

# 最近の日立大容量発電所用蒸気タービン

佐藤博司\*

## The Latest Large Capacity Steam Turbines for Generator Drive

By Hiroshi Satō

Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

### Abstract

It makes an outstanding feature in the extension programme for the construction of large capacity thermal power plants to demand the fulfilment of the America's highest standard of technique in turbine engineering which almost denies the comparison with the Japan's general level of technique in this field.

Still in the last year, in fact, no Japan's turbine manufacturing companies had been fully prepared for the construction of high temperature high pressure large capacity turbines, scarcely passing the confines of research, the fact which made some electric power companies have recourse to the importation of the plant at the tremendous expenditure of dollar on hand.

Hitachi, Ltd., however, has lead the other indigenous turbine manufactures in completion of both manufacturing system and facilities, acquiring thorough knowledge and practice of turbine engineering for the construction of large capacity units.

Thus, in August this year, the Company has launched into the designing and manufacturing of 66,000 kW turbine generator, specifying 88 kg/cm<sup>2</sup>g steam pressure and 510°C steam temperature, to be installed at the Tsurumi No. 2 Power Plant, Tokyo Electric Company. This turbine generator, when completed, will make the Japan's record in output capacity.

The writer introduces in this article the above machine designed mainly after the type of International General Electric's turbine.

### 〔I〕 緒 言

我国の電源開発計画の一環として最近漸く火力発電所の新設及び増設が計画実施される運びとなつて来たがこれ等新設又は増設の汽罐及びタービン発電設備は最近の電力需要の急増の一端を早期に担う必要性を帯びているため往時の Peak load power station としての使用条件よりも Base load power station として長期連続運転される傾向が強い。このため各電力会社に於ては早くから (1) 発電原価を低廉ならしむること。(2) 建設費を

出来るだけ軽減すること。(3) 出来るだけ短期間にて建設し早期に発電開始せしめること。等に主眼を置いて考究されて来て最も進歩した米国の最近の火力発電技術を取入れて我々製造業者に下記の如き条件を強く要求して来ている。

- (a) 高压高温としプラント効率を良好ならしむること。
- (b) 信頼度高く長期連続運転に耐え得ること。
- (c) 一基当りの単位出力を出来るだけ大ならしむること。
- (d) 1機1罐の結合方式とすること。

\* 日立製作所日立工場



- (e) 短納期として早期に発電可能ならしむること。
- (f) 運転人員を減らすため中央制御方式を採用すること。

日立製作所に於てはかゝる状勢を早くから察知し高温材料、一体鍛造ロータ、新型タービン翼、調速装置及び各種保安装置等あらゆる分野に亘つて試作研究を行つて来たが過般更に米国 G.E. 社のタービン発電機の設計製作技術を取得することが出来今やこれ等電力会社の要求を満足する優秀なるタービン発電機を製作することが出来る。

このように最近のタービンは往時のタービンに比し材料構造及び効率等著しく進歩して来ているので以下最近日立製作所が製作する大容量復水タービンに就き大略を紹介する。

### 〔II〕タービンの性能とプラント効率

現在日本の火力発電所に於ては燃料費が直接発電原価に大きな影響を及ぼすためプラント効率の上昇に就いて使用者及び我々製造者共に苦心しているが大綱的には蒸気圧力温度の上昇と適切なる真空度の選定、1機当りの

容量の増大、タービン内部効率の増進及び給水加熱装置の効率の上昇等が大きく取り上げられて来ている。これ等は相関連してプラント効率を上昇するが大略の傾向を知るため次の如く分類して説明する。

#### (1) 蒸気圧力、温度、真空度がタービンの性能及びプラント効率に及ぼす影響

タービン入口の蒸気圧力、温度及び真空が直接タービンの蒸気消費量に影響することは衆知のことである。現在米国に於ては 1,250 psi, 950°F (88 kg/cm<sup>2</sup>g, 510°C) が大型発電用タービンの一般標準であり 1,450 psi, 1,000°F (102 kg/cm<sup>2</sup>g, 537°C) の Reheat cycle 或はこれ以上のものが採用されて来ているが我国に於ては最近漸く 850 psi, 900°F (60 kg/cm<sup>2</sup>g, 485°C) が緒についたばかりである。最近電力会社に於て採用される出力及び蒸気状態は第1表の米国 AIEE 及び ASME の標準に依つているのでこの蒸気状態に就いてタービン無抽気時の蒸気消費量の増減の関係を求めると第1図の通りとなる。即ち 60 kg/cm<sup>2</sup>g, 485°C (850 psi, 900°F) のものに比し 40 kg/cm<sup>2</sup>g, 435°C (600 psi, 825°F) のものは蒸気消費量に於て約 9% 増加し、又 88 kg/cm<sup>2</sup>g, 510°C (1,250

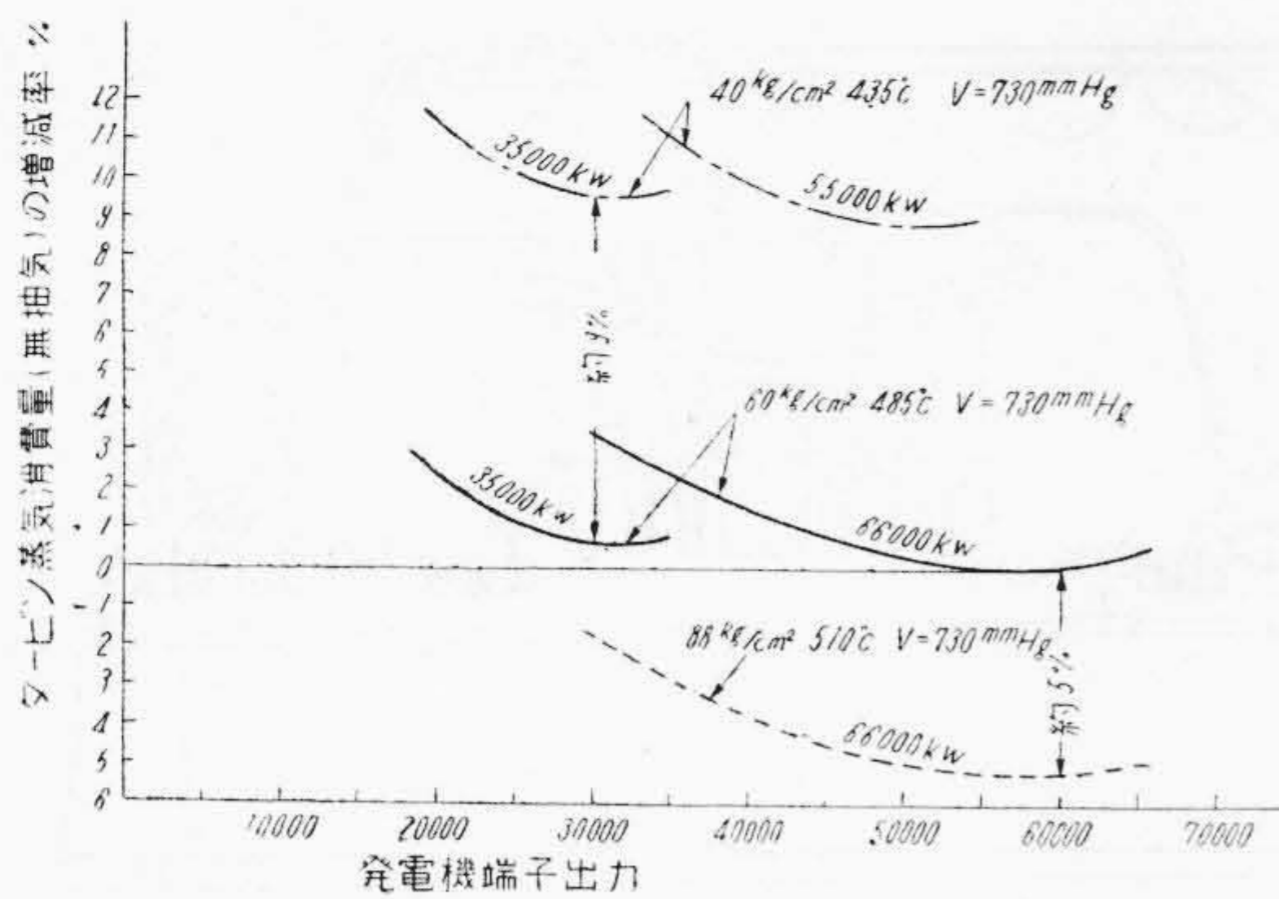
第1表 大容量発電用復水タービンの米国 AIEE 標準表

Table 1. Preferred Standards for Large 3,600 r.p.m. 3-Phase, 60 Cycle Condensing Steam Turbine Generators

