

中国電力株式会社水島火力発電所納

3,600 rpm 156,250 kW 再熱タービン

156,250 kW 3,600 rpm Reheat Turbine Supplied to the Chugoku Electric Power Co., Inc.

桑野幸三*
Kôzô Kumeno

内 容 梗 概

60 c/s 大容量機として鋭意製作中であった 3,600 rpm 156,250 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ざん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2号機 156,250 kW 再熱タービンは、60 c/s 大形タービンであって、特に発電所の経済性と信頼度に重点をおき、発電原価が減少するよう種々考慮されている。たとえば従来のいき方では最終段落に 584.2 mm (23 in) 翼を使用してトリプルフローにするのであるが、本計画では 663.6 mm (26 1/8 in) 翼を採用してダブルフローにしタービン内部効率を低下させずに構造を極端に小さくし、設置面積を小さくすると同時に、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た。日立製作所は昭和35年9月中国電力水島火力発電所納め 3,600 rpm 125,000 kW を完成し、引き続いて清水共同発電株式会社新清水火力発電所納め 3,600 rpm 75,000 kW 2機を完成し、こんど 156,250 kW 機の完成をみたことは、それが TCDF-26 だけに画期的なものといえよう。

本機の仕様は世界的水準を抜くもので、その製作にあたってはきわめて高度の技術を必要とした。しかも運転、監視、取り扱いを容易にし、保守点検の便宜を図り、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. タービン形式

一般に主蒸気圧力 169 kg/cm²g, 主蒸気温度 566°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 c/s 156,250 kW タービンの形式は、最終段に 584.2 mm (23 in) 翼を採用したいわゆるタンデムコンパウンド3流 TCTF-23 と、本機のように 663.6 mm (26 1/8 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 タービン熱消費量

第1表に TCDF-26 と TCTF-23 の環帯面積の比較を示す。これからみると TCDF-26 のほうが TCTF-23 に比べて 26.6% 環帯面積が小さいことがわかる。ところが 663.6 mm (26 1/8 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効率がよく、タービン熱消費量の比較は第1図に示すように TCDF-26 を 100% とした場合、TCTF-23 のほうが 0.3% しかよくなっていない。

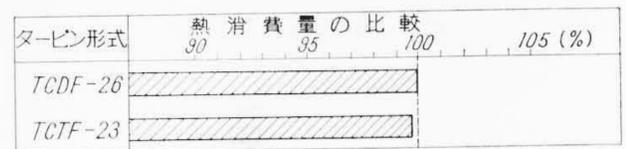
2.2 タービン全長および重量

TCDF-26 のタービン構造は、高中圧と低圧車室が完全に別体となっており、外側連絡管によって連絡されている。この点 TCTF-23 のほうは高圧が独立し、中圧と低圧車室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2図に示す。これよりみると、TCTF-23 のほうが全長で 15%、重量で 9% 増加することとなる。

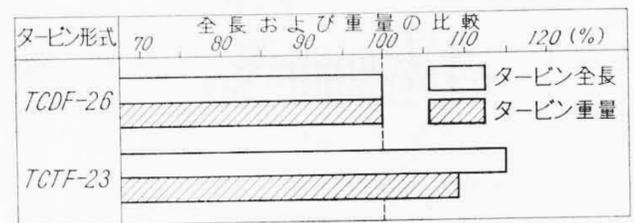
* 日立製作所日立工場

第1表 60 c/s TCDF-26 と TCTF-23 の環帯面積

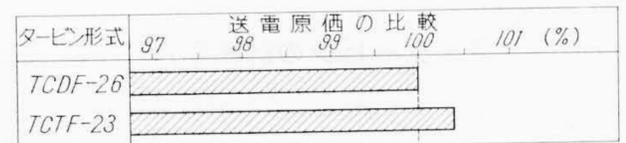
回転数 (rpm)	翼の有効長 mm(in)	タービン形式	環帯面積 m ² (ft ²)	環帯面積比 TCDF-26/TCTF-23
3,600	663.6 (26 1/8)	TCDF-26	7.637 (82.2)	0.834
	584.2 (23)	TCTF-23	9.16 (98.6)	



