

# 大容量火力発電所の復水装置とその問題点

## Problems Concerning the Condenser of the Large Output Thermal Power Plant

浦 田 星\* 坂 井 彰\*  
Hoshi Urata Akira Sakai

### 内 容 梗 概

火力発電所の中で主機に次いで重要な部分を占める復水器およびその回りの機器に対する関心が最近非常に高まってきたので、日立製作所におけるこの部分の最近の進歩改善の経過を記し、これが発電所全体の効率、あるいは経済性にいかに重要な役割を占めるかについて検討を加えるとともに、今後発展する超臨界圧プラントあるいは原子力発電所用の復水装置についても言及し、日立製作所が誇る火力発電プラント総合研究の成果の一端を発表した。

### 1. 緒 言

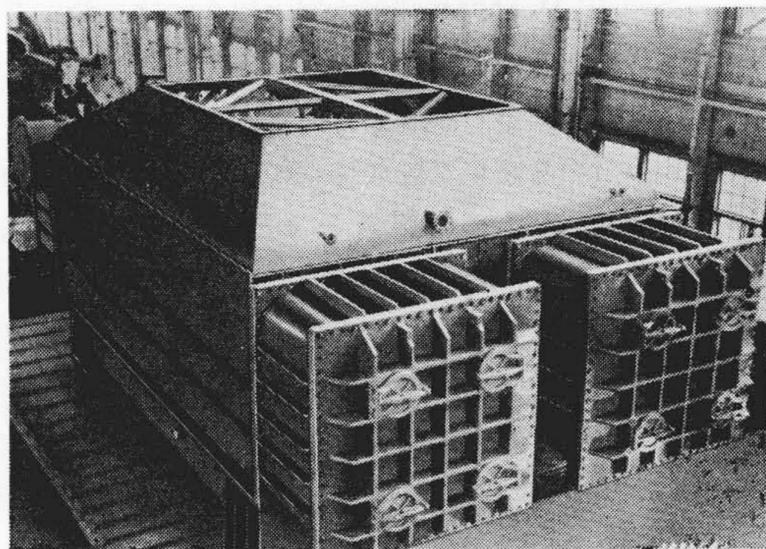
火力発電所の大容量化に従いその付属設備にもいろいろな研究が加えられ改善されつつあるが、中でも復水器およびその回りの機器はきわめて大きな容積を占めるため、発電所の全体配置、運転、建設費あるいは効率に影響するところが大きい。したがってその計画に際してはいろいろな角度から検討を加えた上で十分慎重な考慮が払われる必要がある。特に問題となる点は復水器の構造と製法、真空度の選定と冷却水量、復水純度、循環水ポンプと冷却水の経路、復水ポンプおよび復水管系統、空気抽出器とその運転法など多数あって、いずれも発電所計画に際してきわめて重要な問題である。本文においてはこれらについて種々検討の結果を記して、今後の新しい発電所計画に対する方針を明らかにしたもので、さらに超臨界圧あるいは原子力発電用の特殊な形状の復水装置についても言及した。

### 2. 復水器の構造

タービンの出力の増大につれて復水器の容量もますます大容量化してきている。容量が大きくなるにつれてその設計は従来の円形または楕円形の断面のものから矩形形のものに推移してきた。これはタービンの据付高さをできるだけ低くし、タービン架台の下の空間を十分に利用して、建設費の低減をはかると同時に、後述するごとく循環水系統のダムアップ（サイフォンをきかせるための）を不要にし、循環水ポンプの揚程をより小さくして運転経費を少なくするためである。

復水器の性能を左右する冷却管の配列は放射線配列と千鳥形密集配列を適当に組合せて、圧力損失を減らし蒸気が一様に分布されるように配列されている。空気冷却部は管束の中央に設けられ、冷却効果を良くするために冷却管を三角形に配列し、三角形の頂点から空気を抽出する。この部分を通る蒸気と空気の混合気体は管群を通

\* 日立製作所日立工場



第1図 製作中の175 MW用復水器

過するにつれて冷却され、その容積が著しく減少するため三角形の通路はきわめて効果的である。

蒸気は管束を通過する間に凝固して復水となるが復水溜に落ちる途中で復水器中央部より直接導入されるタービン排気により再熱脱気され、復水器出口酸素含有量を0.03 cc/l以下に減少せしめるとともに復水温度を排気真空相当の飽和温度に保ち過冷却を防いで熱効率を上昇せしめる。第1図に日立製作所において最近製作した175 MWの復水器を示す。

### 3. 復水器の支持方法

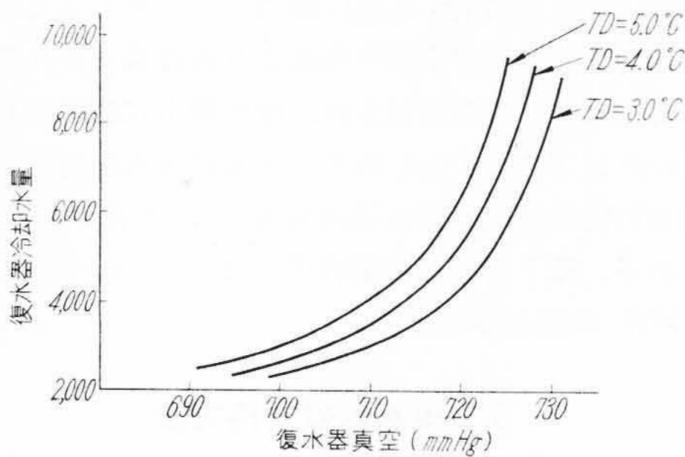
復水器の支持については従来はバネ支持を採用したものであるが大形になるにつれてこの方法ではいろいろと困難な点が出てきて、最近では復水器本体の底部の脚により基礎上に据え付け、タービンと復水器との間の熱膨脹は排気連結胴に入れたステンレス鋼のエキスパンション・ジョイントにより吸収する方法を採っている。このため復水器据付け、芯出しがきわめて容易となり、かつ地震の多いわが国において特に重要な耐震性を向上させることができる。またこのエキスパンション・ジョイントを用いる方式の方がバネ支持に比べてより経済的でもあるので、最近では小形の復水器にもこれを用いている。

