

# 高圧大容量化に伴う熱サイクル計画上の諸問題

Problems Attending to the Thermal Cycle Design, Derived from the Growth in Plant Capacity and Pressure

中 崎 豊 一 郎\*  
Toyoichirō Nakazaki

## 内 容 梗 概

今後の大容量火力においては強制貫流ボイラの採用が増加することは明らかで、さらに超臨界圧力プラントなどが実現するのも近い将来のことと思われるが、これらのすう勢に対して効率向上と経済性の両面から熱サイクル計画上問題となる諸点、すなわち給水加熱装置に関する問題、高圧化とともに急速に重要性を増大し熱サイクル計画の中心的存在となってきたボイラ給水ポンプ関係の問題および強制貫流ボイラプラントで必要となるバイパス系統などについて概説した。

## 1. 緒 言

今後の高圧大容量火力発電設備においては強制貫流ボイラが大幅に採用せられ、また超臨界圧力プラントの実現も考えられ、このためボイラ、タービンはじめ熱サイクルを構成する各機器間の関係は従来よりいっそう緊密となってくる。これら機器を適当に配列し、最高の経済性を発揮するよう熱サイクルの計画についても、効率はもとより設備費、構造、運転などの観点より十分検討されねばならない。日立製作所においてはつとに本問題に対する検討を進め一貫メーカーとしての総合技術をもって火力部門が中心となり、それぞれの分野が協力して日夜試作研究の努力がつけられているが、本文ではその一端として一般的問題をとり上げ、高圧大容量化に伴う熱サイクル計画上の諸問題について概説し参考に供することとする。なおここにいう熱サイクルの計画は Heat Balance, Main Flow Diagram 計画程度の範囲に限定する。

## 2. 熱サイクル計画の基本問題

給水加熱装置の改善による熱効率の向上の方法としては、

- (i) 抽気段数の増加と給水温度の上昇
- (ii) 各給水加熱器の T. D. (Outlet Terminal Difference) と D. C. (Drain Cooler Terminal Difference) の減少
- (iii) Pumped Heater の採用
- (iv) 抽気蒸気の圧力損失の減少
- (v) 外部熱のサイクル内への回収利用
- (vi) 補給水の減少
- (vii) その他

が考えられる。いずれにしても効率の向上のためには各設備の改善に伴い十分の建設費が必要で、ある程度以上の効率改善は建設費の高騰によりかえって不経済な結果となることがある。したがって発電原価のみで経済性を有するか否かが効率改善の妥当性を決定する鍵である。効率改善により年間節約しうる燃料費が、その改善に要した建設費を資本費に換算した額より多ければ効率改善を行う妥当性を有することになり次式で表される。

$$L \cdot H \cdot \Delta HR \cdot P_f > P_k \cdot Z \times 10^6 \dots (1)$$

ここに

$P_k$ : 効率改善のために要した余分の建設費	k ¥
$L$ : 年間平均出力	kW
$H$ : 年間運転時間	hr
$\Delta HR$ : 効率改善に伴う熱消費量の減少量	kcal/kWh
$P_f$ : 燃料費	k ¥/10 <sup>6</sup> kcal

\* 日立製作所日立工場

$Z$ : 金利, 償却費, 固定資産税その他 k ¥/k ¥  
 $P_k \cdot Z$ : 資本費 k ¥

上式においては直接費, 間接費は一定と考えている。火力プラントの給水加熱装置において抽気段数や給水温度の選定, T. D., D. C. の決定, 抽気蒸気の圧力降下その他に関しては多くの実績より一定の標準ができてはいるが、今後の大容量プラントにおいてはふたたび検討の対称となろう。なおこれらおのおののサイクル改善による効率の向上については多くの研究結果が発表されているので本文では触れる要はないと考えるが、前記(v)項の外部熱のサイクル内への回収利用については、後記する給水ポンプのエンタルピ上昇の問題や水素クーラ, オイルクーラ, そのほかの排熱の回収, 廃ガスヒータによる熱回収などの点より一言触れておく必要がある。

外部熱をサイクル内に導入し復水または給水で熱交換して回収する場合は、導入熱量に相当するだけ導入部の抽気蒸気は減少し、タービン入口蒸気量を一定とすれば抽気の減少分に相当する蒸気量はさらにタービン内で仕事をして復水器へ流入する。このため余分の出力が得られ効率の上昇をもたらす。この場合の熱消費量の減少は<sup>(1)</sup>

(i) 熱回収により抽気量が減少する抽気点が再熱点より下の場合

$$\Delta HR = \frac{\{ \Delta W_e (H_e - H_{ep}) + WC_1 \times EL_1 - WC_2 \times EL_2 \} \times 100}{860G} \dots (2)$$