第1図 60 c/s TCDF-26 と TCTF-23 のタービン熱消費量比較図



第2図 60 c/s TCDF-26 と TCTF-23 のタービン全長および重量比較図



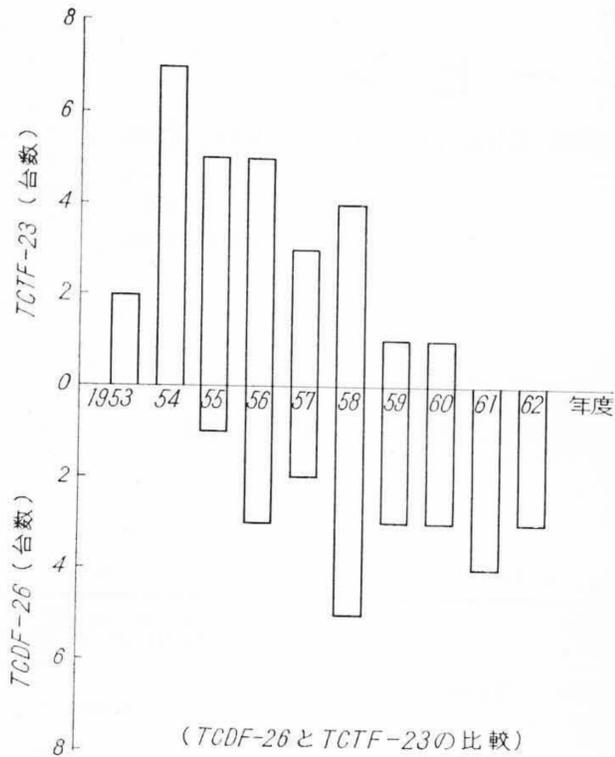
第3図 60 c/s TCDF-26 と TCTF-23 の送電原価比較図

2.3 送電原価

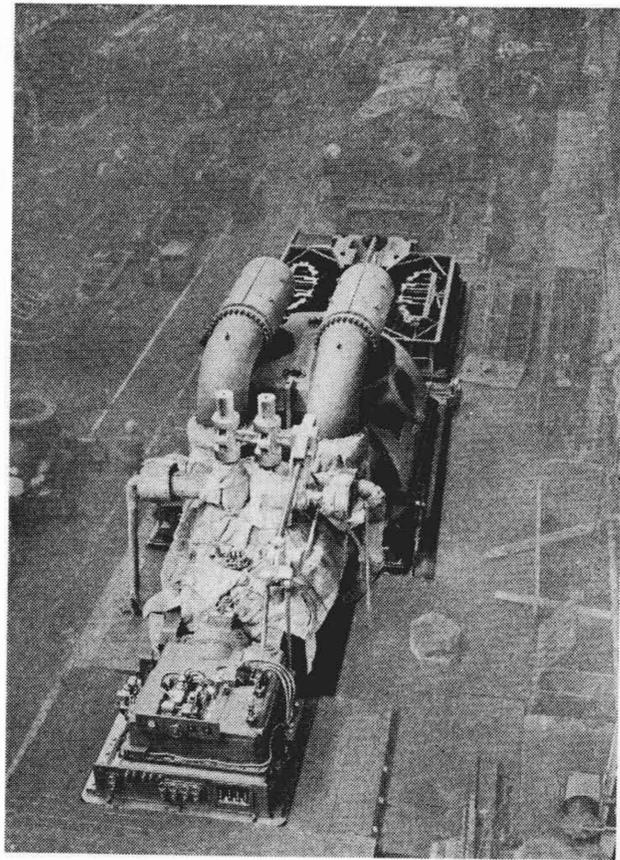
資本費を建設費の 12.5% とし、年間利用率を 70% とした場合 TCDF-26 と TCTF-23 の両発電所の送電原価を比較すると第3図に示すように TCDF-26 のほうが約 0.4% 低くなる。これは TCDF-26 のほうが効率はわずかに悪いにもかかわらず全長重量ともに TCTF-23 に比較して著しく減少しているのだけきよく全体として送電原価が下回ることになる。

2.4 タービン形式

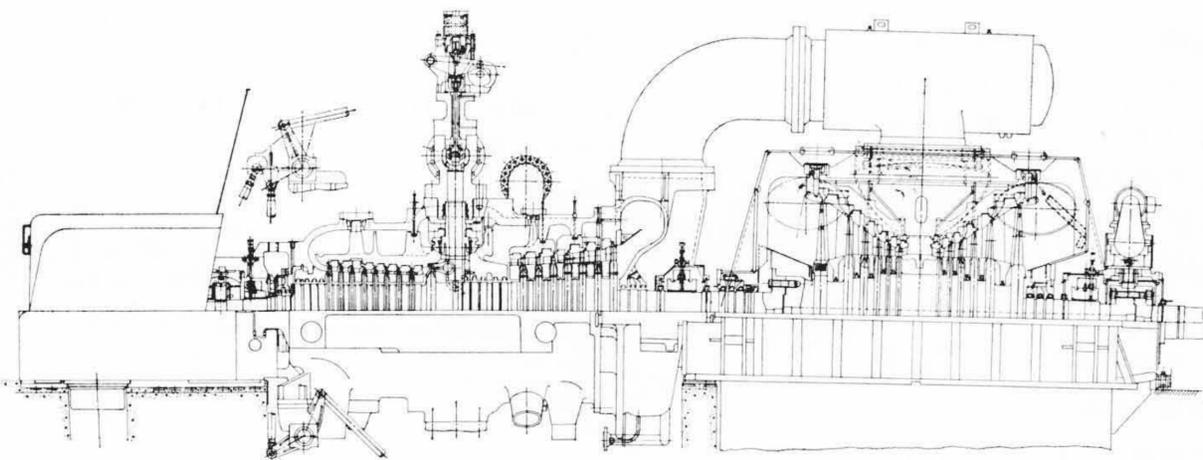
以上のように 60 c/s, 156,250 kW 級になると、663.6 mm (26 1/8 in) 翼複流を使用した TCDF-26 のほうが得策になる。これは 26 1/8 in 翼のほうが 23 in 翼よりはるかに熱効率がよくなるよう設計されているためであって、単なる最終段翼の環帯面積だけではきまらないことを示している。これはまた第4図に示すアメリカにおける GENERAL ELECTRIC 社の 156,250 kW タービンの製作実績をみても、最近ではすべて TCDF-26 となっており、上記の経済性を裏付けるものといえよう。



第4図 アメリカにおけるGE社の156 MWタービンの製作実績(運転開始台数)