### 4. 真空度の選定

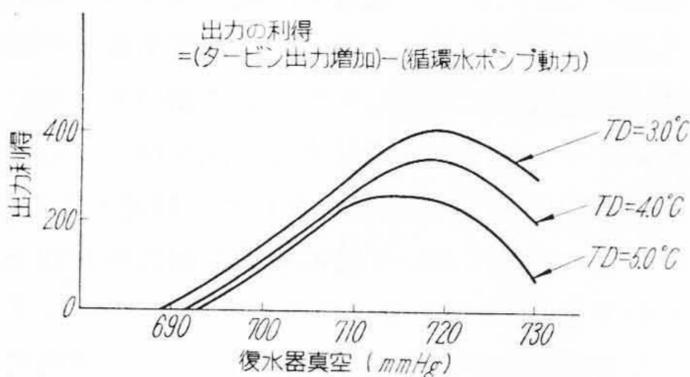
復水器の真空度の選定は火力プラント計画上タービン入口圧力、温度の選定とともに重要な問題である。

真空度決定の要素は冷却水温と冷却量であり、冷却水温はその発電所を設置する地方の気候条件により決まるが、冷却水量は発電所付近の取水可能量と循環水ポンプの消費動力を考慮し、発電所として最も経済的な水量を決定する。冷却水量はできるだけ少なくした方がよいことはもちろんであるが、これを決定する要素となるのは、復水器真空に相当する飽和温度と復水器出口の冷却水温の差すなわち、T.D. (Terminal difference) である。このT.D. は二折流復水器の場合には一般に3~5°Cにとるのが適当とされているが、このT.D. をパラメータにして考えるのが最も便利である。

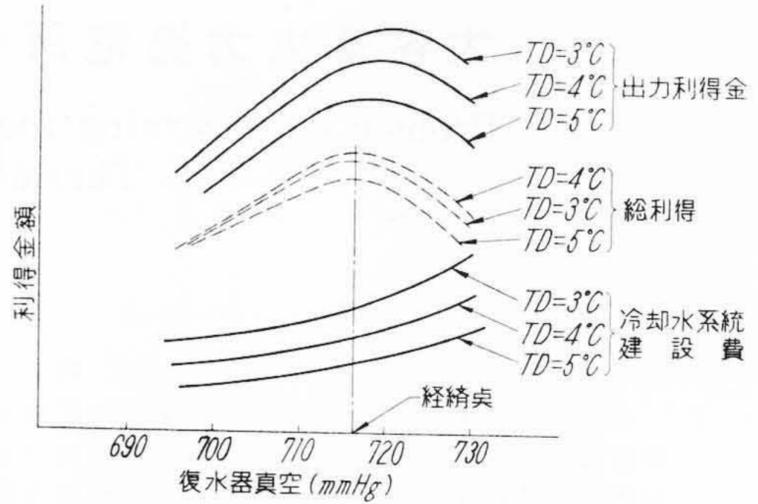
上記の事項を考慮して復水器の真空度の選定を理論的にグラフに表わした例を第2, 3, 4図に示す。第2図はT.D. を3~5°Cに変化させた場合の真空度と冷却水量の関係を示し、第3図は真空度と発電所としての出力利得の関係を示す。結局真空を増加すれば冷却水量が増し、この関係の建設費が増加するが、同時に発電所の出力利得も増加するので、これを差引したものが正味の利得となる。この利得を表わしたのが第4図であるが、T.D. の取り方により最高利得が異なってくるので、この中で最高利得を示すT.D.=4°C付近をとれば発電所として、最も経済的であることがわかる。



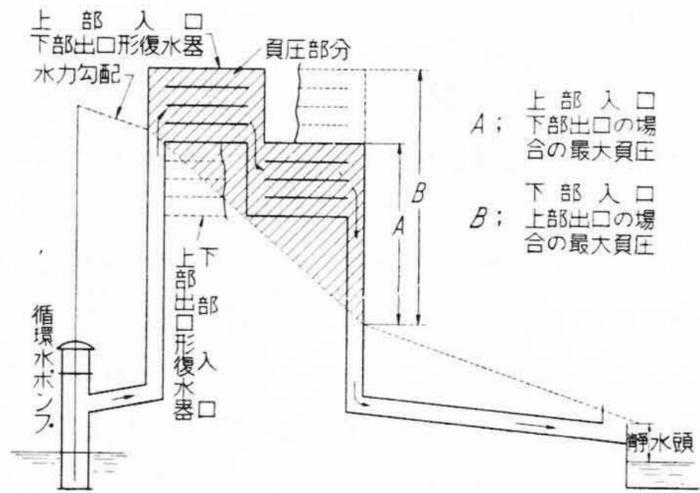
第2図 冷却水量の変化曲線



第3図 真空変化に伴う出力の利得



第4図 真空の変化に伴う経済的比較



第5図 サイフォン系統図

### 5. 冷却水の通水法

復水器への冷却水の通し方に単流と二折流があり、通常二折流が用いられるが、従来は冷却水はまず復水器の下半を通し、次に反転して上半を通し水室上部から排出されていた。これは復水器中の空気冷却器部分が復水器の下半にあったため、冷却水の冷い部分で先に冷却し、空気の温度を下げるのに効果があったことと、下から通すことによって、冷却管全部に冷却水が満水しやすいと考えられていたが、最近ではこれとは逆に冷却水を上半から先に通すようにしている。その理由はサイフォン効果の負圧によって、冷却水内のガスを分離することが少なく、サイフォン効果も十分に効かせて、ポンプの所要動力を減少することができるからである。すなわち第5図に冷却水圧力と高さの関係を示すが、図中水力勾配の線より高くなった部分が、負圧となる。第5図に実線で示すように、上部入口、下部出口とした場合の最大負圧Aが点線で示された下部入口、上部出口の場合の最大負圧Bよりも小さくなる。したがってBに対しては負圧が少なくなるように排水側の水位をダムアップしてサイフォン効果のある限度内に保つ必要があり、そのため所内動力が増加する。特に冷却水は出口が最高温度になるため、出口側の飽和圧力が低下し、ガス分離を起しやすくなる。また構造上からいって、冷却水を上部から下部に流すことは、温度の高い水が復水器の下部を通るので復水

の過冷却を防止し、復水溜における酸素の含有量を微量に保つことができる。もちろんこの場合空気冷却部は復水器の上半にくるようにしなければならない。2項に述べた復水器の構造はこの条件を満足している。

