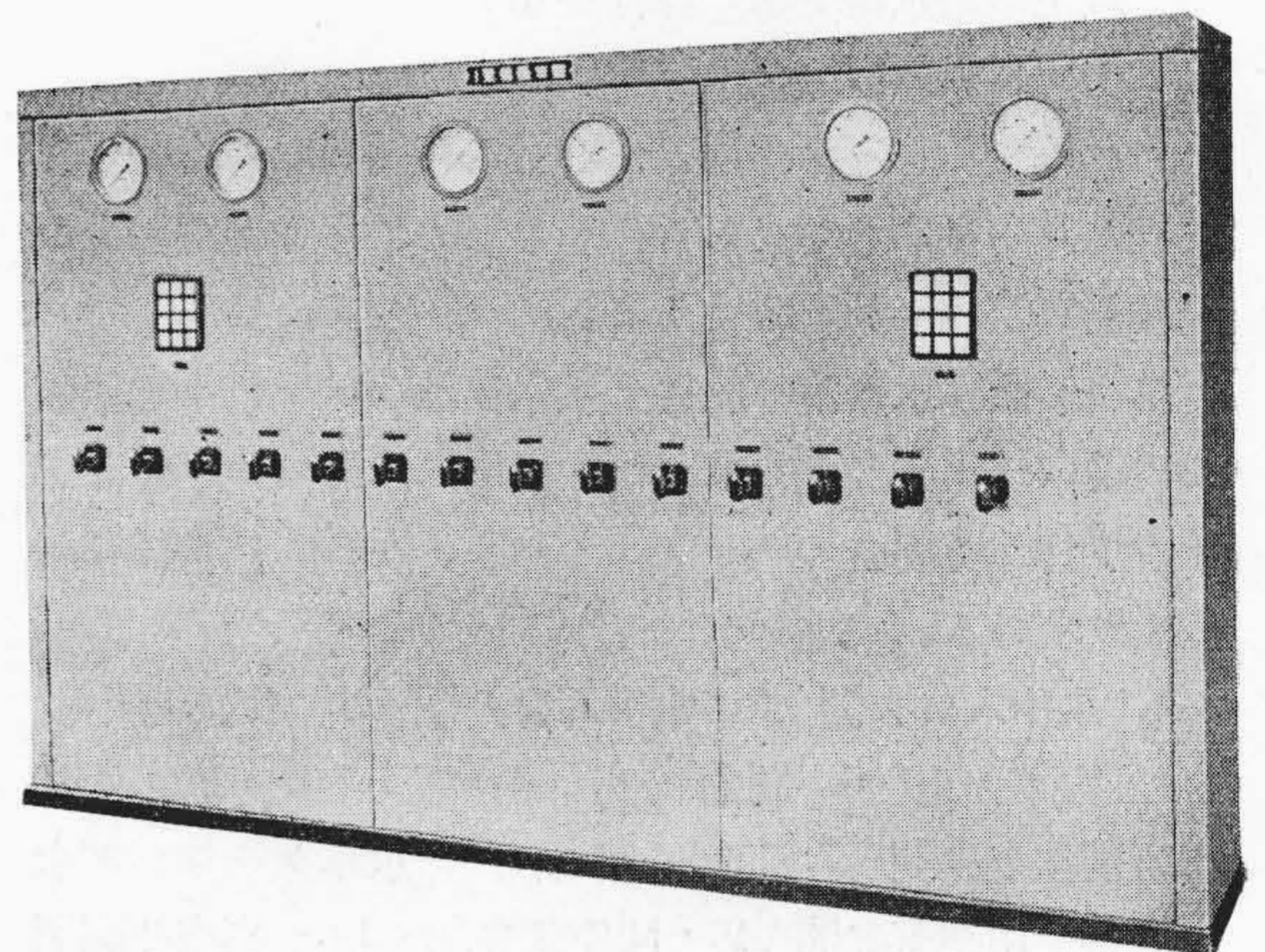
20 分以上給油出来るものとした。上油槽には規定油面に上つたとき水車起動条件の浮動開閉器、油面低下によつて動作する警報及び停止用浮動開閉器を備えており、更に各軸受毎に給油の故障に対する動作表示をなす様にしてある。

(c) 入口弁

主弁は口径 1,300 mm の油圧式堰止弁で、口径 200 mm の側弁を備えている。弁及弁体は何れも鋳鋼製とし、主弁のスピンドルは不銹鋼板を熔接で上張りする方法を採用した。主弁と側弁の開閉動作は #21 S 電磁弁の動作により先ず側弁が開き、ケーシングが満水してから主弁を開き、#21 T 電磁弁の動作によつて主弁が全閉してから側弁が閉じる様にした。

(d) 制 圧 機

制圧機は第 13 図の如く横型油圧操作式で水車案内羽根の急閉鎖に対して動作することの他に、ポンプ吐出弁が万一急閉鎖をなしても水圧上昇を或る程度に抑制する



第 15 図 水 車、ポ ン プ 操 作 盤
Fig. 15. Control Panel for Turbine and Pump

ために、水車とポンプに共用する様制圧機を分岐鉄管に直接取付けることとした。尚制圧機は万一油圧の事故の場合水圧によつて弁が開かれない様に、水車の入口弁が閉じている時とポンプ吐出弁の閉鎖中は水圧によつて鎖錠される様にした。

(e) 調 速 機

调速機は第 14 図の様な日立 70-HEM 型でスピンドラーの駆動は永久磁石式発電機を電源とする電動駆動式とし、50/60 両用とし切換送電の場合には水車を停止せしめずにアクチュエーターの操作ハンドルを簡単に切換えられる構造とした。又调速機は可成り大容量のものであるが手動開閉装置を有し、サー

