

殿山発電所納 17,000 kW カプラン水車ならびに 17,000 kVA 交流発電機について

17,000 kW Kaplan Turbine and 17,000 kVA Alternator
Supplied to Tonoyama Power Station

深 栖 俊 一* 横 井 信 安* 北 野 豊*
Shun'ichi Fukasu Nobuyasu Yokoi Yutaka Kitano

内 容 梗 概

関西電力株式会社，殿山発電所納の 17,000 kW カプラン水車ならびに 17,000 kVA 交流発電機がこのほど完成した。

水車は最高落差 70m に達する高落差カプラン水車であつて，8 枚羽根の新型ランナが採用せられている。その模型試験では模型効率で最高 89% に達し，空洞現象試験ではきわめて良好なる結果をうる事ができた。ランナの材料はブレードをパーライト系不銹鋼，ランナボスを Ni-Cr-Mo 鋼とし，ブレードの両面はきわめて滑かに精密に仕上げられた。案内羽根は自動閉鎖型を採用し，ケーシングおよびスピードリングは四つ割の全熔接構造の鋼板製となつている。调速機は電気式调速機が使用され，一人制御方式が採用されている。

発電機固定子コイルは，1 ターンコイルとし，絶縁には，日立で完成した新合成樹脂“サンラック”を採用した。これは絶縁層に空隙がないこと，作業が容易であること，熱軟化点がないこと，電気的ならびに機械的特性がすぐれていること，熱伝導率が大いことなど，きわめてすぐれた性質をもっている。固定子鉄心は輸送制限のため，現地で丸積みとし，下部ブラケットは，分解することなく固定子内を通つて抜き出せる構造としている。なお電気式调速機の電源となるアクチュエータ発電機は，副励磁機軸上にとりつけられた。

〔I〕 結 言

本邦における高落差カプラン水車の発展は最近に至つて非常に目覚ましいものがあり，その適用落差も年と共に上昇の途を辿つている。第 1 表および第 1 図は高落差カプラン水車の最近の製作記録を示したものである。日立製作所はさきに姫川第 3 発電所用として落差 55m，出力 13,000 kW カプラン水車を製作して本邦高落差カプラン水車の発展の先鞭をつけたが，今回この記録を更新する殿山発電所納の落差 70 m，出力 17,000 kW カプラン水車を製作完成した。

この高落差カプラン水車の製作に当つては模型試験を綿密に行つたほか，水車各部の構造，材質にも十分の検討が行われた。

カプラン水車に直結する発電機は 1,000 rpm の無拘束速度に耐えることが要求されているので，回転子はスパイダなしとし，継鉄はリング状厚鋼板を軸に焼きばめする構造とした。17,000 kVA，11,000 V で 1 ターンコイルとすることは，いわゆる鉄機械となつて，幾分不経済な機械となることはやむをえないが，層間短絡事故の心配が全然ないので，1 ターンコイルとした。

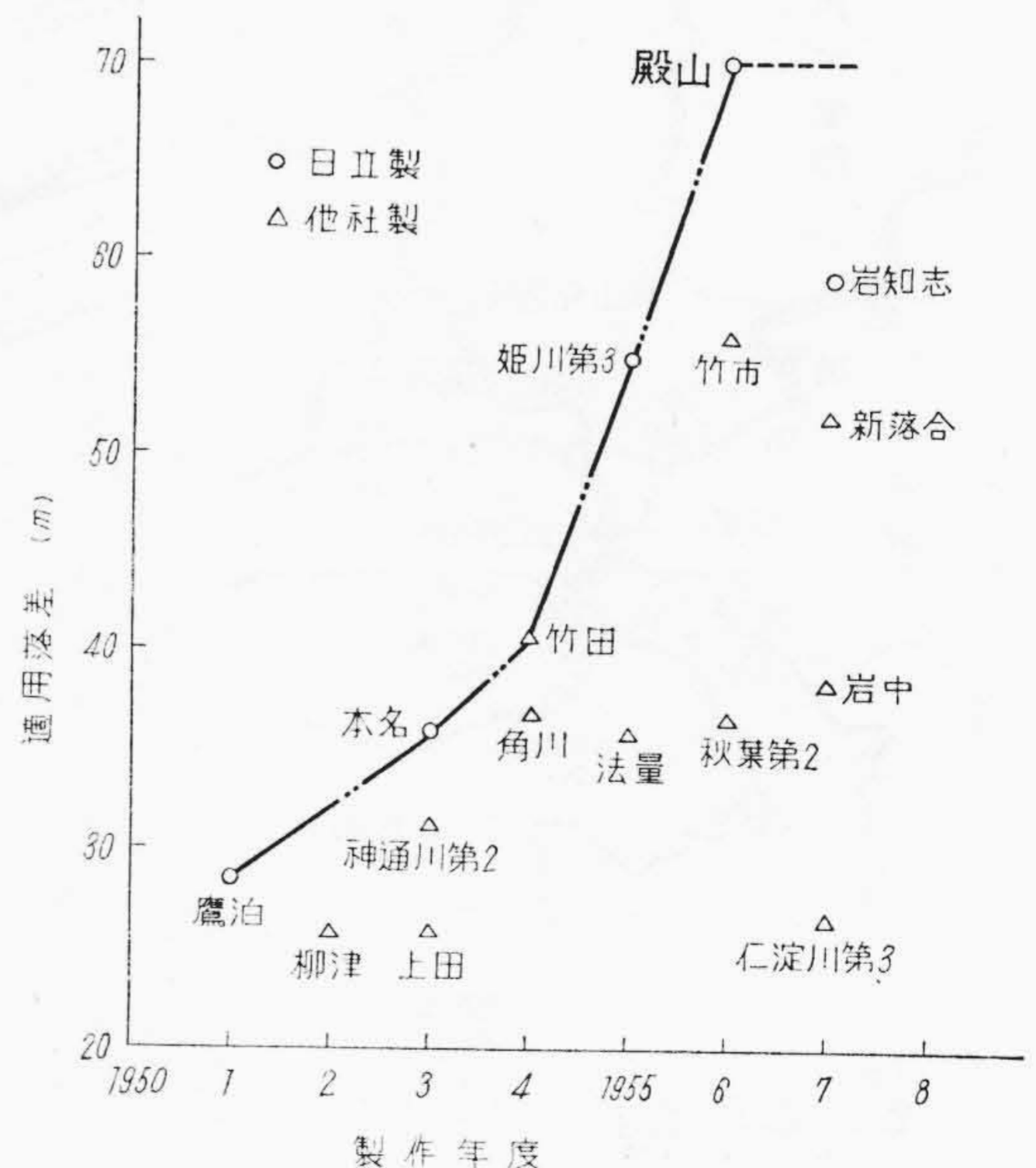
ASEA 製電気式调速機の電源となるアクチュエータ発電機は，主機の回転に完全に追随することが要求されるので，励磁機軸上に設置した。

以下水車ならびに発電機の概略について述べる。

* 日立製作所日立工場

〔II〕 発電所計画概要

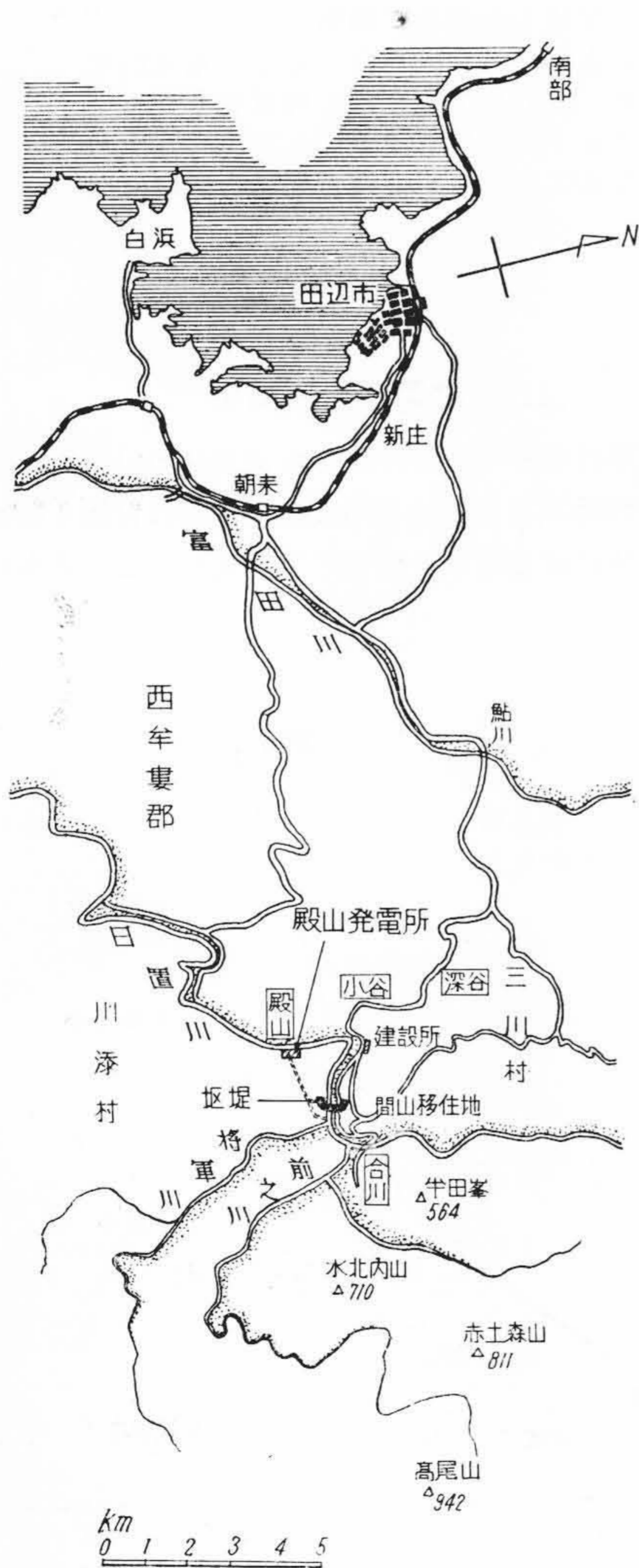
殿山発電所は紀伊半島の中央部を南流する日置川が前の川および將軍川と合流する地点に設けられた高さ 62m のアーチダムによる貯水を利用して発電せんとするもの



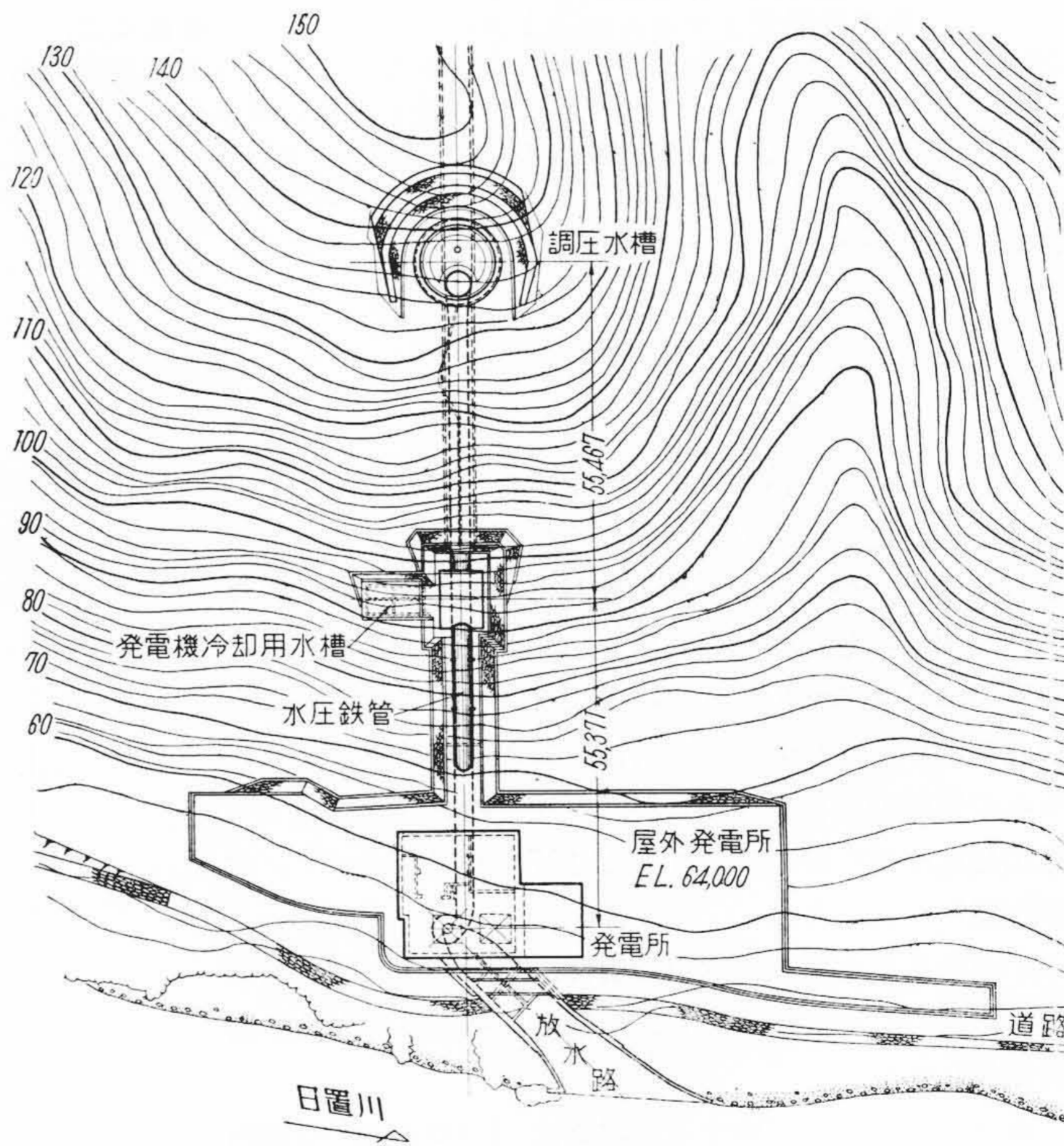
第 1 図 本邦カプラン水車の適用落差の上昇曲線

第 1 表 高落差カプラン水車製作例 (H=40m 以上)

