日本軽金属・清水工場火力設備について

綜合技術部電力技術課　山　岸　　覚
同　　上　藤　村　正　夫

The Thermal Power Plant Delivered to the Shimizu Works of Nippon Light Metal Co., Ltd.

By Satoru Yamagishi & Masao Fujimura
(Electric Power Engineering. Div., Central Technical Department)

Synopsis

The above thermal power plant possesses various new modern features. In the high pressure turbine (back pressure turbine with output 5,498 kW, steam condition at turbine inlet 84 atü/510°C, back pressure 11 ata and speed 6,000 rpm.) pot type casing is adopted making it the first turbine of its kind in our country. Pot type casing does not have a horizontal flange and is so made that it is coupled together by means of a circular form flange in radial direction provided on low pressure part and forms a rotation symmetrical body. Consequently, distribution of heat of casing will be uniform enabling it to make a quick start in the high pressure and high temperature turbine and at the same time, safety of operation is very high. As completion of this equipment has been accomplished, its outline will be described in this Article.

I. 緒　　言

本設備は日本軽金属株式会社が清水工場のアルミナ増産計画に対処して主として工場用蒸気を確保し，その工場用蒸気の供給に伴なって発電を行なう目的で設備されたものである。

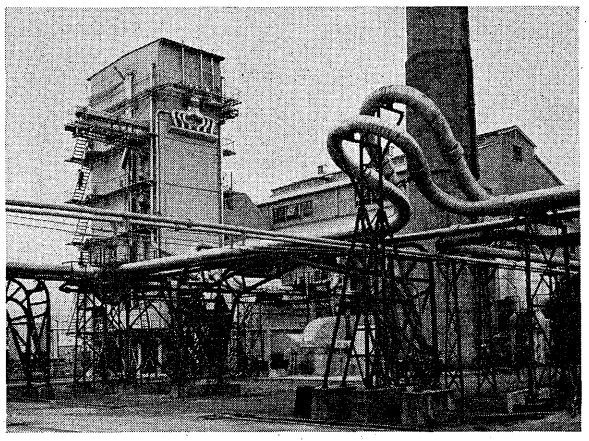
このため後述のように発電を行なわない場合にも工場用蒸気の供給ができるように，また特殊な比較圧力制御方式を採用してボイラ出口圧力および中圧（高圧タービン出口圧力）の変動を極力少なくするようにして，プラントの安全な運転と工場用蒸気の安定した供給を主眼として計画したものである．所要工場用蒸気量と所要発生電力量の関係から，タービン入口圧力は 84 kg/cm²g，温度は 510°C という，小容量プラントとしてはきわめて高い圧力温度を採用した。

このように高い蒸気条件の採用を何ら問題なからしめたのは，後述のごとき高圧に有利な強制貫流ベンソンボイラと，高圧高温に対してきわめて高い信頼度を有する壺形構造ケーシングを採用したためである．この二つの技術はいずれも当社が技術提携しているシーメンス社で開発されたものであって，この方式によりすでに欧州においては多数の高圧高温プラントが建設されている。

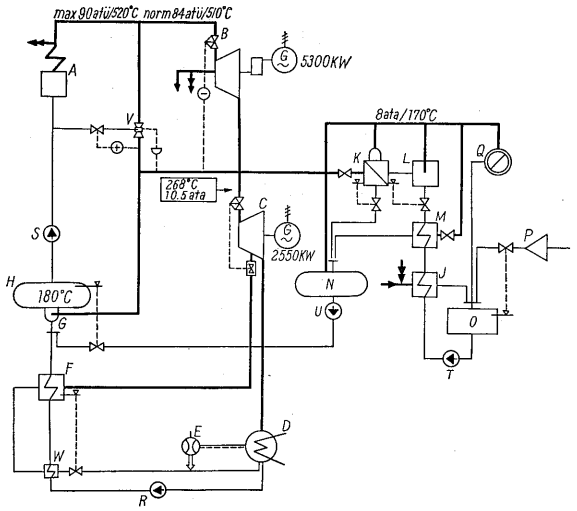
II. 設　備　概　要

第1図は清水工場火力設備の外観，第2図は熱流線図である．この熱系統は1次回路と2次回路に分けられる。

1次回路はボイラ，タービン間を循環する回路でボイラ（A）で発生した蒸気は高圧タービン（B）ないし蒸気変換弁（V）を通じて一部は蒸気変換器（K）へ，また一部は低圧タービン（C）へ送られる．蒸気変換器で工場用蒸気発生のため熱交換し復水した水は，ドレンそう（N），脱気器給水ポンプ（U）を経て給水そう（H）で低圧タービンの復水と混合し，給水ポンプ（S）によってボイラに給水される．他方2次回路は工場用蒸気の回路で，2次給水そう（O）より2次給水ポンプ（T）で送



第1図　清水工場火力設備外観
Fig. 1. General view of the Shimizu works thermal p.s.



