

最近のタービン発電機と水素冷却方式について

The Recent Turbine Generator and Hydrogen Cooling System

是 井 良 朗*

内 容 梗 概

最近の大型タービン発電機は全て水素冷却方式を採用しているといっても過言ではない。日立製作所においても数台の大容量水素冷却発電機を完成し、また現に製作中である。

我国では鉄道輸送制限の関係上、大型機製作に当って種々の制約があるが、これもその都度解決されて、現状では 125 MW 程度まで主要部を分解せずに輸送可能である。

水素冷却方式も最初は真空処理式のものが使用されていたが、最近では系統が簡単で取扱が容易な連続掃気式が漸次広く採用される傾向にある。多数の実験研究と実際の運転実績によつて最も重要な軸密封部の特性も明らかとなり、水素冷却方式の信頼度は一段と高められた。

〔I〕 緒 言

最近火主水従の新しい構想のもとに火力開発の促進が叫ばれ、新鋭火力発電所がつぎつぎに建設されており、我国の火力界はその面目を一新したといつても過言ではない。この機会に最近のタービン発電機について述べることは意義深い。

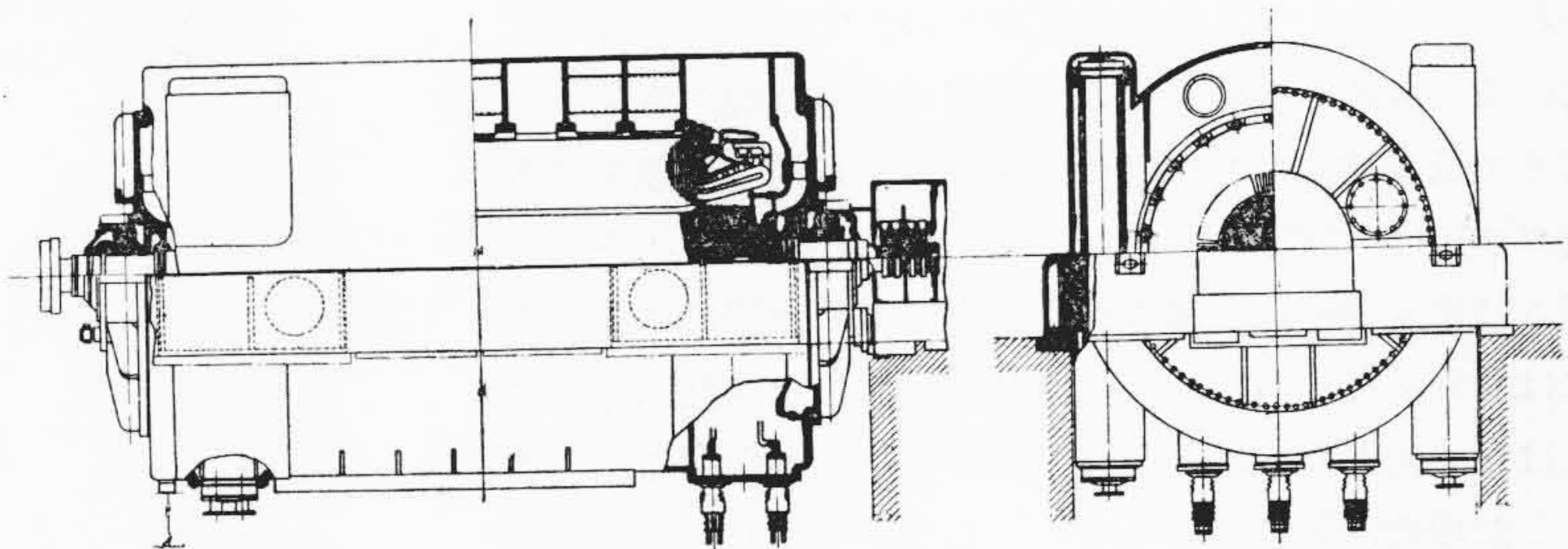
タービン発電機に関する一般的な事項はすでに他の文献⁽¹⁾⁽²⁾で充分詳細に紹介されているので、今回はこれらを繰返すことはできるだけ避け、比較的興味深い二三の問題を中心にして、最近のタービン発電機と水素冷却方式について述べて見たい。

〔II〕 最近のタービン発電機と二三の問題

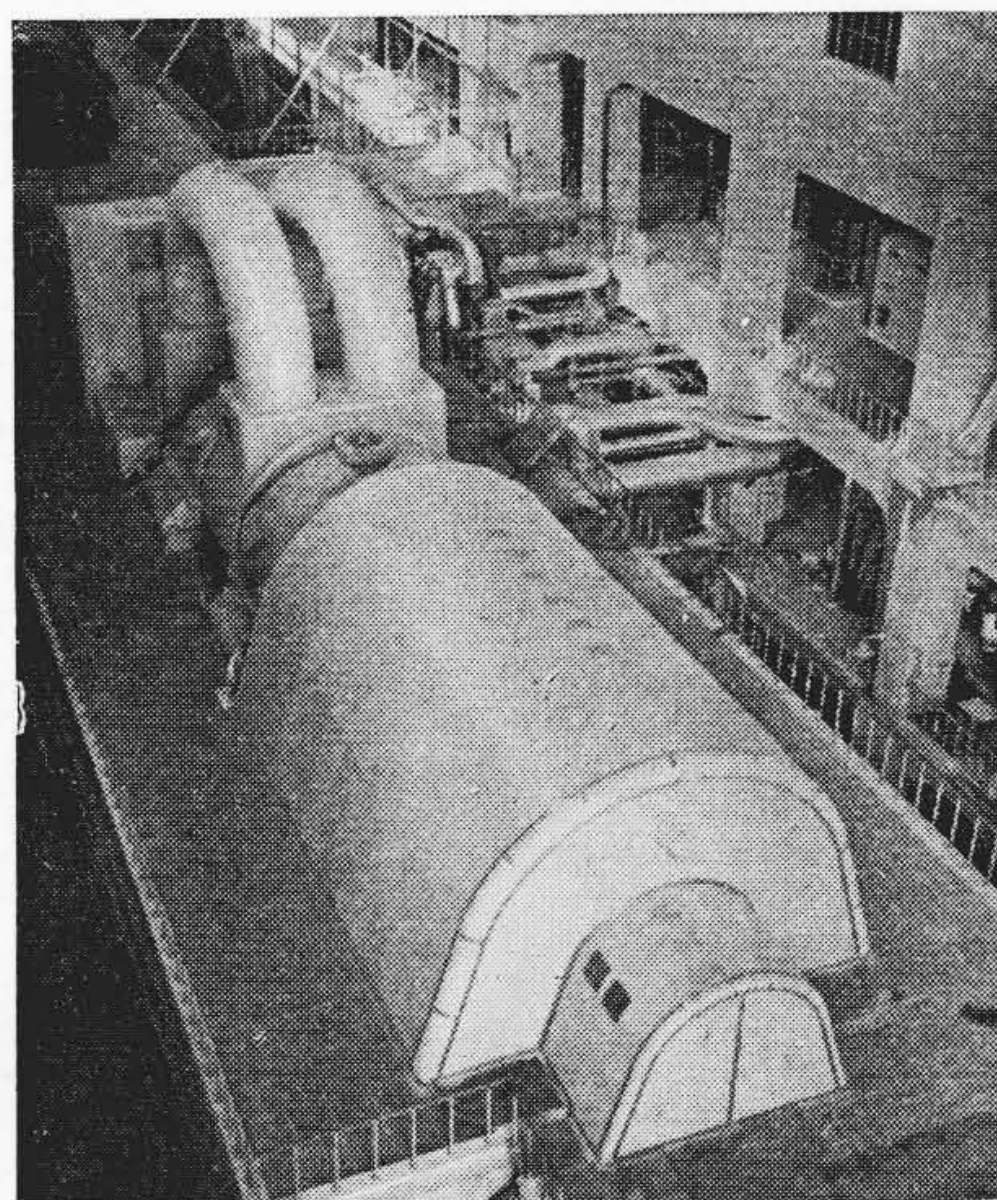
第1図に最近日立製作所で製作された大容量水素冷却発電機の構造を示す。水素冷却発電機の固定子外枠は鋼板を溶接して作った耐爆構造のもので機内と外気とは完全に遮断されている。発電機内で発生した損失を吸収して温度上昇した水素ガスは、枠内に包蔵されている水素冷却器によつて冷却される。

第2図および第3図(次頁参照)は、いずれも日立製作所で製作された水素冷却発電機で、水素冷却器を水平軸方向に設置した例および縦方向に設置した例を示す。この冷却器の設置方法は各製造業者によつてまた箇々の場合に応じて相違している。水平方向に設置したときは固定子枠の構造がやゝ簡単となり、輸送の面から楽になる利点があるが、大型機では冷却器が長くなつて取はずしが困難であり、また冷却管が長くなるためその機械的振動が問題となることがある。これに反して縦方向に設置されたときは冷却器の取はずしが容易となり、冷却器

* 日立製作所日立工場



第1図 水素冷却発電機の構造
Fig. 1. Cross Section of Hydrogen Cooled Generator



第2図 水素冷却発電機
(冷却器水平方向設置)
Fig. 2. Hydrogen Cooled Generator
(with Horizontal Coolers)

の水室が発電機外枠外に設けられているため、たとえこの部分で水漏れが起つても漏水が機内に浸入する懸念がない。また必要な水配管が発電機床下で行われるので外観もよくなるが、場合によっては輸送寸法上の制限を受けることがありその優劣は一概に決定しがたい。