(ii) 熱回収により抽気量が減少する抽気点が再熱点またはそれより上の場合

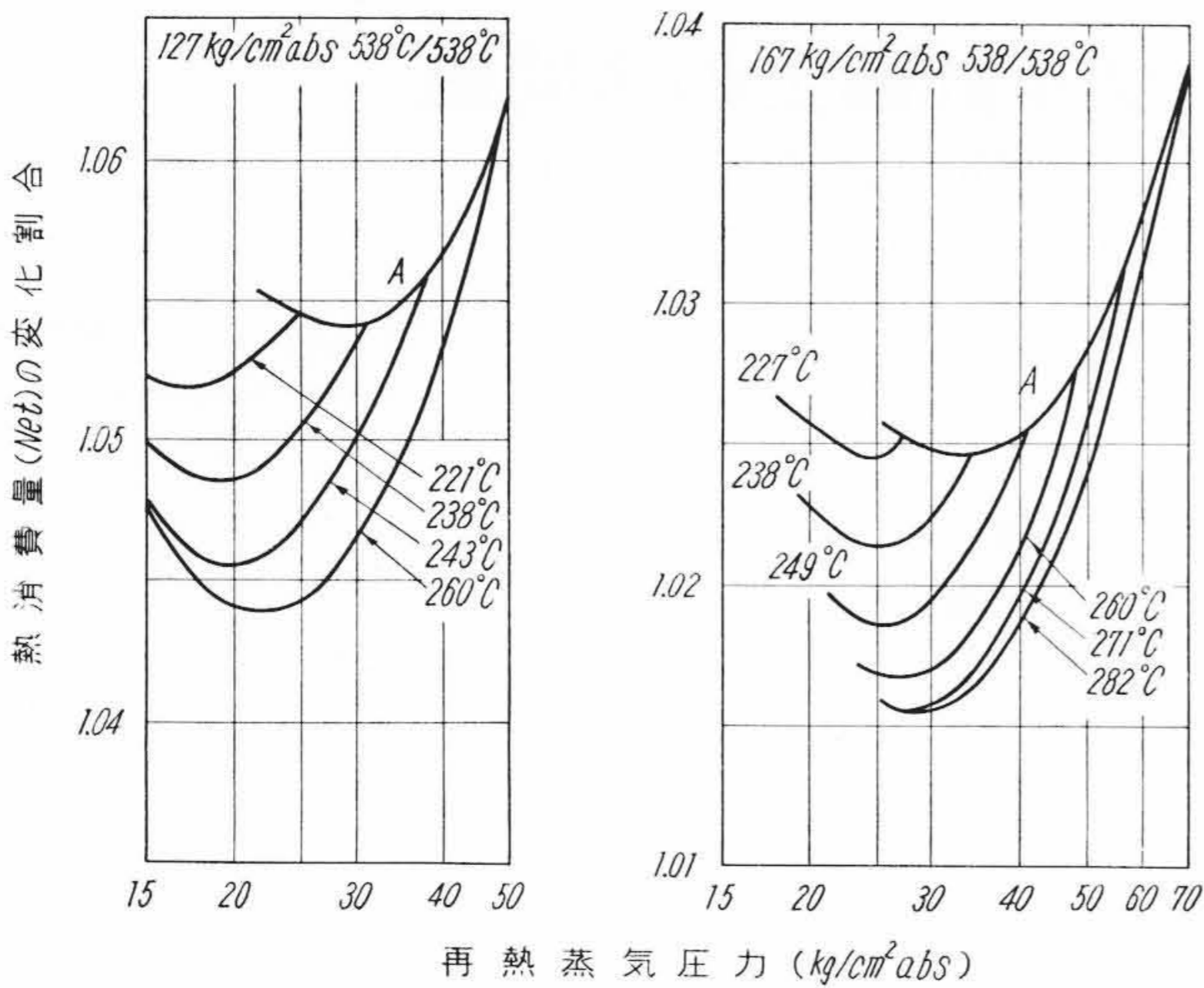
$$\Delta HR = \frac{\{ \Delta W_e (H_e - H_{ehp} + H_{iv} - H_{ep}) + WC_1 \times EL_1 - WC_2 \times EL_2 \} \times 100}{860G} - \frac{\Delta W_e (H_{iv} - H_{ehp}) \times 100}{G \times GHR} \dots (3)$$

(iii) 最終加熱器より上で回収する場合

$$\Delta HR = \frac{100 Q_s}{G \times HR} \dots (4)$$

ここに

$\Delta HR$ : 熱消費量の減少 %	
$\Delta W_e = \frac{Q_s}{H_e - h_e}$ 熱回収によるタービン抽気の減少量	kg/h
$Q_s$ : 外部からの回収熱量	kcal/h
$H_e$ : 抽気のエンタルピ	kcal/kg
$h_e$ : 復水器出口の復水のエンタルピ	kcal/kg
$H_{ep}$ : 再熱タービン膨脹線のエンドポイントのエンタルピ	kcal/kg



第 1 図 再熱圧力、給水温度と熱消費量との関係

- $H_{ehp}$ : 高圧タービン出口のエンタルピ kcal/kg
- $H_{iv}$ : インターセプト弁前のエンタルピ kcal/kg
- $WC_1$ : 熱回収しない場合のタービン排気量 kg/h
- $WC_2$ : 熱回収した場合のタービン排気量 kg/h  
=  $WC_1 + \Delta W_e$
- $EL_1$ :  $WC_1$  に相当する排気損失 kcal/kg
- $EL_2$ :  $WC_2$  に相当する排気損失 kcal/kg
- $G$ : 発電機端子出力 kW
- $GHR$ : 熱消費量 (gross) kcal/kWh

上式においては抽気量の減少に伴うドレン量の減少が次の段の抽気に及ぼす影響は無視しているが場合によってはこれが次段の抽気に 5~10% 影響することもあるので高圧側に導入する場合は考慮する必要がある。

### 3. 再熱プラントの抽気の問題

今後の大容量火力はほとんどが一段または二段再熱となるものと考えられる。非再熱プラントにおいては給水加熱器の配列や給水温度の決定が簡単にできたが再熱プラントではいろいろと複雑となってくる。