ボモーターには自動鎖錠装置を設けた。尙水車発電機運転の場合の起動に要する水車案内羽根開度とポンプ起動の場合の起動に要する水車案内羽根開度とは非常に異なるため、それぞれの運転に対して起動の開きを加減する装置を設けた。

(f) 自動運転装置

本発電所の運転方式は前述の様に

ポンプ直結発電

ポンプ切離発電

揚水

等の切換運転がなされるために次の様な附属機器が具備される、

軸封水ポンプ

冷却水用給水ポンプ

排水ポンプ

変圧器冷却水ポンプ

真空ポンプ

ケーシング水面押下用空気圧縮機及び空気槽

以上の給水給気等の操作弁類

ポンプ軸の直結又は切離装置

これ等がそれぞれの運転に応じて相関連した自動操作が行われる様になつており、そのために保護継電器及び開閉器等が相当数附属することになつた。

第 15 図は水車室に設置せる水車及びポンプの操作盤で内部には電磁弁類を取付け、表面には之れ等電磁弁を手動操作する場合のハンドルがあり、左から次の様に配列されている。

1. 水車入口弁開 2. 水車入口弁閉 3. 水車運転
4. 水車停止 5. 制動 6. ポンプケーシング水面押下用空気弁開 7. 同空気弁閉 8. 水車ケーシング水面押下用空気弁開 9. 同空気弁閉 10. 真空弁開閉
11. ポンプ吐出弁用側弁開 12. 同側弁閉 13. ポンプ吐出弁開 14. 同吐出弁閉

又ランプ式動作順序表示器 2 個を設け、左側は水車運転用、右側はポンプ運転に必要な機器の動作を表示することとした。

主機の運転及び停止は原則として配電盤の順序制御器を次の何れかの位置に進めることによつて、任意の運転に自動的に進めることが出来る。1. 準備 2. 入口弁開 3. 起動 4. 励磁 5. 並列 6. 運転 7. 停止等。

本稿には運転停止の最も複雑な「揚水」の場合に就てその大綱を述べる。

1. 起動準備

圧油ポンプ起動 (連続運転) 圧油槽の油圧を規定値に保つ

封水ポンプ起動 (連続運転) 軸及びランナー外周に封水を送る。

変圧器冷却水ポンプ起動 (連続運転) 主変圧器に冷却水を通ず

空気圧縮機起動 (手動運転) 水車起動の約 30 分前に起動する

2. 順序制御器 (#1p) を「準備」に廻す

給水ポンプ起動 発電機空気冷却器及び潤滑油冷却器に給水する。

潤滑油ポンプ起動 上油槽に給油し、同時に各軸受に給油する

真空ポンプ起動 ポンプケーシングを満水にする

3. (#1p) を「入口弁開」に廻す。

電磁弁の動作により側弁を開き、水車ケーシングが満水すれば主弁を開く。

4. (#1p) を「起動」に廻す。

電磁弁の動作により案内羽根の鎖錠装置を外し、案内羽根を開いて起動する。水車が定格回転数の 80% に上昇すればポンプ吐出弁用側弁が開く。

5. (#1p) を「励磁」に廻す。

励磁機の電圧が 90% に上昇すれば界磁開閉器が閉路する。

6. (#1p) を「並列」に廻す。

速度調整並びに電圧調整をなし同期並列をなす

7. (#1p) を「運転」に廻す。

負荷制限用電動機により水車案内羽根を徐々に閉じて 1/8 開きとなれば電磁弁はより全閉する。全閉位置に於て鎖錠される。次いで入口弁閉用電磁弁により主弁を閉じ側弁を閉じる。側弁が全閉すると水車ケーシング水面押下用空気弁が開き、水車ケーシング内の水面を押下げ吸出管の水面を、水車中心下約 2.5m に保つ。