|   | Air-Cooled Generator | Hydrogen-Cooled Generator<br>Rated for 0.5 psig Hydrogen Pressure  |        |        |             |             |
|---|----------------------|--|--------|--------|-------------|-------------|
|   |                      | 15,000   | 20,000 | 30,000 | 40,000      | 60,000      |
| Turbine-generator rating, kW  | 11,500               | 15,000   | 20,000 | 30,000 | 40,000      | 60,000      |
| Turbine capability, kW  | 12,650               | 16,500   | 22,000 | 33,000 | 44,000      | 66,000      |
| Generator rating, kVa   | 13,529               | 17,647   | 23,529 | 35,294 | 47,058      | 70,588      |
| Generator power factor  | 0.85                 | 0.85   | 0.85   | 0.85   | 0.85        | 0.85        |
| Generator short-circuit ratio   | 0.8                  | 0.8  | 0.8    | 0.8    | 0.8         | 0.8         |
| Throttle pressure, psig   | 600                  | 850  | 850    | 850    | 850 or 1250 | 850 or 1250 |
| Throttle temperature, F   | 825                  | 900  | 900    | 900    | 900 or 950  | 900 or 950  |
| Number of extractions openings  | 4                    | 4  | 4      | 5      | 5           | 5           |
| Saturation temperature at 1st openings at "turbine generator rating" with all extraction openings in service, F | 175                  | 175  | 175    | 175    | 175         | 175         |
|   | 235                  | 235  | 235    | 235    | 235         | 235         |
|   | 285                  | 285  | 285    | 285    | 285         | 285         |
|   | 350                  | 350  | 350    | 350    | 350         | 350         |
|   | —                    | —  | —      | 410    | 410         | 410         |
| Exhaust pressure, in. Hg abs  | 1.5                  | 1.5  | 1.5    | 1.5    | 1.5         | 1.5         |
|   |                      | Hydrogen-Cooled Generator<br>Operated at 15 psig Hydrogen Pressure |        |        |             |             |
| Generator capability at 0.85 power factor, kVa  |                      | 20,294   | 27,058 | 40,588 | 54,117      | 81,176      |

- Notes: 1. A tolerance of  $\pm 10$  F shall apply to above saturation temperatures. (Tolerances shall be unilateral so as not to reduce the spread in temperature between adjacent extraction openings.)
2. "Turbine capability" is guaranteed continuous output at generator terminals, when the turbine is clean operating under specified throttle-steam pressure and temperature and exhaust pressure, with full extraction from all extraction openings.





第1図 タービン入口蒸気状態に依るタービン蒸気消費量の増減率

Fig. 1. The Change in the Rate of Increase and Decrease in Steam Consumption According to Steam Condition at Turbine Inlet

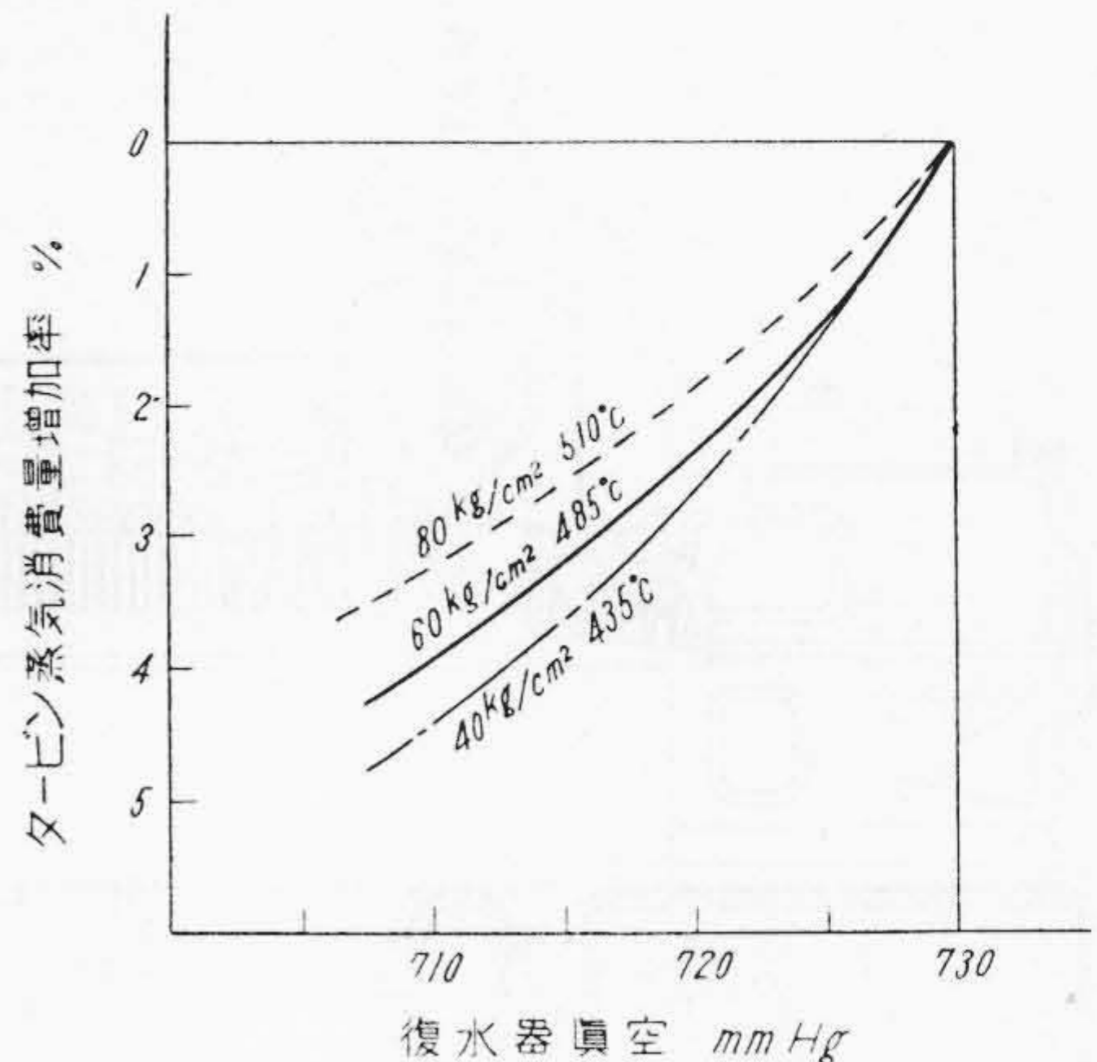
psi, 950°F) のものは約 5% 減少することになる。これをボイラを含めたプラント総合効率の差に就いていうと給水加熱装置の設計に依り多少異なるも大凡そ 60 kg/cm<sup>2</sup>, 485°C (但しこの場合の給水温度 5 点を抽気にて 200°C, 出力経済 60,000 kW とす。) のものに比し 40 kg/cm<sup>2</sup>g, 435°C (給水温度 4 点抽気にて 180°C) のものは約 2.5% 少く又 88 kg/cm<sup>2</sup>g, 510°C (給水温度 5 点抽気で 200°C) のものは約 1.2% 良くなることになる。

復水器真空が有効熱落差と排気損失とに直接関連してタービン蒸気消費量を大きく左右しプラント効率に影響するがこの計画真空度とタービン蒸気消費量の関係を示すと第2図の通りとなる。タービン蒸気消費量の1%の増加がプラント総合効率の差に於て約 0.12~0.15% の割合で悪くなる。