国名	発電所名	出力 (kW)	H (m)	Q (m ³ /S)	N (rpm)	台数	製作者	運転開始
France	Bort-Rhue	23,700	70.1—17.5		375	1	Neyrpic	
日本	殿山	17,000	70.0—47.0	27.5	400	1	日立	1957
Italy	Barcis	10,150	63.5	19.0	500		EW	1951
日本	岩知志	14,500	59.0	28.2	375	1	日立	建設中
Spain	Requejada	4,270	57.5		500		EW	1954
Italy	Rocchetta	3,740	56.1	7.8	500	1	C, Tosi	1939
日本	竹田市	6,000	56.0	12.3	600	1	東芝	1956
日本	姫川第三	13,000	55.0	26.5	333/400	1	日立	1955
Scotland	Invergarry	20,900	54.0		250		EE	
Sweden	Lasele	64,100	52.0		150		KMW	
日本	新落合	20,600	52.0	48	273	1	富士	建設中
Ireland	Pollaphuca	18,650	50.3	42.5	300	2	1-C, 1-EE	1943
Italy	Vara	5,600	43.0		600		C, Tosi	
Switzerland	Lavey	24,600	40.7	66.0	214	2	1-C, 1-Vevey	1945
日本	竹田	7,200	40.7	22.7	360	1	EW, 三菱造船	1954



第 2 図 発電所附近地図



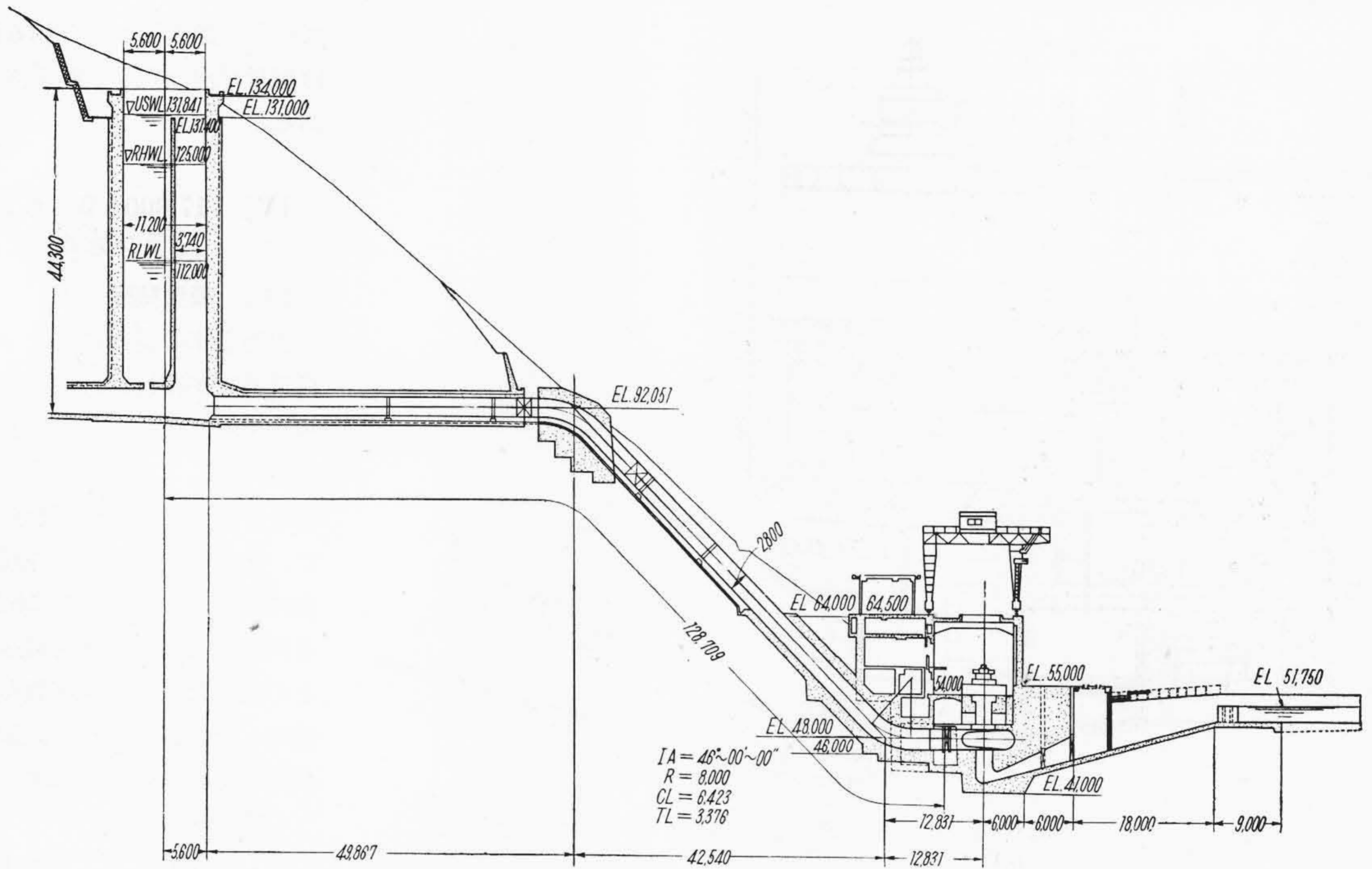
第 3 図 発電所附近平面図

で、主として尖頭負荷を負担するように計画されている。

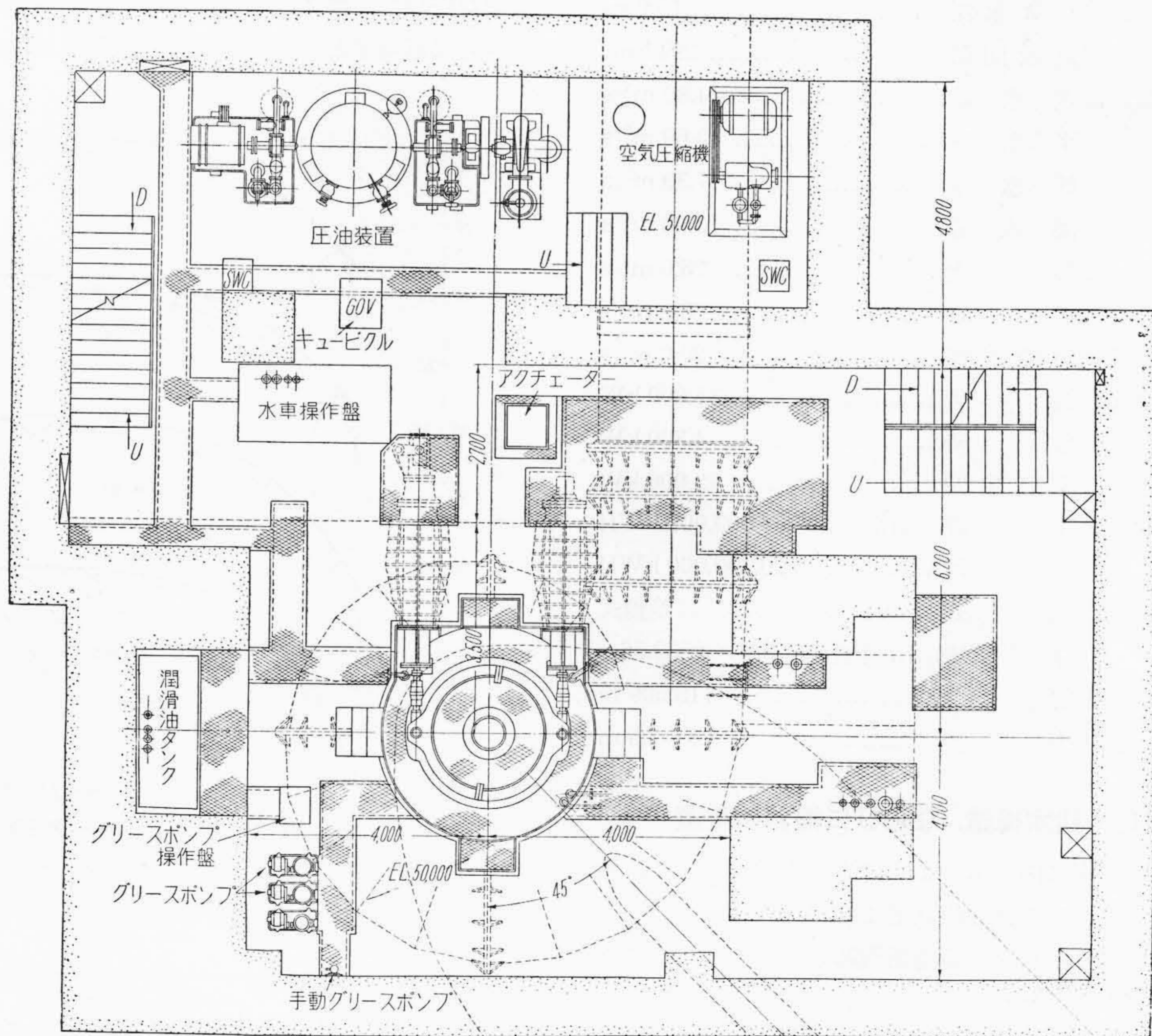
第 2 図は発電所附近の地図、第 3 図および第 4 図は調圧水槽、鉄管路、発電所、ならびに放水路の平面図および断面図を示す。

発電計画概要

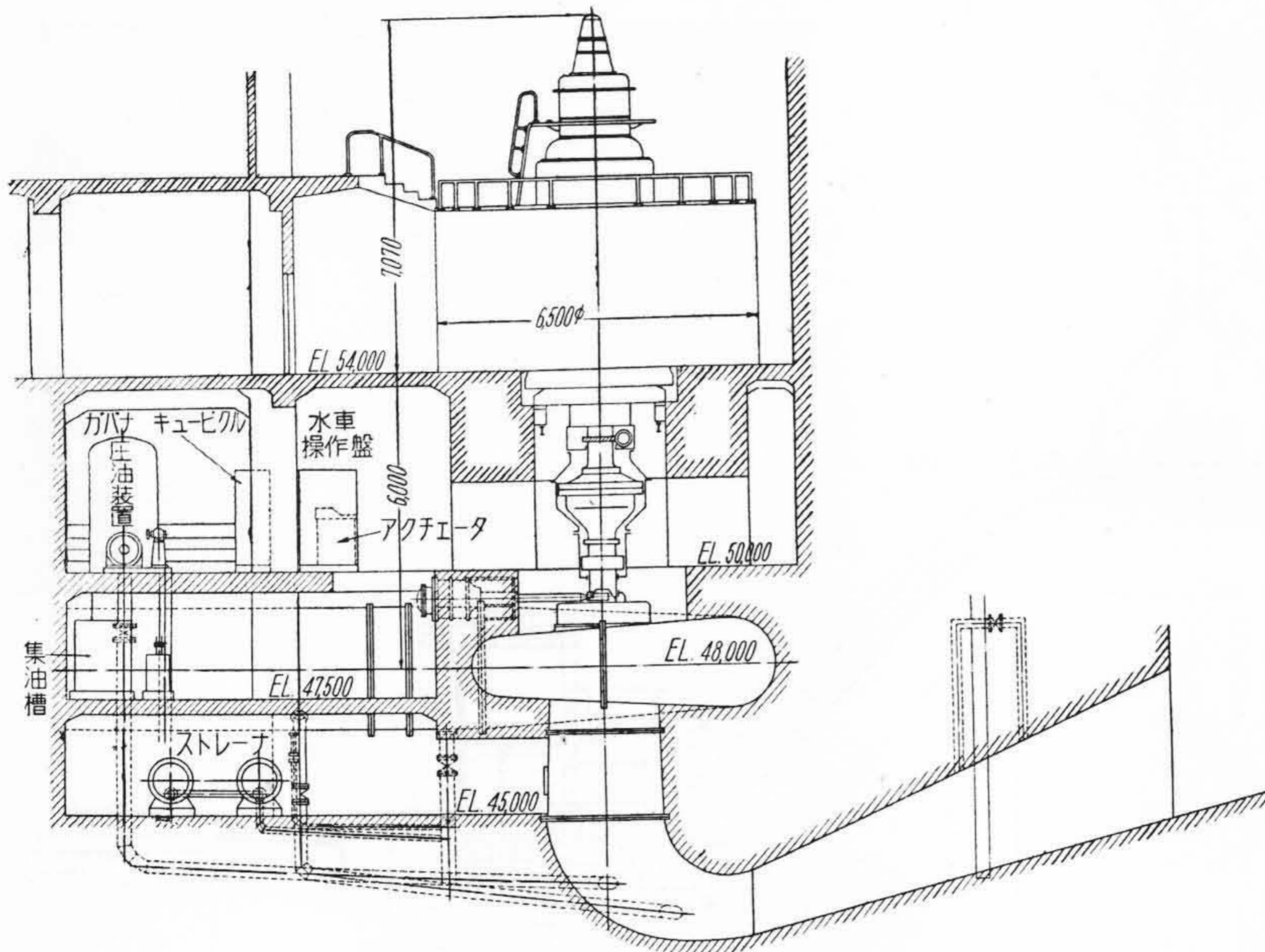
取水河川名.....日置川水系日置川
調整池.....総貯水量..... 30,643,000 m³



第4図 調圧水槽，鉄管路，発電所および放水路断面図



第5図 据付平面図



第 6 図 据 付 断 面 図

有効貯水量.....	16,657,000 m ³
有効水深.....	15.0 m
流域面積.....	294 km ²
河川流量.....	豊水量..... 24.80 m ³ /s
	平水量..... 13.60 m ³ /s
	低水量..... 7.39 m ³ /s
	渴水量..... 3.90 m ³ /s
使用水量.....	最大..... 26.0 m ³ /s
	常時..... 8.8 m ³ /s
	常時尖頭..... 26.0 m ³ /s
発電力.....	最大..... 15,000 kW
	常時..... 4,300 kW
	常時尖頭..... 12,000 kW
発電力量.....	年間..... 88,000,000 kWh
	冬 期..... 20,400,000 kWh
調圧水槽.....	型 式..... 差動式
	寸 法..... 内径 11.2m × 高 39.56m
水圧管路.....	管 長..... 115.509 m
	内 径..... 2.8~2.5 m

〔III〕 建家構造、ならびに機器の配置

発電所の建家は図に示すように半地下式であつて、水車ならびに発電機の分解組立用に 90/20 t のガントリクレーンが設置せられた。発電用機器の操作は地表面にある配電盤室より行われる。

