

中国電力株式会社水島火力発電所納 3,600 rpm 125,000 kW 再熱タービン

3,600 rpm 125,000 kW Reheat Turbine for Mizushima Thermal
Power Station, Chugoku Electric Power Co., Inc.

桑 野 幸 三*
Kōzō Kumeno

内 容 梗 概

60サイクル地区への大容量機第1号として鋭意製作中であった3,600 rpm 125,000 kW 再熱タービンが、このほど完成し、目下水島火力発電所に据付中である。本機はいままでにない斬新な設計を取り入れ、効率、経済性、信頼度、運転性などについて、従来のこの種タービンに比較して著しい進歩がみられる。

1. 緒 言

水島火力発電所第1号機125,000 kW 再熱タービンは、60サイクル地区への大形タービン第1号機であって、特に効率と信頼度に重点を置き、発電所全体の熱経済が良好になるよう種々考慮されている。たとえば従来の行き方では最終段落に585 mm (23 in) 翼を使用するのが普通であるが、本計画では660 mm (26 in) 翼を採用してタービン内部効率を向上させた。構造的には高圧車室と低圧車室を完全に分離別置にして、起動停止あるいは負荷変化時の蒸気温度変化による車室の変形に対しきわめて安定な構造とし、この二つの車室を外側連絡管で連結して両車室間の熱膨脹収縮を完全に吸収する構造とした。日立製作所は昭和34年9月東京電力品川火力発電所納め3,000 rpm, 125,000 kWを完成し、引き続いて東北電力仙台火力発電所納め3,000 rpm, 175,000 kWを完成して、国産最大容量機の記録を樹立したが、こんど3,600 rpm, 660 mm (26 in) 翼125,000 kW機の完成をみたことは、わが国の蒸気動力界にとって意義深いものがある。

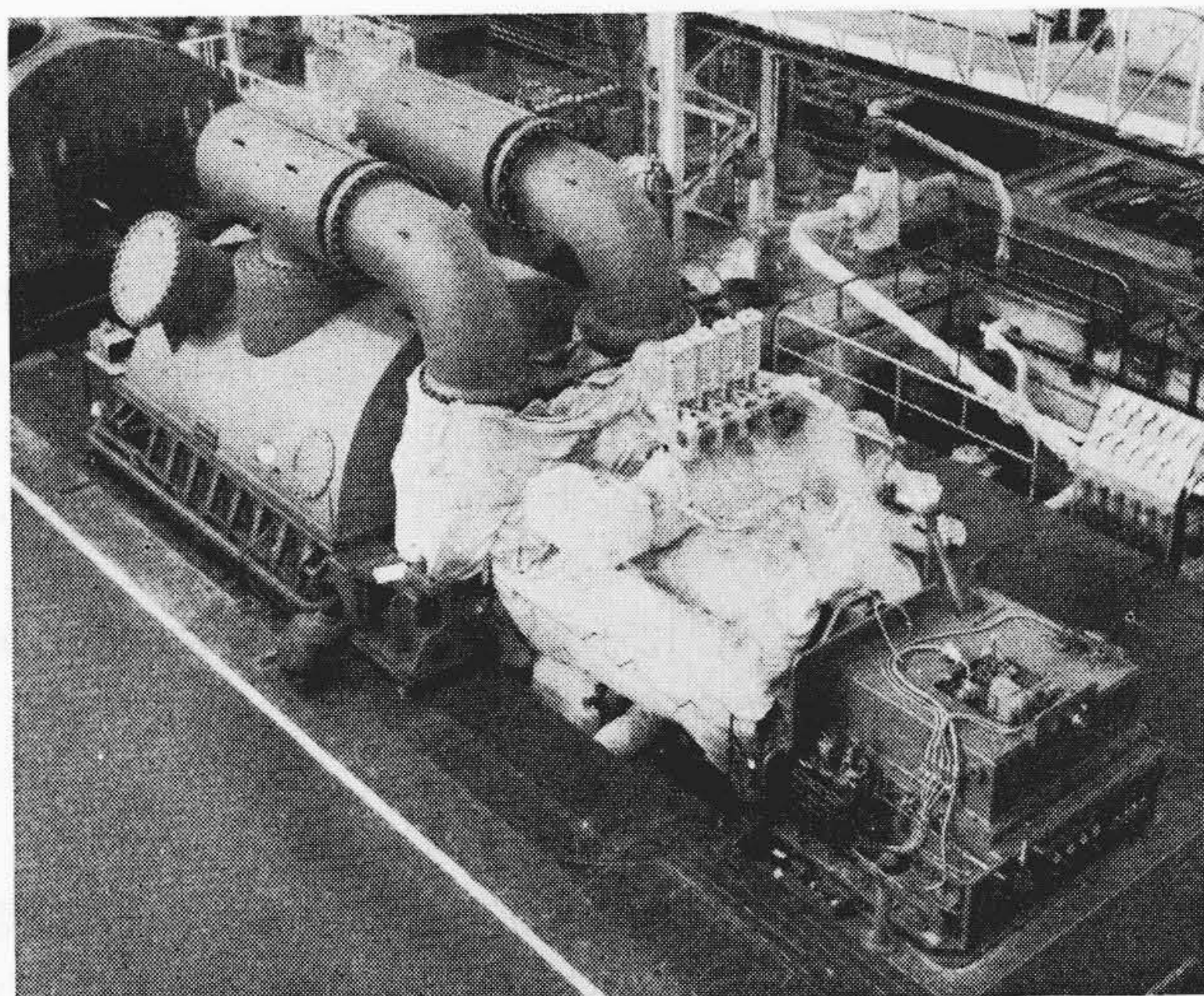
本機の仕様は世界的最高水準を抜くもので、その製作にあたってはきわめて高度の技術が必要とした。しかも運転、監視、取扱を容易にし、保守点検の便宜をはかり、さらには静粛な運転を考慮するといった細かい設計上の配慮がなされている。

2. タービンの計画要目

形 式	くし形衝動再熱式2気筒複流排気形 (以下TCDFと記す)
定 格 出 力 (発電機端)	125,000 kW
回 転 数	3,600 rpm
主 蒸 気 圧 力 (主塞止弁前)	127 kg/cm ² g
主 蒸 気 温 度 (主塞止弁前)	538°C
再 熱 蒸 気 温 度 (再熱塞止弁前)	538°C
排 気 圧 力	722 mmHg
抽 気 段 数	6
給 水 温 度 (定格出力時)	232.2°C
タービン段落数	高圧部 (再熱前) 7段 中圧部 (再熱後) 7段 低圧部 6段複流
最終段落翼有効長	663 mm (26 ¹ / ₈ in)
最 大 重 量 片	低圧下半排気室
重量	34 t
寸 法	長さ5.95×幅5.1×高さ1.95 m

このタービンは125,000 kW機として660 mm (26 in) 翼を使用した点で国産の記録機である。第1図は工場運転中のタービン外観を

* 日立製作所日立工場



第1図 工場運転中の125,000 kWタービン

示す。振動は非常に小さく、全体に静粛で、調速装置は鋭敏かつ安定で、優秀な成績を示した。

一般に主蒸気圧力127 kg/cm²g, 主蒸気温度538°C, 再熱温度538°C, 排気圧力722 mmHgという蒸気条件に対する60サイクル125,000 kWタービンの形式は、最終段に585 mm (23 in) 翼を採用したいわゆるタンデムコンパウンド複流TCDF-23と、本機のように660 mm (26 in) 翼を使用したTCDF-26の二つの形式がある。この両者を比較すると次のようになる。

2.1 タービン熱効率

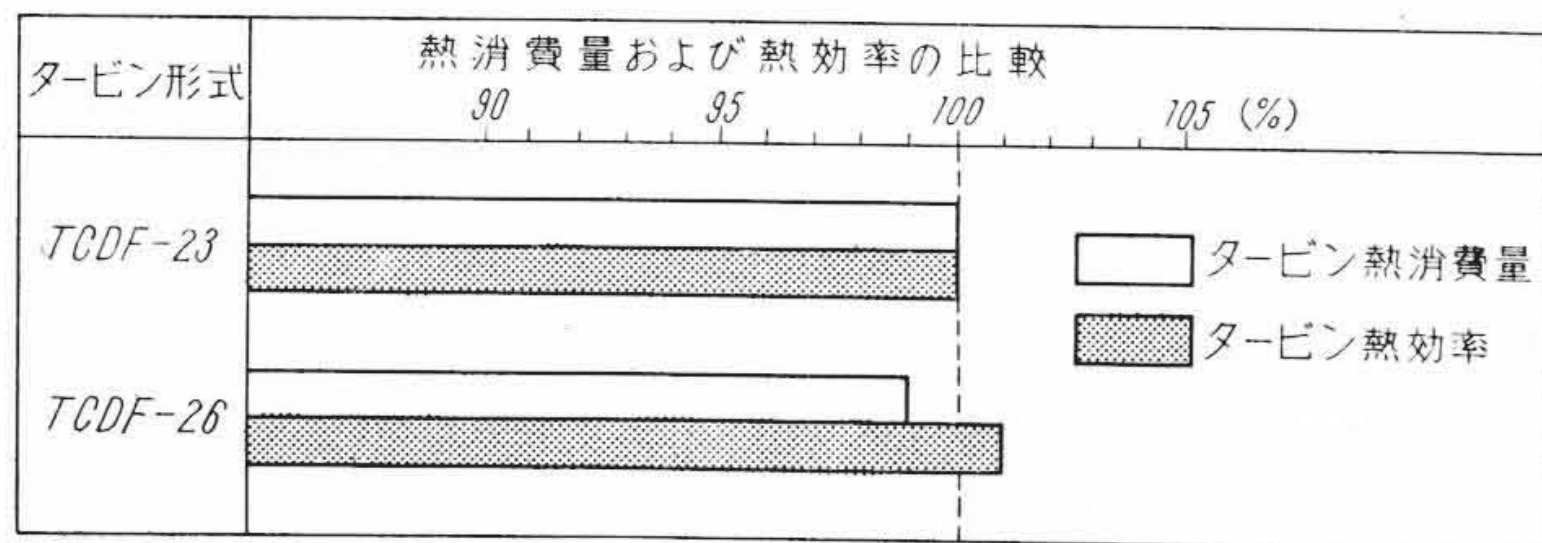
蒸気がタービン翼列中を流れて膨脹し、最終段に到達すると蒸気容積が著しく大きくなるので、最終段落からの排気損失を最小限にいくとめて、有効にこの蒸気量を通過させるためには、最終段に長翼を採用して環帯面積を大きくしなければならない。第1表にTCDF-23とTCDF-26の環帯面積の比較を示す。これからみても660 mm (26 in) 翼のほうが585 mm (23 in) 翼に比べて25%も面積が大きいことがわかる。また660 mm (26 in) 翼を使用した低圧タービン部全体は、最近開発された三次元翼列設計を取り入れてあるので、タービン熱消費量および熱効率の比較は第2図に示すようにTCDF-23を100%とした場合、TCDF-26のほうが1%よくなっている。