### (2) タービン内部効率の上昇

最近タービン内部効率の上昇に就いては戦前のタービンに比し種々の考慮が払われており、各部構造の進歩と相俟つてタービン本体の形状は甚だしく小型となり変つて来ておるが効率上昇のために考慮された主なる事項は下記の通りである。

- (A) タービンロータは小直径多段式にして各段落差配分を最適に選び且つ各段落のノズル及び翼の蒸気通過面積は実際運転時の抽気の状態にて最高効率を発揮するよう設計される。
- (B) ノズルの形状は効率の良いネガティブノズルを採用し且つ翼形状は流体力学的に最も良く適合した効率の良い形状とし且つ各段落毎に適度の反動度をも加味して段落効率の上昇が計られる。



第2図 タービン復水器真空度に依る蒸気消費量の増加率 (60,000 kW タービン)

Fig. 2. The Change in the Rate of Increase in Steam Consumption According to Vacuum of Turbine Condenser (60,000 kW Turbine)

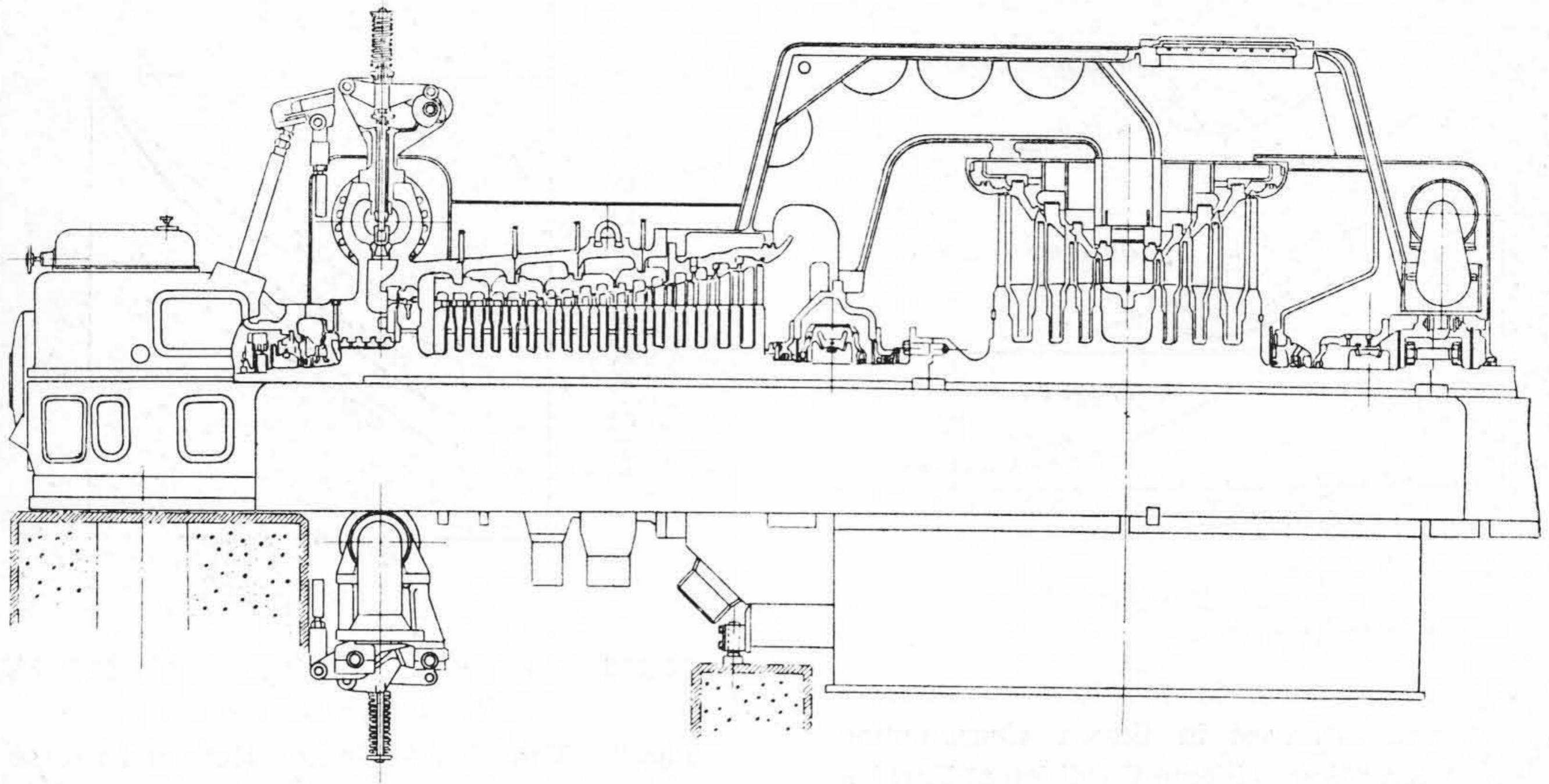
- (C) 特に高圧部の翼車の径を小直径とし一体鍛造削り出しロータの採用に依りダイヤフラムパッキン部の径を小さくして漏洩損失を減少せしめる。
- (D) 調整段の翼車の直径を出来る丈小さくし且つ蒸気噴射範囲を全周噴射に近い設計とし各出力に於て蒸気不通過部の翼車の風損を少なくすること。
- (E) 動翼の頂部及び側面間隙よりの漏洩損失を減少せしめるため翼に特殊のひれを設ける。
- (F) 調整段のノズル群を数多く分割し且つ低出力運転に使用するノズル群は末広ノズルとして軽負荷にて運転する場合の効率低下を少なくするよう考慮されている。
- (G) 軸受メタル及び推力軸受数は最少限度とし機械的損失を出来る丈減少せしめること。
- (H) タービングランドにはラビリンスとウオーターシールパッキンを併用し外部への蒸気漏洩を防止すること。

以上の如き設計の進歩に依りタービン内部効率は戦前のタービンに比し約 2~3% 向上し最近に於ては内部効率 86% を越えるまでに到つた。一方発電機は水素冷却方式の採用と設計の進歩に依りやはり効率向上し両者合せて kW 当りの蒸気消費量に於て戦前のタービン発電機に比し約 3~4% の減少を来たしている。