据付方式には二床式が採用せられた。调速機、水車操作盤、圧油装置などの機器はすべて水車室に設置せられ

ている。第 5 図および第 6 図は据付平面ならびに断面図である。

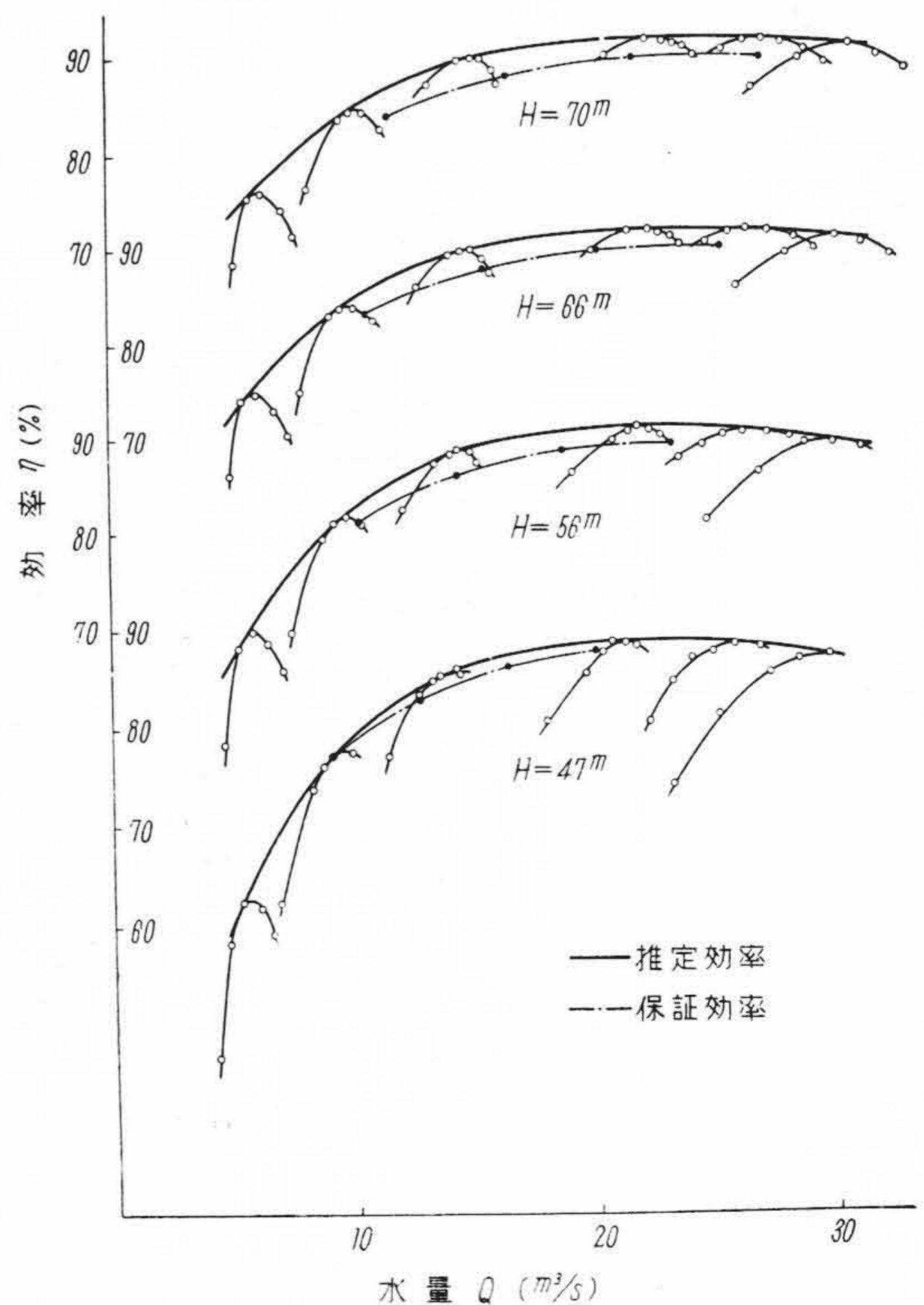
〔IV〕 17,000 kW カプラン水車

(1) 模型試験

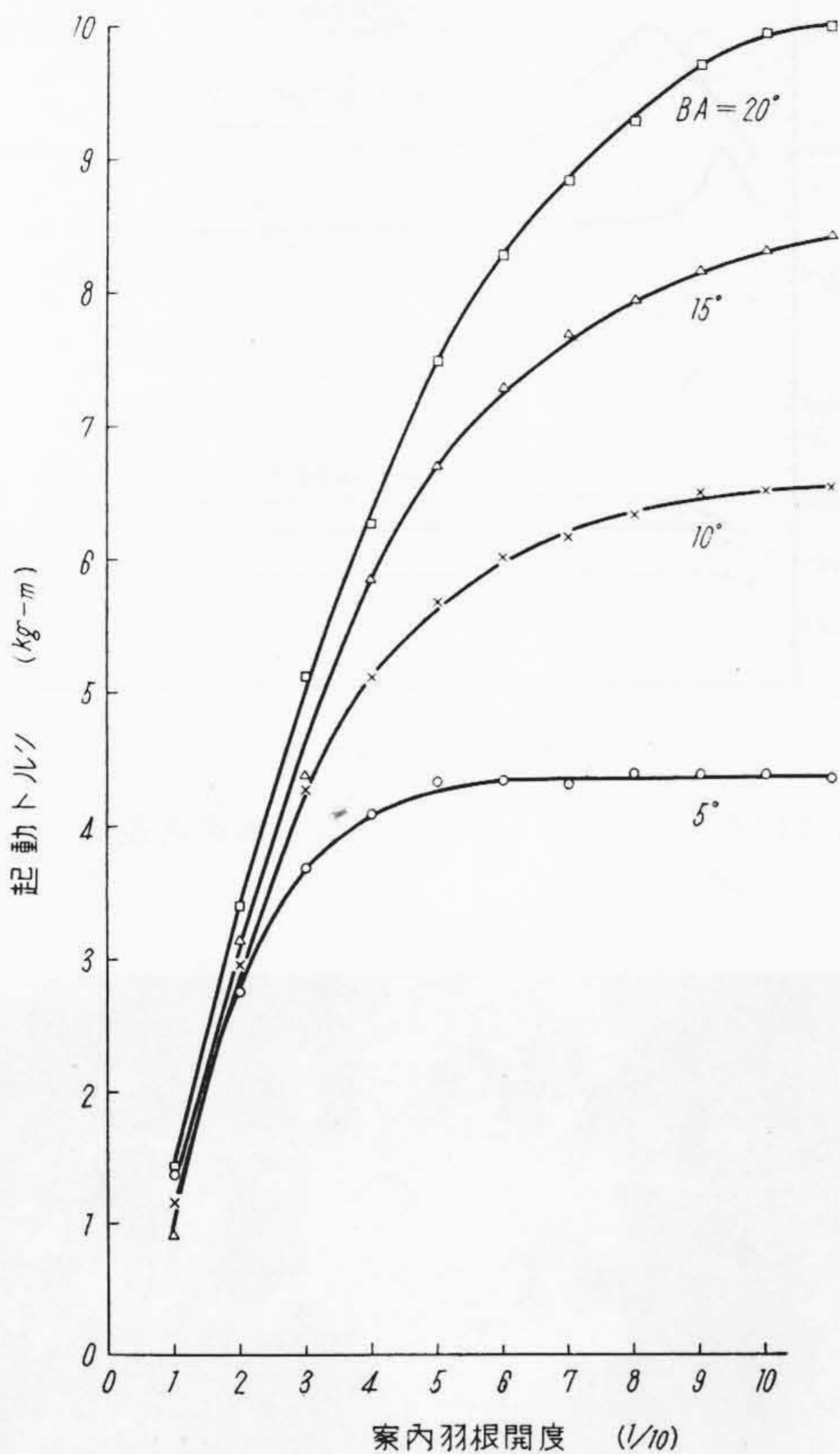
実物水車の製作に先立つて模型試験が施行され、水車効率、キャビテーション性能の両者に対して水車が十分な性能を有することが確認せられた。そのほかブレード外周下面に取付けられるヒレに関する試験、吸出高と無拘束速度との関係などの特殊試験をも施行した。以下これら試験の概略を紹介することにする。

(A) 効率試験

ケーシング入口より吸出管出口までを実物水車と相似に模型水車を製作して、模型試験を行つた。第 7 図に各落差における実物水車の推定効率と保証効率とを示す。効率の換算は moody の 1/5 乗



第 7 図 実物水車推定効率曲線



第8図 カプラン水車の起動トルク測定結果

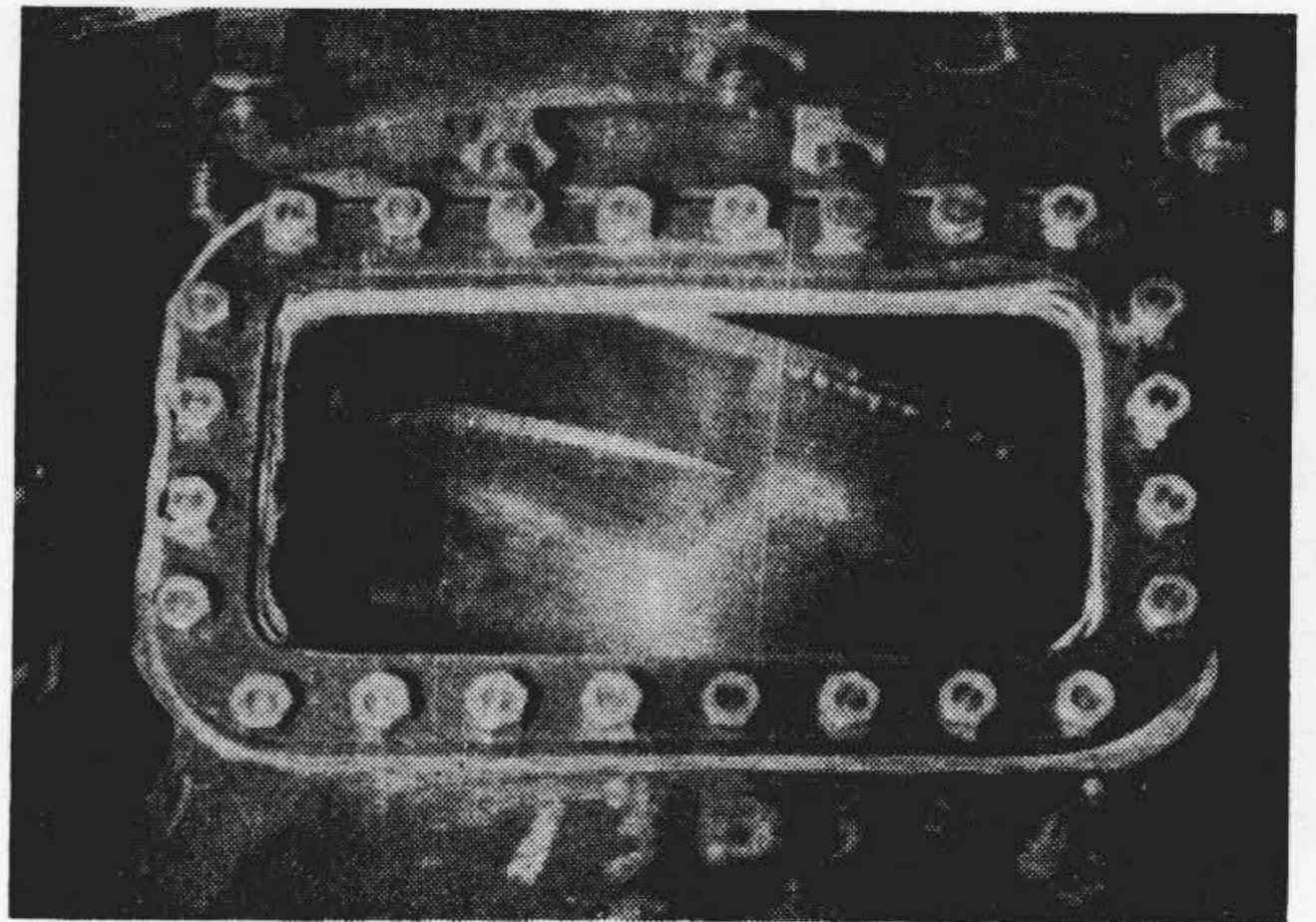
式を最高効率点に適用し、この点の実物水車と模型水車の効率の差をほかの点にも一様に加える方式によつた。

水車の起動時にランナが発生するトルクを推定するために、模型水車の主軸を固定してその際にランナが発生するトルクならびに流量の測定を行つた。第8図は8枚羽根ランナを使用した場合の試験の一例であつて、トルクは単位落差に換算せられている。実物水車の起動の際の開度、角度は案内羽根開度 2.5/10, ランナ羽根角度 25度でその際のランナから発生するトルクは最高落差時にて 28.5 t-m であり、起動に必要なトルクはこれに対して 24 t-m 程度と推定せられる。