水車側の水面が下れば配電盤操作によりポンプ吐出弁を任意の開度において揚水量を調節する

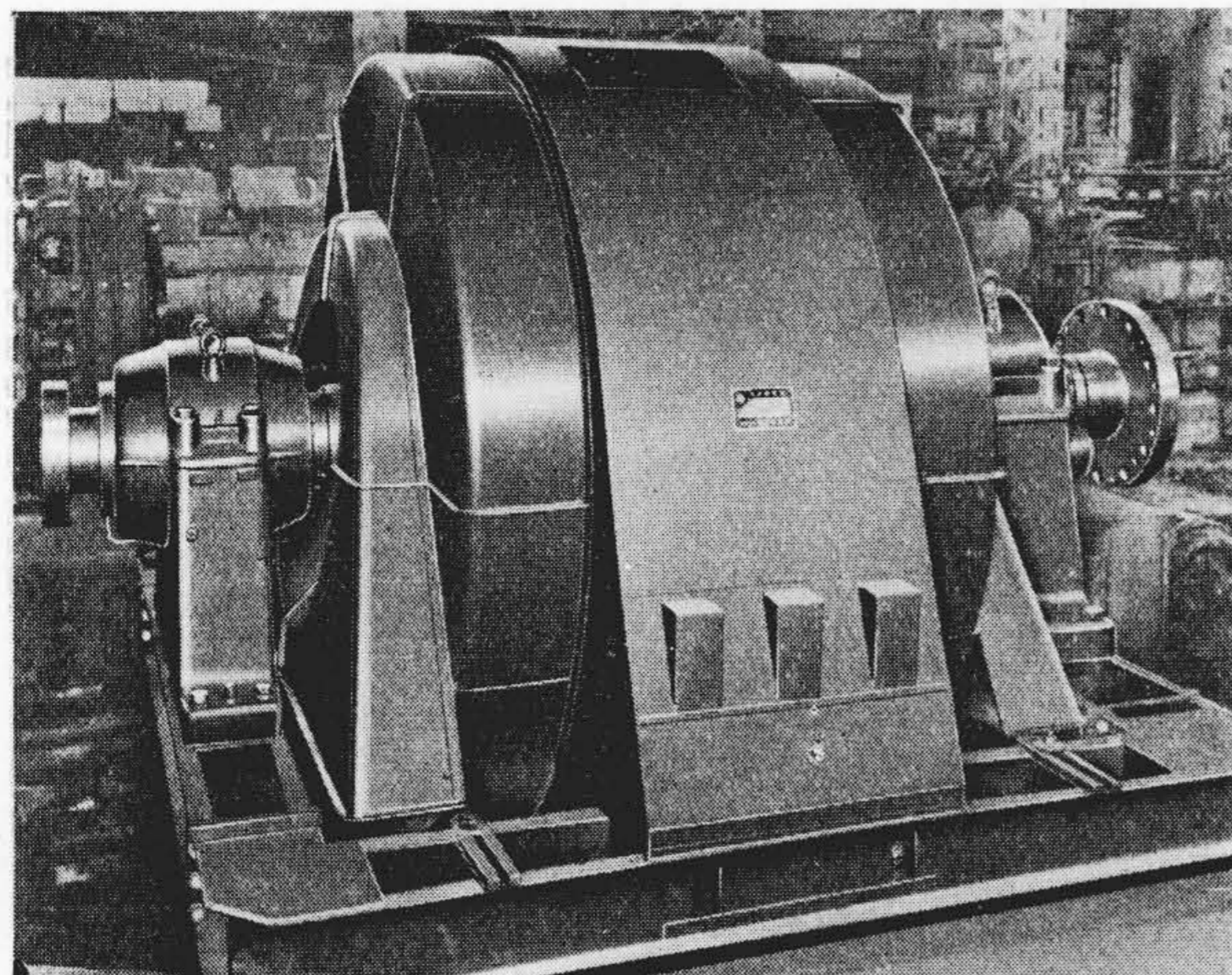
以上の順序によつて揚水運転を行う。次にポンプを停止せしめる場合には

1. (#1p) を「停止」に廻す

電磁弁によつて吐出弁を徐々に閉鎖し、全閉すれば

O. C. B を開路する。

続いて電磁弁により吐出弁用側



第16図 23,000 kVA 交流發電機
Fig. 16. 23,000 kVA A. C. Generator

- する。
電磁弁により制動して、全停止数の30%以下に下れば制動用弁を閉じる。回転数が定格回転
2. (#1p)を「切」に廻す。
潤滑油ポンプ停止給水ポンプ停止
水車ケーシング水面押下用空気弁を閉じる。
 3. 停電の場合
電磁弁により吐出弁を閉鎖する
O. C. B を開路する。電磁弁により吐出備弁を閉鎖する。
水車ケーシング水面押下用空気弁を閉じる。

(5) 鉄管弁

鉄管の上部落差42mの地点で鉄管が一条から二条に分れる所に鉄管弁が据付けられた。本鉄管弁は主弁が直径2,000mmの電動式蝶型弁であり側弁は手動式切断弁である。鉄管弁設置の目的は更めて述べるまでもなく、水車入口弁、制圧機及びポンプ吐出弁等の分解点検修理等を行うに便なるためであり、この開閉操作は原則としては鉄管弁室において行い、場合によつては主弁の閉操作のみは発電所の配電盤からも為し得る様にしてある。

