

興亜石油株式会社麻里布製油所納
5,000 kW 背圧タービン設備
 5,000 kW Back Pressure Turbine Equipment for Marifu Oil
 Refining Plant of Kôa Oil Co., Ltd.

逢 沢 喜 子 人*
 Kineto Aizawa

内 容 梗 概

興亜石油株式会社麻里布製油所納 5,000 kW タービンが、昭和 39 年 8 月に麻里布製油所において引渡試験を完了し、現在好調に営業運転中である。本機はトップタービンとして、発電用のほかに工場作業用蒸気の発生用も兼ねて製作されたもので、非常に高い背圧の高温高压背圧タービンである。本稿は本タービン設備および構造などについてその概要を述べたものである。

1. 緒 言

産業界の発展にともない、その動力発生用の燃料として、また日本経済の発展にともなう一般消費燃料としての重油、軽油、ガソリンなどの需要、さらには石油化学工業にて製品化される石油化学製品の原料となるナフサなどの需要が急激に伸びてきており、これらの需要にともない石油精製工業の発展は近來めざましいものがある。

興亜石油株式会社麻里布製油所においても、この急激な伸びに応じ、日本経済の発展に寄与するよう計画が策定された。石油精製工業には、その製品の製造過程において、多量の蒸気を必要とするとともに動力源として大量の電力を必要とする。この必要を満たす一方法として自家発電プラントが計画され、蒸気と電力のバランス、工場の要求する蒸気の性状および既設プラントとの関係から、高温高压のトップタービンが最も理想的であるとされた。このタービンは産業用タービンとしては初めての屋外式で、工場作業用蒸気として使用されるタービンの排気圧力が $40\text{kg/cm}^2\text{g}$ という、わが国において 1, 2 をあらそう記録的な高温高压、高性能のタービンである。本機の設計および製造に際しては最新の技術が十分に取り入れられている。制御保安装置に関しては、従来の実績、経験をもとに改良を加えたので、単独および総合試験の結果好成績を収めることができた。

