

# 中国電力株式会社水島火力発電所納 第一号機125,000kW発電設備性能試験結果について

Performance Tests of 125,000 kW Generating Units Installed  
at Mizushima Power Station of Chugoku Electric Power Co., Inc.

中井英雄\* 綿森力\*\* 杉沼八郎\*\*\*  
Hideo Nakai Tsutomu Watamori Hachirō Suginuma

## 内 容 梗 概

60サイクル地区への大容量火力発電設備として、日立製作所が中国電力株式会社の協力のもとに全プラントを製作納入した水島火力発電所第一号機 125,000 kW 発電設備の性能試験が先般行われ、日立製作所が保証する熱効率を大幅に上回る好結果を得てその性能の優秀性を確認するとともにプラントとしての新しいいろいろの試みも十分所期の成果を上げていることが判明した。

本文はこの性能試験結果を報告するとともに、各種プラント機器の計画特性を実際に計測した試験結果につき報告する。

## 1. 緒 言

中国電力株式会社水島火力発電所は中国地方における高能率最新鋭の発電設備を目指して計画され、中国電力株式会社の既設火力発電所の保守運転によって得られた豊富な経験にもとづく斬新独特な構想と、日立製作所の最新の設計製作技術をあわせて完成された発電所で第一号機は既に営業運転を開始しており、これに引きつづき第二号機も現在日立製作所において鋭意製作中である。

第一号機は主蒸気圧力 127 kg/cm<sup>2</sup>g 主蒸気温度、再熱蒸気温度 538°C の 125,000 kW プラントで、全プラントを日立製作所が一括受注し製作したものであるが、本年 3 月 20 日より 28 日まで 9 日間にわたりボイラ効率、タービン発電機効率を計測する性能試験が行われ、いずれも日立保証値を大幅に上回る実測結果が得られた。

これにより本プラントが計画値よりもさらに高能率なプラントであることを実地に確認し、大容量火力発電設備の技術をここにまた一歩進めることができた。

本プラントの設計製作の特色としては特に

- (1) タービン最終段翼に 26 インチ翼を採用して、タービン排気損失を最小限に押えて熱効率の向上をはかった。
- (2) ボイラの過熱蒸気および再熱蒸気温度の調整はガス再循環方式およびガス量調整ダンパ方式によって行ない、常時減温器注水を不要にした。
- (3) 補機の仕様決定にあたり余裕をできるだけ少なくするとともに空気予熱器の配置を適切にし、誘引通風機および一次通風機に二段速度、変換方式を採用し補機動力の減少をはかった。
- (4) 脱気器タンクの水位を負荷に比例して増減せしめることにより合理的な補給水制御を行なうようにした。
- (5) 起動時における汽罐汽機の放熱損失を回収することによりプラント効率の上昇を期した。
- (6) 内蔵形逆洗弁を復水器内に設置することにより管路の抵抗を減少させるとともに機器の配置を容易にした。
- (7) 発電機水素冷却に復水冷却方式を採用して発電機の損失を全量復水に回収し、サイクル効率の増加を目指した。
- (8) ALR を採用することにより負荷調整を自動的に行なう。
- (9) 騒音の少ない静粛なプラントとした。

などに留意しているが、これらの計画特性の実際を性能試験とともに

\* 中国電力株式会社水島火力発電所

\*\* 日立製作所日立工場

\*\*\* 日立製作所呉工場

第 1 表 中国電力株式会社水島発電所納第一号機概略仕様

最大定格出力(発電機端)	125,000 kW	
発電機最大容量	160,000 kVA	
蒸気条件	(圧力(主塞止弁前))	127 kg/cm <sup>2</sup> G (1,800 PS·G)
	(温度(主塞止弁前))	538°C (1,000°F)
	(温度 (ICV前))	538°C (1,000°F)
真 空 (125,000 kW 時)	722 mmHg(水温 21°C, 大気圧 760mmHg のとき)	
回 転 数	3,600 rpm	
抽 気 段 数	6 段	
給 水 温 度	約 232°C, ただし出力 125,000 kW 時	
ボイラー蒸発量 (最大連続)	435 t/h	

にあわせ測定したが、すべての点において計画どおりの成果があげられていることが確認された。

以下これらにつき概略を紹介する。

## 2. 性能試験結果

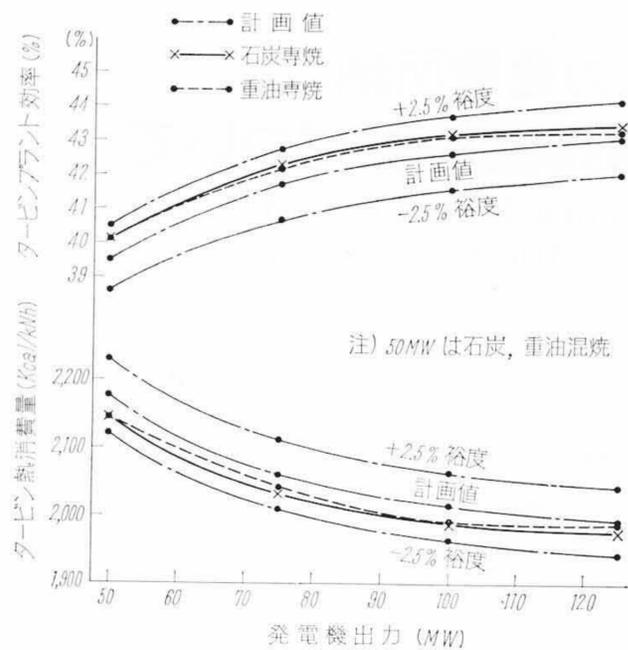
第 1 表に本プラントの概略仕様を、第 1 図に本プラントの保証熱効率と実測熱効率の比較を示す。試験は JEC-62 に基づき中国電力株式会社水島火力発電所と日立製作所によりあらかじめ打ち合わせられた試験要綱に基づき測定した。試験は 37 年 3 月 20 日より 28 日まで 9 日間にわたり行なわれたが、試験前測定に必要な温度計、圧力計などすべての計器に較正を実施し、また試験当日は少なくとも 2 時間以上試験中と同一状態で連続運転を行なって、試験開始前にはすでに安定した運転状況になるよう考慮するとともに、試験中はできうる限り負荷の変動のないようにした。試験継続時間は石炭専焼ならびに重油専焼とも 6 時間を基準とし、測定は 30 分間隔とし、効率の算定にあたっては 6 時間の平均値を採用した。また使用炭は極力同一銘柄の均質炭を使用した。

第 1 図より明らかなようにボイラ効率、タービン発電機効率ともいずれも計画値を、全負荷時においても部分負荷時においても上回る結果となり 125,000 kW 級発電所として従来以上の高効率となり、保証効率を保証できた。