[VI] 發電機

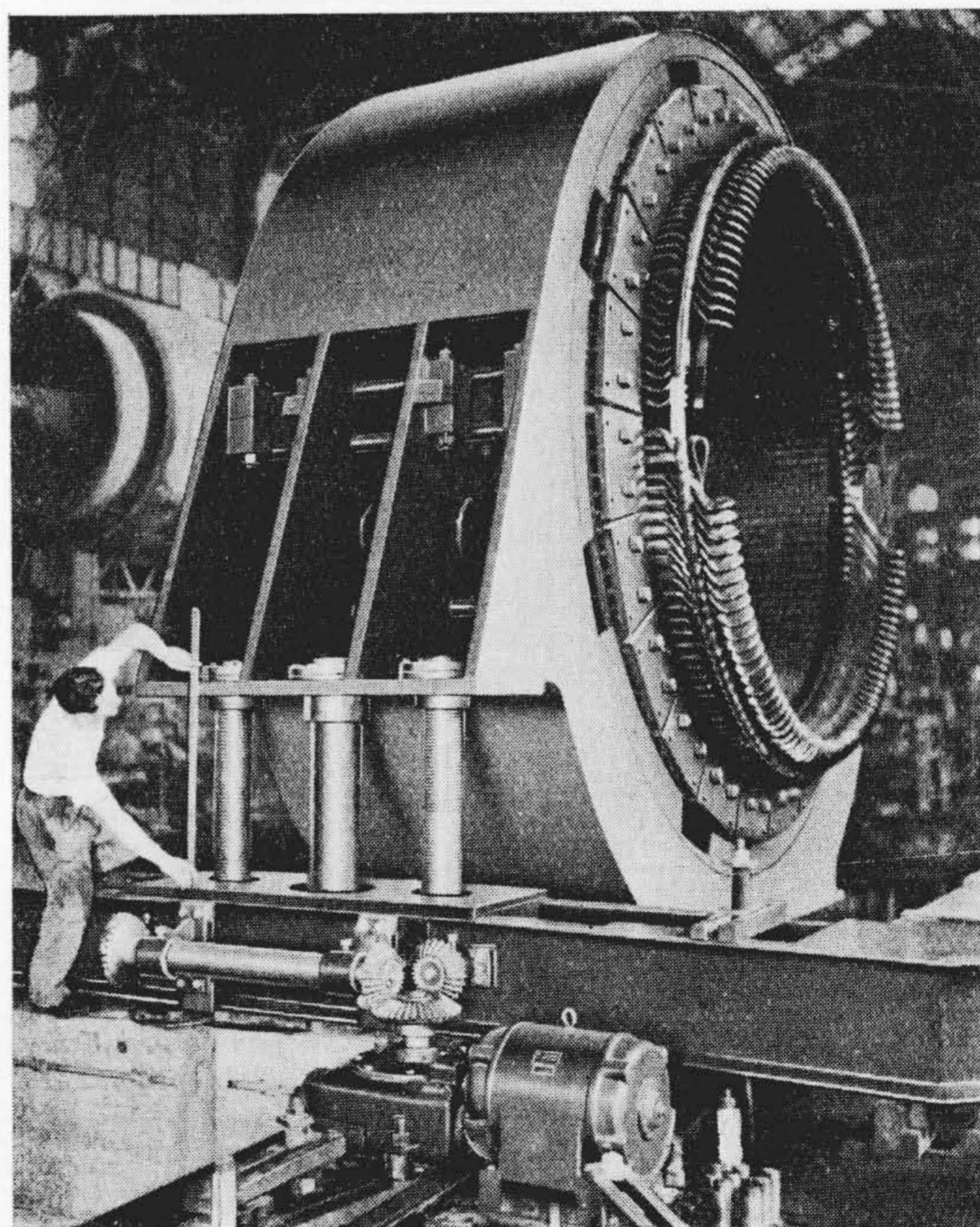
一般に横型の發電機は構成する要素が比較的少く、構造上余り大きい相違点が見られないものであるが、本機は単に高速大容量機として記録的なものであるばかりでなく、上述の如き特殊の目的に応じて、例えばポンプ、發電機、水車と直結した回転軸の危険速度、分解組立に便にして起重機の容量を最小限にするための特殊な装置大きい推力荷重を受ける横型の推力軸受、或はポンプと

の直結を短時間に切断或は連結出来、しかも安全確実なものとする等、従来のものとは非常に変つた種々の面を持つている。これらの特異点については別に詳細に述べることとする。

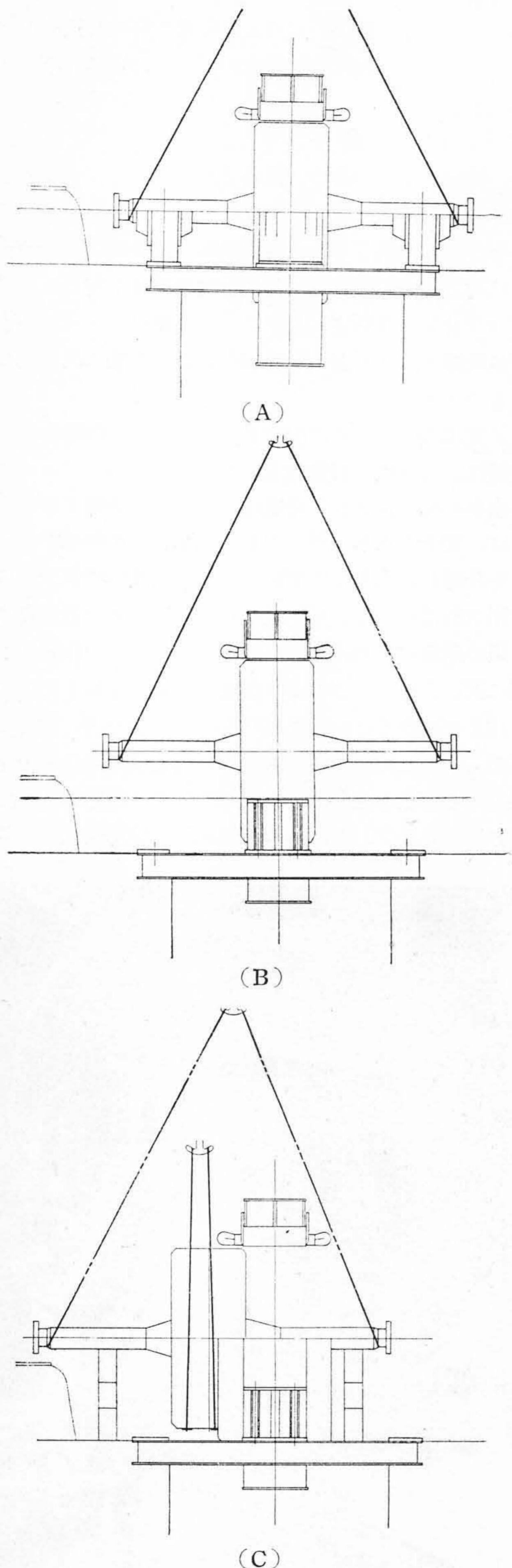
(1) 固定子

固定子は二つ割で、精選された鉄心と、マイカを主体とした完全なB種絶縁をほどこした線輪によつて、その主体が構成され、特に線輪は雷撃等による衝撃波に対して層間の絶縁は勿論、対地絶縁に対してもコンパウンドの真空注入及びワニスの焼付、コロナ防止の処置等あらゆる面から従来のものより遙に改良されたものである。