2.2 タービン全長および重量

TCDF-26のタービン構造は、高圧と低圧車室が完全に別体になっており、外側連絡管によって連結されている。この点TCDF-23のほうはこれがボルト締めの一休構造となっている。両者のタービン全長および重量比較を第3図に示す。これよりみると、660 mm

第 1 表 60 サイクル TCDF-23 と TCDF-26 の環帯面積

回 転 数 (rpm)	翼の有効長 mm(in)	タービン形式	環 帯 面 積 m ² (ft ²)	環帯面積比率 TCDF-26/TCDF-23
3,600	585(23)	TCDF-23	6.07(65.7)	125
	660(26)	TCDF-26	7.55(82.2)	



第 2 図 60 サイクル TCDF-23 と TCDF-26 のタービン熱消費量および熱効率比較図

(26 in) 翼のほうが全長で 5%，重量で 6% 増加することになる。

2.3 発 電 原 価

資本費を建設費の13%とし、年間利用率を80%とした場合TCDF-23とTCDF-26の両発電所の発電原価を比較すると第4図に示すようにTCDF-26のほうが約0.5%低くなる。これはTCDF-26のほうが全長、重量ともにTCDF-23に比較して増大しているにもかかわらず、効率がよいので結局全体として発電原価が下回ることになる。

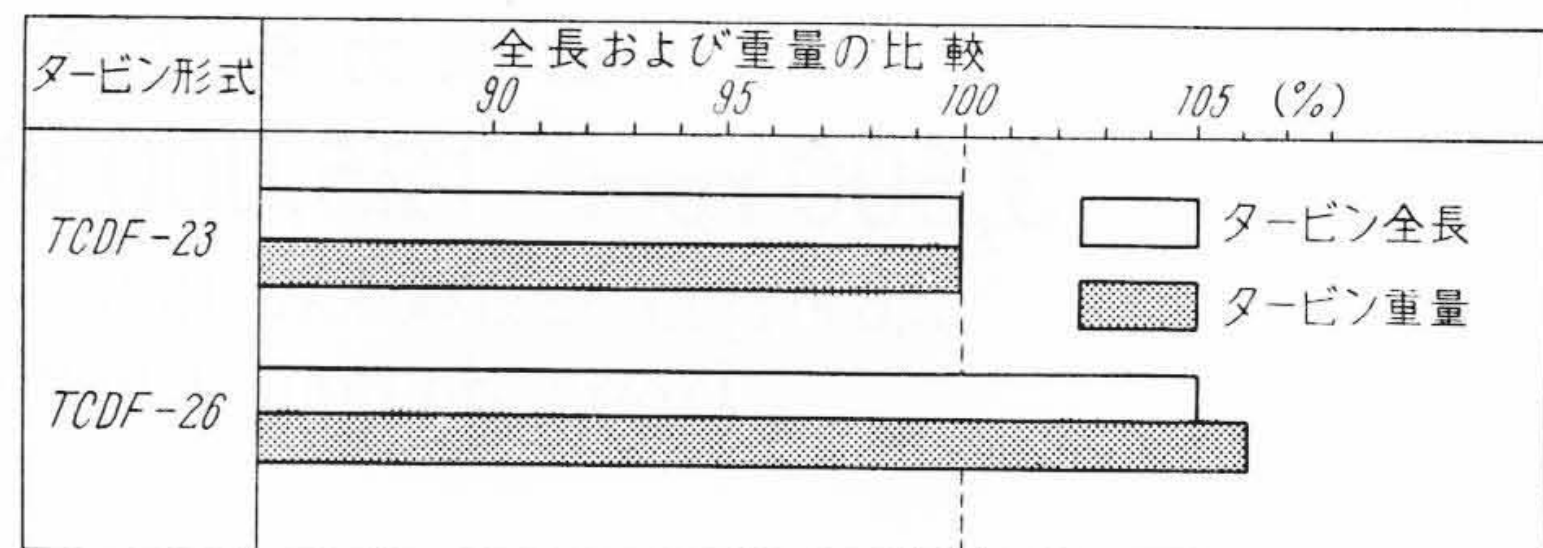
以上のように 60 サイクル、125,000 kW 級になると、660 mm (26 in)翼を使用したほうが得策になる。

3. 構造上の特長

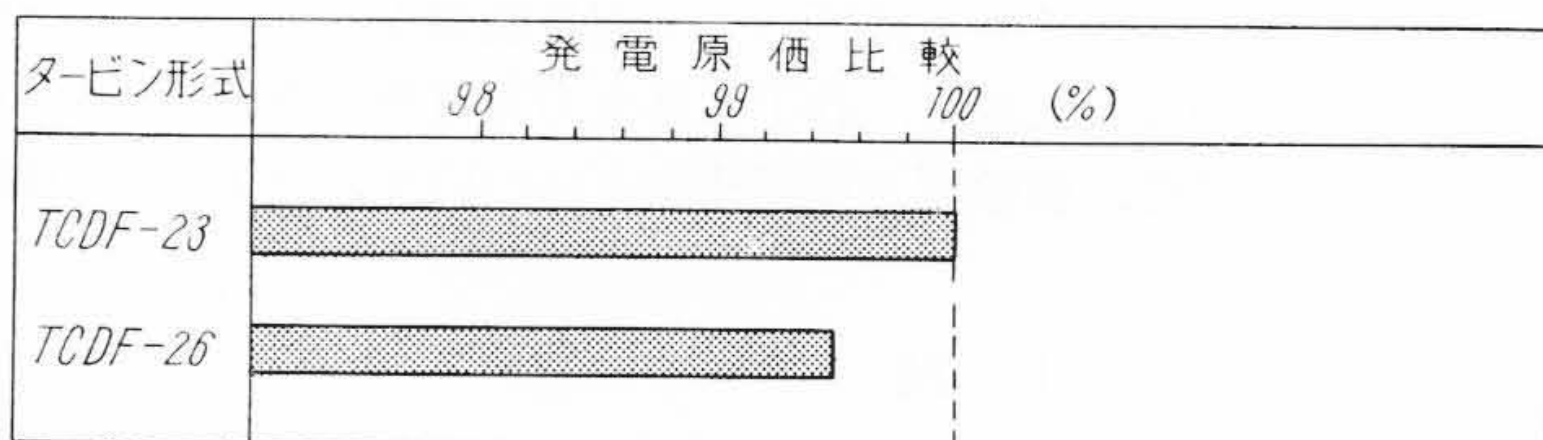
第5図に本タービンの組立断面図を示す。図の左から前部軸受箱、高圧タービン、その再熱部、低圧タービンの順に配列され、高低圧車室は外側連絡管によって連結し、低圧最終段落には660 mm (26 in) 翼を使用したタンデムコンパウンド複流排気形 (TCDF-26) である。構造のおもな特長を下記する。

3.1 高 圧 車 室

高圧車室は簡単な円筒形で、左右対称に設計されており、内部車室を使用しているので、車室壁内外面の温度差と圧力差が少なくなり、車室の肉厚、水平フランジの厚さを薄くすることができる。また主蒸気入口と再熱蒸気入口が車室の中央に集中された構造となっているので、運転中に生ずる熱応力を減少し、起動、停止ならびに負荷変動に対して、できるだけ熱応力を軽減した弾力性のある構造となっている。内部車室は外部車室に対して、上下水平方向に正しく軸心が保たれ、しかも自由に熱膨張できる支持方法が採用されている。車室は鋳造後、表面全域にわたってグラインド仕上され、ダイチェック検査、磁気探傷検査、放射線検査および超音波探傷検査によって欠陥が完全に除去される。水平フランジ面の締付ボルトには、高温部に12Cr-Mo-W-V 鋼を、比較的低温部に1Cr-Mo-V 鋼を使用してすぐれた高温クリープ特性を与えている。テーパネジを使用して締付時のネジ面圧が均等にかかるようにし、焼付防止のための加工が施してある。



