

インド、ヒラクッド第1発電所納

38,800kWカプラン水車および41,666kVA交流発電機について

38,800kW Kaplan Turbine and 41,666 kVA A. C. Generator Supplied to
Hirakud No. 1 Power Station, India横井信安* 大越健児*
Nobuyasu Yokoi Kenji Okoshi

内 容 梗 概

水車は最大出力 38,800 kW (52,000 HP) を有し、わが国で製作されたものとしては屈指の大容量カプラン水車であり、さらに、この水車の据付けられるインドにおいてはカプラン水車として最大容量の記録的製品である。このような大容量カプラン水車を輸出向として設計製作するに当り、構造的に考慮した点は特に機械の据付け、保守を容易にするようにしたことである。

1. 緒 言

日立製作所ではインド向輸出水車としてさきにバークラ発電所用 112,000 kW フランシス水車 5 台、ガングワール、コトラ発電所用 29,840 kW プロペラ水車各 1 台、ムニラバッド発電所用 9,320 kW カプラン水車 2 台を納入し、いずれも現在据付中であるが、このほどインドにおけるカプラン水車として最大容量の記録機である 38,800kW カプラン水車および 41,666 kVA 交流発電機各 1 台がヒラクッド第1発電所の第5号機として完成納入された。

ヒラクッド発電所は第1図に示すように、カルカッタの西南西約500 km、オリッサ州に位置し、マハナデイ河に設けられたヒラクッドダムによりたくわえられた水を利用して発電を行うものである。

現在ヒラクッド第1発電所には第2図に示すように、1, 2号機として 25,360 kW フランシス水車 2 台 (J. M. V. 製)、3, 4号機として 38,800 kW カプラン水車 2 台 (E. E. 製) が運転中であり、今回日立製作所より納入のものは5号機であるが、さらに6号機として同一仕様のカプラン水車の受注が決定した。

このカプラン水車は容量的にもわが国で製作されたカプラン水車としては屈指のものであるが、水車の形態もまた記録的な大形水車であり、輸出向として製作されるため各部構造は据付け保守を容易にするように考慮が払われている。水車の最高落差は 36.3m であるが、水車としては基準落差 26.5m においても最大出力を出せるよう要求されているために、水車特性としては基準落差、最大出力点における比較的高い特有速度に適合させるとともに一方最高落差の場合の運転に対して必要な水車各部の強度とキャビテーション性能をうるために苦心が払われている。

2. 機 器 仕 様

水車および発電機の仕様は次のとおりである。

(1) 水 車 仕 様

形式 PMS-V (立軸渦巻形カプラン水車)

最大出力 38,800 kW (52,000 HP)

有効落差 最高 36.3m (119 ft)

基準 26.5m (87 ft)

最低 22.2m (73 ft)

非常最低 19.5m (64 ft)

最大水量 166.7m³/s (5,880 cusecs)

回転数 150 rpm

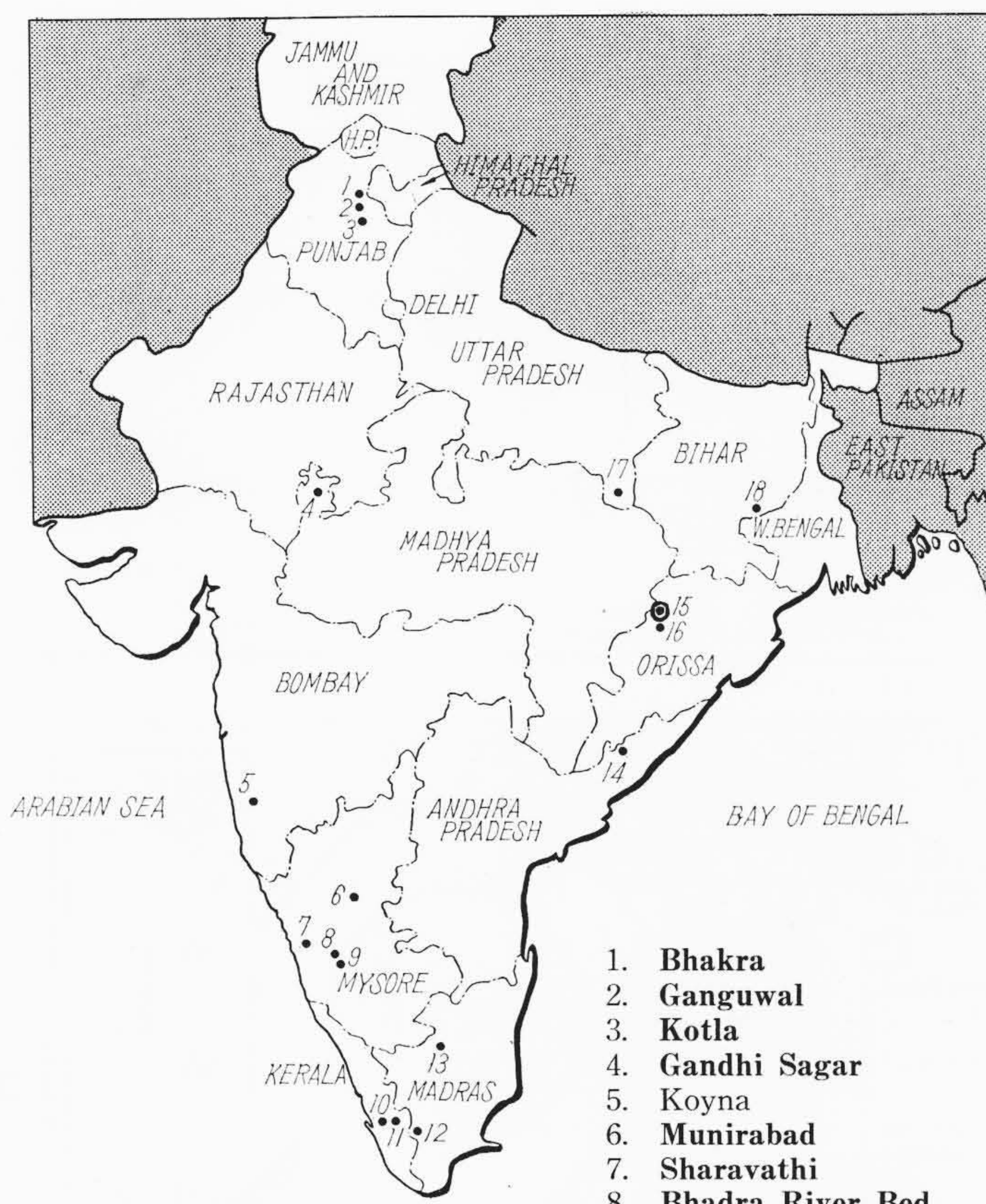
比速度 491 (m-kW) (128.5 ft-HP)

台数 1 台

(2) 発電機仕様

形式 VEFKLW-RD (かさ形閉鎖風道循環形、潤滑油強制循環、空気冷却器付、凸極回転界磁式、制動巻線付)

容量 41,666 kVA

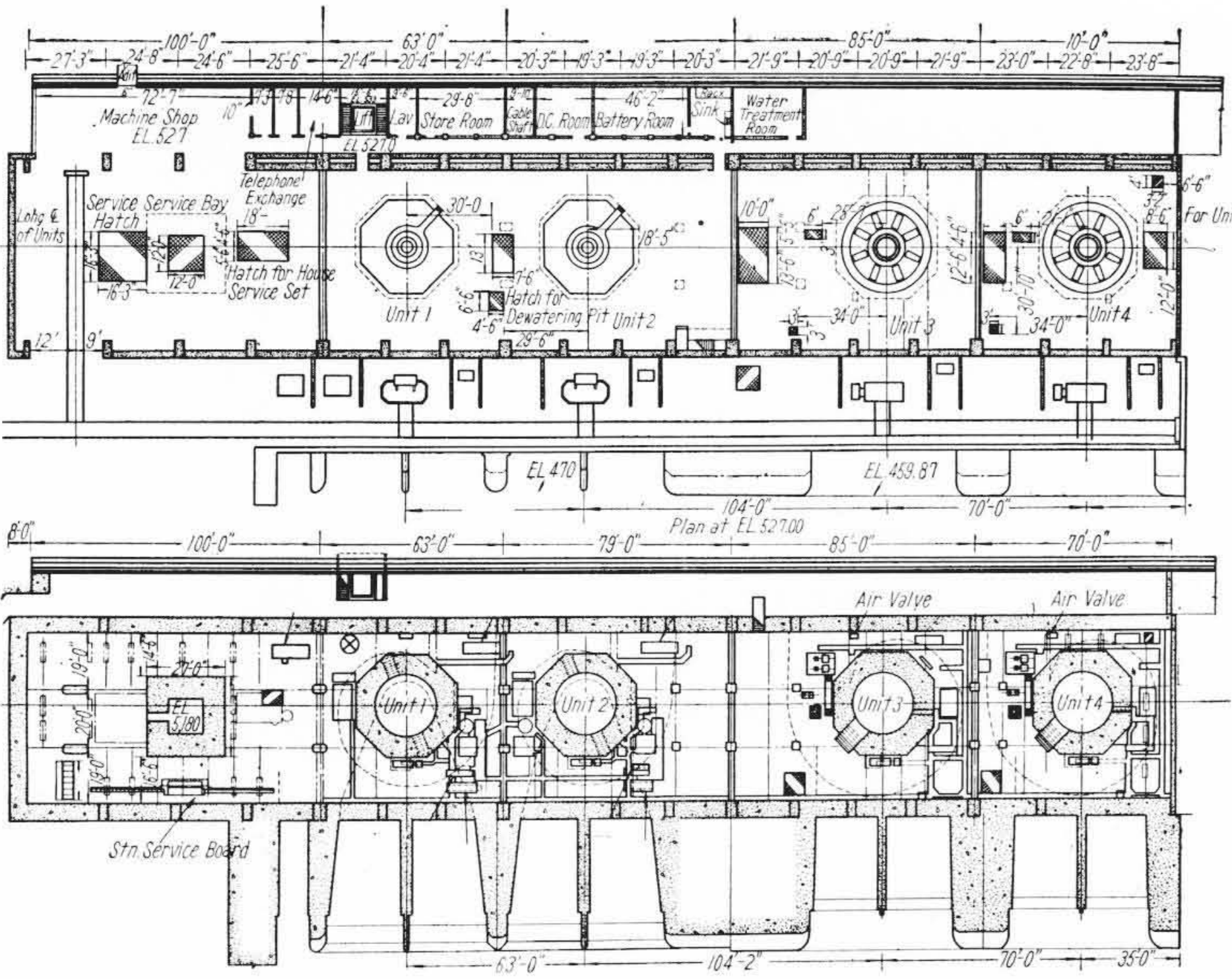


(・印は既設または計画中の発電所地点、太字で示された発電所は日立水車または発電機の納入されている発電所を示す)