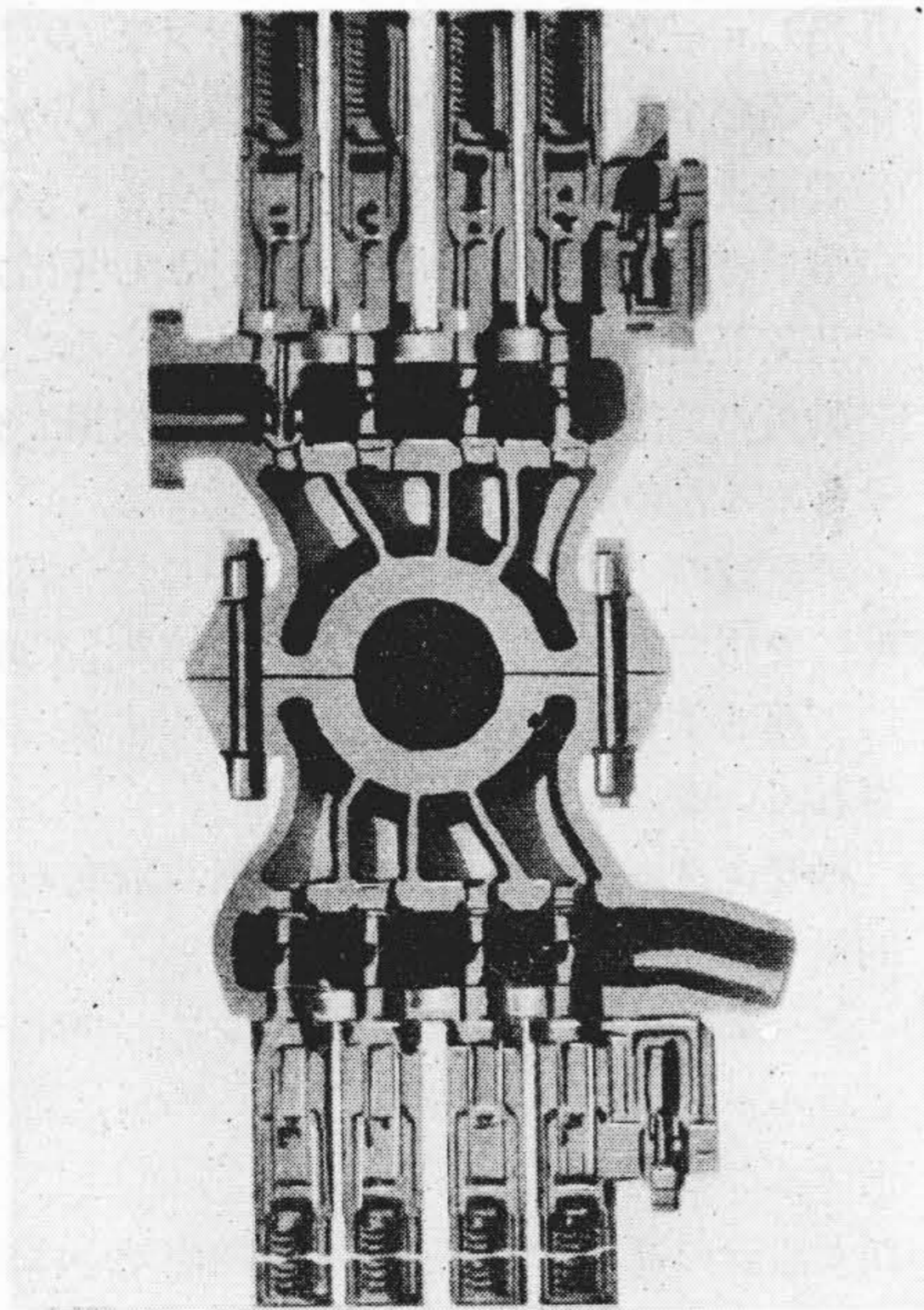
### 〔III〕 タービン各部の構造

タービンの構造は第3図(次頁参照)に示す。40,000~80,000 kW までは略々この形式で加減弁は高圧ケーシングの上下に配置され加減弁を開閉するサーボモータは





第3図 66,000 kW タービン断面図  
Fig. 3. Sectional View of 66,000 kW Turbine



第4図 蒸気室断面図  
Fig. 4. Sectional View of Steam Chest

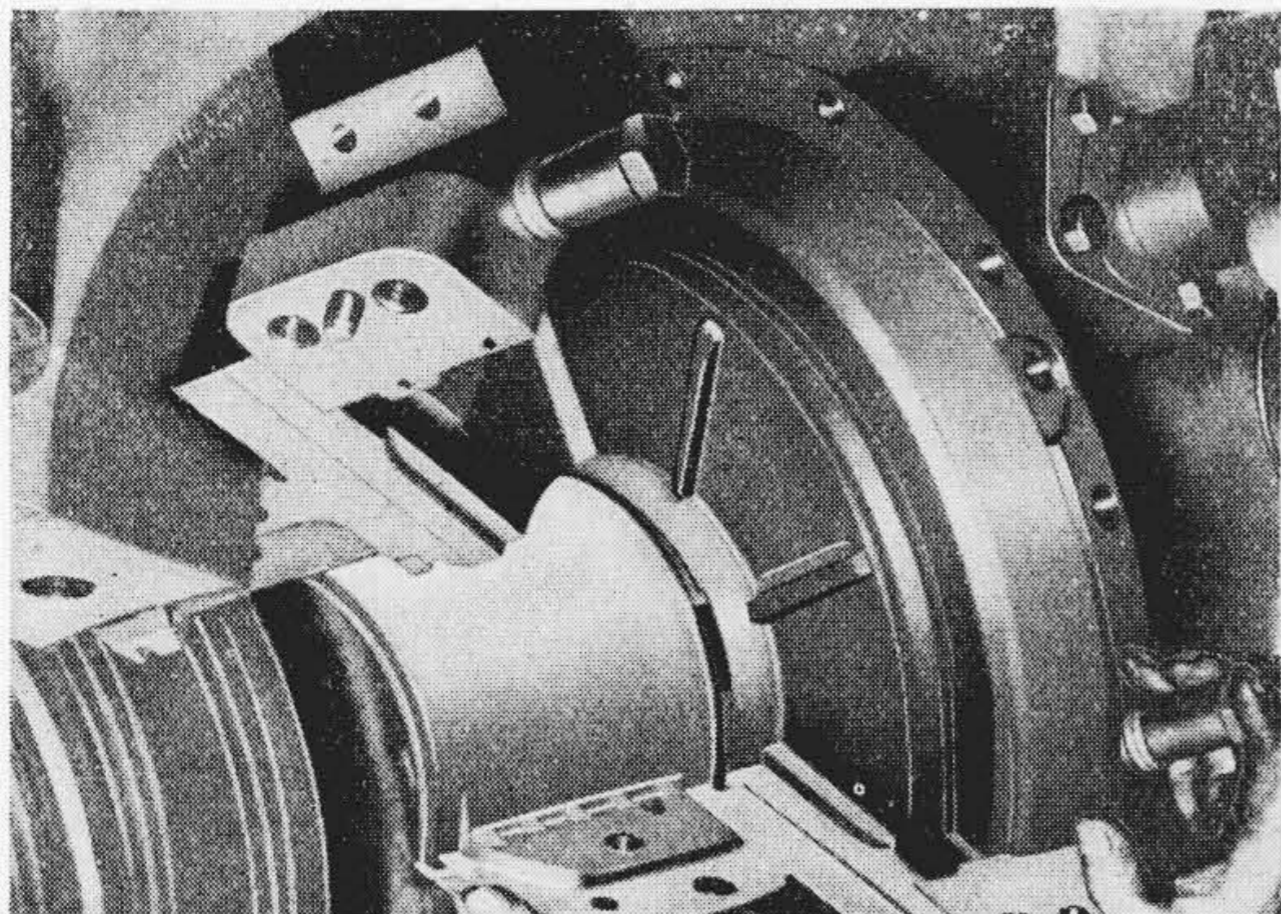
前部軸受筐内部に包蔵され漏油に依る火災防止を考慮している。蒸気室は高压ケーシングと一体として高压ケーシングと鋼板製低压ケーシングとは胴体で直接接続され美装鋼板を取付けた外観は恰も單車室の如き形状となる。高压タービンロータと低压タービンロータとは直接ボルト締めにより直結され3軸受支持方法で且つ推力軸受は高压タービンの前部に1箇のみである。タービン