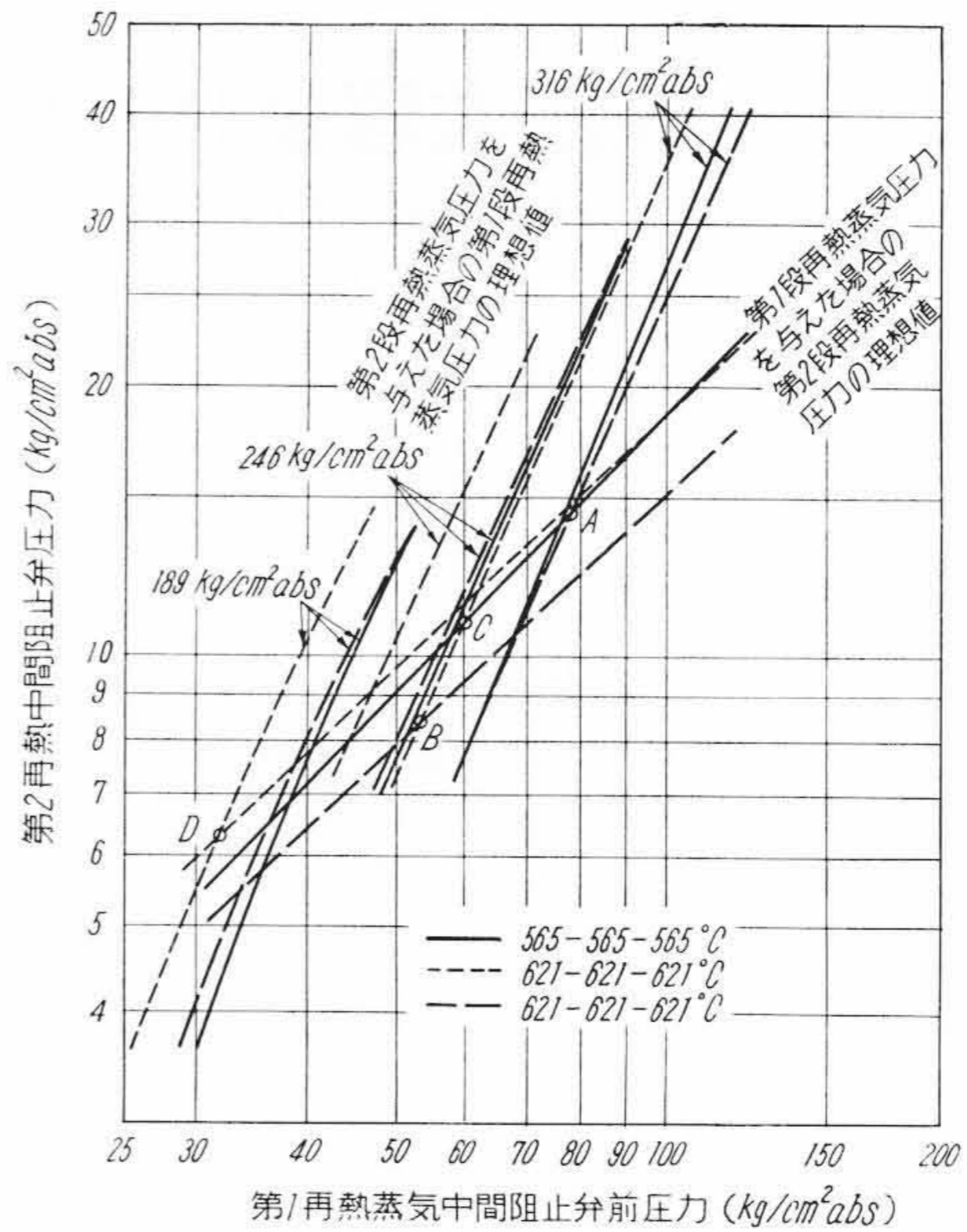
#### 3.1 一段再熱の場合

第 1 図<sup>(2)</sup>は再熱圧力、給水温度と効率との関係を示す。一段再熱プラントにおいては最終給水加熱器用抽気は低温再熱管よりとるのが普通の方法であるが、その場合の給水温度は再熱圧力で決定し、効率と再熱圧力との関係は A 曲線で示される。この場合最終給水加熱量でのエンタルピ上昇はそれより下段の各給水加熱器の平均エンタルピ上昇の 1.8 倍くらいまでとるのが最も効率よい方法である。大容量プラントではさらに再熱点より上から抽気を行うことが経済的に有利なこともある。第 1 図で曲線に給水温度を示したのがその場合である。一般に再熱点の上より行う抽気は一段が限度でエンタルピ上昇としては 28~56kcal/kg が適当である。