### 6. 復水の純度

蒸気が高温高圧になるに従って、タービンにおける蒸気通路の付着物による内部効率の減少が増加する。この付着物の原因となるものは、補給水とともに入ってくる不純物、給水系統あるいは蒸気系統中における金属の腐蝕による不純物などであるが、復水器における冷却水の漏洩もまた見すごしできない。特に冷却水が河水の場合は  $\text{SiO}_2$  の含有量が多いのでこの影響が多く現われる。第1表に復水器漏洩量と復水の純度の関係を示す。

通常復水の純度は 0.5 ppm 程度であるが、不純物を除く方法としては第6図に示すように常時タービンの復水をフィルタと全塩脱塩装置に通してボイラ給水の純度を上げる方式、あるいは復水器冷却管を管板に熔接する方法などがある、そのほかに二重管板を使用する方法があるがこれはコスト高となり、かつ熱膨脹差をさけることがむずかしい、また管板にネオプレンあるいはゴムなどを塗布する方法もあるが熔接方式が最も確実である。熔接する場合には冷却管にはアルミニウムブラスを管板にはシリコンブロンズを使用する場合が最も熔接性が良い。第7図に冷却管を管板に熔接した状態を示す。

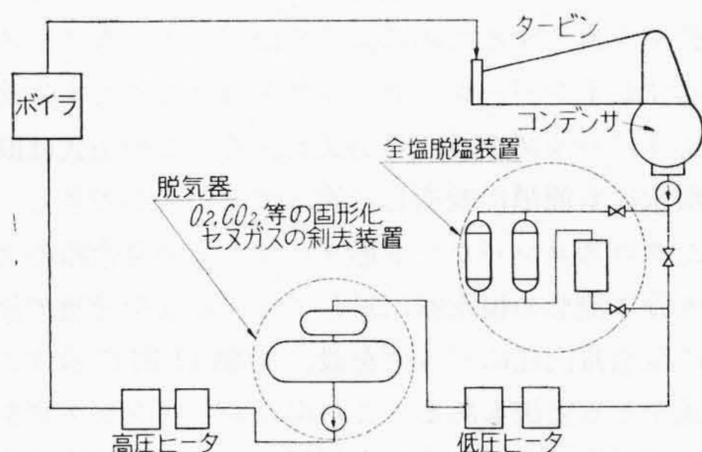
### 7. 復水器脱気法

復水器でボイラ給水の全脱気を行い、脱気器を用いな

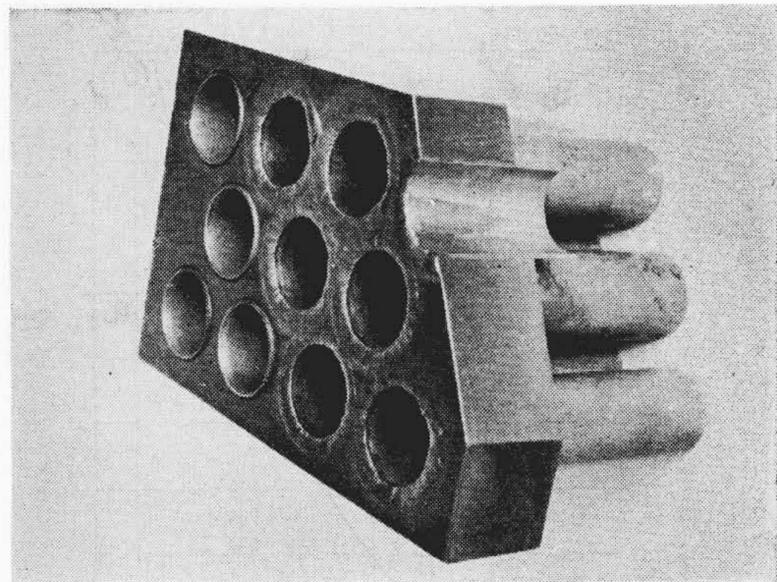
第1表 復水器漏洩による復水の純度

復水器漏洩割合 (%)	漏洩量 (lb/h)	復水の純度 (ppm)	不純物量 (lb/year)
0.005	50	0.015	131
0.025	250	0.075	655
0.050	500	0.150	1,310
0.500	5,000	1.50	13,100