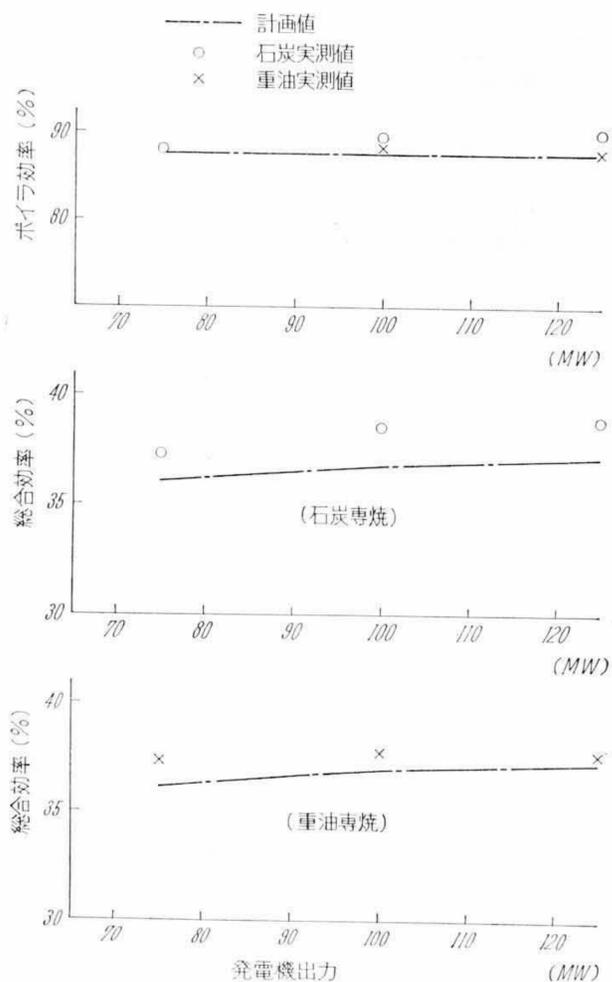
## 3. 運転効率の向上と保守運転の容易さ

### 3.1 26 インチ長翼と三次元設計の採用によるタービン熱消費率の減少

蒸気がタービン段落中で仕事をしつつ次第に膨張し、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を通過する蒸気流速は過大となり、これはもはやタービン内では有効なエネルギーとして利用されず排気損失となる。最終段落からのこの排気損失を最小限度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



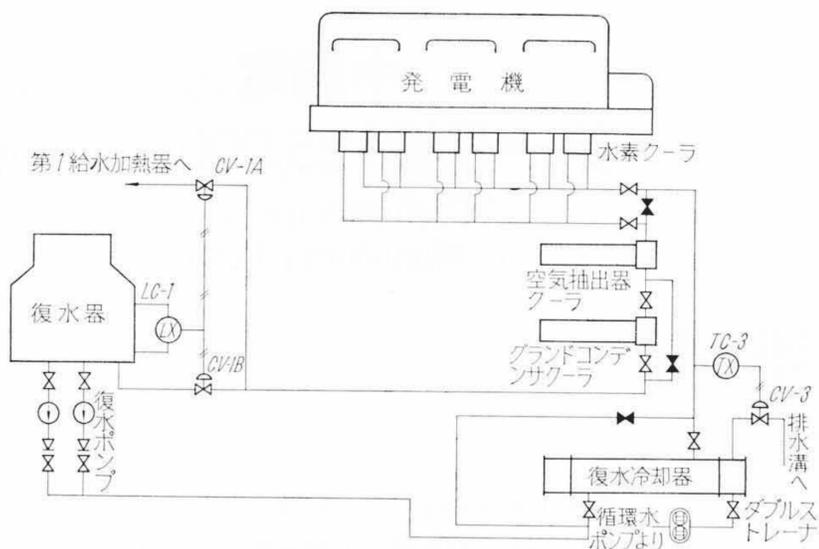
第1図(a) タービン熱消費量およびタービンプラント効率曲線



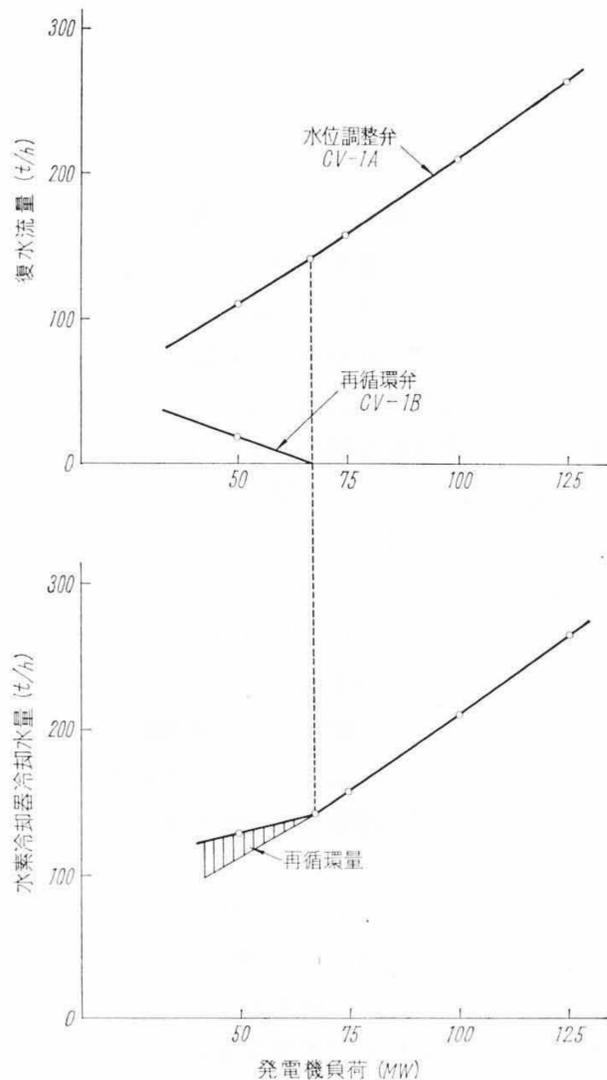
第1図(b) ボイラ効率および総合効率

段に長翼を採用して蒸気の通る環帯面積を大きくしなければならない。本タービンにおいては最終段に 660mm (26 インチ) 翼を採用した結果、この排気損失の減少により 60 サイクル同出力の他のどの機種よりも熱消費率が少ないという前述の第1図のような実測結果が得られた。

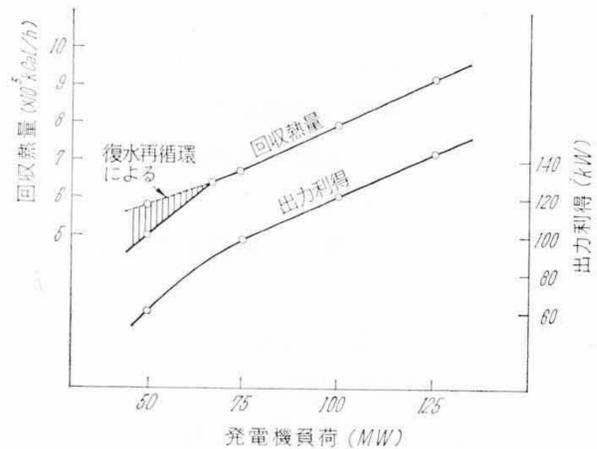
なお本タービンの低圧段落の設計にあたっては最近開発された三次元設計理論が適用されているのも熱効率の向上を実現した大きな一因である。この段落は従来いわゆるフリーボルテックス理論の適用により計画されてきたが、タービン出力の増加につれて翼長が長くなってきたことによりフリーボルテックス理論の欠陥が明らかになってきた。フリーボルテックス理論は本質的には半径方向の流動を無視した二次元的理論であるが、低圧タービンの設計は半径方向流動を考慮した三次元理論により翼ノズルの形状を定める必要がある。日立製作所では早くよりこの理論を開発して完成し、これを実機について裏付けるため日立研究所内に実機大の低圧タービン試験装置を設置して種々の翼列についてその性能を実測し、本理論に基