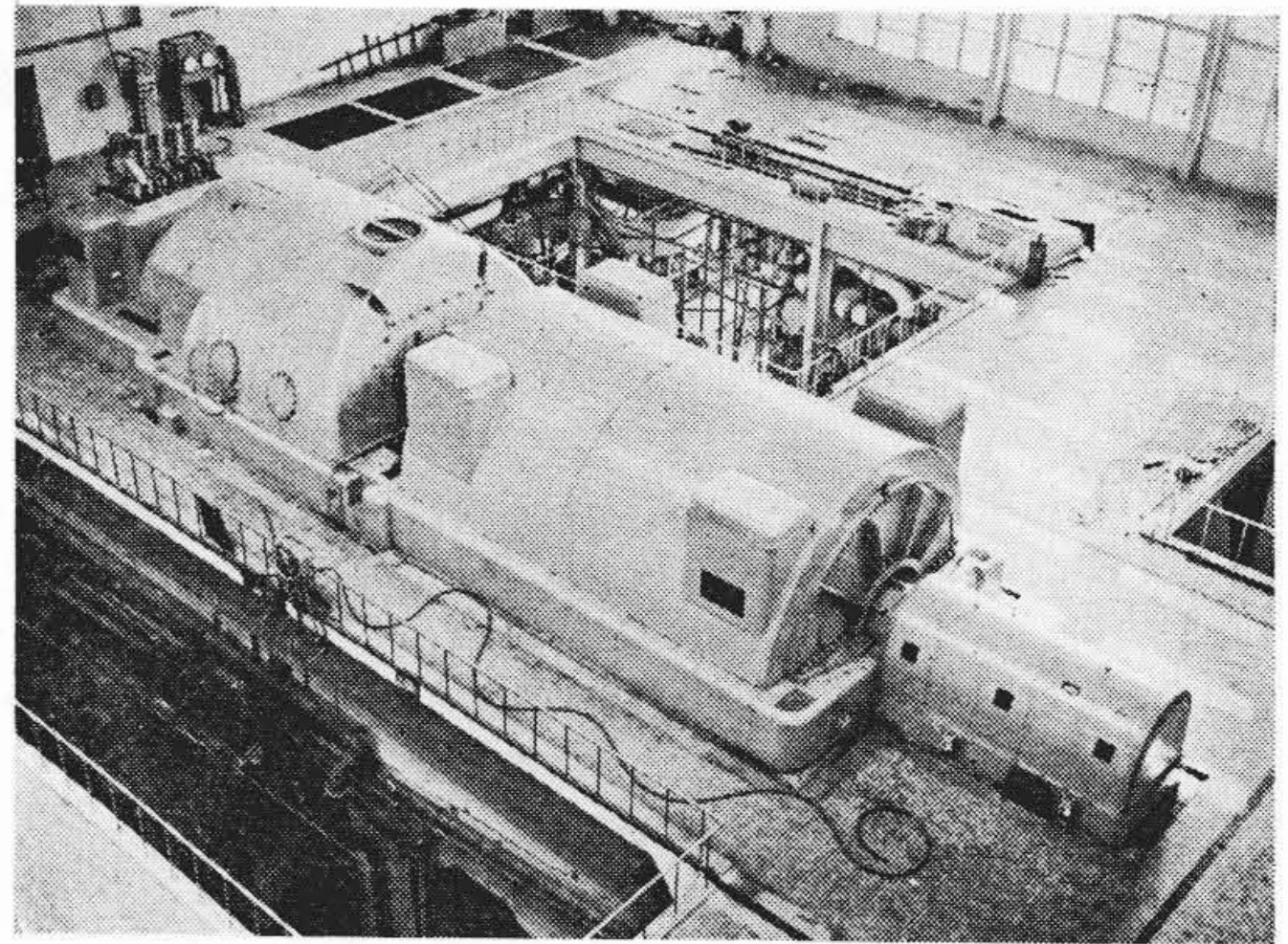
水素を用いる場合は爆発の問題がある。すでに知られ

ているごとく水素ガスは空気中に体積で4~70%含まれると爆発性を帯びる。この爆発のエネルギーは混合気体の燃焼熱によつて与えられるので、到達爆発圧力は理論的に計算できる。実際には高温では混合気体の熱解離を起しこれに燃焼熱の一部が費され、また反応の時間的な遅れによつて、熱伝導輻射等による熱損失もあるので実際の爆発圧力は計算よりも低くなる。実際に種々の混合率の水素ガスに点火して爆発圧力を測定した結果を第4図に示したが、爆発圧力は混合気体の最初の圧力にほぼ比例して大きくなることわかる。

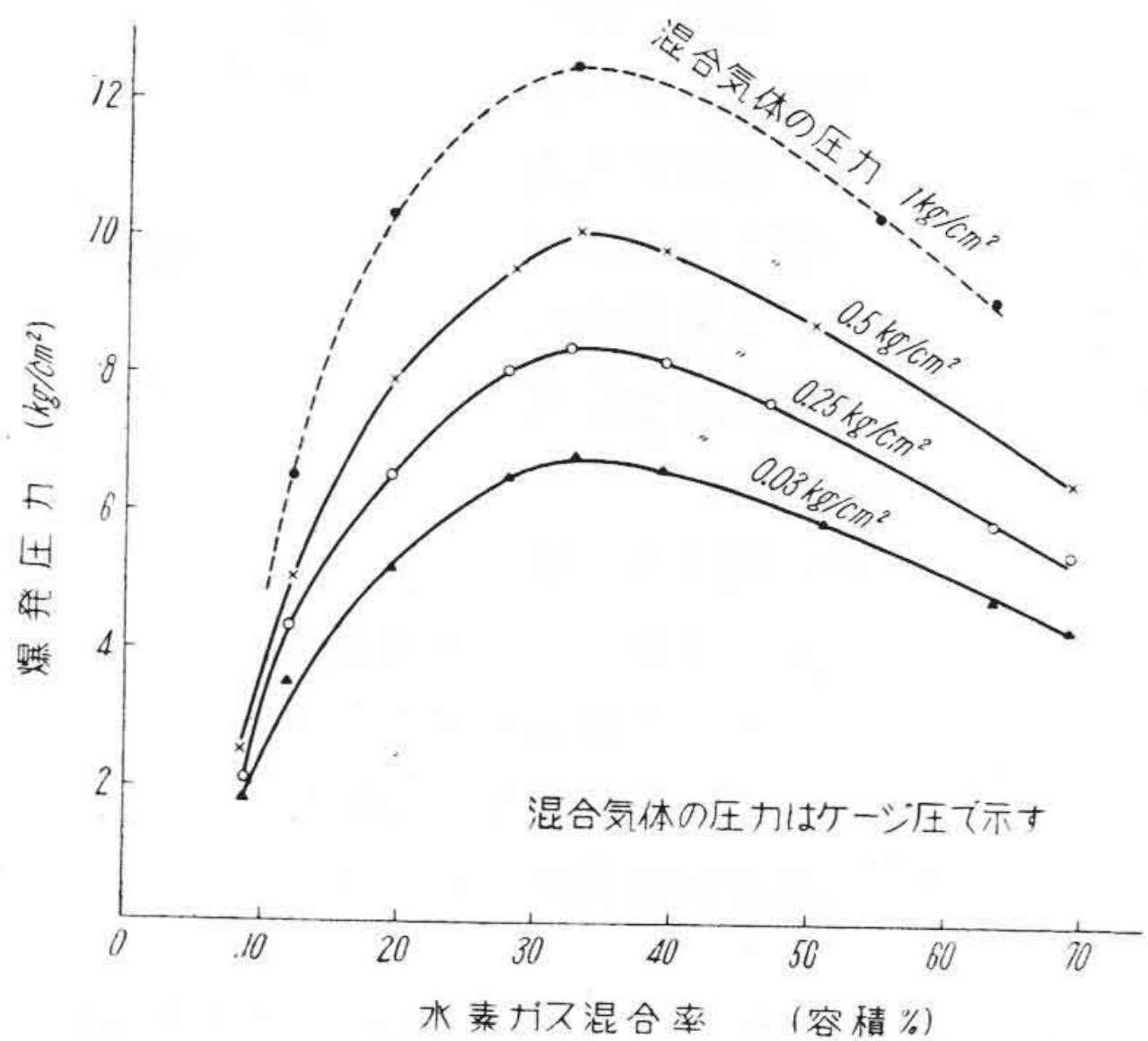
発電機外枠はこうした爆発圧力に充分耐えうるように設計さるべきであるが、機械が常時高い水素圧力で運転されるからといって耐爆強度をその圧力に応じた爆発圧力にまで高める必要はない。機内ガスの純度が爆発限界にまで低下する場合を考えて見ると、普通の状態では機内ガス圧は大気圧よりも高く保たれているので、外気の浸入は密封油中に溶解されている空気の放出による以外にはありえないが、この量は僅少で危険な状態になることはほとんどなく、また純度低下警報も動作するからこうした場合は問題にならない。したがつて起りうるのは軸密封が破れたり、その他の気密部分に欠陥を生じたりして先づ機内圧が低下して大気とほぼ同じ程度の圧力になり、つぎに大気が浸入して純度低下する場合に限るとしてよいから、最大爆発圧力としては第4図の 0.035 kg/cm^2 の場合の 7 kg/cm^2 程度を考えれば充分である。

発電機外枠完成後、鉄心を組立てるに先立つて水圧試験を実施することがある。これは実際の爆発圧力に等しい内圧を加えて各部の変形を見て外枠の強度を試験するものである。日立製作所でも初期の水素冷却発電機や水素冷却同期調相機の外枠についてこの水圧試験を行つたが、加圧中に伸び変形を起したところでも圧力を取除いた後には永久変形は認められなかつた。水圧試験のときは発電機端板の軸受ブラケット部は盲蓋で密封されているので実際の爆発時よりも大きな圧力を受けることになるが、これらの試験結果よりみて、現設計のものは充分な機械的強度を有している。