#### 3.2 二段再熱の場合

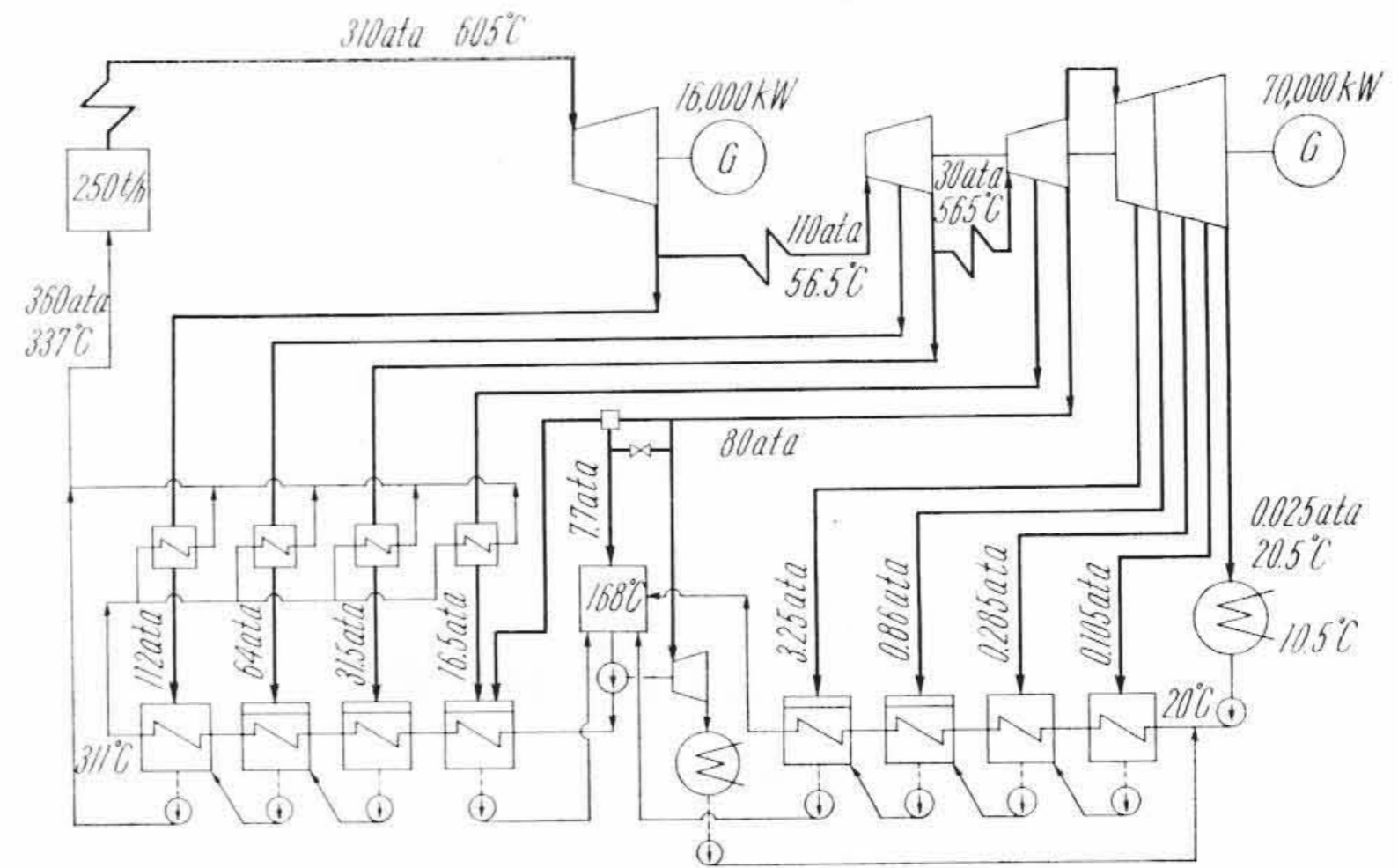
二段再熱における再熱圧力および給水温度の選定は複雑で簡単には決定し得ないが構造的制限をうけることが多い。第 2 図<sup>(3)</sup>は最終給水加熱器抽気を第 1 低温再熱管よりとった場合で次の 3 つの場合が考えられる。

- (i) 第 1 再熱圧力を決定して第 2 再熱圧力を選定する場合
  - (ii) 第 2 再熱圧力を決定して第 1 再熱圧力を選定する場合
  - (iii) 第 1, 第 2 再熱とも自由に選定する場合
- (i) と (ii) により決定される値は同じとならない。また (iii) の場



- (1) 再熱蒸気圧力とは中間阻止弁前の圧力を示す。
- (2) 2 組の線の交点を与えられた初蒸気状態に対する第 1, 第 2 再熱圧力の理想値を示す。
- (3) 本線図は最終加熱器用抽気は第一再熱点よりとるものとした。
- (4) 再熱系統の圧力降下はそれぞれ 10% とした。

第 2 図 二段再熱の場合の第 1, 第 2 再熱圧力との理想的組み合わせ線図



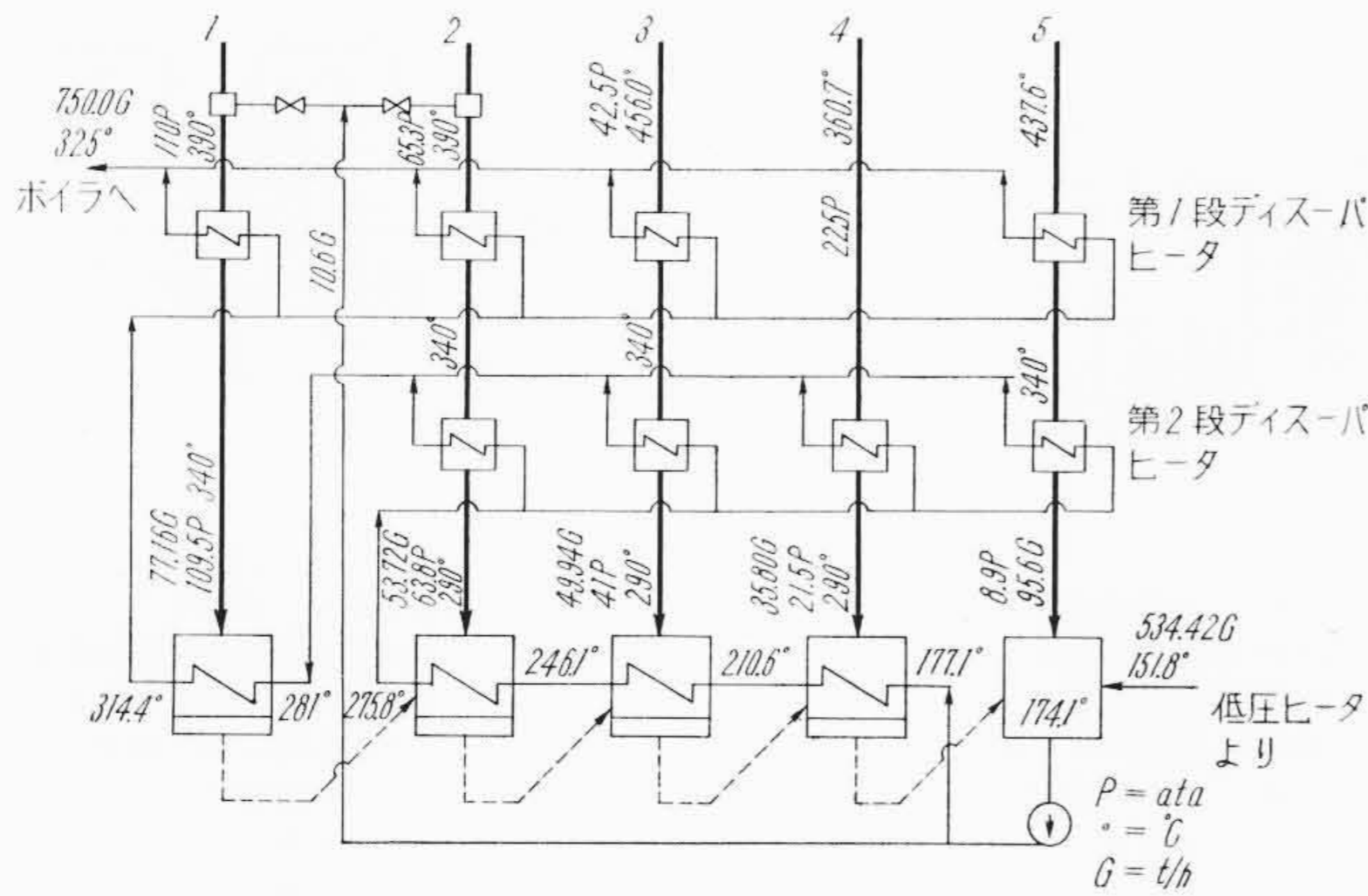
(抽気の独立ディスーパーヒータを 4 基設け、かつ高圧ヒータドレンはポンプアップしている。)