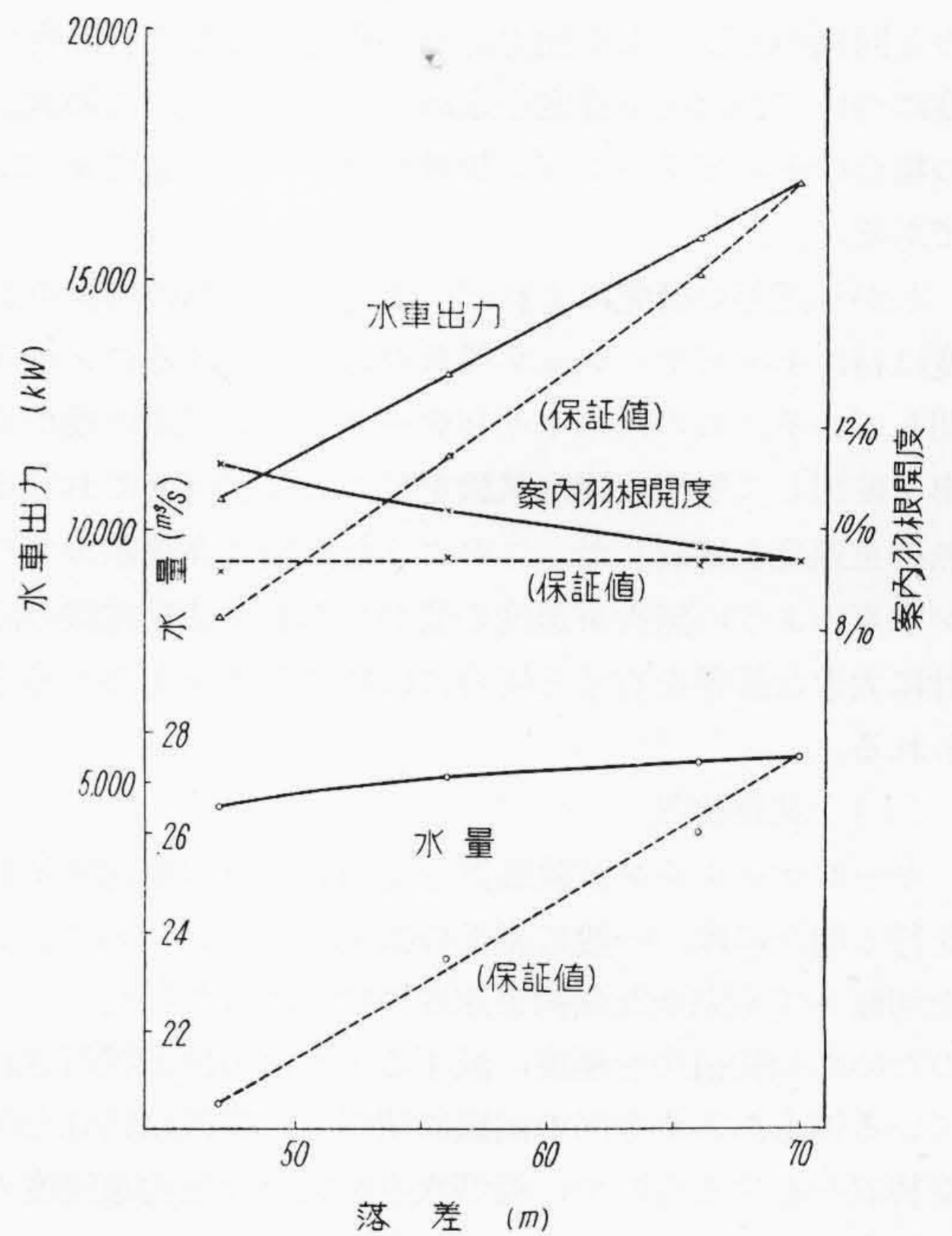
(B) キャビテーション試験

効率試験用の模型の1/2寸法のキャビテーション試験用模型を製作してキャビテーション試験を行つた。この試験のおもな目的は実物水車に必要な吸出高を求めること、および70mから47mという変落差領域に対して水車に許容しうる出力限界を求めることの二つである。

翼面に生ずるキャビテーションの発生状況はランナブレードに使用している翼型により大きく左右せられる。実物水車ランナに採用せられた翼型は東北大学高速力学研究所沼知教授の許で、種々試験の上作られたものであ



第9図 最大出力相当点におけるキャビテーション試験状況



第10図 落差の低下に対応する案内羽根過開限界曲線

る。試験の結果では最大出力相当点において翼面には全然キャビテーションの発生は認められない。第9図にキャビテーション試験状況を示す。

一般にカプラン水車においては落差が低下して行く場合には、案内羽根開度を一定に保つと落差の低下につれてキャビテーションの発生に対する安全度が増してくる。したがつてキャビテーションの発生に対し同一の安全度を各落差について与えるならば、落差の低くなるにしたがつて案内羽根を過開することが可能である。キャビテーション試験は各落差時、各案内羽根開度について実施し、その結果、各落差における案内羽根開度と σ -break

との関係が求められた。低落差時の過開の限度は運転時 σ が σ -break に対して有する余裕が各落差時にすべて同一割合となるように定めた。この結果えられた各落差の場合の開度，出力の限界を第 10 図に示す。第 10 図には同時に落差低下時にも案内羽根の過開を行わない場合の数値を比較のために記した。落差が低下するにしたがって案内羽根の開度の限界を大きくするような運転を行うことにより，この水車は落差が大きく変動するにもかかわらず，どの落差の場合にもほとんど一定の水量を吞ませることが可能である。

(C) 無拘束速度試験

模型水車による無拘束速度試験は効率試験用模型とキャビテーション試験用模型の両者により行われた。効率試験用模型による無拘束速度試験は従来行われてきたものと同様の方法により動力計の負荷を零として各開度角度についての無拘束速度を求めたのであるが，この試験の場合のキャビテーション係数はほとんど一定で $\sigma=2.5$ である。

しかし近年の研究によれば，カプラン水車の無拘束速度は特にキャビテーション係数の影響を受けることが判明している。このためキャビテーション試験用の模型水車を使用して無拘束速度試験を行って運転時 σ における無拘束速度を確認した。このような試験は高落差カプラン水車のように無拘束速度の値が水車および発電機の設計に大きな影響を有する場合には特に重要なものと考えられる。

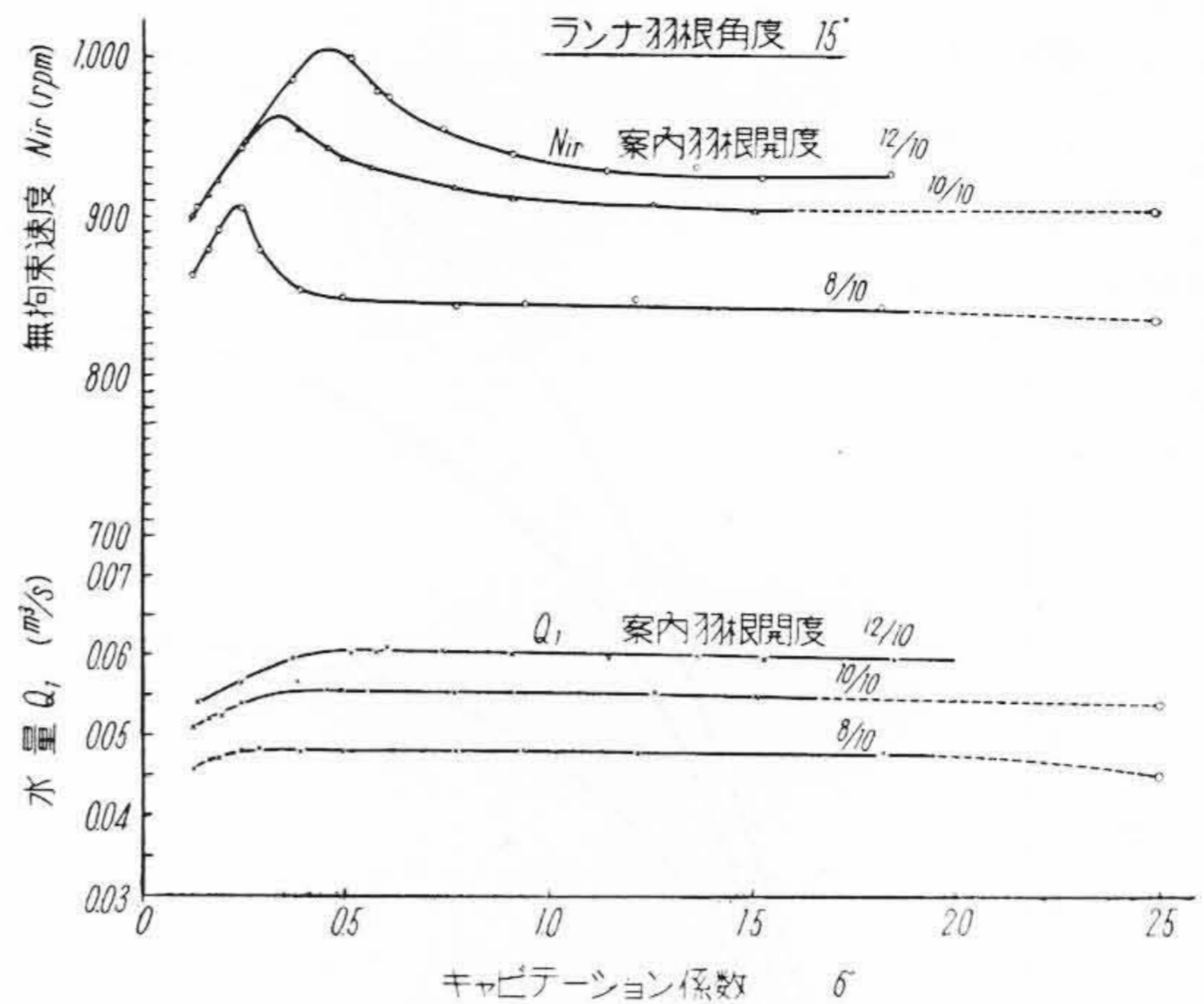
(i) 試験装置

キャビテーション試験装置を使用して無拘束速度試験を行う場合には，一般に軸受の損失が大きいために負荷を切離しても完全な無拘束速度の状態にはならない。このために軸受損失を極度に減ずるような方法が採用されている例もあるが今回の試験に使用した装置は特殊な軸受装置を有するもので，模型水車を完全な無拘束速度の状態にて運転せしめることが可能である。

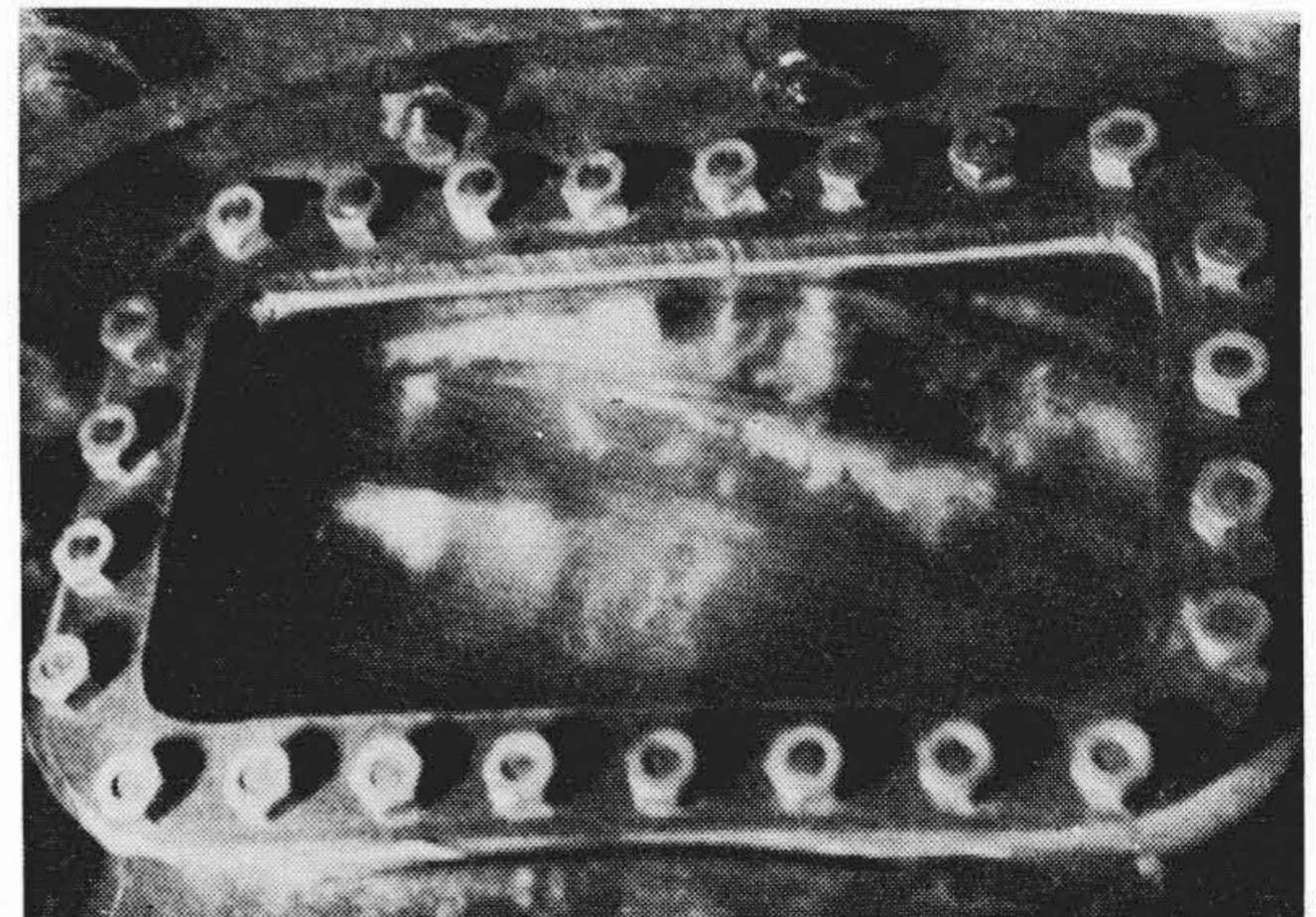
(ii) 試験結果

試験はランナブレード角度とガイドベーン開度との種々の組合せについて行われたが，この結果の一例を第 11 図に示す。 $\sigma=2.5$ の位置に点線で示されている値は効率試験装置を使用して求めた値である。

第 12 図は無拘束速度状態におけるランナのキャビテーション発生状況であつて，ランナ外周附近ではブレードの背面，ボス附近ではブレードの腹面にキャビテーションの発生が明らかに認められ，無拘束速度時の流れの速度三角形よりも推定せられるごとく，無拘束速度時にトルクを発生しているのはランナブレードの内周であり，逆に外周附近のブレードがブレーキの作用を行って平衡を保っていることがはつきり認められる。 σ の値に