又本機においては固定子枠及び台座に特殊な装置を設け、起重機の容量の逡減をはかつてある。ポンプと水車の間に挟まれた發電機を組立或は分解するためには、完全に水車(ポンプより水車の方が簡単である)を分解し、水車はずしてから發電機の回転子を抜き出さねばならないが、水車のケーシングの下半分は基礎の固定のため、これが障害となり、この作業は不可能に近い。従つてこのような場合従来は回転子を固定子に休ませ固定子と一緒に吊り上げる方法を用いたのであるが、そのため起重機は回転子と固定子の両者を一緒に吊り得る容量を必要とし、それに伴つて建屋もそれ相当の強度を必要とした。しかしながら、分解組立は一時的



第17図 固定子昇降装置
Fig. 17. Stator Lifting Device



第 18 図 23,000 kVA 交流発電機回転子抜出図
 Fig. 18. Explanation of Pulling out Rotor of
 23,000 kVA A.C. Generator.

のものであつて、このために常時不要の大きな容量の起重機を準備することは極力避けるべきであつて、そのため発電所における最重量物である回転子を吊り得るだけの起重機の容量に止めるべく、今迄に全然例のない新しい装置を考案し採用したもので（新案出願中）、第 17 図は本装置、第 18 図は本装置による分解の順序を示す。

この装置は単に揚水式発電設備に対して有効なばかりでなく、両側に水車がある場合等その利用される範囲は極めて広いものであるから、もう少し詳細に説明しよう。

分解の順序に従つて説明すれば、

(i) 水車及びポンプの直結をはずし、両端の嵌合がはずれるまで両軸をずらせ、又発電機軸受の上蓋をとり、固定子の台座への取付ボルトをはずし、分解作業の準備を行う。（第 18 図 A）

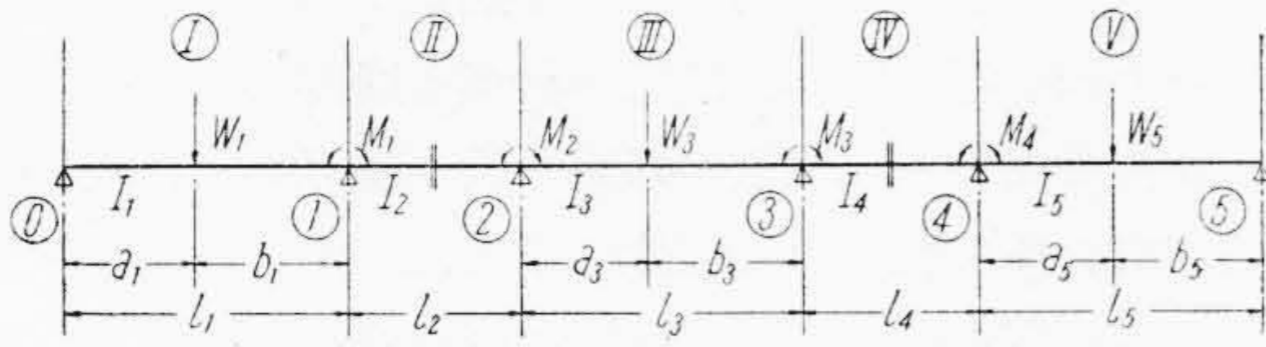
(ii) 回転子を起重機で吊り、本装置の駆動電動機を起動し、四本のジャッキスクリューを同時に廻らし、固定子を持ち上げる。固定子の上昇速度と大体同じ速度で起重機は回転子を吊り上げて行き、発電機と水車軸のフランジが離れる高さまで上げる。（第 18 図 B）

(iii) この位置で回転子を横へ送り、回転子の重心が固定子より出た所で、回転子を吊り方を変え（第 18 図 C）、更に引き出し、水車ケーシングに当たらないように斜方向へ導き出すわけである。

組立の場合はこの逆を行えばよい。尚固定子の昇降と回転子の吊り上げ操作による昇降の速度とは一致する必要があるので、非常に速度がおそくして、空隙間で容易に操作が出来、絶対に間違いの起らないようにしてある又両側の昇降装置の速度が万一違つた場合も考慮し、両者を同時に或は別個にも運転出来るようにしてあり、又固定子が基礎の台座に来た時は制限開閉器によつて、これ以下に下らず電動機並びに歯車に無理な力が働かないよう保護してある。又昇降用のジャッキスクリューは単に固定子を上下するだけの作用をし、固定子の位置は中央の二本の案内軸によつて定め、横倒れ等が起らず、ジャッキスクリューに無理な力がかからず、重量物に対して絶対に安全確実なものとしてある。本装置は非常に調子よく操作され現地の据付も完全に行われ好評を得たものである。

(2) 回 転 子

発電機の容量は略々直径の自乗と積厚との積で決まるが、回転子各部の遠心力は回転数の自乗と直径とに比例して増大する。従つて高速大容量の機械では龍大な遠心力の為磁極及び磁極を支持する継鉄には高い応力が生ずる。本機は 23,000 kVA, 12 極, 500/600 r. p. m. で水車の無拘束速度は 1,090 r. p. m. に達し、凸極として普