と発電機とはやはり固定接手にて直結されこの軸接手に自動嵌脱装置附のロータ回転装置がついている。

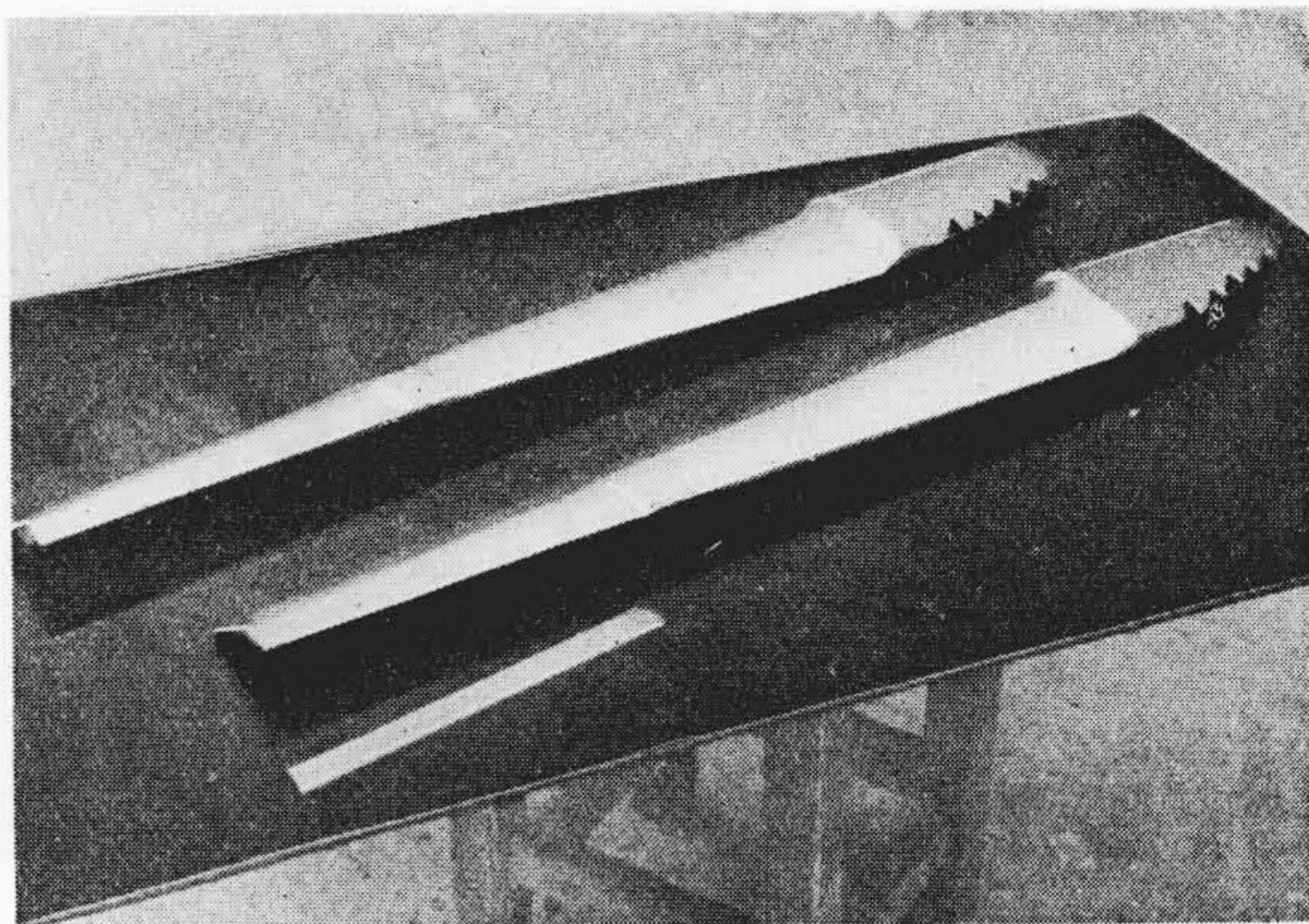
#### (1) タービン車室

高压タービンケーシングと蒸気室とは  $60 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ ,  $485^\circ\text{C}$  のタービンに於ては 1% Cr, 0.5% Mo 鋳鋼、 $88 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ ,  $510^\circ\text{C}$  のタービンに於ては 2% Cr, 1% Mo 鋳鋼にて作られる。蒸気室とケーシングとは別箇に鋳造し熔接一体とするがこの Cr-Mo 鋳鋼の熔接には特殊の技術と入念なる検査とを必要とする。日立製作所に於ては既にこの実物大の試作研究を完了し確信のあるものが製作出来る。第4図はこの蒸気室の断面を示す。高压ケーシングのダイヤフラム嵌入部には内部ケーシングを採用することに依りその形状は肉厚略々一様な円筒形状で而も蒸気室は上下ケーシングに同数対称の位置にあり熱膨脹及び熱応力に対し均一で最も安全な形状である。低压ケーシングは鋼板熔接構造で高低圧連絡蒸気管は低压上半ケーシングと一体に造られる。これに使用する鋼板は規格付キルド鋼にして特にラミネーション及び疵に対しては超音波探傷器に依り検査を行う。熔接作業は出出る丈狂いが少いようブロック組立方式でポデシヨナーの適用に依つて容易確実な下向熔接方法である。焼鈍は各ブロック毎と全体熔接完了後と2回行い又熔接部はX線に依り入念な検査を行う。高压タービンランドはラビリンスパッキンとウオーターシールパッキンを併用し低压タービンランドはウオーターシールパッキンのみである。ラビリンスパッキンリングは数箇のセグメントに切られ各セグメントは裏側よりスプリングにて押

