

日本國有鐵道山邊發電所

## 27,500 kW 水 車

小 森 谷 亨\*

27,500 kW Water Turbine for Yamabe Power Station  
(Japan National Railways)By Toru Komoriya,  
Hitachi Works, Hitachi, Ltd.**Abstract**

Two units of 27,500 kW vertical shaft Francis turbines, the largest in unit capacity produced in postwar Japan, are nearly finishing the field installation and scheduled to start operation by August this year.

The Yamabe Power Station represents the third stage in developing the Shinogawa project; the first and second stages comprised the installation at the Senju Power Station of four units of 60,000 H.P. Francis turbines coupled to 31,000 kVA alternators, which were all manufactured at the Hitachi Works, and were the largest unit capacity machines made in Japan at the time.

The Yamabe units were designed and made at the Hitachi Works to meet the operating requirement of sudden load variation natural to electric railway traction. It was necessary to clarify the conditions required for steady and stable working of these units even under the worst condition, running in parallel with the Senju Power Station and sending the power developed through a single transmission line extending nearly 154 km to the Tokyo area, to be interconnected there with the Akabane and Kawasaki Steam Power Stations (20,000 kVA and 70,000 kVA respectively), feeding into the network of electrified railway lines centralized in the Tokyo district. A typical example of the special study by computation regarding this point is given in the paper.

In deciding the general layout and flooring system of the power station, curbed by the limited outlay allocated for the project by the Government, special care was taken in designing the machines to lower the cost on the civil engineering side without affecting the least in the equipment nor the maintenance facilities. The single floor type with a concrete barrel supporting the generator was chosen; also a special type of overhead travelling crane was devised (patent pending), whereby the height of the building was possible to be lowered more than 4.5 m as compared to the conventional design, effecting a decisive cut in the building cost.

---

\* 日立製作所日立工場



To ease the overhauling and assembly work of the water turbine within the restricted space of the generator supporting barrel a special contrivance for handling the heavy parts was devised, together with a special design in the turbine cover, by which the stoppage hour of the unit is expected to be reduced to a minimum.

Regarding the turbine performance, its superiority in design was verified from model test results. Values of the test results, stepped up by moody's formula, showed a maximum turbine efficiency of 93.7 percent, which value compared with the latest world trend of large units, shows the high technical level of the Hitachi water turbine.

More detailed description is given on the leading features of the governing system and automatic controls.

## [ I ] 緒 言

日本國有鐵道山邊發電所は、終戦後に建設された水力発電所中、最大容量の記録品であると同時に、戦後樹立された新設発電所計画の先頭を切つて着工されたものであるだけに、斯界の注視の中に工事が進められた。本発電所は信濃川水力発電第三期工事として計画され、第一、二期工事として44,700kW水車4臺を据付けられた上流の千手発電所の放水を、直ちに取水して山邊で発電せしむるので、千手発電所とは極めて密接な関係を有し、東京近郊を中心として延びる國鐵電化區間の強化發達を促す上には、不可缺の電力源として重要な役割を果すものである。

本発電所計画は先に昭和 18 年 12 月に着手されたが、戦時中資材不足のため昭和 20 年に至り一時中止され、昭和 23 年に再び着工され、主機 2 臺は既に昨年日立製作所日立工場に於て完成發送され、目下鋭意現地据付中にして、本年 8 月よりいよいよ送電に入る豫定である。

本発電所は上記の如く電鐵負荷が對象であるので、その急激なる負荷變動に應じ得るものでなければならぬと共に、千手発電所並に渇水期補給火力発電所（川崎 70,000 kVA, 赤羽 20,000 kVA の兩発電所）との並行送電に際しても確實安定せる運轉が可能なる如く、各種の検討が加えられ、且又、資材資金の未だ十分ならざる條件の下に於ける計画として、設備機械のみならず建屋土木工事をも綜合して無駄を極力省いた特殊設計が採用され

た。こゝにその概要を紹介し關係方面の御參考に供する次第である。

## [ II ] 發 電 所 概 要

本発電所の水路計畫及び千手発電所との關連工事、所要資材量、工事費等に就ては既に本誌<sup>(1)</sup>に詳細發表されて居るのでこゝには之を省略し、本発電所の計畫に於て初めて採用實施せられた種々の特異な點を説明したいと思う。それについては豫め發電所機器の概念を得ておくため、主機及び附屬裝置の仕様を示すこととする。

### (1) 主機仕様

#### a. 主水車

型 式	豎軸渦卷型フランス水車
最大出力	27,500 kW
最高	49.3 m
有效落差	基準 48.22 m
最低	41.2 m
最大水量	64.7 m <sup>3</sup> /s
回 轉 數	167/200 r. p. m. 50 ~ / 60 ~
臺 數	2 臺
据付方式	單床式コンクリートバレル
分解方式	バレル側壁開口滑動レール
搬出方式	
保證事項	水壓上昇率 40%
	回轉上昇率 30%



b. 吸出管  
 型式 エルボー型 屈曲端迄 9mm 鋼板裏張  
 出口寸法 3500 mm × 5000 mm × 2

c. 主發電機  
 型式 豎軸全密閉自己通風型 (空氣冷却器付)  
 出力 28,000 kVA  
 電壓 11,000 V  
 電流 1,470 A  
 回轉數 167/200 r. p. m. 50 〴/60 〴  
 力率 95%

(2) 附屬裝置

a. 主要弁  
 型式 豎型壓油操作式蝶型弁 (日立特許 4 筒式)  
 口徑 3,500 mm  
 漏水防止法可調整ゴムリング付

b. 調速機  
 型式 日立 VM #80 型電動機操作式アクチュエーター型  
 容量 2,830 kg-cm.  
 感度 回轉數の變化 0.1% 以下に應じて動作す  
 案内羽根開閉時間 3~6 秒  
 速度調定率 0~6%

c. 壓油及潤滑油裝置  
 方式 ユニットシステム、常用電動機運轉一組、補助小水車運轉一組。壓油及び潤滑油ポンプ直結運轉  
 油壓 18 kg/cm<sup>2</sup>~16.5 kg/cm<sup>2</sup>  
 油量 200/240 lit/min  
 容量 20kW 電動機及び小水車直結驅動

d. 自動制御裝置  
 方式 半自動方式 (一人制御式)  
 制御盤 配電盤並びに機械室水車盤から起動、停止操作可能

制動 自動及び手動操作  
 同期化裝置 電子管式小勢力自動同期化裝置

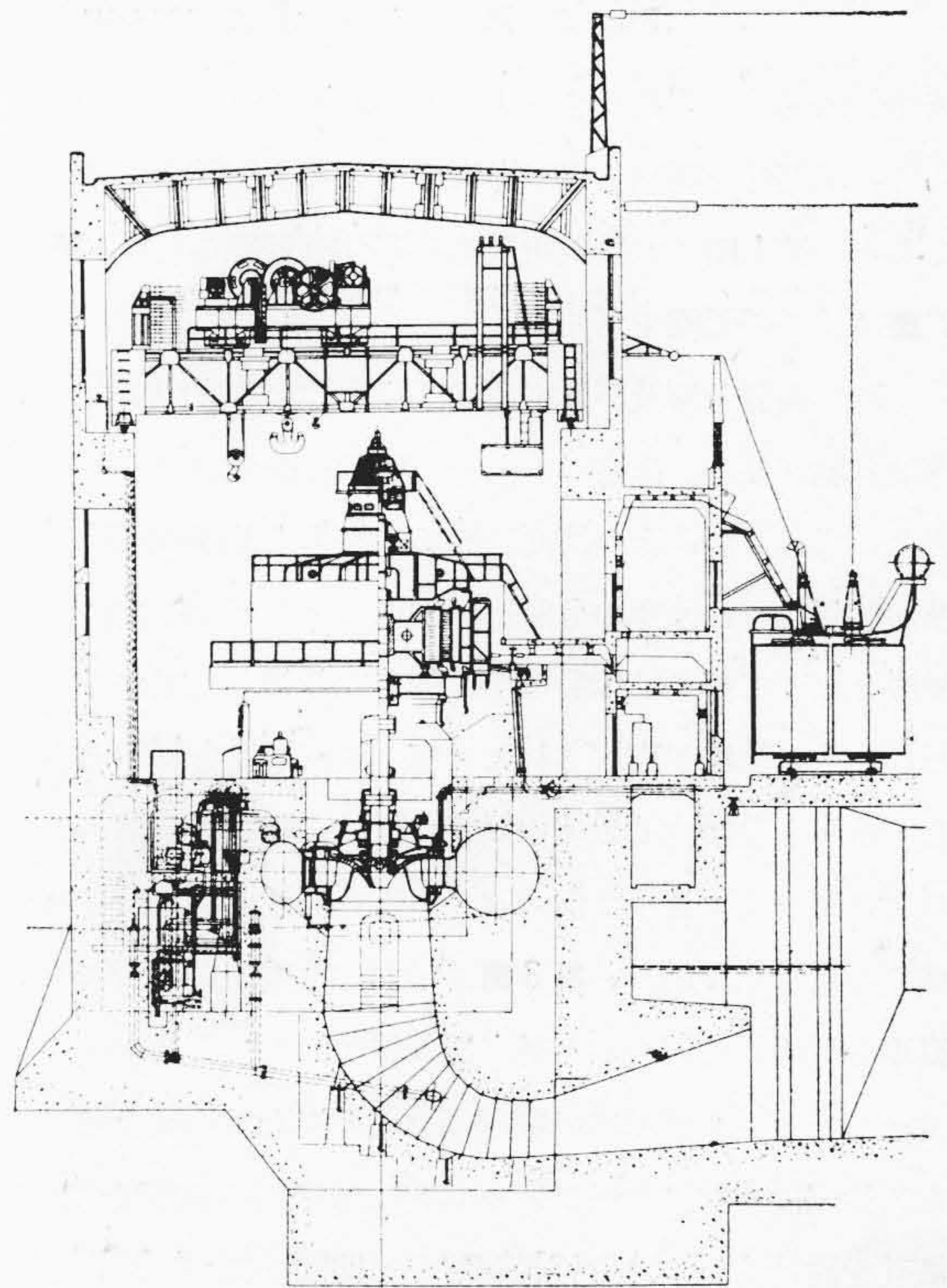
〔Ⅲ〕 据付方式及び配置計畫上の特徴

(1) 建屋方式

a. 單床式の採用 最初から機器の設計には土木工事、建屋工事費をも綜合して考え、發電所全體として最も優秀なる性能を保たせると同時に、保守を容易ならしめ、優美なる外觀を最少の豫算で具備せしむる様、畫期的な諸計畫が實施された。その第一として建屋方式は單床式が採用された。この結果

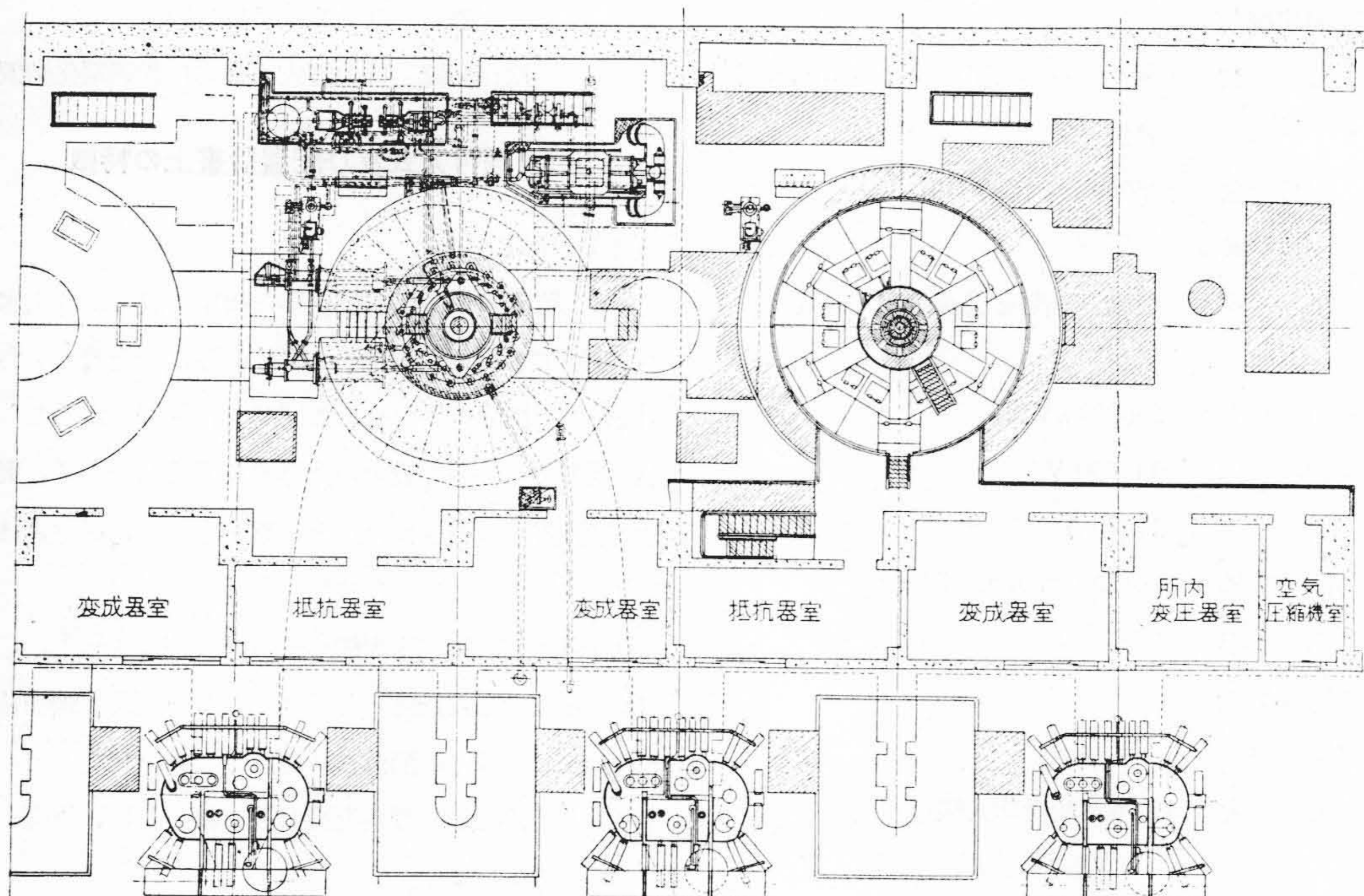
- ① 複床式に比べ床面積が約 15% 縮小された。
- ② 建屋用建設資材としてコンクリート及び鐵筋量に於て約 10% 節減された。
- ③ 主機、附屬裝置共近接し易く纏められ、保守が容易になつた。

なお單床式を採用する場合は、機械室の色彩を良く工



第1圖 山邊發電所据付斷面圖  
 Fig. 1 Cross Section of Yamabe Power Station.