第2図 水素冷却系統図



第3図 水素冷却器冷却水量



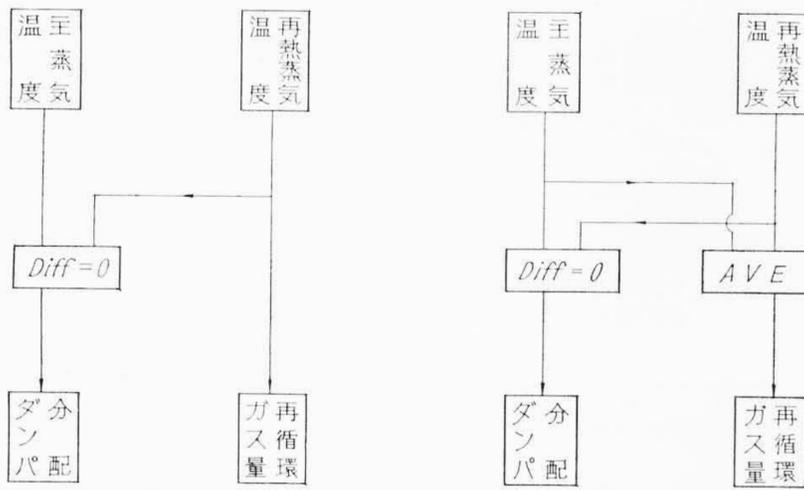
第4図 復水冷却方式による効果

づく設計のすぐれていることを確認している。

### 3.2 蒸気温度制御

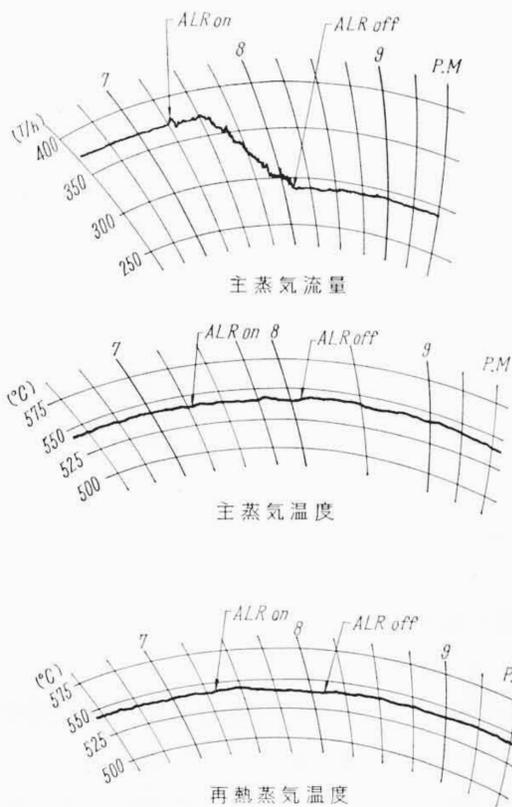
#### 3.2.1 併列配置の採用

過熱蒸気および再熱蒸気温度の調整はガス再循環方式およびガス量調整ダンパ方式によった。すなわち本ボイラは一次過熱器と



第5図 蒸気温度自動制御系統図

第6図 蒸気温度自動制御系統図



第7図 ALRによる負荷変動時蒸気温度実測結果

再熱器が併列配置になっており、両者は分割壁により節炭器出口まで仕切られて、おのおの出口にガス分配ダンパがついている。この分配ダンパにより一次過熱器および再熱器を通るガス量を調整することにより過熱蒸気および再熱蒸気の温度を調整する。

前述のように分配ダンパにより過熱蒸気および再熱蒸気の温度を調整するので、低負荷時スプレーによって過熱蒸気温度を下げる必要がなく、万一の場合を考えてスプレー式減温器を取り付けてあるが、非常時以外は使用しない。

### 3.2.2 自動制御装置

併列配置方式は従来でも75,000 kW級のボイラにおいて採用されたことがあるが、これらのボイラにおける蒸気温度の自動制御系統は第5図に示すように再熱蒸気温度が所定の温度になるように再循環ガス量を変えて再熱蒸気温度と過熱蒸気温度の差が0になるように分配ダンパを調整する。この方式によると分配ダンパを動かせば再熱蒸気温度が変わり、再循環ガス量と分配ダンパの変動が相互に関連するために安定するまでに時間がかかる。そのため本ボイラにおいては再循環ガス量を過熱蒸気温度と再熱蒸気温度の平均によって調整するように計画した(第6図参照)。

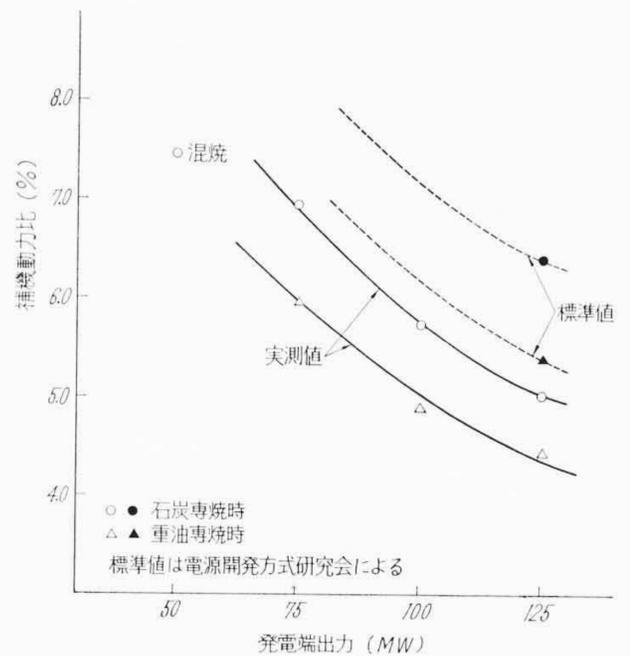
### 3.2.3 試験結果

蒸気温度は第7図に示されているように一定負荷時はもちろんALRによる負荷変動時でさえ良好な状態を保持している。

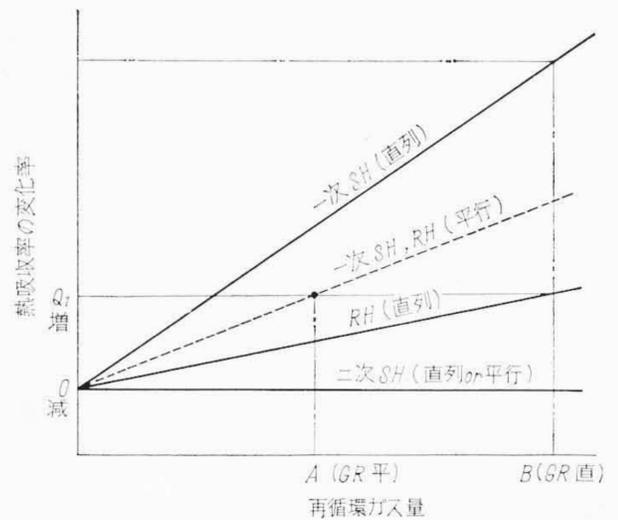
スプレー水量を測定するために減温器出入口の蒸気温度を測定

第2表 減温器出入口蒸気温度 (単位 °C)