第5図 工場運転中の156,250 kWタービン



第6図 156,250 kW 3,600 rpm 169 kg/cm²g, 566/538°C 再熱タービン組立断面図

3. 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(TCDFと略す)
定格出力(発電機端)		156,250 kW
回転数		3,600 rpm
主蒸気圧力(主塞止弁前)		169 kg/cm ² g
主蒸気温度(主塞止弁前)		566°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		7
タービン段落数	高圧部(再熱前)	9段
	中圧部(再熱後)	7段
	低圧部	6段複流
最終段落翼有効長		663.6 mm (26 1/8 in)
最大重量	片	重量 34 t
	寸法	長さ 5.95×幅 5.1×高さ 1.95m

このタービンは156,250 kW機として663.6 mm (26 1/8 in)翼を使用した点で国産の記録機である。第5図は工場運転中のタービン外観を示す。振動は非常に小さく、全体に静粛で、调速装置は鋭敏かつ安定で、優秀な成績を示した。

4. 構造上の特長

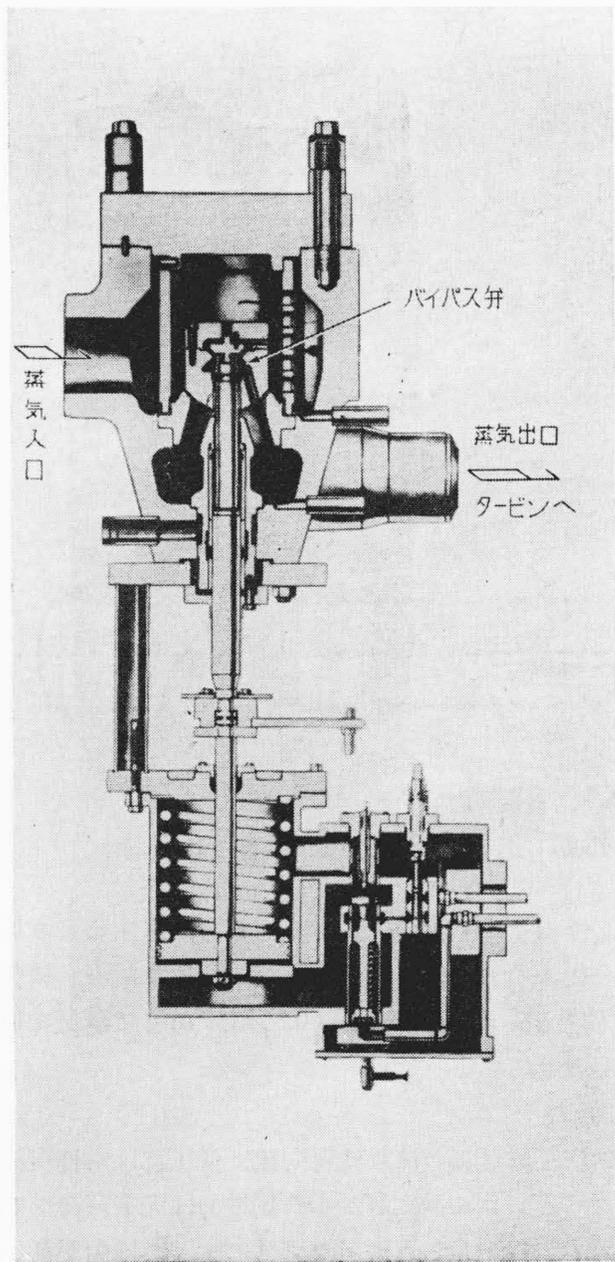
第6図に本タービンの組立断面図を示す。図の左から前部軸受箱、高圧タービン、その再熱部、低圧タービンの順に配列され、高低圧車室は外側連絡管によって連絡し、低圧最終段落には663.6 mm (26 1/8 in)翼を使用したタンデムコンパウンド複流排気形(TCDF-26)である。構造ならびに運転のおもな特長を下記する。

4.1 全周噴射起動装置

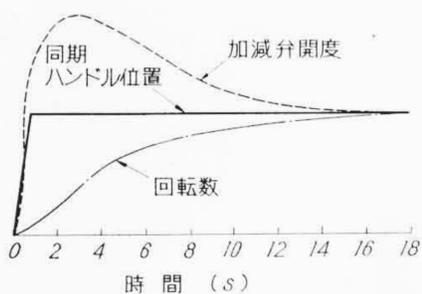
タービン起動時に、主塞止弁全閉(従来は全開)、加減弁全開(従来は全閉)の状態、主塞止弁バイパス弁によって蒸気をタービン内に全周から噴射して起動し、そのまま回転数を上昇させて並列投入し、定格出力の約20%まで負荷をかける。加減弁が全開しているので(调速機は速度調整範囲の上限にオフセットして置く)この、20%負荷で全周噴射となり、車室、ロータのほか主要部分が十分均一に加熱されることになる。したがっていわゆる起動時の車室の熱応力は著しく軽減され、き裂、変形防止に大きな役割をする。20%負荷以上は、第1加減弁のみほぼ全開で(起動時の蒸気圧力温度が定格より低いので)、ほかの加減弁は全閉し(さきにオフセットして