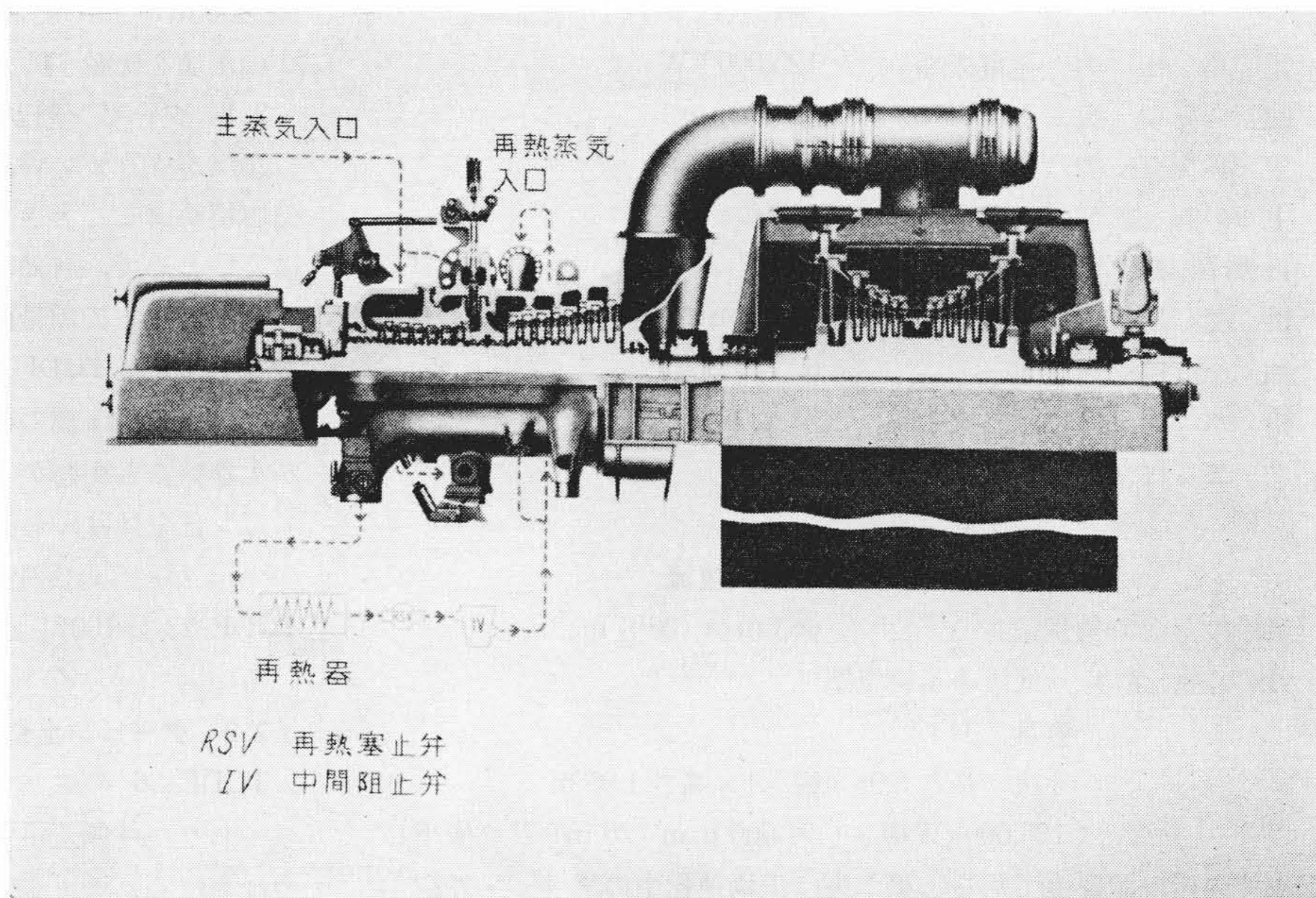
第 3 図 60 サイクル TCDF-23 と TCDF-26 のタービン全長および重量比較図



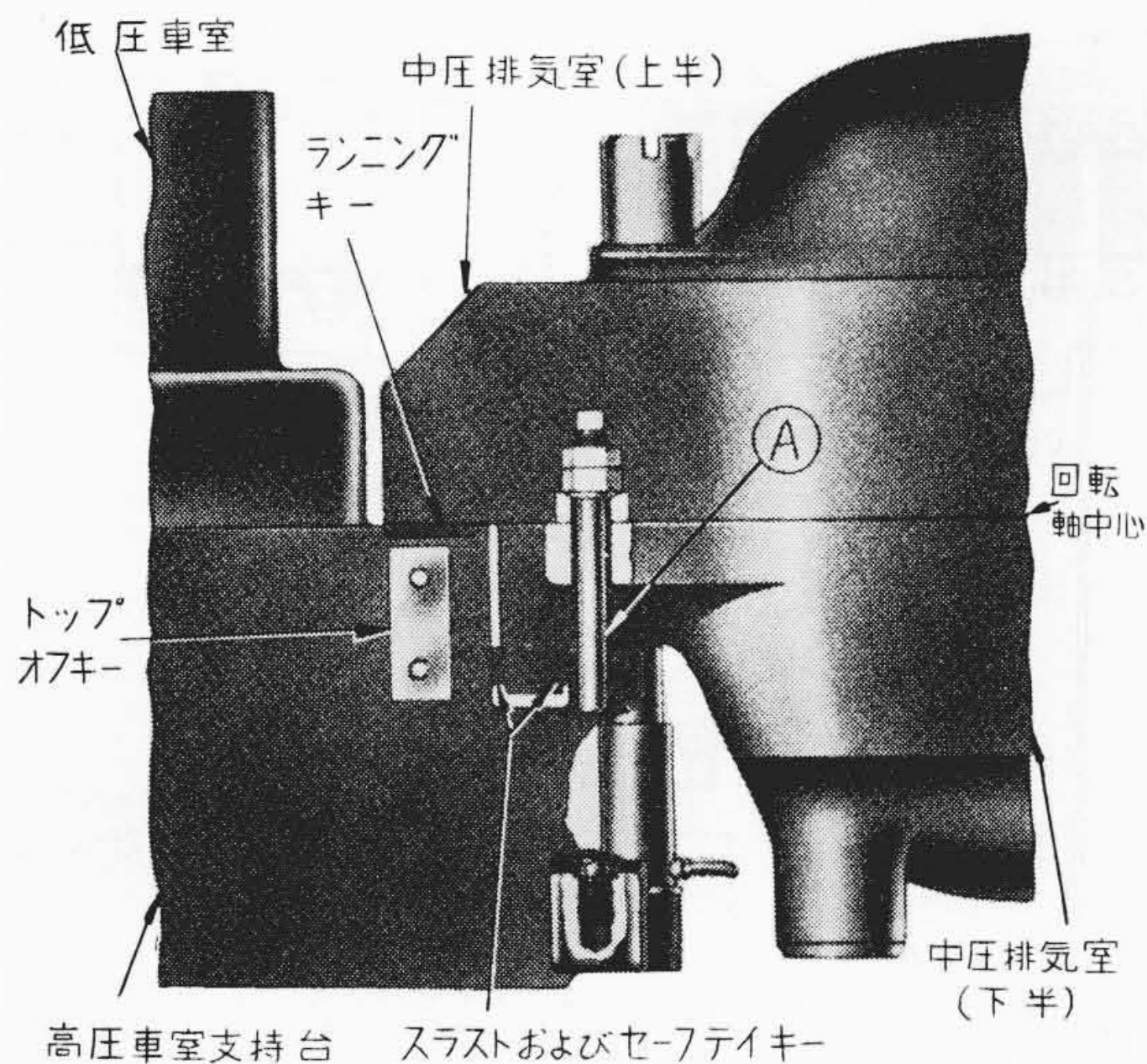
第 4 図 60 サイクル TCDF-23 と TCDF-26 の発電原価比較図

3.2 センタラインサポート方式

本タービンの中圧排気温度は比較的高くなるため、熱膨脹による反力を最小にする必要がある。そのために高低圧車室を完全に分離して、その間を伸縮継手を用いて連結する構造とした。しかしその際中圧排気付近は、そのすぐ後方の低圧排気部に比較して高温になり、それだけ熱膨脹収縮量が大きくなる。センタラインサポート方式すなわち中圧排気室を回転軸中心と同一水平面上で支持する方式を採用して、起動負荷停止など運転状態の変化に対して、相対的に最も温度変化の影響の大きい中圧排気部を、常に回転軸と同一中心上に維持するよう考慮した。第6図にその構造を示す。正常運転中は中圧排気室上半から突き出たフランジ部がランニングキーによって支持され、完全に高圧車室と回転軸中心が同心になるよう設計されている。上半車室分解時には、通常側面についているトップオフキーをはずして④部にそう入し、下半車室の降下を防止するようになっているが、誤ってそう入を忘れた場合でも、スラストおよびセーフティキーが作用して、一定量しか降下しないように細心の注意が払われている。スラストキーはセーフティキーを兼用し、かつ低圧車室と高圧車室の熱膨脹収縮を伝達し、しかも中圧排気室の



第 5 図 125,000 kW, 3,600 rpm, 127 kg/cm²g, 538/538°C再熱タービン組立断面図



第6図 車室センタラインサポート構造図

横方向の熱膨脹収縮を円滑ならしめるよう、特殊なかん合と仕上が施してある。低圧車室にはこのセンタラインサポート方式を使用していないが、その低圧車室支持部の温度は常に低圧排気温度以下に保たれ、事実上軸心の変化はないと考えてよいからである。

3.3 外側連絡管

第5図からわかるように、高低圧タービン部の連絡に外側連絡管を採用している。これは中圧排気温度がある限度を越すと、もはや従来の内側連絡管すなわち連絡管が低圧車室の内部に構成されるような設計は不適当となる。本構造の利点は次のとおりである。

(1) 低圧タービン外車室は、連絡管部の高温蒸気の影響から完全に分離され、一様に低い排気温度に保たれるので熱変形を生ずるおそれがない。

(2) 中圧排気的高温による高低圧車室間の相対的熱膨脹収縮は外側連絡管に設けた伸縮継手、すなわち二個のベローにより完全に吸収されるので、運転中に車室に無理な反力がかからない。第7図は本連絡管の構造を示す。A、B、Cは熱膨脹吸収の原理を示すもので、

Aは伸縮継手を用いない単純なパイプだけの場合で、当然熱膨脹収縮は吸収できない。したがって大きな反力が車室相互にかかる。しかし内部蒸気圧力による反力は、パイプ内部でバランスする。