第 3 図 Huls 超臨界圧力プラントの加熱器の配列

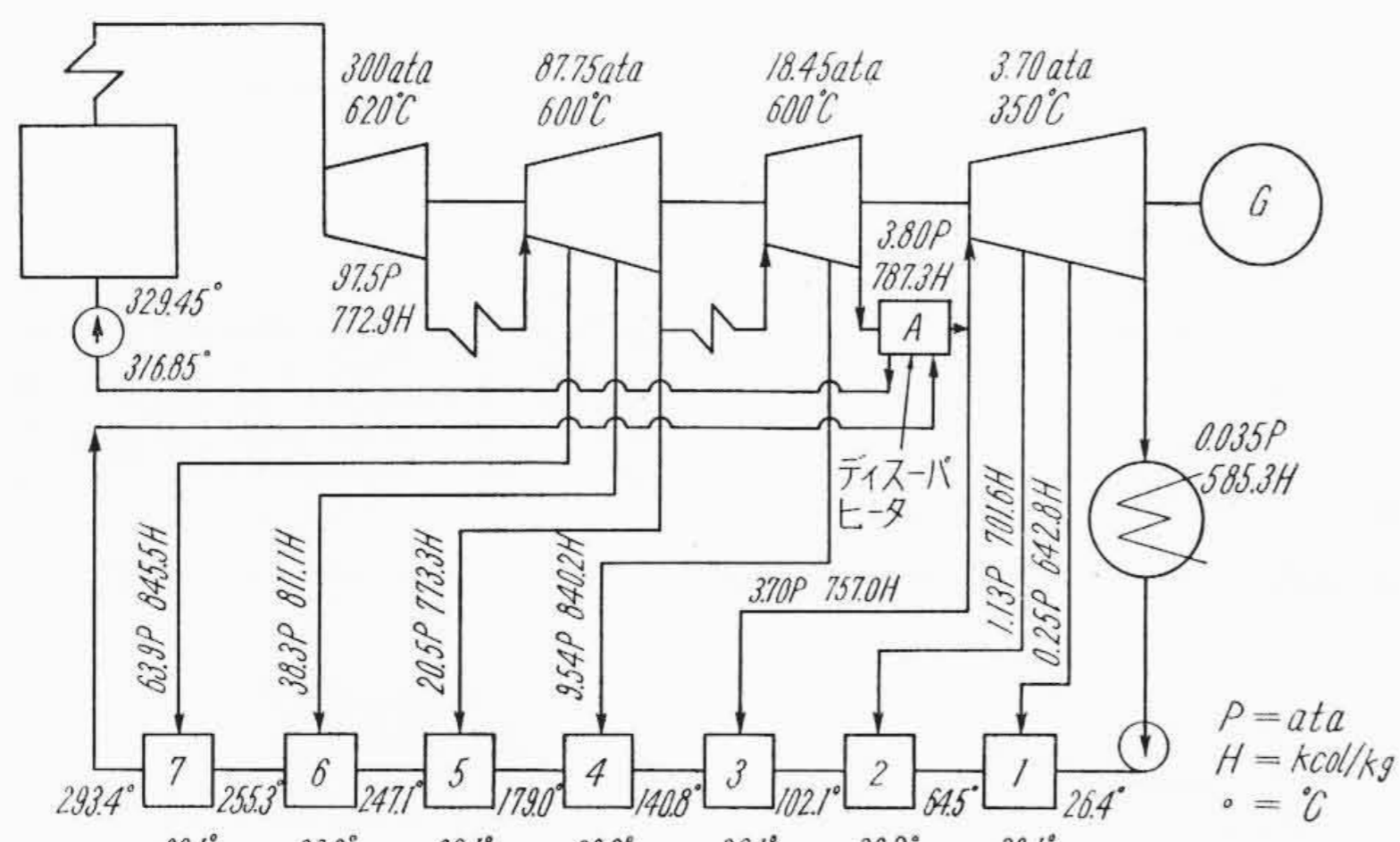
合は (i) と (ii) のそれぞれの対応する線の交点として求められるがその値は 316 kg/cm<sup>2</sup> 級で約 78 kg/cm<sup>2</sup>/14.5 kg/cm<sup>2</sup> (A 点), 53 kg/cm<sup>2</sup>/8.3 kg/cm<sup>2</sup> (B 点), 246 kg/cm<sup>2</sup> 級で 60 kg/cm<sup>2</sup>/11 kg/cm<sup>2</sup> (C 点), 169 kg/cm<sup>2</sup> 級で 32 kg/cm<sup>2</sup>/6.3 kg/cm<sup>2</sup> (D 点) などとなり、一般に第 2 再熱圧力は理想からいえば非常に低く、14 kg/cm<sup>2</sup> abs 以下となるが、実際には再熱圧力の低下による蒸気容積の増大に伴い再熱器や再熱管系の建設費の高騰やタービン低圧段落の温度が高くなりすぎて構造的に問題となるためあまり低くすることはできない。これらのことから一般にタービン入口で 20 kg/cm<sup>2</sup> abs を最低とすることが推奨されている。このように二段再熱においては第 2 段階目の再熱圧力を構造的にあまり低くし得ないため 170 kg/cm<sup>2</sup> 級での二段再熱はあまり得策でなく 245 kg/cm<sup>2</sup> 級が最低限となる。また第 1 段の低温再熱より上から抽気することも効率の向上が期待されるが、これもそれぞれの場合に応じて経済的考慮そのほかの面を検討して決定すべきである。