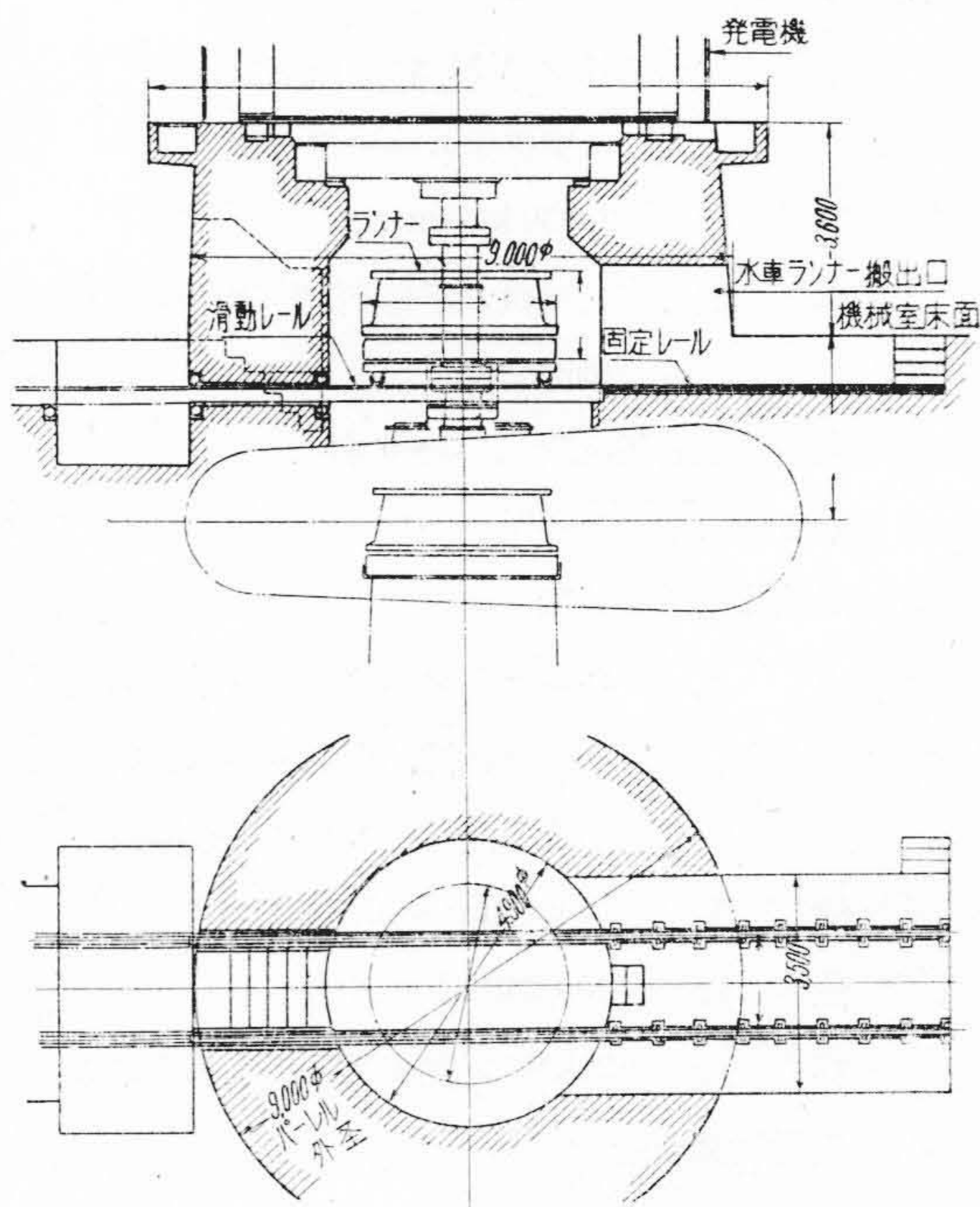


第2圖 山邊發電所据付平面圖

Fig. 2 Plan View of 27,500 kW Hydraulic Turbine and its Appurtenances.

夫すれば著しく明るくする事が出来、保守の面からも極めて、明朗性を高める事が出来るのも大きな利点の一つである。第1圖は本発電所全體の据付断面圖であり、第2圖はその平面圖である。

b. 機器分解及び運搬方式 單床式は前述の様な經濟的利点が多く、從來からもその特徴は充分認められて居たのであるが、その反面に於て、水車上外部の空間容積が制限され、水車の分解が面倒になるのがその大きな缺點となつて居た。本発電所に於ては新規なる工夫が行われ、その缺點が克服された。即ち發電機を分解する事なく水車を分解するため中間軸を設け、發電機下部エンドブラケットに最少2個のホイストを設置し、之により總ての重量物を吊り、第3圖に示す如き搬出装置により臺車を利用してパーレル外へ運び出す。このためコンクリートパーレル側壁には幅 3.5m 高さ 2m の孔を設けた。從來はコンクリートパーレルに保守用の通路又は通風孔を設けるためにも相當強度的に問題があつたが、最近幾多の實例の示す結果と、土木關係者の不斷の研究と努力とによつて、斯の如き大きな開口を設ける事が可能



第3圖 水車分解搬出装置 (特許出願中)

Fig. 3 Turbine Over-hauling Equipment. (Pat. Pending)



になつた事は、機械を設計する側の一員として感謝に堪えない次第である。参考迄に最近に於けるコンクリートパーレルの實例と、それに設けられた孔寸法の占める割合を示すと第1表の如くである。

第1表 コンクリートパーレル斷面積比  
Table 1 Ratio of Passage Opening Area to the Total Cross Sectional Area of Alternator Supporting Concrete Barrels.

年次	発電所名	水車出力 (kW)	型式	中心間隔 (mm)	パーレル寸法						
					外径 (mm)	内径 (mm)	孔の径 (mm)	孔の個数	總開口面積 (A) (cm <sup>2</sup> )	孔の總面積 (B) (cm <sup>2</sup> )	孔の面積比 (B/A) (%)
1932	日本電氣	12500	FSS-V	2525	9000	3750	1700	1	52.50	11.05	21.0
1937	日本電氣	27500	-	3150	9000	4700	800	1	46.45	9.25	19.9
1951	日本電氣	5000	-	1170	4600	2000	800	1	13.50	3.12	23.1
1951	三井物産	3500	-	2085	6300	3250	1500	1	21.85	5.53	25.2
1944	三井物産	6500	-	4380	12000	6750	1500	2	77.5	7.92	10.22
1944	日本電氣	16800	-	2530	9000	3750	1200	2	52.5	6.30	12.0
1943	日本電氣	26000	-	2520	9000	3500	1500	2	51.6	7.65	14.8
1943	三井物産	8330	-	1400	6000	3200	1000	2	20.2	2.80	13.9
1942	三井物産	21000	FMS-V	3900	10200	5800	1800	2	55.2	7.92	14.3
1941	三井物産	30000	FSS-V	2570	9000	3800	1500	2	51.6	7.65	14.8
1941	日本電氣	16500	-	2740	7000	3700	1200	2	30.4	4.55	15.0
1940	日本電氣	21700	-	1890	7500	4000	800	1	31.6	5.60	17.7

なお上述の搬出装置の特長とする所は、滑動レールは分解吊上げの際は基礎の中に滑り込められ邪魔にならぬ様に出来る点にある。小型のガントリークレーンをパーレル内に走らせる様な構造の物も考えられて居るが、この方が操作が簡単で設備費も少なくて済む利点がある。

水車の構造に就ても、狭いパーレル内で分解搬出及び保守を容易ならしむる設計が採用されたが、之については主機装置の項で説明する。

次に建屋の高さを決定するもととなる発電機回轉子の吊上げ高さを低くするためには、特に苦心が拂われ、第1圖でも分る様に特殊構造の起重機が考案された。これは特殊クラブにより、発電機主軸上部をスパイダーの付根近く迄、クラブの中を上を突抜く様に設計されたもので、これにより従來の方式に比し、起重機の軌條面、従つて建屋の高さを約 4.4 m 低くする事が出来た。本件に就ての詳細は別項発電機の記事で述べられて居るのでこゝでは省略する。

(2) 機器の配置

主機の中心は出来る限り放水路側へ寄せた。この限度は、この場合鋼板スパイラルケーシングの寸法で抑えられ、据付時鋸打ちに必要な餘裕として、約 700 mm を

取り、水車中心を決定した。

壓油装置はユニット方式採用のため、各臺の鐵管側へ並べるのが最も都合良く、各機器の排油を集油槽に自然流下で返すため、機械室床面より一段下に設けられた。これに近接して壓油槽を置き、空氣補給と油面調整を容易にした。小水車は鐵管に近い側に置き、ピット内の配管が複雑になり勝ちなのを極力避けた。調速機サーボモータは壓油装置に極力近づけ度いのであるが、壓油装置の側へ並べると山側のスパンを擴げる必要が生じるので、これは前項記載の理由で避けて、山に向つて左側に決定した。こうすれば調速機アクチュエーターは、壓油装置とサーボモータの中間に入り、理想的な配置となる。水車分解搬出入口は入口弁側に設けたが、パーレルの高さが抑えられた場合、或は調速機容量が小でサーボモータと一體の構造となし得る場合は、反對側のケーシング斷面の小さい位置にした方がよい。

計器類及び運轉制御用電磁弁を備えた水車盤はパーレル側壁の調速機の近くに設置して運轉に便にした。以上の如く、各機器は各々その運轉性能を充分發揮せしむる最良の條件に置いて配置され、僅かの無駄も残さぬ様空間を最も有効に利用したものと云えよう。

本配置に依れば、附屬装置一式は總て起重機の補助捲きのフックの到達位置に分布され、据付、保守作業共容易になる。

[IV] 並列運轉に對する検討

本發電所の負荷が殆んど總べて電鐵負荷である事は前述の通りであるが、山邊發電所の發生電力は、長さ約 20 km の送電線で千手發電所へ送り、こゝより千手發電所の發生電力と共に、亘長約 190 km の専用送電線で東京都郊外の武藏境變電所迄送り、25,000 kVA の同期調相機 2 臺と、2,000 kW の回轉變流機約 52 臺計 104,000 kW 程度の負荷に接續される事となる。この外に渇水期には補給火力として、川崎發電所發電機 (25,000 kVA 2 臺及び 20,000 kVA 1 臺計 70,000 kVA)、及び赤羽發電所發電機 (6,000 kVA 3 臺計 18,000 kVA) が同一系統に連繫される。この場合は、一般に火力原動機が



負荷變動に應動する時間は 1 秒程度で、水力原動機に比し動作が早い事と、負荷に極めて近接して送電して居る點から考え、山邊發電所の並列運轉の検討には、寧ろ長い送電線の末端から、千手發電所と丈けで單獨送電線を通じて並列運轉を行う場合を考えた方が、問題は簡単となると同時により苛酷になり、それに持ちこたえる様にすれば、まず安全と云える。

この様な状態の並列運轉に對し、系統の安全度が保證されるかを検討する資料として、負荷變化する水車の回轉數、出力分擔等に關する特性を求めて見た。種々異つた條件に對して検討されたものゝ中から、一例を取出して參考迄に記して見る。

(1) 急激なる單純負荷變動が有る場合

①並列運轉に於ける限界條件

a. 並列運轉される機器の諸元

	水車出力 kW	發電機容量 kVA	臺數	回轉數 r. p. m.	$GD^2$ t-m <sup>2</sup>
千手發電所	36,500	31,000	4	150	6,660
山邊發電所	27,500	28,000	2	167	2,000

b. 運轉條件

千手發電所 3 臺、山邊發電所 2 臺で各機とも 20,000 kW、即ち合計 100,000 kW の負荷を擔つて居る状態に於て、更に 25,000 kW の負荷が 2 秒間に直線的に増加した場合について計算する。

c. 調速機の感度

調速機の感度は別項記載の如く、工場試験の結果は 0.1% 以下であつたが、本計算に於ては、千手發電所の調速機 4 臺の特性を考え、並列にある 5 臺は一應 0.18% なる同じ感度を有するものとする。斯くの如き状態では、系統の周波數が變化すれば、各調速機は同時に應動し始める事となる。

d. 速度調定率

一般に全負荷と無負荷の間に 3% 位の速度調定率を持たせて居るが、簡單のため兩發電所とも、25,000 kW 負荷時と無負荷時との間に 3% の調定率を有するものとする。従つて各機とも安定後には 5,000 kW の負荷を増加

する事になる。

e. 案内羽根動作時間

千手發電所水車は 5,000 kW の負荷増加に對し、案内羽根動作時間  $T_1=1.5$  秒、山邊の方は  $T_2=1.2$  秒と推定する。

② 速度變合理論及び計算式

水車發電機の負荷が變化した場合の、速度變化の關係式は回轉體の運動方程式から次の如く導き出される。

$$I \frac{d\omega}{dt} = \frac{\Delta q}{\omega} \dots\dots\dots(1)$$

但し

$$I = \text{水車發電機の慣性モーメント、kg-m-sec}^2 \\ = \frac{GD^2}{4g} \quad (\text{ここに } G = \text{回轉體の重量 kg, } D = \text{重心の回轉直徑 m})$$

$$\Delta q = \text{任意時刻 } t \text{ に於ける回轉體の慣性出力 kg-m-sec}^{-1}$$

$$\omega = \text{任意時刻 } t \text{ に於ける角速度、sec}^{-1} = 2\pi N / 60 \\ (\text{但し } N = \text{毎分回轉數})$$

$$\omega_0 = \text{負荷變動前の角速度、sec}^{-1}$$

今速度變化率を  $\epsilon = \frac{\omega - \omega_0}{\omega_0}$  として (1) 式を書變

えると

$$I \cdot \omega_0 \frac{d\epsilon}{dt} = \frac{\Delta q}{\omega_0(1+\epsilon)} \dots\dots\dots(2)$$

$\Delta q$  は負荷變動時には、時間  $t$  の函數であり、或る速度變化により、調速機が應動し始めると水車出力が變化するため、時間に對し複雑な函數となるが、簡單のため時間に比例して變化するものとすれば、(第 4 圖参照)

$$0 \leq t \leq T_s \quad \Delta q = \frac{\Delta Q}{t_1} t \dots\dots\dots(3)$$

$$T_s \leq t \leq t_1 \quad \Delta q = \frac{\Delta Q}{t_1} t - \frac{\Delta P}{T_0} (t - T_s) \dots\dots\dots(3)'$$

(2) 式より

$$I \omega_0^2 (1+\epsilon) d\epsilon = \frac{\Delta Q}{t_1} \cdot t \cdot dt$$

或いは

$$I \omega_0^2 (1+\epsilon) d\epsilon = \left\{ \frac{\Delta Q}{t_1} t - \frac{\Delta P}{T_0} (t - T_s) \right\} dt$$