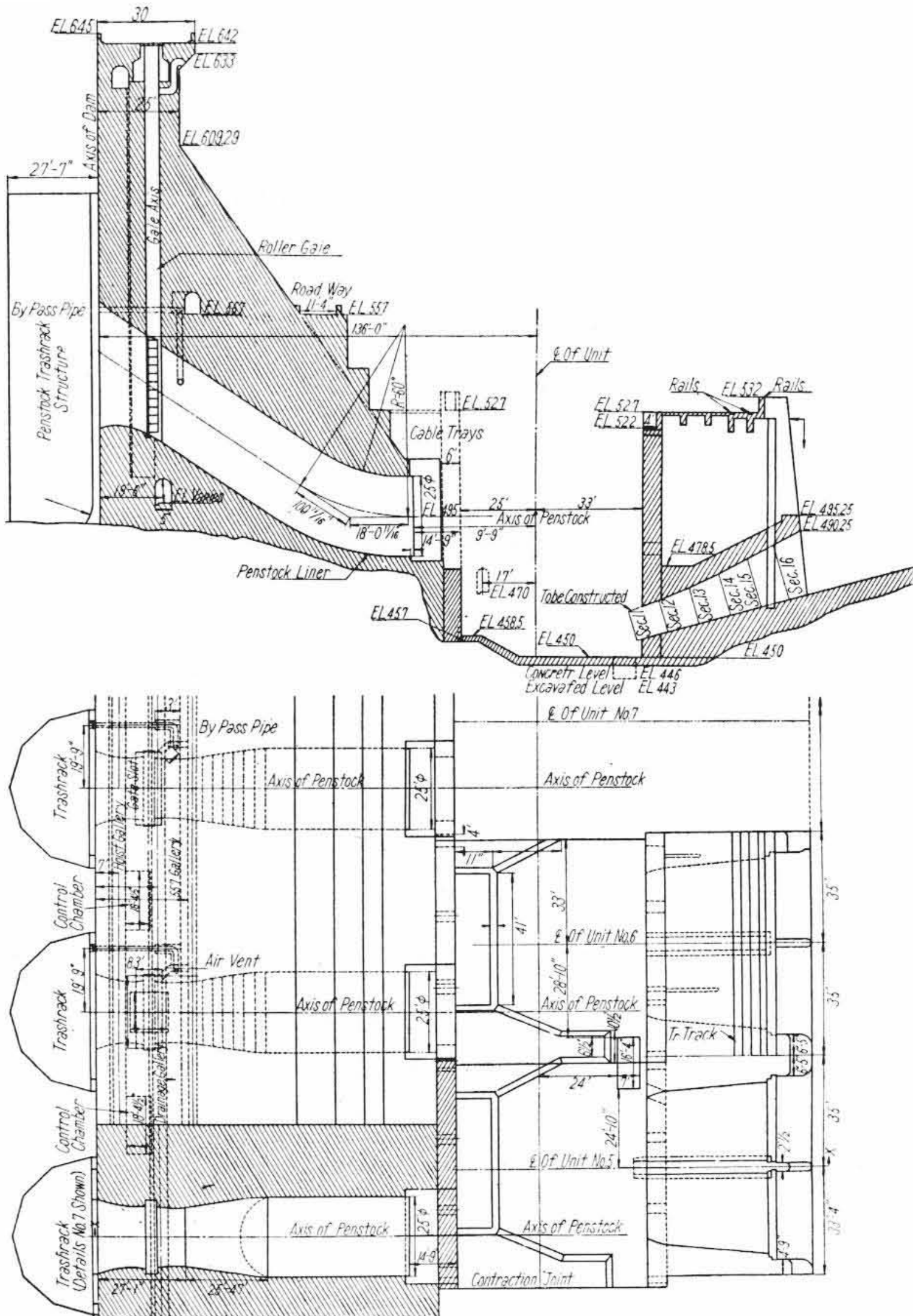
第1図 ヒラクッド第1発電所位置図

1. Bhakra
2. Ganguwal
3. Kotla
4. Gandhi Sagar
5. Koyna
6. Munirabad
7. Sharavathi
8. Bhadra River Bed
9. Bhadra Right Bank
10. Neriamangalam
11. Panniar
12. Periyer
13. Kundah
14. Machkund
15. Hirakud I
16. Hirakud II
17. Rihand
18. Panchet Hill

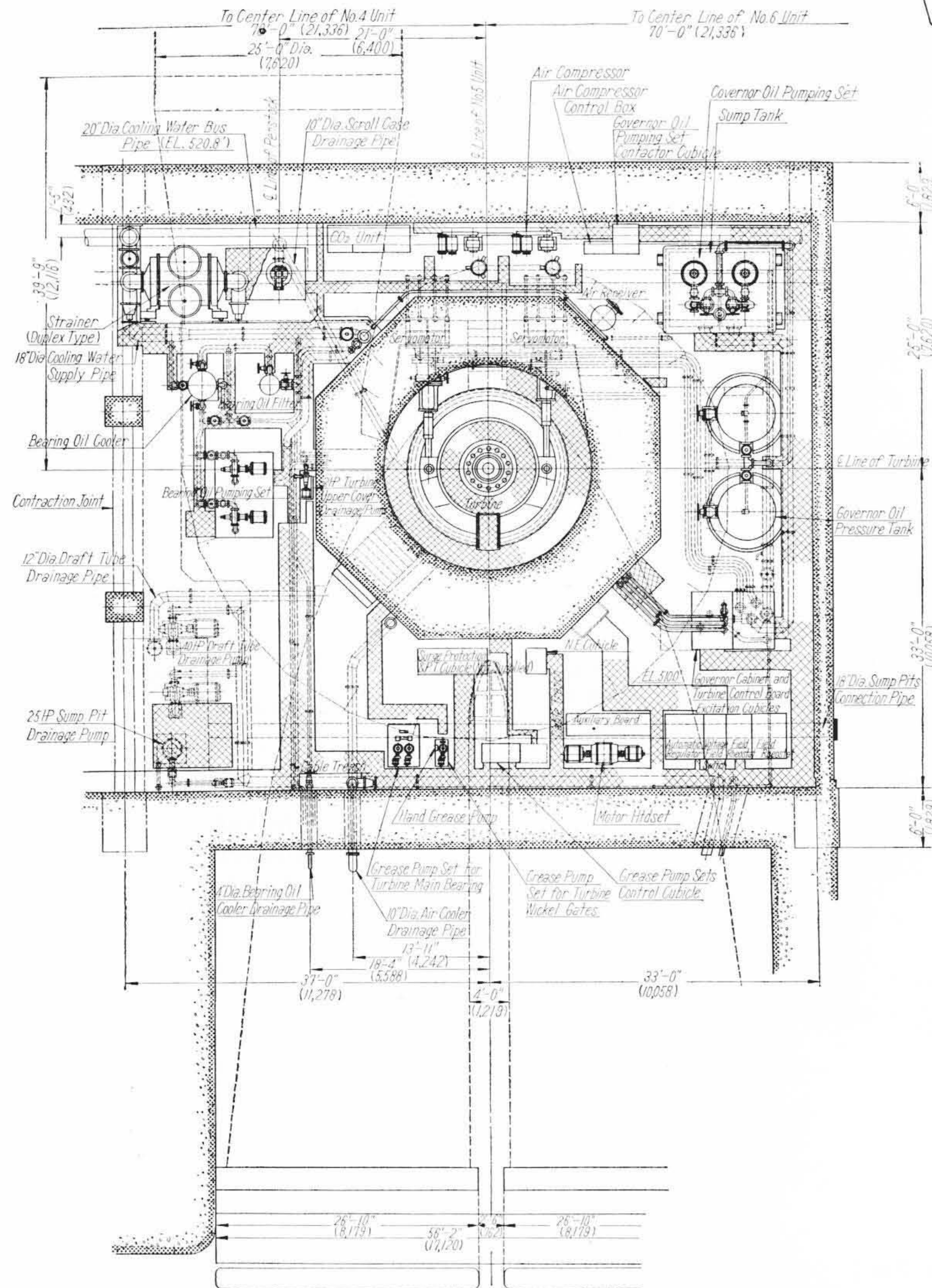
* 日立製作所日立工場



第 2 図 ヒラクッド発電所既設機据付図



第 3 図 5, 6 号機用ブロックアウト



第 4 図 38,800 kW カプラン水車および 41,666 kVA 発電機据付平面図

電 圧	11,000 V
回 転 数	150 rpm
周 波 数	50 c/s
力 率	0.9

3. 建 家 配 置

建家配置は第 2 図に示すように、1, 2 号機が既設の 25,360kW フランシス水車、3, 4 号機が既設の 38,800kW カプラン水車で、今度納入されるのが 5 号機である。5, 6 号機の据付けられる場所は第 3 図に示すように、吸出管の出口部分とペンストック部分のみが完成しており、納入される機器はこの既設部分に合わせて設計された。

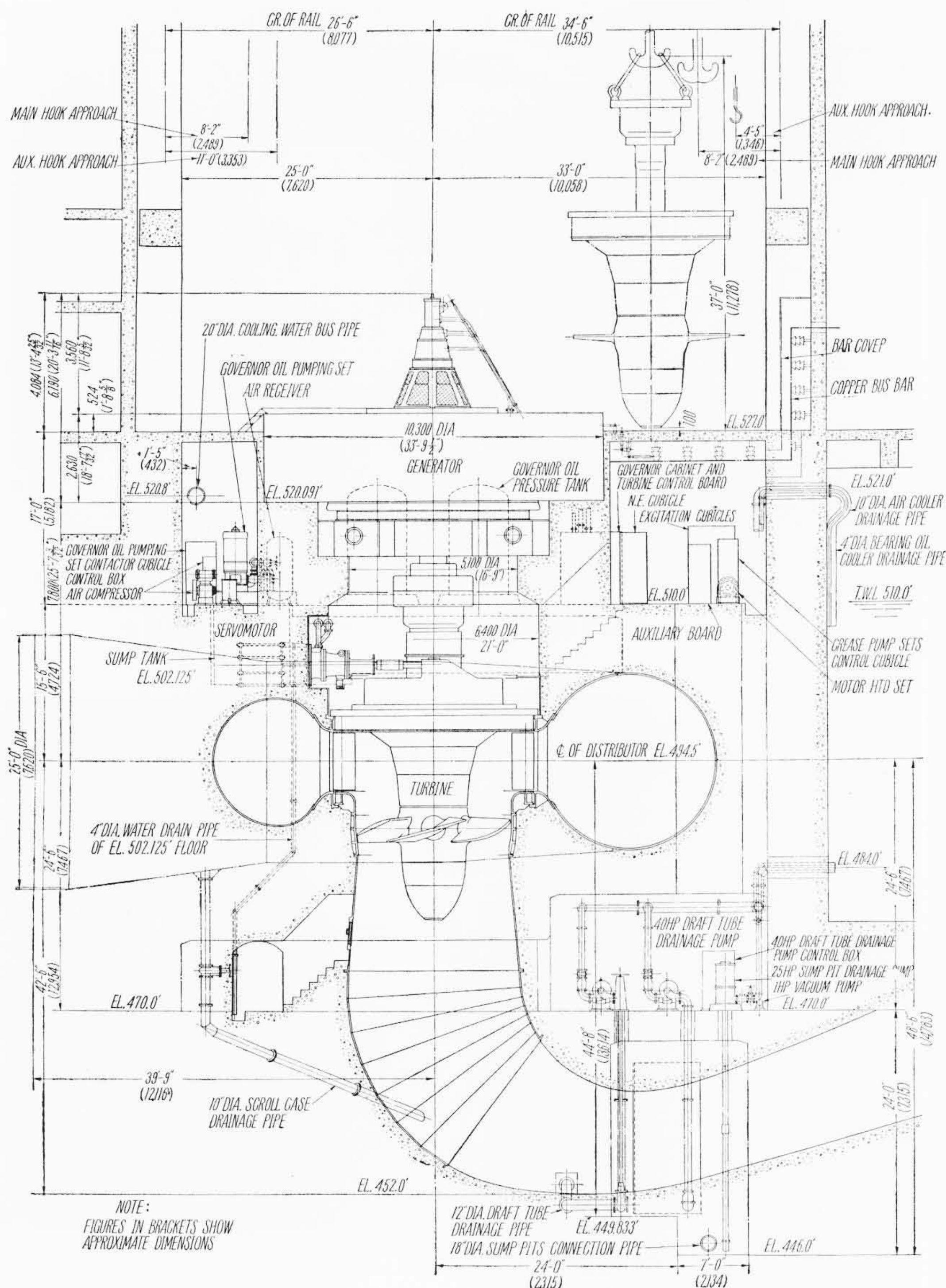
据付方式は既設機に合わせてセミバーレル式が採用され、调速機、水車操作盤圧油装置などの補機類は水車室にまとめられている。第 4, 5 図に据付断面および平面図を示す。