2. 計 画 概 要

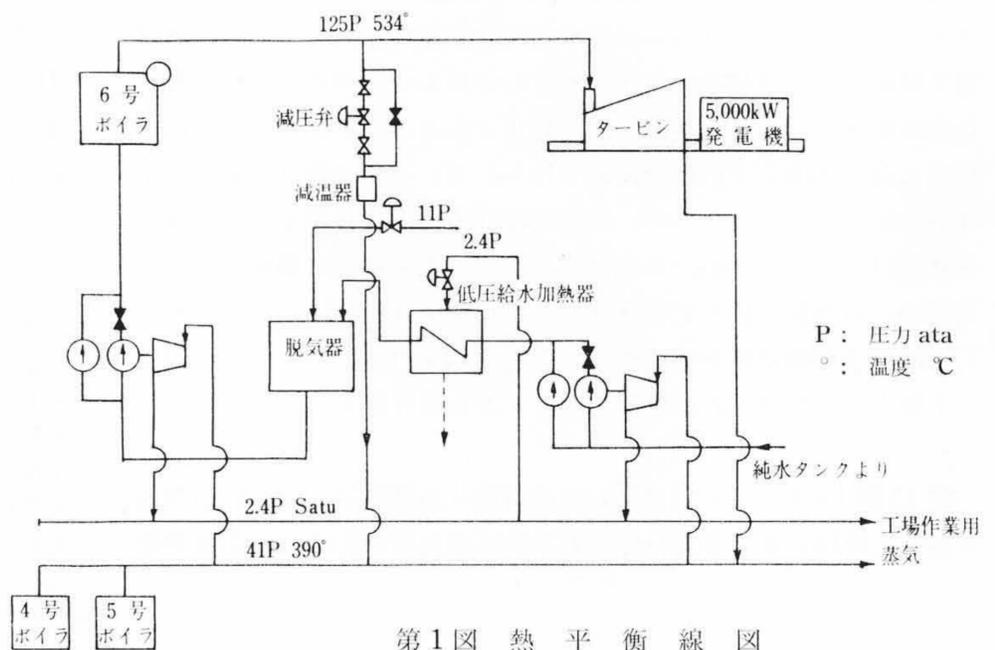
2.1 プラントの計画概要

自家発電プラントとして、いかなる条件、いかなる形式のものか最も経済的であるかを判断するためには、工場の要求する特殊事情を十分には握しなければならない。すなわち

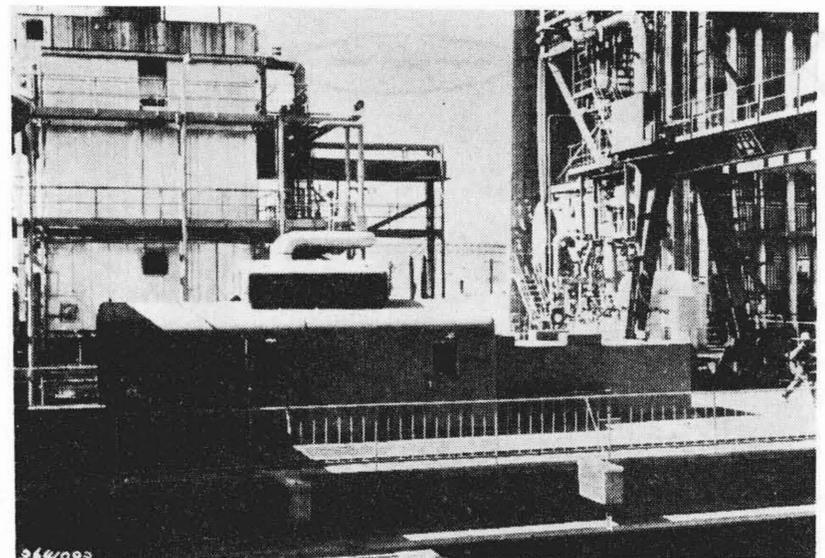
- (i) 蒸気と電力のバランス
- (ii) 蒸気と電力の年間または 1 日のうちの変動
- (iii) 工場の要求する蒸気の性状
- (iv) 既設火力プラントとの関係
- (v) 燃料の価格
- (vi) 買電の契約条件

などである。これらにつき総合的に検討された結果、第 1 図にその全貌を示す火力プラントの計画が採用された。ここで No. 6 号ボイラは自家発 5,000 kW タービンの蒸気発生用として新設されたも

* 日立製作所日立工場



第 1 図 熱 平 衡 線 図

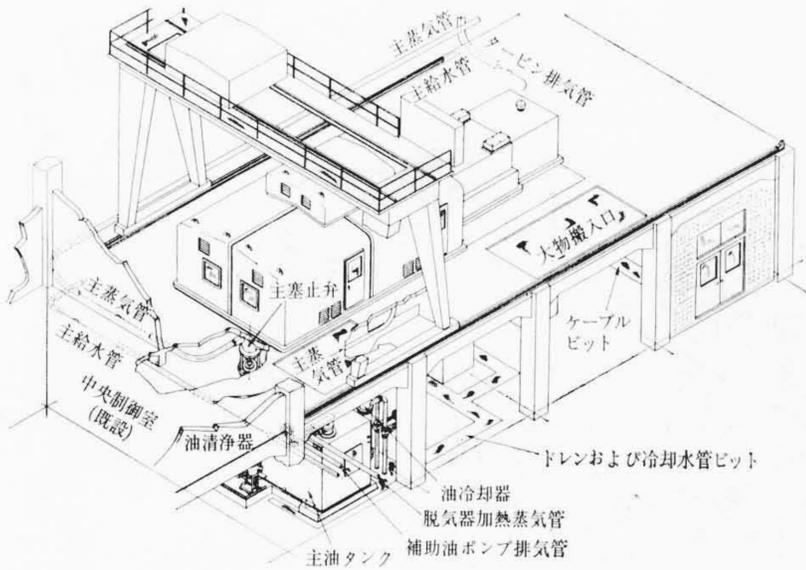


第 2 図 5,000 kW 背圧タービンおよび発電機

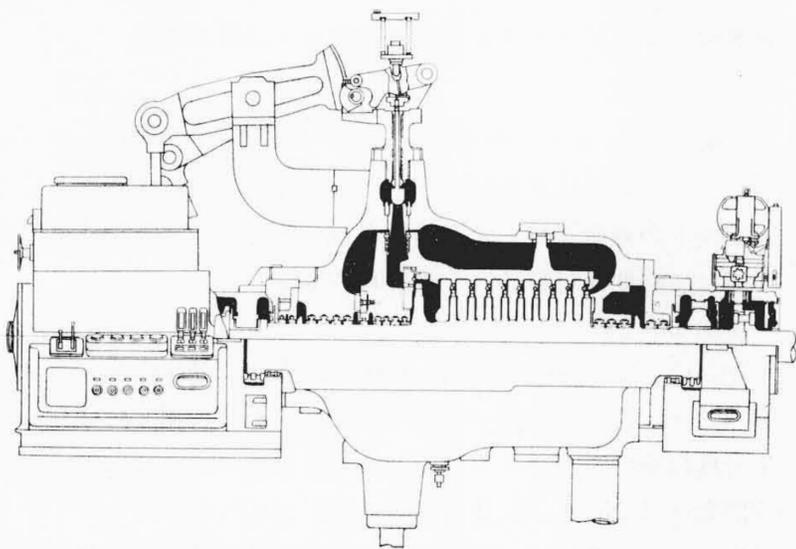
のである。No. 4 および No. 5 ボイラは既設のものである。5,000 kW タービンの排気は No. 4, 5 ボイラの発生蒸気ラインに接続されプロセス蒸気として有効に利用される。5,000 kW タービンは原則として定格負荷運転をたてまえとし、工場プロセス蒸気の過不足は No. 4 および No. 5 ボイラの発生蒸気により自動的に調整される。No. 6 号ボイラからタービンにはいる主蒸気ラインよりバイパスラインを設け、タービン停止の場合にもプロセス蒸気に不足をきたさぬよう減圧減温装置により蒸気を供給できる計画としてある。