積分して  $\epsilon^2 \doteq 0$  とし、 $t=0$  で  $\epsilon=0$  なる初期條件を



入れると

$$0 \leq t \leq T_s, \epsilon = \frac{\Delta Q}{2I \cdot \omega_0^2 \cdot t_1} \cdot t^2 \dots\dots\dots (4)$$

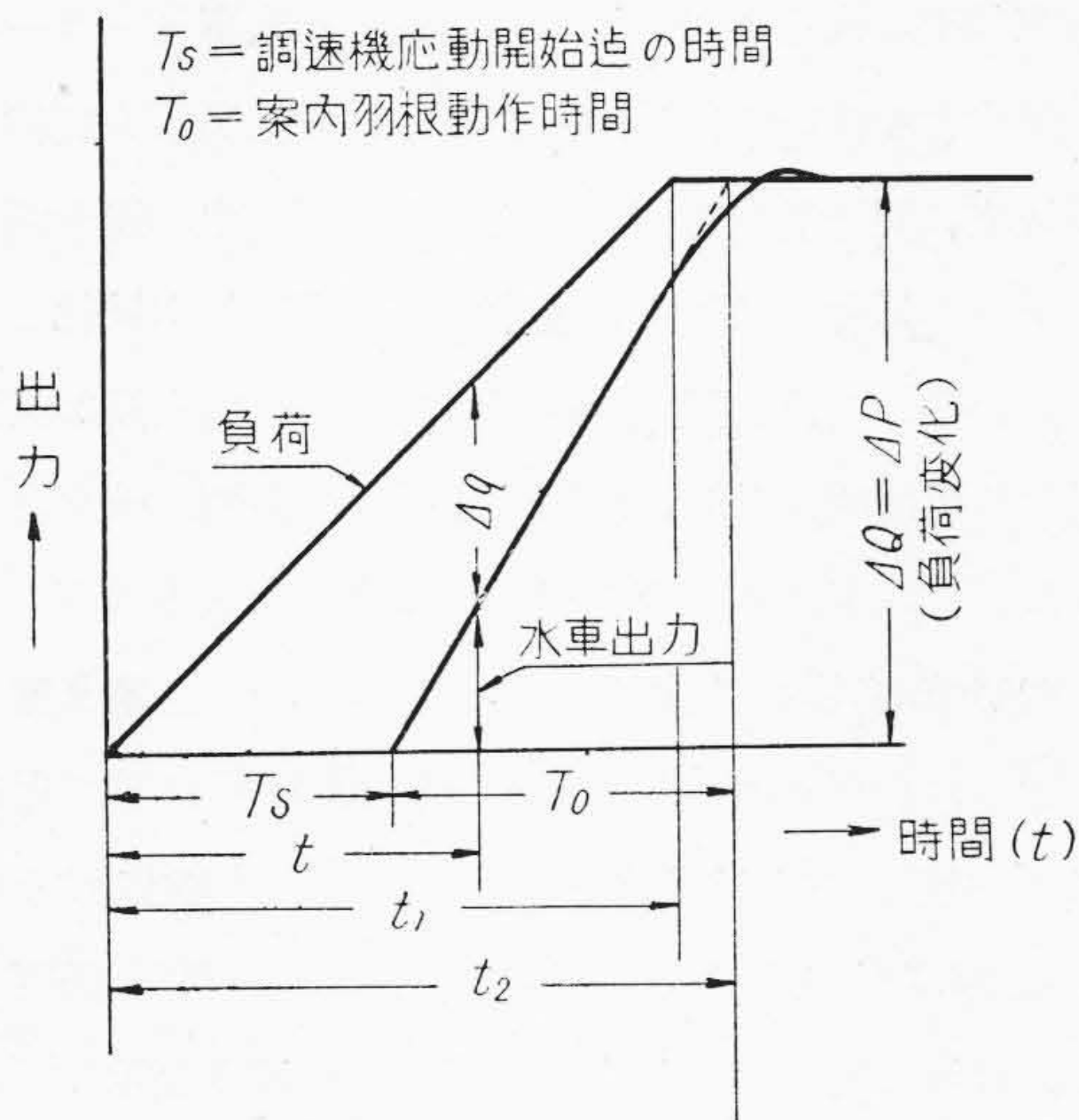
$T_s \leq t \leq t_1$  では

$$\epsilon = \frac{\Delta Q}{2I \omega_0^2 t_1} \cdot t^2 - \frac{\Delta P}{2I \omega_0^2 T_0} (t - T_s)^2 \dots\dots (4)'$$

即ち (3) (3)' 式の如く  $\Delta Q$  が變化する場合は、水車發電機の回轉は (4) (4)' 式に従つて變化する事になる

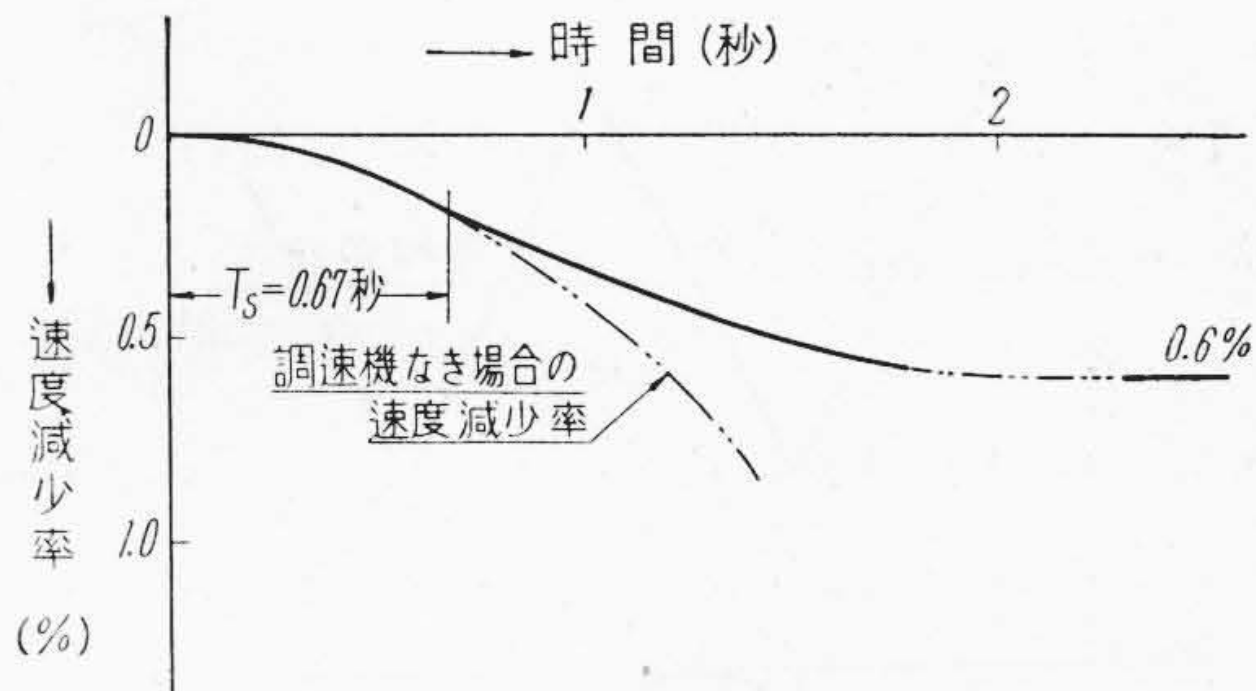
③ 計算結果

上記の式に夫々數値を入れて計算すれば、25,000 kW の負荷變動に對する速度變化、水車出力及び負荷分擔は夫々第5圖及び第6圖の如くなる。即ち速度降下が0.18%に達する迄の時間  $T_s = 0.67$  秒迄は、山邊、千手兩機の回轉體の慣性エネルギーで負荷増加に答える。この場合の負荷分擔量は、夫々の  $GD^2$  の大きさに比例して按

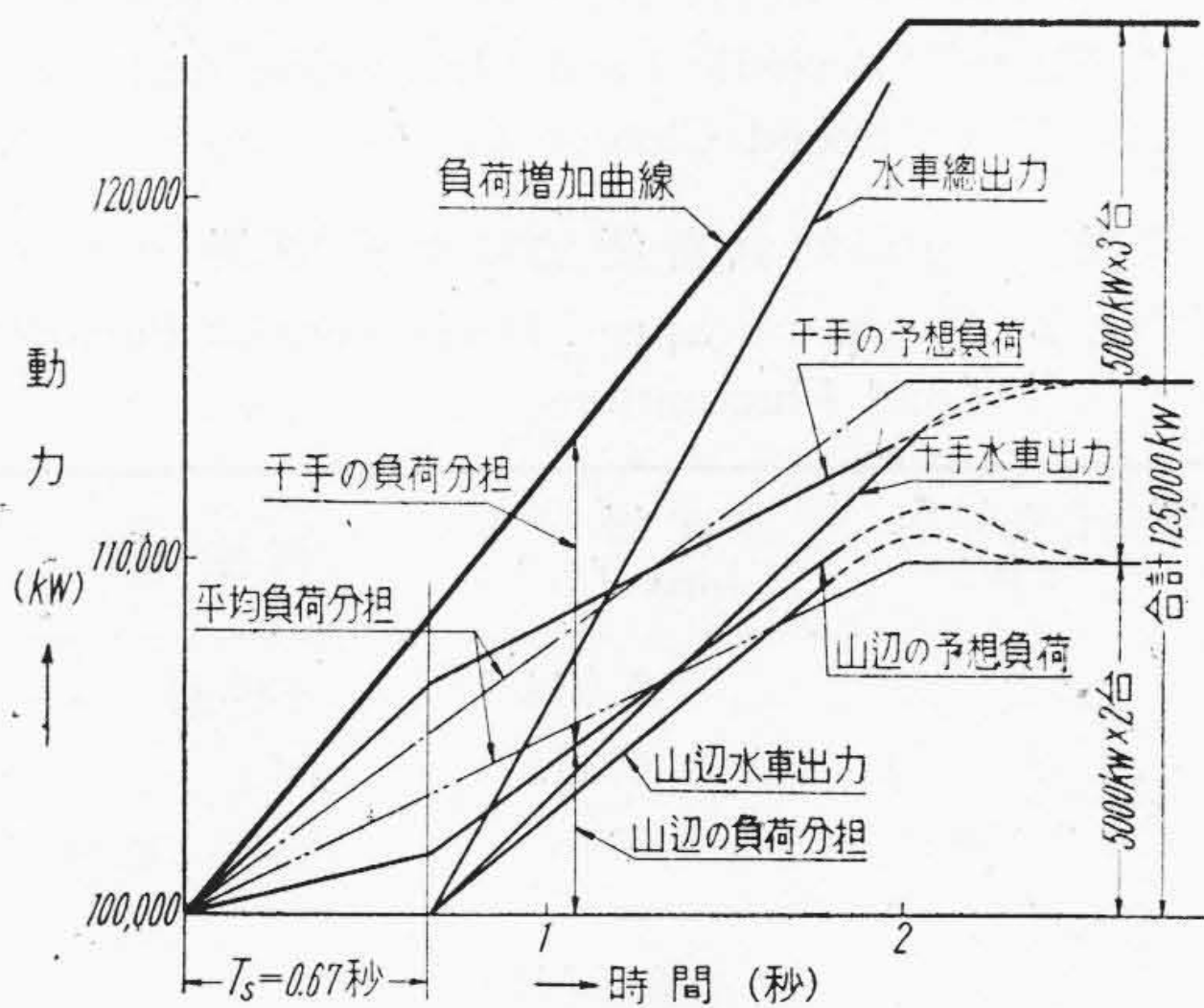


第4圖 負荷變化と時間の關係  
Fig. 4 Relations Between Load Change and Time.

分される。千手機の  $GD^2$  は機械の容量に比して非常に大なるため、算術平均の分擔負荷より餘計エネルギーを放出する結果となつて居る。次に調速機が應動し始めて水車出力を發揮し出すと、單位機が單位時間に發生する動力は、山邊機の方が大となり乍らも、最後には各機とも等分の負荷を擔つて安定するに至る。この時の速度は系統の負荷 100,000 kW の場合に比べて 25,000 kW 増加した場合であるから、 $3\% \times \frac{25,000}{100,000 + 25,000} = 0.6$



第5圖 速度減少率曲線  
Fig. 5 Speed Decrement Curve.



第6圖 兩發電所負荷分擔狀況  
Fig. 6 Load Sharing Curve of Both Power Station.