		微粉炭専焼			重油専焼			混焼 50MW
		125MW	100MW	75MW	125MW	100MW	75MW	
減温器入口	右	422.4	412.7	418.5	424.9	419.1	415.8	409.2
	左	423.0	416.9	422.5	425.0	419.5	415.6	404.6
	平均	422.7	414.8	420.5	425.0	419.3	415.7	406.9
減温器出口	右	422.8	413.2	418.7	425.0	419.8	416.6	407.8
	左	425.0	418.5	423.5	426.6	421.2	416.7	404.8
	平均	423.9	415.8	421.1	425.8	420.5	416.7	406.3
温度差(出口-入口)		+1.2	+1.0	+0.6	+0.8	+1.2	+1.0	-0.6



第8図 補機動力計測結果



第9図 再循環ガス量と熱吸収率の変化率の関係

したが、第2表に示されているように減温器出入口の蒸気温度はほとんど差がなく減温器は作動していない。

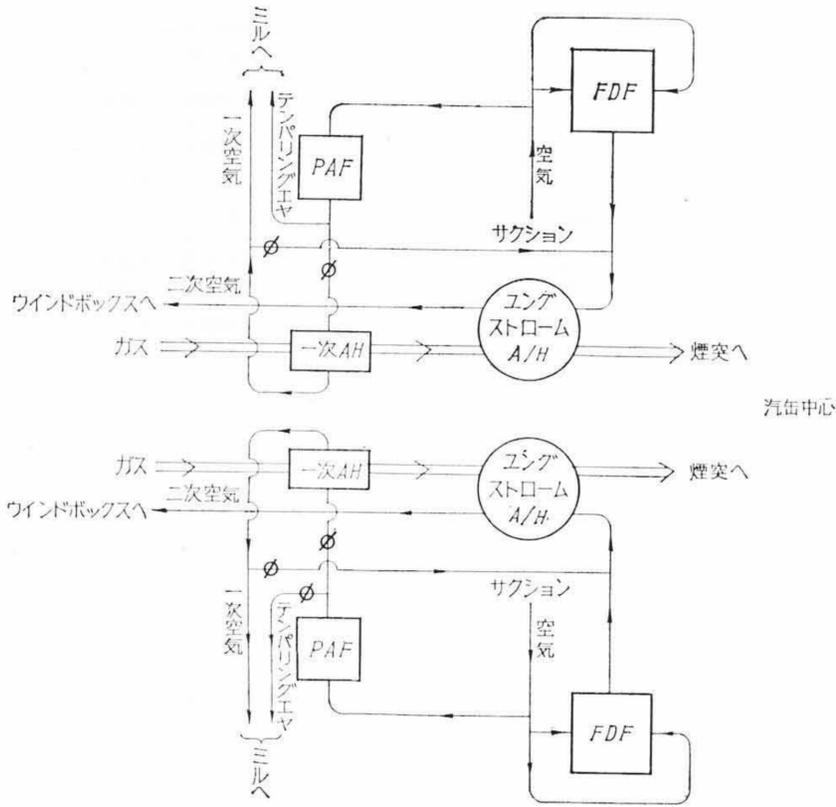
### 3.3 補機動力の減少

所内動力については最近大きな関心がよせられている。

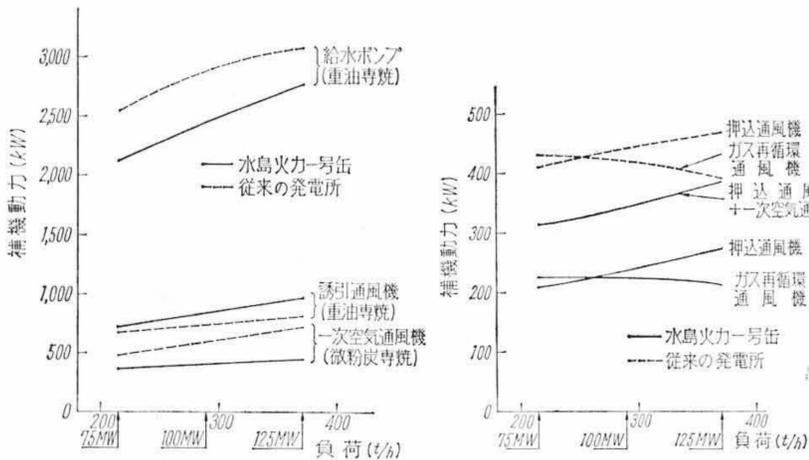
今回の試験の結果は第8図に示すように125,000 kWにおいては石炭専焼時には発電端出力%で標準値より絶対値で1.4%少なく、また重油専焼で約1%少ない値であった。これはポンプ、ファンなどの仕様を決めるにあたってその余裕を極力少なくし、定格運転時に最高効率点近くで運転されるように考慮した結果によるものであり、当初の目的を十分果たすことになった。

#### 3.3.1 ガス再循環通風機

直列配置方式のスプレーによる蒸気温度調整の場合には第9図に示すように熱吸収量の増加Qを得ようとすればBの再循環ガス量が必要であるが、本ボイラのような併列配置方式によると過熱蒸気と再熱蒸気の単位蒸気量当たりの熱吸収の変化量を等しくするために同じ熱吸収増加Qを得るにもAの再循環ガス量で良く、直列配置方式によるものより少量の再循環ガス量で再熱蒸気温度



第 10 図 煙風道系統図



第 11 図 補機動力比較 (I) (石炭専焼)

第 12 図 補機動力比較 (II) (重油専焼)

を上昇させることができ、ガス再循環通風機の動力を減少させることができる。

3.3.2 一次空気通風機

一次空気通風機は従来ミル 1 台につき 1 機を備えていたが、本ボイラにおいては第 10 図に示すようにミル 5 台 (1 籠分) に対して 2 機を備え、かつ冷空気のみを扱い重油専焼時は低速、微粉炭専焼時は高速で計画し動力の軽減をはかった。

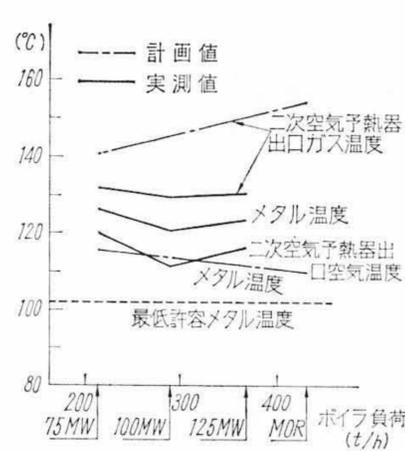
3.3.3 給水ポンプ

従来給水ポンプの吐出圧力を設定する場合、汽罐最大連続時 (435 t/h) 安全弁が吹き出した場合においても給水が可能であるようにするのを標準としていたが、本ボイラにおいては汽機最大流量 (410 t/h) 時の圧力に約 5% の余裕をもたしたものとし、タービン定格出力時にポンプを最良の効率で実動できるように計画した。