Bはベローを一個入れたもので、これによって熱膨脹収縮は吸収するが、内部蒸気圧力による反力が両端のフランジから各車室にかかる。

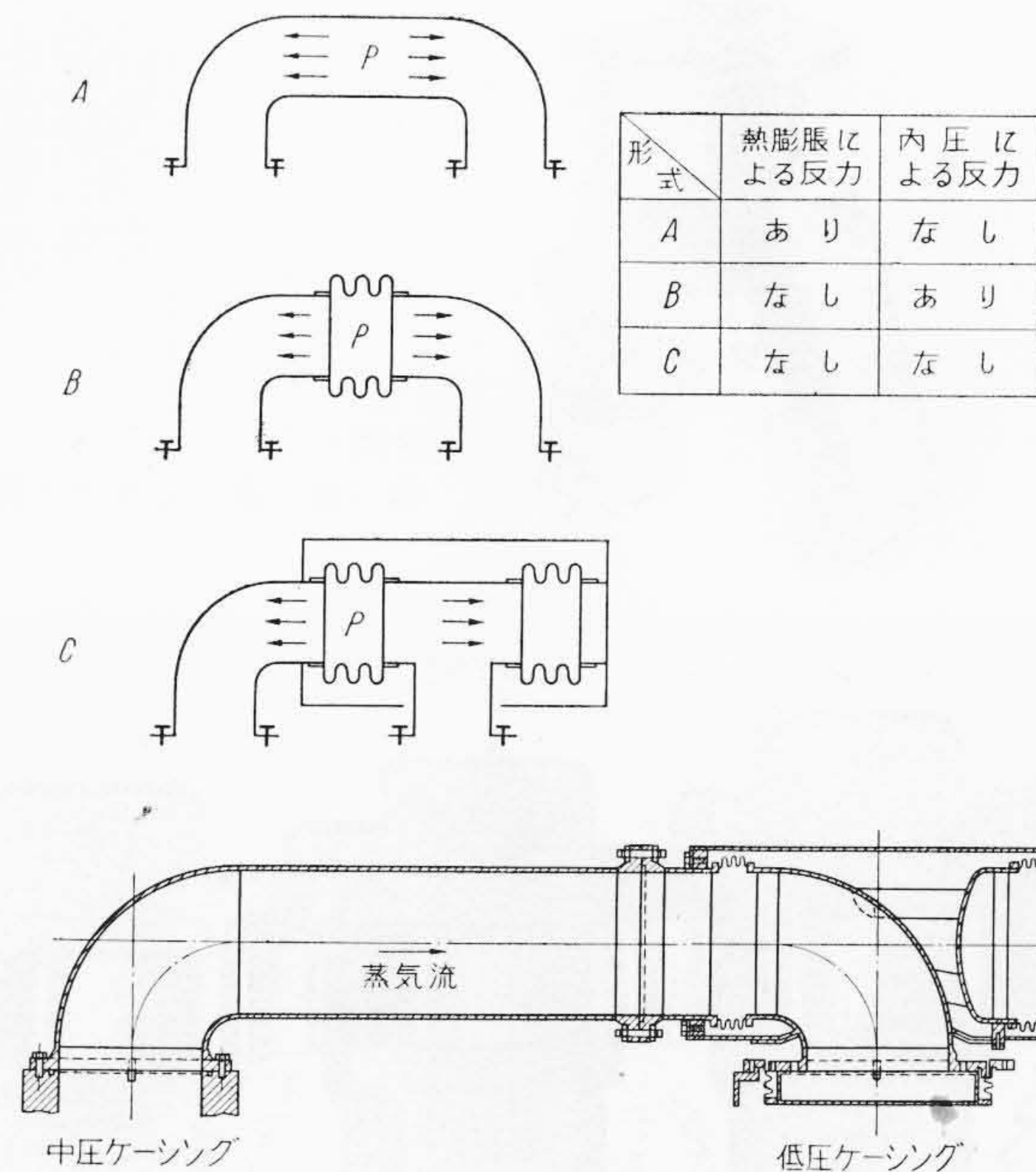
Cはベローを二個採用することにより、熱膨脹収縮を完全に吸収すると同時に、内圧の反力をパイプ内部でバランスさせるようにしたもので、本連絡管に使用した構造である。このようにすれば、あらゆる運転状態で車室にかかる反力を皆無にすることができる。

3.4 低圧車室

低圧車室は鋼板熔接製で、鋳鉄製に比較して著しく重量が軽くできている。下半車室がこのタービンの最大重量片であるが、その重量は34 tに過ぎない。低圧タービンは内部車室を有し、この内部車室は外部車室に対して上下水平方向に正しく同心を維持するようになっていることは、従来のタービンにみられない特色である。排気室内の圧力が大気圧以上に上昇したとき、0.35kg/cm²gで蒸気を放出する大気放出板が設けてある。

3.5 タービンロータ

タービンロータは高温蒸気中を高速回転するので、使用材料には



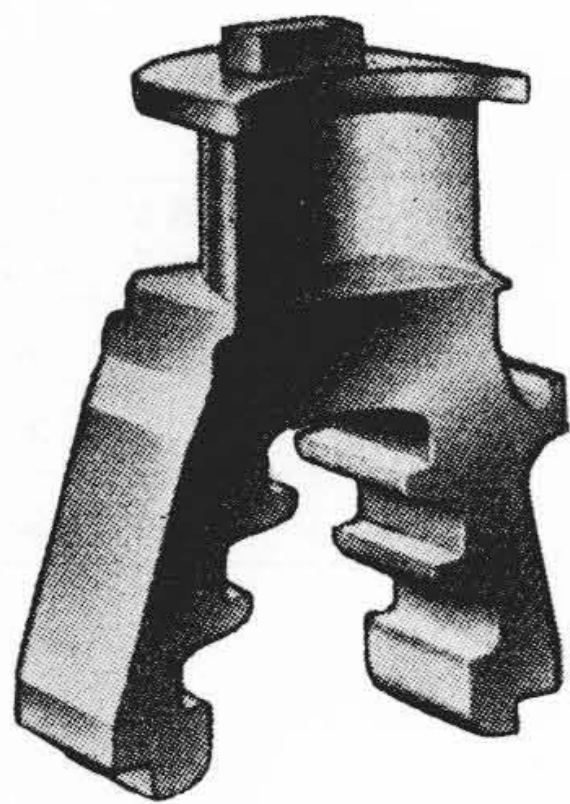
第7図 外側連絡管構造図

非常に大きな熱応力および遠心応力に耐えるラプチャー強度の高い材料を選択した。鍛造品についてはその組織、表面硬度分布試験、数個の試験片による機械的諸性質、化学成分など厳重な試験を施行した。引張強さや降伏点の範囲、引張強さと降伏点の差の範囲、各温度の衝撃値とその遷移温度も厳重な規格に合格している。中心穴の検査と内部欠陥を発見するための超音波探傷試験によって危険なき裂やスラッグのないことを確認し、十分信頼できる材料を使用した。すべての製作工程は厳密過ぎるほどの検査を実施して進められた。

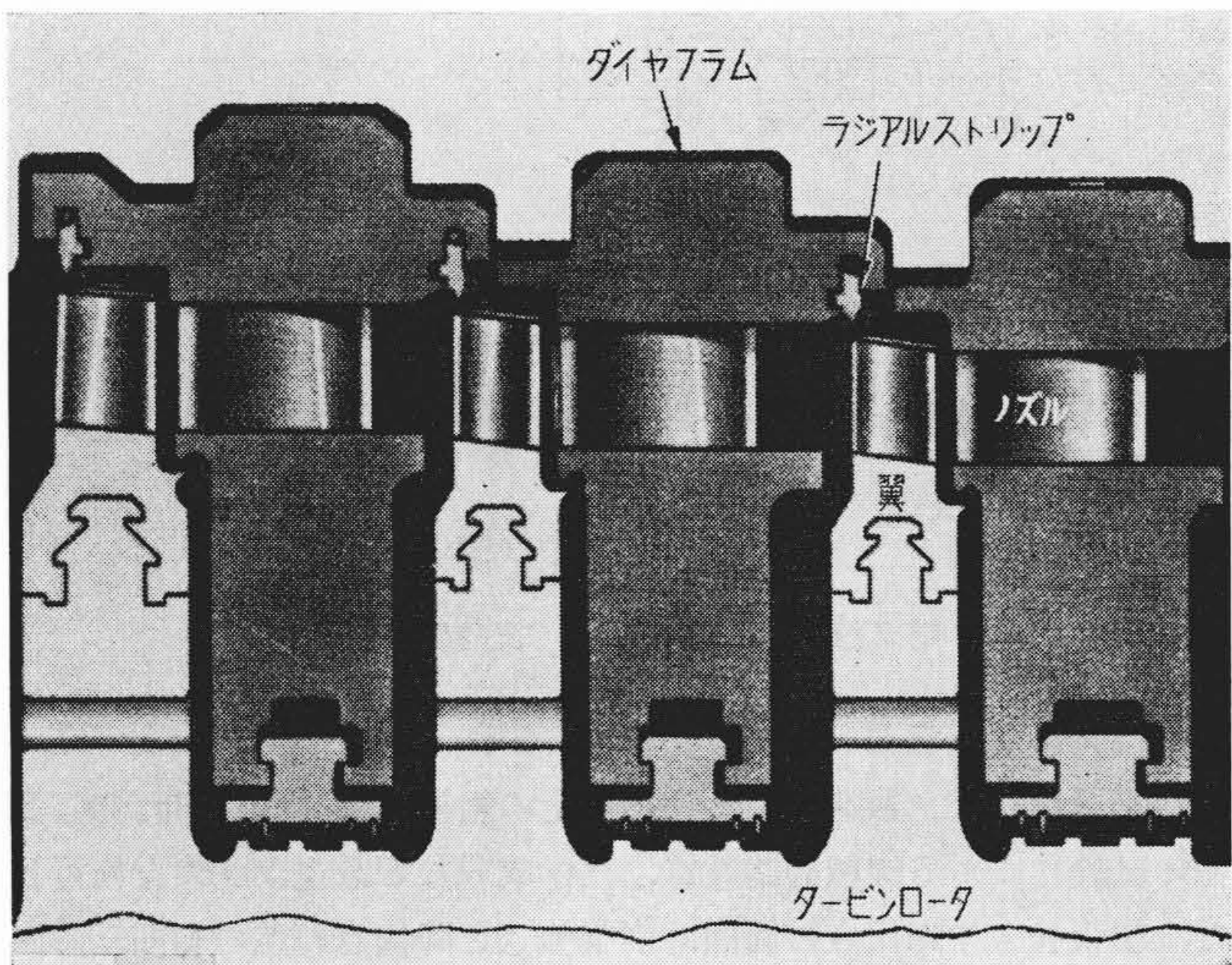
タービンロータが高温蒸気中で曲りを起さないように、荒仕上げおよび軸受部と翼植込部のみを残した仕上状態に対して、熱安定化試験を行った。この試験は振動防止上きわめて重要な工程である。翼の植込み後ロータは動的つりあい試験によって不つりあい重量を除き、据付け後運転つりあい試験、すなわち3,600 rpmの高速バランス試験を行って、各軸受の振動はすべて10ミクロン以下という優秀な成績を収めた。この場合タービン車室を開放しないで、簡単に修正重量を付加できるような構造になっている。