A	汽　　缶	M	2次給水予熱器
B	高圧タービン	N	ドレンそう
C	低圧タービン	O	2次給水そう
D	復　水　器	P	補給水処理装置
E	水噴射式空気エジェクタ	Q	蒸気消費機器
F	低圧給水加熱器	R	復水ポンプ
G	脱　気　器	S	汽缶給水ポンプ
H	給水そう	T	2次給水ポンプ
J	衛帯蒸気復水器	U	脱気器給水ポンプ
K	蒸気変換器	V	蒸気変換弁
L	2次給水脱気器	W	冷　却　器

第2図　熱　流　線　図

Fig. 2.　Heat flow diagram

られた水は衛帯蒸気復水器（J），2次給水予熱器（M），2次給水脱気器（L）を経て蒸気変換器に入り，8 ata/170°C の飽和蒸気となって工場蒸気消費機器（Q）へ送気される．ここで仕事をした蒸気は復水して再びドレンそうに戻る．（P）はイオン交換樹脂純水装置で，1次回路および2次回路中における損失分を補っている．なお純水装置は，工場用蒸気の復水水質が悪化した場合は全量処理できる能力を有している．1次回路への補給水は，蒸気変換器より蒸生した蒸気の一部を2次給水予熱器によって復水させ，ドレンそうへ補充している。

また電力負荷状況に応じて高圧タービンを止めたり，あるいは低圧タービンを止めたりできるようにタービン発電機は2軸に分割した。

（V）の蒸気変換弁はシーメンス社において開発された富士シーメンス式蒸気変換弁で，最も流速の早いバルブシートの部分から冷水を噴出させ霧状として減温しているので，1個の弁で減圧と減温が同時に行なえる．したがって動作時間が短く約3秒で希望の圧力温度が得られるとともに，従来の減圧弁と減温器を組み合わせたものに比し小形かつ安価にできている。

III. 蒸気発生設備

蒸気発生設備の概要は第1表のごとくである．ボイラは前述のごとく強制貫流ベンソンボイラを採用し，シーメンス社およびVKW社と技術提携をしている横山工業K.K．が製作した。

第1表　蒸　気　発　生　設　備　仕　様

Table 1.　Specification of steam generator

気缶本体	製造者名	横山工業K.K.
	形　　式	横山—VKW式屋外式強制貫流ベンソン気缶
	台　　数	1 台
	気　　圧	87 kg/cm²g（過熱器出口） 設計圧力　96 kg/cm²g
	気　　温	515°C（過熱器出口）設計温度 525°C
	蒸発量	最大連続 50 t/h　経済 45 t/h
	給水温度	180°C
	焼焼方式	前置渦流形ホッパ炉底
	通風方式	平衡通風式
	伝熱面積	1,486.1 m²（節炭器および副伝熱面を含む）
	気缶効率	最大連続負荷時 88%　経済負荷時 89%
空気予熱器	形　　式	回転再生式（ユングストローム）
	台　　数	1 台
	伝熱面積	3,850 m²
	空気温度	入口 20°C　出口 300°C
	電動機	3.7kW 1,800 rpm
誘引通風機	形　　式	片吸込ターボベーン形
	台　　数	1 台
	風　　量	1,700 m³/min
	静　　圧	280 mmAq
	電動機	150kW 900 rpm
押込通風機	形　　式	両吸込ターボベーン形
	台　　数	1 台
	風　　量	950 m³/min
	静　　圧	320 mmAq
	電動機	95kW 1,800 rpm
給水ポンプ	形　　式	多段タービンポンプ（Halberg 製）
	台　　数	2 台
	流　　量	55 t/h
	給水温度	180°C
	出口圧力	140 kg/cm²g
	吸込圧力	9.2 kg/cm²g
	電動機	370kW 3,600 rpm
蒸気変換器	形　　式	立て形多管式
	台　　数	1 台
	発生蒸気	7 kg/cm²g 170°C　最大 35 t/h
	加熱蒸気	9.5 kg/cm²g 268°C
	加熱面積	760 m²
純水装置	形　　式	イスズ式2床3塔式
	台　　数	1 台
	処理容量	44 m³/h
	処理水質	10×10^4 Ωcm シリカ 0.05 ppm 以下

機器の詳細については担当製作者から別に発表されると思うので，ここでは単に主要機器の概略仕様を掲載するに止めるが，一言述べておきたいことは，ベンソンボイラは希望する圧力温度に任意に変えて運転することができる特長を有しているということである．本プラントにおいては，高圧タービンが停止している場合には規定の圧力温度の蒸気を必要としないわけであるが，この場合にベンソンボイラは圧力温度を下げて運転できるので非常に好都合なわけである。

IV. 気　機　設　備

1. 概　　要

第2表に気機設備の概要を示す．高圧タービンの入口蒸気条件は，前述のごとく従来のタービンに比べ小容量にもかかわらず高圧高温となっている．このためタービン回転数は 6,000 rpm として内部効率の上昇を計り，歯形カップリングを介して減速歯車と結合し，3,600 rpm に減速して発電機を駆動している．第3図は据付完了した高圧タービンセットである。