% 丈け減少する。結局サイクルとしては 0.3% 丈け低下する結果とはなるも、こゝに安定する迄に、より大なる速度低下、又は脱調する様な異狀現象は全く無い事が明かにされたわけである。

(2) 周期的負荷變動が有る場合

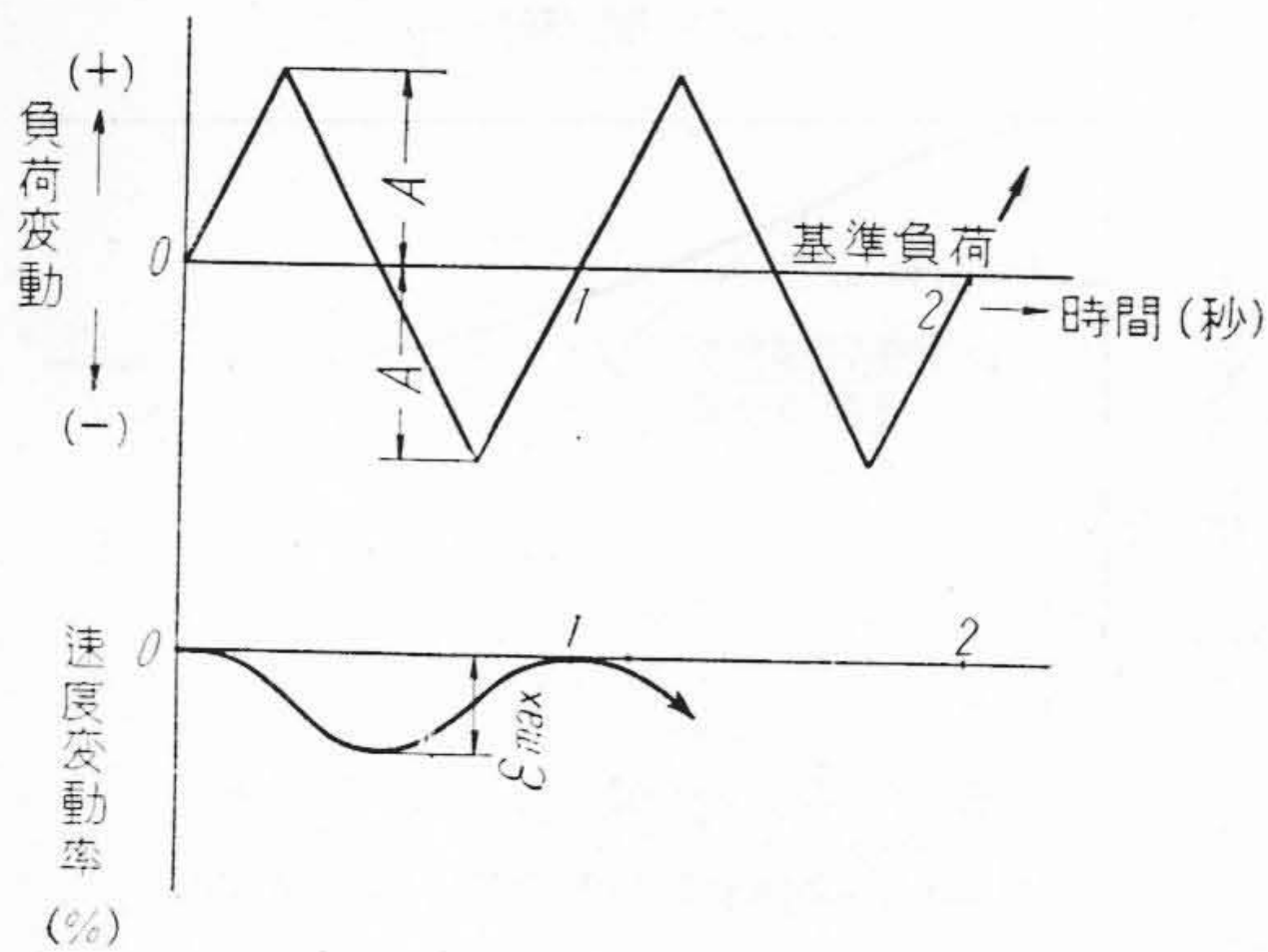
a. 運轉條件

武藏境受電所で實測された負荷變動値を考え、次の條件を設ける。

- 負荷變動振幅  $A = \pm 2,000$  kW 及び  $\pm 5,000$  kW
- 負荷變動周期  $T = 1$  秒
- 並列運轉臺數 千手發電所 2 臺

この場合の負荷變動曲線は第7圖の如く、直線的と假定し速度變動率  $\epsilon$  を前記の算式を用いて求め、その最大値を  $\epsilon_{max}$  とすれば、第2表の如き結果が得られる。





第 7 圖 周期的負荷變動及び速度變動率曲線  
 Fig. 7 Periodic Load Fluctuation and Speed Change Curve.

第 2 表 周期的負荷變動時の速度變動率  
 Table 2 Maximum Speed Decrement at Periodic Load Fluctuations.

變動負荷振幅 A (kW)	速度變動率 $\epsilon_{max}$ (%)	調速機動作
±2,000	-0.044	不應動
±5,000	-0.111	同
±8,100	-0.18	始めて應動

山邊發電所 2 臺

$\epsilon_{max}$  を 0.18% とおき、A を逆算した結果 ±8,100kW となつたもので、負荷變動周期が 1 秒の場合は、變動負荷値が ±8,100 より小さい間は、エネルギーの出し入れは回轉體の慣性のみで行われ、調速機は應動しないと云う事が分る。

(3) 結論

結局結論として考えられる事は、上記 (1), (2) なる最も急激なる電鐵負荷の變動を、最も苛酷なる條件の下で受けたとしても、なお且この程度の安全性が確保せられるわけであるが、實際製作された調速機の感度は、0.1% 以下に出来て居るため、上記計算例で示す結果より遙かに確實にして安定せる運轉が得られる事が分る。

[V] 主機及び附屬装置

本發電装置は、國鐵の心臓部である東京都を中心とする大動脈え送電する原動電であるため、運轉の確實を主眼とし、能率の優秀を旨として設計、製作された。又終

戦後最大容量の記録品でもあり、使用材料に就ても特に注意された。設計、製作、検査、試験、据付等は、信濃川第 1 期、2 期工事としての千手發電所機器とほぼ同様な國鐵仕様によると共に、國鐵仕様書、JES、JEC 及び國鐵東京鐵道機器製作監督事務所の御指示により、材料、原料検査より完成検査に至る迄嚴重なる立會の下で製作された。

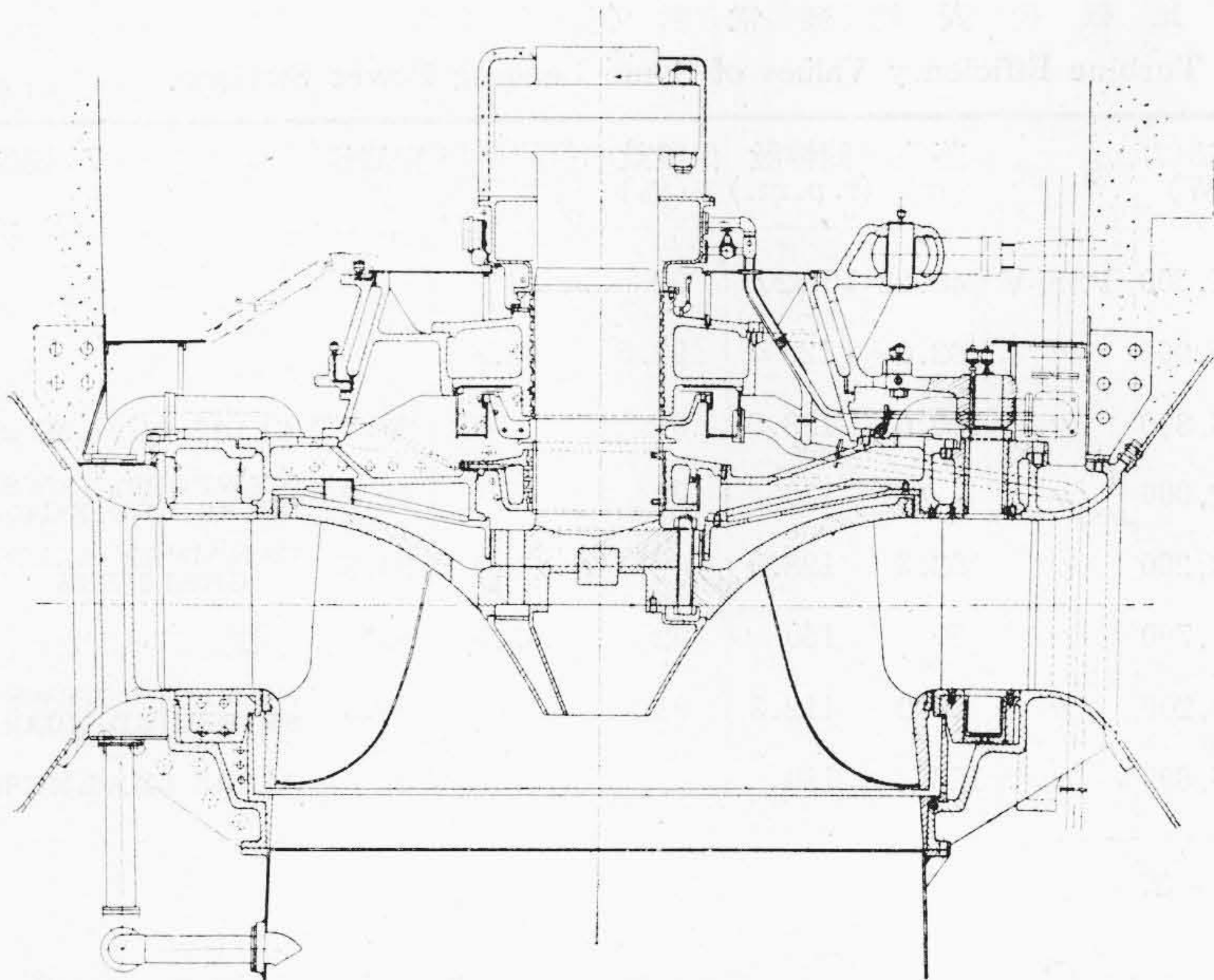
計畫に當り、將來 60 サイクル運轉も起り得る豫想の下に各部強度及び運轉特性を、60 サイクルにも適應する様に設計し、當分の間は 50 サイクル運轉を建前として 50 サイクル専用ランナーを納めた。第 8 圖は主水車の組立斷面を示す。以下特記に値する點丈けに就て説明し度いと思う。

(1) 水車効率及び横型試験結果

水車効率の向上に對しては、從來より水車メーカーとして最も力を注いで來た點であるが、當工場水力實驗室開設以來、同一装置を用いて約 15 年間の中に幾十個のランナーの試験の結果と、實物水車の現地効率試験こそないが、多くの出力試験の結果よりして、自家模型試験に對する信頼度が増し、從つて設計上の指標が確立されて來た。この事は本水車に對して保證した水車効率の値と、實際模型試験と比較して見ても良く分る。第 9 圖に示す如く、水車の最高効率、は 23,000 kW に於て保證 92% に對し、模型試験結果はムーディーの換算式を用いても 93.7% となり、山崎式を用うれば 95% 程度となり、實物に於ては 94% 位は達せられる事を示して居る。なお本模型は實物の 1/5.72 の尺度比で案内羽根から吸出管出口端に至る迄、完全に相似に製作された。

次にこの効率値は、同程度の容量の外國製機械に比べて如何に優れたものであるかは、第 3 表の最近に於ける米國の實例として發表されたもの<sup>(2)(3)(4)</sup>を見れば自から明かとなる。なお分り易く點を取つて見れば、第 10 圖の如くなる。米國に於ける大容量のものゝ、實測値が意外に値が低いのは疑問を抱かざるを得ないが、恐らくギブソン法の缺陷に起因するものと察する。それは最近の ASME POWER TEST CODE に於て指示するギブソン法<sup>(6)</sup>は、昔ながらの水銀 U 字管により水壓變動

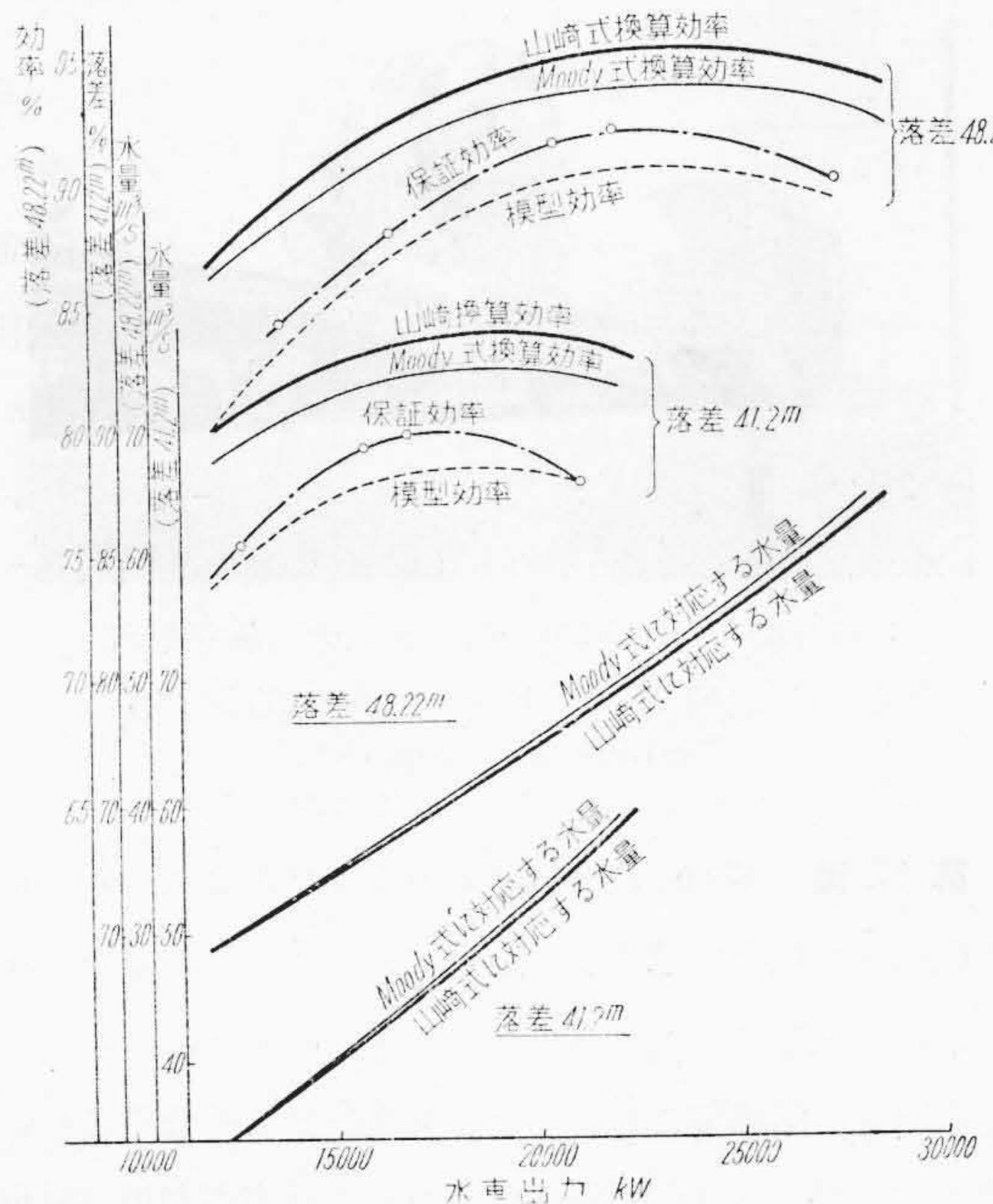




第8圖 27,500 kW 水車組立斷面圖

Fig. 8 Cross Section Through 27,500 kW Hydraulic Turbine.