2.2 発電所建家面積低減に当たって考慮した点

- (i) 自家発電設備としては初めての試みであろうが、タービン



第3図 タービン，発電機配置図



第4図 背圧タービン組立断面図

発電機を屋外に設置した。

- (ii) タービンおよび発電機の床面の広さの決定に当たっては、定期検査において分解、組立が可能な最小面積とした。屋外形の防水形ハウジングは四つ割りの構造とし分解時の置場所の縮小を図った。
- (iii) 防水形ハウジングを左右方向に分解可能とし置場所の減少を図るとともに、起重機の高さをつめ全体をコンパクトにした。

以上の考慮により、出力に対する建家床面の面積は、従来この種タービン、発電機の約40%となりかなりの低減となっている。

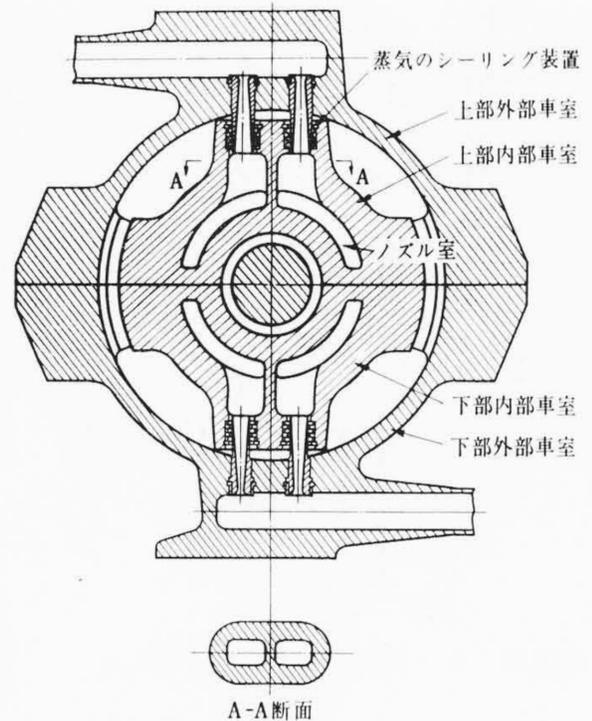
2.3 蒸気タービンの計画概要

タービンは高温高压になると蒸気の比容積が小さくなり、噴口単位面積を通過する蒸気量が増大するので、一般にその形状は小さくなる。本タービンは非常に高温高压であるにもかかわらず、出力が小さいこと、高性能であることなどの条件に主眼を置き、従来の幾多の実績をもとに設計製作されたものであり、その仕様は次に示すとおりである。

形 式	日立衝動式背圧タービン (屋外式)
最大連続出力	5,000 kW
回 転 数	3,600 rpm
主 蒸 気 圧 力	124 kg/cm ² g
主 蒸 気 温 度	534℃
排 気 圧 力	40 kg/cm ² g
段 落 数	10 段

(1) 高温高压および性能向上のため考慮した点

- (i) 二重車室構造



第5図 2重車室構造図

タービンの圧力、温度が高くなると車室に耐熱性の材料を使用するとともに、肉厚も厚くする必要がある。したがってこのような肉厚部分に急激なる温度変化を与えると変形による高い熱応力が発生することがある。構造上、局部的に高い熱応力の発生箇所は主として蒸気室とノズル室である。したがって車室を外部と内部の二重車室構造とし、形状的に外部車室の肉厚をほぼ一様に押えけるとともに、ノズル室を内部車室に設け熱膨張による高い局部的な応力の発生を防ぐ構造とした。第5図は二重車室構造を示すものである。

(ii) 起動および低負荷時を考慮した加減弁の開閉順序

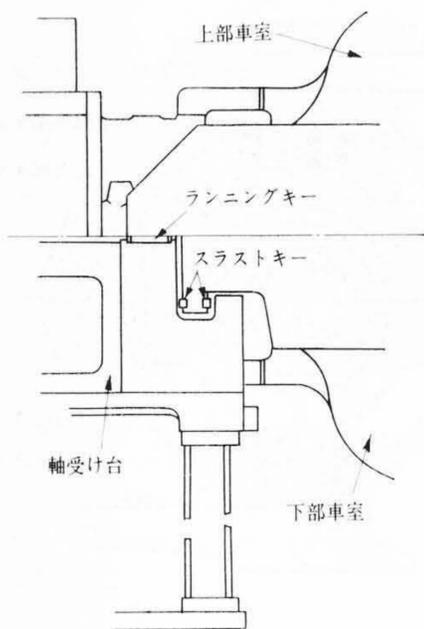
通常蒸気流量を調整する加減弁は、タービン車室の上下に配置され交互に加減弁が開閉していく設計となっている。しかし起動途中あるいは、低負荷運転の場合は、上下車室に設けた第一加減弁しか使用しない場合が多いので、そのため下部車室に配置された第二加減弁が閉じており、下側蒸気室よりタービン内に蒸気が流入しない。すなわち上下の蒸気室の温度差が大きくなり車室が熱変形を起こしこのましくない。本タービンではかかる現象が起きないように、上部車室の第一加減弁と下部車室の第二加減弁とが同時に開くように加減弁開閉カムを設計してあるので、同時に上下蒸気室に蒸気が流入し、その温度差は非常に小さいものとなっている。