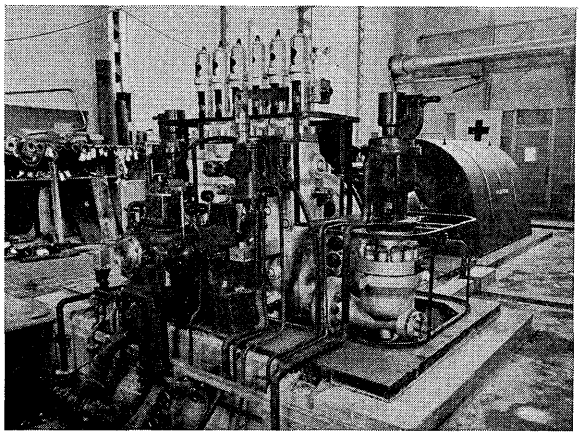
2. 構造および特長

1)　ケーシングおよび静翼ホルダ

第2表　気　機　仕　様

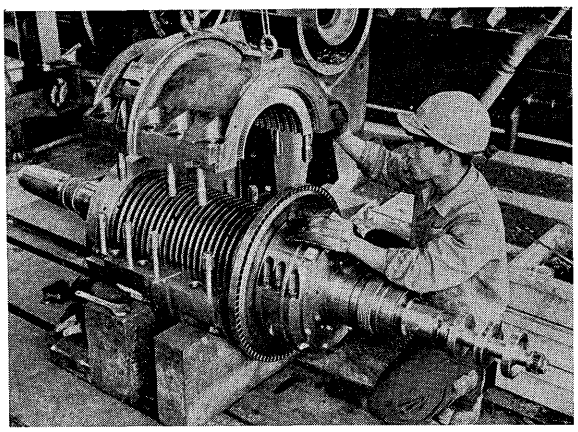
Table 2.　Specification of turbine

		高圧タービン	低圧タービン
タービン本体	形　　式	衝動反動単気筒背圧	衝動反動単気筒抽気復水
	数　　量	1 台	1 台
	タービン出力（最大）（発電機カップリングにて）	5,498kW	2,697kW
	タービン出力（経済）（発電機カップリングにて）	5,498kW	2,053kW
	入口蒸気圧力（定格）	84 kg/cm²g	9.5 kg/cm²g
	入口蒸気圧力（最大）	90 kg/cm²g	
	入口蒸気温度（定格）	510°C	268°C
	入口蒸気温度（最大）	520°C	
	抽　　気		1 段 2.17kg/cm² abs
	背圧または真空度	11 kg/cm²abs.	699 mmHg
	回　　転　　数	6,000 rpm	3,600 rpm
復水器	用　　途	衛帯蒸気復水用	排気復水用
	形　　式	表面接触2折流	表面接触4折流
	数　　量	1 台	1 台
	冷　却　面　積	23.4 m³	282 m²
	上　部　真　空　度		704 mmHg
	冷　　却　　水	純水 50°C	海水 24°C



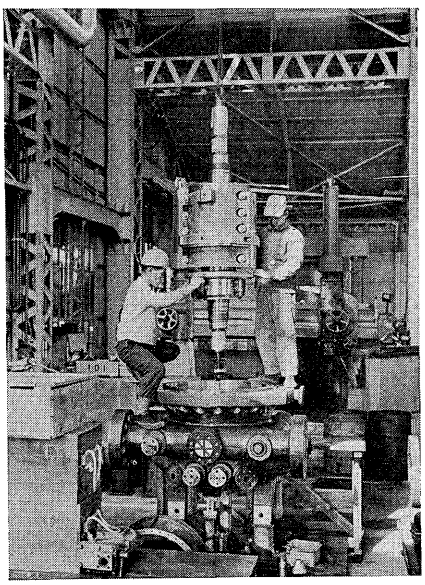
第3図　現地据付完了した高圧タービンセット

Fig. 3.　High pressure turbine set



第4図　ロータおよび静翼ホルダ

Fig. 4.　Rotor and guide blade holder



第5図　組立中の高圧壺形タービン

Fig. 5.　High pressure turbine (pot type casing)

高圧タービンとしてはわが国最初の壺形構造を採用した．高圧高温タービンとして必要なことは，温度の変化に対して弾性的であり，変形や応力を少なくすることである。

壺形構造はこの要求を満足するもので，外側ケーシングはMo—V鋳鋼製で水平フランジを有せず，タービン出口の低圧低温部に軸と直角に丸形フランジを有している．これにより高温部に厚いフランジを必要とせず，フランジとボルトの間の温度不同による種々の問題を解決し，しかも回転対称形になっているので熱膨脹は平均になるため，起動の容易性を高めている。