#### 3.3 抽気蒸気の過熱による顕熱の有効利用

再熱によりタービンの膨脹曲線は i-s 線図上でも明らかとなり過熱度の大なる状態となり、各段抽気特に再熱段直後の抽気の過熱度は大となる。したがってこれら大幅に過熱された蒸気の有するエ



第4図 2段ディスーパーヒータを用いた250 MWプラントの加熱配列例

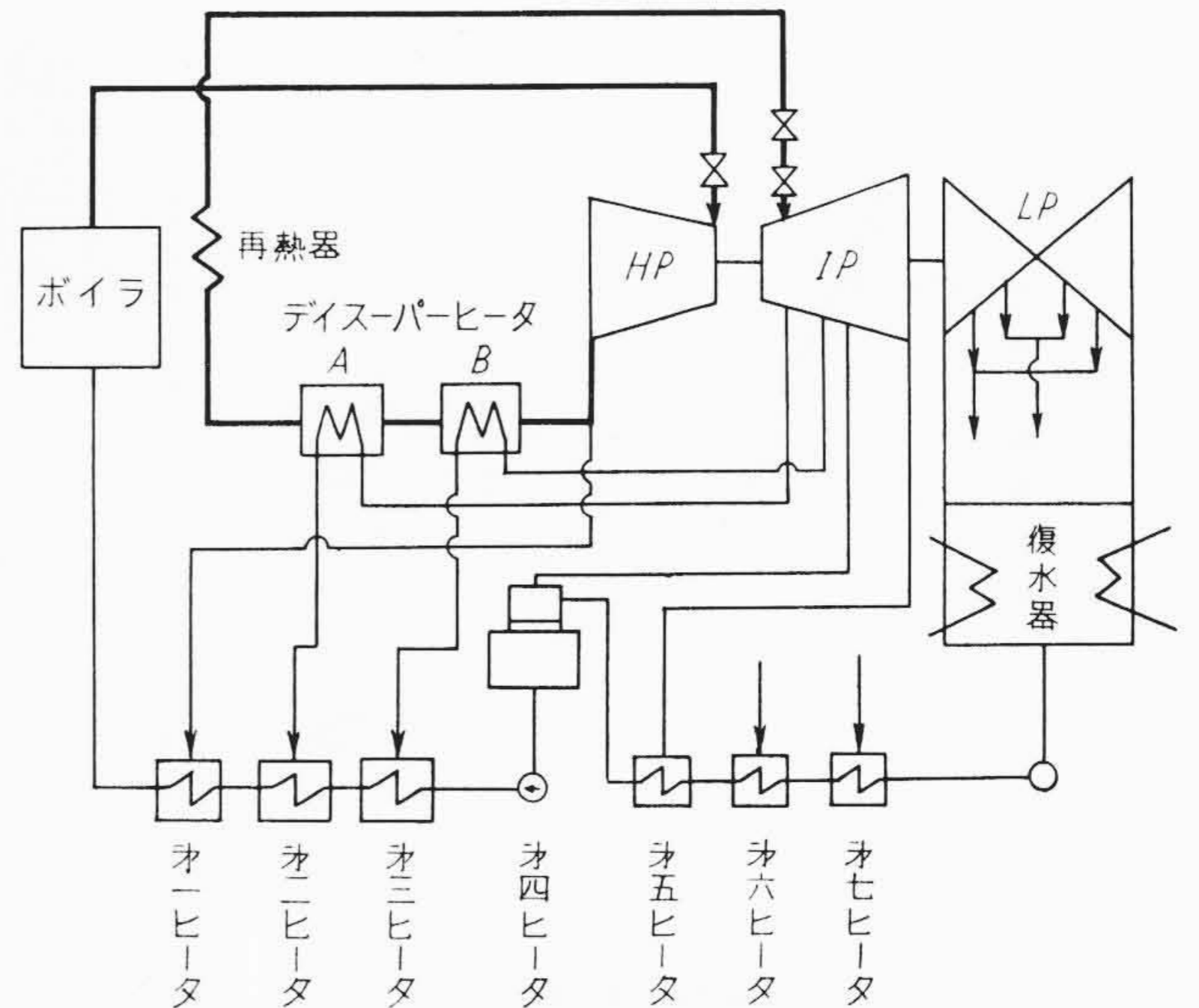


第5図 低圧段に全蒸気のディスーパーヒータを行うプラントの計画例

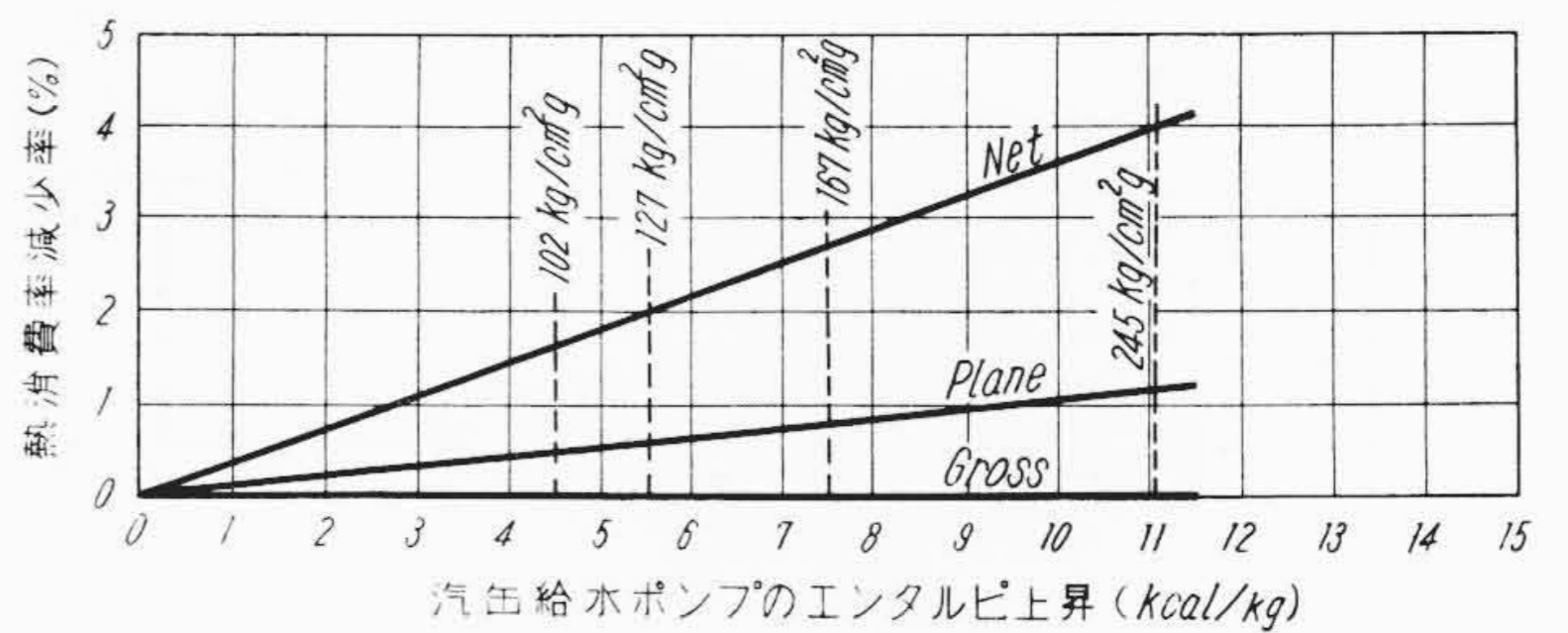
エネルギーをできるだけ高温側で利用し、高圧側抽気を減ずれば従来のように各段抽気の過熱度に無関係にそれぞれの給水加熱器に内蔵されたディスーパーヒータゾーンにより回収するより有効である。第3図は各段抽気にそれぞれ独立のディスーパーヒータを設けて給水の最終加熱を行っている Hüls 超臨界圧力プラントの例で、この方法により熱消費量約0.29%よくなった<sup>(4)</sup>とされている。同様の例はヨーロッパに多く、たとえば Graf Bismark の100 MW プラント<sup>(5)</sup>などは一段再熱でも同じ系統を用いている。