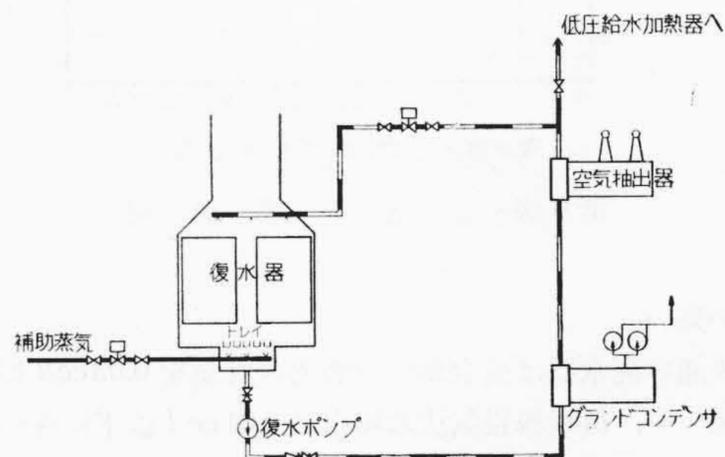
復水量 1,000,000 (lb/h) 冷却水 300 ppm の場合



第6図 給水処理系統図



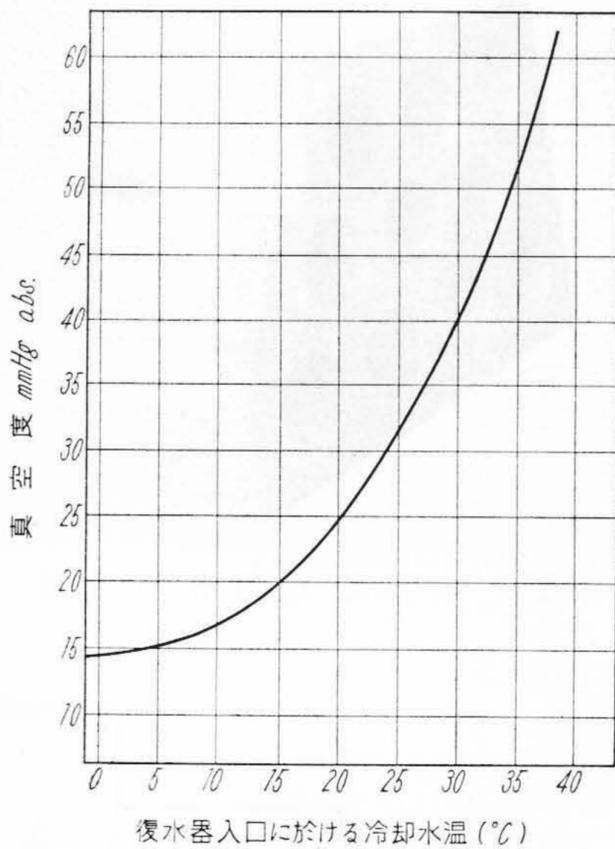
第7図 復水器冷却管の熔接



第8図 復水器脱気形の起動系統図

い方法があるが、これを復水器脱気法といい、日立製作所では国鉄川崎火力発電所の 60 MW にこの形を採用し、成果を納めていることはすでに本誌に紹介済みである。

この形の復水器は普通の脱気器を設けるものに比べて配置、配管、建築などが簡略化されるため建設費が少なくすむ。ただし起動の際に最初復水溜より、酸素を多量に含んだ水がボイラに給水されるという、欠点もっている、すなわち起動時の脱気ができない。したがってわが国のように一般に起動停止の多い場合は酸素を抜くために特別の考慮が必要である。たとえば第8図に示すように復水溜に加熱用の蒸気を入れ、起動前より真空を上げながら、復水を復水ポンプによって復水溜に再循環させて加熱脱気をする方法がある。ただしこれはタービンガスチームシールである場合に有効であって、ウォーターシールの場合は起動前に真空を上げることができないために、完全に脱気できない。ウォーターシールの場合はむしろタービン停止後あるいは停止前にできるだけ復水ポンプを運転しないようにして、復水に無用の攪乱を起すことを止めた方が酸素の混入が少ない。すなわち復水ポンプをタービン停止後ただちに止め、起動のときはある程度真空が上ってから復水ポンプを起動した



第9図 真空限界曲線

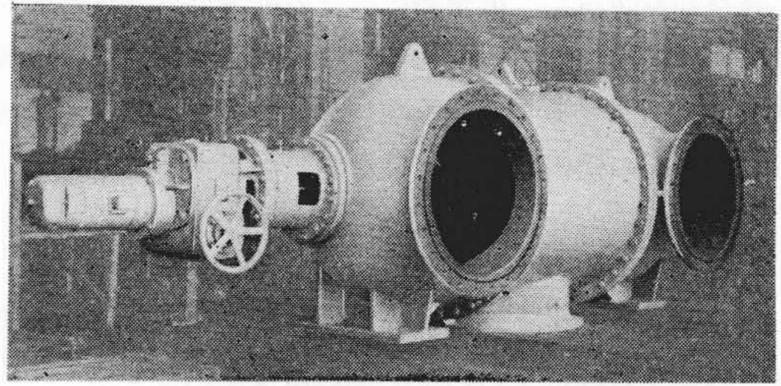
方が良い。

普通の復水器は復水溜中の酸素含有量を 0.03 cc/l 以下に保つが、復水器脱気法の場合は 0.01 cc/l 以下に保つことができる。このために次の諸条件を考慮しなければならない。

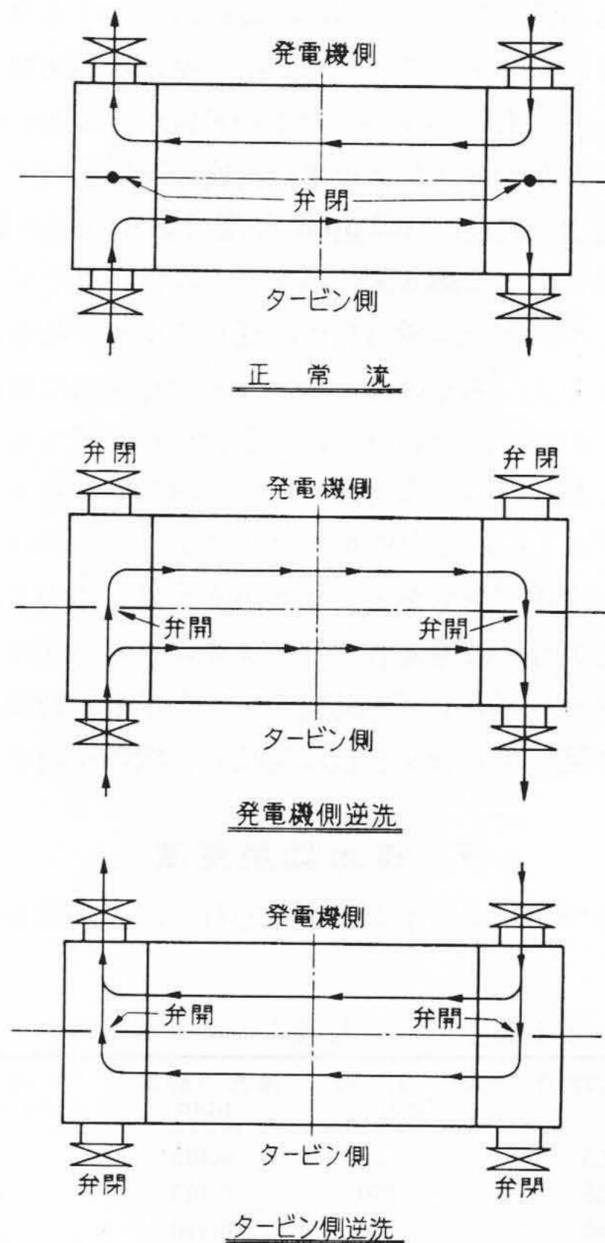
- (1) 冷却水温に対する真空が第9図に示す値をこえないこと。
- (2) 復水器から抽出される空気そのほかのガス量は空気抽出器の容量の25%以内であること、ただし、この場合ガスの抽出温度は飽和温度より4°C低いものとする。なお冷却水温が10°C以下の場合に上記温度差4°Cで真空が12.7 mm(0.5吋)の場合、空気抽出器の容量が3 cfM以上でなければならない。
- (3) 復水器は外部からの空気漏洩がなく、復水器に導かれる水、蒸気、ガスなどの取入口の位置が適当であるよう考慮すること。
- (4) 復水器内蒸気温度以下の水が外部からはいつてくる場合は、蒸気量の5%以下にすること。