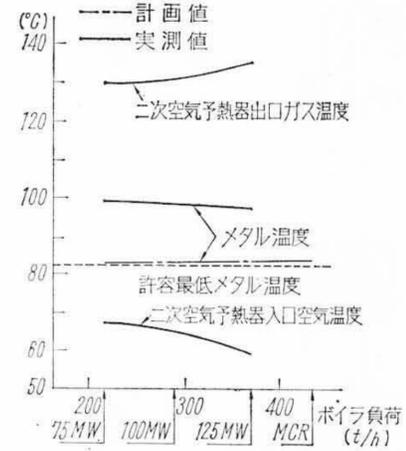
3.3.4 ボイラ補機動力試験結果

ガス再循環通風機、一次空気通風機、給水ポンプ、誘引通風機および押込通風機の補機動力を測定し、既納ボイラと比較した結果を第 11, 12 図に示す。

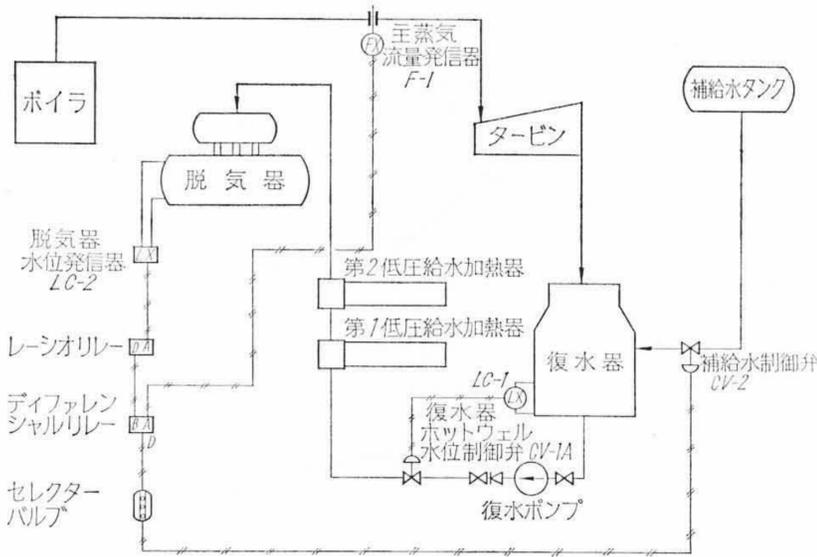
誘引通風機のみ既納ボイラに比べて動力は若干多いが、これはガス分配ダンパによりドラフト損失が増大したためであり、前述の蒸気温度調整の長所を重視した結果であるが、この動力の増加分よりも前述の補機動力の減少の合計の方が大きい。



第 13 図 二次空気予熱器低温部メタル温度実測結果



第 14 図 二次空気予熱器低温部メタル温度実測結果



第 15 図 プラント補給水制御系統図

3.4 保守運転の容易さ

3.4.1 補給水制御

ボイラの保有水量とボイラの蒸発量とは一定の関係があり、負荷が増すとともに保有水量は減ずる。したがってドラムおよび復水器の水位を一定に保ち、かつ系統中において水の損失ならびに外部からの供給がないとすると、蒸発量変化によるボイラ保有水量の差は脱気器の水位差となって現われ、結果的に蒸発量と相対して脱気器の水位が定まる。

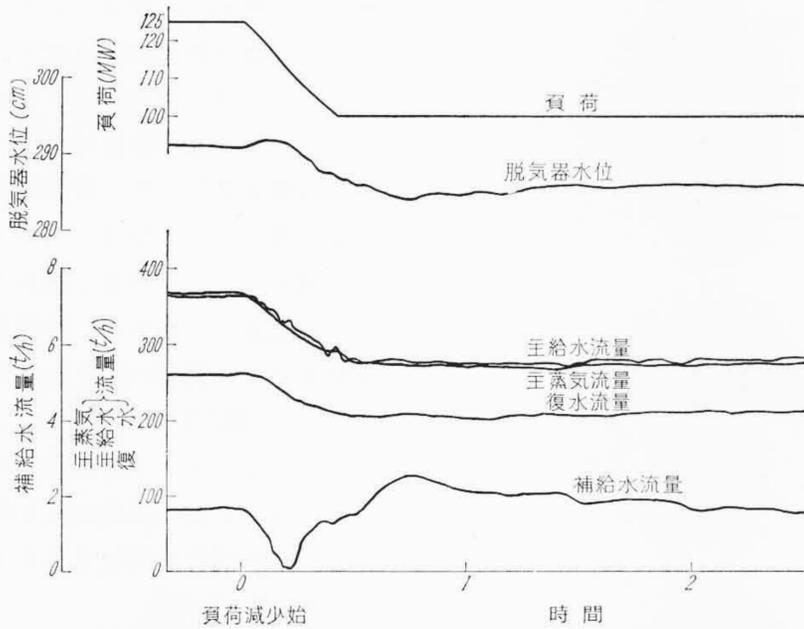
本プラントの補給水制御は前述の原理に基づいて各負荷に相応する脱気器水位を基準とし、これよりも低下したとき補給水タンクから復水器に補給する方式を採用している。

脱気器水位を常に一定に保つように補給水を制御する場合には、たとえば負荷が増加してボイラ保有水量の差額が脱気器に蓄留されて水位が上昇した場合、補給水の供給が停止するので再びもとの水位にもどって補給が始まるまでにはボイラ保有水量の差額は全部消費してしまう。その結果として、負荷トリップ時にはボイラ保有水量の差額と系統の損失分だけ脱気器の貯水量が不足するから大量に補給せねばならない。

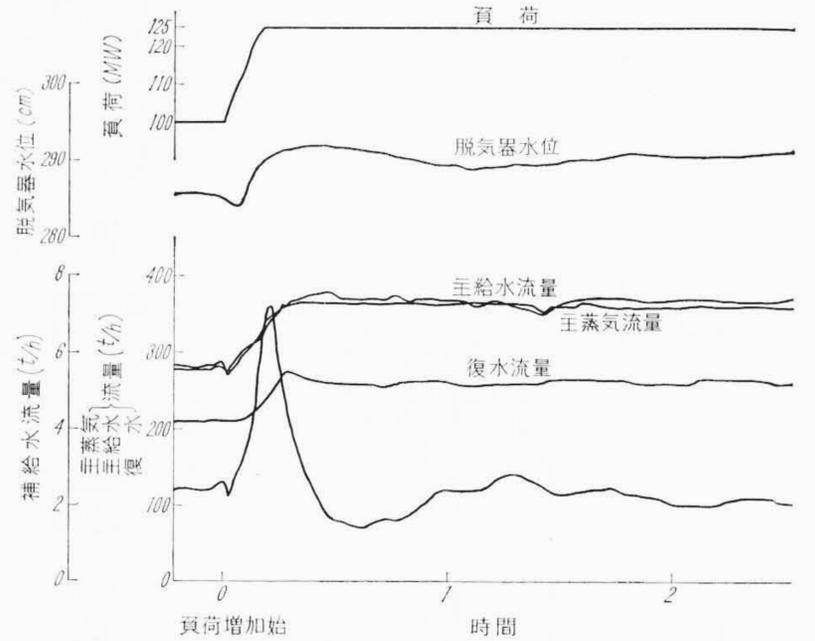
本プラントの補給水制御では、前に述べたように負荷変化によるボイラ保有水量の差額は脱気器に保存されるので、常に系統の水の損失分だけを補給するだけで足りる長所がある。