静翼は第4図に示すごとく二つ割りのMo—V鋳鋼製静翼ホルダに取付けられている．これは二つ割りではあるが気密は主として外周に加わる蒸気圧力によって保たせるようになっているので，特に大きなフランジを有しない．そのためほとんど回転対称形になっており，膨脹は均一に行なわれ，翼先端間隙の不同による損傷を起こす心配がない。

第5図はロータと静翼ホルダを組み立てたものを壺形外側ケーシングに挿入しているところであって，もちろん静翼ホルダは外側ケーシングに対し，軸方向，円周方向いずれにも自由に膨脹することが可能になっている。

低圧タービンは圧力温度が低いので鋳鋼製水平二つ割り構造である。

2) ロータ

高圧タービンは，衝動段1段平均直径 548 mm，反動段 21 段平均直径 309/325 mm であり，低圧タービンは，衝動段1段平均直径 1,000 mm，反動段 44 段平均直径 470/730 mm で，おのおのCr—Mo—V鋼および高級炭素鋼の一体鍛造品を使用している。

推力軸受は高圧タービンはダブルミッチェル式，低圧タービンは普通のミッチェル式を使用している。

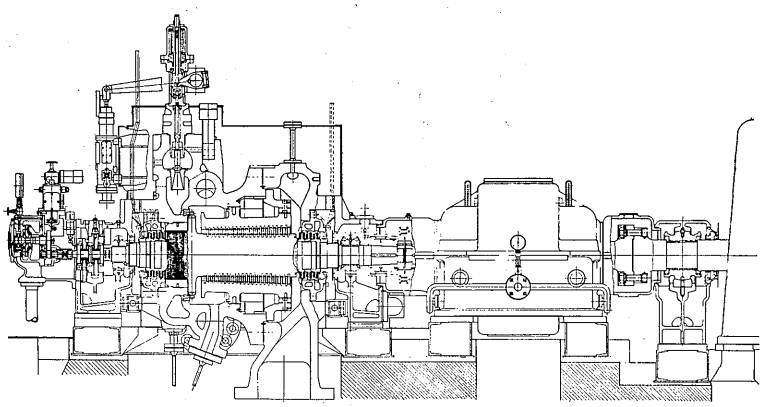
ロータの伸びはこの点からタービン排気側に向って行なわれ，一方タービンケーシングは排気口においてベースに固定されロータと逆方向に伸びるようになっている。

3) 翼

衝動段と反動段を組み合わせ，ノズル室は高圧タービンは6室，低圧タービンは4室のグループに分かれノズル締切調速を行ない，また翼形は頭部に充分に丸味を持ったものを採用し，部分負荷時の効率低下および経年変化による効率の低下を少なくしている．なお高圧タービン動静翼は削り出しシュラウドを有している。

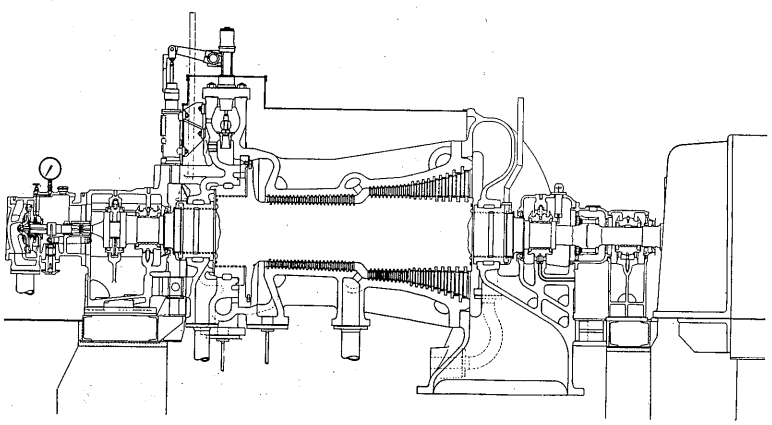
4) ラビリンス

第6図の高圧タービン断面図でわかるように半径方向のラビリンスパッキンを用いている．このためラビリンス部分の軸方向の長さは普通のものの約1/4となり，したがってタービン軸長が短くなりその危険回転数を高くすることができる．低圧タービンは第7図に示すごとく，圧力が低く多くのラビリンスを必要としないので軸方向ラビリンスを採用している．危険回転数は高圧タービンにおいては 9,450 rpm，低圧タービンにおいては 5,080 rpm で，いずれも規定回転数より高くなっており，運転に際しての安全度を高くしている。



第6図 高圧タービン断面図（背圧タービン）

Fig. 6. Section of high pressure turbine (back pressure turbine)



第7図 低圧タービン断面図（復水タービン）

Fig. 7. Section of low pressure turbine (condensing turbine)