あった调速機をガバナモータを操作して作動範囲内に入れて加減弁を動かす)、また主塞止弁は自動的に全開する。それ以後は従来と同様な方法で負荷を増加させる。低負荷運転を行なう場合は、上述と逆の操作になり、やはり20%負荷以下はバイパス弁制御となって、加減弁全開、调速機はオフセットとなる。第7図は全周噴射用主塞止弁バイパス装置を示す。従来第1加減弁だけで起動したときは、第1加減弁を通過する蒸気の絞りによって温度が低下したが、20%負荷までバイパス弁で負荷をかければ、このような現象を防ぐことができる。このことは逆に負荷をさげて、最低負荷運転を実施する場合にも、このバイパス弁を使用すれば、加減弁での絞り温度変化がなくなるだけでなく、蒸気が全部の加減弁から一様にタービン内にはいり、しかも平均蒸気速度および熱伝達率が低下するから、緩慢かつ均一な温度変化を車室やノズルボックスに与える結果となる。さらに付加的な利点として注目すべきことは、最低負荷のような著しい部分負荷での蒸気速度が、従来のノズルガバニングのとき、第1段ノズルからの蒸気噴射速度は音速を越える速度となることがあるが、バイパス弁制御による全周噴射のときは、非常に速度が低下しノズル、動翼などの侵食が極端に減少する。

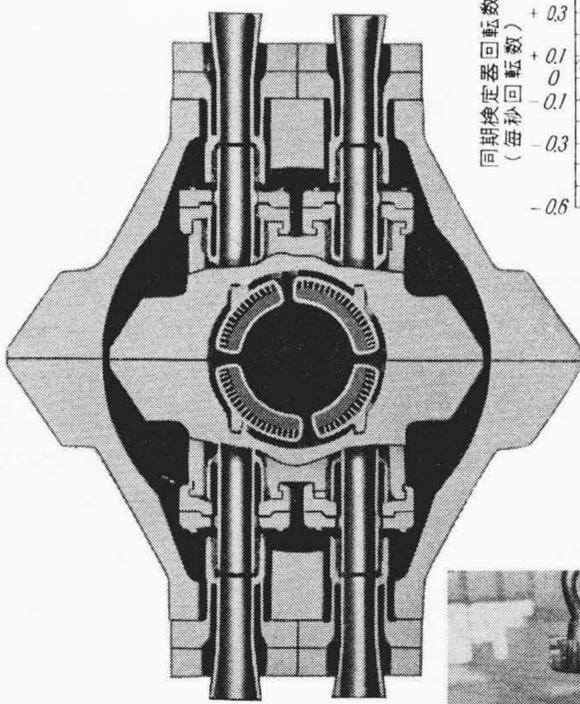
また並列投入の際の操作は、调速機が不動作なので、手動による遠隔操作になるが、投入操作の安定度容易さは従来の调速機制御による場合と比較して、なんら問題なく、かえって非常に安定していて並入が容易である。第8図は、従来の调速機制御による速度制御で、ガバナモータによって同期装置を動かすと、加減弁開度が慣性