を記録する方式を採用して居り、この方法は水銀柱の慣性のため如何に誤差が生ずるかは、H式瞬時壓力測定裝

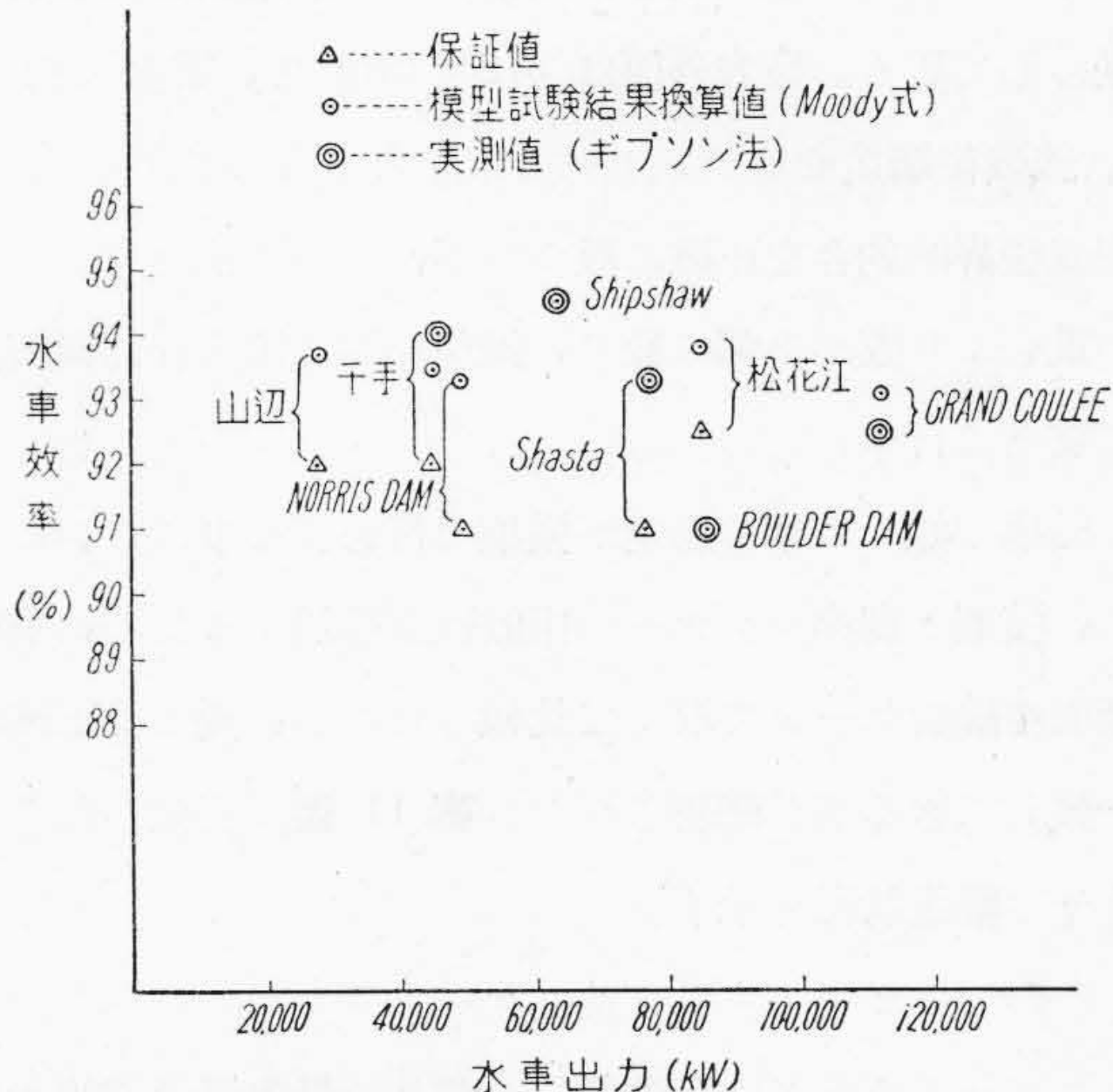


第9圖 水車特性曲線

Fig. 9 Turbine Guaranteed Efficiencies and Model Test Results.

置による測定結果と比較して、既に舊ギブソン法は採用し得ぬ結論が日本機械學會水車研究部會からも出されて居る。この新しいギブソン法を採用すれば、未だ多少効率上がるがそれにしても保證値は案外低い様である。何れにしても米國の代表的發電所に於ても、實物水車効率測定は困難を極めたものと考えられる。實測結果も必ずしも當を得たものとも云えぬ様である。實際問題として、この種現地試験が如何に困難なものであり、同時に正確な値を期待する事がむずかしいかを熟知する専門家の間では、前々から寧ろ正確な模型試験によつて、効率丈は認定

した方が良くと云う考え方が強くなつて來て居る様である。事實米國 TVA の發電所、例えば Guntersville 34,000 hp., Chickamauga 36,000 hp., Pickwick Landing 48,000IP 等では、水車効率の認定は模型試験結果で



第10圖 水車效率保證値及び測定値の比較

Fig. 10 Comparison of Efficiency Test Results on Various Turbines. (guaranteed  $\Delta$ , model test results  $\odot$ , and field test results  $\odot$ .)



第3表 水車効率比較代表的發電所例

Table 3 Comparison of Turbine Efficiency Values of Some Leading Power Stations.

發電所名	國別	年度	水車出力 (kW)	型式	落差 (m)	回轉數 (r. p. m.)	保證効率 (%)	模型試験換算 率(%)	實測値 %	製造者
山邊	日本	1951	27,500	FSS-V	48.22	167/200	92	94	—	日立
松花江	滿洲	1944	85,000	//	63.0	125	92.5	93.8	—	//
SHASTA	米國	1944	76,800	//	100.6	138.5	91	—	93.3	ALLIS CHALMERS
GRAND COULEE	//	1942	112,000	//	//	120	93	—	92.2	NEWPORT NEWS SHIPBUILDING Co.
SHIPSHAW	カナダ	1942	63,200	//	63.5	128.5	—	92.4	94.5	CANADIAN ALLIS CHALMERS
千手	日本	1940	44,700	//	50	150	92	93.5	94*	日立
NORRIS DAM	米國	1936	49,200	//	50.2	112.5	91	—	93.3	NEWPORT NEWS SHIPBUILDING Co.
BOULDER DAM	//	1935	85,800	//	128	180	—	—	91	ALLIS CHALMERS

註 \* 鹽水速度法、其他はギブソン法

行い、現地試験では出力試験丈けを行つて居る<sup>(5)</sup>。本發電所の場合もこの考え方を採用して居り、引渡し試験は公式には出力試験丈けで行う事になつて居る。効率の認定は一應模型試験の結果で済んで居るが、実際には参考に、ギブソン法と鹽水速度法で現地試験は行われる事になつて居る。

#### (2) ランナー

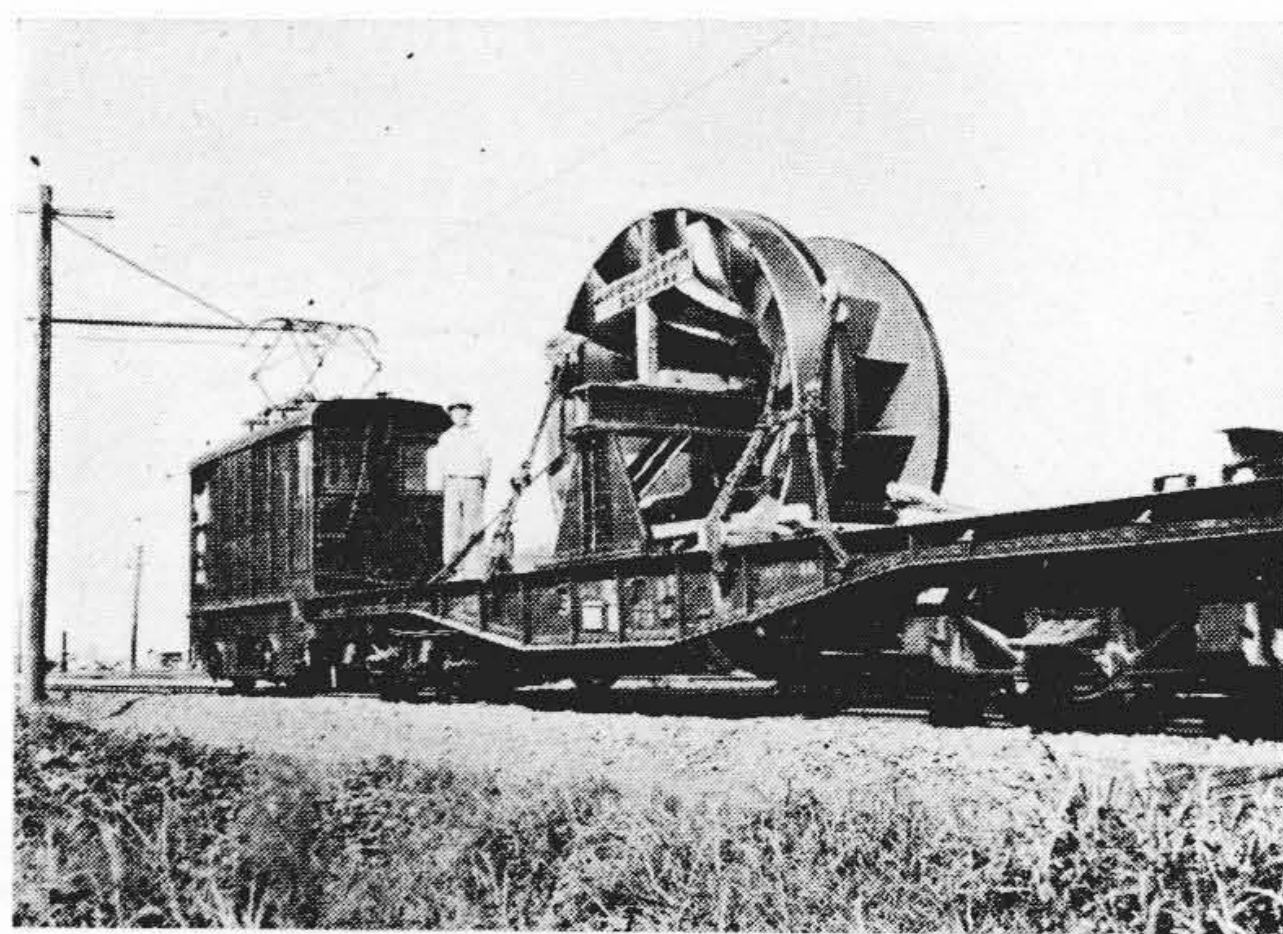
本ランナーは鑄鋼製で、上下2個の鍛鋼製磨耗環を焼嵌めして居る。最大外径は3,260 mmで、重量は約16 t、終戦後鑄造せるランナーの中最大のものであつた。完成後靜的釣合を正確に取つたが、その方法はランナーの重心より僅か上部に於て、鋼球を以て焼入れた硬板面で支えて行つた。

前述の如く効率の認定が模型で行われる事になつたため、模型と實物ランナーの相似性を確認するため、羽根断面曲線をゲージで取つて比較されたが、極めて正確に一致して居る事が確認された。第11圖は完成したランナーの輸送状況を示す。

#### (3) スピードリング及びケーシング

スピードリングは鑄鋼製二つ割り、最大径5,200 mm、高さ約2,000 mm、重量約27 tであるが、半割りでこの様に大型のものゝ鑄造、焼鈍工程中に發生する歪を防止するため、特殊の鑄造方法を採用した。

スパイラルケーシングは入口径3,500 mm、その部の鋼板の肉厚22 mmで、全部鉚接手となつて居る。板取りの関係で2枚の板を衝合熔接した部分は總てX線検査を行い細心の注心が拂われた。



第11圖 27,500 kW 水車ランナー輸送状況  
Fig. 11 Finished Runner for 27,500 kW Turbine in Shipment.

第12圖は工場に於けるスピードリングとケーシングの假組立の状況を示す。

#### (4) 水車蓋

水車蓋は鑄鋼製にして内側と外側の2つに分割され、各々二つ割りとなつて居る。外側蓋には案内羽根が取付けられて居り、スピードリング上部フランジ面に締付けられる。内側蓋の方は外径をランナーより大きく設計さ





第 12 圖 スパイラルケーシングの工場組立  
Fig. 12 Spiral Casing Assembled at the Works.

れ、外側蓋及びそれに取付けられて居る案内羽根関係品をいぢることなく、内側蓋を取去ればランナーが取出せる如くなつて居る。このためパーレル内の狭い空間でも比較的容易にランナーの搬出入が可能にされた。

主軸が上蓋を貫通する部分の漏水防止には、獨特のシーリングボックスと稱するパッキングを全然使用せざる構造のものを置き、廻轉する主軸面との間に、微小の間隙を設け、常時清水を供給し、水封を行う。洪水その他使用水が混濁する際は、グリースを少量供給して洩水を抑制させる様になつて居る。本構造の最も大きい特長は従來の如き填函の場合には共通して木綿、パッキングなり、カーボンリングなり、夫々特殊のパッキングを回轉軸に押え付けて水密を保つ原理のものであつたため、水質の悪い場合は短時日の間に主軸は磨耗せしめられてしまい、且常時パッキングの締代が適度である事を點檢しなければならぬので保守が極めて面倒であるに反し、本装置による場合は、全然調節點檢を必要としないため、保守が非常に簡単になる。

第 13 圖は 27,500 kW 水車の工場組立の状況を示す。

#### (5) 吸出管

吸出管はエルボ型で垂直部及び水車方向への曲り終り部分迄は厚さ 9mm の鋼板ライナを付し、これより先の水平部分はコンクリートだけで作られた。第 14 圖はこのライナを示す。水