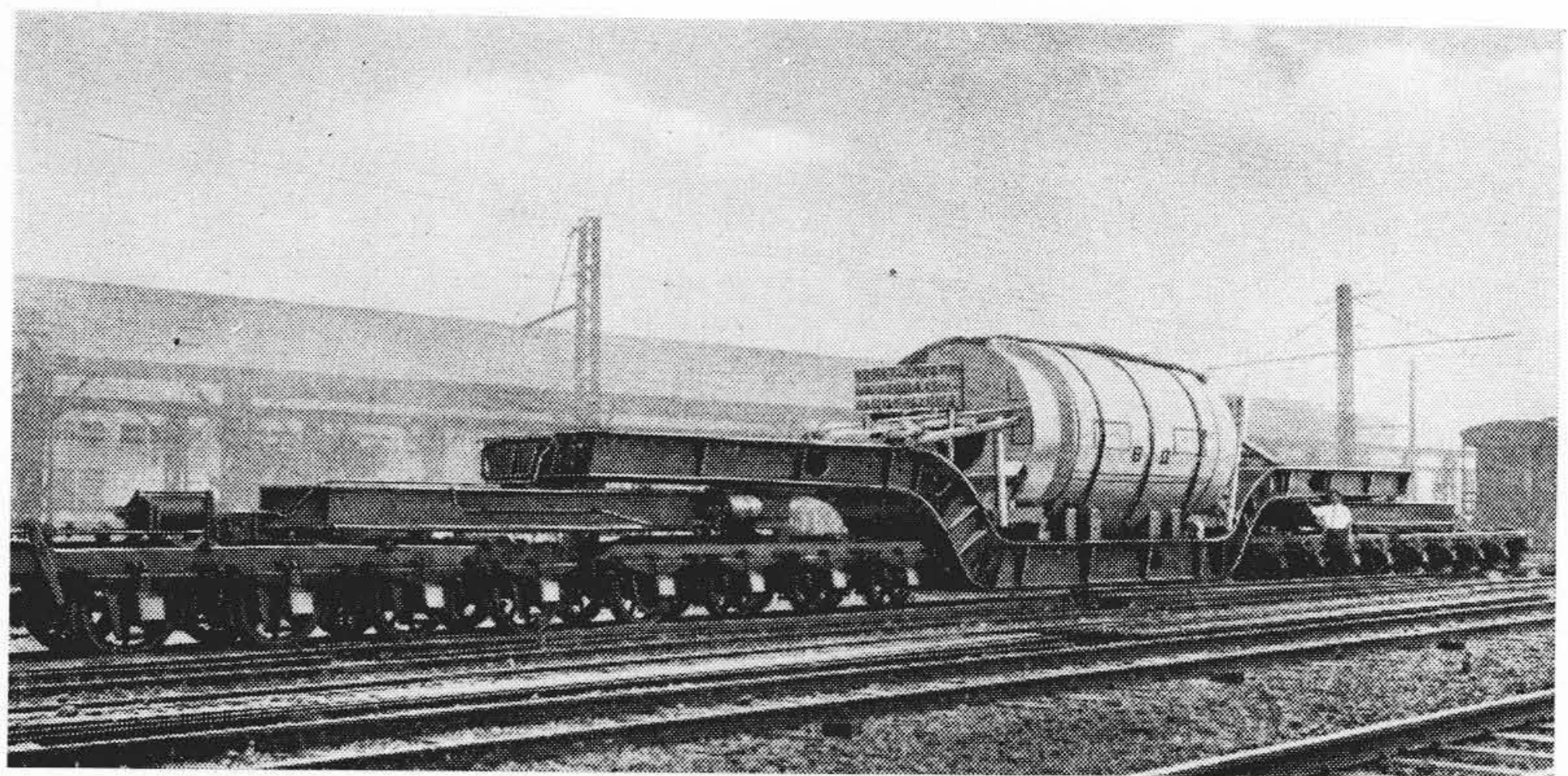
発電機の大型化とともに固定子が寸法的にもまた重量的にも輸送限界を超える場合が多い。特に鉄道輸送限界の小さい我国ではこの制約が少くない。したがつて輸送に便なるように種々の構造が採用されている。第5図は固定子外枠と鉄心部とを別筒につくり、その



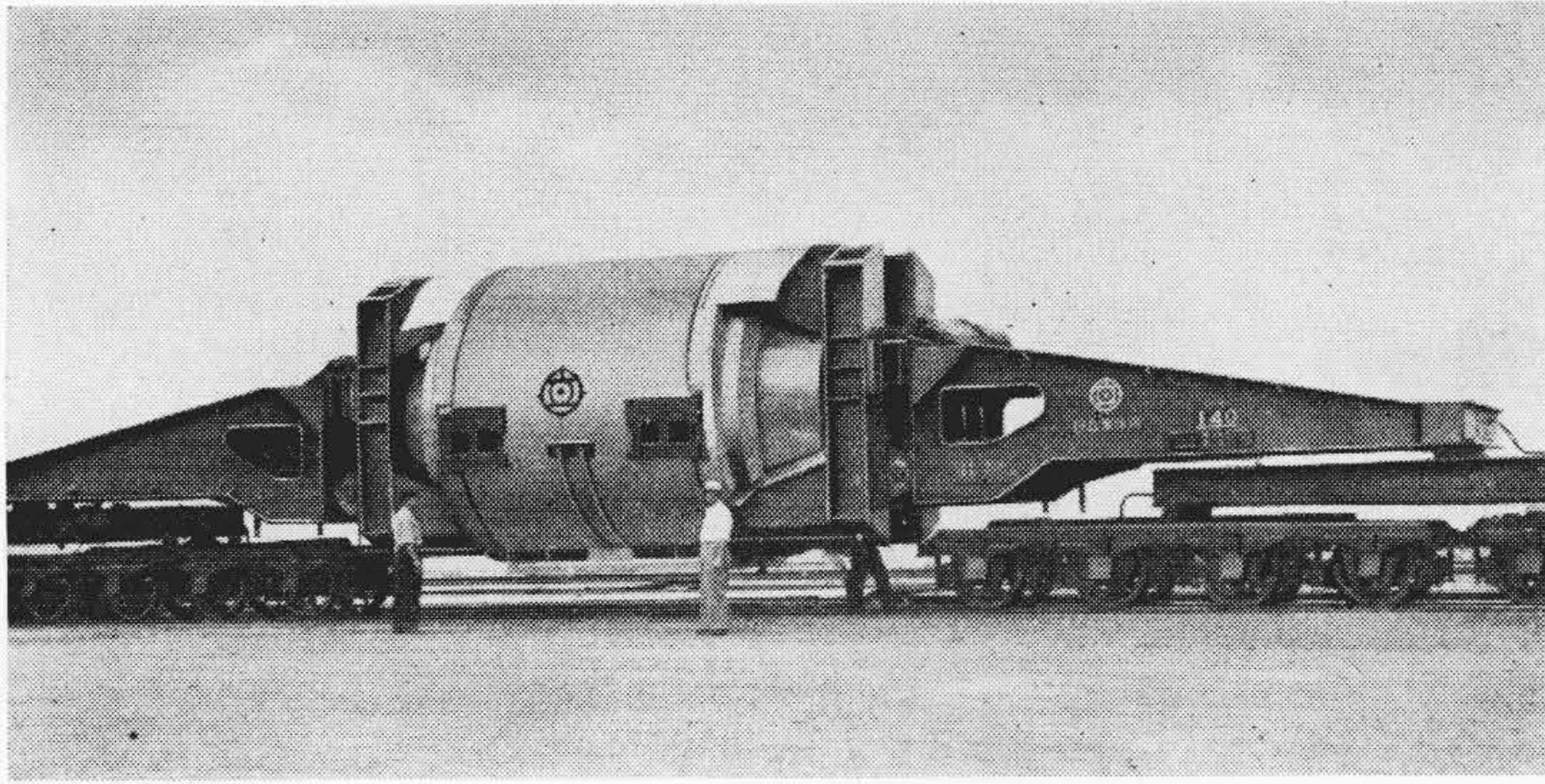
第3図 水素冷却発電機 (冷却器縦方向設置)
Fig. 3. Hydrogen Cooled Generator (with Vertical Coolers)



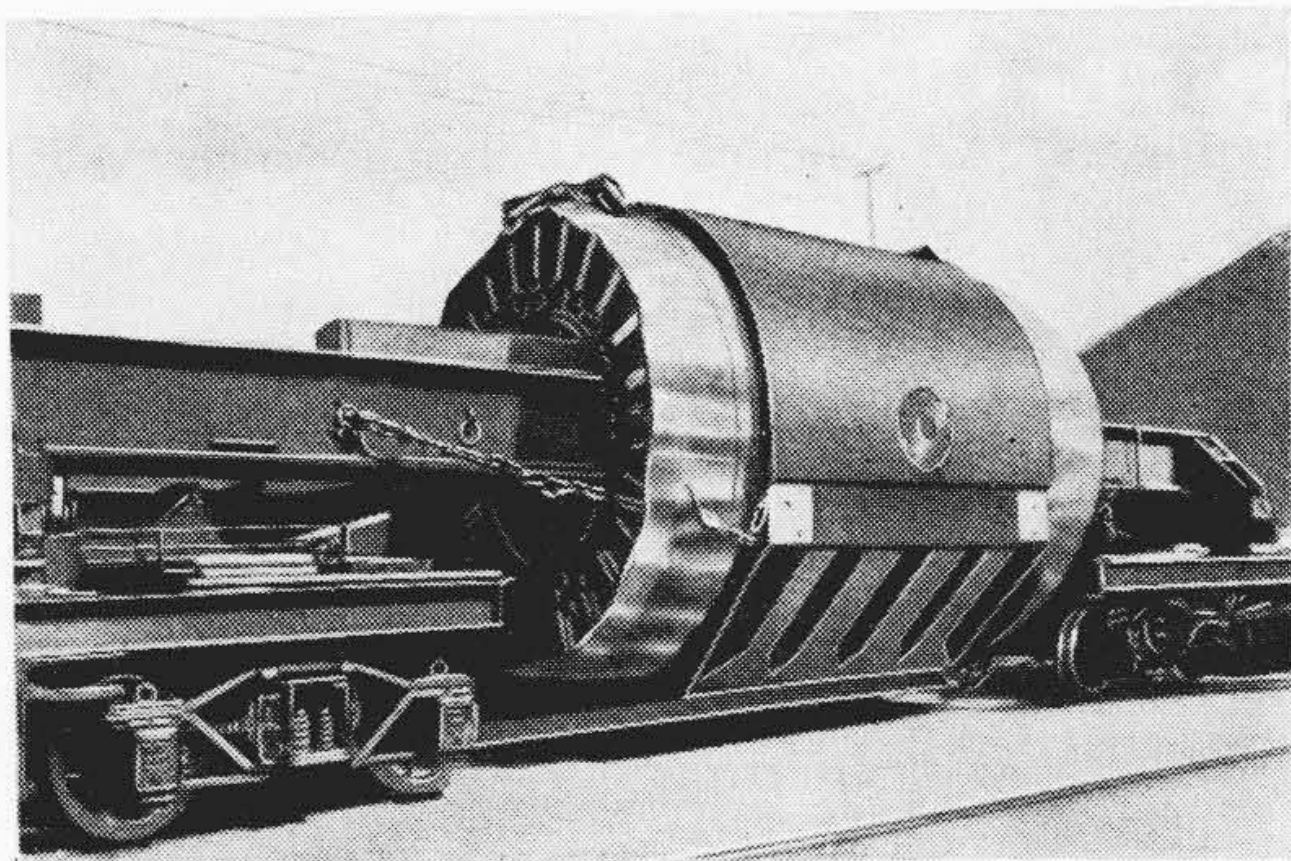
第4図 水素ガス空気の混合気体の爆発圧力
Fig. 4. Explosion Pressure for Hydrogen-Air Mixture