### 8. 復水器の逆洗

復水器の冷却水に用いられる海水あるいは河水は多数の固形物、あるいは生物を搬入して冷却管に付着し、その冷却効果を低下させるとともに冷却管に腐蝕を起す。これを防止するために洗浄を行う必要があるが、いちいち発電所全体を停止せずに運転中に洗浄できるようにレバーリングバルブを取り付け逆洗を行う。第10図に示すのが横形のレバーリングバルブである。この弁は電動バタフライ弁で遠方操作も可能である。



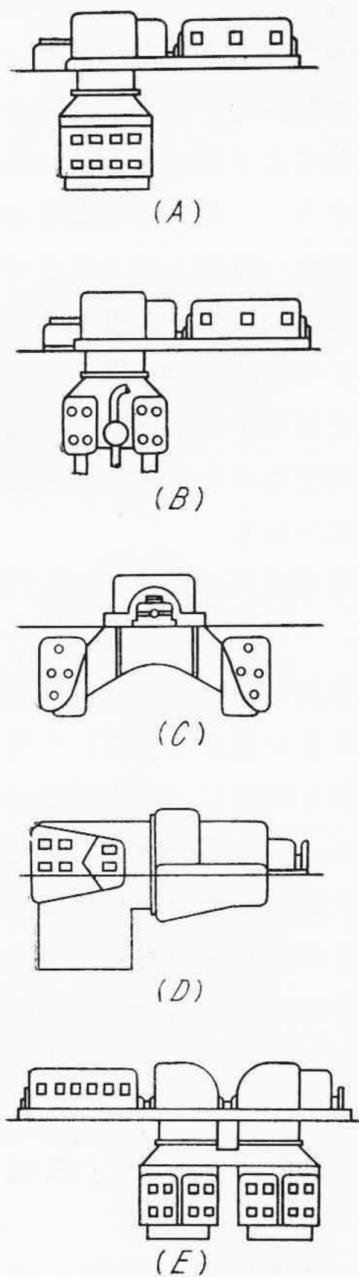
第10図 横形レバーリングバルブ



第11図 2区分1折流形復水器の逆洗

レバーリングバルブは最近では小容量、産業用のものにも負荷率を良くするために設ける傾向が出てきている。他方必ずしもレバーリングバルブを設けなくても逆洗できるようにバルブを設ける方式もある。この方式は既設の循環水にも簡単に改造して適応することができる。

またクロスコンパウンド形タービン用の復水器のように2区分単流形の復水器に対しては冷却水を逆流できるように復水器内部にバルブを設けて第11図に示すような方式をとる方法もある。この場合レバーリング弁を設けると建設費が増し、また水頭損失の増分だけ循環水ポンプの動力が増加するので、冷却水の水質を考慮してレ



(A) Bottom Exhaust  
(B) Bottom Exhaust  
(C) Side Exhaust  
(D) Axial Exhaust  
(E) Twin Shell

第12図 タービン排気形式

パーシング弁をつけるかつけないかを定めるべきである。

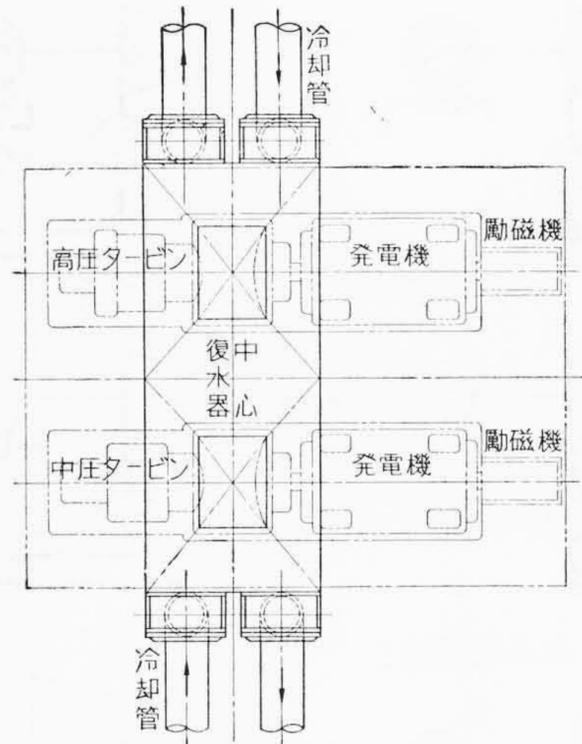
### 9. 特殊形状の復水器

復水器の典型的な形式を第12図に示す。A図あるいはB図は従来用いられているボトム形であり、低圧タービン下部に設ける。出力が増大するにつれてタービンの下部には納まらなくなってくるのでC図に示すような Side Exhaust 形や、またD図のような Axial Exhaust 形になる。このD図の場合には従来の90度方向変換による圧力降下を除くことができ、タービン排気の数エネルギーを回復し、タービン最終段ブレード出口より復水器の中の圧力の方が高くできる利点がある。こうすることにより復水温度を高めてサイクルとしての熱効率を上げる。さらに大きくなるとE図のような Twin Shell 形もある。

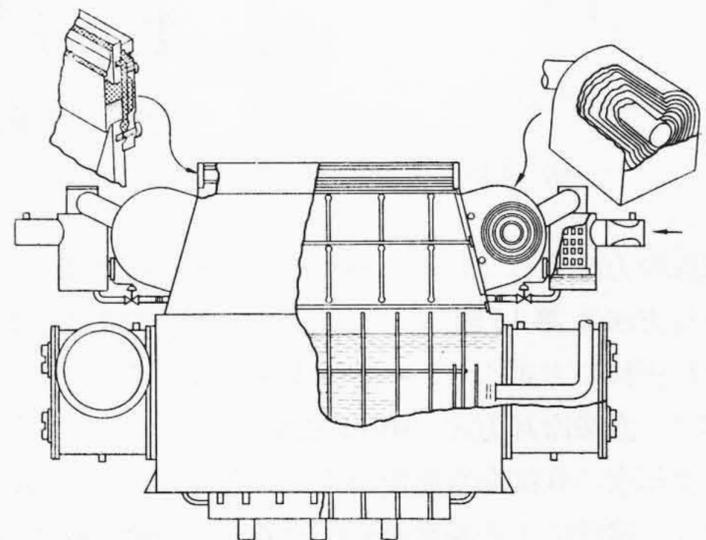
一般の火力ではタービン

出力が 250MW 以上になればタービンは現在の Tandem Compound から Cross Compound 形になってくる。また他方原子力発電プラントが現在実現されつつあるが、このプラントにおいては原子炉ならびに熱交換器の特性より低温低圧の蒸気を使用せざるを得ないため、蒸気量が増し、タービン出力が 100 MW 程度ですでに Cross Compound 形になる。この場合に復水器をそれぞれ別個に設ける場合には従来と同じ復水器の形式となるが、2軸のタービンに1個の復水器を置くいわゆる、Closed Couple 形の Cross Compound に対しては第13図に示すような単流の復水器を用いる。