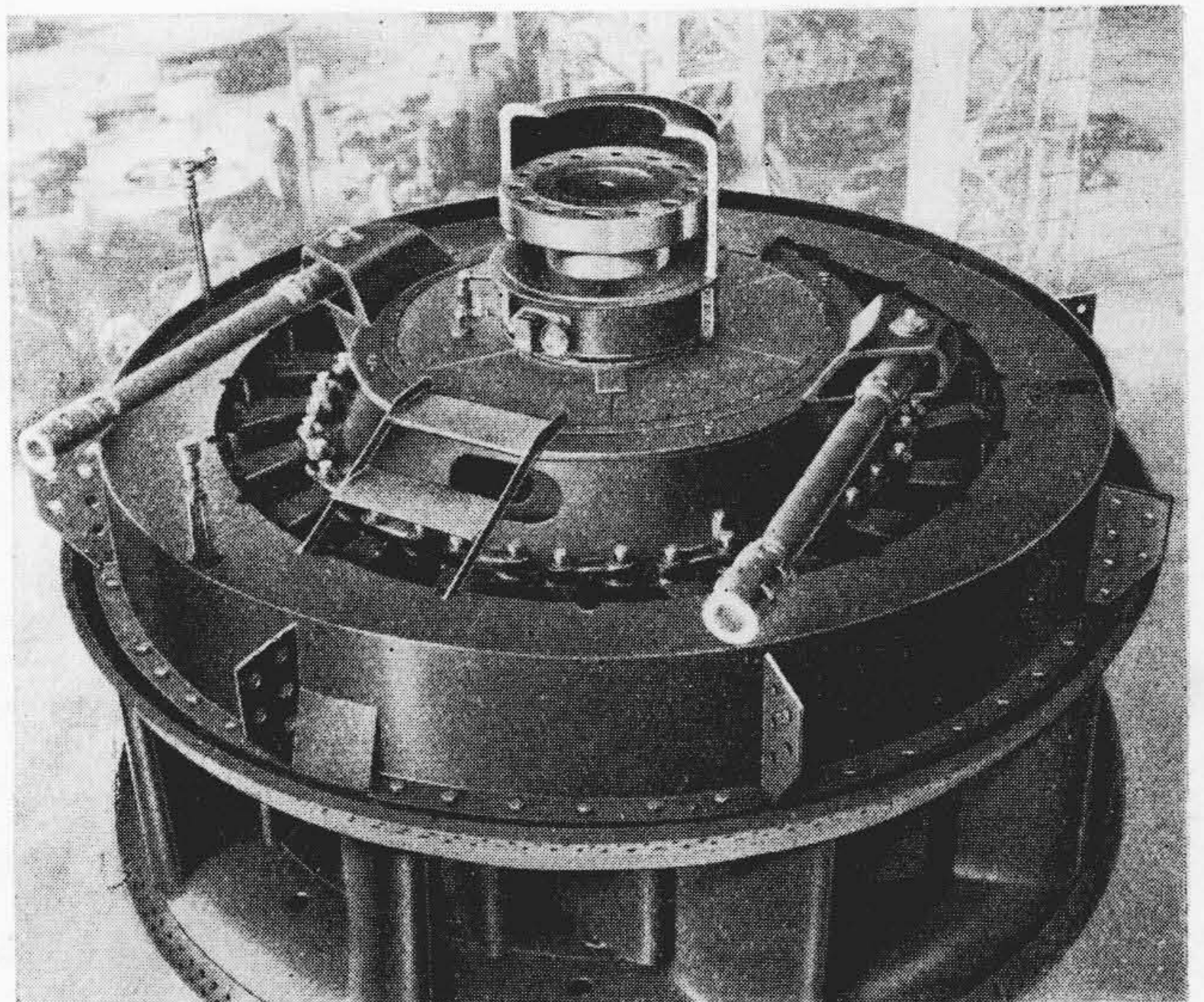
車に接続する部分の口径は 3,520 mm で、出口幅 9,700 mm, 同高さ 1,750 mm で、重量は約 18 t である。

水車の部分負荷に於て發生する吸出管部振動防止には、通常吸出管上部に空氣管を差渡して中心部に給氣するのが普通であるが、本水車に於ては、ランナー出口直径は 3,150 mm にも達する龍大なものであり、ランナーより放出される水流に對して充分なる強度を保たしめる事が困難なるため、第 6 圖でも分る如く、5 吋の給氣管を水車上蓋に導き、ランナーと主軸の接

手部の給氣孔を通してランナーボスカバーの下端より吸出管中心部に給氣する特殊構造が採用された。

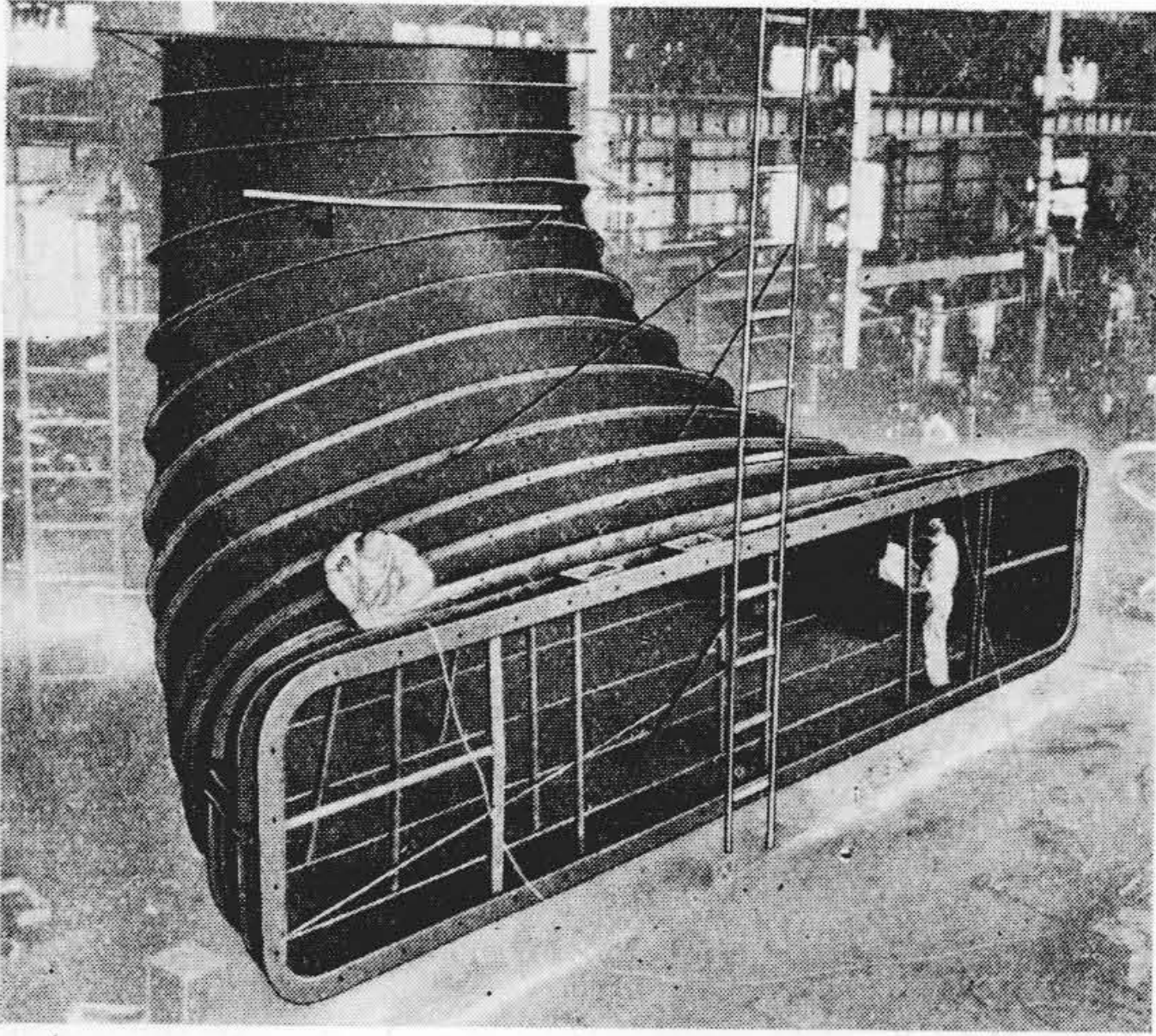
#### (6) 主要弁

主要弁の弁體及び弁は鑄鋼製にして、弁體の方は輸送の都合で二つ割りとし、弁の外周にはゴムリングを設けて漏水を殆んど絶無にせしめて居る。弁の開閉は日立特許の 4 個のサーボモータの油壓操作で行われ、その開閉時間は 4 分以下に調整可能となつて居る。開閉時間は何れも配壓弁の排油側を絞る設計となつて居るため、萬一油壓が落ちる事があつたとしても、水流により急閉鎖す



第 13 圖 27,500 kW 水車工場組立状況  
Fig. 13 27,500 kW Turbine Assembled at the Works.





第14圖 吸出管ライナー  
Fig. 14 Draft Tube Liner.

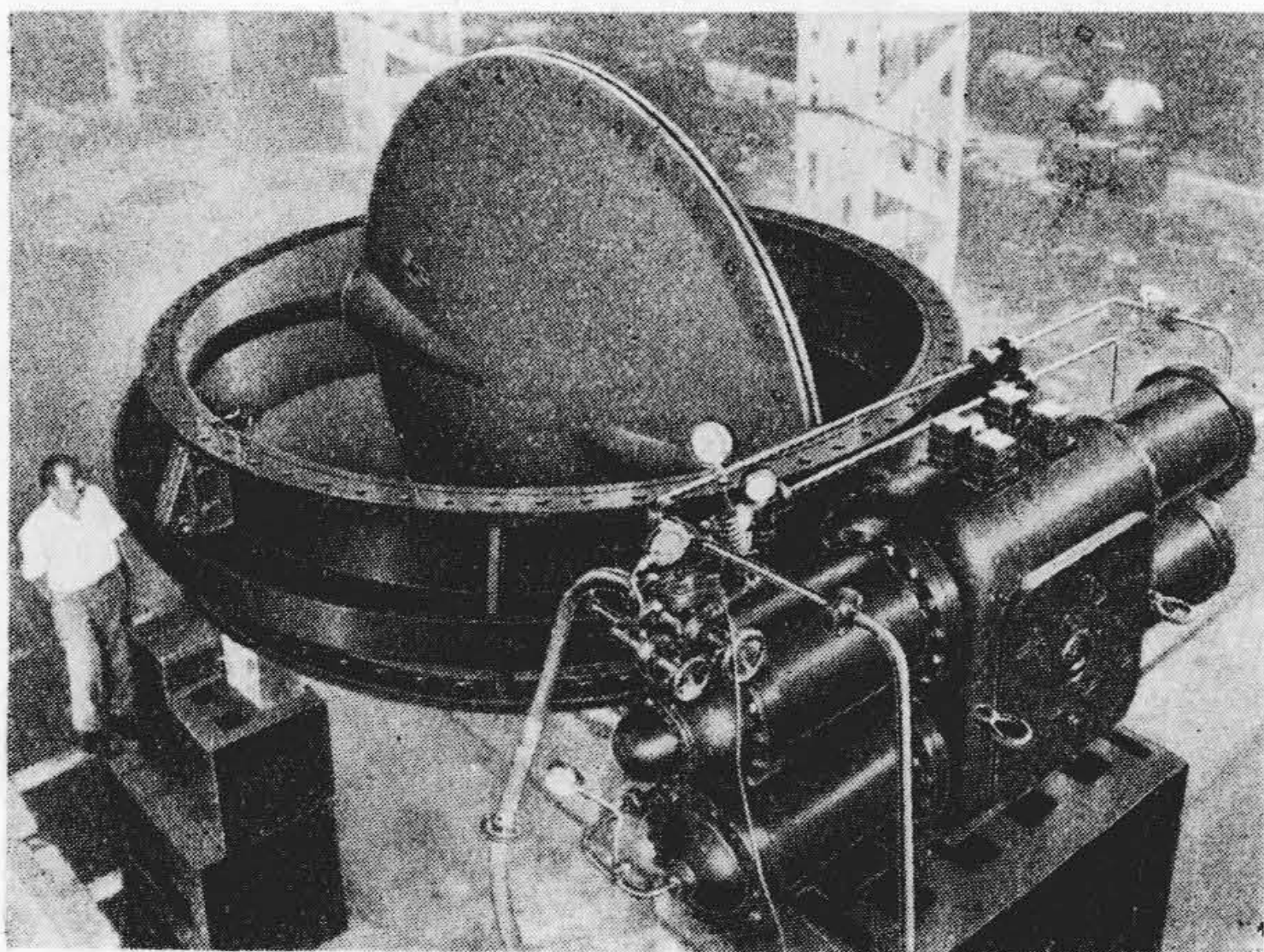
る様な危険は全く皆無である。なお全閉位置に於てはゴムリングを必要以上に締め過ぎぬ様、サーボモータには調整可能のストッパーが設けられて居る。

第15圖は主要弁の組立完成後最低動作壓力測定試験中の状況である。

弁開度は弁自体に取付けられた開度送信器で分ると同時に、操作盤にも指示計を設けて明示する様にされた。

#### (7) 調速機

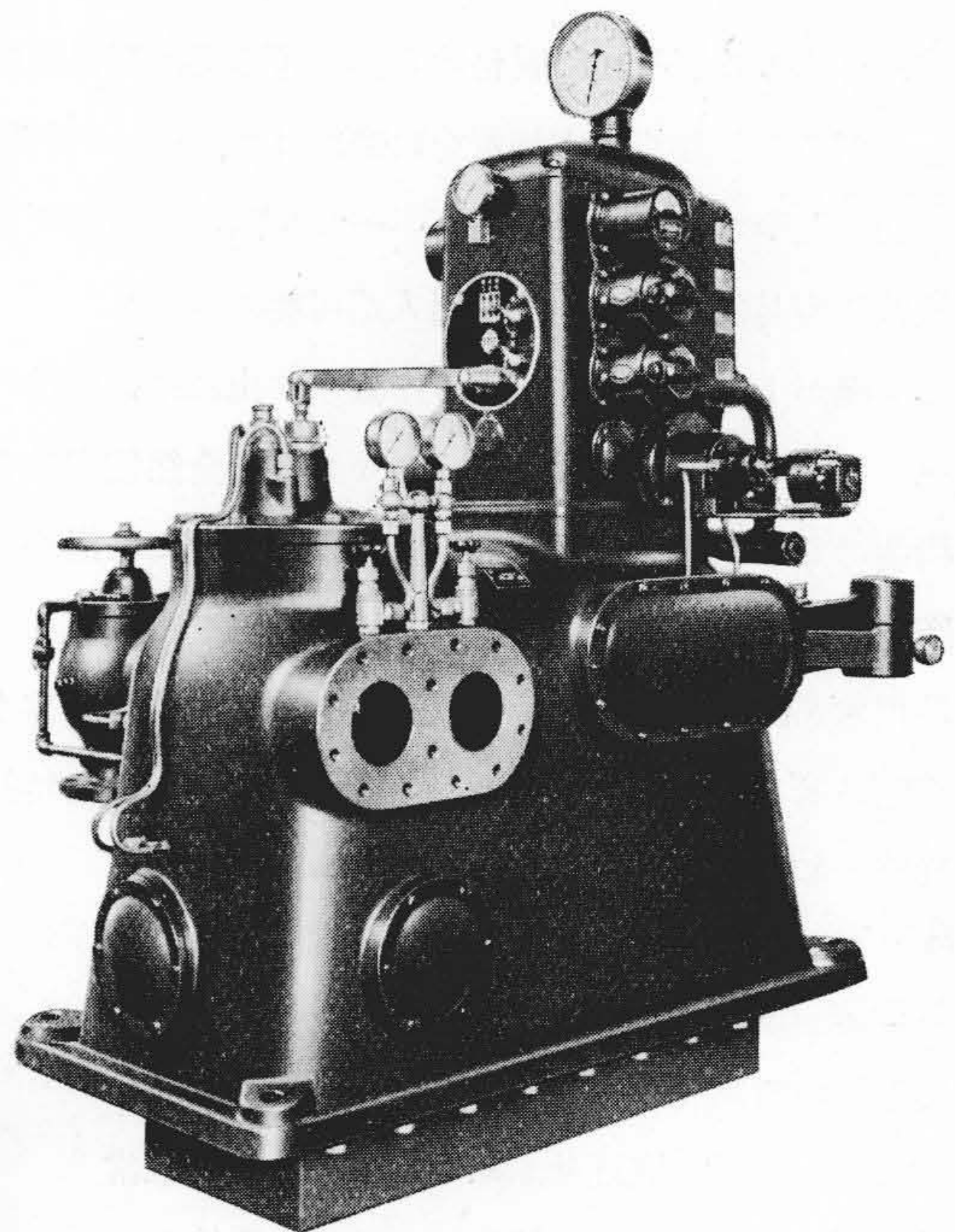
本調速機は第16圖に示す如きアクチュエーター型である。前項記載の如く千手発電所又は火力発電所と並列運轉するためには、調速機の感度は極力高い事が好まし



第15圖 3,500 mm 主要弁  
Fig. 15 Main Inlet Valve, 3,500 mm inside diameter.