4. 52,000 kW カプラン水車

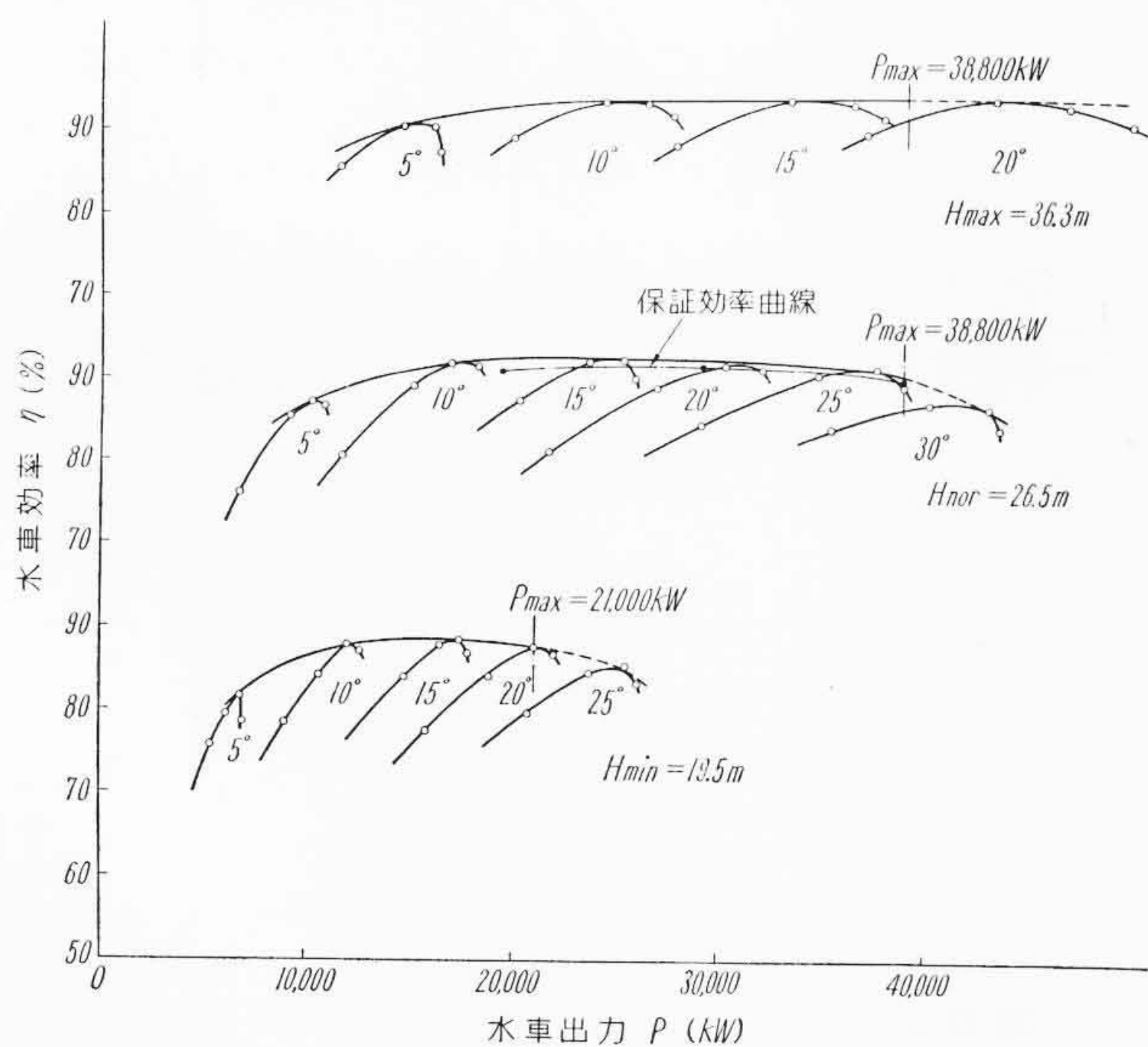
4.1 模 型 試 験

この水車の比速度は 491 (m-kW) であって、36m 程度の落差に適用されるカプラン水車としては非常に高い比速度を有している。このため従来の 6 枚羽根ランナよりもボス径比を小さくした新設計の 6 枚羽根ランナにより模型試験が行われた。

模型試験に使用されたのは効率試験用として直径 500mm、キャビテーション試験用として直径 250mm のランナを有する模型水車でいずれもケーシングの入口から吸出管の出口までを実物水車と完全に相似に製作された。第 6 図および第 7 図にそれぞれ効率およびキャビテ



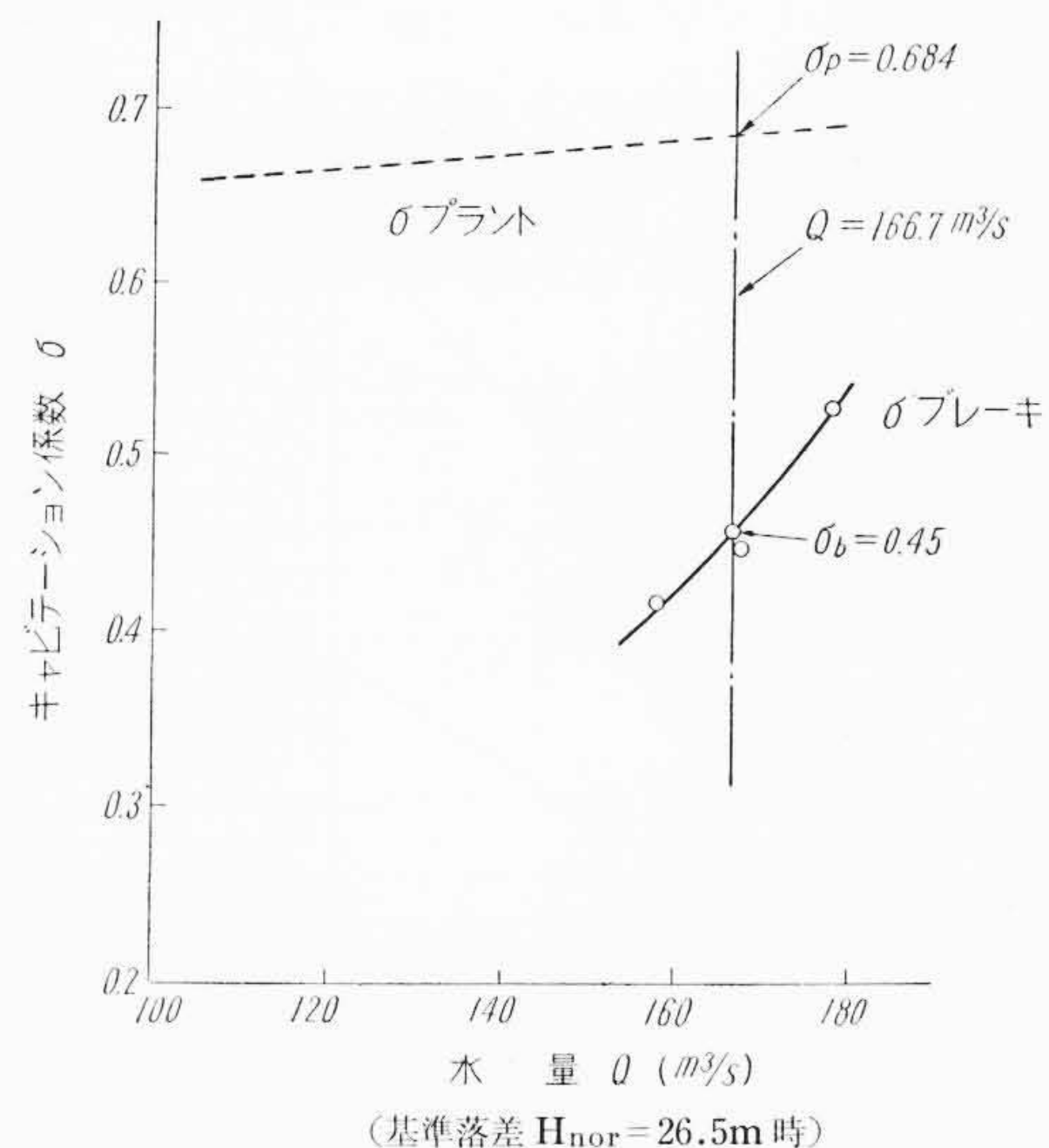
第5図 据付断面図



第6図 実物水車推定性能曲線

ーション試験の結果を示す。

この水車は最高落差 36.3 m から基準落差 26.5mの間は水車最大出力38,800 kW (52,000HP)を出すように要求されているために、使



第7図 キャビテーション試験結果

用水量は最高落差 36.3m において 119 m³/s, 基準落差 26.5mにおいて 166.7 m³/s と落差が下がるにつれて逆に水車はより多くの水をのまなければならぬこととなり、案内羽根開度は基準落差最大出力点において最大となり落差の上昇するにつれて開度制限を行い、最高落差では70%開度程度である。このためキャビテーション現象に対しては基準落差、最大出力時が最も過酷な条件となった。第8図に開度制限の状況を示す。

4.2 本体構造

水車本体構造は第9図に示すように、ほとんどが鋼板溶接構造により製作された。ケーシングは現地の据付けを考慮して入口管部を現地溶接、それ以外の渦巻部分をリベット接続構造としている。ディスチャージリングは内面を不銹鋼板張りとするることによって半永久的な耐久性を与え、コンクリート埋込み構造としている。第10図は水車本体の工場組立状況である。