このように負荷変化時の制御に特長をもつが、その実際の特性が計画に合っているかを確かめるためタービン性能試験前後の負荷増減時に動作を観察した。

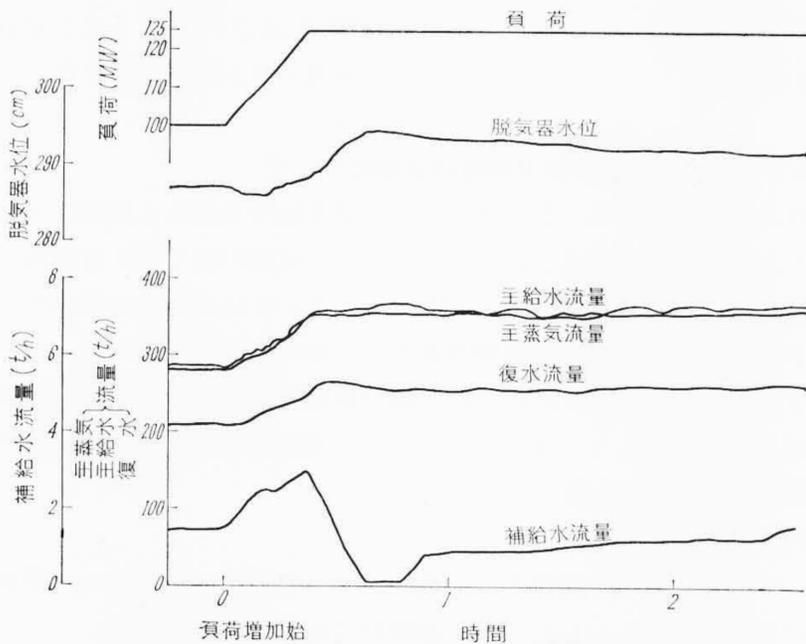
制御系統は第 15 図に示すように主蒸気流量発信器の出力空気をディファレンシャルリレーの A ベローズに、また脱気器水位発信器の出力空気をレーシオリレーにおいてボイラ蒸発量と脱気器水位の相対関係を満足するような空気に変換してディファレンシャルリレーの B ベローズに導き、その差で比例動作を行な



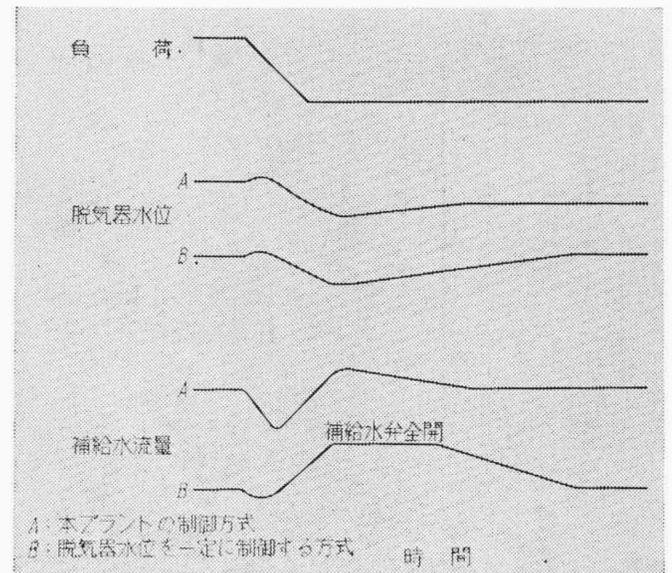
第16図 125,000 kW より 100,000 kW に負荷減少時の実測値 (1,000 kW/min)



第18図 100,000 kW より 125,000 kW に負荷増加時の実測値 (2,500 kW/min)



第17図 100,000 kW より 125,000 kW に負荷増加時の実測値 (1,000 kW/min)



第19図 補給水制御の比較

わせて補給水制御弁に指令を与えている。

第16図は125,000 kWより100,000 kWに毎分1,000 kWの割合で減少させたときの記録である。測定の間ブローはしておらないので系統の損失は負荷にほとんど関係なくほぼ一定である。

負荷が減少しはじめると脱気器内圧力も減少して器内貯水が多少フラッシュする。脱気器水位は定水位槽と器内の水位の水柱圧差により検出しているの、フラッシュにより定水位槽内の水が蒸発するとその水柱圧が減るために水位発信器は真の値よりも高い指示を行なう傾向がある。

さらに、給水流量は負荷にすみやかに追従して減少しているが、復水流量は直ちには変化しない。これはタービン加減弁以降の蒸気の圧縮性、蒸気および復水系統の流動抵抗、そのほか復水器ホットウエルの水位制御系内の遅れなどの影響によるものと思われる。したがって脱気器水位は流出入水量のアンバランスのためにもやや上昇する。

一方、補給水制御弁に対する主蒸気流量の指令は流量の減少に見合った脱気器水位に相当するので、実際的水位からの指令との差が開いて制御弁は閉じる方向に動き、補給水流量は減少している。復水流量が減少しだすと脱気器水位も下降しはじめ、両指令空気圧の差が近づくにしたがって補給水流量は回復に向かう。この間の補給水量の不足のために、脱気器水位は設定値よりも低位になるので補給水制御弁開度が増加し続けて流量はピークに達

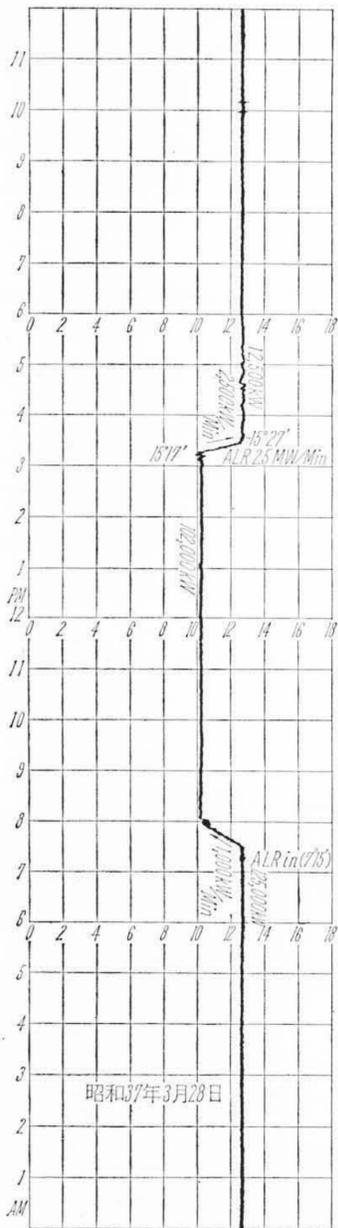
し、不足量が補われてゆくにしたがって次第に負荷変化前の流量に近づいている。

第17図は100,000 kWより125,000 kWに毎分1,000 kWずつ増加させた場合を示す。復水流量の追従が遅れるため脱気器水位は一時的にはやや低下した後、次第に上昇しており、補給水流量も負荷減少時とは全く逆にはじめは増大し、系統中に余分に補給される結果、脱気器水位が設定値よりも上昇するので流量は急速に減少した後次第にもとの流量に近づいている。

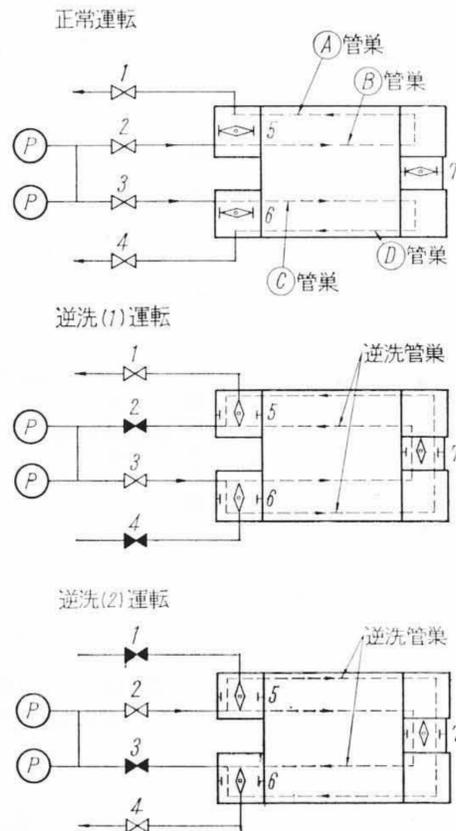
第18図は同じく100,000 kWより125,000 kWにALRにより毎分2,500 kWの割合で負荷を上げた場合の記録であり、負荷増加率が大きいので脱気器水位、補給水流量の過渡現象は第16図の場合よりも顕著に表われている。