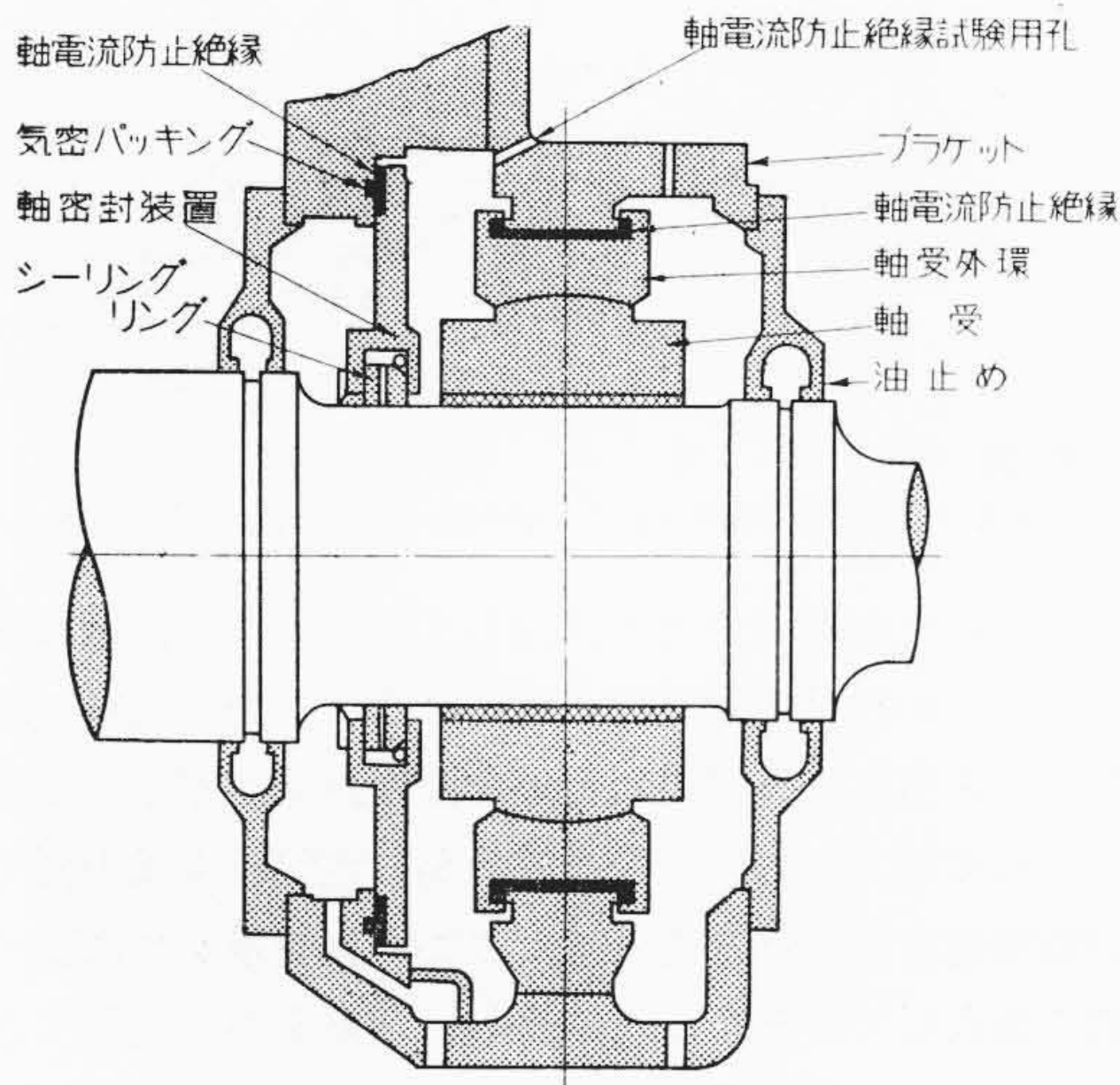
第5図 輸送中の発電機固定子 (その1)
Fig. 5. Generator Stator in Transit (Example 1)



第6図 輸送中の発電機固定子 (その2)
Fig. 6. Generator Stator in Transit (Example 2)



第7図 輸送中の発電機固定子(その3)
(C.A. Parson 製)
Fig. 7. Generator Stator in Transit
(Example 3) (Manufactured by C.A. Parsons)



第8図 軸密封装置および軸電流防止絶縁
Fig. 8. Shaft Seal & Insulations Against Shaft Current

鉄心部を一体に完成して台車にのせて輸送する方式であり、第6図は固定子枠と鉄心を一体に完成し枠の端部を取除いてこれに輸送金具を取りつけて固定子自身を車体の一部分として送る方式で、いずれも実際に採用された。第7図の方式は固定子の内周にはりを通して発電機の重量を支え、これをさらに台車で支えた方式で我国では未だ行われた例は聞かないが欧州では古くから行われている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。機械の大容量化と共に輸送の困難が増して来るが、これも上に述べたような方法

によつてその都度解決されて今日に到り、現在では 125 MW 程度までは輸送できる。

固定子外枠の端板は軸受ブラケットになつており内部に軸受を包蔵している。軸密封装置はこの部分に取り付けられている。第8図にこの部分の構造を示した。軸受は密封装置の外側に取り付けられているので発電機停止時に機内に水素ガスを充填したまま点検できる。軸電流防止絶縁は軸受外環背面および軸密封装置の取付部に施してある。

軸電流の発生原因と防止策については古くから色々と論議されているが、軸電圧は発電機側の電磁作用とは別に静電的にも起ると考えられる。これがいかにして起るかはいまだ本質的には究明されてないが、この種の原因に基づく軸電圧が蒸気タービンに起りそれに基づく軸電流によつてタービンの推力軸受部やウォームギヤードなどにピッチングを生じたり、また異常磨耗が起つたりすることが我国および欧米の発電所において経験され、その原因や対策について論議されている⁽⁷⁾⁽⁸⁾。これは必ずしもすべての機械に起るわけではなく同じ機械でも負荷条件によつて異なり、前もつてその値を予測することは困難であるが、瞬時の最大電圧が 100V を超えるものもあり、その電圧変化の有様には静電容量の電荷を抵抗を通じて放電する場合と類似しているものがある。この軸電流による障害防止にはタービン軸上の適当箇所に短絡用の刷子を取付けることが最も簡単かつ効果的で、これによつて推力軸受部やウォームギヤードを保護できる。

〔III〕 最近の水素冷却方式と二三の問題

水素ガスを発電機内に封入するにあつては、真空ポンプで発電機内の空気を先づ排出してから水素を封入する直接置換法と、炭酸ガスを媒介とする間接置換法とが一般に実用されている。

直接法はそれ自体としては甚だ簡単であり、機内を真空に引くことによつて線輪の湿気を除き得、また置換に

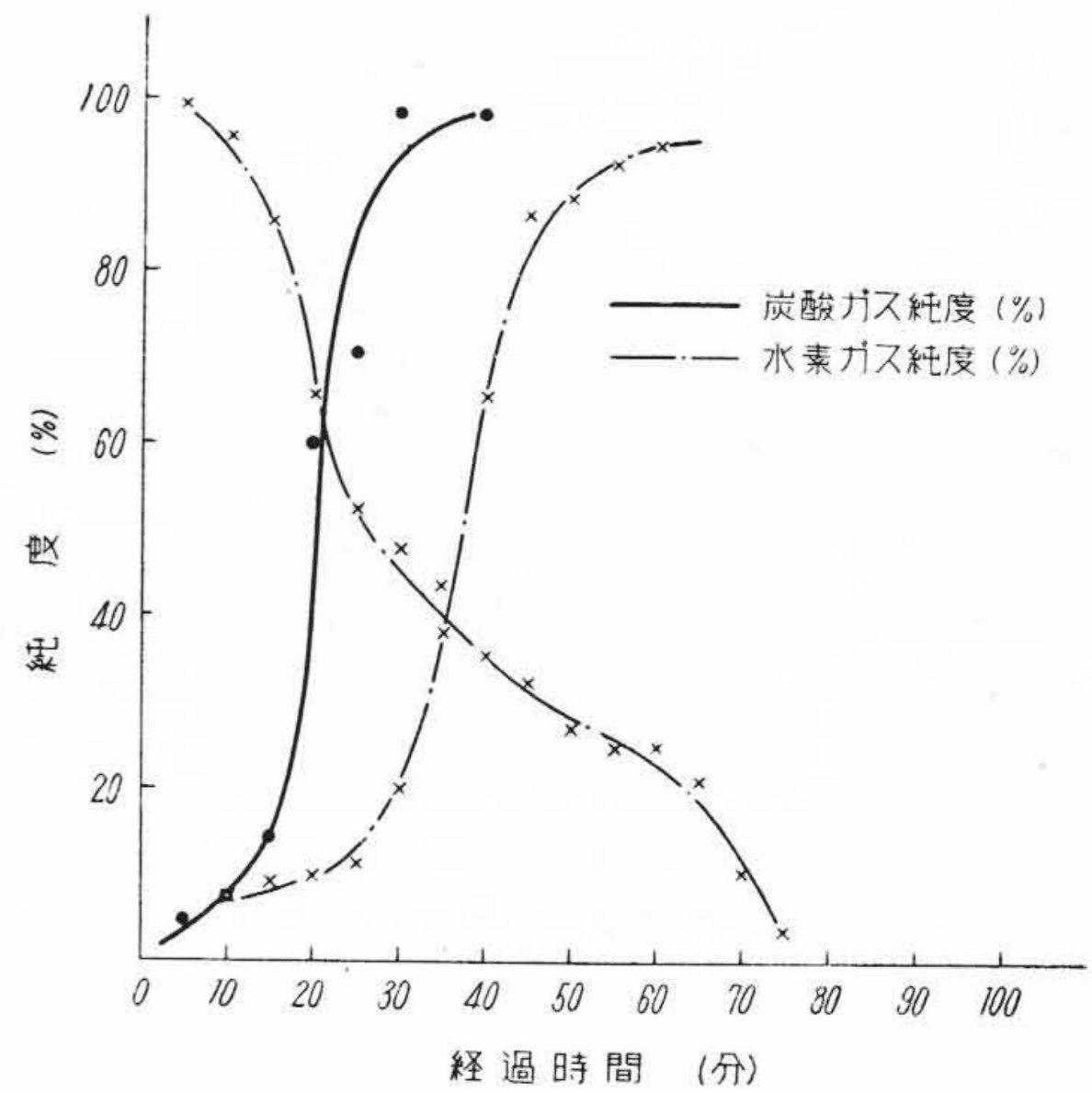
要する水素量が幾分少くてもすむという利点はあるが、大型機に適用した場合真空ポンプに相当の容量を要した真空に引くことが次第に困難になつて来る。さらに運転中でのガス置換を考慮して炭酸ガスポンベも併置するのが普通であるから、むしろ危険性が少くて確実な間接置換方式を採用する方が適している。

第9図に間接置換法によるガス置換試験結果を示したこの試験では温水型気化器を使用したので非常に短時間で置換を完了している。置換時は数本のポンベを同時に開放することが時間的には都合がよく機内圧は 0.2~0.5 kg/cm² 程度に保持することが好ましい。炭酸ガスが約 98% の純度になるのに機内容積の 1.2 倍水素ガスは 99% になるまでに 1.85 倍を要した、空気を炭酸ガスで置換して炭酸ガスが約 70% 程度になれば水素を封入し始めてよい。