(iii) 車室とロータとの伸び差

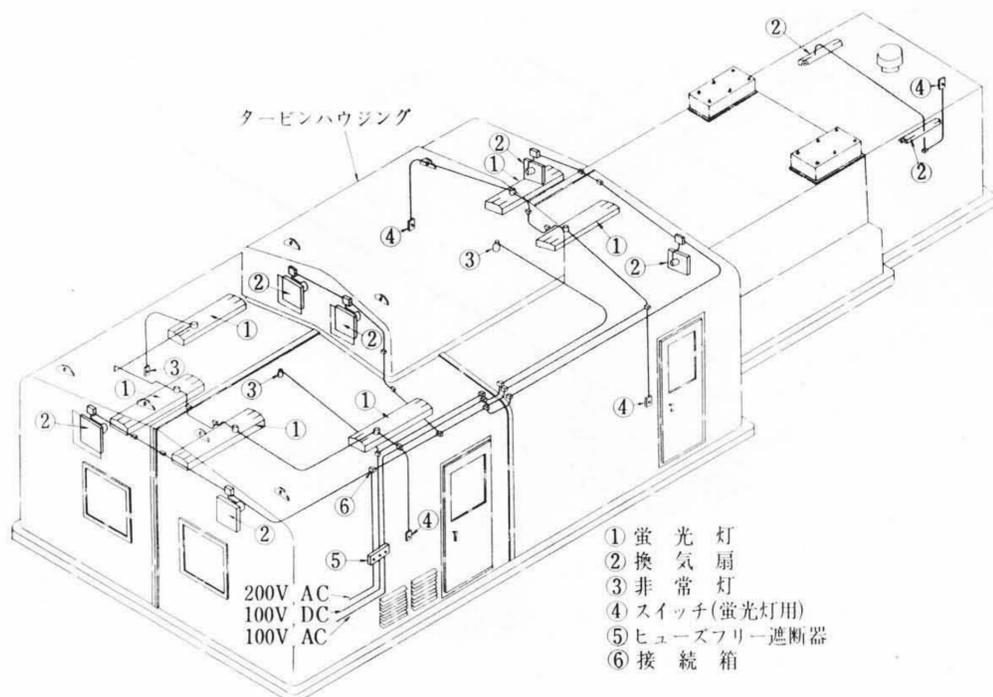
タービンが高温高压化されるに従って、車室とロータの熱慣性差に差ができるため車室とロータの伸び差の関係が問題になってくる。一般に熱容量、伝熱面積の関係より、蒸気温度の変化に対する伸び縮みは、ロータのほうが車室より敏感である。起動時急激なる負荷上昇による蒸気流量の増加により、タービンが加熱されると、ロータのほうがさきに伸びて、ダイヤフラムおよび車室との間げきが小さくなる。一方定常運転状態において伸び差が大きいと効率の低下をきたすので、両面より考えた最適の間げきを決定するとともに、運転上の考慮も払ってある。

(iv) 車室とロータとの同心保持

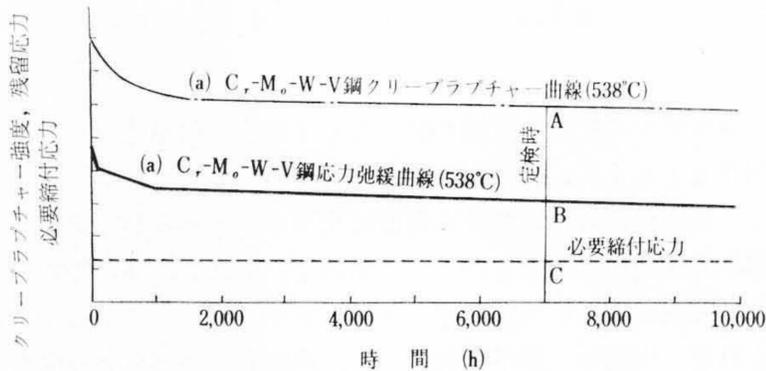
タービンの全重量を支持する軸受台に乗る車室より突起している足は車室内を流れる高温蒸気の伝熱により軸受台の温度の約3倍に達する。一般に比較的溫度の低いタービンでは両者の温度差が小さいので、下部車室に支持用突起を設け、車室水平