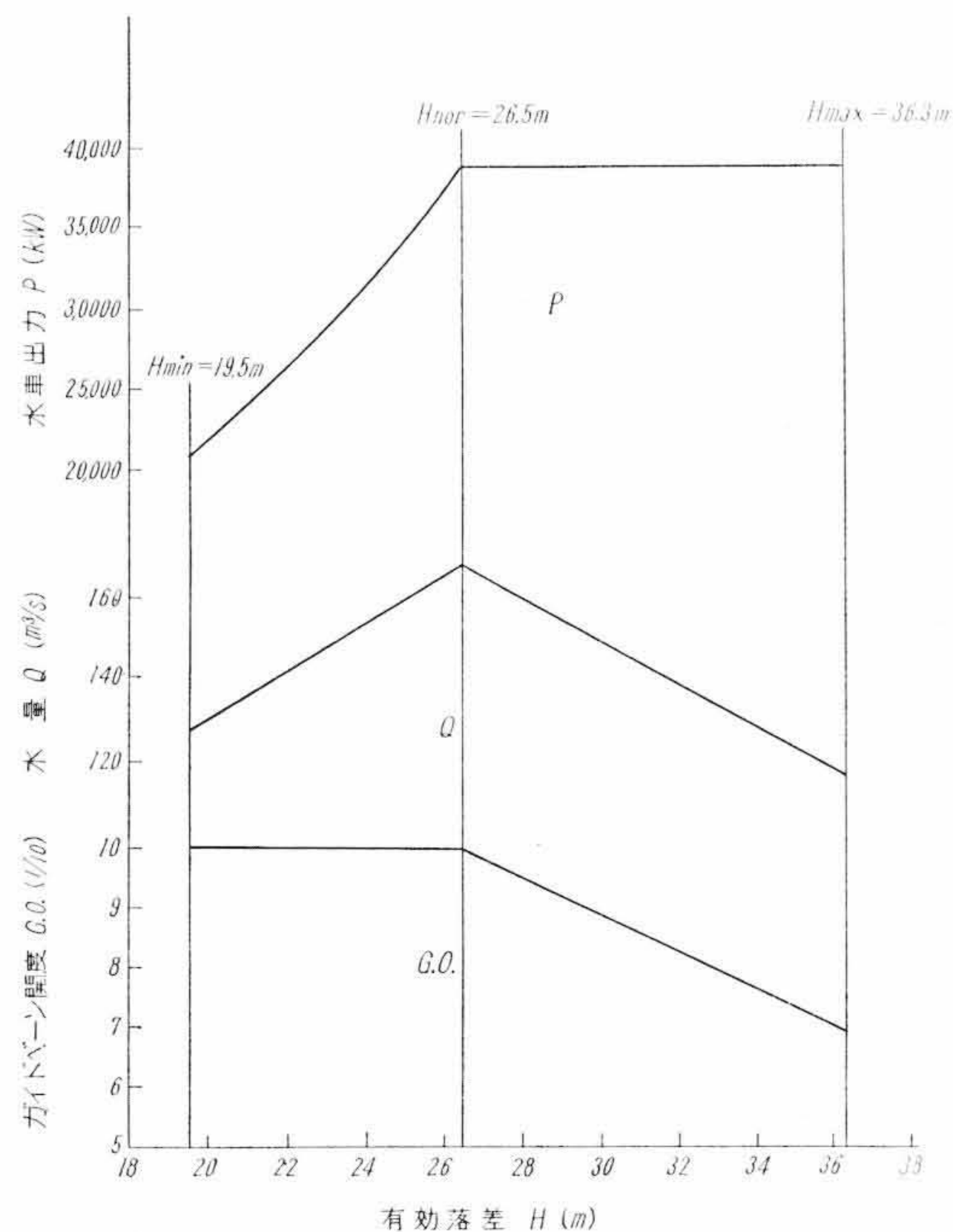
4.2.1 ランナ

ランナは外径 4,700mm の6枚羽根ランナで、わが国における記録的な大形ランナである。ランナブレードはならい機械により正確に仕上げられた。水車の比速度が割合い高いためにランナボス径が比較的小さいので、ランナブレード操作機構には特殊な構造が採用された。第11図は完成したランナを示す。

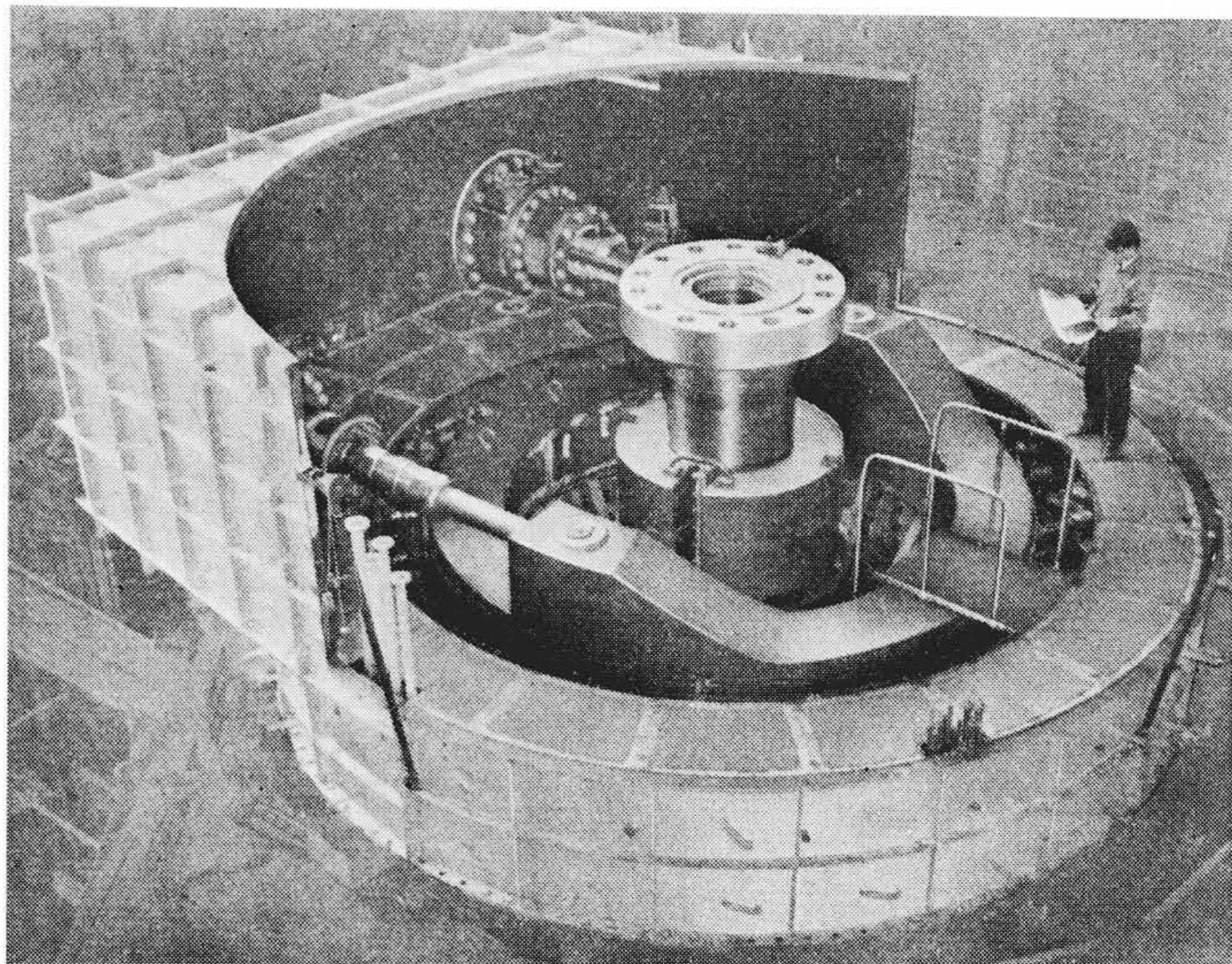
(1) ランナブレード

ランナブレードは 13Cr 鋳鋼製であって、ブレード翼面は電気式拡大ならい装置を有する横軸ミーリング盤により精密に仕上げられた。一般にカプラン水車のランナブレードは、ランナの回転軸と同心の数個の円筒断面に沿っての水力学的な計算が行われ、翼断面はこの円筒断面上に求められ、円筒断面の展開図として図示され、ゲージも円筒形のゲージが使用されるのが普通であるが、翼面のならい加工は第12図に示すように、ブレード回転軸と直交する平面との方向に行われ、また大形ランナでは円筒形のゲージを製作するのが非常に困難なので直線ゲージが採用された。前にも述べたようにカプラン水車のブレード形状は設計的には円筒断面として求められるため、直線ゲージ断面の形状をなんらかの方法で求める必要がある。