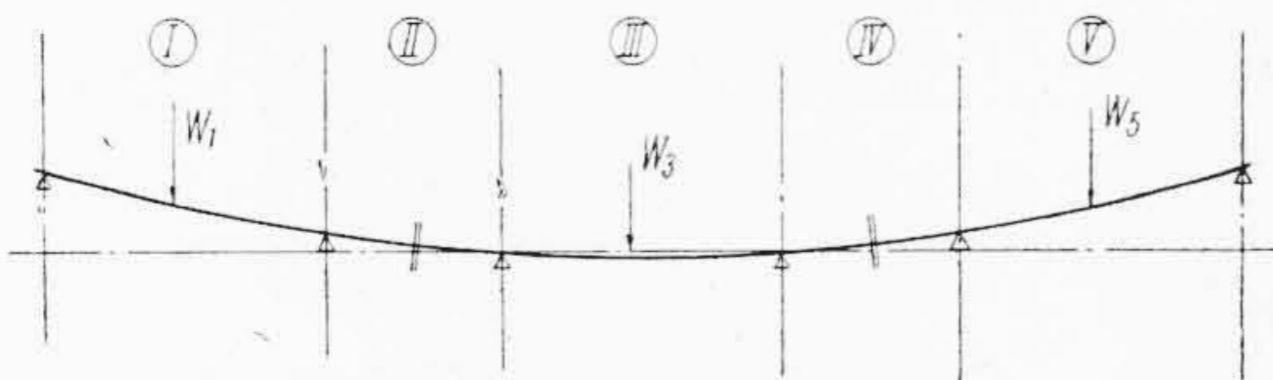
第 19 図 ポンプ、發電機、水車三軸直結の軸系
Fig. 19. Connected System of Three Shaft ;
Pump, Alternator and Turbine

通の設計を行い得る限界に近い高速大容量機である。従つて一步誤れば重大な事故となるおそれがあるため、回転子各部の応力を精密に求め十分な安全性を持たせた。最も問題になるのは継鉄の応力であつて、回転子の外径を増すと継鉄自体の回転による応力が急に増加し、継鉄の厚さ(半径方向の肉厚)を増しても殆んど変らぬので、この応力を減ずるには外径を減らすより外に方法がない。又外径を減ずると継鉄自体の回転による応力は減少するが軸方向の積厚が長くなり、通風の面からだけでなく、軸の危険速度の点からも限界がある。即ち危険速度を高くするには、軸受間の距離を極力小さくし、軸径を大きくとる必要があり、その反面応力の面からは継鉄の内外径は小さくなることを望ましい。従つて継鉄の内周に生ずる応力には最低の限界がありこれらの点より最も合理的な回転子の直径を決定した。

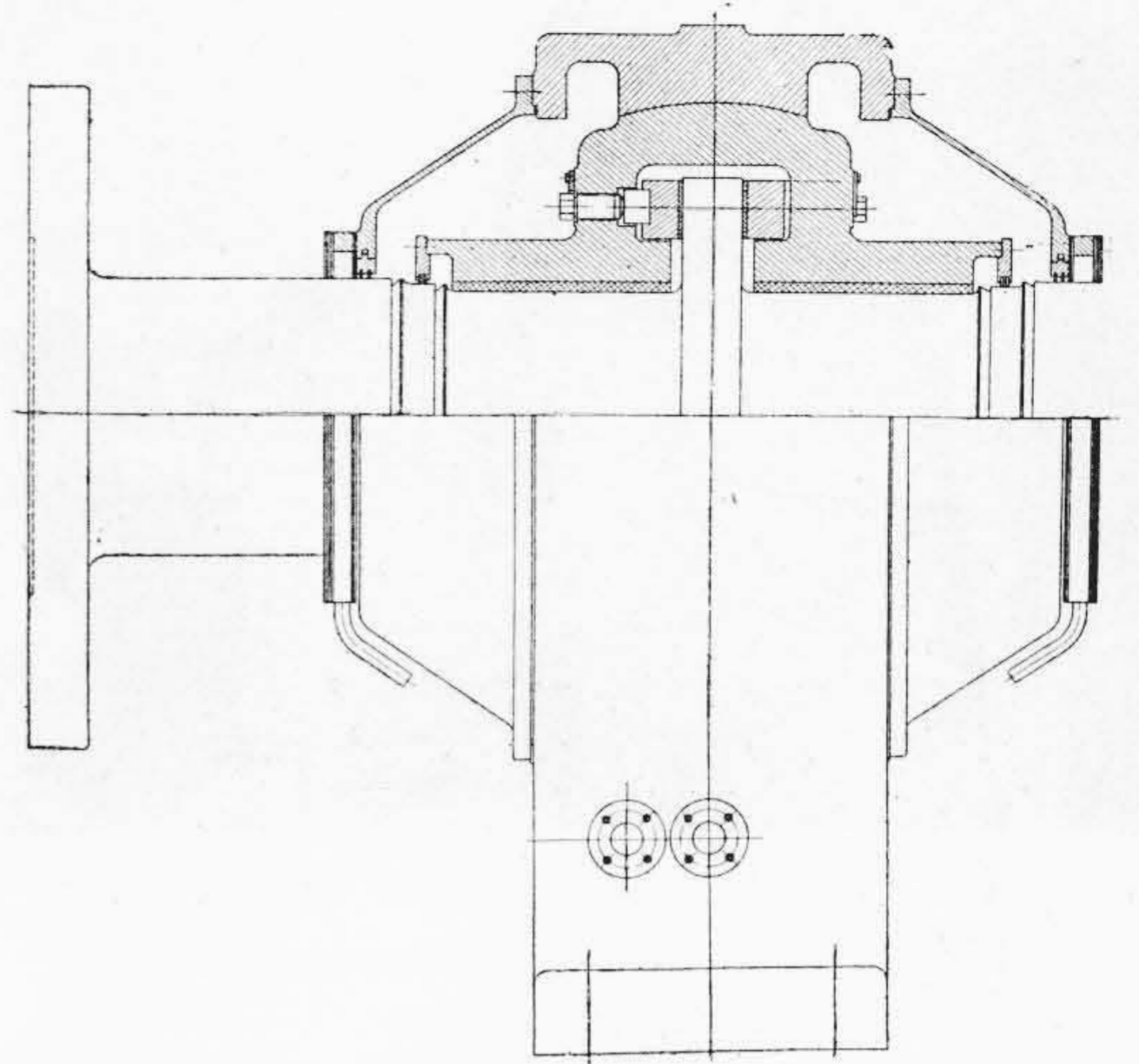
主軸の外径は上記の如く継鉄の応力及び危険速度より制限を受け任意に選ぶことが出来ない。更に又ポンプ軸はその性質上から軸径を出来るだけ細くすることが望ましく、ポンプ、發電機、水車三軸を直結した場合の合成危険速度は十分高める様に考えなければならない。そのため三軸を直結した場合の危険速度を精密に求め、それぞれの軸径を定める必要がある。本機では6点支持、3点荷重の軸系を基礎として危険速度を求めた。即ち第19図において、 W_1, W_3, W_5 をそれぞれ I, III, V の区間の等価集中荷重とし、その荷重の作用点に於ける撓み f_{ik} (i 区間の荷重 W_i の作用点における W_k による撓み) を連続梁の式によつて求め、