第6図 センタラインサポート方式



第8図 タービンハウジングの照明および換気装置



第7図 ボルトのリラクゼーションレート

継手面より下部で軸受けに支持される構造で十分であるが、高温になると両者の温度差が大きくなり、支持用足の熱膨張によりロータに対し車室が持ち上げられ、ロータの中心に対し車室の中心が狂う結果となる。したがって上部車室に支持用足を設け車室の水平継手面で車室全体の荷重が支持される第6図に示すセンタラインサポート方式を採用した。この構造を採用したことにより、ロータ回転軸の中心と車室水平継手面が常に同心になるので静止部分と回転体との半径方向の間げきが一定に保持され、ラビリンスおよびダイヤフラムパッキングとロータとの半径方向の間げきを小さくすることができる。これは体積流量の少ない高温高圧タービンでは、これらの間げきからの蒸気の漏えいを最小限にするため重要なことである。

(v) タービングラウンドの冷却

高温高圧になると第1段噴口出口の温度が高いため、タービン前側ラビリンスパッキングを通る蒸気温度が高くなり、ロータが加熱され、その伝熱によりタービン前側軸受温度が異常上昇するおそれがある。そこで、タービンの排気を外部車室と内部車室の間げきを通して導き該部を冷却する構造とした。

(vi) 車室水平継手の締付ボルト

車室水平継手フランジの締付ボルトにはタービン車室内の蒸気圧による作用力、水平継手フランジと締付ボルトの温度差による作用力および車室変形による作用力などが働く。これらの作用力に対しボルトに適正なる締付力が必要である。一方ボルトの材質および大きさの決定に当たっては実際運転時における弛緩応力を考慮し、長年の使用に対して十分なる設計としている。内部車室の高温部の締付ボルトについては、フランジの締付ボルト穴をつなく適当な穴を設け、必要とする圧力温度の蒸気を適した段落より供給することにより、定常運転時には冷却

効果により、ボルトのリラクゼーションレートを減じ、コールドスタート時にはフランジとボルトの温度差を減らすなどして、ボルトの寿命を長くする効果を図っている。第7図は設計に対して必要な材料特性と設計時の検討をくわしく示した一例である。

上記(ii)および(iv)の構造を採用し、非常に効果のあった例を次に述べる⁽¹⁾。この例は同一仕様のタービンが2台据え付けられた例で1号機は車室のサポートがセンタラインサポートでなく、加減弁の開閉順序はNo. 1, No. 2と順次に開いていくようになっている。2号機の蒸気通路はまったく同じ設計であるが構造的にはセンタラインサポートを採用した点と第1加減弁と第2加減弁とが同時に開閉するようにした点が異なる。2号機は1号機の第2加減弁が開く直前に現われたような上下の温度差がみられなくなり、上下一様に加熱される様子が理解できた。このように第1加減弁と第2加減弁を同時に開閉するようにしたため、上下の温度差が減少し、車室の熱変形が小さくなった。また車室のサポートをセンタラインサポートとしたことにより各所の間げきを安定限界内に留めながら十分減少することができた。この結果蒸気消費量も2号機は1号機に比べ約3%減少した。本タービンもまったく同様である。

2.4 屋外式タービンとしての構造

前述のように本タービンは屋外式であるため、タービン前面の操作部分を完全な防水形ハウジングでおおい、その中にタービンの起動に必要なタービン起動盤、監視計器および弁操作盤を内蔵させた。またこれらの操作に必要な照明および内部の換気をも考慮した。ハウジング内部の照明は、中央制御室とほぼ同程度の明るさとし運転に便ならしめた。なお交流電源停止時にも内部照明が行なえるよう直流電源より非常灯を設けている。タービン前側、後側にはいずれも換気扇を設け、タービンの熱放散による室内の温度上昇を防いでいる。第8図にタービンハウジングの照明、および換気装置を示す。

3. タービン本体の構造

3.1 タービン車室

次に述べるような構造上の特長を備えている。

- (i) ノズル室を車室から分離する。
- (ii) ノズル室は熱膨張による伸びを自由に逃がすことのできる特殊なシーリング装置により連結する。

第5図に示すように、蒸気が外部車室の蒸気室より内部車室のノ

ズル室にはいる際、接続部より漏れないよう特殊なシーリング装置としている。そして外部と内部の車室の軸方向および半径方向の膨張差は、シーリング装置により吸収される構造となっている。車室の材料には高温におけるクリープ強度を考慮し、Cr-Mo-V 鋳鋼を採用した。

3.2 タービン翼およびロータ

翼の設計では完全に共振をさけた設計とし、植込部をがんじょうなくら形とし、特に応力の集中するコーナ部には Shot peening を行なって疲労限の増大を図っている。第1段にはCr-Mo-W-V ステンレス鋼を、また他段落には13Cr ステンレス鋼を使用した。

ロータについてはオイルホイップを起こさないよう、危険速度を定格回転数の60%以上に決定し、強度的にも十分なる構造とした。さらにロータは運転中に高温の蒸気にさらされるので、高速回転のもとで熱ひずみを生じ振動を発生することのないよう、荒仕上げと仕上げの状態で2回にわたり高温化安定試験を施行している。ロータ材には高温強度のすぐれたCr-Mo-V 鋼を使用した。