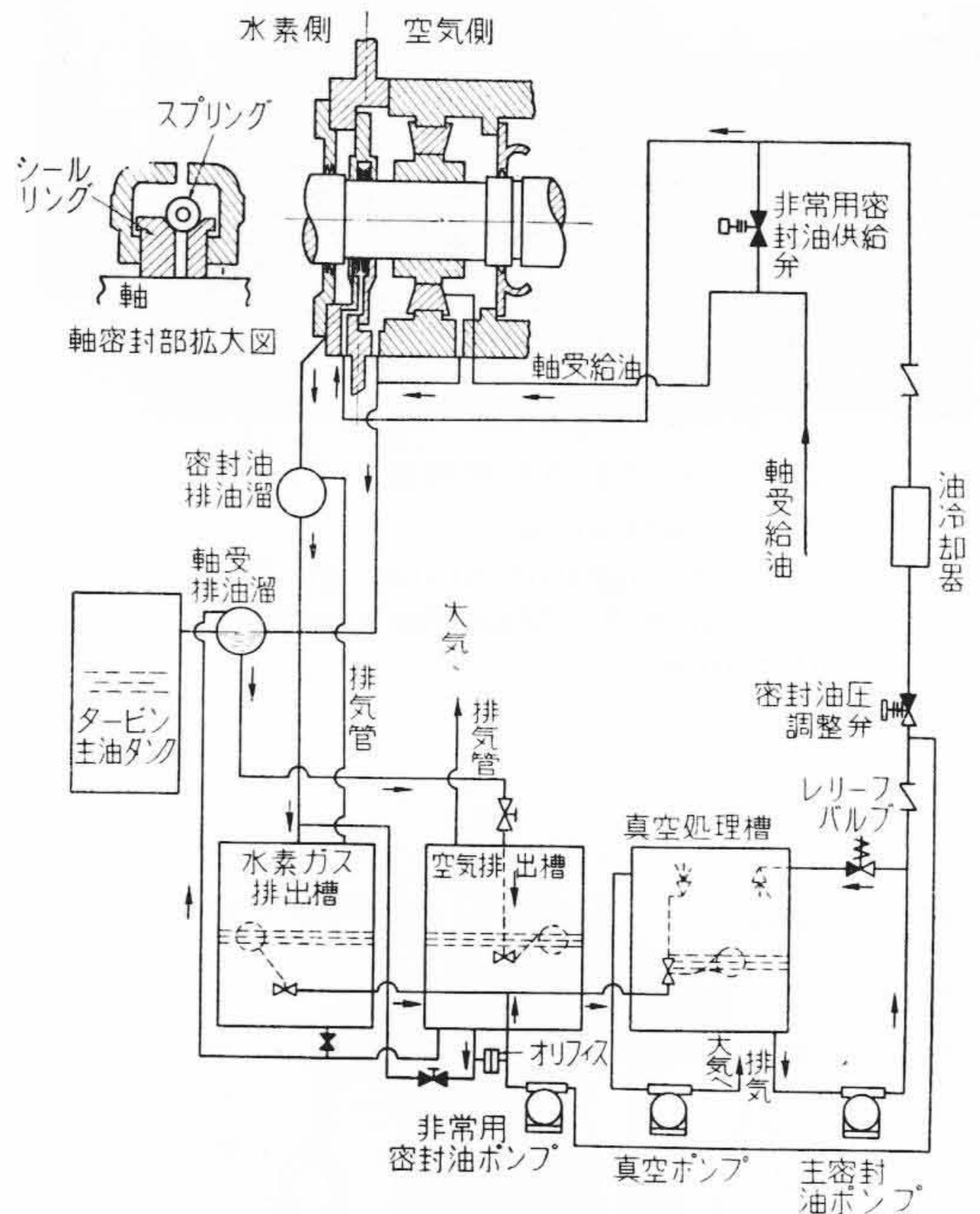
ガス置換のときは所要ガスをできるだけ少なくするために、発電機停止時に行うのが普通であるが、置換時の掃気ガスは機内ガス程充分に混和していないので、その純度は機内ガスよりやゝ低い。したがって掃気ガスの純度が 90% を越えると発電機を起動してさしつかえない。起動すると内部の水素ガスは充分に攪拌混和されて掃気ガスの純度も忽ち 95~96% 程度に上昇する。

水素ガスを空気と置換するときも炭酸ガスを用いて上と同様の操作を行う、機内を点検する必要あるときは、乾燥空気で炭酸ガスを追出さねばならぬが、この場合大部分の炭酸ガスが追出されたら外枠端板部のマンホールを開いてこゝから空気を吹込んで完全に内部の炭酸ガスが除かれてから作業にかゝるよう注意を要する。

水素冷却発電機では回転子軸が固定子枠端部を貫通するので、この部分で回転子軸の周囲から水素が漏洩するのを防止するために、軸のジャーナル部に第10図に示すごとくシールリングを設けてある。このシールリングと軸との間のわずかな隙間に密封油を圧入して油膜を形成せしめることによつて水素を封入している。このシールリングは軸と直角方向には油で浮いていて動きうるが軸とともに回転することはなく、ごく少量の油で密封が保持されるものである。第10図でわかるように密封部に圧入された油はリングと軸の間の隙間を通つて、一部は水素側に一部は空気側に流出する。空気側へ流出した油は軸受排油とともに軸受排油溜を経てタービン主油槽に排出される。もし水素側に流れる油が空気を溶解していると、これが機内に放出されて水素ガス純度を低下せしめる原因となる。ゆゑに軸密封方式が採用された当初から、密封油には真空処理を行つて含まれている空気を抽出してから使用する方式がとられてきた。第10図について説明すると水素側に流出した油は密封油排油溜に入つて、



第9図 ガス置換の一例
Fig. 9. An Example of Purging Process



第10図 密封油系統 (真空処理式)
Fig. 10. Shaft Sealing System (Vacuum System)

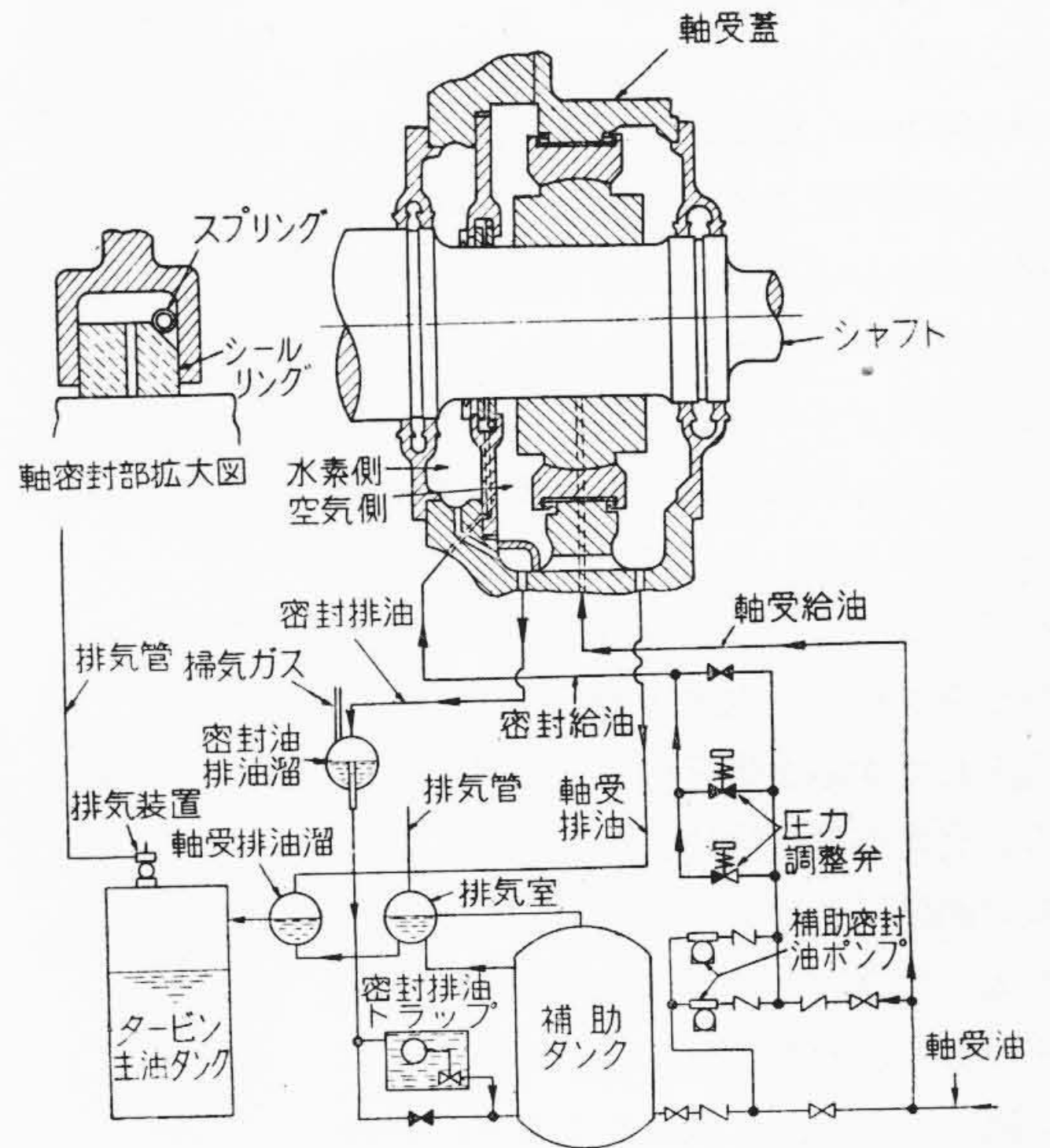
含まれていた水素の一部を放出して水素ガス排出槽に落下し、こゝから真空処理槽へ送られる。一方油系統全体を考えると空気側へ流出した分だけ密封油が不足するので、これを補うために軸受排油溜から空気排出槽を経て真空処理槽に油を導き入れて、ここで真空ポンプによつて油に混入している空気を抽出し、水素側から流れてきた油とともに主密封油ポンプでシール部分に圧入して系統を完結している。この方式では補給すべき水素の量は固定子枠からの漏洩によつて、逃げ去るものと密封油に

とけ込んで持去られるものとの和であつて、前者は僅少にすることができ、後者も油中に体積で数%溶解するに過ぎないので極く少量の補給で済み、また機内の水素が常に高純度に保たれる利点がある。しかしこの反面系統が稍複雑となるので設備費も嵩み、小容量機ではこれが全体の費用にたいして大きな割合を占める欠点がある。