さらに高度に利用した例を第4図に示す<sup>(6)</sup>。本例ではディスーパーヒータを二段に用いた250 MW プラントの場合であるが、これらは加熱器数が非常に多くなるので、加熱器の構造にも検討の必要があり、配管弁類や制御の点にも問題点があろう。もちろん経済性からも十分検討して決定すべきである。

給水の最終加熱を、タービンの低圧段落における過熱した全蒸気をディスーパーヒータAを用いて行う方法も考えられる。第5図はこの方法を示す<sup>(7)</sup>。本例によれば効率上昇0.4%が期待できるとしているが、圧力損失の点、構造の点など今後の検討にまつ点が多い。

一段再熱プラントで第6図のように再熱後の抽気で低温再熱蒸気を過熱する方法も考えられる一方法であろう。いずれにしても再熱により抽気の過熱度が全般的に高くなる場合その有するエネルギーをできるだけ簡単に高温側で利用し熱効率を上げる努力がなされている。後記する給水ポンプ駆動タービンの駆動蒸気を低温再熱管よりとり、このタービンから給水加熱蒸気を抽気を行う Glen Lyn P. S. や Widows Creak P. S. のようにすれば、再熱器で過熱されない蒸気を用いることになり、この点からも有利となる(第14, 16図参照)。