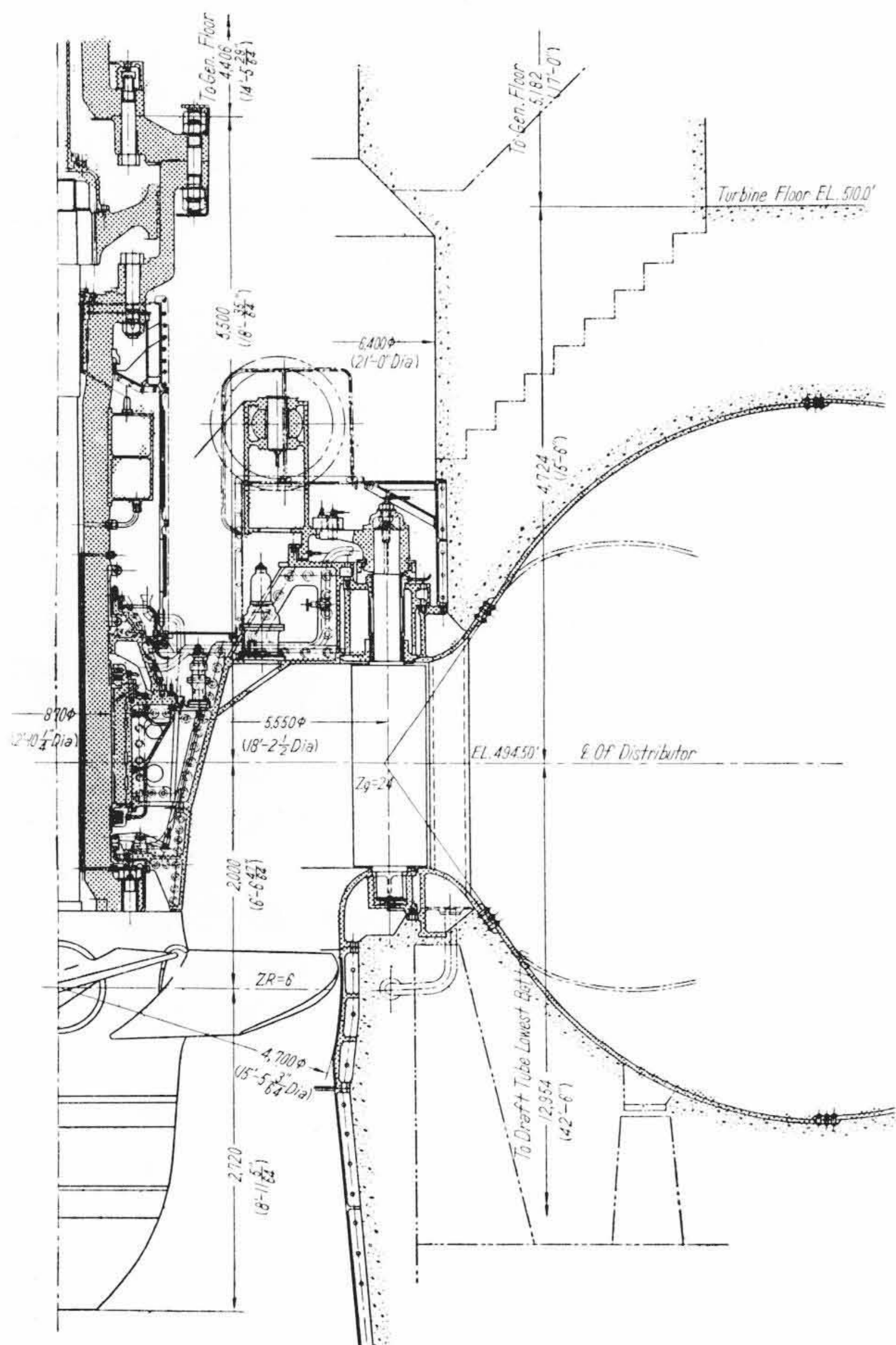
この水車のランナブレードの直線ゲージの形状を求めるために



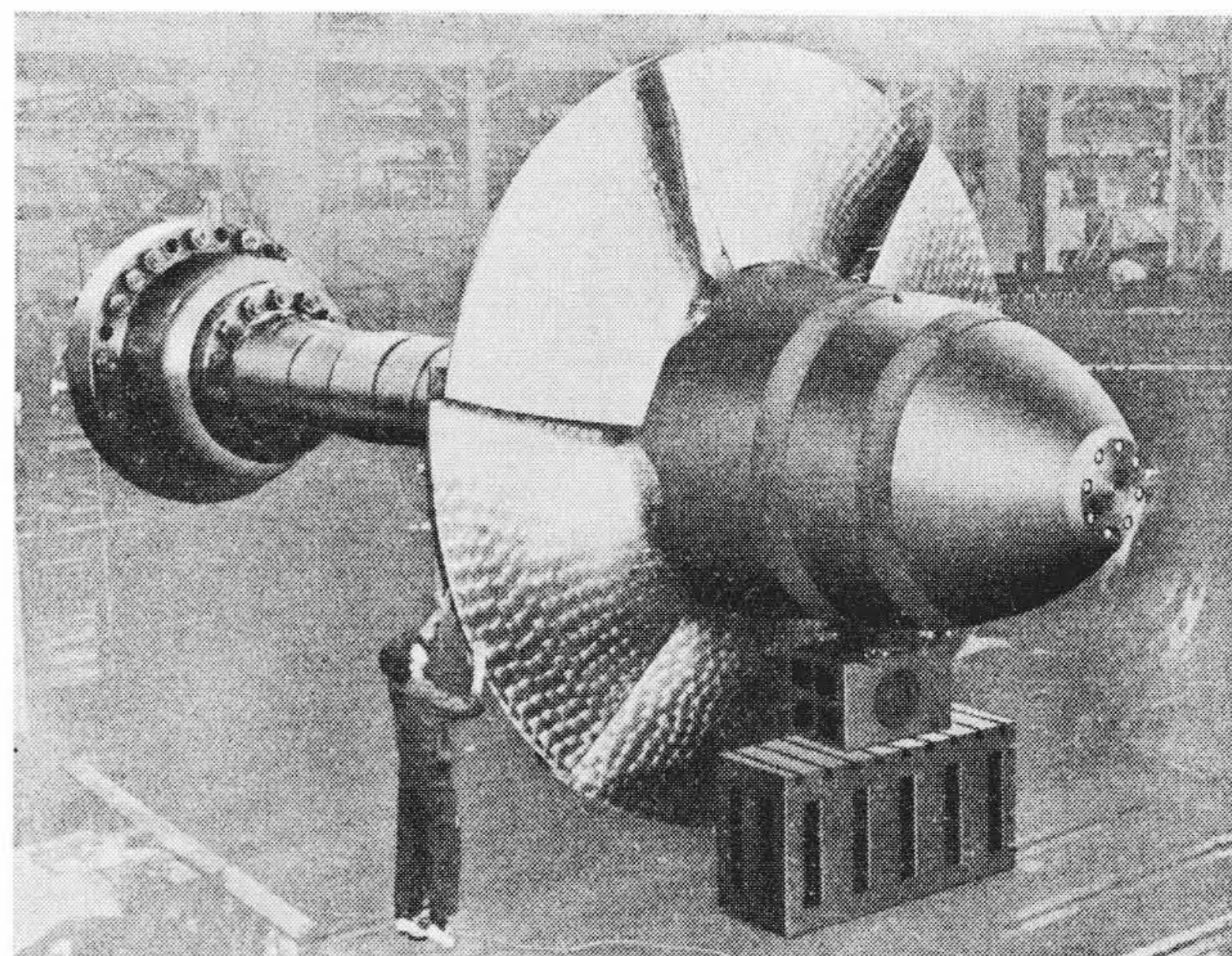
第8図 変落差の水車出力、水量、ガイドベーン開度の変化状況



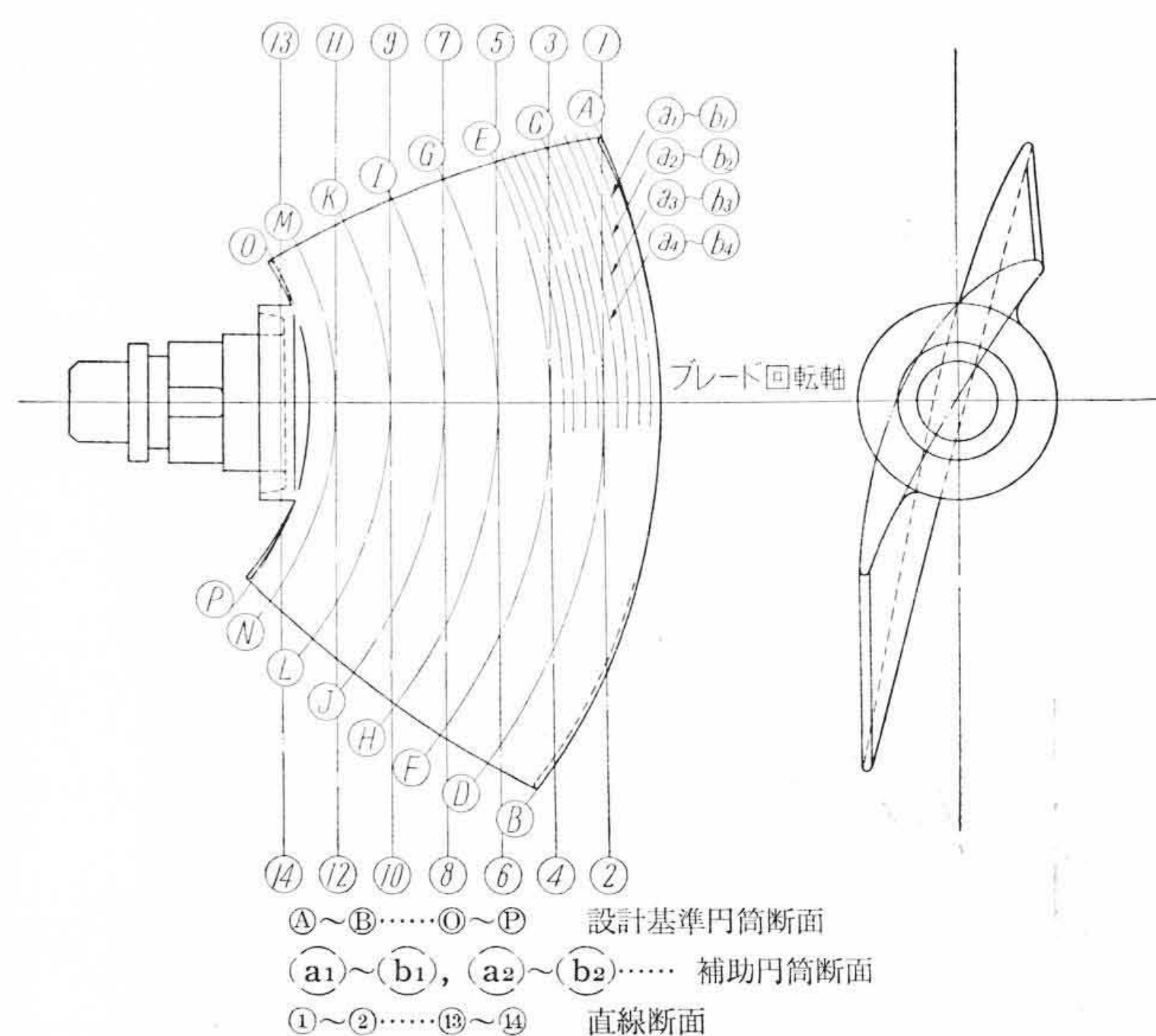
第10図 38,800 kW カプラン水車本体の工場仮組立て



第9図 38,800 kW カプラン水車構造図



第11図 水車ランナの組立て



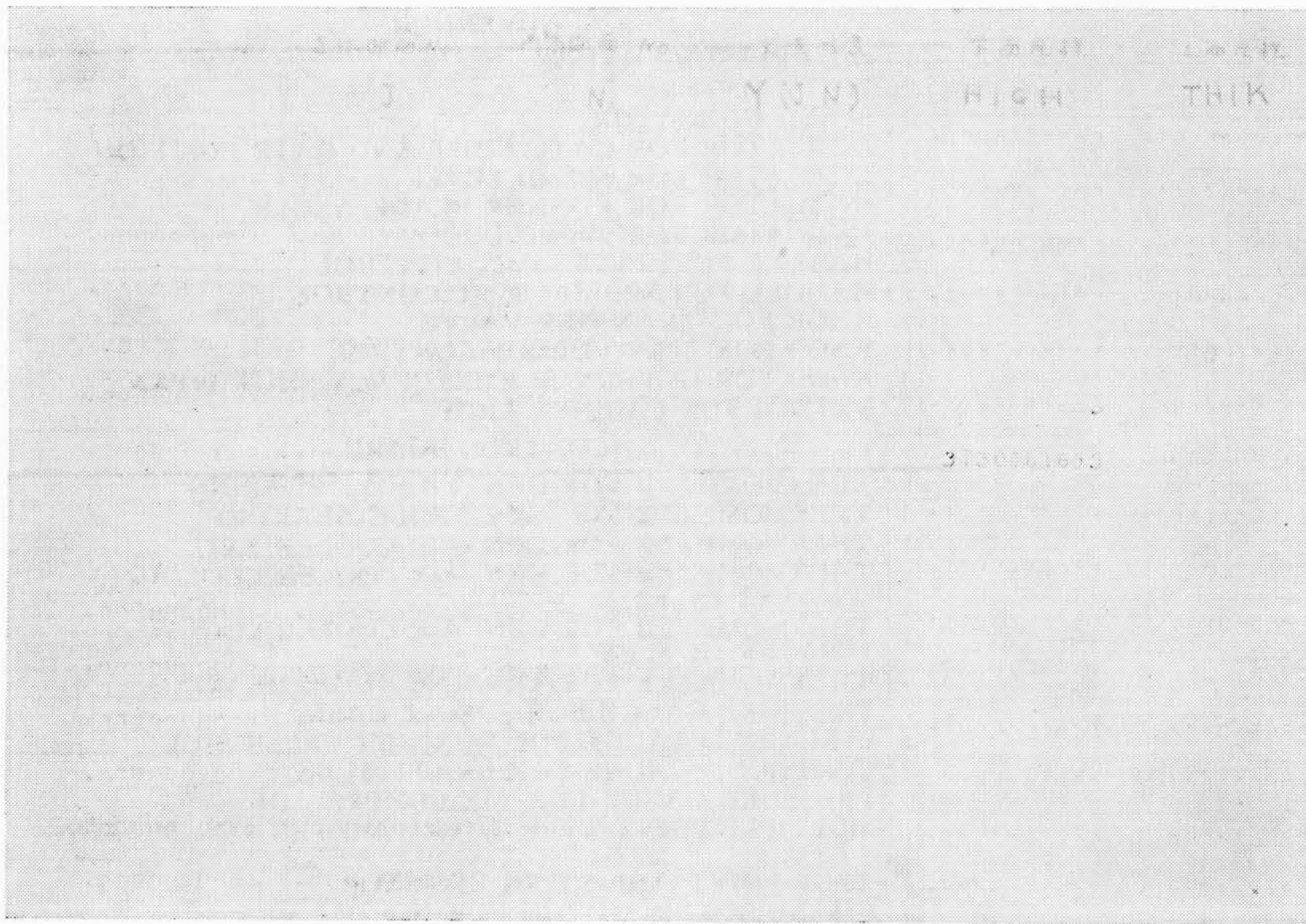
第12図 円筒ゲージ方式と直線ゲージ方式の比較

第12図のように基準円筒断面の間に補助的な円筒断面を必要ならだけ内そうし、直線ゲージとこれら円筒断面との交点の座標を逐次計算により求めた。実際にはこの計算には多大の労力を要するものであるが、電子計算機を使用することにより約10分程度で全翼断面が正確に計算され好結果を収めた。第13図にその計算結