V. 発 電 機

発電機の仕様は下記のごとくである。

高圧タービン用発電機

形 式 横軸閉鎖風道換気形

出 力 6,500 kVA

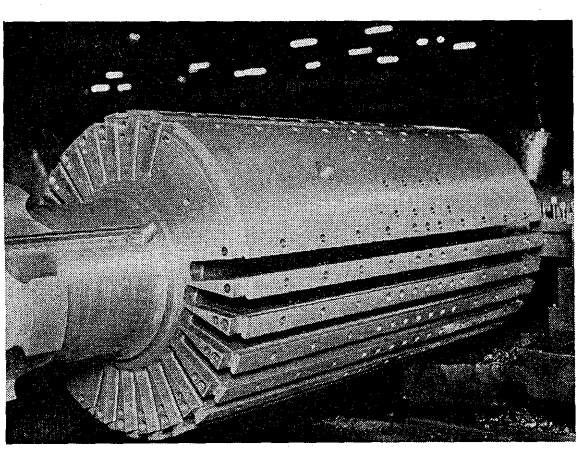
電　圧　3,450 V
力　率　0.8
周波数　60/s
回転数　3,600 rpm
励磁機　33 kW　85 V

低圧タービン用発電機

形　式　横軸閉鎖風道換気形
出　力　3,000 kVA
電　圧　3,450 V
力　率　0.8
周波数　60/s
回転数　3,600 rpm
励磁機　17.5 kW　65 V

構造上従来のターボ発電機と特に変った点はないが，重量の軽減および強度の増加を計るため，固定子枠，側覆，軸受台，台床等可能な限り鋼板溶接構造とした。

通風冷却には特に注意を払い，ステータは鉄心に多数の通風隙を設けた放射通風方式とし，ロータにおいては第8図にみられるように歯に軸方向の円形通風孔をうがち，さらに半径方向に数十個の孔をあけて冷却空気を流通させ，中央部も充分冷却し得るよう充分の考慮を払っている。



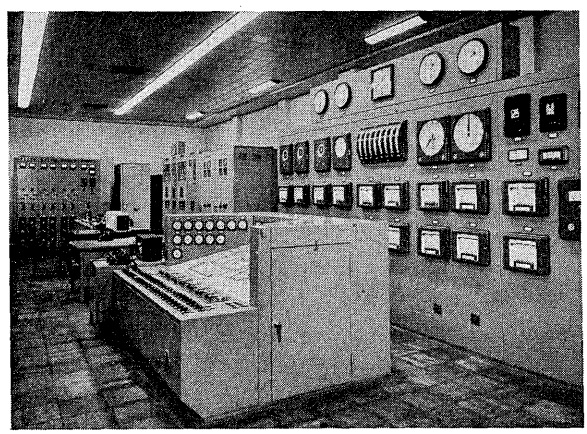
第8図　6,500 kVA 発電機ロータ
Fig. 8.　Shaft of 6,500 kVA generator

励磁機電機子は発電機軸と同軸とし，片持形を採用している．またＡＶＲは磁気増幅器を使用し，系統と並列運転中は切換えて自動力率調節器としても動作し得るように考慮されている。

VI.　制御および保安装置

1.　概　　要

本設備の制御は中央制御方式を採用した．中央制御室（第9図）はボイラとタービン室との間に置かれている．A.B.C. 操作机盤には第9図にみられるように，ボイラ制御用操作器の他，タービン関係機器の操作開閉器を置きグラフィックパネルによって各機器の運転状態を表示している．したがってむしろ A. P. C. (Automatic Plant Control) 盤ともいうべきものである。



第9図　中央制御室（手前が A.B.C. 計器盤および A.B.C. 机操作盤）
Fig. 9.　Central control room

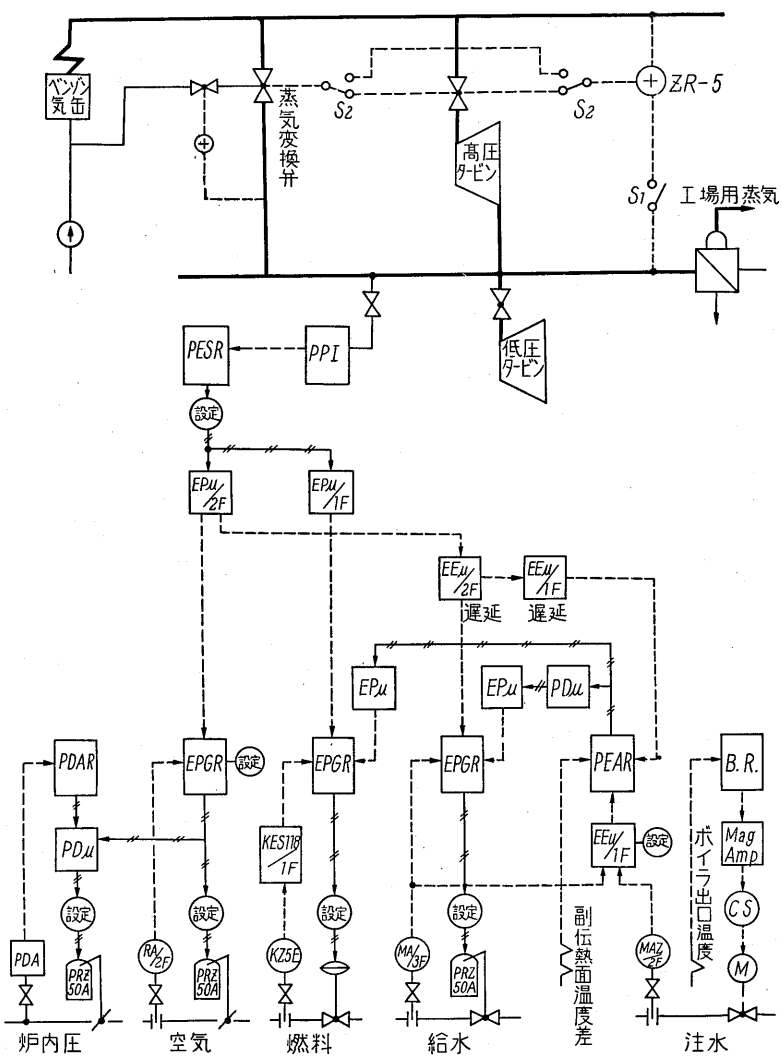
以上の他，現場運転のためタービン室にはスターティングパネルを，各補機の近くには閉鎖壁掛形の電動機保護盤をある程度まとめて配置してある。