このほかタービン基礎架台を鉄骨式としてその中に復水器を内蔵する Condenser Support 形式のものもある。超臨界圧プラント (Mono Tube Boiler を使用した場合を含む) の特性として起動時および停止時に蒸気をタービンを通さないで循環させるバイパス系統を設ける必要があるが、この場合ダンプコンデンサを設けて、蒸気を



第13図 クローズドカップルクロスコンパウンド形タービンの復水器



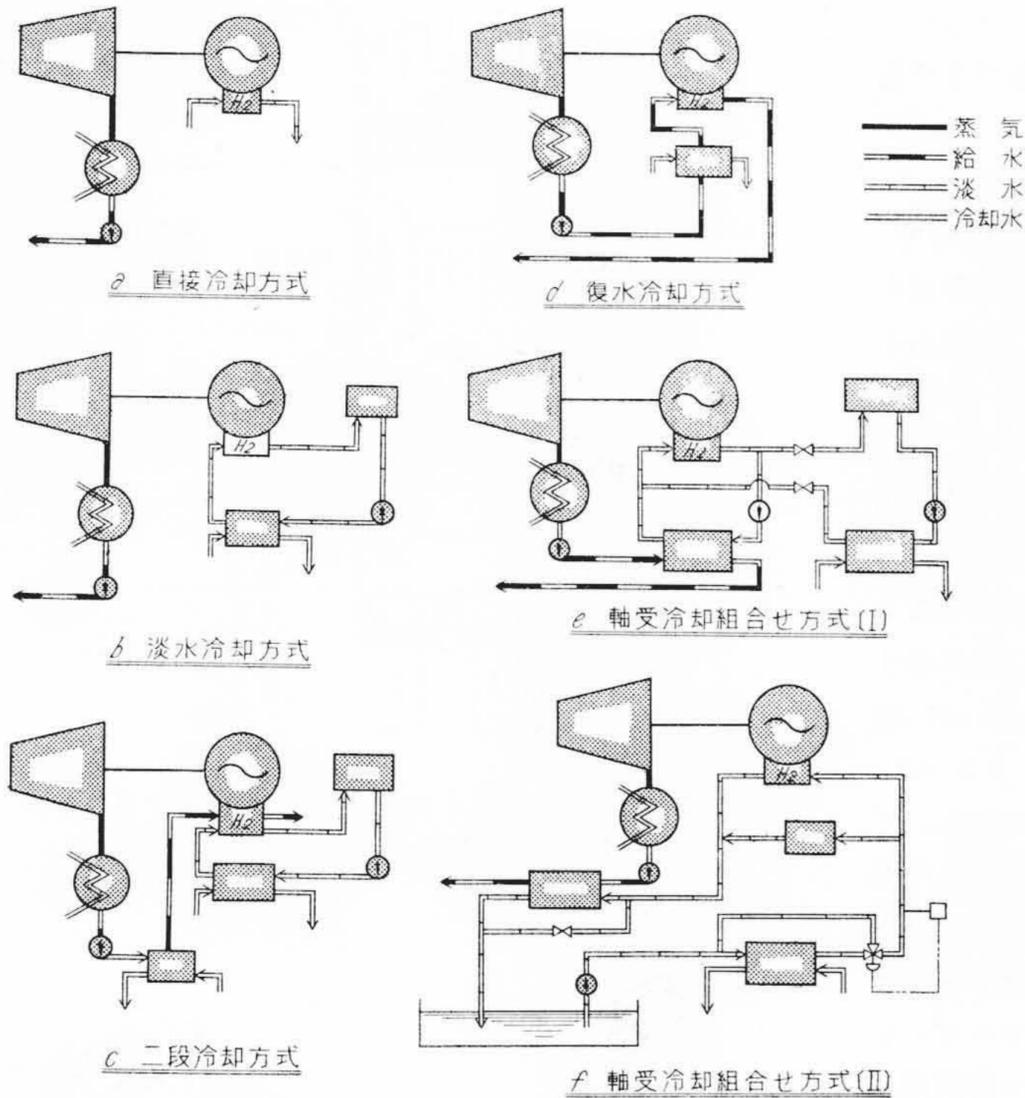
第14図 超臨界圧用の復水器

復水にする方法と主復水器に直接導く方法がある。復水器に直接導く方法は蒸気が十分減圧された後に復水器にはいるように特殊の邪魔板を設ける、第14図はその例を示す。

原子力発電プラントにおいても起動あるいは停止時の原子炉の Decay Heat を冷却するために超臨界圧プラントと同様蒸気のバイパス系統を設ける必要がある。このためダンプコンデンサあるいは直接復水器に蒸気を導く方法が行われており、これは前述の超臨界圧ボイラの場合とまったく同じである。

### 10. 復水系統における問題点

復水器回りの配管系統に対する問題点として最も重要なことは発電機の水素冷却による熱をいかに回収するかという点であろう。これによって発電機の損失をできるだけ回収してプラント効率を上昇することができる。こ



第15図 発電機水素冷却水系統図

の回収の方法としていろいろ考えられるが現在用いられている方法は第15図 a ~ f に示すとおりである。以下にそれぞれの方式について若干説明を加える。

(1) 直接冷却方式 (第15図 a)

冷却水に直接海水を使用するこの方式であるが、冷却管の腐蝕による漏水の恐れを考慮して一般に採用されないが東京電力汐田発電所第3号機はこの方式によってなら支障なく運転されている。

(2) 淡水冷却方式 (第15図 b)