3.6 翼およびノズル

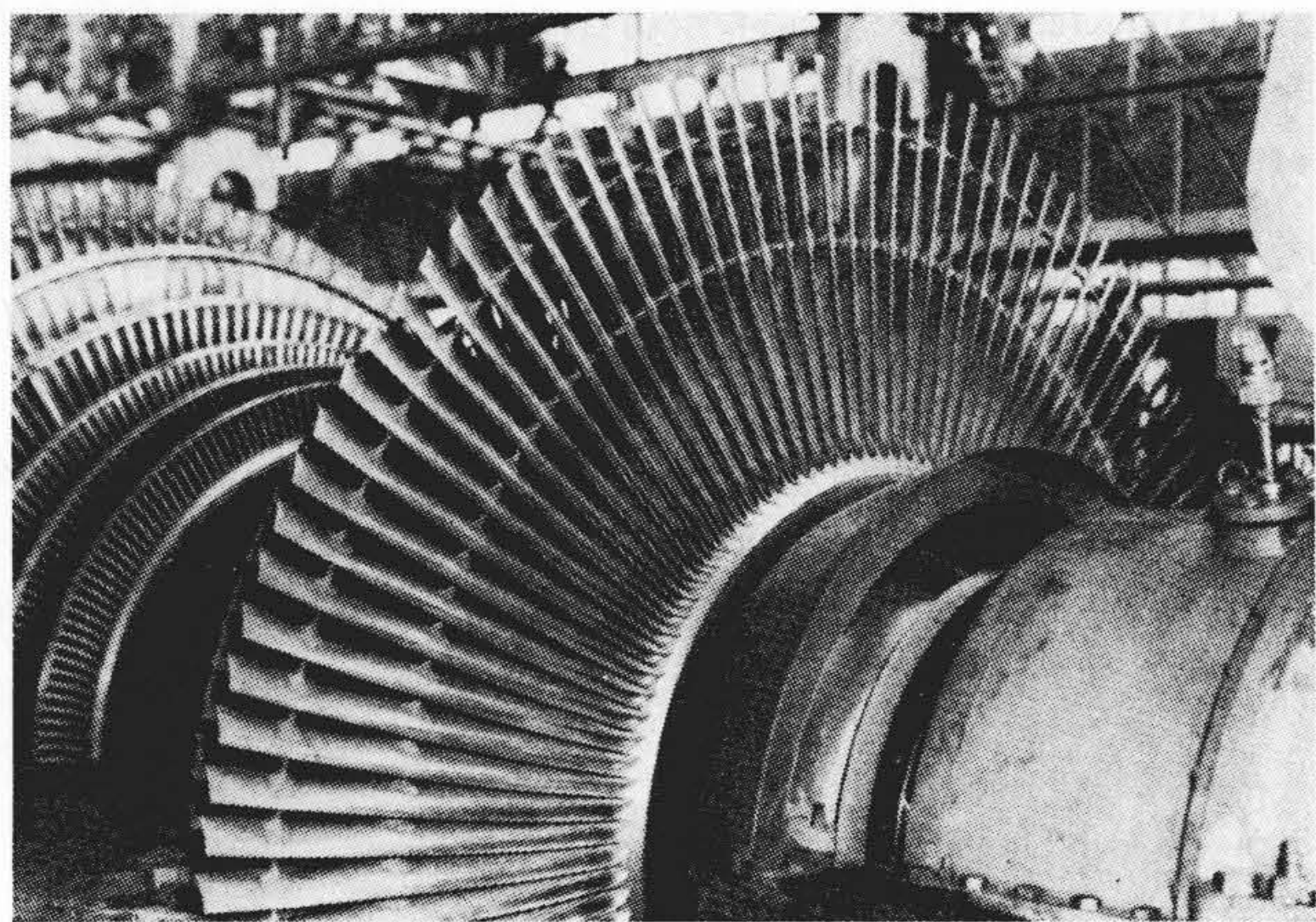
翼およびノズルは、最も効率が高くしかも運転中破損を起さない安全なものでなければならない。高圧タービン部の翼列は、摩擦損失の少ないエアフォイル形状とし、中圧タービン部は翼長が比較的長くなるので、遠心力の影響を考慮したボルテックス設計を使用した。最後の低圧タービン部は全段にわたって半径方向の速度変化を考慮した三次元設計とし、しかも低圧タービン入口部の蒸気流の方向変換による旋回運動の影響を十分考慮して翼列を設計した。第8図は第一段落翼を示す。密度の高い高速度蒸気の衝撃、特に部分負荷のときの蒸気衝撃力に耐え、しかも高温度で使用されるので、翼断面を大きくし植込部を強くした。さらに二重シュラウドにより翼頂を補強した。翼とノズルの間の蒸気もれを最小にするため翼頂外周部にラジアルストリップを設けてある。このストリップは数十個のセグメントから形成され、ダイヤフラムの外周部にそう入されているので、運転中翼外周との間げきを適当な値に維持することができる。また取換えも容易である。第9図がラジアルストリップの組立てられた状態を示す。最終段落翼の有効長は663 mm (26 1/8 in) で、その周速は翼頂部で470 m/sに達し超音速である。巨大な遠心力を受けるので、植込部はフォーク形にしてピンでとめるようにしてある。振動抑制のためバインド線を銀ロー付にし、蒸気入口側にはス



第 8 図
第一段二重シュラウド翼



第 9 図 ラジアルストリップ組立図

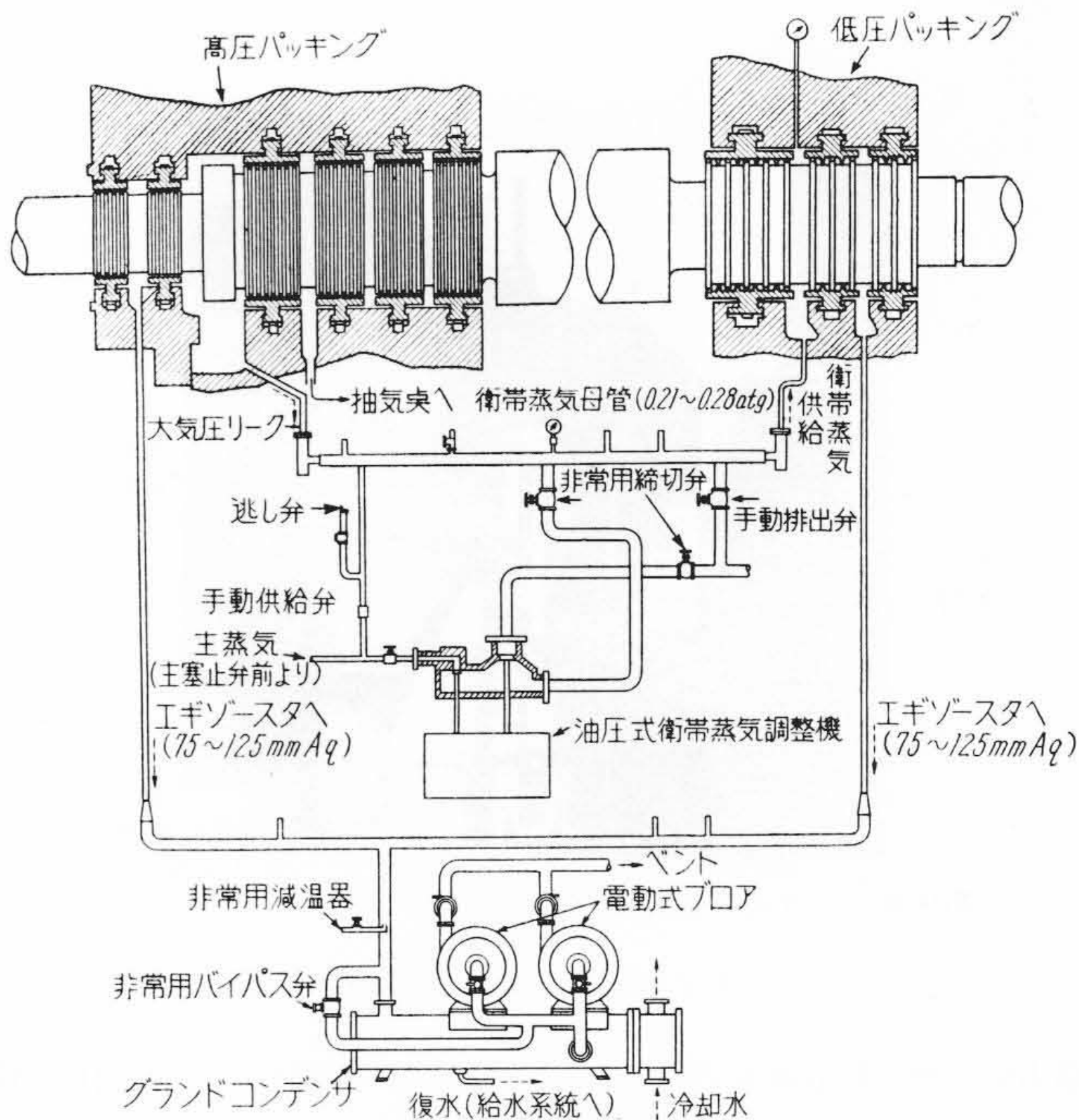


第 10 図 26 in 最終段落翼

テライト板を張り付けてドレンによる侵食を防止している。最終段落付近のダイヤフラムはドレン分離に有効な形状とした。翼根および植込部で集中応力を受ける箇所には、ショットピーニング加工を施し疲労限を向上させている。また特定の翼には、シュラウドを二重にして共振を防止している。第 10 図は最終段落 660 mm (26 in) 翼列を示す。