タービンガバナには油圧式のものを使用し，敏感かつ確実な動作を期している。

2.　気缶自動制御装置（A.B.C.）

本プラント制御の根本目的は工場用蒸気の使用量が変化した場合にも中圧を一定に保つよう制御することである．そのため，後述の比較圧力制御装置を使用し，中圧の圧力変化を，中圧に設けたピストン形精密圧力計によって検出し，これを規定値に戻すごとくボイラを制御している。

A.B.C. の系統は第 10 図に示すごとく，中圧圧力に応じた指令がピストン形精密圧力計（PPI）より中圧調節計（PESR）を経て給水，燃料，空気の各調節計（EPGR）に伝達され，それぞれの被制御量の特性に適応した制御動作をもって弁またはダンパを操作する．またボイラ出口蒸気温度の一時的な変動に対しては，最終過熱器前に過熱低減器を置き，注水量を制御して温度を一定に保持している．その他被制御量間の関係を適切にするため，ベンソンボイラの特長の一つである副伝熱面の温度差すなわち給水量に対する燃焼状態をいち早く検出し，給水／燃料の比率調節計（PEAR）によって給水および燃料を2次的に修正している．なお副伝熱面の温度差のみで給水／燃料の比率修正を行なったのでは，副伝熱面の



第 10 図　A.B.C. および比較圧力制御装置系統図

Fig. 10.　Schematic plan of automatic boiler control and pressure ratio control

汚損その他により同一温度差に対しても制御される給水／燃料比は逐次変化をきたし，必ずしも適切な比率に保持されないおそれがあるので，給水／注水比率調節計を備え，給水／注水比が常に適切な一定値に保持されるよう給水／燃料比修正調節器にさらに修正信号を送り，常時給水／燃料比を適切な値に保持するように制御している。

3.　比較圧力制御装置

富士シーメンス背圧タービンでは，従来用いられてきた背圧調整装置および前圧調整装置に代って，この両制御方式の欠点を除いた比較圧力制御装置が用いられることがあるが，本設備でもこれを採用した．従来の背圧制御の場合にはどうしてもボイラ出口圧力の変動が大きくなり，また前圧制御の場合にはボイラ出口圧力は一定に抑えられるが，背圧の変動量が大きくなる。

本制御装置は第 10 図上部に示す通り，これらの欠点を無くしたものである．その動作は，前圧と背圧との，設定圧力からの変化比が常に一定となるようにタービン制御弁または蒸気変換弁を開閉して中圧への流入蒸気量を制御する．例えば工場用蒸気量が増加して背圧が低下した場合，背圧制御の場合にはただちにこの圧力低下を補償するためタービン制御弁または蒸気変換弁が開くので前圧の変化が大きくなり，また前圧制御の場合にはボイラの燃焼が追いつくまでこの圧力低下の補償が遅れるわけである．比較圧力制御の場合は，ボイラの蒸気蓄積容量と中圧回路の蒸気蓄積容量の両者を有効に利用し，前圧と背圧を同時にある定められた変化比で変化させるように，タービン制御弁または蒸気変換弁を作動させるわけである．これによってボイラ出口圧力および中圧の圧力変動がいずれも過大になることを防止できる。

図中の切換開閉器 S_2 は高圧タービン運転中には図のごとき位置におく．高圧タービンが停止している際には S_2 は図と逆の方向に入れ蒸気変換弁によって比較圧力制御を行なうが，高圧タービンが運転していても制御弁が全開してなお中圧蒸気量に不足をきたした際にも自動的に蒸気変換弁制御に切換えられる．図中の S_1 は比較圧力制御の他，従来の前圧一定制御も可能なようにした切換開閉器である。