第 11 図 キャビテーション係数と無拘束速度との関係曲線



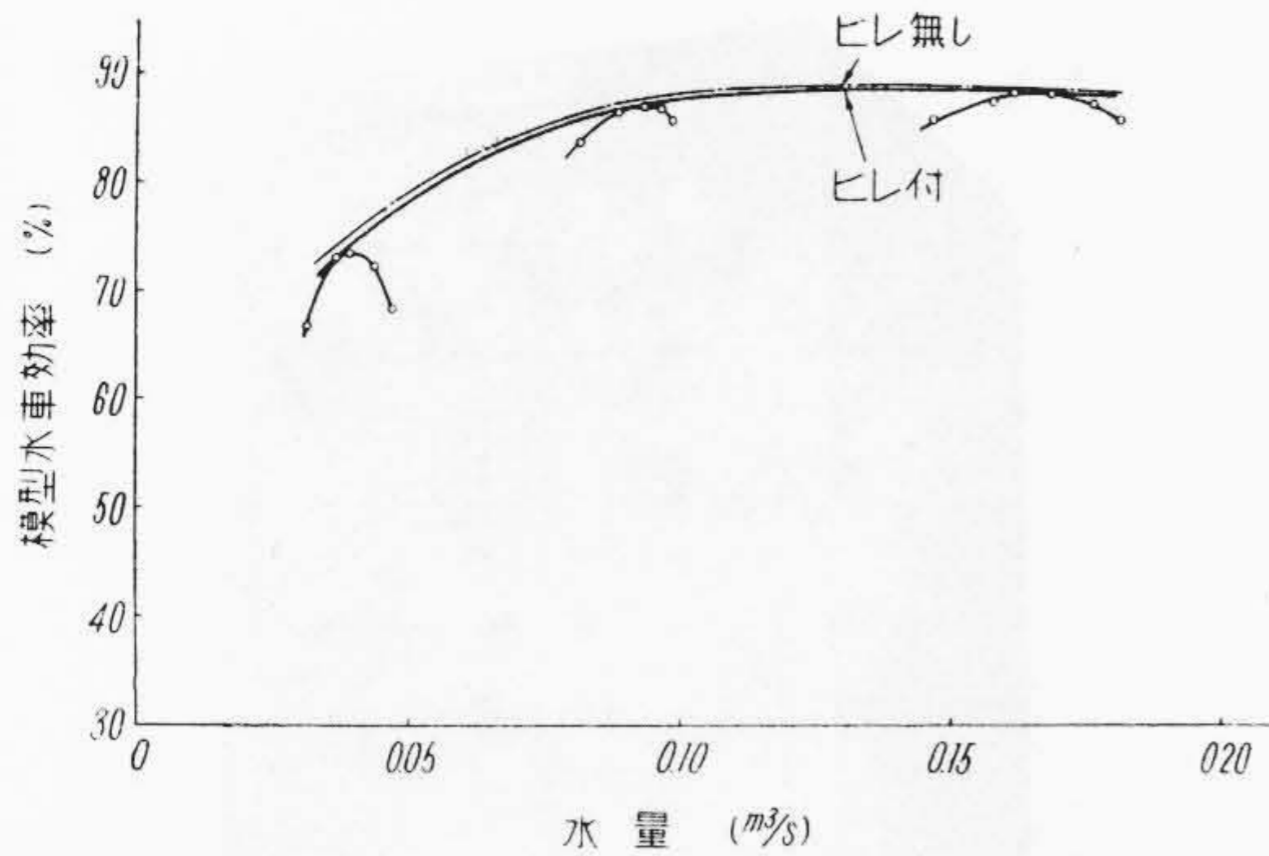
第 12 図 無拘束速度時のキャビテーション試験状況

よる無拘束速度の変化の状況は，無拘束速度附近の運転状態におけるキャビテーション試験によつてえられる σ と水車効率との関係曲線と，密接な関係を有するものと考えられる。なお試験結果による無拘束速度の最高値は今回の保証値に対し十分の余裕をもっていることが明らかにされた。

(D) ヒレ付試験

ブレード外周下面の防蝕の目的で，ヒレを取付ける方法に関してはすでに二十年程以前発表されているが，このヒレを取付けたことにより水車効率がどのように変化するかを実測した例はほとんどない。ヒレを取付けることによるランナ外周の漏洩損失のわずかな減少よりも，ヒレ自体の抵抗による水車効率の低下の方が大きいものと思われたので，模型試験によりヒレ取付による水車効率の変化を確認する目的で試験を行つた。

試験は効率試験用の模型水車を使用し，ブレード外周下面に実物と相似な寸法のヒレを取付けて効率試験を行い，ヒレを取付けない場合の効率と比較してヒレによる



第13図 ヒレ付効率試験結果

効率の低下分を求めた。第13図にその結果を示す。

ヒレを取付けることにより水車効率が多少なりとも低下することが確認せられたのでヒレの大きさは防蝕に必要なにして十分な寸法とした。

(2) 水車本体

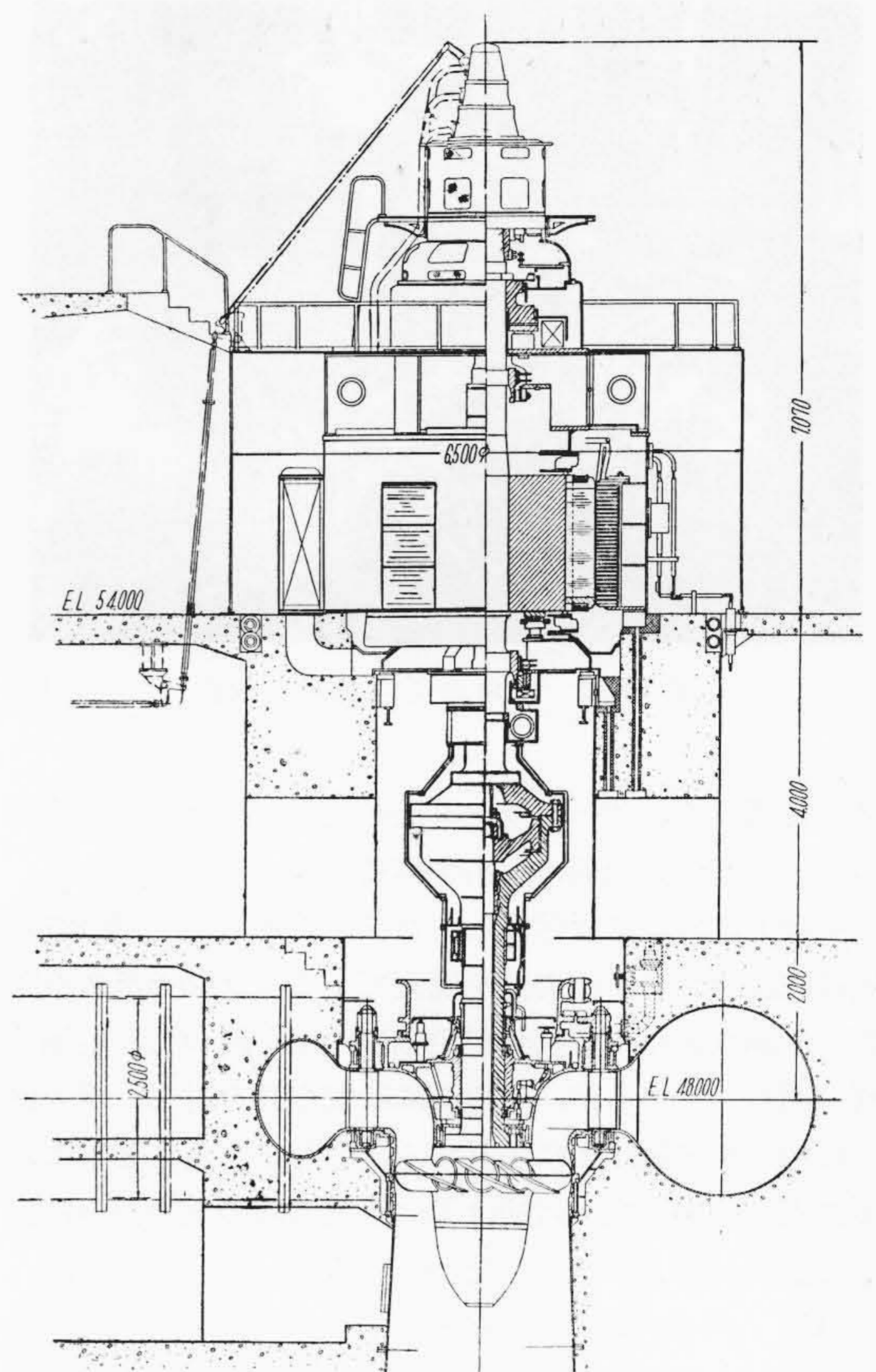
記録的高落差カプラン水車としてランナおよび主軸受の構造、材質には特に注意が払われた。第14図は水車および発電機の構造図である。

(A) ランナ

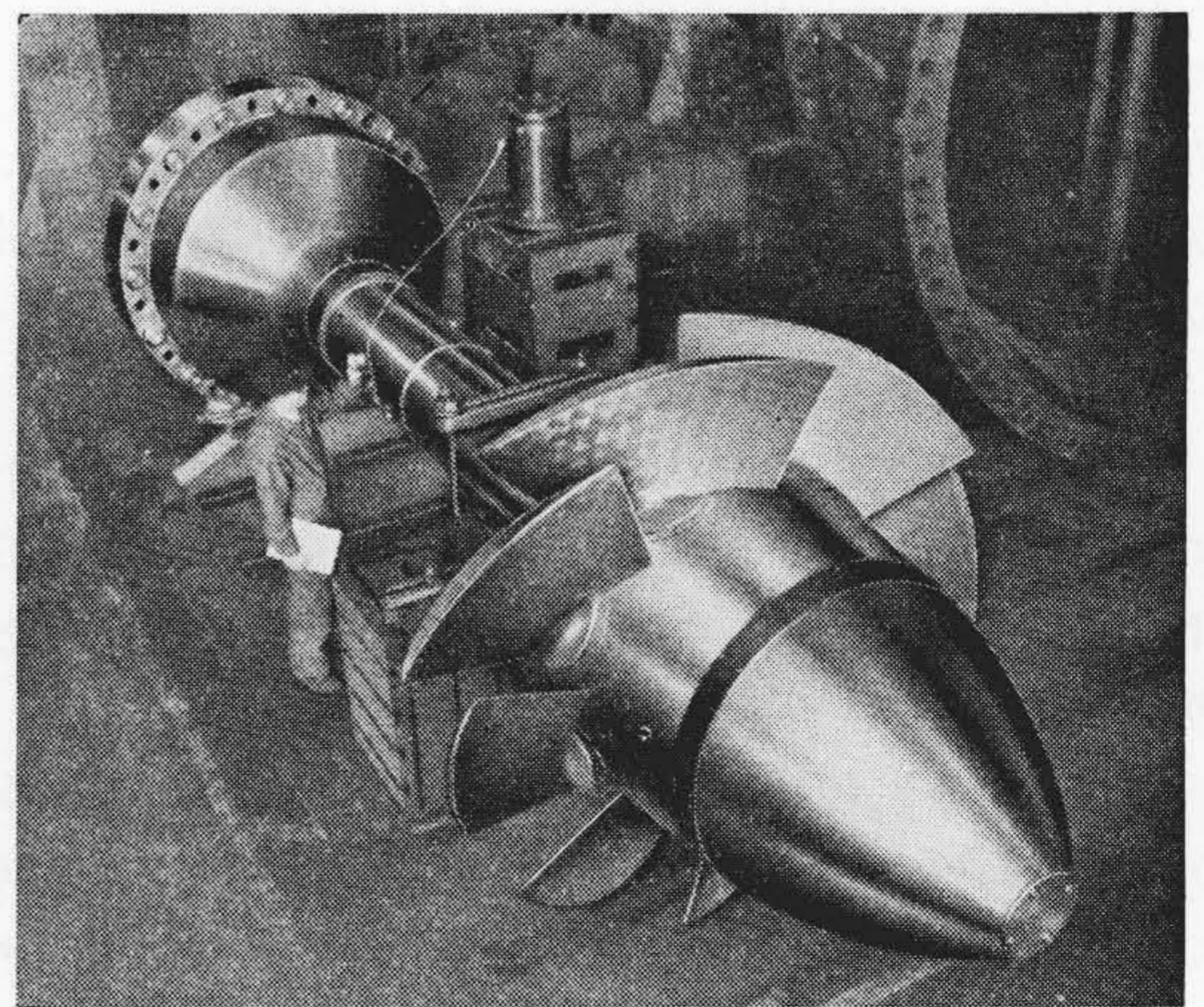
ランナとしては8枚羽根ランナが採用せられた。ブレードは耐蝕性の優秀な13Cr 鋳鋼製であり、キャビテーション性能を高めるため、その仕上げは特に入念に行われた。模型試験の結果えられた性能の優秀なランナブレード形状を実物にも再現するために倣い機械による機械加工を採用してブレードを正確に仕上げ、さらにグラインダによりきわめて平滑な研磨が施された。

ランナボスは強大な水圧力ならびに無拘束速度時のランナブレードの遠心力を保持するために特に強度の高いことが要求せられるので、抗張力 70 kg/mm² 以上の Ni-Cr-Mo 鋳鋼を使用した。無拘束速度時のランナボスの応力の分布状態はすでに模型を使用して研究を行っているが、今回は特に実物ランナについて無拘束速度試験を施行して実物ランナの応力分布状況をも調査した結果、ランナボスのもつとも応力の高い部分においても 3.5 程度の安全率を有し、十分の強度を有することが確認せられた。この試験を計画した際には、ランナの動的平衡まで行う計画であつたが、各部品ごとに静的平衡を十分に行つた結果、静的平衡のみで高無拘束速度までの回転には全然支障はなく、1,000 rpm における軸受の振動は 3/100~5/100mm 程度に納つた。試験時にはランナの回転により生ずる扇効果を減ずるため、ランナブレードは全閉位置とした。