3.7 蒸 気 シ ール

タービンの起動停止に際し、グラントシステムの調整は取扱いにめんどろを感じるものであるが、本タービンの全グラントは完全な蒸気シールになっており、精度の高い衛帯蒸気調整機およびグラントエキゾースタシステムの採用と相まって、グラント蒸気圧調整の完全な自動化を達成した。第 11 図に蒸気シールシステムを示す。高低圧グラントともラビリンス形のくし歯を採用し、グラント蒸気母管における過不足の蒸気を衛帯蒸気調整機によって調整し、 $0.21\sim0.28\text{ kg/cm}^2\text{g}$ の圧力に正確に保持される。大気側のポケット部は、グラントエキゾースタによって $-75\sim-125\text{ mmAq}$ の真空に引かれるから蒸気はタービン室内に漏出せず、常にわずかの空気を吸い込む状態に保た



第 11 図 蒸 気 シ ール シ ス テ ム 図

第 2 表 125,000 kW タービン主要部材料表

部 品 名	材 質
高 圧 ロ ー タ	Cr-Mo-V 鍛鋼
低 圧 ロ ー タ	Ni-Mo 鍛鋼
高 圧 車 室	Cr-Mo-V 鋳鋼
主塞止弁, 中間止弁	Cr-Mo-V 鋳鋼
再 熱 塞 止 弁	Cr-Mo 鋳鋼
翼 高 温 部	12Cr-Mo-W-V 鋼
低 温 部	12Cr 鋼および 12Cr-Mo 鋼
ノ ズ ル 高 温 部	13Cr-Cb 鋼および 15Cr-Mo 鋼
低 温 部	Al 入り 13Cr 鋼
ダイヤフラム 高 温 部	Cr-Mo-V 鋼, Cr-Mo 鋼, Mo 鋼
低 温 部	ダイヤフラム 鋳鋼, 鋳鉄
車室用ボルト 高 温 部	13Cr-Mo-W-V 鋼
低 温 部	Cr-Mo-V 鋼
ラビリンス 高 温 部	15Cr-Mo 鋼
低 温 部	Pb 入り Ni 黄銅
弁棒およびブッシュ	窒 化 鋼
弁 お よ び 弁 座	Cr-Mo-V 鋼, ステライト肉盛
主 蒸 気 管	STT-42 G

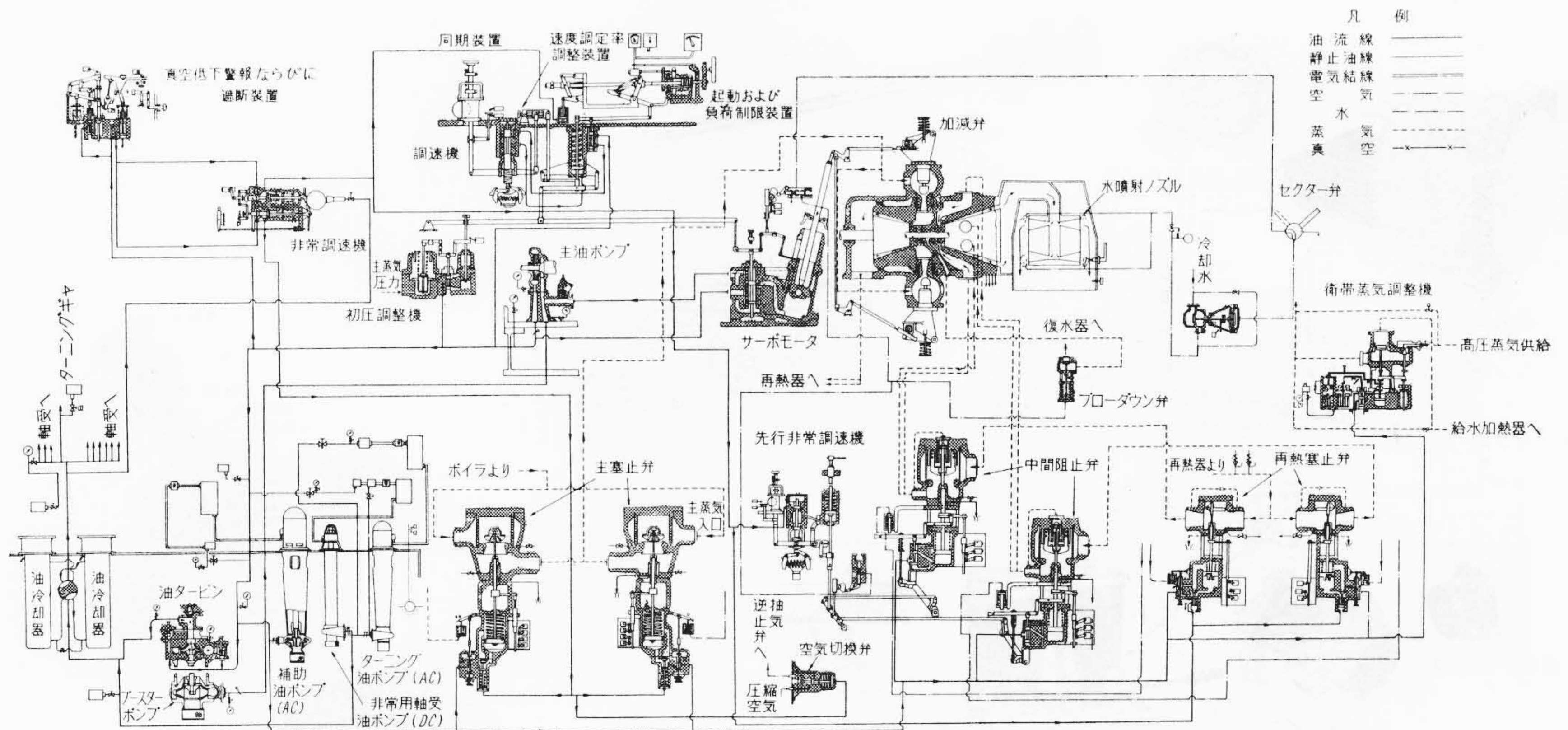
れる。グラント母管には安全弁を設けて、不測の事故による圧力上昇を防止し、また圧力の不足に対しては圧力スイッチによって $0.1\text{ kg/cm}^2\text{g}$ で警報を発するようになっている。なんらかの理由により調整機を使用しない場合は、図示した締切弁およびバイパス弁により手動調整に切り替えることができる。エキゾースタシステムは一本の母管にまとめた上、グラントコンデンサにはいり、その復水は給水系統にもどり、不凝気は電動ブロワで排出することにより、規定の真空を保つ。ブロワは予備 1 台を備え、運転中の切替えも可能である。またグラントコンデンサ故障の場合は、コンデンサをバイパスさせ、減温器をきかせつつ 2 台のブロワを並列運転して全部の蒸気を大気に放出することもできる。

なお完全蒸気シールの採用により、タービンロータは大地から絶縁され軸電圧が蓄積されるおそれがあるので、軸の前端に純銀ブラシを用いたアース装置と低圧タービン前部に封水装置一個を設けて、軸電圧を防止している。