4.　タービン調速機

富士シーメンス式蒸気タービンの制御にはすべて油圧式のものが使用されている（第 11 図)。

すなわちタービン軸直結の主油ポンプ（P）によって発生した油圧によりサーボモータを駆動し制御弁（V）を開閉している．この回路には断面の変化を利用したしぼり作用を全然利用していないので，油の粘性あるいは温度変化による影響が皆無である．制御入力としては，やはりタービン軸に取付けたインペラ（A）によって作られる圧力変化（回転数の 2 乗に比例する）を利用している．この制御油圧の変化は，ベロー（B）の変形→従動ピストン（Q）の移動，すなわち 2 次制御油の流出面積（a）の変化→ 2 次制御油圧の変化→パイロットバルブ（S）の移動によってサーボモータを駆動している．

このように制御作用にあずかる部分がきわめて少なく，きわめて高い感度と非常に速い応答度を持っている．回転数の設定は手動および電動でベローと釣合っているばね（F_1）の力を変化させることによって行なう．また本タービンの場合にはこの他に比較圧制御装置からくる指令によって動作する電動操作器を有し，従動ピストンとの釣合いばね（F_2）の力を変化させて制御している。

5. 保安装置

富士シーメンス式蒸気タービンにおいては，非常止め弁，制御弁および抽気弁はすべて油圧とスプリング力を釣合わせて，その正常位置を保持している．したがってタービンの非常停止は油圧を切ることにより簡単かつ確実に行なえる。

油圧を切る方法としては，

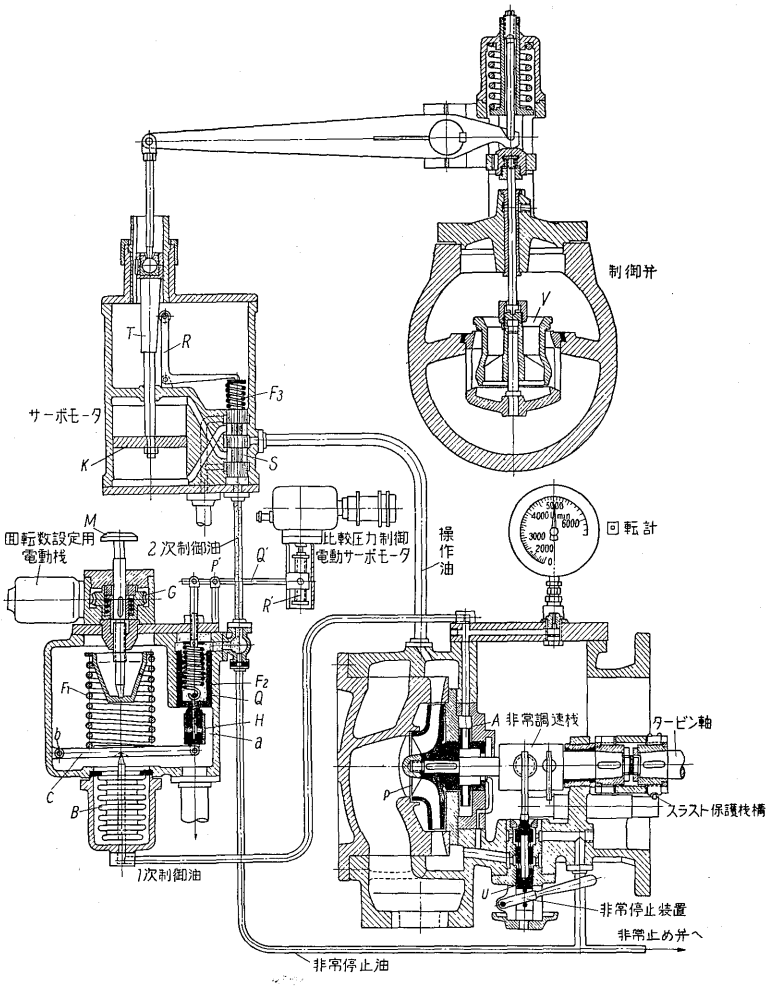
1) タービン本体の事故の場合には，タービン本体に付属している非常停止装置による．非常停止装置の本体をなすものは切換弁であって，主油ポンプからの圧油はこの弁を経て速度制御装置の圧油回路（制御油2次）および非常止め弁の作動ピストンへ供給されている．過速度，ロータの軸方向移動等のため非常停止装置が働くと切換弁が動作し，制御弁サーボモータのパイロット弁下部に作用する圧油ならびに非常止め弁作動ピストンの圧油が切れて両弁は瞬間的に閉塞され，2重の安全が確保される。

低圧タービンの抽気弁は，上記と同様の原理で働く非常止め弁とフロート式の逆流防止構機により構成されているが，さらにタービン負荷がある値以下に低下した場合にも本弁を閉じて逆流を防止するような機構になっている。