$$Z = \frac{1}{W_1 \omega^2}, \quad \frac{W_3}{W_1} = \delta_3, \quad \frac{W_5}{W_1} = \delta_5$$

とすれば⁽²⁾ (但し ω は角速度)



第 20 図 主 軸 直 結 要 領
Fig. 20. Method of Connecting Three Shaft



第 21 図 横 軸 推 力 軸 受
Fig. 21. Thrust Bearing for Horizontal Shaft

$$Z^3 - Z^2(f_{11} + \delta_3 f_{33} + \delta_5 f_{55}) + Z[\delta_5(f_{11} \cdot f_{55} - f_{15}^2) + \delta_3(f_{11} \cdot f_{33} - f_{13}^2) + \delta_3 \delta_5(f_{33} \cdot f_{55} - f_{35}^2)] - \delta_3 \delta_5(f_{11} \cdot f_{33} \cdot f_{55} + 2f_{13} \cdot f_{15} \cdot f_{35} - f_{13}^2 f_{55} - f_{15}^2 f_{33} - f_{35}^2 f_{11}) = 0$$

の関係より Z が求められ、危険速度 n_k は

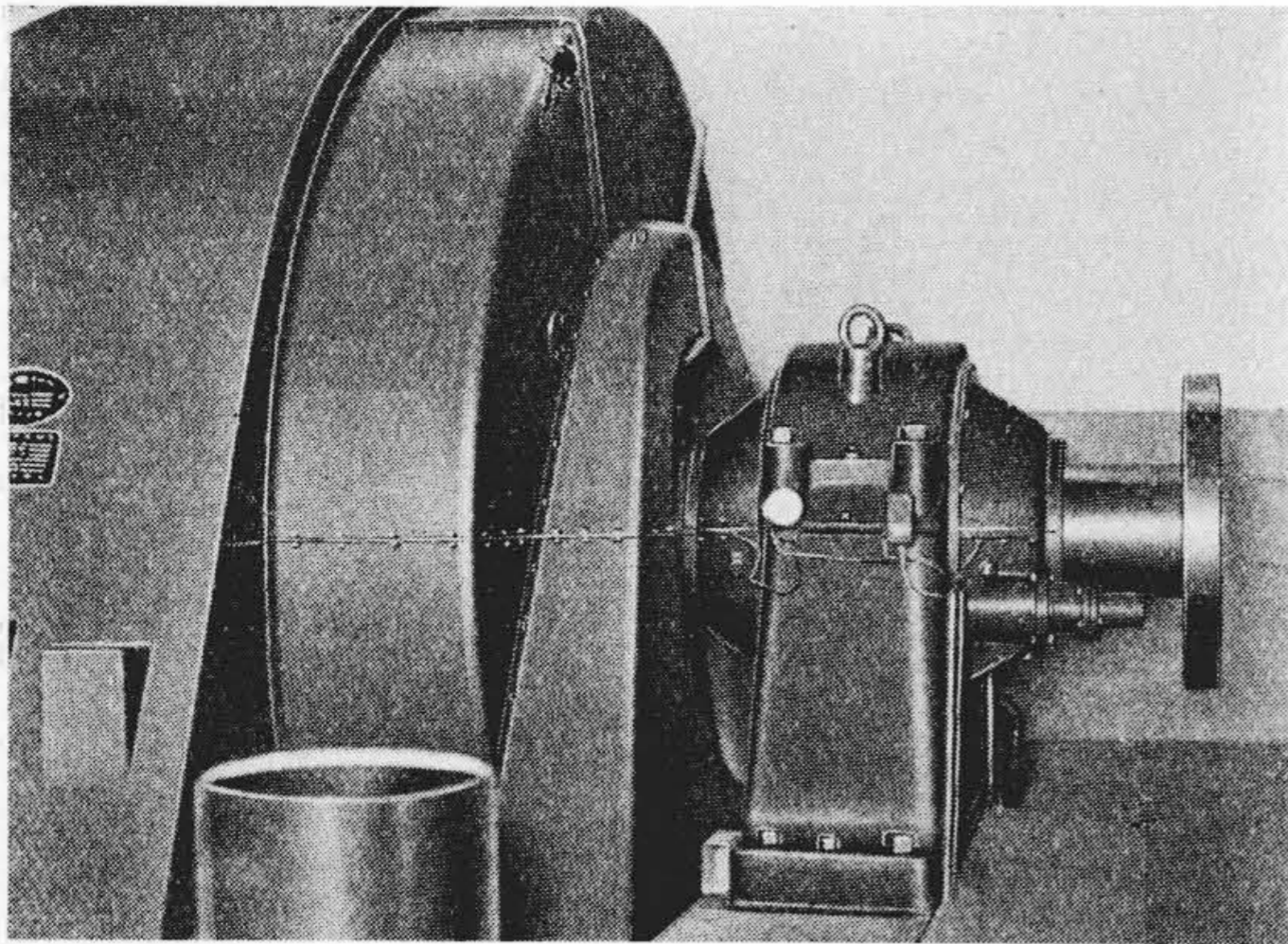
$$n_k = \frac{30}{\pi} \omega_k = 300 \sqrt{\frac{1}{W_1 Z}} \text{ r. p. m.}$$