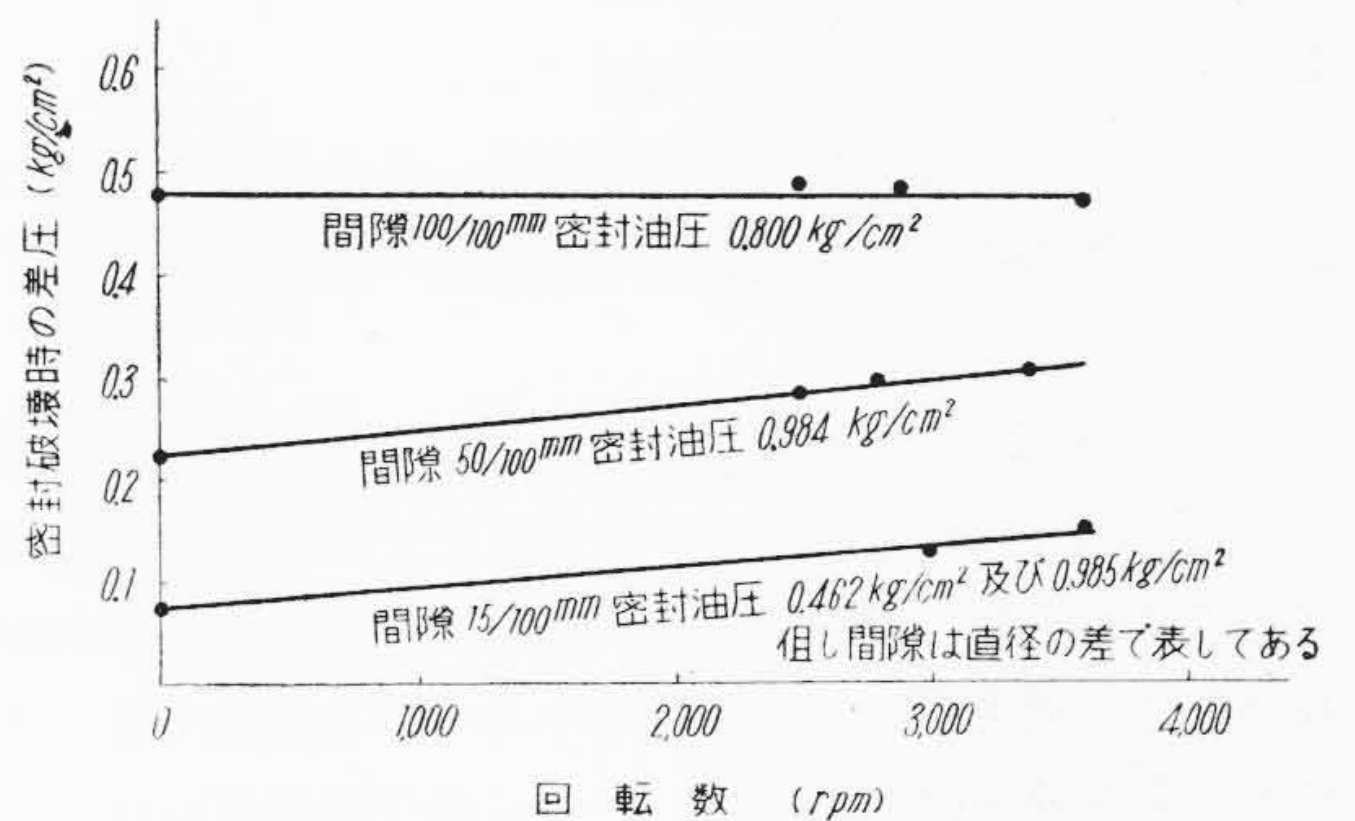
しかし最近ではさらに進んで密封油に無処理の油を供給して装置を簡単化し保守を容易にした方式が採用され始め米国ではすでに 100,000 kVA 程度のものにまで使用された例があり、我国でもすでに実用化されている。この方式は連続掃気式と呼ばれ第11図にその密封油系統を示す。この方式ではシールリングの水素側に流出した油から空気が放出されて、内側油切と密封部分との間で最も水素純度が低下しているのを、これを密封油排油溜につけた掃気管から連続的に掃気する一方、水素ガスを機内に常時供給して、この新陳代謝によつてガス純度を保っている。密封部の構造に充分の注意を払うときは、この方式でも水素の消費量は真空処理式の場合に比較してそれ程多くなり、系統が簡単で装置の数も少くなり設備費も廉くなるので、比較的小容量機に用いて有利であつたが、技術の進歩と共に漸次大容量機にも採用されるようになった。第11図で常時は軸受給油が圧力調整弁を通つて密封部に供給されているが、機内ガス圧が高くなつたりまたは軸受給油の圧力が規定値よりも低くなつたときは、補助密封油ポンプが自動的に働いて密封油圧を常に規定値に保つことができるので、系統の信頼度ははなはだ高い。

さてこうした密封油系統を保守運転する上に軸密封油圧をいかなる値に選定するかという問題がある。あまり油圧が低いと油量が不足して密封が破壊される懸念があるが、高過ぎると密封油量の増加とともに水素の消費量が増して不経済となるので、密封油圧は機内圧よりも $0.3 \sim 0.4 \text{ kg/cm}^2$ 程度高くとることが好ましく、これで充分密封の目的を達し水素の消費量も少くて済む。

密封部の入口油圧を一定にしておいて機内のガス圧力を次第に上昇させると、シールリングと軸との間隙部の油膜が機内圧によつて破られて、密封破壊の現象が起る。種々の間隙を有するシールリングを用いて密封装置のモデルを製作し、これについて密封破壊の現象が間隙と回転数によつていかなる影響を受けるかを試験した。第12図はこの結果である。縦軸は密封油圧と密封が破壊されたときの機内圧との差圧で示されており、間隙をパラメータとして回転数によつてこの差圧がどのように変わるかを示してある。密封破壊時の差圧は回転数が高くなる程大となり、密封が困難になることがわかるが、これは回転によつて軸についていた油が遠心力で飛ばされて、実



第11図 密封油系統 (連続掃気式)
Fig. 11. Shaft Sealing System (Scavenging System)



第12図 密封破壊時の差圧
Fig. 12. Differential Seal Oil Pressure at Seal Break-Down

質的に間隙部の油圧を低下させることによると考える。また回転数が零のときは差圧も零に近くなる筈であるが、実際には幾らかの値が示されており、この値は間隙の大なる程増加する傾向にある。これは密封が破壊される時の機内圧は間隙部の密封油圧中の最低値と一致する筈であるから、間隙の増加と共に密封装置の入口油圧と間隙部の最低油圧との差が大きくなるものと解される。間隙が大きくなる程、密封困難となることは当然であるが、実験の結果では、間隙が直径で 50/100 mm を超えると密封特性ははなはだしく悪くなり 100/100 mm になると第12図に見るごとく、回転数の影響をほとんど受けず、実効密封油圧は間隙部の最低油圧だけで決定せられ、実用上は上昇した機内圧ではもはや密封の用を為

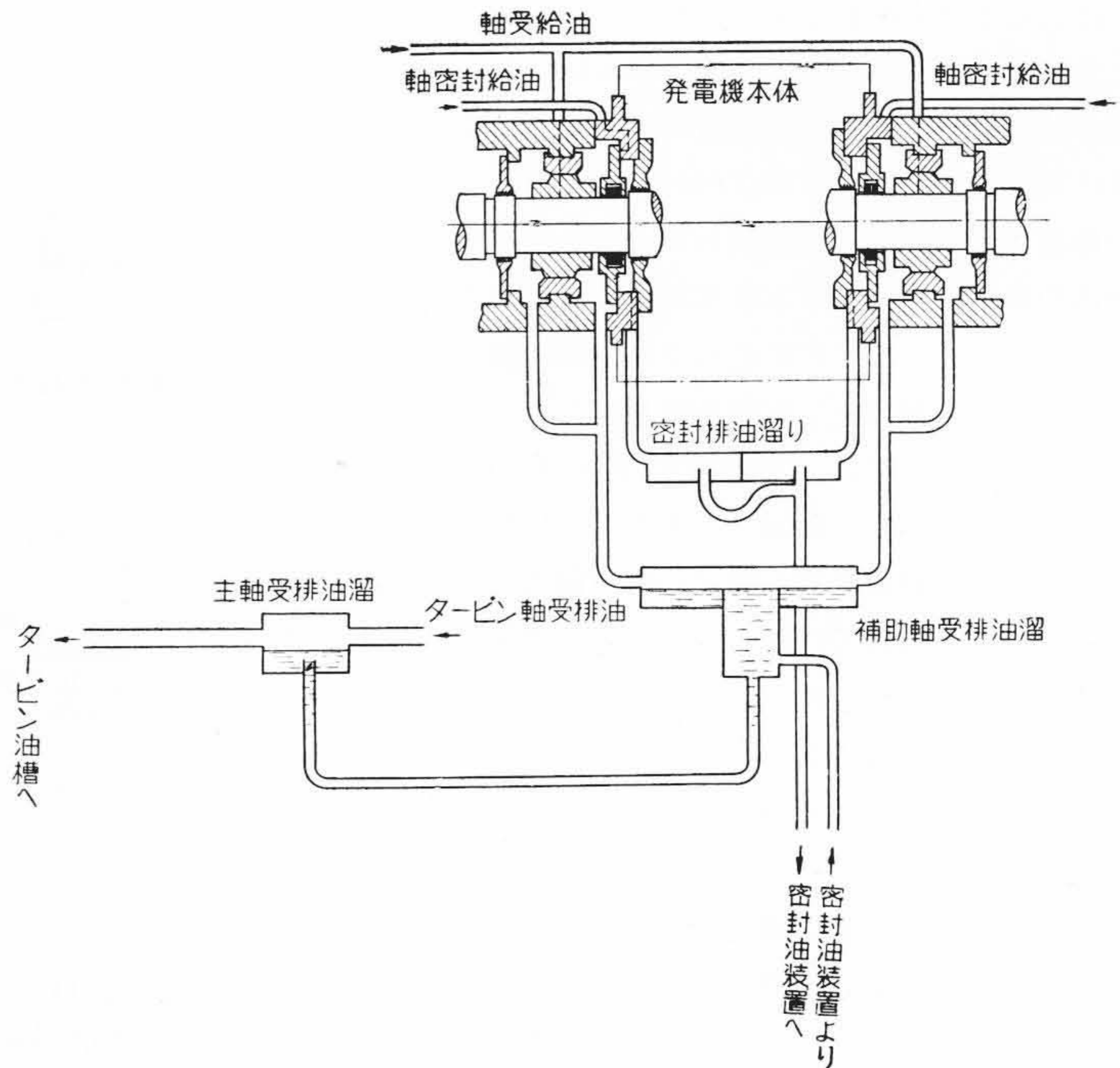
さないことが認められた。

これ等の結果から運転時の間隙が40/100 mm 程度以下であれば、密封油圧は機内圧よりも $0.3\sim 0.4 \text{ kg/cm}^2$ 程度高ければ充分なることがわかる。