2) 電気関係の事故および中央制御室からの手動停止の際には，制御油回路中に，上記非常停止装置用切換弁と直列に入れた電磁切換弁によって行なう。

3) 以上の他，低圧タービンにおいては復水器真空度が低下した場合，第1段階として警報を発するが，適当な処置がとられずさらに真空度が低下した際にタービンを非常停止させるため，復水器保護専用の切換弁が油回路中に設けられている。

保安装置としては以上の他もちろん補機関係のインタロック，各種温度，圧力，水位等の警報装置があるが，これらの詳細については省略する。



第11図　油圧式回転数制御装置

Fig. 11.　Arrangement of oil-hydraulic governor system

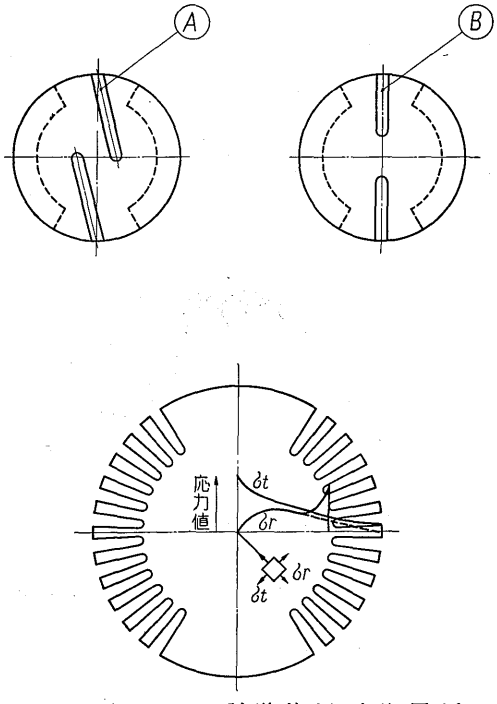
VII. 試験および工場試験結果

1. 材料試験

材料試験としては，タービンロータ，ケーシング，翼および発電機ロータが最も重要であり，それぞれ目的に適した試験を行なっているが，そのうちでも特に重要なロータの材料試験法について述べる。

ロータの欠陥検査は，軸の各段および軸受部についてはサルファプリントとマクロ組織検査を行なって組織の均一性について検査している．さらに表面の欠陥は磁気探傷装置で，内部欠陥は超音波探傷装置により綿密に検査する．試験片の採取位置はロータの材力の分布，品質の均一性を調べるため次のようにしている．試料は，(1) 鍛造効果の最も大きい部分の軸方向，(2) 羽根植付部分（またはコイル挿入溝部分）の半径方向，(3) 切線方向の強度を代表する部分，(4) 特殊なコアドリルで採取される試験片よりなる．この (4) の試験片は第12

図Aの位置より採取される．この方法によればBの位置から採取する方法より次の点がすぐれている．すなわち試験片の外周部分はタービンブレード（または発電機コイル）の遠心力を受ける方向の強度を表わし，中心部は軸心の切線方向の強度を表わしているので，構造上の主応力の方向と全く一致する．この試験片は，磁気探傷，硬度分布，化学分析，耐力，破断強さ，衝撃値，顕微鏡組織（常温および高温にて），高温強度および高温クリープ試験を行なっている。



第12図　ロータ試験片採取位置図
Fig. 12.　Sampling position of test piece for turbine and generator shaft

タービンロータに対しては今まで述べた試験の他に，熱安定試験を行なっている．この試験装置は，一定の長さを持った円筒状の電気炉を任意の数だけ組み立てることができる加熱炉，温度制御装置，ひずみ測定装置および低速回転装置とからなり，温度制御は炉内の 30 個所においてそれぞれ指示の温度に制御できるように設計されている。

2. 工場試験結果

タービン，発電機のロータは過速度試験を行なうとともに回転子の動的バランスを取ったが，特にタービンロータは安全を期すためシーメンス社で行なわれているように 125% 1分間の過速度試験を実施した．その後タービンロータについては前述の熱安定試験を行なった結果，軸心の偏心量は ASTM 規定値の一桁下であり全然問題はなかった．組立て後のタービン単独運転および発電機と結合しての負荷運転においては，非常調速機，軸受振動，軸受温度上昇および補機の試験等を行なったがすべて好調に終了した．タービンの軸受振動はおよそ 3μ 程度であり，起動時におけるケーシングの温度分布も壺形タービンの理論通り均一な値を示した。

VIII. 結　　言

以上で設備概要の説明を終るが，当社がシーメンス社と技術提携して製作した第1号機であり，また壺形ケーシング構造という本邦最初の特殊タービンであるが，日本軽金属株式会社の御協力により好成績をもって完成をみるに至ったことに対し，深く感謝の意を表する次第である。

高圧高温に有利な強制貫流ベンソンボイラとシーメンス式壺形ケーシング構造タービンの組み合わせは，欧州ではすでに多くの実績を有するが，これがわが国において建設されたことは，今後蒸気条件がますます高圧高温化する時に当って大きな意義を有するものと信ずる。

＊本誌に記載されている会社名および製品名は，それぞれの会社が所有する
商標または登録商標である場合があります。