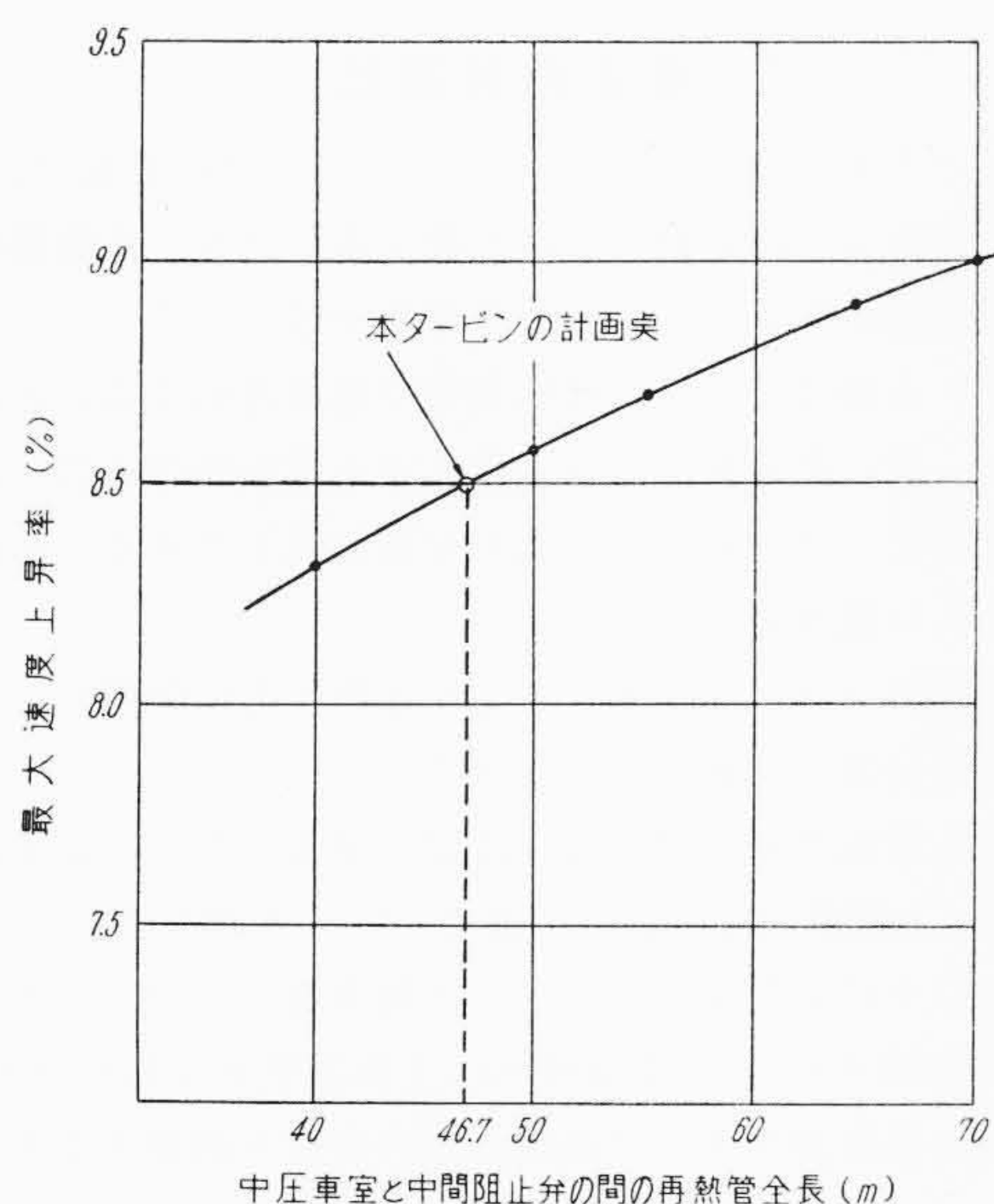
4. 主要部の材料

高圧高温および高速回転に耐え、かつ信頼性の最も高い材料を使用した。主要部の材質は第 2 表に示すとおりである。タービン用材料として具備すべき条件は下記のとおりである。

(1) 長時間の高温強度および耐酸化性にすぐれている。



第12図 制御系統図

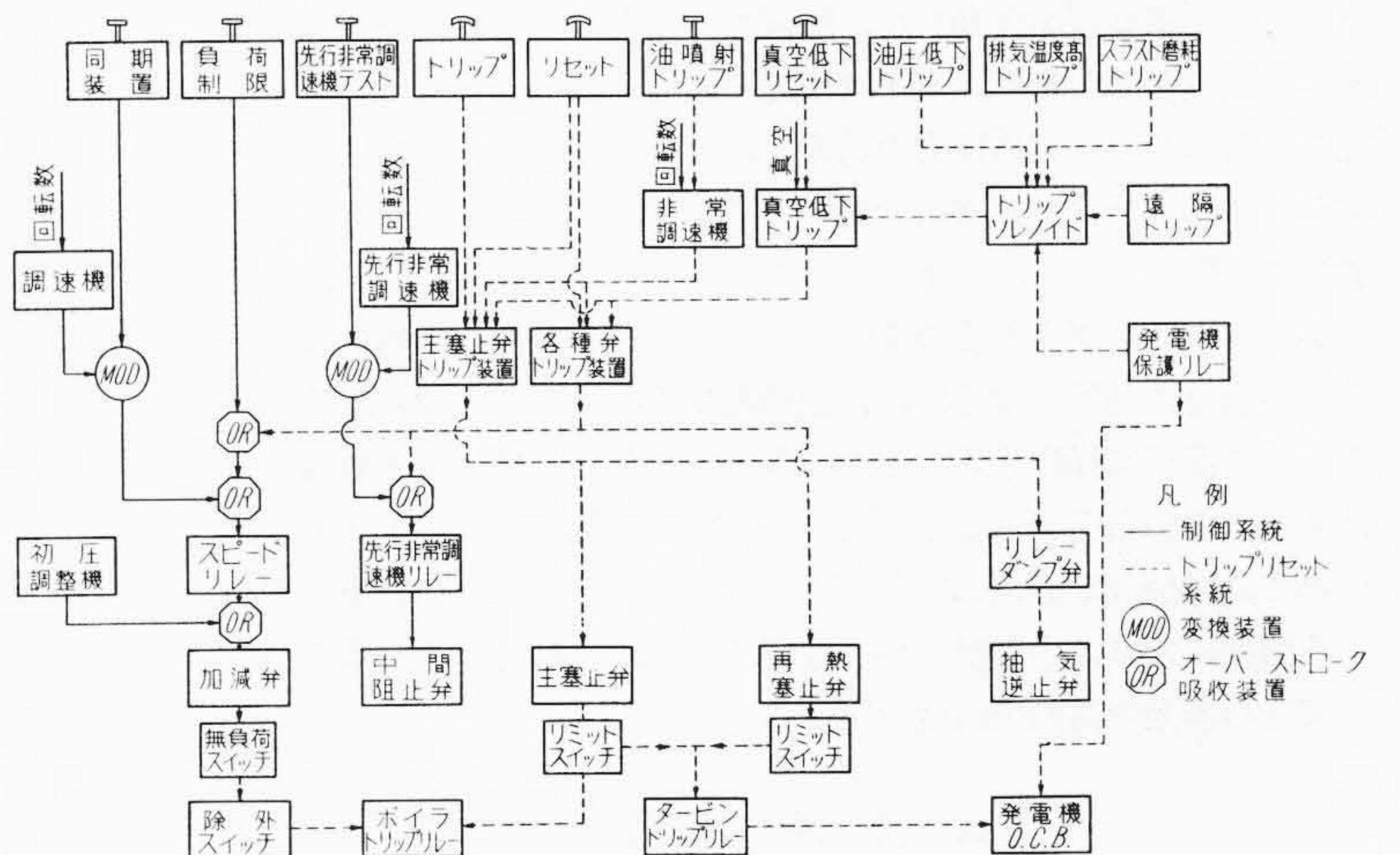


第13図 中間阻止弁位置と最大速度上昇率の関係

- (2) 鍛造性、鋳造性および加工性がよい。
- (3) 熔接性および熔接後の熱処理が容易である。
- (4) 耐熱性と同時に経済性を有する。

5. 調速および保安装置

調速装置は負荷と回転数の制御を行い、保安装置は危険な過速に対する危急遮断や種々の運転状態に応じて機器を安全に運転する目的で設置されている。第12図は制御系統を示す。タービン軸端に遠心式油ポンプを装備し、制御および潤滑用の油を供給している。制御油圧としては $14\text{kg/cm}^2\text{g}$ を採用した。油タンク上には交流電動機駆動の補助油ポンプ、ターニング油ポンプおよび危急用として直流電動機駆動の危急軸受油ポンプを設けた。これらの油ポンプにはすべて油圧低下による自動起動装置があり、特に直流電動機駆動の油ポンプには自動停止装置が設けられた。調速機は遠心式速度調速機で、蒸気加減弁を開閉して負荷を制御し、作動確実で感度、安定度ともによく、今まで各方面で好評を得ている。負荷制限器は予定以