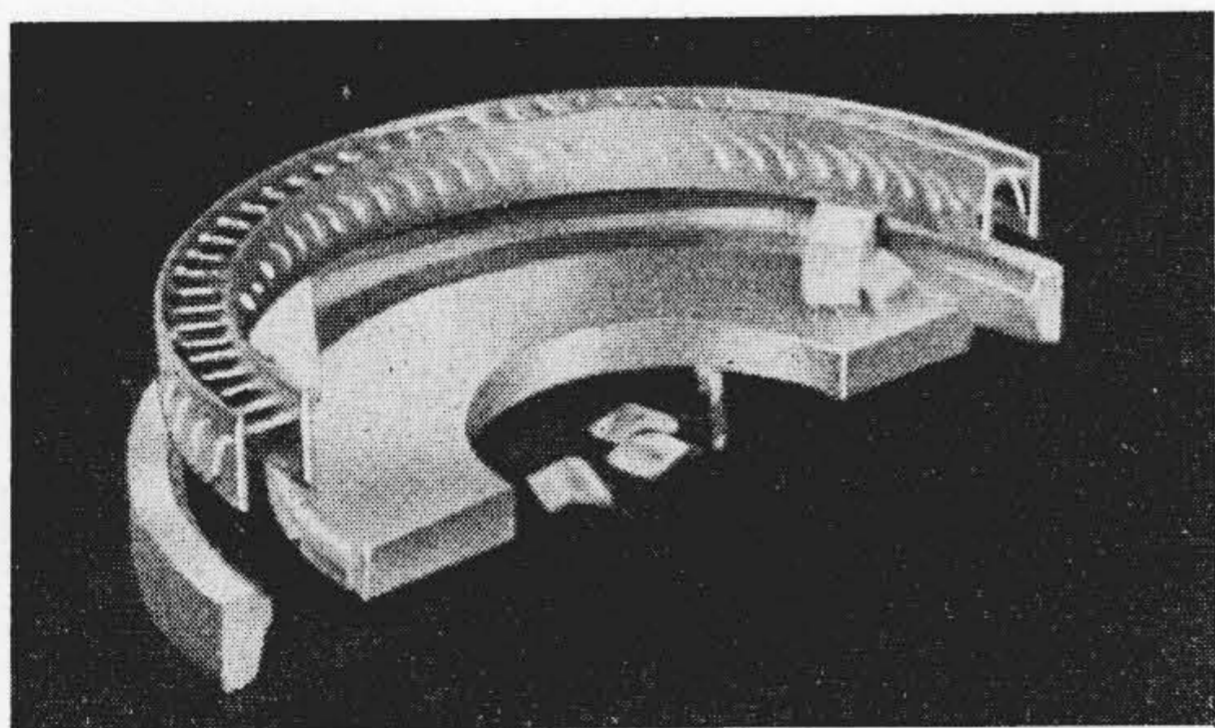




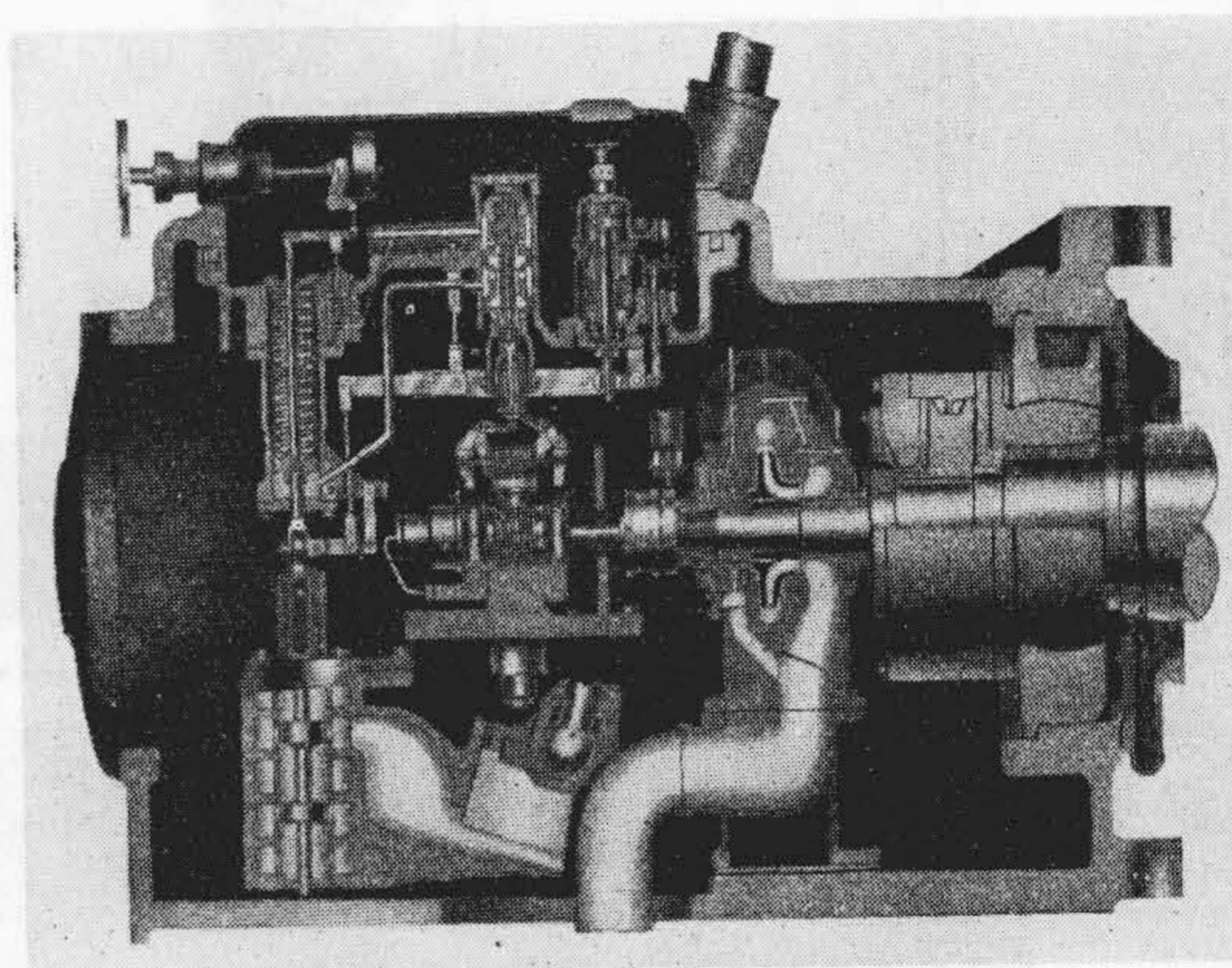
第5図 推力軸受  
Fig. 5. Taper Land Thrust Bearing



第7図 ステライト銀蠟付タービン翼  
Fig. 7. Stellite Plate Soldered Turbine Blade



第6図 熔接ダイヤフラム  
Fig. 6. Welded Diaphragm



第8図 調速器組立図  
Fig. 8. Governor Arrangement

さえられる構造なるため万一車軸と接触するような場合でもこのセグメントが軽く逃げ車軸に強い擦熱を生じないようになっている。ウォーターシールパッキン封水は高圧タービン側の温度の高い箇所は一定量の水を循環させ、低圧タービン側の温度の低い箇所はインペラ側面からの漏洩量のみを補給する方式で 9~11m のヘッドタンクよりそれぞれ給水される。

### (2) 軸受及び推力軸受

軸受メタルは球面坐強制潤滑式にして常にジャーナル部が均一に当るようになっており高速回転に最も有効な特殊の油溝が加工されている。高低圧間の軸受は低圧ケーシング内に包蔵されているが絶対に油洩れ、蒸気洩れがないよう特別の設計と工作が採られている。又この軸受メタルに対しては特に温度計測用として異状温度警報用のサーコイル及び振動計用発信器とが取り付けられ運転保守に対し少しも不安がないよう考慮されている。推力軸受はテーパランド式で高圧前部軸受メタルに抱かれる構造で常にスラストカラーの全面がスラスト受に均一に当るようになっておりスラスト受には完全なる油膜潤滑が行われるよう特殊の油溝が加工され且つ適切な給油方式が採られている。第5図はこの推力軸受を示す。

### (3) ノズル及びダイヤフラム

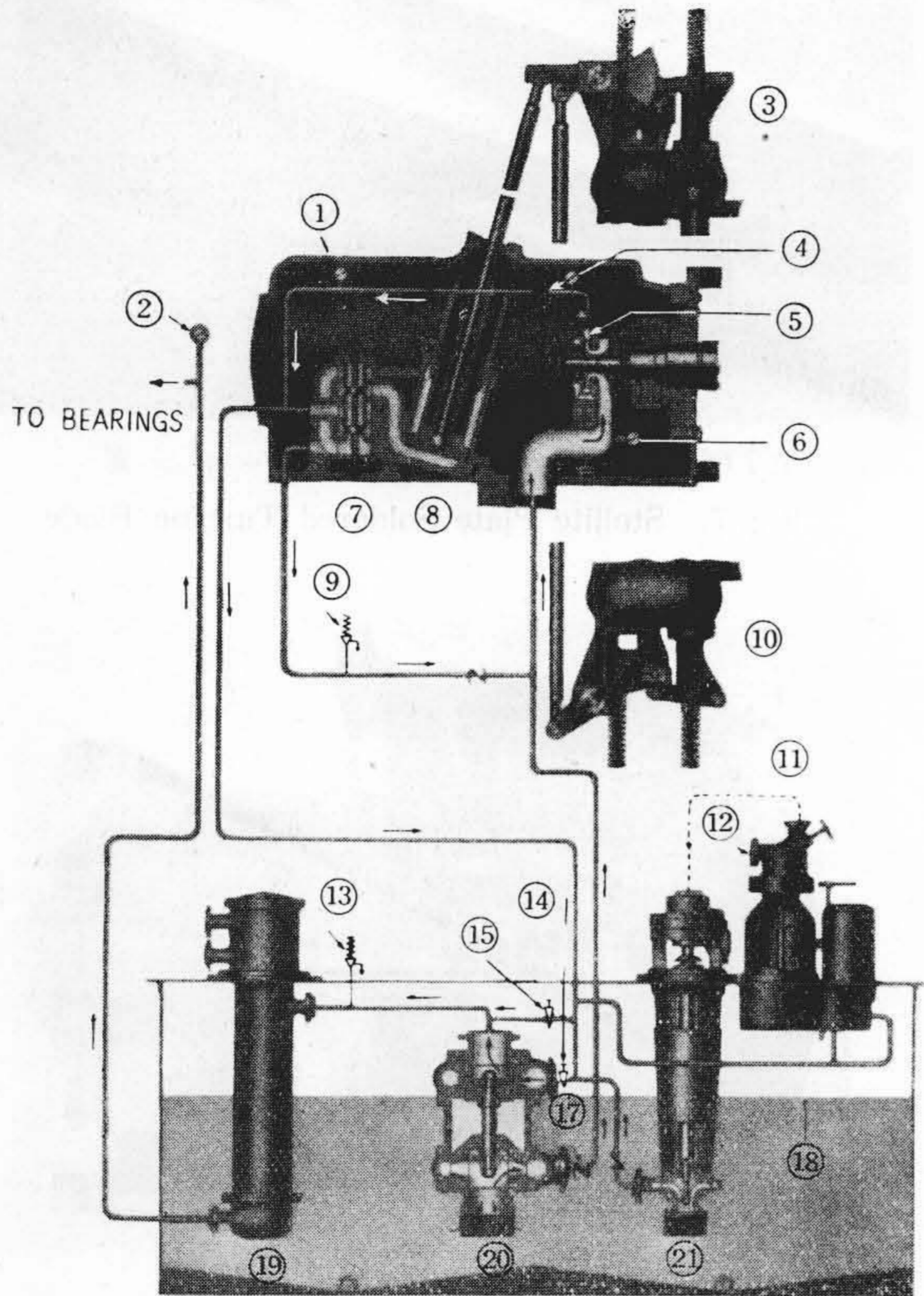
ノズルは最も効率の良いネガテブノズルにして Al 入 13 Cr 鋼より正確に削り出される。高圧部のダイヤフラムはこのノズル翼を特殊の熔接構造に依り中心板と外輪に正確に熔接組立てられ、低圧部は鋳鋼又は鋳鉄に鋳込まれ蒸気通過部は最も入念正確に仕上げられる。第6図は熔接組立てのダイヤフラムにして蒸気通過部上下のノズル翼の重ね合せ部がなく従つてこの部分からの蒸気洩れに依る効率低下は全く考えられない。シャフト貫通部のダイヤフラムパッキングは前述のラビリンスパッキンと同様のものである。