ランナブレードのステム部分のパッキングにはシェブロンパッキングを使用するとともにボス内を加圧して、ボス内部よりの漏油、ボス外部よりの漏水の絶無を期し



第14図 17,000 kW 水車および 17,000 kVA 発電機構造断面図

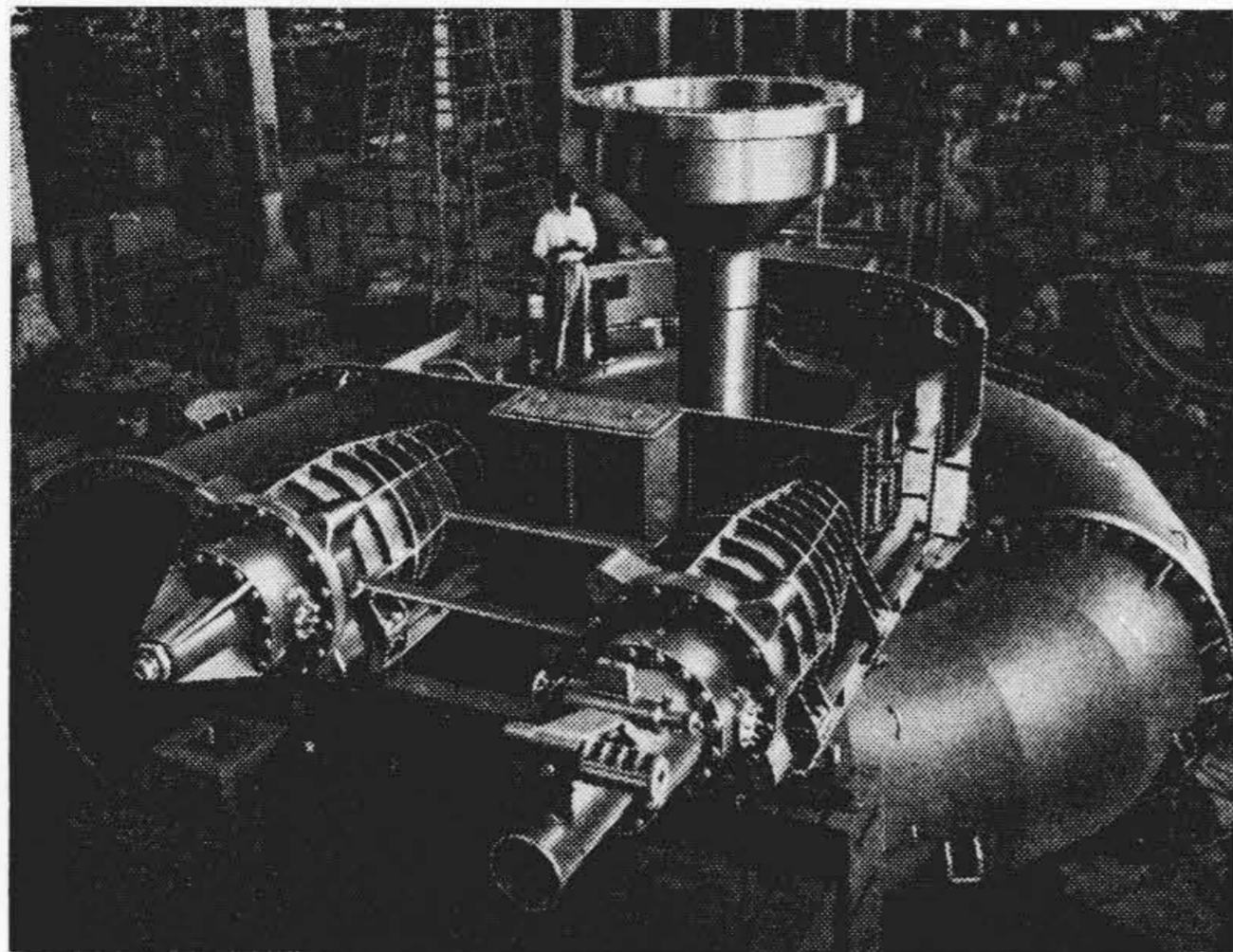


第15図 完成せるランナ

ている。第15図は完成せるランナを示す。

(B) 主軸およびランナサーボモータ

主軸とランナサーボモータは一体の鍛鋼製である。ランナサーボモータの下部には操作ロッドの案内軸受を有しているが、この軸受には複合型のシェブロンパッキン



第 16 図 水車の工場内組立状況

グを使用して、サーボモータ操作油とランナボス充填油の各々の漏油を別個に取出す構造となつている。

主軸上部外周に取付けられたランナボス加圧用の空気室は油面計および圧力計を備えている。ランナボスの底部より漏水排出用の銅管が主軸の内部を通つて、主軸外周に開口しているが、この部には安全弁を附し、ボス内の圧力が規定値以上に上昇するのを防止するとともに、ボス内部への漏水の点検は単に空気室内の圧力を規定値まで高めればよいようになつている。

(C) ケーシング、スピードリング

ケーシングとスピードリングは一体として、全鋼板溶接により製作せられた。ケーシングは輸送の関係から四分分割となしフランジ接続方式が採用せられた。ケーシング入口径は 2,500mm である。この水車は入口弁を有していないが将来入口弁の設置せられる場合を考慮して、入口弁と同一の寸法を有する入口弁代管がケーシングと水圧鉄管との間に設けられた。第 16 図は水車の工場組立状況である。

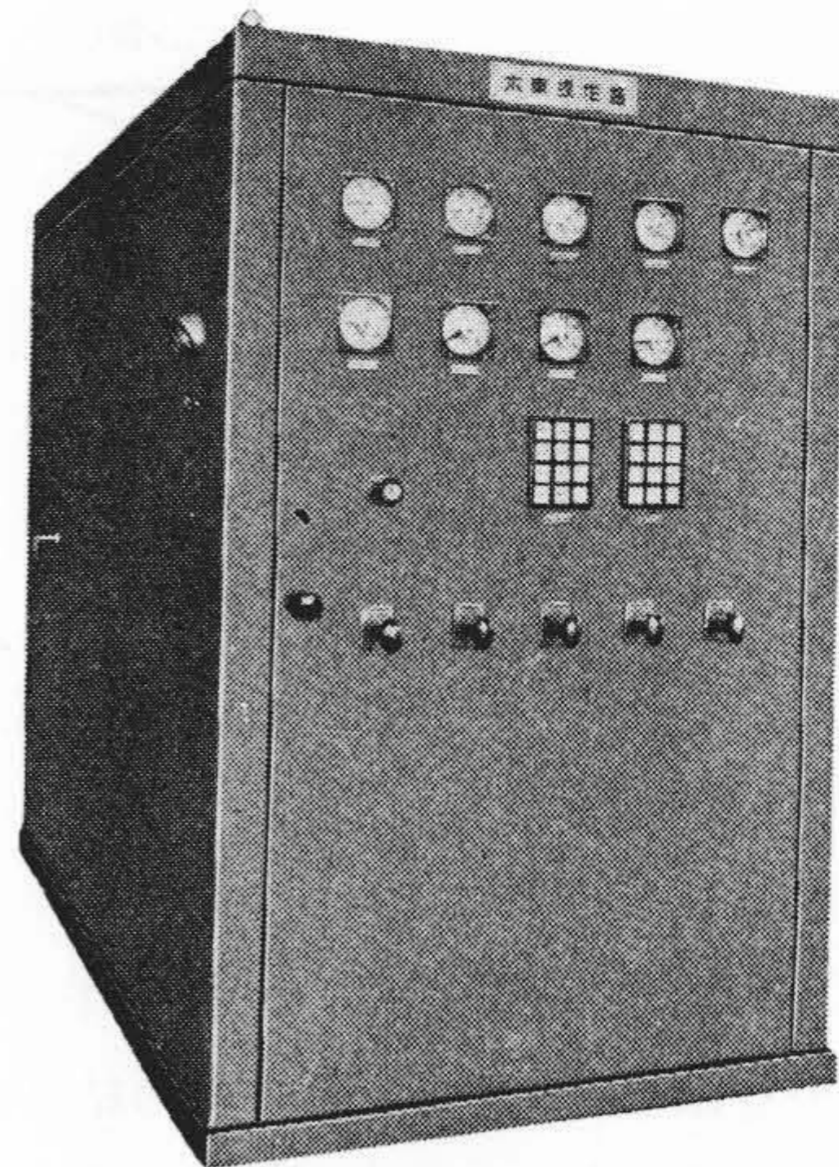
(D) プロテクトライナ、下カバー

プロテクトライナはランナシステム中心を境として上下に二分され、上半部はランナ投入の際にランナと共に吊下す方式を採用した。プロテクトライナは鋳鋼製であり、これを支持する下カバーは鋼板製である。

プロテクトライナの内面は球面状に仕上げられているが、水車の組立上の便宜とランナ位置の多少の上下方向のずれに対しても安全なように完全な球面とはせずランナブレードのステム中心位置に、ある程度の円筒部を有せしめている。

(E) 案内羽根

自動閉鎖型の案内羽根が採用せられた。案内羽根は Ni-Cr-Mo 鋳鋼製で、ステムの中心には上下に貫通する孔があり下部ステムブッシュへのグリースの供給通路となつている。案内羽根の上下部のステム部にはそれぞれ



第 17 図 水車操作盤外観

U字形の皮パッキングを有し、漏水を防止すると共に軸受部を保護せしめている。

殿山発電所は尖頭負荷発電所であつて水車を停止せしめる時間が多く、しかも入口弁を有していないので案内羽根の間隙を最小とし、案内羽根の上部ステムに間隙調整装置を設けて案内羽根の上下位置の調整を便ならしめた。

(F) 主軸受

グリース潤滑式の水中軸受を採用した。軸受の冷却を完全ならしめるために軸受のバビット中に銅管を埋込みこの銅管に軸受冷却水を通す構造とした。また主軸受の外周は主軸受を保護するための清水により満されている。

この軸受方式は従来採用してきた主軸受の封水により主軸受の冷却作用を行わせているものに比して、構造的には複雑となるが、冷却水を独立して通すことにより主軸受周りの封水の必要量をきわめて少なくすることが可能となり、しかも負荷遮断時および軽負荷運転時に封水が吸い出されて軸受温度が上昇するのを防止することができる。また主軸受冷却水の断水事故の場合にも主軸受の外周の封水による冷却作用で短時間の運転は十分可能である。

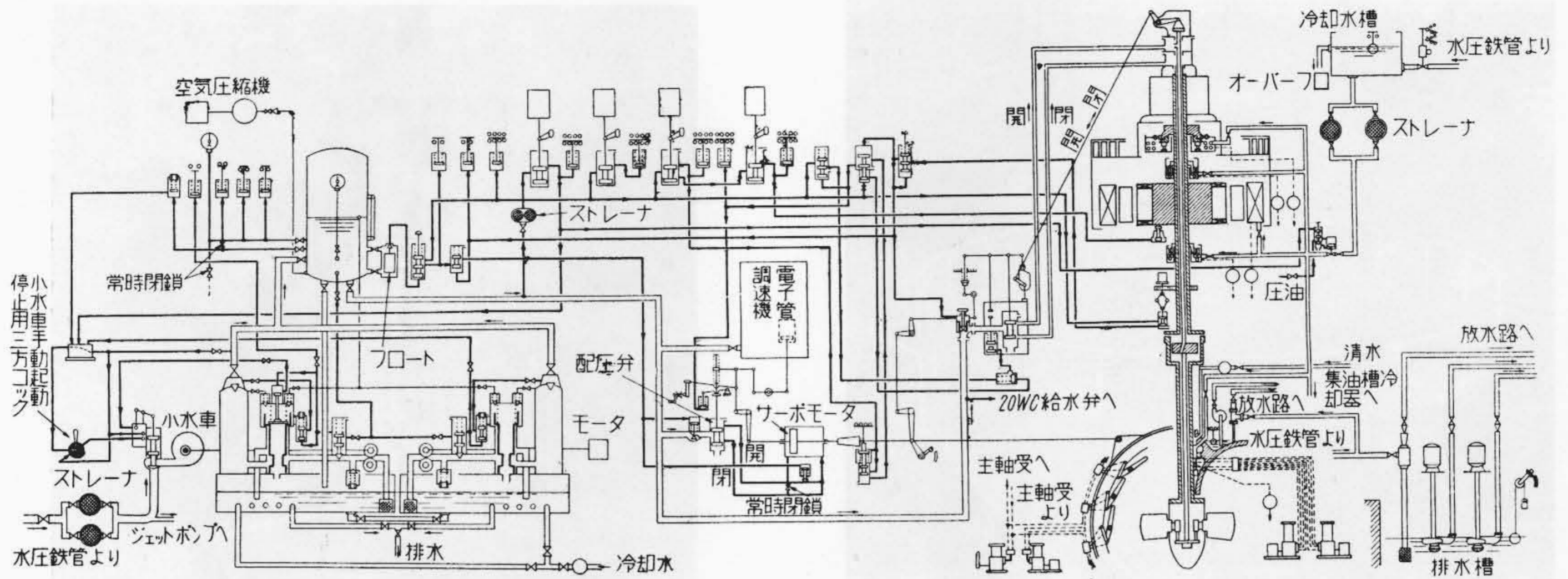
主軸受の上下部にはおのおの 2 段式のパッキングを有し、2 個のパッキングの間にグリースを供給することにより主軸受をグリースシールして主軸受を保護している。

(3) 調整装置

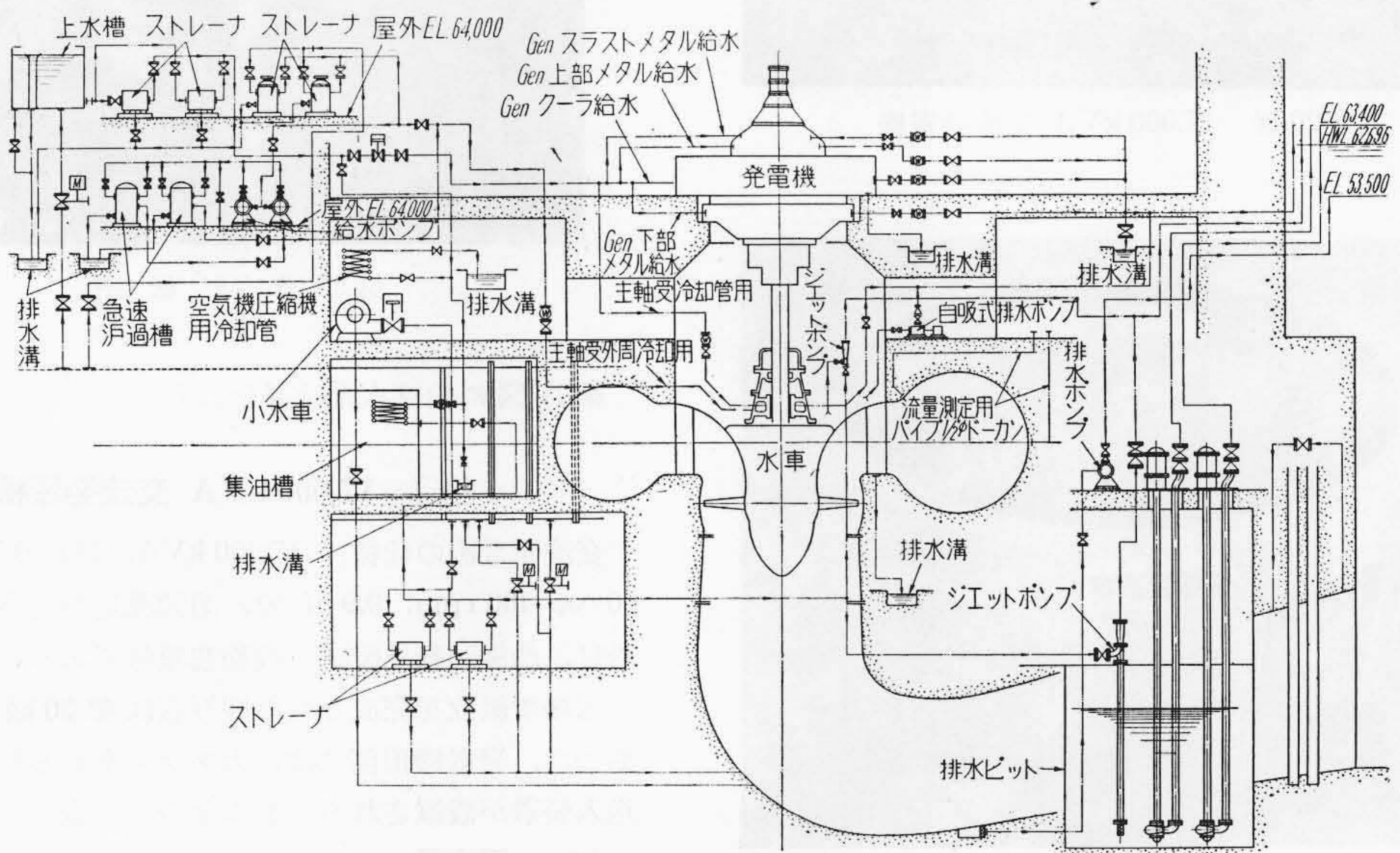
(A) 調速機ならびに水車操作盤

アクチュエータ部は ASEA 社の電気式調速機が使用せられた。

したがつて案内羽根用の二次配圧弁およびランナベ-



第18図 自動操作系統図



第19図 給排水系統図

ン用配圧弁が水車操作盤の中にまとめられた。第17図は水車操作盤の外観を示す。水車操作盤内の二次配圧弁は ASEA 社製のアクチエータキュービクルからの操作ロッドにより制御される。