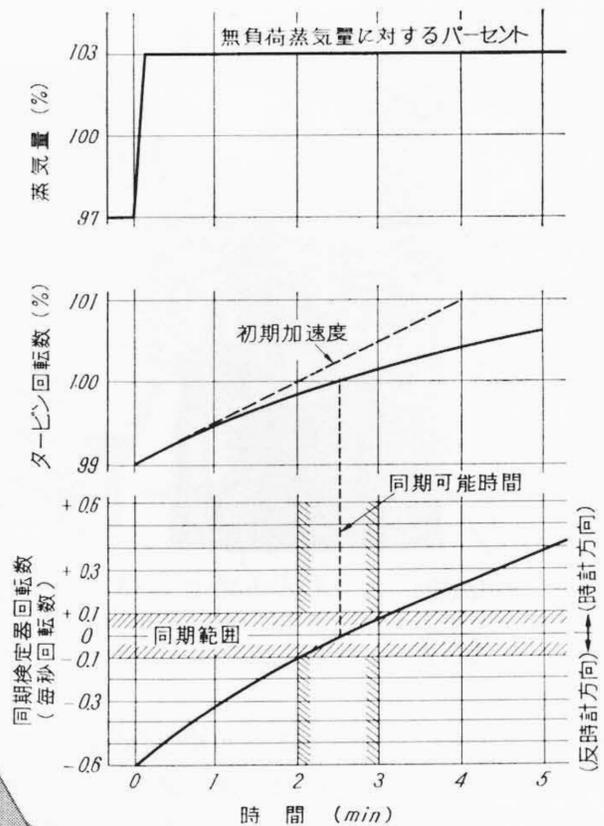
第7図 全周噴射用主塞止弁パイパス装置断面図



第8図 調速機による速度制御図



第10図 セパレートノズルボックス構造図



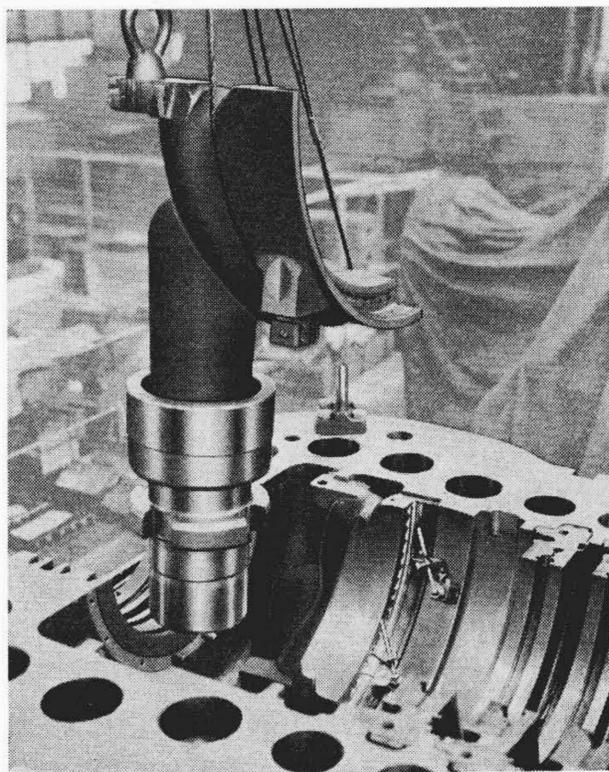
第9図 全周噴射装置による速度制御図

によって短時間過調整後整定するという経路をたどる。つまりきわめて鋭敏で応動が早く、並列投入操作に多少の熟練を要する。ところが全周噴射装置の場合は、第9図に示すように、定格回転数付近の回転数でタービンを運転している時、その無負荷蒸気量を6% (第20図で97%から103%までの変化) 変化させても、タービン回転数は99%から101%まで2%上昇するのに6分かかり、したがって同期検定器による並列投入可能操作時間は1分間もあり、容易に並入操作ができるようになっている。

4.2 セパレートノズルボックス

タービンの起動停止あるいは負荷変動の際各部に誘起される熱応力を緩和することは、タービンの信頼性を高める上できわめて重要である。本タービンでは、上述の主塞止弁パイパスの採用に加えて、セパレートノズルボックスを採用して、ノズルボックスを各ノズル群ごとに分離独立し、しかも内部車室に対する取付部を完全にフレキシブルにしている。第10図にその断面構造を、また第11図に組立中の状況を示すが、この構造の特長は

- (1) ノズルボックスを分離した結果、個々の重量は小さくなり肉厚を薄くできる。したがって蒸気温度変化に対する追従は早くなり、しかも均一に加熱されるので熱応力および熱変形は減少する。
- (2) ノズルボックスは1個所のみにて内部車室に固定されており、その他の接続箇所はすべてキーあるいはピストンリングによってフレキシブルになっているから、温度変化による熱膨張および熱変形は無理なく吸収される。
- (3) ノズルボックスを各ノズル群ごとに分離したことにより、ノズルボックス相互の温度不同による熱変形および熱応力は完全

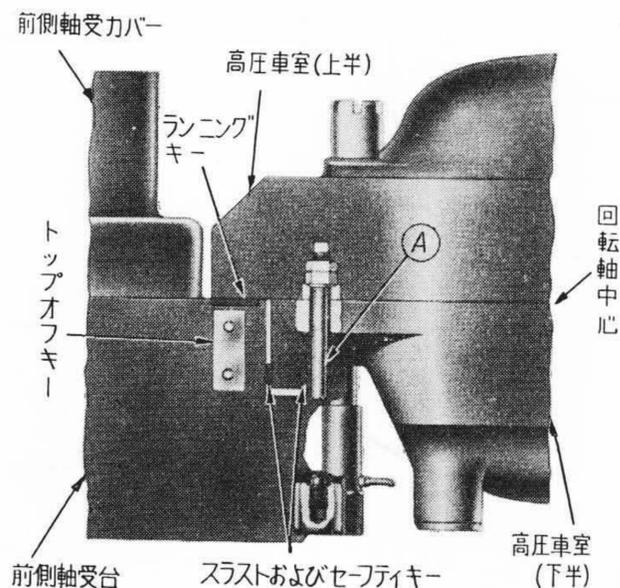


第11図 組立中のセパレートノズルボックス

に除去される。

4.3 車室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、熱膨張による反力を最小にする必要がある。そのため高低圧車室を完全に分離して、その間を伸縮継手で連結する構造とした。しかしその際中圧排気付近は、そのすぐ後方の低压排気部に比較して高温になり、それだけ熱膨張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線上に維持するよう考慮した。第12図にその構造を示す。正常運転中は、高压車室(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



第12図 車室センタラインサポート構造図

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A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張収縮を伝達し、しかも高圧車室の横方向の熱膨張収縮を円滑ならしめるよう、特殊なはめあいと仕上げが施してある。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。

4.4 外側連絡管

第6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が低圧車室の内部に構成されるような設計は不相当となる。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離脱し、一様に低い温度に保たれるので熱変形を生ずる恐れがない。
- (2) 中圧排気の高温による高低圧車室間の相対的熱膨張収縮は外側連絡管に設けた伸縮継手、すなわち2個のペ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13図は本連絡管の構造を示す。A、B、Cは熱膨張吸収の原理を示すもので、