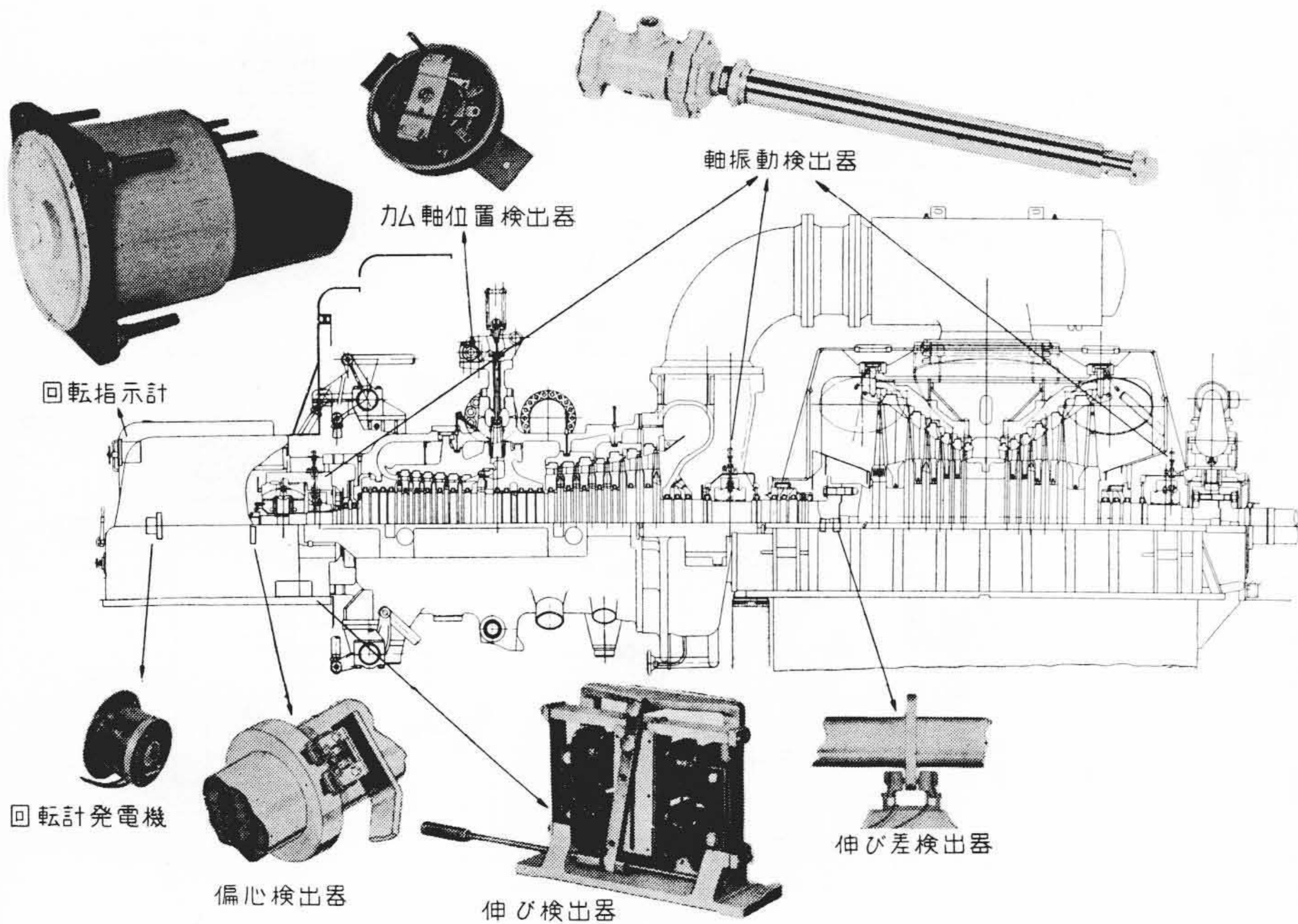


第14図 制御および遮断系統ブロック線図

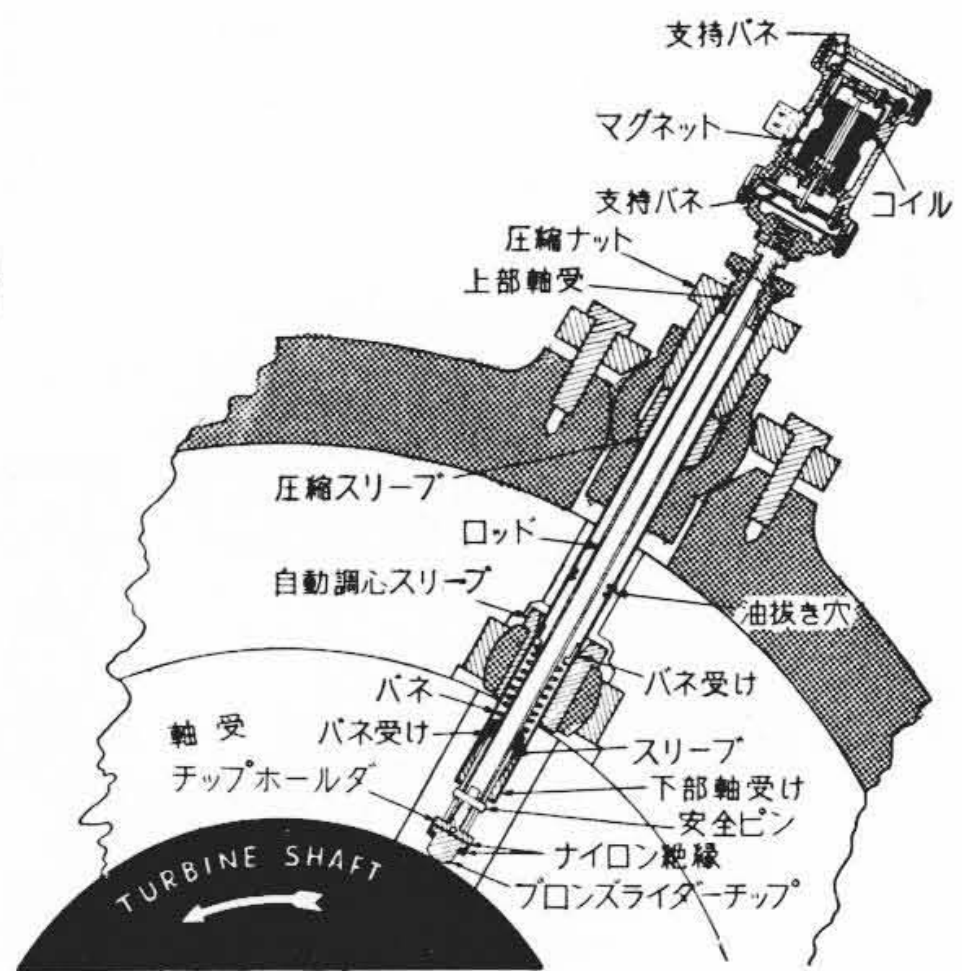
上に負荷がかかることを防止し、速度調定率調整装置は調定率をある範囲内で自由に変えることができるものである。

再熱タービンでは負荷遮断時、ボイラの再熱器および再熱管内の蒸気エネルギーが膨大であるために、タービン入口の蒸気加減弁をしめるだけでは危険な過速を防ぐことはできない。したがって再熱蒸気管のタービン入口側に中間阻止弁を設け、遠心式調速機を使用した先行非常調速機によって制御されるようにしてある。定格速度の101%でしまりはじめ105%で全閉して再熱蒸気の流入を遮断し、タービンの過速を防止する。第13図は中間阻止弁の位置を変えた場合、中圧タービン入口までの再熱管の長さが変り、配管中の残留蒸気による最大速度上昇率に及ぼす影響を示したものである。タービンがなんらかの理由で過速して定格の110%に達すれば、非常調速機が作動して主塞止弁、中間阻止弁、再熱塞止弁、加減弁、抽気逆止弁を閉じて過速を防止する。これらの弁は弁棒の焼付きを発見するために負荷運転中に開閉試験ができる設計とした。第14図は危急遮断に関連する作動系統をブロック線図で表わしたものである。

通常の調速機構のほかに初圧調整機を採用した。これはタービン運転中入口蒸気圧力がある限度以下に低下すると、ボイラのプライミングを起す危険があるので、この保護のためボイラ圧力が低下し



第 15 図 特殊計器の発信器取付場所およびその外観



第 16 図 触針形軸振動計検出器取付要領図

た際に初圧調整機が作動して、加減弁開度を減少させタービンへの流入蒸気量を減らして、ボイラ圧力の回復を図るようにしてある。定格負荷において定格圧力の約90%になれば加減弁を閉めはじめ、約80～75%で無負荷位置まで閉めることができる。無負荷位置まで加減弁が閉まり、それ以上閉まらないように制限装置を付け、発電機がモータリングされるのを防止している。必要のない場合この初圧調整機を作動外にするには、前側軸受箱の側面に設けてあるドアをあけて簡単に操作することができる。またタービンが無負荷または非常に低い負荷で運転された場合、低压排気室温度が上がりやすいので、排気室に冷却水ノズルを設け、加減弁が5%負荷以下に相当する開度になり、中間阻止弁が開いておれば自動的に冷却水を噴射してその蒸発の潜熱で温度を下げる。

6. 特殊計器

起動停止および負荷運転中のタービンの状態を監視するため、特別に次の計器を設け、起動盤および中央制御盤に配置し記録するようになっている。

- (1) 速度およびカム軸位置記録計
- (2) 振動記録計
- (3) 偏心記録計
- (4) 車室伸びおよび伸び差記録計
- (5) 車室温度記録計

第 15 図 は上記 (1) から (4) までの特殊計器の発信器の取付け場所およびその外観を示す。これらの中で目新しい装置としては振動記録計である。従来の振動計は軸受カバーまたはその近辺の静止部分の振幅を記録するようになっていたが、本タービンの振動計は直接回転軸の振幅を記録するようにした。その取付要領は第 16 図に示されている。触針形軸振動計検出器の触針部はある一定の力のバネによって確実に回転軸に接触し、回転軸以外の外部の振動が伝わらないように、触針部の回りに特別な装置によって保持された外側ケーシングがある。触針部の取付角度は 15～45° の範囲で、回転軸に直角に接触するよう自動調整されるよう設計してある。このようにして回転軸の振動を忠実に記録することができる。

7. 最低負荷運転

豊水期における火力余剰の際、あるいは大きな負荷変動のとき、タービンを停止することは起動停止の回数が多くなり、高温部に繰り返し大きな熱応力が生じ、タービンの寿命を短くすることになる。したがってかかる場合できるだけ低負荷で連続運転することのほうが好ましい。一般に高負荷から低負荷にする運転操作に二つある。

- (1) 変圧運転 (タービン入口圧力を変化低下させる。それに伴って入口温度も変化低下する。)
- (2) 定圧運転 (タービン入口圧力を定格圧力に保持し、入口温度は蒸発量と一緒に変化低下する。)

このうち最も運転容易で簡単なのは定圧運転である。定圧にすると第一加減弁 (上側蒸気室に設けてある) だけで 20% 以上の負荷がかかり、これ以下に負荷を下げると、下側蒸気室に設けてあるすべての加減弁が全閉するので、蒸気流入は上側蒸気室からだけとなり、上下の蒸気室に温度差が生じて高圧車室の変形を誘発するおそれがある。本タービンはこのような場合にも、温度差を最小にするため下側蒸気室に設けられている第二加減弁を第一加減弁と同時に開閉するよう設計されている。最低負荷に関する今までの 75,000kW や 125,000 kW タービンの現地試験結果によると、第二加減弁がある程度開いているときは、上下温度差はきわめて少ないことが実証されている。また低負荷になるとタービン段落の温度分布が、定格時とかなり違ってくるので、伸び、伸び差、偏心に十分注意する必要がある。このようにして本タービンはできるだけ低い負荷で安全に連続運転することが可能になっている。

8. 結 言

日立製作所は今までの設計製作によって得た貴重な経験をもとにして、さらに多くの研究の推進とその成果により、60 サイクル、125,000 kW 大形再熱タービン第 1 号機を鋭意完成し、中国電力株式会社水島火力発電所に納入した。引続き高効率大容量機の製作に一層の努力を傾注し、多数の新設設備の稼動と相まって、日本の電力需要の急増にこたえたいと念願している。