案内羽根開度の変化に応じて最良の水車効率を維持するように、ランナブレード角度を調整する連動カムには立体カムを使用して 70m から 47m までの変落差に対応して常に最良の開度、角度の関係を保持できるようにした。しかし落差の変動が季節的なので落差の変動に応じてカムを移動せしめるのは手動によるものとしてある。

(B) 運転制御装置

一人制御方式が採用せられ運転制御は地上の配電盤室

にてすべて行われるようになっている。第18図は自動操作系統図である。

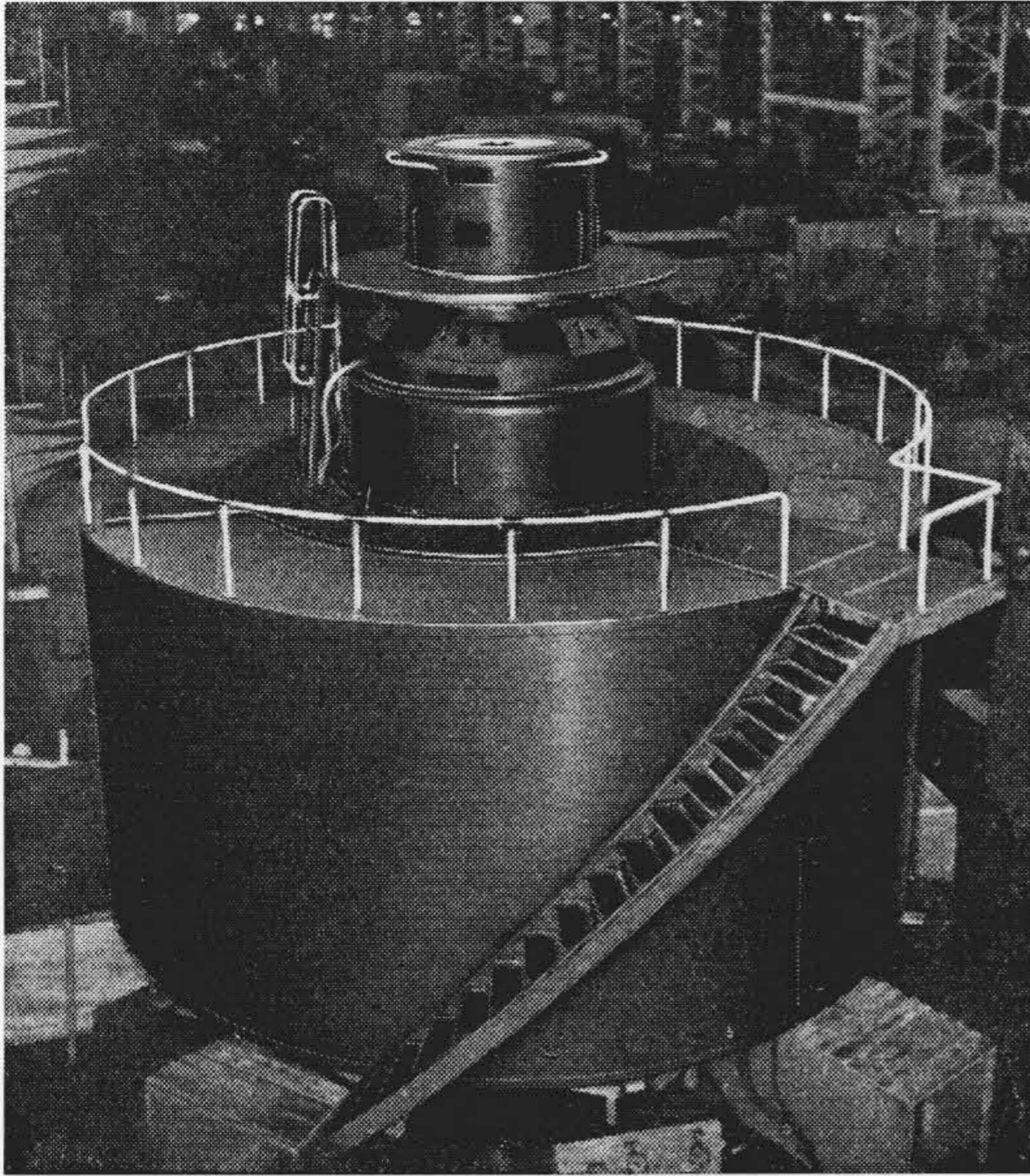
(C) グリース潤滑装置

主軸受関係のグリース給油は常用、予備とも電動式であり、アキュムレータ制御により 10~15 分間隔にて給油される。

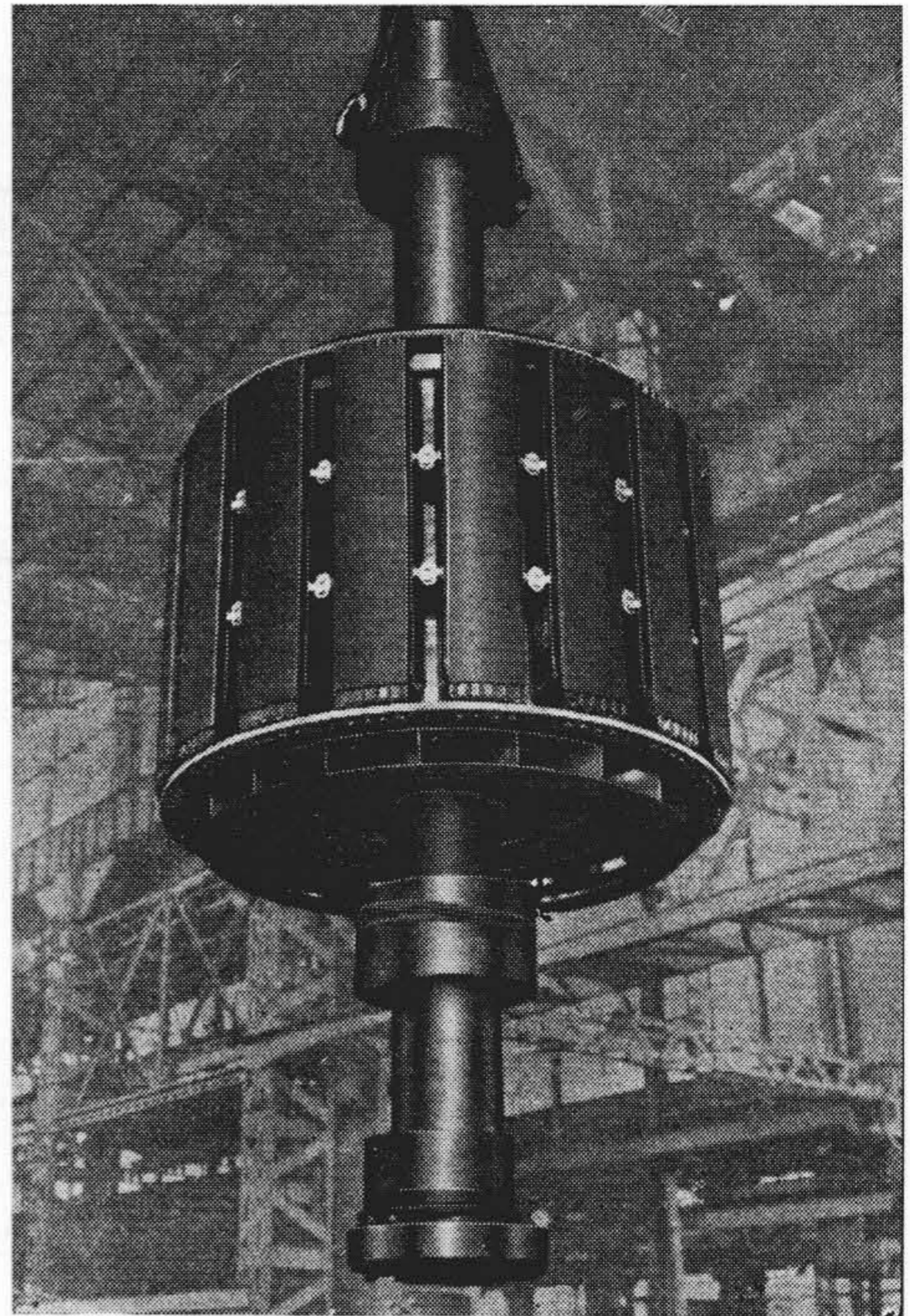
案内羽根周りは常用は電動式でタイマー制御により 1 日に 2 回給油される。予備は手動式としたが、使用頻度から考えてこの程度にて十分のものと思われる。

(4) 給排水装置

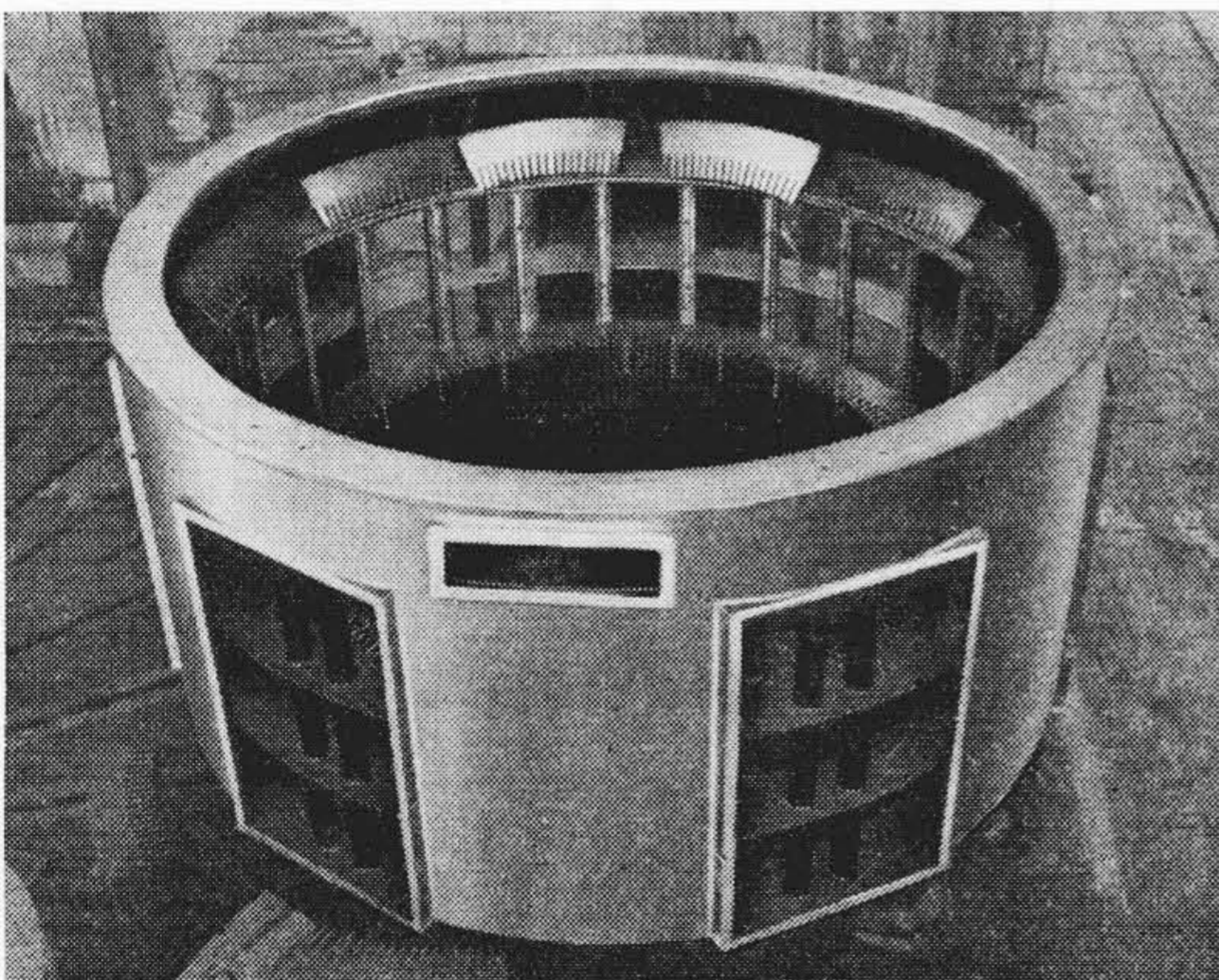
冷却水は水圧鉄管より取水して屋外にある冷却水槽を経て給水される。殿山発電所は洪水位が非常に高いのですべての冷却水の排水管はまとめて発電所の建家の壁面