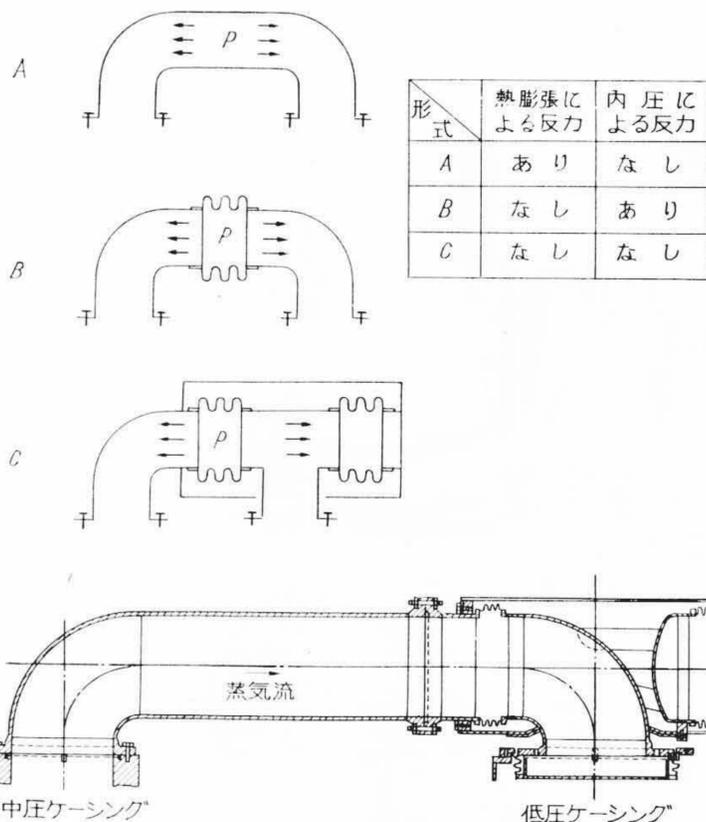
Aは伸縮継手を用いない単純なパイプだけの場合で、当然熱膨張収縮は吸収できない。したがって大きな反力が車室相互にかかる。しかし内部蒸気圧力による反力はパイプ内部でバランスする。

Bはペローを1個入れたもので、これによって熱膨張収縮は吸収するが、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はペローを2個採用することにより、熱膨張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。

4.5 低圧車室の二重車室構造

低圧車室は鋼板溶接製で、鋳鉄製に比較して著しく重量が軽くなってきている。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34tにすぎない。低圧タービンは内部車室を有し、この内部車



第13図 外側連絡管構造図

室が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、 $0.35 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ で蒸気を放出する大気放出板が設けてある。

4.6 タービン推力

本タービンの高中圧部は蒸気の流れは背向流、低圧部は対称複流形となっており、タービンロータにかかる蒸気推力は元来バランスしやすい構造となっている。しかし、バランスによって推力が低い値に保たれていると、運転状態の変化またはガバナの作動などによってバランスがくずれたときの推力変化が大きくなる恐れがあり、本タービンは次のようにあらゆる運転条件で推力が適正な値に保たれるように計画されている。

- (1) 全負荷から無負荷まであらゆる負荷運転に安全なこと
- (2) 蒸気通路に推積物を生じたときのアンバランス推力にも安全なこと
- (3) 全負荷にて中間阻止弁が全閉しても安全なこと
- (4) 全負荷にて加減弁と中間阻止弁が全閉しても安全なこと
- (5) ターニング運転中に、復水器真空が上がった状態で安全なこと

4.7 急速起動および急速負荷変動運転

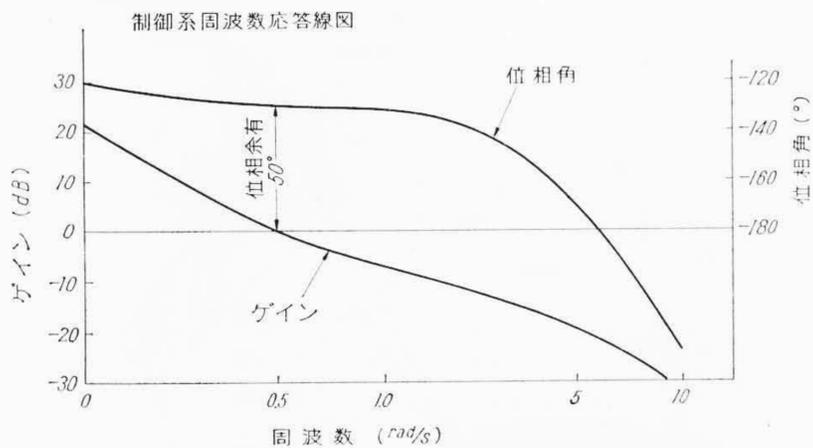
最近火力発電の比重の増加によって、新鋭火力に対しても急速起動および急速負荷変動が強く要求されるようになった。このような過渡的な運転条件における大きな問題点は、車室の熱応力と車室とロータ間の軸方向伸び差である。

起動時の車室熱応力については、本タービンに採用した主塞止弁によって起動時間を短縮できるよう考えている。実験結果によれば従来のものに比べて起動時の温度上昇率を2倍以上にしても熱応力は同一の値に収まっていることが実証されている。