果の一部を示す。

(2) ランナブレード操作機構

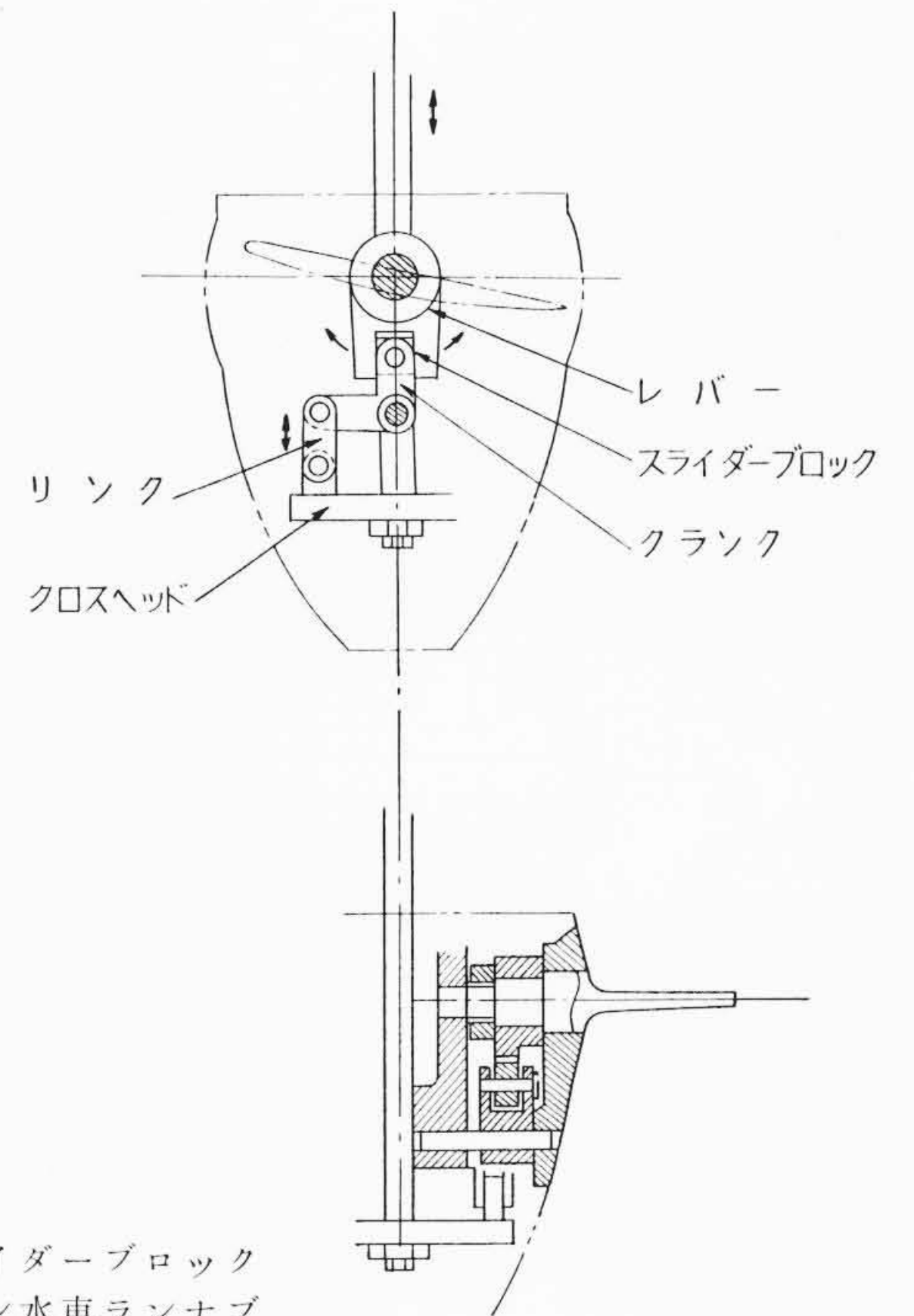
カプラン水車にあっては一般に落差の高くなるに従いブレード枚数が増えてブレードのステムの間隔が狭くなり、またブレ



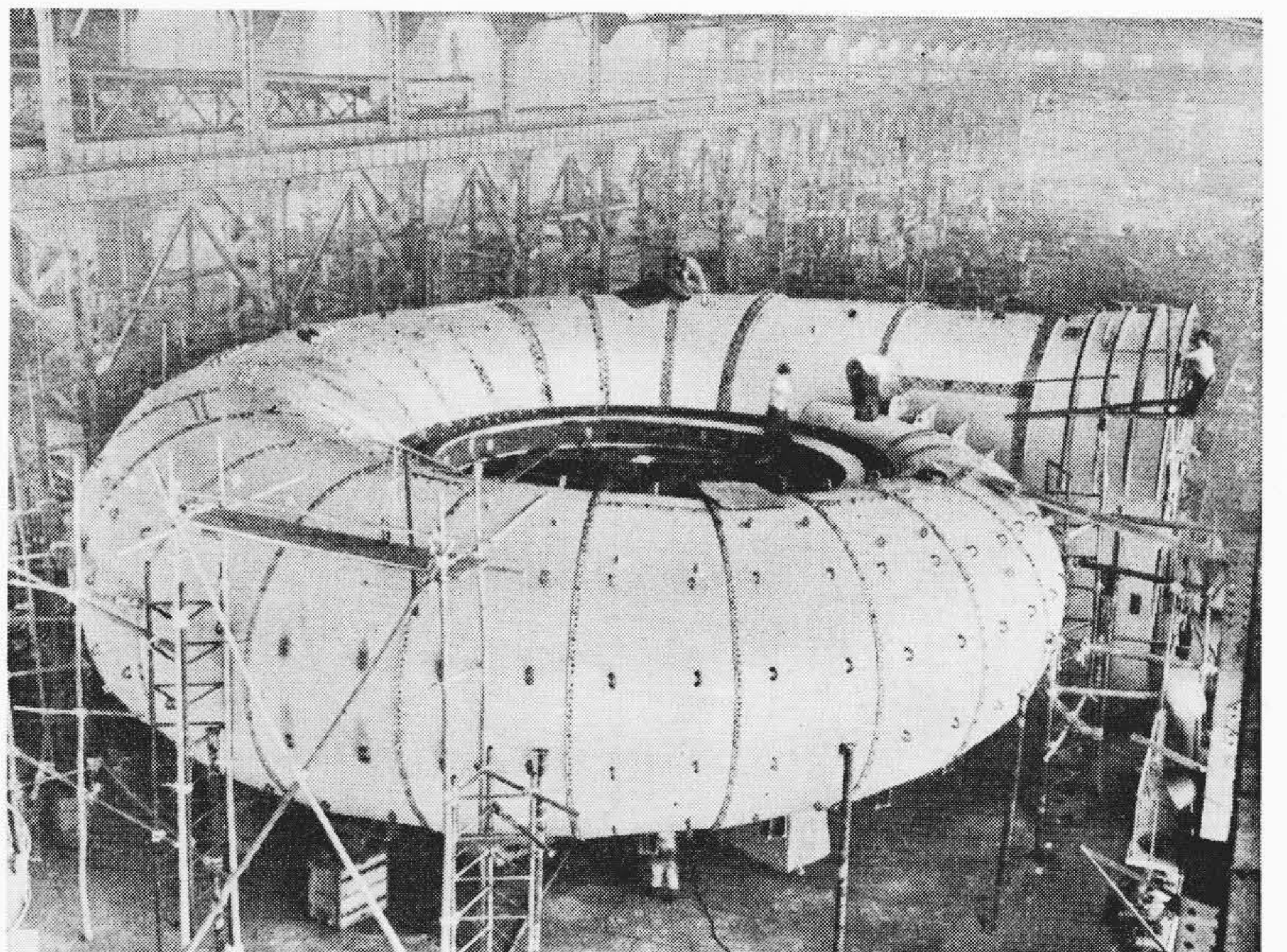
第13図 ランナブレード翼断面計算結果の一部

第1表 ランナブレード操作方式の比較

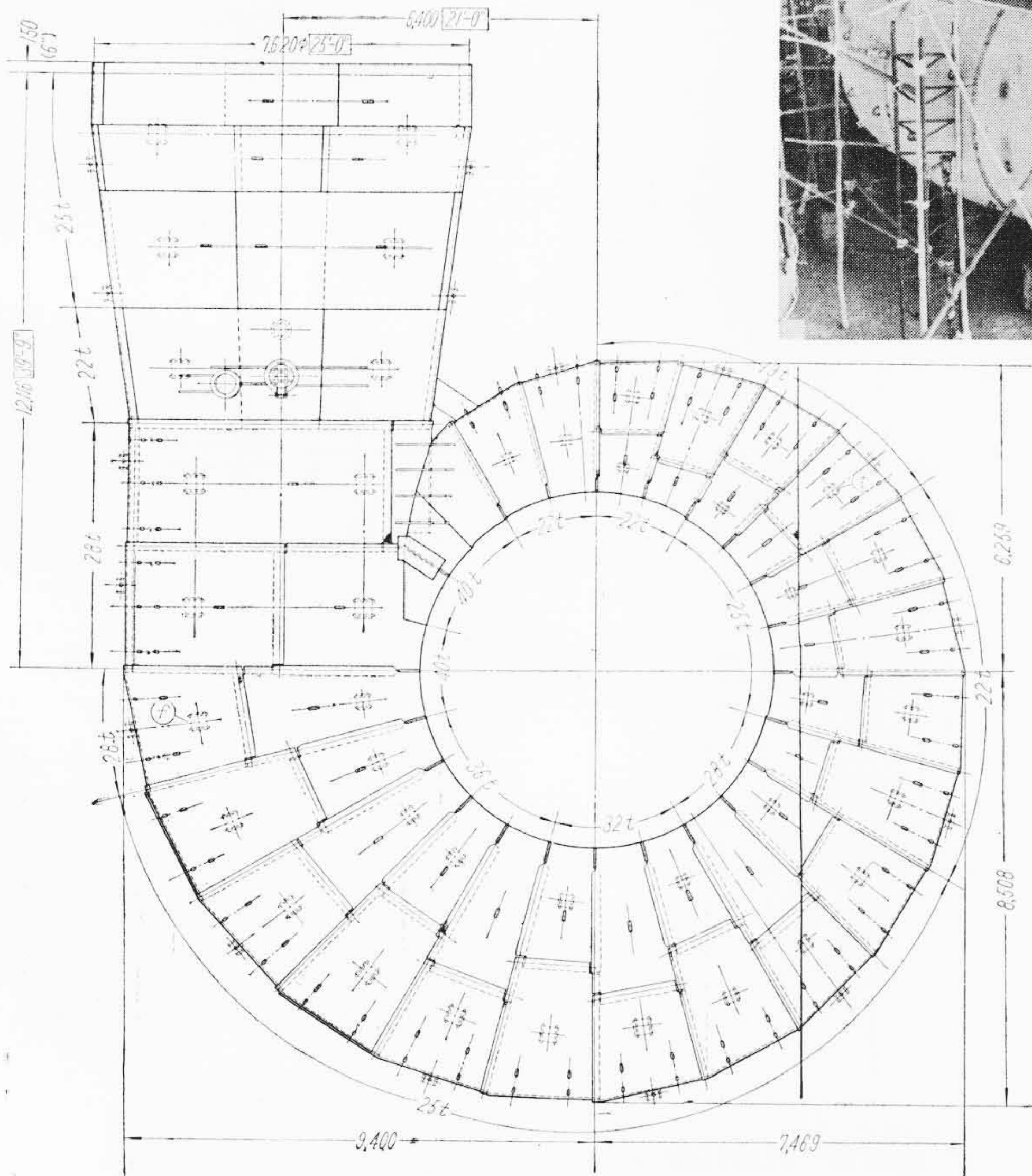
	普通形	新方式
ブレード回転角	27°	27°
ステム部レバー半径	375mm	500mm
必要なサーボモータ力	700 t	460 t
サーボモータストローク	175mm	260mm
サーボモータ直径	2,100mm	1,700mm
ストローク比	1	1.5
サーボモータ直径比	1	0.8