第 20 図 17,000 kVA 交流発電機



第 22 図 回 転 子



第 21 図 固 定 子

に沿わせて立上らせ、洪水位より高い位置に排水するようになっている。

主軸受用の封水は、発電所の使用水が清澄な間は水圧鉄管より取水してそのまま給水するが、水が濁っているそのまま給水すると主軸受の保守上不適と考えられる場合には、水圧鉄管よりの取水を一旦、急速濾過槽を通過せしめ、さらにポンプによつて加圧して給水する方式を採用している。この急速濾過槽は常用、予備各 1 個を備え、交互に使用することにより濁水期においても水車を安全に連続運転させることが可能である。

この急速濾過槽用加圧ポンプならびに冷却水用ストレーナは地表面に別個に設けられた建家内に収められている。

第 19 図に給排水系統図を示す。

〔V〕 17,000 kVA 交流発電機

交流発電機の仕様は 17,000 kVA, 11,000 V, 892 A, 60 ㎐, 400 rpm, 0.9 pf で、閉鎖風道循環型、空気冷却器付、凸極回転界磁式、制動巻線付である。

工場で組立を完成した外観写真は第 20 図のごとくであつて、発電機頂部には、カプラン水車としての、圧油送入装置が設置されることになっている。

(1) 固定子

輸送制限重量は比較的小さい(約 7 t) のので、固定子線輪、固定子鉄心を分解し、固定子枠を 2 分割にして輸送した。現地では固定子枠割れ目を頑丈にボルト締めし、鉄心はまったく同一形状の珪素鋼板セグメントを、一層ごとに 1/2 セグメントピッチずつずらして積む方式、すなわち丸積みとした。第 21 図は工場組立中の固定子である。

固定子線輪は 1 ターンコイルである。17,000 kVA, 11,000 V の発電機に 1 ターンコイルを採用することは、電気設計上かなり不経済な設計となるが層間短絡事故を絶無とし、信頼度の高い機械とするために特に採用した。電機子電流は 892 A であるから、一つのスロット内のアンペアコンダクタは

$$892 \times 2 = 1,784 \text{ アンペアコンダクタ} \dots\dots\dots (1)$$

ある容量の発電機で

アンペアコンダクタ

電機子周辺単位長

$$= \frac{1 \text{ スロット内アンペアコンダクタ}}{\text{スロットピッチ}} \dots (2)$$

の値が大に過ぎると銅機械となつて特性が悪く、小に過ぎると鉄機械となつて能率低く、高価な機械となる。すなわち(2)式の値にはある適当な値が存在するのである。一方スロットの幅は線輪絶縁の厚さと導体の幅との和を必要とし、また鉄心歯の幅も磁束を通すためにある程度の値を必要とするので、結局スロットピッチはあまり小さくはできない。したがつて(2)式の分子もある程度の値であることが電気設計上望ましい。本機のように電機子電流が892 Aであるから、1ターンコイルとするには電流が小さすぎて、比較的鉄機械の設計となつた。

固定子線輪には従来日立独得の半乾式絶縁を用いてきたのであるが、本機にはそれよりはるかに特性のすぐれている“サンラック”絶縁を採用した。半乾式絶縁は、まず導体外周のマイカペーパー絶縁層に、特殊のアスファルト系コンパウンドを真空で注入し、さらにその外周のマイカペーパー絶縁層に、特殊のサーモセットワニスを焼付けした構造であるが、“サンラック”絶縁はマイカペーパー絶縁層に“サンラック”を真空注入するだけでコイルが完成される。

“サンラック”絶縁はつぎのような特長を有している。

- (1) 絶縁層内に空隙がまつたくない。
- (2) 作業が容易である。
- (3) 熱軟化性がない——コイルがふくれ上らない。
- (4) 電気的特性がすぐれている。
- (5) 機械的特性がすぐれている。
- (6) 熱伝導率が大きい。

“サンラック”は重合反応によつて硬化するので、硬化反応中、水分が発生しない。したがつて絶縁層内には本質的に空隙を生じることがない。ただ一回の真空注入でこと足り、かつ“サンラック”の粘度がかなり小さいので、常温で注入可能である。すなわち作業は熟練を要せず、はなはだ簡単であるため、均質なコイル絶縁層を容易につくることができる。“サンラック”は熱硬化性樹脂であるから、温度湿気などによつてコイルがふくれ上るといふことはない。

硬化せる“サンラック”の抗張力はたとえば絶縁コンパウンドなどに比してはるかに大きく、しかも荷重の繰返しによる伸びは、ほぼ弾性的である。“サンラック”絶縁を行つたマイカペーパー絶縁層の抗張力も、コンパウンド絶縁、あるいは半乾式絶縁に比べてかなり大きい。

電気的特性についていえば、従来のコイルにくらべて $\tan \delta$ が小さく、コロナ発生電圧が高く、破壊電圧は、同一厚さの従来のコイルの120%以上にも達する。

さらに特筆すべきことは、熱の繰返しによつて、導体と絶縁層との間で、ずれが起らないことである。

そのほか熱伝導率は、従来の絶縁層に比してはるかにすぐれているので、同一設計のコイルと比較すれば、コイル温度上昇はかなり低くなる。

以上のように、電気的ならびに機械的のあらゆる試験によつて、日立で完成した“サンラック”絶縁の性能が、きわめて優れているものであることが裏付された。

(2) 回転子

カプラン水車の高無拘束速度 250%, 1,000 rpm においても十分機械的に安全にたえるものとするため、回転子の設計は慎重を期した。第22図は回転子の外観図である。継鉄はその材料を十分吟味した数多くのリング状厚鋼板からなり、スパイダを介せず直接主軸に焼ばめする構造である。継鉄外周の鳩尾溝に磁極をとりつける。無拘束速度時には、界磁線輪に加わる遠心力が大きく、したがつて円周方向分力も大きいので、図に見るように界磁線輪支えを2箇所にした。そのため、二つのコイル支え間には冷却風が行きにくいので、継鉄には軸方向と半径方向に通風孔を設け、中央部巻線の冷却をはかっている。磁極頭の制動巻線短絡環は、継目無しの鍛鋼リングとし、強大な遠心力にたえる構造となつている。

(3) その他

上部案内軸受は、推力軸受の下方に、推力軸受油槽とは別に設けた上部案内軸受油槽内に置いた(新案402638)。これは回転子の臨界速度を、無拘束速度 1,000 rpm 以上にもつてくるため、上下案内軸受間隔を小さくしたものである。上下の案内軸受は、推力軸受とともに、油自蔵式水冷式であつて、日立セグメント軸受を用いた(新案367954)。

上部ブラケットは、従来の構造となんら変りはないが、下部ブラケットは、分解することなく、固定子鉄心内を通つて上部に抜きだせる構造とするため、第14図のように、パーレル内周に張り出したベース上に組立てる構造とした。ベースは、コンクリートに埋まる部分と、上記のパーレル内周に張り出した部分の二つよりなり、パーレル内周に張り出した部分は随時分解できるものである。フランシス水車、あるいはペルトン水車の場合は、固定子鉄心内径は、パーレル内を通つて水車を分解する必要上などからきまつてくるパーレル内径よりかなり大きいから、なんら問題なく基礎上に下部ブラケットを置くことができるのが一般であるが、比較的高速度のカプラン水車の場合は、パーレル内径が固定子鉄心内径に近くなつてくるので、通常の場合では、下部ブラケットを固定子鉄心内径を通つて分解できなくなる場合がしばしば起る。カプラン水車直結の本発電機の場合も、通常の場合では、下部ブラケットを分解することなく、固定子

鉄心内を通つて分解することができないので、上記の構造とした。

空気冷却器は対称に6個固定子枠外周に直接とりつける構造とし、風道内に含まれた水分が、空気冷却器に水滴として附着したり、運転休止時巻線の吸湿の原因となるのを防ぐために、小型の電気除湿機を風道内に設置した。

本機の調速機は ASEA 製電気調速機であるので、その電源となる調速機用発電機の周波数は、主機の回転に完全に追従することが要求される。かつ発電機の頂部には水車の圧油送入装置が設置されるため、調速機用発電機を発電機頂部に置くことができない。そこで調速機用発電機の回転子を、副励磁機軸に直接とりつける構造とした。副励磁機軸が多少振れても、調速機に全然悪影響を与えぬように、考慮を払つて設計している。

本発電機の概要は以上のごとくであるが、温度上昇試験能率試験などを始め、電機子巻線の熱劣化試験、回転

子の無拘束速度試験などの工場試験に、十分満足すべき結果がえられた。

[VI] 結 言

以上、殿山発電所納めの 17,000 kW カプラン水車および 17,000 kVA 交流発電機の概略について述べた。

殿山発電所に高落差カプラン水車を採用することについては計画当初にフランス水車を採用した場合とを比較の上決定されたものである。カプラン水車を採用の場合には、水車の重量ならびに価格はフランス水車のそれを上回り掘さく量も増すが、発電機の重量ならびに価格の低減と、さらに負荷変動および落差変動に対する効率の低下の少ないことによる発生電力量の増加を考慮するとカプラン水車案の方が有利となる。

発電用機器は現在据付中であり、通水は昭和32年3月に予定されているが、その運転実績は各方面の注目の的となるものと思われる。



特許の紹介



特許第 227444 号

矢島光吉

反転式蝶型弁操作装置

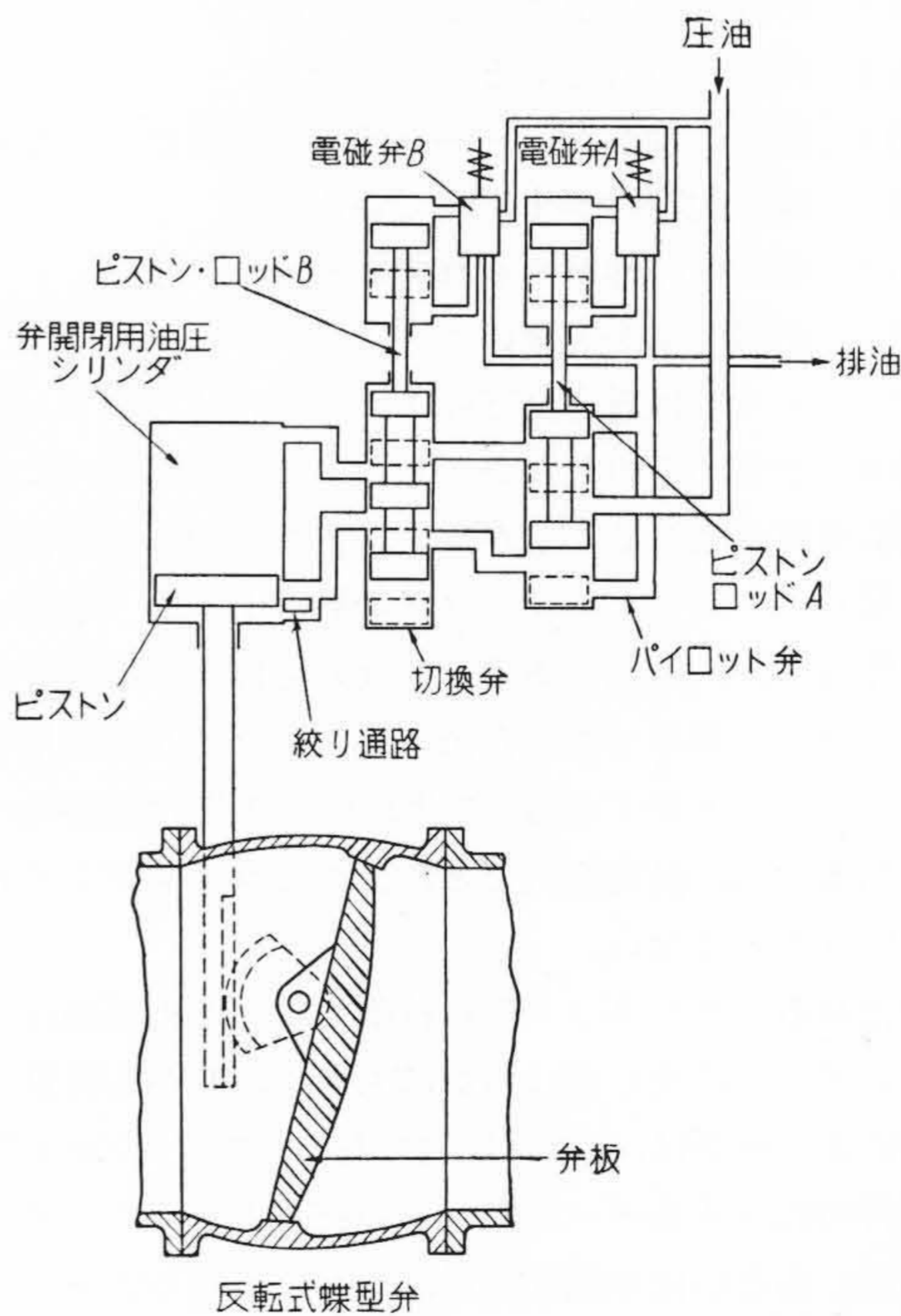
この発明の反転式蝶型弁操作装置は、弁開閉用油圧シリンダとパイロット弁との間の配圧通路にパイロット弁との連通を断つと同時に弁開閉用油圧シリンダ内の両側を連絡する切換弁を設け、なお弁開閉用油圧シリンダ内のピストンが閉弁方向へ移動する際の排油側に絞り通路を設けたことを特徴とするものである。

電磁弁Aはパイロット弁を切り換えるためのもので、その操作により圧油を切り換えてピストンロッドAを上または下に移動させる。実線の状態は、ピストンロッドAが上方に持ち上げられ、圧油がパイロット弁を通じて弁開閉用油圧シリンダの上方に送られ弁を閉じている状態である。このとき切換弁は作用しない。

切換弁は弁開閉用油圧シリンダをダッシュポットとして作用させる場合に使用するもので、その切換は電磁弁Bにより行う。電磁弁BによつてピストンロッドBを点線で示す位置まで下げると油圧シリンダに通じる通路は圧油に通じる側、排油に通じる側ともに閉じられ、油圧シリンダ内のピストンの上下は切換弁の内部で連通する。したがつて、ポンプの故障などのため逆流が起つた場合、弁板は自動的に閉じようとしてピストンを下方に移動させるが、ピストンの下側の絞り通路の作用により急激な閉鎖は阻止される。

上記の電磁弁Bをポンプ駆動用電動機と関連させておけば、ポンプ運転中は常にダッシュポットとして働かせる準備態勢をとらせることができる。

以上の説明からわかるように、この発明によれば、別個にダッシュポットを設けなくても閉弁時の衝撃を緩和することができ、しかも全体として装置を小形にすることができる効果がある。(富田)



第 1 図