3.3 推力軸受およびジャーナル軸受

推力軸受はタービンおよび発電機ロータの推力に対して、安定した油膜を形成する受圧部であるバビットメタル面に回転方向と半径方向の両方にテーパを設けた耐負荷能力の大きなテーパドランド形の構造としている。

回転体の振動は軸受のオイルホイップおよびホワーリング現象に密接なる関係がある。オイルホイップ現象は、軸受の油膜の影響を含む軸受支持系のたわみとダンピング効果を考慮したロータの危険速度を定格回転数の1/2以上にとり軸受単位面積当たりの荷重を大きくすることにより防ぐことができる。ホワーリング現象は危険速度よりも低い回転数から油膜が軸を励振しはじめ、固有振動では共振することなく、回転数の1/2速度で旋回運動をはじめめるものである。この現象は軸受の安定性に影響するものであるので、理論および実験の両面より安定度に影響する因子を解明し、個々の軸受に対する安定度判別曲線により安定域のもののみを使用している。このようにしているので、オイルホイップ、ホワーリング現象はまず起こらないものと考えてよい。

4. 制御装置

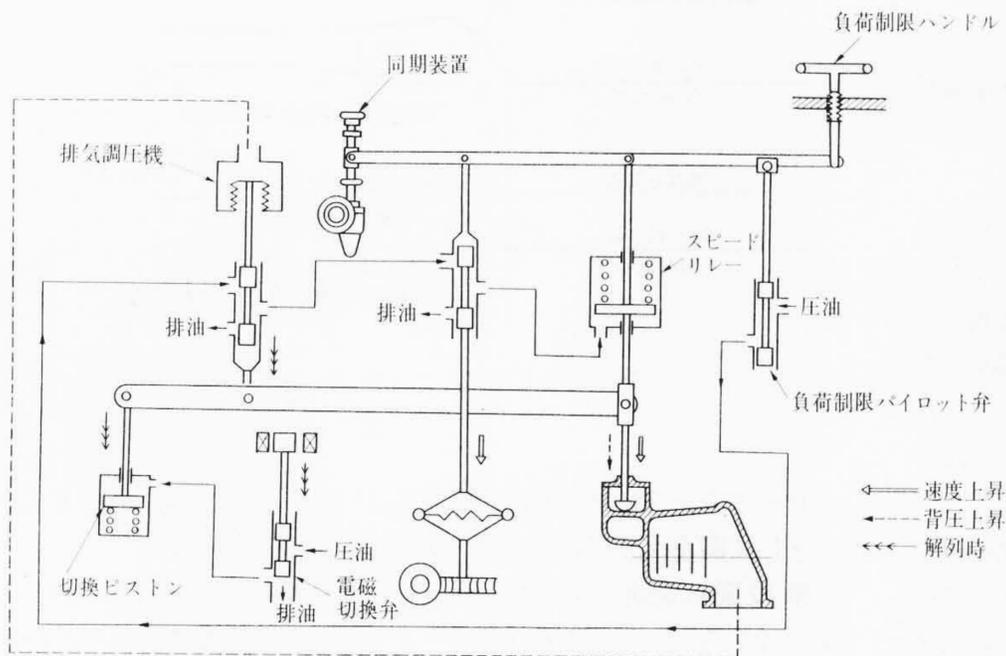
第9図は本タービンの制御系統図である。調速装置は調速機、同期装置、排気調圧機、速度リレーおよび加減弁などの油圧機構と、レバー機構の組合せよりなる。背圧タービンでは調圧機と調速機を同時に働かせることができない。すなわち単独運転時には調速機により速度制御のみを行ない、工場作業用蒸気の調整はバイパス系統などの併用によって行なっている。一方並列運転時には調圧機により排気圧力を制御し、タービンの回転数は外部電源の周波数によって規制されるようになっている。そしてこれらの運転は自動切換装置によって自由に切換えできる機構になっている。以上が一般の背圧タービンの運転制御である。本タービンプラントの制御はタービンがベースロードで運転されるのを原則としているので、加減弁は通常調速機により調整され、背圧は低圧ボイラにより調整される。低圧ボイラが休転で、タービン運転の際は、新設ボイラの発生蒸気量に見合った工場作業用蒸気量の範囲内で、外部電源と並列の場合は排気圧力調整機によりタービン背圧を一定に押えた運転、単独運転の場合には調速機により回転数を一定にした運転ができるようになっている。

タービンが高温高圧化されるにしたがって、タービンロータの慣性モーメントは小さくなり、タービン負荷遮断時の最大速度上昇率が增大する。この負荷遮断時の速度上昇率を小さく押えるためには応動性のよい調速機を必要とする。