### (4) 翼及びロータ

高圧タービンの初め数段の温度の高い段落の翼は 13 Cr-Mo 鋼より、その他の段落の翼は 13 Cr 鋼の角材より入念正確に削り出され且つ翼1本毎に厳重な検査が行われる。翼形状は流体力学的に最も効率の良い形状とし特に調整段の翼には蒸気の部分噴射に依つて生ずる苛酷な振動に対して十分考慮され頑丈な特殊形状の翼が採用



されている。又最終段翼の入口側にはステライト板を銀蠟付してドレンに依る腐蝕を防いでいる。第7図はこのステライト銀蠟付翼を示す。



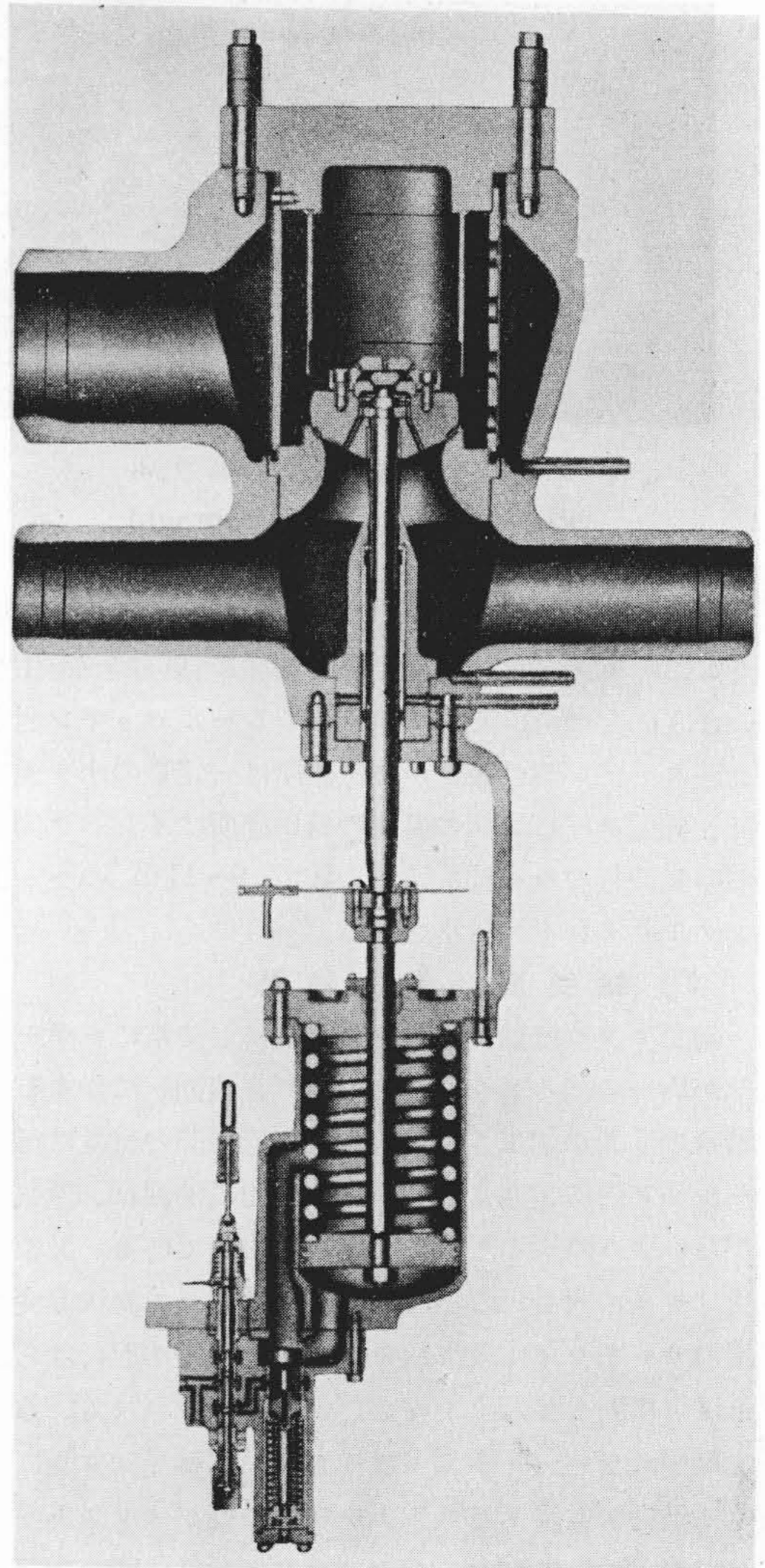
- ① 調整油圧 200 psi
- ② 軸受油圧 25 psi
- ③ 上部調整弁
- ④ 主油ポンプ吐出油圧 200 psi
- ⑤ 主ポンプ
- ⑥ 主油ポンプ入口油圧 15 psi
- ⑦ 先立弁
- ⑧ 油圧シリンダ
- ⑨ 油圧調整逃し弁
- ⑩ 下部調整弁
- ⑪ 汽動補助油ポンプ自動起動弁
- ⑫ 汽動補助油ポンプ蒸気入口
- ⑬ 軸受油圧調整逃し弁
- ⑭ オイルタービン調整弁
- ⑮ バイパス弁
- ⑰ チェックバルブ
- ⑱ 油面
- ⑲ 油冷却器
- ⑳ 油動ブースターポンプ
- ㉑ タービン駆動補助油ポンプ

第9図 潤滑及び調整油系統  
Fig. 9. Diagram of Lubrication and Governing Oil Line

タービンロータは高低圧共Cr-Mo-V鋼又はNi-Mo鋼の一体鍛造の削り出しロータで入念な鍛造と熱処理が行われ荒削り後高温曲り試験を行い運転時に於けるシャフトの曲りのための振動を防いでいる。シャフトの中心部には検査孔を設けて中心部の検査を行うと同時に超音波探傷器に依り全面欠陥の有無を検査する。限界速度は高低共常用回転数より上で且つ厳密なる動的釣合試験が行われ振動に対し入念なる処置が採られている。

(5) 调速装置

调速装置は感度良好にして最も作用確実なオイルリレー式である。第8図に示す如く调速器はタービロータ前端の主油ポンプ駆動軸のウォーム歯車に依り駆動される。调速器重錘は2箇で引張ばねと釣合



第10図 主塞止弁  
Fig. 10. Main Stop Valve



い回転数の変化に依り上部の回転式パイロット弁を上下させる。このパイロット弁の外側には復原スリーブがありこのスリーブの油道を開閉してこれに連なるリレーピストンを上下せしめる力を増幅してサーボモータ入口のパイロット弁を動かしサーボモータを働かして加減弁を開閉し速度調整を行う。调速器、負荷制限器、起動装置、ガバナーモータ、サーボモータ及び危急遮断装置、等油圧関連機構は前側軸受管内に組立てられ外部への油洩れを完全に防いでいる。加減弁は上下蒸気室に各4箇合計8箇備え負荷に応じカムに依り順次に開閉される。弁坐はシングルシート型で弁及び弁坐は流線形として圧力損失を防いでいる。バルブシートにはステライトを肉盛り腐蝕及び磨耗を防止し且つ弁坐輪の蒸気室への取付けは嵌込の外に特殊のリップ溶接を施し長年月使用しても嵌込部よりの蒸気洩れ事故が起らないよう考慮されている。