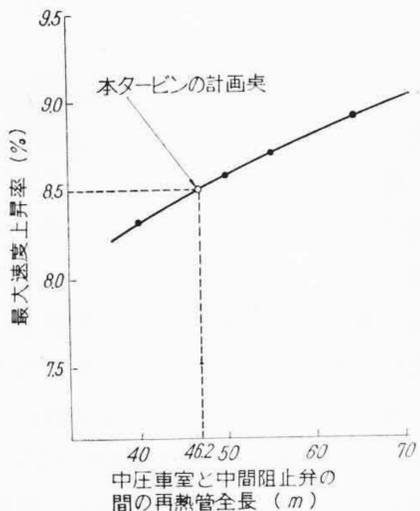
車室とロータ間の軸方向伸び差は、ロータと車室の温度変化に対する追従の差異によって生ずるものであり、通常ロータのほうが車室よりも変化が早くあらわれる。多数のタービンの運転実績によって運転中に生ずる伸び差の最大値をあらかじめ正確に推定できるようになってきた。さらに経験によれば、ロータと車室の熱容量の比率を調整することによって、伸び差の問題が実用上無視しうるようにできることがわかっている。本タービンはこのように慎重に計画されているから、伸び差が起動または負荷変動の制限条件にはなら

ないものと推定している。

したがって本タービンの運転は、非常に安全かつ確実であり、従来の同種のものとは比べて大きな変化に耐えることができる。



第14図 156,250 kW 3,600 rpm 再熱タービン無負荷調速系統安定度



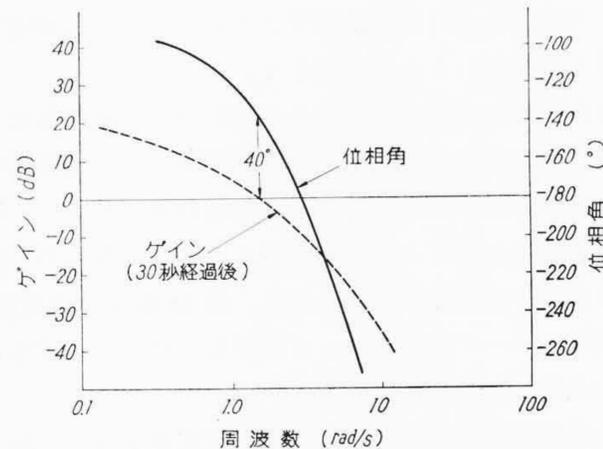
第15図 中間阻止弁位置と最大速度上昇率の関係

4.8 最低負荷運転

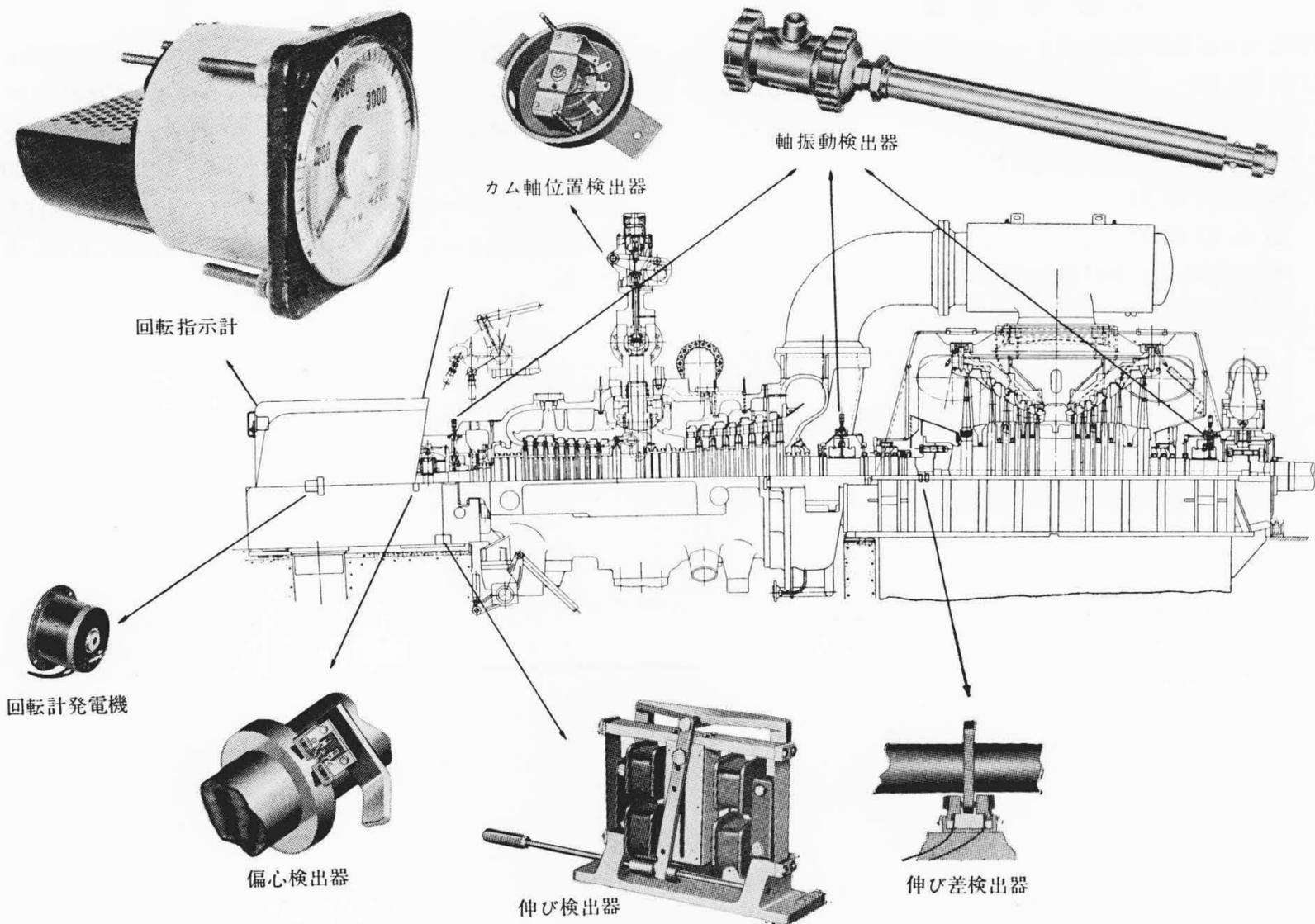
豊水期における火力余剰の際、あるいは夜間負荷減少のとき、タービンを停止することは起動停止の回数が多くなり、高温部にくり返し大きな熱応力が生じ、タービンの寿命を短くすることになる。したがってかかる場合できるだけ低負荷で連続運転することのほうが好ましい。