水素ガスの爆発が起らないよう、機内の水素ガスは常に高純度に保たれており、最も純度の低い掃気ガスでも80%を低下しないように充分注意が払われている。もし不測の事故により密封が破壊され機内水素が軸受部分に流れ込んだりすると爆発の危険が予想される。火災が軸受排油管を延焼してタービン油槽に至りこゝで爆発したりすると大きな事故となることがある。火災そのものが大事に至らなくてもタービン油が床面に溢れ出たりすると、その後始末に相当の時日を要し好ましくない。タービン油槽で爆発が起つてもこうした事故の起らぬよう、油槽上面には爆発圧力によつて容易に開放できるような蝶番付のリリーフ蓋を設けるとよい。こうした簡単なリリーフ装置によつて爆発事故の拡大を未然に防止した例が米国の発電所では経験されている⁽⁹⁾。

消火用の炭酸ガスポンペを常置しておいて、密封が破れて軸受部で発火したらガスを放出して消火する方法は有効ではあるが、炭酸ガスの容量とガス放出の時間的遅れの点で、火災がタービン油槽へ走るのを防止する上に必ずしも充分とはいえない。一般に軸受排油管には大きな配管を使用して排油がこの中を充満して流れないように計画されているので火災は急速に延焼してタービン油槽に到る危険性がある。したがつて第13図のごとく発電機からの軸受排油を一旦補助軸受排油溜りに集めこれをU字型のシール配管を介して主軸受排油溜りに送り込み、ここからタービン軸受排油と共にタービン油槽に返却する方法をとればタービン油槽内に水素ガスが導入されることもなくまた延焼のおそれもなくなる。油配管全体にわたつて油中に含まれている水素が放出されて溜らないようにポケットになる箇所をなくすると共に、放出された水素を取除くためにタービン油槽や補助軸受排油溜りに抽気器をつけておくことが望ましい。

一般に水素冷却機および水素系統が絶対に気密であるとはいふ難く、多少の水素の漏洩があることは止むをえない。したがつて水素系統機器および配管を設置する場所には漏洩水素が溜らないように十分な空間がなければ



第13図 軸受排油配管
Fig. 13. Bearing Drain Piping

ならない。特に密封油装置、ガス制御盤、ガス補給装置などの設置場所にはこの点注意を要する。またガス制御盤や発電機化粧板の頂上には適当な位置にガス抜き孔を設ける必要がある。しかし、適切な注意さえ払えば漏洩水素によつて危険な状態となることは絶無と云つてもよい。仮に一日に 2 m^3 の水素が漏洩によつて失われこれが 50 m^3 の空間 (50,000 kW 機程度の機内空間容量) に放出されたとしても、混合気体が下部爆発限界に達するには24時間を要する。実際には発電機室や床下の部分は数百~数千 m^3 の空間容積を持つており相互の通風も相当に行われているので、危険な状態となることはまづないと断定できる。

最後に、水素ポンペを取扱う際に注意せねばならぬことは水素ガスを大気中に急に放出せぬことである。水素ガスは他の気体と異なりそれが膨脹するときに発熱し点火することがあるからである。ポンペの口金部分のゴミを除くためにガスを放出すると水素に点火することはしばしば経験するところであつて、このようなことは危険を伴うから不注意に行わぬようにせねばならない。

〔IV〕 結 言

以上大型タービン発電機の近況を報告し、二三の問題を取上げて実際の試験の例や、筆者の見解を述べた。問題の取上げ方が必ずしも適当でなく、またほかに論議さ

るべき問題もあるが、これらについては別の機会にゆずりたい。

火力発電開発の計画もようやく活況を呈しており、日立製作所においてもすでに数台の大容量水素冷却発電機を製作納入し、また現に製作中であつて、この計画推進のために努力を傾注していると自負するしだいであるが、さらに諸賢の積極的な御支援をえて、我国情に適する発電機を製作したいと念願するものである。

参考文献

- (1) 後藤, 菊地: 日立評論 別冊 No.「火力発電機器特集号」, 1953, P35
- (2) 是井: OHM「最近の火力発電所号」昭 30, P52
- (3) 三木, 中村: 日本機械学会誌 昭 30.9月 P652
- (4) 飯島, 大江: 日立評論, 1955, 3 P445
- (5) The Engineer, July 15, 1938, P68
- (6) K. Rosenberg: OHM「最近の火力発電所号」昭 30, P49
- (7) Power Engineering, May, 1954, P73
- (8) 沢, 火力発電 Vol 6, No. 5 P405
- (9) L. Grobel QJ. Gibney. AIEE C54-487

製品紹介

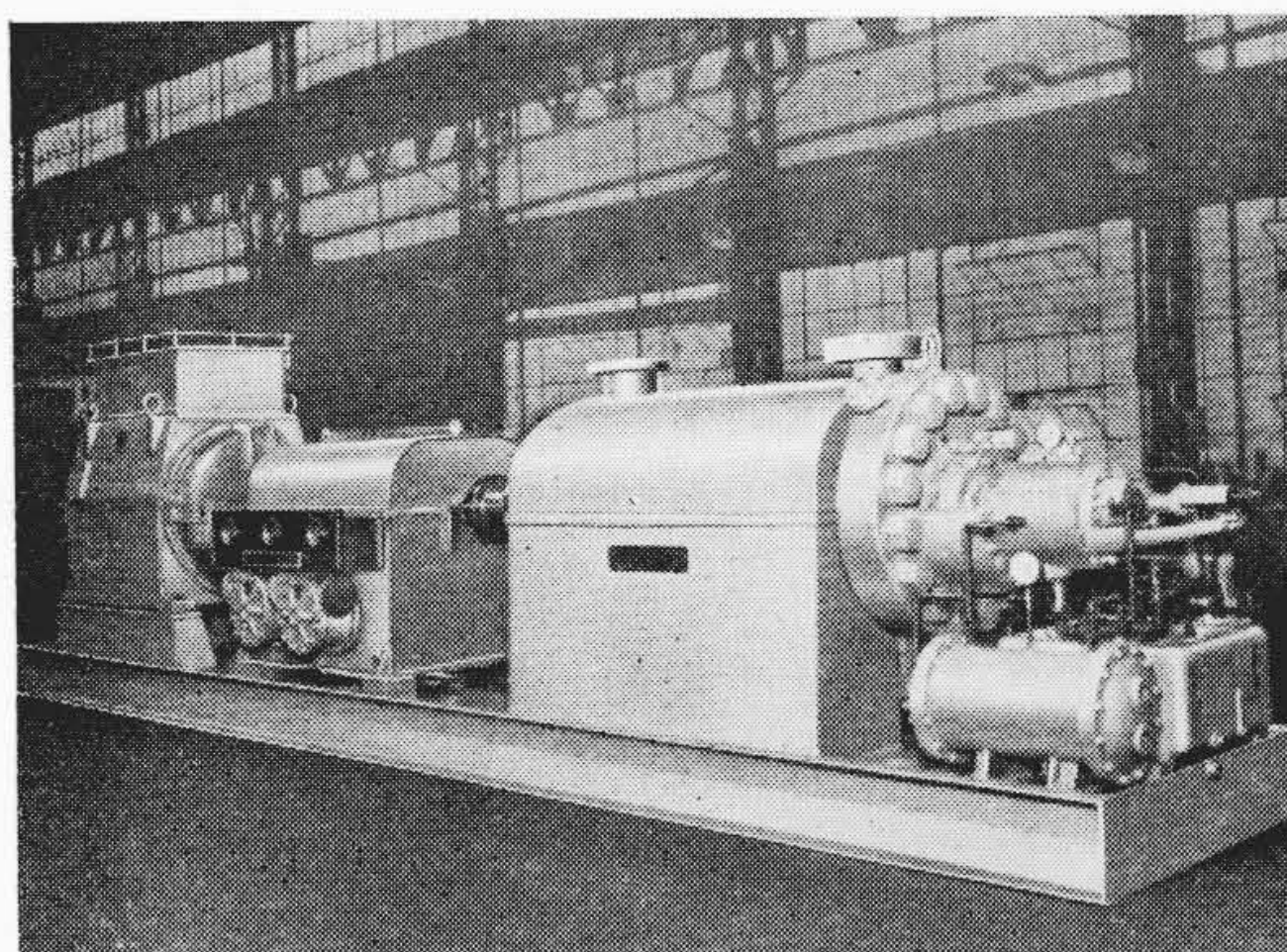
東京電力新東京発電所納
日立BGM型ボイラ給水ポンプ
Hitachi Type BGM Boiler Feed Pumps
Supplied to Tokyo Electric Power Company

今回日立製作所において完成したボイラ給水ポンプは東京電力株式会社新東京発電所の 66,000 kW 発電設備の一部として製作されたものであつて、温度においても圧力においても現在我国において製作されているボイラ給水ポンプの最高記録品である。その仕様はつきのごとくである。

| | |
|-------|--------------------------|
| 型式 | BGM-CH |
| 吐出口径 | 150 mm |
| 吸込口径 | 200 mm |
| 段数 | 11 |
| 給水量 | 160 t/h |
| 吐出圧力 | 125 kg/cm ² g |
| 押込圧力 | 5 kg/cm ² g |
| 総揚程 | 120 kg/cm ² |
| 回転数 | 2,866 rpm |
| 給水温度 | 142 °C |
| 電動機出力 | 1,000 kW |

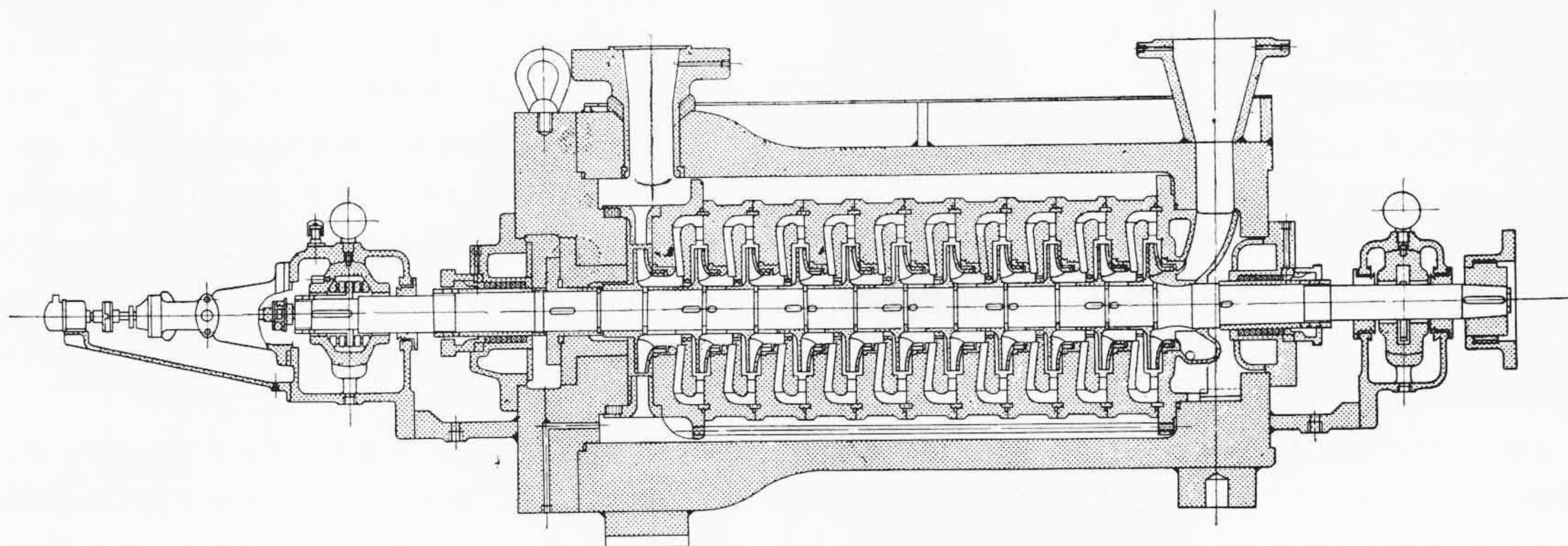
第2図に示すように、バーレル型の外ケーシングを有する二重ケーシング型多段タービンポンプである。