#### (6) 潤滑油系統

第9図は潤滑及び調整油系統を示す。主油ポンプは遠心式渦巻ポンプである。これは従来の歯車式ポンプに比し負荷が急変する際でも調整油圧の変化が少いこと。タービン軸直結となるため形が小さく且つ駆動歯車がないので軽音が少いという大きな特長がある。始動時の吸込を容易ならしむるためオイルタンクに昇圧ポンプがありこれに依り主油ポンプの吸込側に潤滑油が押込まれる。昇圧ポンプは主油ポンプ吐出側の高圧油に依り回転されるオイルタービンに依つて駆動されこのオイルタービンの排出油は油冷却器を通つて軸受潤滑油として使用される。油槽は潤滑油の劣化を考慮し十分なる大きさとし且つ油冷却器、昇圧ポンプ、補助油ポンプ及び補助用ポンプ自動起動装置等潤滑油関係の各種の機器が全部纏めて油槽内に仕込まれているため漏油の心配が皆無である。

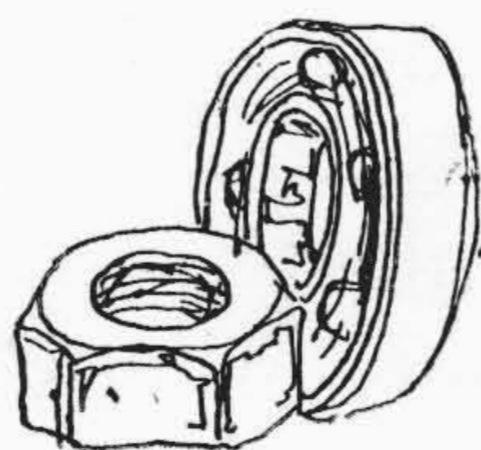
尚油管は全部二重管となつている。

#### (7) 主塞止弁

主塞止弁は油圧ピストン、パイロット弁を備えた油圧式にして第10図に示す如く油圧装置は弁本体の下側に配置され漏油に依る火災の不安のない構造である。弁は親子2箇よりなり高圧蒸気に依る大きな差圧を軽減し極めて軽快に開閉する。弁坐の形状は流線形とし蒸気の流れに対し抵抗が少く圧力降下が少い。弁坐にはステライト肉盛を施し腐蝕磨耗及び蒸気洩れに対し考慮されている。この弁は全開及び全閉の位置しかとらず従つてタービン起動の時従来の如く主塞止弁で起動する方法はやめ起動はタービン前線の起動用ハンドルを操作することに依り加減弁の開度で行うものとする。この主塞止弁の開閉は補助油ポンプを起動して圧力油を送りパイロット弁を動かして開閉を行うものでその操作は極めて簡単軽快である。尚タービン危急遮断装置の作動に依り急速に全閉してタービンを停止せしめることは従来通りである。

### [IV] 結 言

日立製作所は昭和27年末米国最大のタービンメーカーである International General Electric Co. からタービン発電機の設計及び製作技術を取得し、これに自家多年の経験と研究とを加えて大容量発電用タービンの各種標準設計をつくつた。今般東京電力鶴見第二発電所の4号機発電設備1式を受注したがこのタービンは  $88 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ ,  $510^\circ\text{C}$ ,  $66,000 \text{ kW}$  で蒸気圧力及び温度に於ても又出力に於ても我国の記録品である。我々は本機に就いては絶対不安のない長期連続運転可能なものを作るべく努力し既にその設計を完了したので本文にこの設計の一端を紹介し今後更に一段と進歩した優秀な製品を作り我国火力発電技術に貢献し度いと念願している。





# 火力発電機器に関する日立評論既刊論文集

U. D. C. 621.311-824 (048.1)

(その三)

創刊号(大正7年1月)～第35巻第9号(昭和28年9月)

(第26頁より続く)

## 621.313.322 交流発電機一般

### 3) 交流発電機の発達

兼先覚二郎: 日立評論 17, 7 (昭9.7) 317

## 621.313.322-315 ターボ発電機

### 1) ターボ発電機の工作実験

岡野繁: 日立評論 10, 5 (昭2.5) 367

### 2) 日立ターボゼネレーター

兼先覚二郎: 日立評論 17, 3 (昭9.3) 121

### 3) ターボ発電機

兼先覚二郎: 日立評論 18, 5 (昭10.5) 283

### 4) 31,500kW 蒸気タービン発電機

大西定彦: 日立評論 19, 9 (昭11.9) 563

### 5) 蒸気タービン発電機の据付及び取扱に就て

守田紀: 日立評論 20, 3 (昭12.3) 197

### 6) ターボ発電機の最大速度上昇率

古賀善雄: 日立評論 24, 4 (昭16.4) 183

### 7) 試作水素冷却ターボ発電機

北村清一: 日立評論 27, 1 (昭19.1) 1

### 8) タービン発電機回転子の回転形態並びに平衡

後藤恒夫: 日立評論 27, 5 (昭19.5) 264

### 9) 印度マヅラ発電所納 12,500kW タービン発電機

高林乍人、中原寿雄: 34, 5 (昭27.5) 657

### 10) 川崎製鉄株式会社納千葉製鉄所用 15,625kVA タービン発電機

是井良朗: 日立評論 35, 7 (昭28.7) 1021

### 11) 東京電力株式会社納潮田発電所用 55,000kW タービン並びに発電機

綿森力、佐藤博司、菊地弥十郎、高林乍人: 日立評論 35, 8 (昭28.8) 1137

## 621.316 開閉、遮断器

### 1) 最近に於ける火力発電所用制御装置

斎藤武: 日立評論 34, 11 (昭27.11) 1259

### 2) 火力発電所用メタルクラッド配電盤

安藤卓郎: 日立評論 35, 2 (昭28.2) 389

### 3) 東京電力株式会社納潮田発電所納開閉並びに制御装置

森山一夫、倉橋健三: 日立評論 35, 8 (昭28.8) 1153

## 621.317 電気測定器

### 1) ターボ発電機水素冷却装置用計器に就いて

島田稔、佐藤芳男、岩淵芳雄: 日立評論 35, 4 (昭28.4) 681

## 621.359.4 電気収塵

### 1) 火力発電所用電気収塵装置の実績

遠山光三: 日立評論 25, 4 (昭17.4) 215

### 2) 最近の電気収塵装置とその利用方面

橋本清隆: 日立評論 25, 7 (昭17.7) 408

(寺前 博)

## Vol. 14 日立造船技報 No. 4

### ◇目次◇

|   |                         |               |
|---|-------------------------|---------------|
| 舵とそれに伴う船体振動について.....                                | 日立造船株式会社・桜島工場           | 湯口俊一          |
| セメント砂鑄型に関する研究(第1報).....                             | 日立造船株式会社・築港工場           | {吉田豊<br>恵藤文二  |
| 歯車ポンプに関する研究.....                                    | 日立造船株式会社・技術研究所          | 伊藤義典          |
| 一酸化炭素転化炉の理論的解析と最適作業条件について..                         | 日立造船株式会社・設計部            | {和田秀夫<br>辰巳俊夫 |
| 鑄型砂の熱間性質およびその示性方式.....                              | 日立造船株式会社・因島工場           | 岡林実           |
| B&Wディーゼル機関のジャーナル超仕上と<br>摩耗ならびにホワイトメタル2種, 3種の比較..... | 日立造船株式会社 {技術研究部<br>桜島工場 | 倉田忠雄<br>仁道一男  |

本誌につきましても御照会は下記発行所へ御願致します。

発行所

日立造船株式会社技術研究所

大阪市此花区桜島北之町60