このような場合従来のノズル縮切调速では、最低負荷では加減弁が一つだけとなるので、蒸気が車室の一部分から流入することとなり、温度分布および第1段動翼の荷重からみて好ましくなかった。

本タービンの主塞止弁バイパスは、最低負荷運転にも使用することを目的としている。すなわち約20%以下の連続最低負荷運転に際しては、制御を加減弁から主塞止弁バイパスに切り替えることとなる。このようにして加減弁は全周噴射とし、主塞止弁バイパスの絞り调速によって負荷が制御される。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、負荷減少の期間において伸び、伸び差、偏心などに十分注意する必要がある。このよう



第16図 再熱タービン無負荷調速系統安定度 (インターセプト弁による制御)



第17図 特殊計器の発信器取付場所

にして本タービンは最低負荷で安全に連続運転することが可能になっている。

4.9 調速特性

本タービンの調速装置は、通常の調速運転における安定度、急激な負荷遮断時における最大速度上昇率および負荷遮断後の調速安定度の三つを重点として計画されている。これらを同時に満足させるためには、下に述べるように調速装置各要素の感度と調定率を適切に選定する必要がある。

(1) 通常の調速安定度は、無負荷運転時の安定度としてもっともよくあらわされる。第14図は本タービンの安定度を示すボード線図であり、位相余裕を50度とし通常必要とされる40度よりも大きくとることによって安定な調速特性を得ている。

(2) 負荷遮断時の最大速度上昇率を、タービンの非常遮断速度以下に制限するためには、調速装置の感度とともに加減弁、中間阻止弁などの配置が重要な影響をもっている。本タービンでは特にタービンロータのGD²が従来より小さく加速しやすいので、加減弁を高圧車室に直接設置して残留蒸気量を最小とし、また中間阻止弁の位置を第15図に示すように、配管の残留蒸気が過速に悪影響を与えないように配置している。

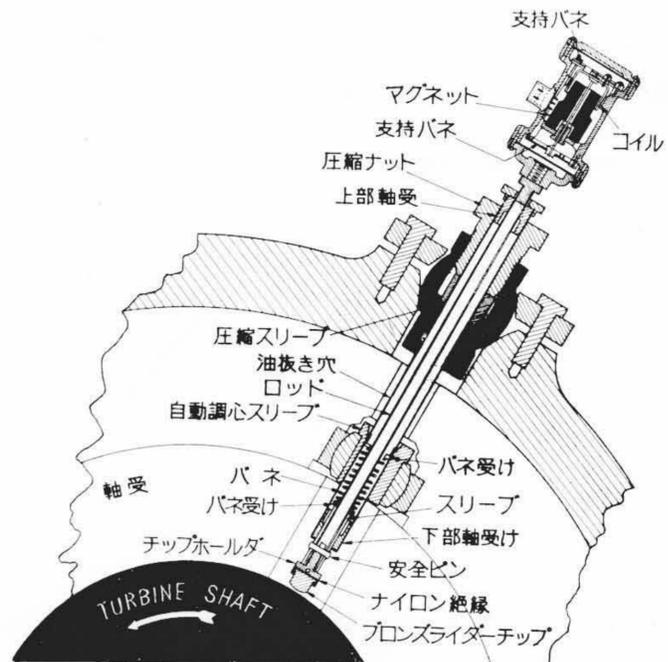
(3) 電力系統を安定に運用するためには、系統事故などによる負荷遮断の後、できるだけ早く回転数が安定して発電機を再併入できることが必要である。このような場合タービンは一時的に再熱系統の中間阻止弁によって制御されることとなるので、先行非常調速機系統の安定度が問題となる。第16図は全負荷遮断30秒後の安定度をボード線図によって検討した結果を示すもので、主調速機と同様な安定度が得られている。

このように調速装置に適度な即応性と安定性を与えてあるから、本タービンは通常運転時はもちろん、系統にじょう乱がある場合にも安定な電力を発生し続けることができる。

5. 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18図 触針形軸振動計検出器取付要領図

第17図は上記(1)から(4)までの特殊計器の発信器の取付場所およびその外観を示す。これらの中で特に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動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てある。その取付要領は第18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部に接触し、回転軸以外の外部の振動が伝わらないように、触針部のまわ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度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。

6. 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成果により、60 c/s, 156,250 kW 大形再熱タービン第2号機を完成し、中国電力株式会社水島火力発電所に納入した。なお引き続き60 c/s, 220,000 kW および250,000 kW 大容量再熱タービンの製作に向かっていっそうの努力を傾注し新設設備の実動と相まって、日本の電力需要の急増にこたえたいと願っている。