このポンプの構造は、堅牢な外ケーシングと軸に直角な面で1段毎に分割された内ケーシングとからなる所謂

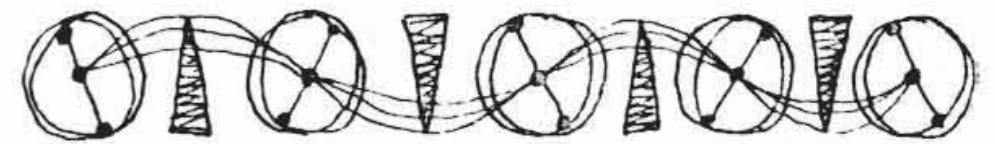


第1図 東京電力新東京発電所納ボイラ給水ポンプ
Fig. 1. Hitachi's Boiler Feed Pump Delivered to the Shin-Tokyo P.S. of Tokyo Electric Power Co.

二重ケーシング型多段タービンポンプであつてこの構造により、高い吐出圧力は簡単な円筒型（バーレル型）の外ケーシングによつて支えられ、内ケーシングは、この吐出圧力に包まれながら、外ケーシングに遊動自在に取付けられている。このため高温における熱膨脹と高圧における変形に対して、全く安全で無理をおこすことがない。羽根車の配列は、通常が多段タービンポンプと同様に、1段目から終段に至る迄同一方向にならべ、軸方向の推力はバランスジスクによつて平衡させている。半径



第2図 BGM型ボイラ給水ポンプ
Fig. 2. Type BGM Boiler Feed Pump



方向推力はガイドベーン構造によつて完全に平衡し、軸方向推力の平衡とともに、部分水量においても静粛な運転を確保している。軸端の推力軸受は、ポンプの起動時に動作して、バランスジスクの起動時の磨減を防止し、バランスジスクとともに、軸方向推力の平衡に万全を期している。軸の材料にはKモネルを用いた。軸と羽根車の熱膨脹係数の差によつて、常温では羽根車は軸上を辛じて移動し得る程度に堅く嵌合しているが、規定の運転温度では遥かに堅い嵌合となつている。このため、1段毎に分割された多段タービンポンプ構造でありながらその分解と組立はまことに容易である。二重ケーシング構造であるために、主配管を取外すことなく内ケーシングおよび回転部を外ケーシングの内部から取出し、外部において分解組立作業ができることは、他のバーレル型ポンプと同様で、バーレル型ポンプの特長である。

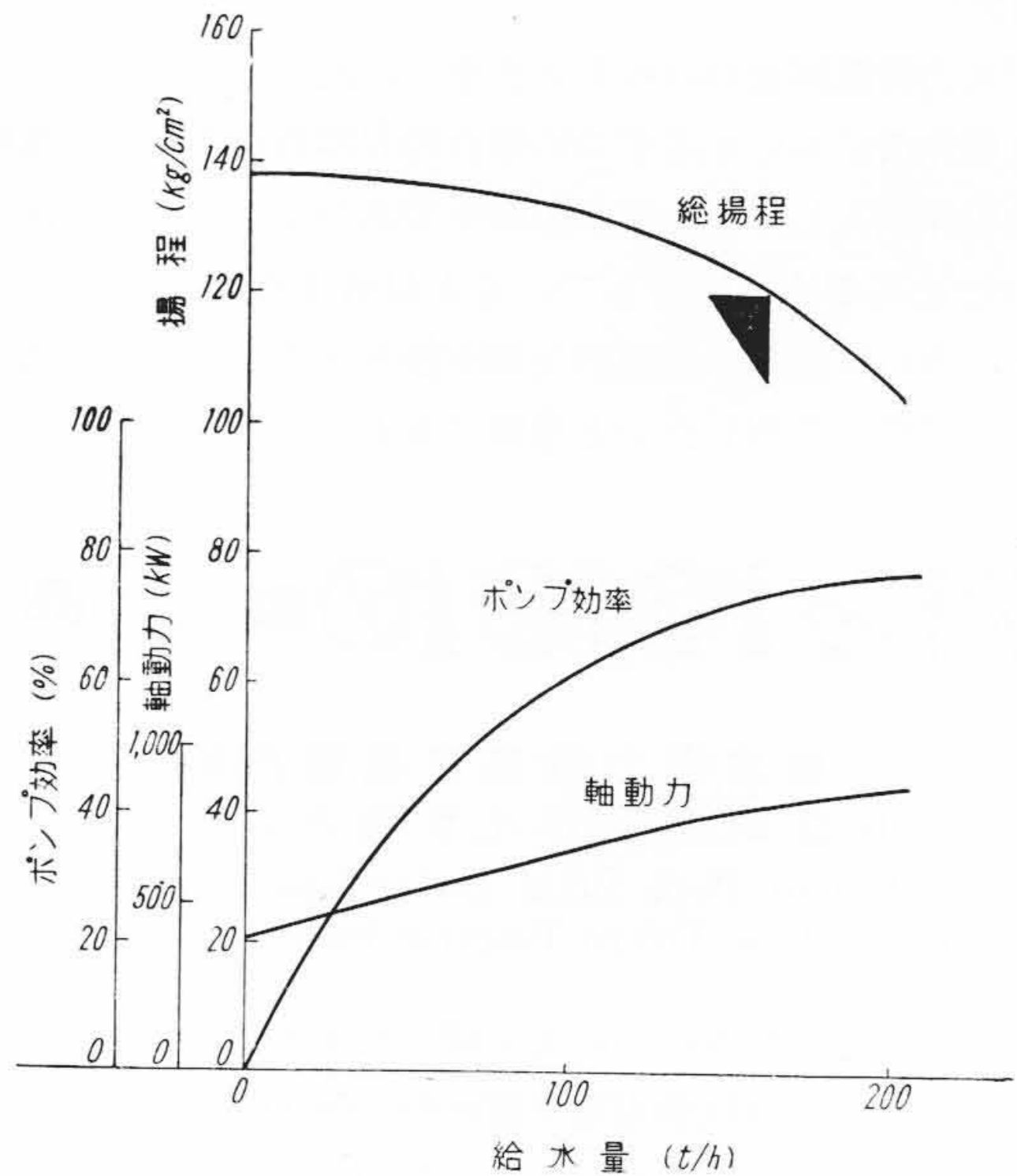
本機のような高温高圧のボイラ給水ポンプの材質の選定は、耐久性の維持と高い効率をあげるために特に慎重な考慮が必要である。主要部分の材質を次に示す。

| | |
|--------|--------------------|
| 外ケーシング | 鍛鋼 |
| 内ケーシング | 5%クロムモリブデン鋳鋼 |
| 羽根車 | 5%クロムモリブデン鋳鋼 |
| 軸 | Kモネル |
| マウスリング | 5%クロムモリブデン鋼 |
| スリーブ | 18-8 不銹鋼 (ステライト盛金) |

特に、高い圧力差を連絡する狭い間隙をもつて、回転部と固定部が相対する部分は、耐久性を持たせながら、かじりつきを防止しなければならないので、その材質の選定と適正な処理とに充分考慮をはらわねばならない。

このポンプの特性は、第3図に示す。この特性曲線が示すように、本機では、ボイラ給水ポンプが要求する安定性能と、最高77%という高いポンプ効率がえられた。特にこのポンプは、輸入のインガースランド会社製のボイラ給水ポンプと並列運転されるため、その揚程—水量特性を全く一致させる必要があつた。これらの性能の向上と特性上の要求を満足させるため、本体の製作に先立つてモデルポンプを製作し、その性能を検討した。このポンプのように、圧力が高く給水量の少ないポンプでは高い効率をうる事が仲々困難であるが、本機においては、モデル試験の結果特性上のいろいろの要求を満足させるとともに、142°C 規定給水温度試験において、この高効率がえられたのである。

このポンプの制御は、流体接手によるポンプ軸の速度制御によつて行われる。制御の範囲は、100ないし80%であつて、連続的に制御される速度の全範囲にわたつて、ポンプの回転軸の危険速度の影響はない。



第3図 特性曲線
Fig. 3. Performance Characteristics of Hitachi Boiler Feed Pump

各軸受の給油には、主補2台の油ポンプが使用される。ポンプの軸端に取付けられた油ポンプは、主給油ポンプであつて、定常運転時に動作する。電動補助油ポンプは油タンクの上に取り付けられ、ポンプの起動時と主油ポンプの事故のときに動作して、ポンプ、電動機の事故を防止する。この二つの油ポンプは、給油配管に取り付けられた圧力継電器によつて、自動的に運転することができ、不測の事態に備えている。また、軸受の排油管には、接点付温度計が設けられ、軸受の異常過熱を警報することができる。

つぎに、過熱防止装置は、ポンプが、少ない給水量で運転するとき、過熱を防止するために設けられるもので、給水量が約 25 t/h 以下になると自動的に吐出管から低圧部に戻す側路管路が開放し、約 25 t/h を放流する。この装置は、吐出管にあつて給水量を測定するノズルと側路管路にある自動調節弁とからなつている。ポンプの停止時には、側路管路の調節弁は全開されているが、このときは側路管路はポンプの吸込口より低い圧力槽に連絡し、常にポンプケーシング内の水は吸込口から吐出口を通つて低圧槽に向つて流動している。この結果ポンプは停止時にも一様に加熱され、次の運転に具えることができる。

このように、本機は、高温高圧用ボイラ給水ポンプとして、構造、材質、特性につき、あらゆる面に努力がはらわれているとともに、その運転保守についても万全を期している。