過渡変動時にも系統中の損失量だけを補給する形態とするのが補給水装置の安定の面からも望ましい制御であり、またそれは本プラントに採用した補給水制御の原理にして可能であるといえる。

前述の補給量の過渡的な変化は、主蒸気流量と脱気器水位の時間的なズレおよび負荷低減時には前述のように定水位槽内の水の蒸発によるものである。後者は定水位槽の熱放散を大きくして過冷状態におくことおよび常に定水位槽に少量の低温の復水を供給することによって解決できる。前者については主蒸気流量発信器よりディファレンシャルリレーに至る指令系統に適切な遅れを与えれば効果があろうが、絞りおよびエアチャンバなどで要求を満たすには容量的に無理があろう。しかし負荷急変時定水位槽内の



第 20 図 ALR 作動時  
負荷変動記録



第 21 図 復水器内蔵形逆洗弁説明図

水の蒸発による水位指示不良現象が補給水制御を損なう最も大きな因子であり、これに対する処置を講ずるだけで實際上十分であると考えられる。

今回の観察をもととして、本プラントの補給水制御方法と脱気器水位を一定に保つように補給水を制御する方法とを、補給水制御弁の口径を同じとし、かつ脱気器水位に対して同率の比例動作をさせた場合の比較をしたのが第 19 図であって、負荷増減量の大きいほど整定の速さにおいて本プラントの制御方式がすぐれているのが明らかである。

同時にもしおのおのの負荷において脱気器が設定水位と実際の水位に差があれば整定の遅れることが第 19 図から了解されよう。

この面についても第 16~18 図の補給水流量において山を形成している部分の水量と谷の部分のそれとにあまり差が無い事実より、装置の設定がおおむね妥当であったことが認められる。

以上、補給水制御を観察したことにより、現制御装置の仕様、設定が所期の条件を満足していることが確認され、かつ将来さらに研究改良してゆく上に有益な資料を得たのは大きな収穫であった。

### 3.5 通風方式

#### 3.5.1 煙風道系統

本ボイラには蒸気式空気予熱器を用いず、鋼管式空気予熱器(一次空気予熱器)および再生式空気予熱器(二次空気予熱器)を第 10 図のように配置した。サクシヨンドクトより取り入れた空気は一次空気通風機と押込通風機にはいる。一次空気通風機から出た空気は一部がテンパリングエアとして直接ミルに行き、残りが一次空気予熱器によって予熱された後ミルに至る。一方、押込通風機を出た空気は一次空気予熱器で予熱されて風箱にはいる。二

次空気予熱器に冷空氣が直接はいると空気予熱器の低温部エレメントのメタル温度が低下するので、一次空気予熱器で予熱された高温空氣の一部(重油専焼時は全部)を二次空気予熱器入口に導入して二次空気予熱器入口空氣温度を上昇させ、低温部エレメントの腐食の防止をはかっている(第 13, 14 図参照)。

サクシヨンドクトの入口はペントハウス上方の高温空氣を吸入し、放射損失を回収するように計画されている。

#### 3.5.2 試験結果

二次空気予熱器低温部のメタル温度を測定した結果、第 13, 14 図に示されるように十分許容限界メタル温度以上になっている。

### 3.6 復水器内蔵形逆洗弁性能試験について

復水器逆洗の方法としては、従来循環水配管系統に寸法的にかなり大きい逆洗弁が設置され、これによって流路の切り替えを行なう方式が用いられてきたが、本プラントにおいてはわが国で初めての復水器内蔵形逆洗機構が採用された。この方式は復水器入口、出口および水室内に設定された合計 7 個の弁の開閉によって左右の管渠を別々に逆洗しようとするもので、正常運転時と逆洗運転時の各弁の開閉状態は第 21 図に示すとおりである。

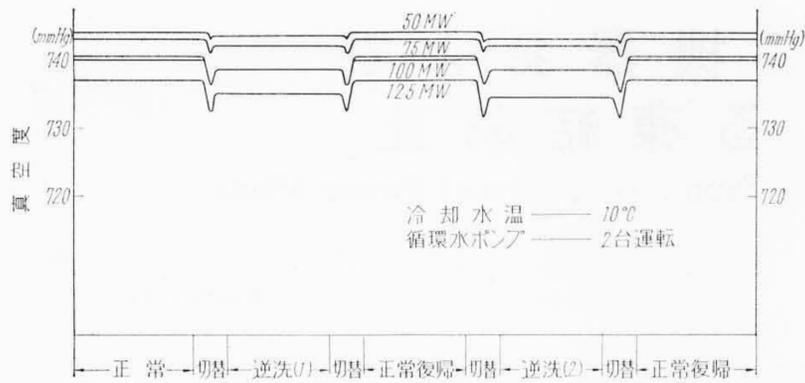
内蔵方式の二大利点として

- (1) 正常運転中循環水は逆洗弁と全く無関係であるため、管路の抵抗が小さく、したがって補機動力が節減できること。
- (2) 逆洗機構のほとんどを復水器水室内に収納しているため機器の配置上きわめて有利であること。

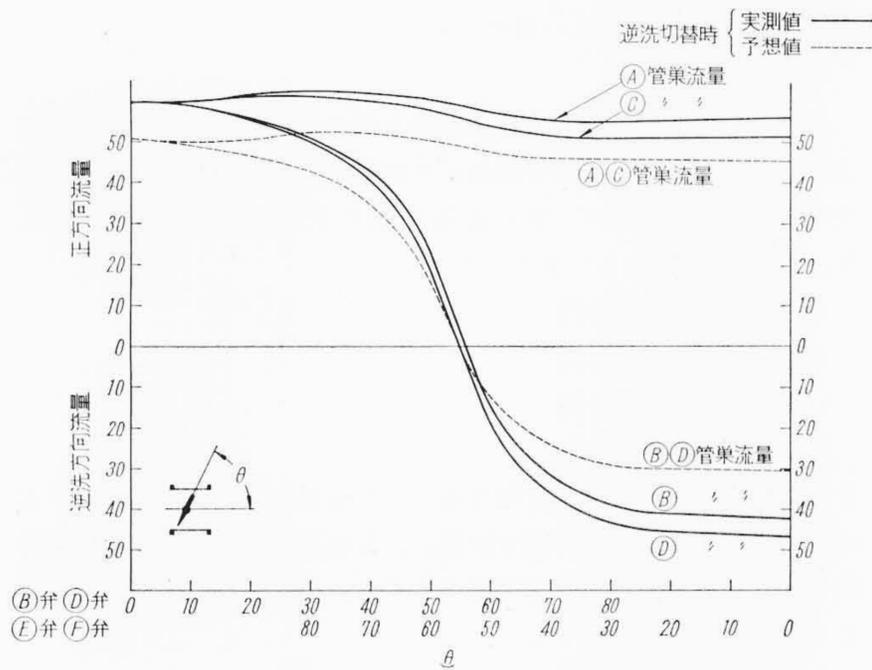
をあげることができるが、その反面、逆洗中の冷却水量が若干減少する懸念があり、また 7 個の弁の開閉順序ならびに時間的關係が適切でない場合冷却水が逆流する際の冷却水量の減少や、冷却水の停滞によって復水器の機能を害するおそれがあるので、この方式の採用にあたっては、これらの問題を解明することが必須の条件と考えられた。このため日立製作所では逆洗機構のモデルを作り、弁開閉のシーケンスを実験的に調査し、それに理論的検討を加えて最良の方式を選定した。また実機はスイッチの操作によって電気自動的に各弁を開閉するようにしたものである。