い。日立新型調速機は従来から高感度、高性能を發揮して居り、已に感度 0.02% 程度のもの迄製作した経験を有する。本発電所のものも指定仕様書では 0.1% 以下たることゝ指示されて居るが、製品の工場試験結果はこれより遙かに小さい値を示して優秀な結果を以て合格して居る。一般に感度を良くするには、

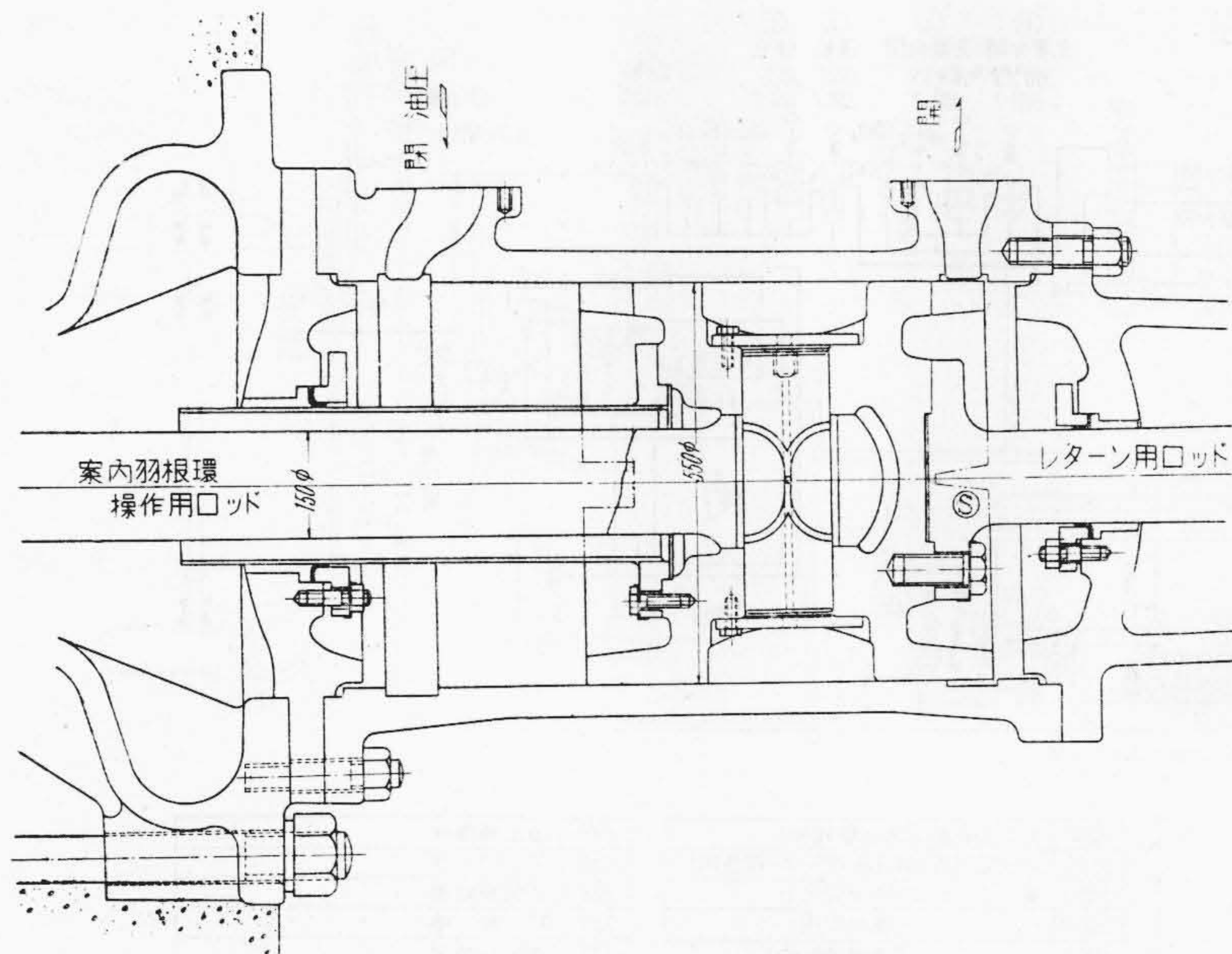
- a. スピーダーの感度が優れて居る事
- b. 配壓弁のラップが小さい事
- c. スピーダーから配壓弁及びサーボモータに至る間にガタがない事



第16圖 日立 VM #80 型電動調速機  
Fig. 16 Hitachi Type VM #80 Motor Driven Governor Actuator.

等が決定要素となるが、a を満足せしむるためには、スピーダーにはナイフエッジやピン、リンク等は避けなければならない。又ジャンピングは絶対に発生せざる構造でなければならない。このためスピーダーの駆動装置には特別の対策が必要になる。b は餘り度を過すと徒に洩油を増して害の方が大きくなる。c は a と同様に特別の機構を採用せざればなかなか目的を達する事は困難である。日立新型調速機はこれ等の點から





第 17 圖 サーボモータ閉鎖緩衝装置  
Fig. 17 Cushioning Device of Servomotor Piston.

すれば殆んど條件を全部満足して居り、例えばスピーダの動きは、直接レバーで配壓弁を動作させるのではなくスピーダの動作はそのまゝ一次配壓弁の動作となり、油壓操作を通して二次配壓弁を急速に大きく動作せしむるので、ガタが介入する所がない。この様な構造の採用によつてのみ、上記の如き高感度は達せられるのである。

次に案内羽根操作サーボモータは、ピストン直径 550 mm で行程は 330 mm のもの 2 個をバーレルの外壁面の位置に取り付けて、バーレル内部に突出して水車の分解の邪魔をする従来の据付方式を避けた。

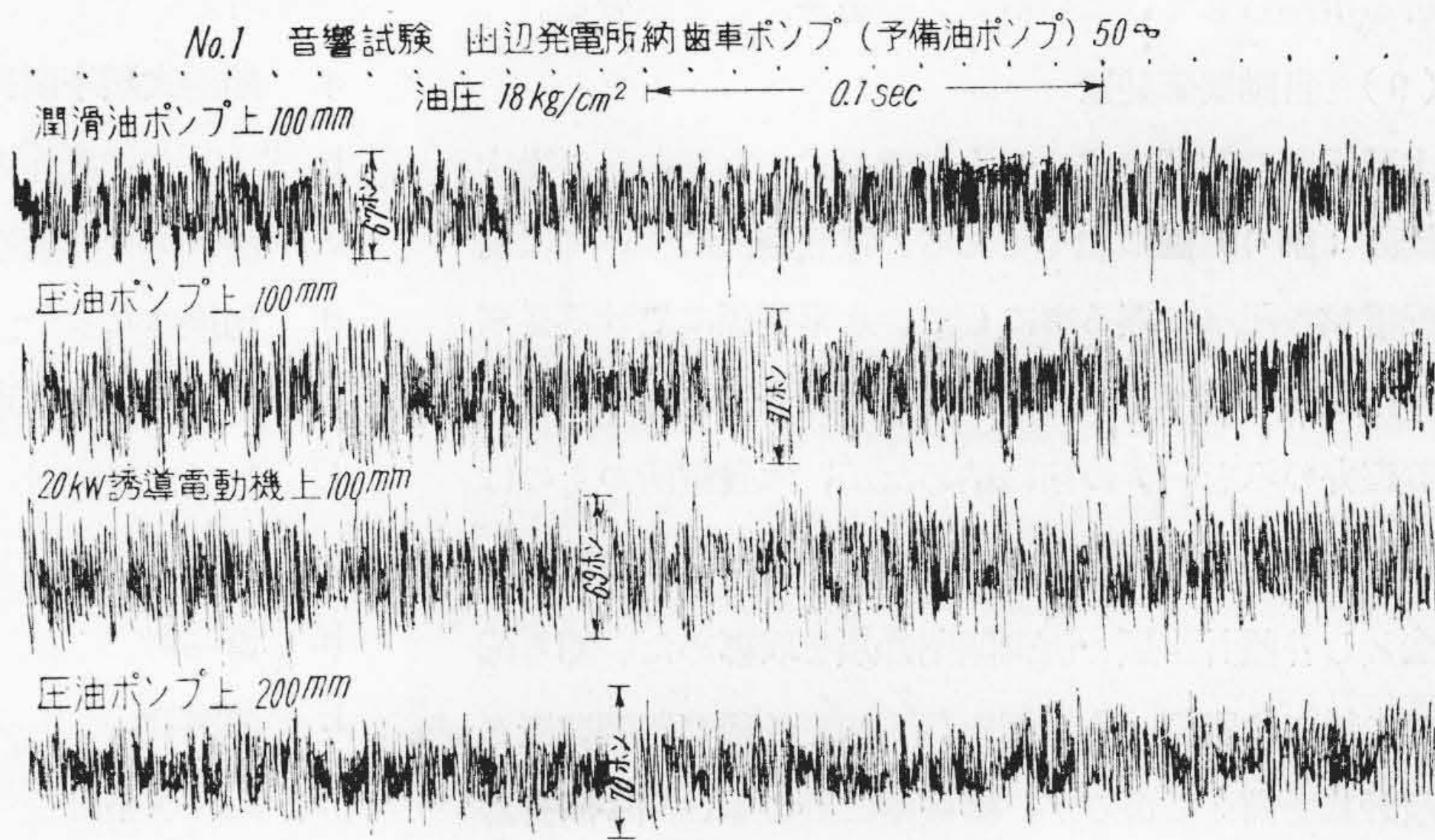
サーボモータの容量が大となるに従い、急閉鎖する場合行程の最後に於てピストンが強く油圧筒に衝突して衝撃を興える事を防ぐため第 17 圖に示す如く排油口にかゝるピストンの錐

部に⑤で示すV字形の切欠を設け行程の終りに近づくに従い、油の逃げ道を絞る事により、緩衝作用を効かせる様に工夫された。

(3) 壓油装置

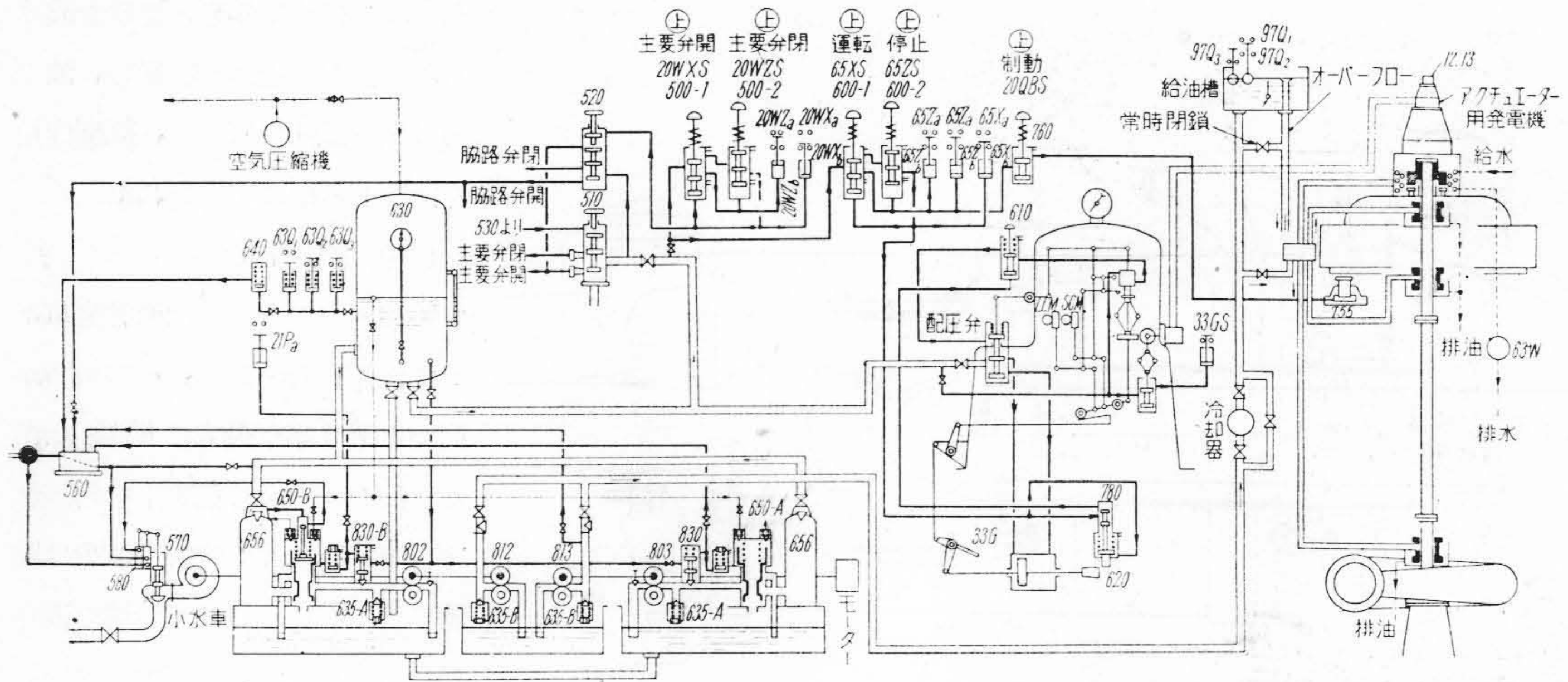
壓油ポンプとしては通常齒車ポンプが用いられるが、その音響が高いと云う事が最大の缺點である。然し「はずば齒車」を用うれば、平齒車に比し音響の減少は顯著になるが、それでも苦情を洩らされる場合が無いとは云えない。日立製作所では昭和 3 年頃より以降は總べて「はずば齒車」を採用して來たが、最近齒切機械作業其の他の精度を高めて、後で殆んど手加工を加えずして組立てる様に

した結果、振動、音響共に非常に低減され、ポンプ効率も油壓 18 kg/cm<sup>2</sup> に於て 85% 程度に達する好成績が得られた。第 18 圖は本發電所納入のものについての音響測定試験のオシログラムである。周囲の離音の影響を避けるため、夜半に本装置丈けを單獨運轉して測定したものである。マイクロフォンをポンプ、電動機の上 100 mm の所に置いて測つた結果は、50 ㄱ に於ては約 71



第 18 圖 壓油ポンプ音響試験結果  
Fig. 18 Noise Test Results of Pressure Oil Pump.