第14図 クランク、スライダブロックの組合せによるカプラン水車ランナブレード操作機構要領図



↑ 第16図 工場仮組立中の水車ケーシング



← 第15図 ケーシング寸法図

ードにかかる水圧力および遠心力が大きくなるため、羽根枚数が多くなるに従いボス径比が大きくなるにも関わらず、ブレード操作機構をボス内に組み込むことはだんだんに困難になってくる。この水車の場合ブレード枚数は6枚で高落差カプラン水車としては少ないほうであるが、特有速度を高くとるためにボス径比を切詰めている関係からランナブレード操作機構には特殊な機構を採用してこの問題を解決している。

第14図はこの操作機構の要領を示したもので、従来のカプラン水車ではブレードステム部に水平

みうスライダブロックとクランクおよびリンク、クロスヘッドを組合せた機構を採用している。この方式の採用により隣り合ったブレードシステムの間の狭い空間にレバーリンクを入れる必要がなくなり十分な強度をもった操作機構を狭いボス内に収めることができた。またこの方式の採用により、レバーの長さを十分にとることが可能となったため、従来の操作機構を採用した場合に比して直径が小さくてストロークの長いランナサーボモータを使用することになり、ブレードを正確に動作させる上からも好ましいものとなった。第1表は従来形の操作機構を採用した場合とを比較したものである。

4.2.2 ケーシング、スピードリング

ケーシング、スピードリングともに鋼板溶接製である。スピードリングは外径7.5mに達し四つ割とした。ケーシングは入口径が7.6mにも達する巨大なもので、入口のコーン部は現地溶接、それ以外のケーシング胴板どうしおよびケーシング胴板とスピードリング胴板との接続にはリベット接続を採用した。ケーシングはその形態が非常に大きいため約80個分割としたが、各胴板の厚みは各断面ごとに強度計算を行った上で決定した。第15図はケーシングの概略寸法と各部の板厚を示したものである。また第16図は工場組立中のケーシングおよびスピードリングを示す。

4.2.3 主 軸 受

主軸受はグリース潤滑による水中軸受であるが、特に軸受金の中に直接冷却用の銅管を埋込み、また軸受の上部および下部には二重のグリースシールパッキングを備えるなど、現地の使用条件を考慮して十分安全な構造となっている。

4.3 調速機および調整装置

4.3.1 調速機、水車操作盤

調速機は機械式キャビネット形調速機であって水車操作盤と並置されガイドベーンサーボモータ用配圧弁は調速機キャビネット内にランナブレードサーボモータ用配圧弁は水車操作盤内に置かれている。水車の有効落差の変動範囲が非常に広いので落差連動装置を備え、落差の変化に応じて手動ハンドルを操作することによりガイドベーン開度とランナブレード角度との関係を常に最適の関係に保つことができる。第17図に調速機キャビネットおよび水車操作盤の外観を、第18図に水車の自動操作系統図を示す。

4.3.2 圧 油 装 置

M-M方式であって、油圧21 kg/cm²、容量1,200 l/minの立軸スクリュウポンプを常用、予備各1台備えている。集油槽には冷却管および混水警報装置を備え万全を期している。

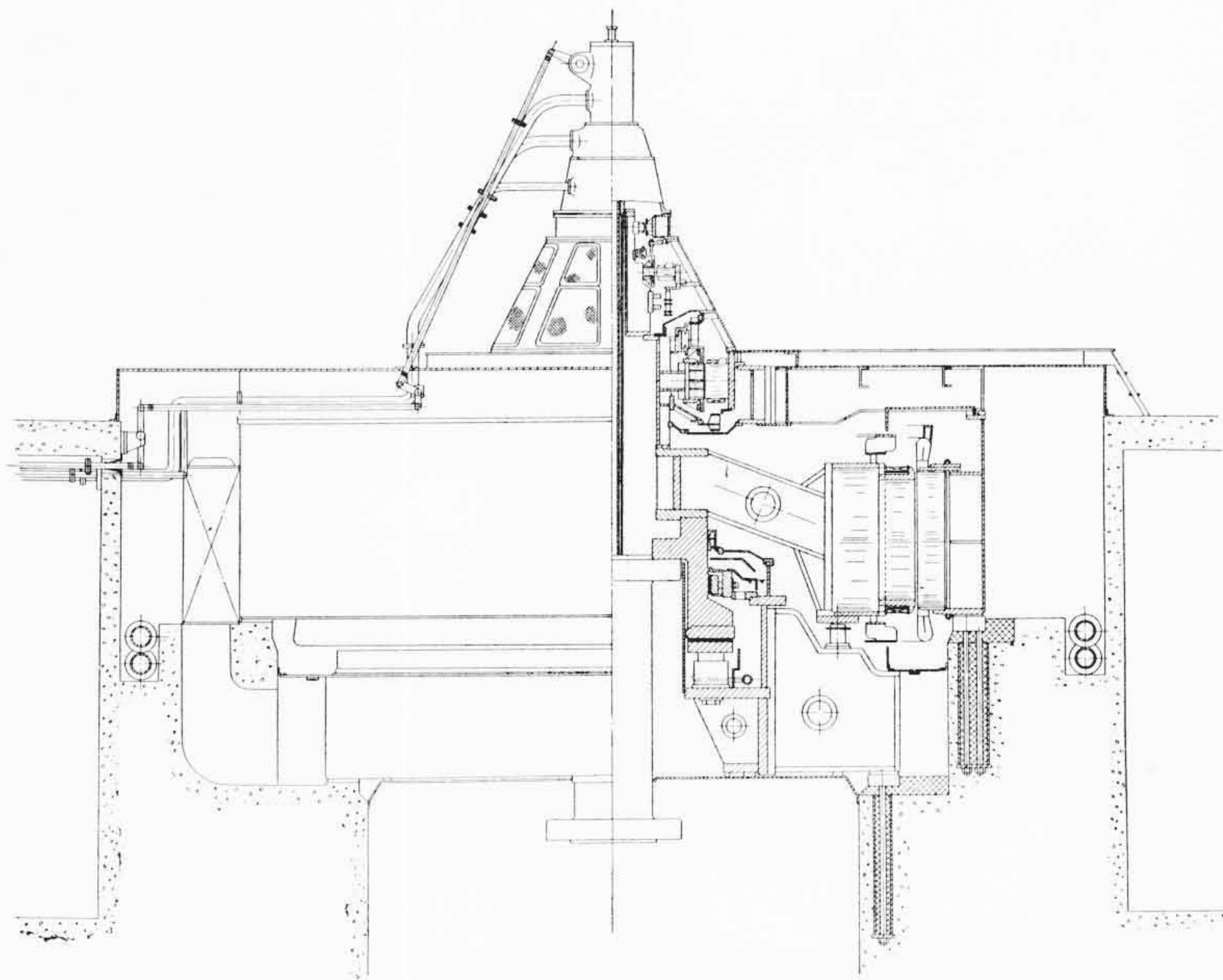
5. 41,666 kVA 交流発電機

本機は、カプラン水車に直結されるため、372 rpm（規定速度の248%）という高い無拘束速度に耐えるよう要求されているにもかかわらず、かさ形構造を採用することにより、経済的でしかも信頼度の高い機械とした点がひとつの特長である。以下本機について概略を紹介する。なお本機は12,100V、42,000 kVA、0.9 P.F.の連続運転を保証している。