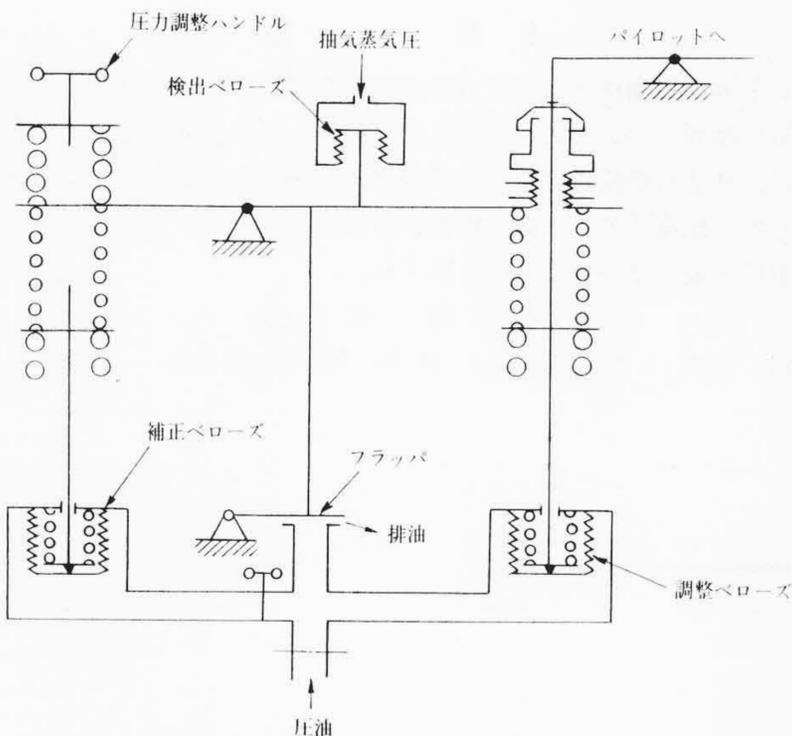
本タービンに使用された調速機は回転パイロット式でパイロット弁は遠心錘とともに回転する摩擦のないすぐれた感度を有し、遠心錘の開度により上下に作動し、油路を切り換えてスピードリレーを介し、加減弁を円滑に制御する構造となっている。

低圧ボイラが休転し、タービンのみで発電および工場作業用蒸気をまかなう場合には排気圧力調整機による並列運転が必要とされる。この並列運転時、排圧が変動するとこれに応動し、加減弁を一定の割合で開閉し、蒸気量を加減して背圧を一定にする役目を果たすのが排気圧力調整機である。

本タービンに採用された排気圧力調整機の機構は第10図に示すとおりであるが、その特色は圧力検出部ペローの微小な動きに対し制御油を大きく変化させることである。調整は敏速に行なわれ応答速度もニードル弁により自由に設定できるようになっている。またハンドルにより圧力調整の範囲を広く選ぶことができる。排気圧力の変化は検出用ペローの下方にフラップが設けてあり、検出用ペローの変化はレバーを介してフラップの開度を調整する。この結果フラップ前の油圧が大きく変化し、これに通じている操作棒の下部にある調整ペローが伸び縮みする。そして操作棒が上下に動き、この操



第9図 制御系統図



第10図 排気圧力調整機機構図

作棒に連結しているレバー機構を介してスピードリレーを動作させ加減弁の開閉を加減する。検出ペローズの微小な伸び縮みをフラップによる大きな増幅機構により操作棒を動かす構造としたのは排気圧力調整機の感度をよくし、さらにこの連結棒に連なる各レバー、リンクなどの連結部間げきの悪影響を除くため操作棒の動きを大きくするためでもある。