水素冷却器には淡水のみを通し、淡水は淡水冷却器にて海水により冷却する。この方式は夏冬の海水の温度変化による切換えがなく、誤操作がないため運転は最も簡単である。しかし発電機の損失熱を回収しないので以下の方式に比して発電所の効率を上げるという利点がない。

(3) 二段冷却方式 (第15図 c)

水素冷却器の半分は復水で、ほかの半分は淡水にて冷却する方式で淡水は上記(2)の方法と同じく海水で冷却する。復水の温度が比較的高い場合も熱回収ができるという利点はあるが、発電機の水素冷却部分の容積が増加し配管が複雑で誤操作の危険を有している。

(4) 復水冷却方式 (第15図 d)

水素冷却器に復水を全部通す方式である。冬期復水

器の真空が高くて復水温度の低い間はそのまま復水は水素冷却器にはいるが夏期に復水温度が上昇した場合に海水冷却器により復水を所要の温度まで冷却する。この場合水素冷却器入口の温度を一定以上に上昇させないように海水側の水量を自動的に調節する。この方法は熱回収としては最も有効であるが復水ポンプの容量が増加し高圧水が水素冷却器を通るといふ欠点がある。

(5) 軸受冷却組合せ方式 I (第15図 e)

冬期復水器真空が高くて復水温度が低い間は淡水を復水で冷却して発電機の損失熱を回収し、復水温度が高い場合には、この系統はまったく切り換えて水素冷却用の淡水はほかの油冷却用その他の軸受冷却水と一緒に冷却水冷却器にて海水で冷却する。一般に大容量の発電所に採用されている。

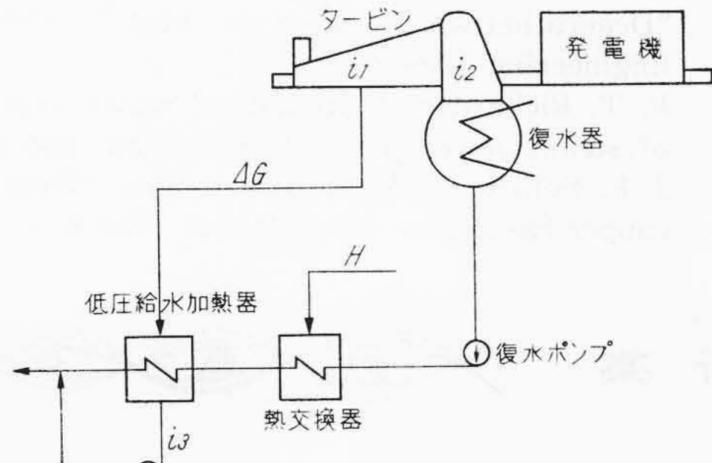
(6) 軸受冷却組合せ方式 II (第15図 f)

前の方式に比べて異なることは発電機の損失熱だけでなくタービン発電機の軸受損失、その他補機類の損失も復水に回収しようとする方式である。前と同様復水の温度が上昇して熱回収できなくなった場合にはこれを海水で冷却する。この場合水素冷却器その他の冷却器の入口温度を一定にするため淡水は海水熱交換器を自動的にバイパスさせて温度制御を行う。以上6種の系統はそれぞれに利害得失をもっているが、発電機の容量が大きくなっていくにつれて水素ガスに与えられる損失熱もますます大きくなっていくので、この熱を復水に少しでも多く回収することは発電所の効率を向上せしむることになる。したがっていずれの方式が最も有効に熱回収ができるか比較検討した一例を述べる。

まず a, および c の方式は現在ほとんど使用されないもので省略し、b, d, e, f について比較をする。この場合全然復水に熱回収をしない b を基準にして、かつ次のような仮定を入れて考えることにする。

(a) 淡水冷却器、あるいは海水熱交換器などの海水は復水器の循環水ポンプ吐出量の一部を使用するものとする。この場合循環水ポンプが斜流ポンプであれば所要動力の増減はほとんどないからである。

(b) 水素冷却器にはいる淡水または復水の温度は



第16図 熱回収系統図

35°C一定とする。

(c) 発電機の損失熱を復水に回収したときのタービン出力の増分は次式により、低圧給水加熱器への抽気量の減じた量だけ出力が増加するものとする。

低圧給水加熱器への抽気量の減少量 (第16図参照)

$$\Delta G = \frac{H}{i_1 - i_3}$$

$\Delta G$  : 低圧給水加熱器への抽気量の減少量 (kg/h)

$H$  : 復水に回収せる熱量 (kcal/h)

$i_1$  : 低圧給水加熱器への抽気エンタルピー (kcal/kg)

$i_3$  : 低圧給水加熱器ドレンエンタルピー (kcal/kg)

タービン出力増分 (第17図参照)

$$\Delta L = \frac{\Delta G(i_1 - i_2)}{860} (\eta_{tg})$$

$\Delta L$  : タービン出力の増分 (kW)

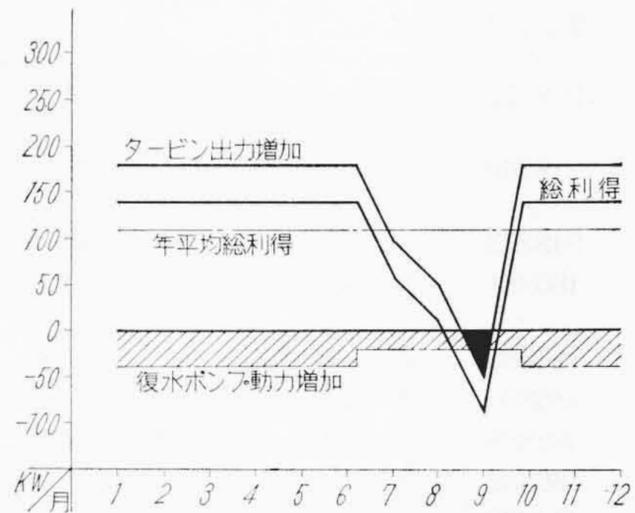
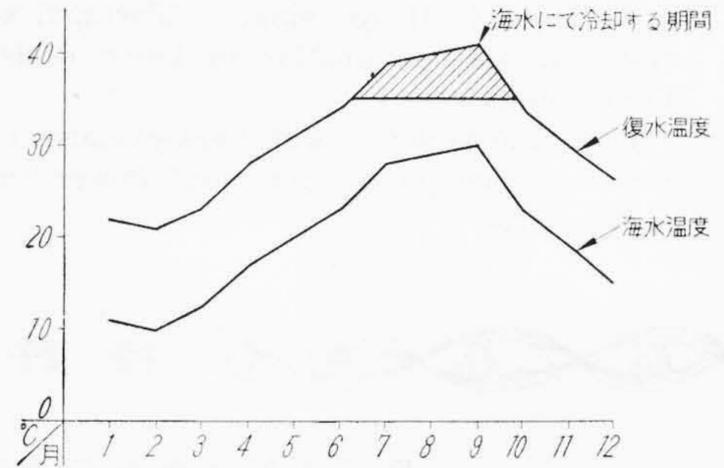
$i_2$  : タービン排気エンタルピー (kcal/kg)