自動器具番号表

20WXS	電 磁 石 (主要弁開用)
20WZS	" (主要弁開用)
65XS	" (调速機運転用)
65ZS	" (水車停止用)
20QBS	" (制動用)
20WXab	油圧開閉器 (20WXS用)
20WZab	" (20WZS用)
65Zab	" (65ZS用)
65Xab	" (65XS用)
63Q <sub>1</sub>	油圧継電器 (起動用)
63Q <sub>2</sub>	" (警報用)
63Q <sub>3</sub>	" (停止用)
12/13	遠心力開閉器
21P <sub>a</sub>	油圧開閉器 (小水車起動信号用)
33G	ガイドベーン位置開閉器
97Q <sub>1</sub>	浮動開閉器 (起動用)
97Q <sub>2</sub>	" (警報用)
97Q <sub>3</sub>	" (停止用)

63W	水流継電器 (起動及警報用)
33GS	油圧開閉器 (调速機スピード保護用)
500-1	電 磁 弁 (主要弁開用)
500-2	" (主要弁開用)
600-1	" (调速機運転用)
600-2	" (水車停止用)
760	" (制動用)
510	主要弁用配圧弁
520	全上用補助弁
530	水圧作用弁
560	小水車運転弁
570	小水車入口弁兼制速機
580	全上用配圧弁
610	调速機工マーゼンシーバルブ
620	鎖錠装置
630	圧 油 槽
635-A	安 全 弁 (圧油ポンプ用)
635-B	" (潤滑油ポンプ用)

640	油圧補償弁
650	アンローダー
656	空気補給槽
755	制 動 機
780	油圧切換弁
802	圧油ポンプ (補助)
803	" (主)
812	潤滑油ポンプ (補助)
813	" (主)
830	油圧切換弁

第 19 圖 山 邊 發 電 所 自 動 制 御 系 統 圖

Fig. 19 Automatic Control System Drawing of Yamabe Power Station.

フォンで、電動機單獨運転の際ですら 69 フオンを示して居る事からして、このポンプの優秀なことが分る。

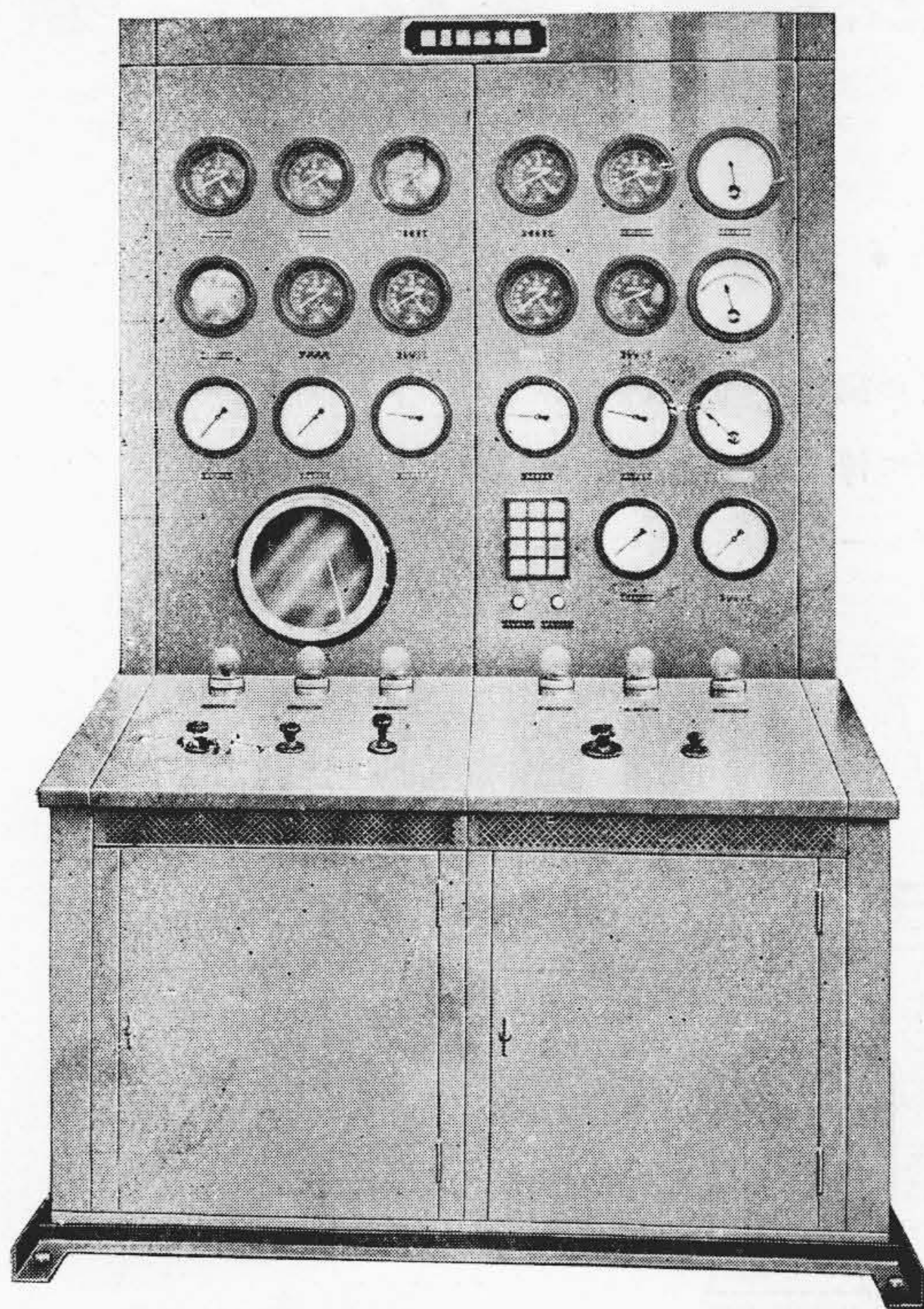
(9) 自動制御装置

本発電所の制御方式は一人制御方式であり、その操作系統圖は第 19 圖の如くである。電気關係については別項配電盤の記事に譲る事にして、水車關係に於ける従來との相違點を述べる。自動操作用電磁弁は、従來のものは電磁弁のみを一つの箱に納めたが、本発電所のものは第 20 圖の如く鋼板製直立盤とベンチボードを合體した構造とし各種計器類と制御開閉器類を取纏めた。即ち配電盤に於ては所謂一人制御を行う如く各種の制御装置と各種計器を備えて居るが、機械室に於ても、順序制御器によつて水車の起動、停止を行う外、動作表示も設け且水車發電機用の計器は一切本制御盤 (水車盤) に取付け

である。これに取付けられた制御器及び計器類は次の通りである。

- a. 順逆式順序制御器
- b. ランプ式動作表示器
- c. 油ポンプ起動停止用操作開閉器
- d. 切換スイッチ
- e. ブレーキ操作用ハンドル
- f. 軸受用溫度計 (各種)
- g. 水壓計
- h. 眞空計
- i. 油壓計
- j. 記録水壓計
- k. 油冷却器の油溫度計、水溫度計
- l. 空氣冷却器の空氣溫度計、水溫度計





第 20 圖 水車室操作盤  
Fig. 20 Controlling Board.

## [VI] 結 言

終戦後我國に於て製作された最大の容量の水車とし

て、山邊發電所用 27,500 kW 水車の概要を述べたが、幾多の特異性を包含した計畫に就て、設計製作上特別なる考慮と研究が盡され、優秀なる製品として完成されて現地へ送られ、目下鋭意据付も進捗し、近く運轉に入らんとして居る。本機の製作を通して實施せられた新企畫が本機の運轉により所期の結果が得られて、斯界の技術の進展に幾分なりとも貢獻出来る様祈つて止まない。最後に本装置の製作に當り御指導、御協力を賜つた國鐵電源課、東京鐵道機器製作監督所及び信濃川地方施設部の關係者各位に對し深甚なる感謝の意を表させて頂き度いと思う。

## 參 考 文 獻

- (1) 小柳美一：信濃川水力發電第三期工事の概要日評、32、60 (昭 25)
- (2) F. Nagler : Shipshaw Power Development Engineering J. April (1944).
- (3) J. J. Burnard : Turbines for Grand Coulee Dam Trans. A.S.M.E. April 231 (1941)
- (4) U.S. A. TVA : The Norris Dam Project TVA Tech. Report No. 1 (627-T)
- (5) G. R. Rich, J. F. Roberts: Kaplan Turbine Installations of the Tennessee Valley Authority Trans. A.S.M.E. May 312. (1941)
- (6) A.S.M.E. Power Test Codes : Hydraulic Prime Movers 21 PTC-18-1949.

# 高 速 度 鋼

日立製作所冶金研究所長 小柳定雄 著  
工 學 博 士

(誠文堂新光社刊)

A列5判 230頁 美装クロス箱入

販 賣 日 立 評 論 社 定價 250圓 十 32圓



特許第 179056 号

亦木 英一

グラブバケット操作用クラッチ・ブレーキの切換装置

本発明は、互いに互鍵されたクラッチ用押上機及びブレーキ用押上機を併置せしめたグラブバケ

ット操作用クラッチ・ブレーキの切換装置において、クラッチ用押上機のレバーの樞軸を、ブレーキ用押上機のレバーの

浮動せる中間部に設けたことを特徴とするものである。ブレーキ用押上機のレバーは、支持腕上の支

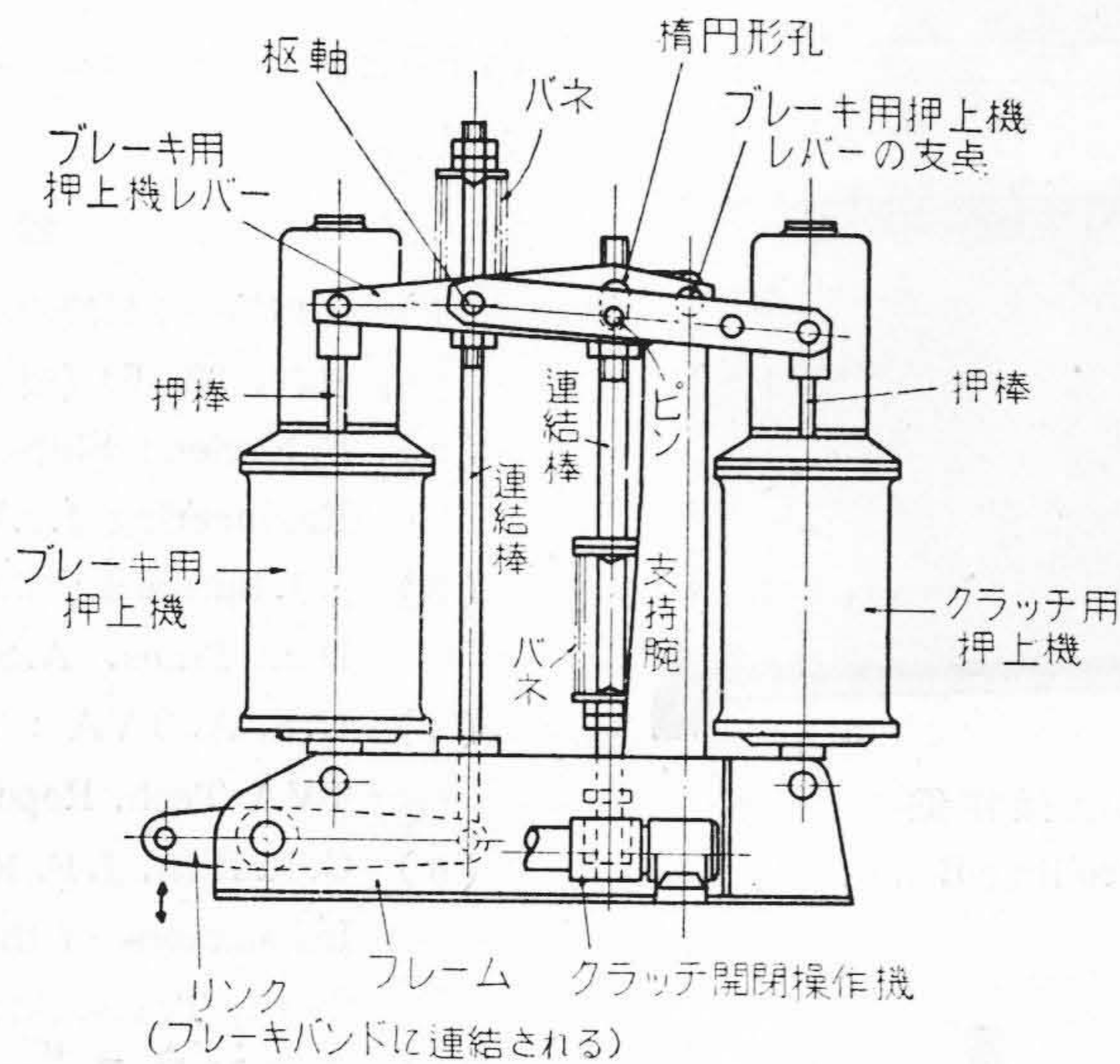
点を中心として、押棒の昇降にともない揺動する。それによって、連結棒をか

その動きは連結棒をかいてクラッチ開閉用操作杆に伝えられる。この連結棒に關連せるピンは、

ブレーキ用押上機のレバーに設けた楕圓形の孔を貫通し、クラッチ用押上機のレバー

に結合される。クラッチ用押上機のレバーの樞軸を、ブレーキ用押上機のレバーの浮動せる中間部に設けた故、クラッチ用押上機のレバーを支持するための腕を別に備える必要がなく、装置全體を輕少にするこ

とが出来る。又、バネその他の部分の調整を行う場合、障害物が少いから、その箇所に接近し易くなり作業に便利である。(富田)



特許第 186362 号

田中 春雄

貯炭槽取出口ゲート開閉装置

貯炭槽から塊炭を取り出す作業中ゲートに大きな塊炭などがはさまり完全にしまらぬ場合、従来のようにゲートが1つだと塊炭が餘分に落下してしまう不都合がある。

この発明は、このような缺點をなくするために、上部ゲート用及び下部ゲート

用氣壓式シリンダをそれぞれ1箇の空氣弁に連結し、普通は上部ゲート用氣壓シリンダを作動して上部ゲートの開閉を行い、上部ゲートが完全にしまらないときは空氣弁を操作レバーにより切換えて下部ゲートを閉めるようにしたものである。(富田)