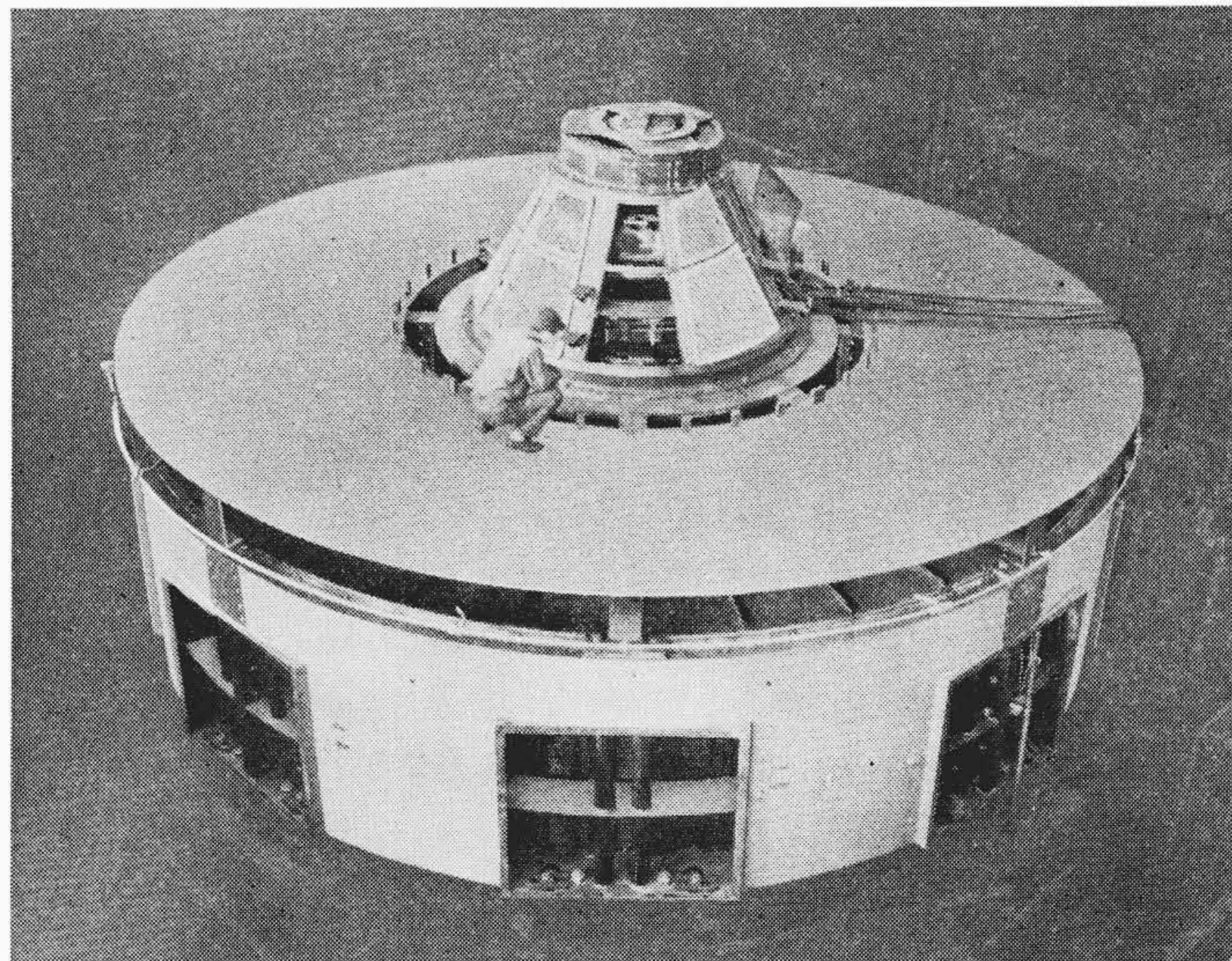
第19図に本機の構造図を、第20図に工場試験中の外観を示す。

5.1 固 定 子

固定子枠は鋼板溶接構造で、外径は7.8mにも達するため、輸送上



第19図 41,666 kVA 交流発電機組立図



第20図 工場試験中の 41,666 kVA 交流発電機

4個に分割されている。振動などを考慮し、十分なる剛性をもたせるとともに、短絡時の最大回転力にも十分耐えるよう強固なものとしている。固定子枠外周には、対称に8個の空気冷却器を配置し、固定子鉄心の通風ダクトを通して出てくる熱風を有効に冷却せしめ、風道の上下にある通風孔を通してふたたび風を機内に循環させている。

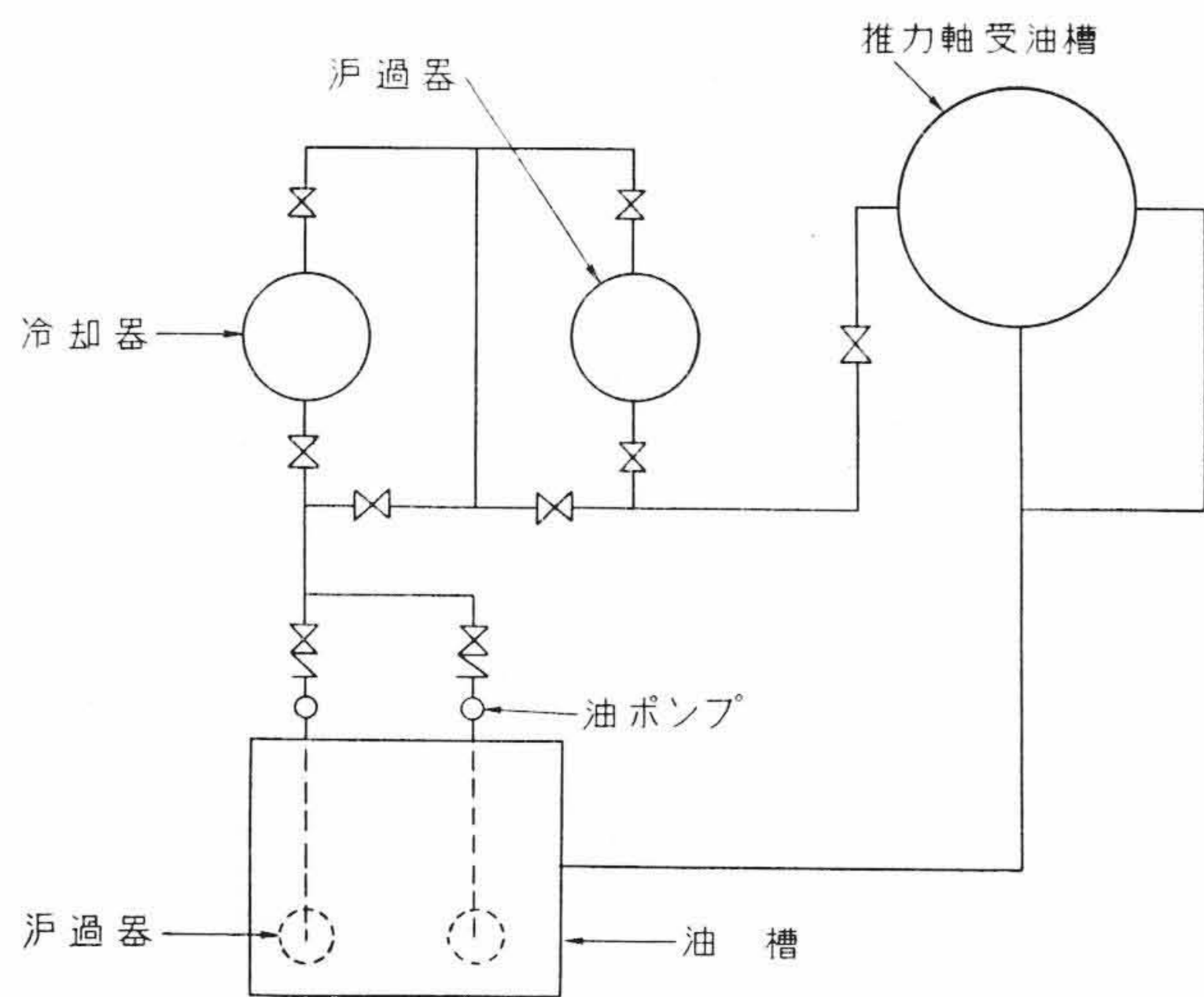
固定子線輪は、二層重ね巻きとし、“SLS ワニス”を真空含浸させた絶縁を行っている。電氣的、機械的特性がすぐれていることはもちろん、耐湿性に富み、また冷却効果も良いなど、きわめて優秀な絶縁となっている。

5.2 回 転 子

回転子は第19図にて明らかなように、かさ形構造を採用している。主軸は両フランジ形とし、上面をシャフトカラーにボルト締めし、さらにシャフトカラーと主軸とは輻鉄に締付けボルトにより強固に固定される。このような構造とすることにより、回転子の分解、組立ておよび推力軸受の調整が著しく容易になっている。

輻鉄には鋼板溶接構造を採用した。回転体であるため、材料および溶接部分は、超音波探傷試験、X線試験などを入念に行い、欠陥の皆無なことを十分確認している。

継鉄には鋼板を扇形状に打抜き、これを1極ずつ、ずらしながら積



第21図 潤滑油配管系統図

み重ね、リーマールボルトで強固に締付けるセグメント形積層継鉄を採用した。中央部にはセグメント鋼板の配列をかえることにより、数列の通風孔を設け回転子および固定子の冷却効果をよくしている。

界磁線輪は平打巻で、B種絶縁を施している。

界磁極は薄鋼板を積層し、両端に鍛鋼製端片を取付けてリベットにより締付けたもので、界磁極頭には低抵抗の制動巻線が取り付けられている。制動巻線は極間も接続された完全制動巻線である。

5.3 軸受、その他

推力軸受は回転子の下部に設けられ、ピボット式の日立セグメンタル・スラストベアリングが採用されている。調整ボルトは油槽の下部で外側から調整可能である。下部案内軸受は推力軸受と同一油槽内に設けてあり、回転子の中心と案内軸受の位置との距離を、最小にすることにより機械的安定度が十分大となるようくふうされている。最近ほとんどの発電機は、軸受を油自蔵形とし、油槽内に冷却蛇

管を設け冷却水を通じて油を冷却させる方式を採用しているが、本発電所の場合は、冷却水の水質がきわめて悪く、運転中に冷却管の冷却能力が低下する危険性が考えられるので、本機においては、潤滑油を外部から強制循環し、油冷却器を外部に設置する方式を採用した。第21図に潤滑油配管系統図を示す。潤滑油循環用の油ポンプは常用、予備各1台を設置し、常用は誘導電動機駆動、予備は直流電動機駆動とした。また推力軸受油槽からの配油管に2個の油流継電器を設け、うち1個は油量が規定値の50%に低下した時に動作し、予備ポンプ起動および警報を行い、ほかの1個はさらに油量が低下し、規定値の30%以下となった場合、機械を停止させるために使用されている。

下部ブラケット、上部ブラケットはともに鋼板溶接製で十分堅固に製作されている。風道は側面部分がなく、発電機はほとんどコンクリートピット内に設置され、床面上には励磁機より上の部分のみが現われる形となる。

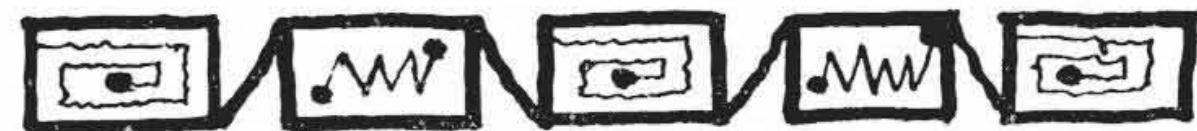
励磁機は発電機の上に直結されているが、発電機がかさ形構造であるため、回転子の上部には軸受がなく、したがって、主励磁機を上部ブラケットの中に取り付けることにより励磁機部分の高さを極力低くするようにしている。副励磁機の上には調速機用発電機が取り付けられ、その上部にカプラン水車の圧油導入装置が取り付けられている。

5. 結 言

以上、インド、ヒラクト第1発電所納38,800 kW カプラン水車および41,666 kVA 交流発電機の概略を紹介した。最近における日立水車および発電機の国外への進出はまことにめざましいものがあり、今後は現在の輸出先以外の国々にもさらに発展するために日夜努力を重ねている折から、この大容量カプラン水車の完成をみたことは誠に意義深い。なお今回引き続き本発電所用6号水車および発電機もインド政府より特命で受注したが、これらの水車および発電機が将来への大きな発展の一道標となることを願ってやまない。



特 許 の 紹 介



特許第251767号

森 通 次・石 川 重 夫

気 化 器

自動車用エンジンに装着される気化器は、登坂時、降坂時に燃料油面が傾斜してエンジンに供給される燃料量の変化が好ましくないため、自動車の進行方向に浮子室を設けずに側方に設けている。しかし浮子室を側面に設けた場合には、自動車の旋回によって油面が傾斜するため混合気がき薄になるので、この対策として旋回運転を行うエンジンの低速運転時にき薄化を防止する余分の燃料を供給している。

この発明は、自動車の旋回時に生ずる油面の傾斜に基いて燃料が不足するのを防止するため、主ノズル1の設置される給気筒2の左右に浮子室3、補助燃料室4を設けている。両室は通路5で連通され、浮子室3の壁と浮子6との間隙による容積が補助燃料室4の容積に比して十分小にされている。したがって補助燃料室4がない場合C-C'で示すように傾斜する油面は、補助燃料室4から燃料が流入し浮子6のすみやかな上昇によってA-A'で示す油面になり、旋回終了までに要する燃料は油面がB-B'に降下することによって十分であるので、主ノズル1の恒油面X-X'より降下することがない。低速運転時の燃料量は、旋回運転を考慮に入れることなく決定でき低速運転時の燃料量を節減できる。(鎌田)