$\eta_{tg}$  : タービン発電機の機械的効率

(d) 淡水ポンプおよび復水ポンプの効率は60%として所要の動力増加分を計算し、これをタービン出力増加分より差し引く。

以上のようにして計算するが、前述のように海水の温度によりその使用方法が異なるので、上記計算は一年の月ごとに行い、年間の平均を出すようにする。一例としてdの復水冷却方式について年間の変化を第17図に示す。なお計算の詳細については省略するが156,000 kW程度のものについての検討結果熱回収による出力増加量は第2表に示すとおりである。

上記のように算出結果は復水冷却方式がよいが大容量の発電所においては油冷却器などの熱回収も合わせて行い全体としての建設費および運転からみて軸受冷却組合せ方式Ⅱが適していると思われる。しかし実際には個々の場合についての海水温度変化、建設費、運転の容易な



第17図 D復水冷却方式の検討

第2表 各方式の熱回収による出力増加量

冷却方式	利得割合 kW (年平均)
b 淡水冷却方式	0
d 復水冷却方式	140
e 軸受冷却組合せ方式Ⅰ	110
f 軸受冷却組合せ方式Ⅱ	130

どの総合的見地からどの方式を採用するかは決められるべきである。

## 11. 結 言

以上火力発電所において、復水装置は主機に次いで重要な部分で、その問題点を十分に解明することにより、プラントとしての利得が増加すると思う。まだ十分に意をつくしたとはいえないが、今後とも些細な問題でも取り上げて検討を加えることにより、プラント全体の経済性あるいは運転性を向上させ火力発電所の発展に役立たせたいと思う。

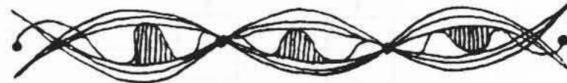
## 参 考 文 献

- (1) 浦田：“最近の日立復水装置および給水加熱装置” OHM 44, 15
- (2) S. B. Applebaum：“Condensate demineralizer's combat deposits for Potential 1% heat rate gain” Pomer 1958-5
- (3) V. J. Calise：“Break through in Condensate Purification” Combustion 1958-3

- (4) J. G. Mille, R. H. Kreisinger: "Portland station features combination of latest design" Combustion 1958-1
- (5) "Mono-tube hoiler, Axial Flow-exhaust turbine make unique combination" Power Engineering 1958-1
- (6) "Deaeration-which way is best?" Power Engineering 1958-8
- (7) R. T. Richards: "Circulating water system of steam power plant" Combustion 1958-1
- (8) J. F. Sehal & L. H. Hawthorne "Welding copper-base alloy tubes Power 1958-3, 4, 6



## 特許と新案



### 最近登録された日立製作所の特許および実用新案

(その2)

(20頁より続く)

区別	登録番号	名称	工場別	氏名	登録年月日
特許	248271	図面上の波形を光電変換によって電氣的波形に変換する装置	中央研究所	真島秀泰	34. 1.12
"	248260	水車並列運転指示計器	日立研究所	山崎卓爾	"
特許	248273	送電線故障相検出継電装置	日立研究所	小野邦男	34. 1.12
実用新案	486881	接触変流機開閉部冷却装置	日立工場	甲賀正三	34. 1.14
"	486885	電機固定子移動装置	日立工場	大森 馥	"
"	486886	界磁線輪口出線支持装置	日立工場	西野信三	"
"	486888	滑動環の冷却装置	日立工場	大里幸男	"
"	486889	滑動環支持金具	日立工場	大里幸男	"
"	486890	滑動環リード線引出装置	日立工場	大里幸男	"
"	386894	圧力差継電器	日立工場	大吉岡孝幸	"
"	486897	遠心力開閉器	日立工場	本間千代一	"
"	486906	高低圧電源切換制御におけるアークインターロック装置	日立工場	本間千代一	"
"	486915	誘導電動機の定速度制御装置	日立工場	吉田忠男	"
"	486920	陸上機用レールクランプの制御装置	日立工場	泉岩城千吉	"
"	486922	糸機の巻取制御装置	日立工場	宮城沢伊知夫	"
"	486924	巻上用電動機の停止装置	日立工場	吉高西岩城政秀	34. 1.14
"	486991	標示灯	日立工場	本間千代一	34. 1.19
"	487010	棒機自動選別堆積装置	日立工場	近藤正和	34. 1.19
"	486883	変圧器吊懸輸送車の圧着座	国分工場	栗山卓男	34. 1.14
"	486895	エレベータ階床扉インターロックスイッチ	国分工場	小池吉男	"
"	486896	エレベータ用位置標示器	国分工場	小池吉男	"
"	486903	密封型変圧器のガス槽	国分工場	渡辺政巳	"
"	486905	車輻用変圧器	国分工場	前川愛一	"
"	486907	開閉器操作レバー鎖錠装置	国分工場	加藤清一	"
"	486918	エレベータ乗籠	国分工場	小原守司	"
"	486921	三相二重電圧蓄電器	国分工場	小宮沢寿郎	"
"	486929	空気吹付遮断器	国分工場	滑川清	34. 1.14
"	487001	車輻用乾式変圧器	国分工場	滑川清	34. 1.19
"	487009	自動昇圧装置	国分工場	滑川愛三	34. 1.19
"	486902	電気車の暖房装置	水戸工場	伊藤藤村	34. 1.14
"	486884	車体転倒装置	笠戸工場	高石丸博也	"
実用新案	486904	流体接手の油冷却器における空気抜き装置	亀有工場	石木暮健三郎	34. 1.14

(36頁へ続く)