5. 保安装置

保安装置として下記のものを装備した。

(1) タービンを急速停止するもの

- 過速度遮断装置
- スラスト摩耗遮断装置
- 潤滑油圧低下遮断装置
- 電磁遮断装置

いずれの場合も主塞止弁を急速に閉塞し、タービンへの流入蒸気を遮断すると同時に発電機の遮断器を動作させるとともに故障表示と警報を行なうものである。

(2) タービンは停止しないが異常を報知するもの

- 潤滑油圧低下 振動大
- 軸受排油温度上昇 伸差大
- 油タンク油面高低下

そのほか自動切換表示など各種運転表示および各種特殊監視計器を装備した。

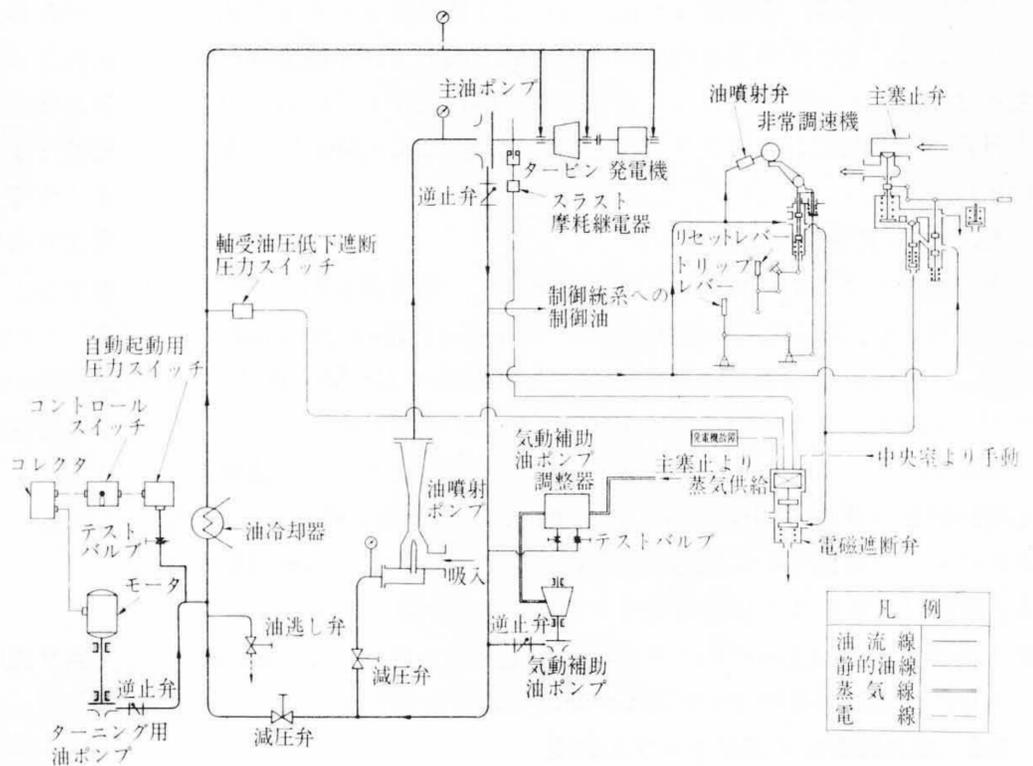
6. 潤滑油装置

タービンの制御に必要な油圧を確保し、またタービンおよび発電機の各軸受に十分な潤滑油を供給するためタービン主軸駆動式の主油ポンプ、蒸気駆動式の補助油ポンプおよびターニング用油ポンプを設けてある。蒸気駆動補助油ポンプは制御油圧の変化に応じて作動する調整器によって自動起動、自動停止するようになっている。油タンクから主油ポンプに油を送るために油噴射ポンプ（オイルジェットエダクタ）を用いている。エダクタは主油ポンプ吐出油量の一部を駆動油として用い、タンク内の油を吸い込んで主油ポンプの吸込口に適当な油圧を与える。このオイルジェットエダクタは吸込式の下部に圧力室を持つ本体にノズル、デフューザおよびストレーナを取り付けた簡単な構造でプースタ油ポンプに比較すると非常に小形簡易化されており、回転部分がないので摩耗による故障もなく、据付面積が狭小でしかも縦横いずれに取り付けても性能が変わらないなど利点が多い。

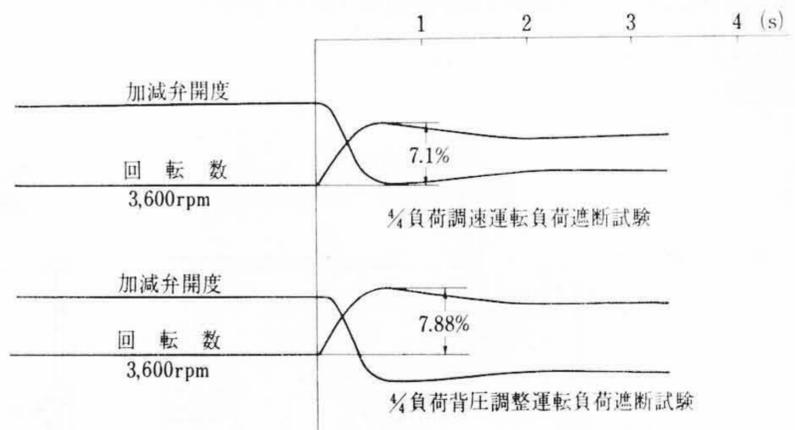
7. 性能および試運転結果

蒸気消費量は保証値 16 kg/kW・H に対し十分これを満足する好成绩を得た。

振動については最大値がタービン後部軸受において 5,000 kW 時両振幅にて 0.4 μ というきわめて小さな結果を得た。これはタービ



第11図 危急遮断および潤滑油系統図



第12図 ガバナテスト記録

ンロータのバランスの精度が非常によいことおよび高温高压タービンとして関連部分が安定しているためである。

第12図は调速および調圧運転時の負荷遮断テスト結果を示したものである。これを見ると本タービンロータの慣性モーメントがきわめて小さいにもかかわらず非常によい成績を示しており、制御性の優秀なることがわかる。

8. 結 言

以上興亜石油株式会社製油所納 5,000 kW タービンの計画および設備の概要について述べた。本機の計画、製作、据付などに当たっては、興亜石油株式会社関係者各位より多大のご支援とご協力を賜わり厚く感謝する。本機は現在好調なる運転を続けており、今後産業界の発展に寄与するものと信ずる。

参 考 文 献

- (1) 梶木：火力発電 Vol. 14 No. 12 (昭 38-12)