となる。上の式より軸径、軸間距離及び荷重を等価値として適当に選び、危険速度を求めた。その結果は無拘束速度 1,090 r. p. m. から十分高い値となり、継鉄の応力及びポンプの必要とする軸径等の要求に合致したものとすることが出来、無拘束速度に達しても、強度的にも振動的にも何等不安のないものとする事が出来た。尚上の計算を満足せしめるためには、II, IV の区間に於ける軸接手に直結による無理な力が作用してはならない。即ち第19図の如く軸が直線である条件は、実際には各軸の撓みがあるため、その撓曲線に沿つて軸を設置する必要がある。これはかかる長軸では特に重要なことであつて、据付られた軸は第20図の如くなる。現地で据付ける場合には軸端の振れの調整に特殊な方法を用いこの条件を満足させた。この裏付けによつてはじめて計算上の直線軸の条件が満たされるわけである。

(3) その他

軸受は長軸を支えるため、自動調心の球面座を備えたものであることは当然である。しかしてポンプ側の軸受は水車及びポンプが複流であつて、軸方向の推力は通常起ることは考えられないが、万一の場合起り得る最大の推力 30 ton を支持出来る推力軸受を設けた。

この軸受は横軸に従来用いられて来た構造のものとは異



第 22 図 ポンプ側発電機軸接手
Fig. 22. Coupling of Generator Shaft
at the Pump Side

り、第 21 図の如き軸頸軸受と推力軸受とを同一球面で支持し、軸頸と推力との両者の自動調心が同時に行える構造としたものである。(新案 367940) かかる構造とすることによつて従来用いられて来た横型の推力軸受の構造を非常に簡単にするを得たものである。

又推力軸受のシュアの支持方法では、従来は軸受隙間を調整するにはライナーを変えていたため完全に一様な隙間に調整することが困難で、従つて平均圧力を非常に低くとらねばメタルの焼損を招く心配があつた。そのため本機には絶対的にすぐれている堅軸のセグメント式軸受(キングスベリー型)の方式をとり、隙間の調整には調整ボルトを使用し、精密な調整が行えるようにした。(新案出願中)本構造とすればシュアのバビットの厚さが異つていても一様な隙間に容易にして正確に調整出来、荷重は各シュアに均一にかかる利点がある。このような構造とすることによつて、何等不安なく確実な運転が行えるものと云える。

水車及びポンプの軸接手には軸から打出したフランジを用いているが、発電の場合にはポンプは不要であるため、ポンプとの接続は揚水の場合と発電の場合とで、頻繁に直結を切つたり、接続したりする必要がある。このためには短時間に簡単な操作で、しかも安全確実な絶対

に間違いの起らない方法を用いる必要がある。これには種々の方法が考えられ、二三の新案も獲得したのであるが、最も重要とする運転の確実と云う観点から、従来の直結方式を多少改良した程度に止めた。すなわちリーマールボルトを容易に抜くため適度の嵌合度を有するブッシュを挿入したこと、抜く場合人力を用いないため油圧式ピストンのストロークを用いたこと、ピストン位置へリーマールボルト位置を合わせるようにバーリングギヤにより回転子を少し宛廻せるような装置を水車側に設けたこと等である。この軸接手の部分を示すと第 22 図の如くである。

空気冷却管は従来用いて来た耐蝕性の強いアルブラック管に銅ひれを巻いたもので、特に変つた点はないが、ピット内に持ち込まれたトラバーサーにのせ、取付位置に運び、冷却器自身につけられたローラーによつて、これを直角方向に容易に動かせるようにし、簡単にこの冷却器を列べて取付けられるものとした。

消火装置としては注水式を用い、固定子の両側に環状に設けたノズルによつて、水を噴出するものでこれには噴射式と噴霧式とを交互に混用し、回転子が回転している場合のみならず、停止中も有効なる方式とした。(新案 377487)

[VII] 結 言

本発電所が揚水式発電所として世界屈指のものであり高速度大容量機として直結軸総長 24m にも及ぶものの箇々の機器の設計、製作に包蔵している多くの新しい問題を解明処理して円滑な運転にまで完成したことは、発電機器製造技術に大きな進歩をもたらしたものと言わねばならぬ。

終りに臨み本装置の製作に当り種々御援助を賜つた東北電力株式会社関係各位に深甚の謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) 清野、戸田：日立評論、第 33 卷 第 9 号、昭和 26 年 9 月
- (2) テイモシエンコ(谷下訳)：工業振動学 235 頁