性能試験実施時の冷却水温度は 10°C であったが 125,000, 100,000, 75,000 kW および 50,000 kW の各タービン負荷において逆洗操作を行ない、循環水ポンプ吐出圧力、復水器水室および循環水配管の圧力変動、復水器真空の変化を測定記録した。

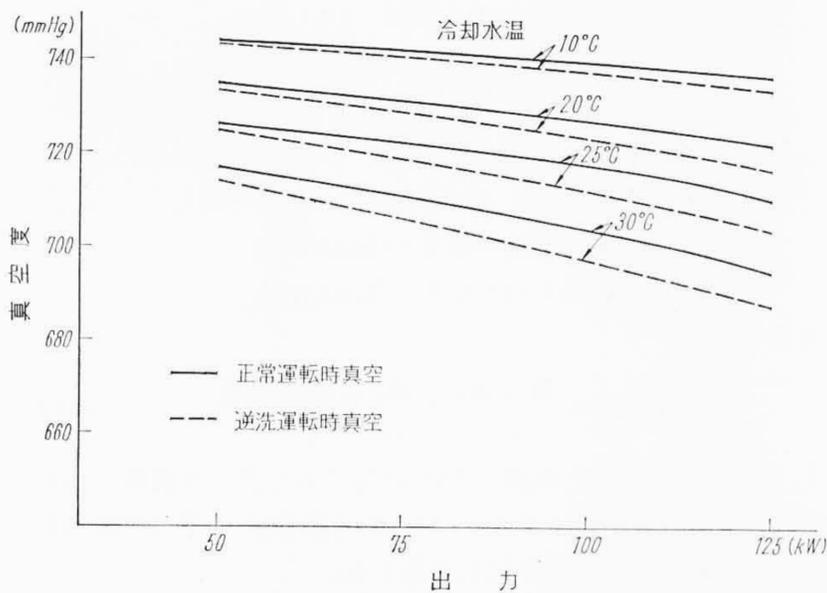
第 22 図は各負荷に対する逆洗操作および正常復帰操作時の復水器真空変化の実測記録で 100% 負荷において切替時瞬間的に約 6 mmHg の真空低下が見られたが、タービンの運転にはなんら支障を及ぼすものではなかった(切替時間は 45 秒)。また逆洗中の復水器真空低下は約 2.5 mmHg で逆洗中冷却水量が減少するために生ずるものである。本プラントにおいては逆洗時の冷却水量は正常運転時の 75% 以上を確保することを目標に計画したが、実測値から約 82% の水量が確保されていることが明らかとなった。第 23 図は測定値を分析総合して作成した逆洗操作時の流量変化曲線で、図中注記の管渠 A, B, C および D は第 21 図の各管渠に相当するもの



第22図 復水器真空曲線



第23図 復水器冷却管内流量曲線



第24図 復水器真空曲線

である。また正常運転時の復水器真空と逆洗時冷却水量は正常運転時の82%の復水器真空を対比して示すと第24図のとおりとなり、冷却水温30°Cにおいても100%負荷のまま逆洗操作が可能であることが読み取られる。

また逆洗切り替えおよび復帰切り替えによって生ずる水圧の異常上昇もなく、各弁がきわめてスムーズに作動し満足すべき結果が得られた。

### 3.7 発電機水素冷却器の復水冷却方式

本プラントの水素冷却方式には第2図に示すような復水冷却方式が採用されている。すなわちこの方式は復水を直接水素冷却器に通すことにより、発電機の損失の大部分を復水に回収し、サイクル効率の向上をはかろうとするものである。この方式を採用したのはこれが最初ではないが、特に回収熱量を実測してこの方式の効果を検討した。以下は結果を示す。

第3表 騒音測定結果 (単位 フォン)

測定箇所	重油燃焼時	石炭燃焼時
給水ポンプ周囲 (二台運転中)	93	97
強圧通風機周囲	90	92
スートブローコンプレッサー周囲	93	90
三階タービン発電機周囲	91	89
復水器周囲	97	98

騒音計は横川式騒音計により、測定にあたっては被測定物より1mはなれて測定した。

第3図は水素冷却器冷却水量の実測結果である。タービンが低負荷となり、その復水量が水素冷却器の必要最小流量以下のところでは、再循環弁 CV-1B によって復水再循環が行なわれている。再循環量は弁ポジション内にあるカム機構によって規定された必要量だけになっており、これによって水素ガス出口温度が規定値内に維持されることが確認された。また発電機損失の回収熱量は第4図に示すような結果であったが、これは計画値とほぼ等しいものであった。この熱回収によって第1給水加熱器への抽気量が節減され、サイクル効率が約0.12%向上するという効果をもたらしている。

なお夏期復水温度が35°Cを越えた場合は、水素冷却器入口復水温度を35°Cに保持するため、復水冷却器において海水により復水を冷却する。この期間タービン出力利得は減少するが、年間総利得を考えると復水冷却方式が最も有利であることが今回の実測結果から確認された。

### 3.8 ALRによる自動負荷調整

自動負荷制御 (ALR) 装置とは手動設定された出力目標値、あるいは中央給電指令所の信号をうけて、出力をその目標値まで移行するにあたり、その変化速度を一定値におさえるよう自動制御するほか、別チャンネルで伝送される AFC 信号に対しても火力発電所汽機に危険のない範囲で出力応動を行なうよう制御するものであり、系統的な運転を目標に本プラントに設置されたものである。

第20図はこのALR装置を用いて自動負荷調整を行なったときの運転記録であり、125,000 kW より100,000 kW まで負荷を減少させるときの負荷変化率は毎分1,000 kW に、100,000 kW より125,000 kW まで負荷を増加させるときの毎分2,500 kW に設定しているが、ALR が設定値どおりに作動していることが確認できた。

### 3.9 騒音測定

火力発電所において各機器の騒音をできる限り少なくすることは、機器の信頼度を高めるとともに運転員の疲労を防ぐ意味で重要であるが、本プラントにおいては特に騒音を防ぐことに留意して各種機器の製作据付けを行なった。第3表は騒音測定結果を示すが、従来最も騒音が高く100~110ホン前後にある汽罐給水ポンプ周囲の騒音が95ホン程度に収まり、その他の測定箇所においても今までの測定値を大幅に下回る良好な結果が得られた。

## 4. 結 言

以上、中国電力株式会社水島火力発電所一号機の性能試験ならびに特殊試験結果について述べたが、この試験により本プラントが計画目標をさらに上回る最新鋭のものであることが判明した。本プラントは過去に製作した多くの火力プラントの運転実績と絶えざる研究成果を基礎とし、新しい設計を随所に採用したものであり、その成果を実地に確認したことにより、大容量火力発電の技術はここにまた一歩新たな進歩をなしとげることができた。

火力発電所のユニット容量はますます大きくなり、それにつれて大容量火力プラントの製作運転技術も日進月歩の今日において、さらに新技術の開発を進めるためには、本プラントの計画におけるように電力会社とメーカーのいっそう緊密な協力が必要であると確信する。