第6図 抽気による低温再熱蒸気の過熱方式



第7図 Gross Heat Rate, Net Heat Rate, Plane Heat Rate による Heat Rate の差異

#### 4. ボイラ給水ポンプのサイクルに及ぼす影響

ボイラの圧力が增大するに伴い給水ポンプの動力消費は大となりサイクル効率に及ぼす影響は著しくなる。ポンプ動力のタービン出力に対する比率は 170 kg/cm<sup>2</sup> 級で2.5%、250 kg/cm<sup>2</sup> 級で4%、350 kg/cm<sup>2</sup> 級で5%に及ぶ。このため今後の大容量高圧プラントにおいては給水ポンプとサイクルの関係を十分検討して熱サイクルの計画を行わねばならない。

##### 4.1 給水ポンプによる給水のエンタルピ上昇

第2章で外部熱のサイクルへの導入について、(2), (3), (4)式をあげたが給水ポンプによる給水の加圧により給水は外部熱を受けたと同じ考えのもとにエンタルピ上昇が行われ、これは次式で考えられる。

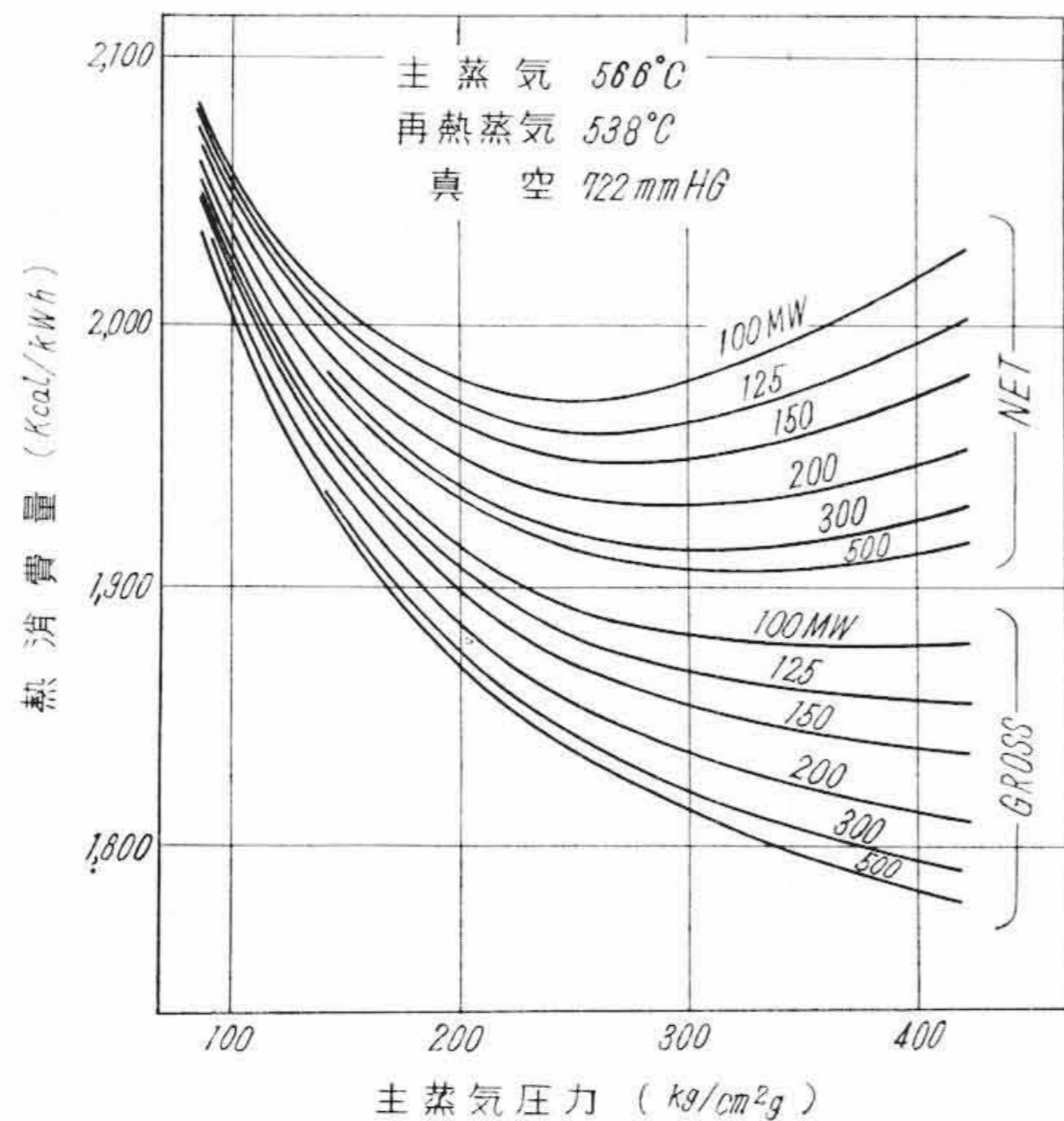
$$\Delta h_p = \frac{\int v dp}{J \eta_p} = \frac{v_m \Delta P}{J \eta_p} \dots \dots \dots (5)$$

ここに

- $\Delta h_p = h_1 - h_2$ : エンタルピ上昇 kcal/kg
- $h_1$ : 給水ポンプ出口給水エンタルピ kcal/kg
- $h_2$ : 給水ポンプ入口給水エンタルピ kcal/kg
- $p$ : 圧力 kg/m<sup>2</sup>
- $\Delta P$ : ポンプ出入口の圧力差 kg/m<sup>2</sup>
- $J$ : 熱の機械当量 kg-m/kcal
- $\eta_p$ : ポンプ効率

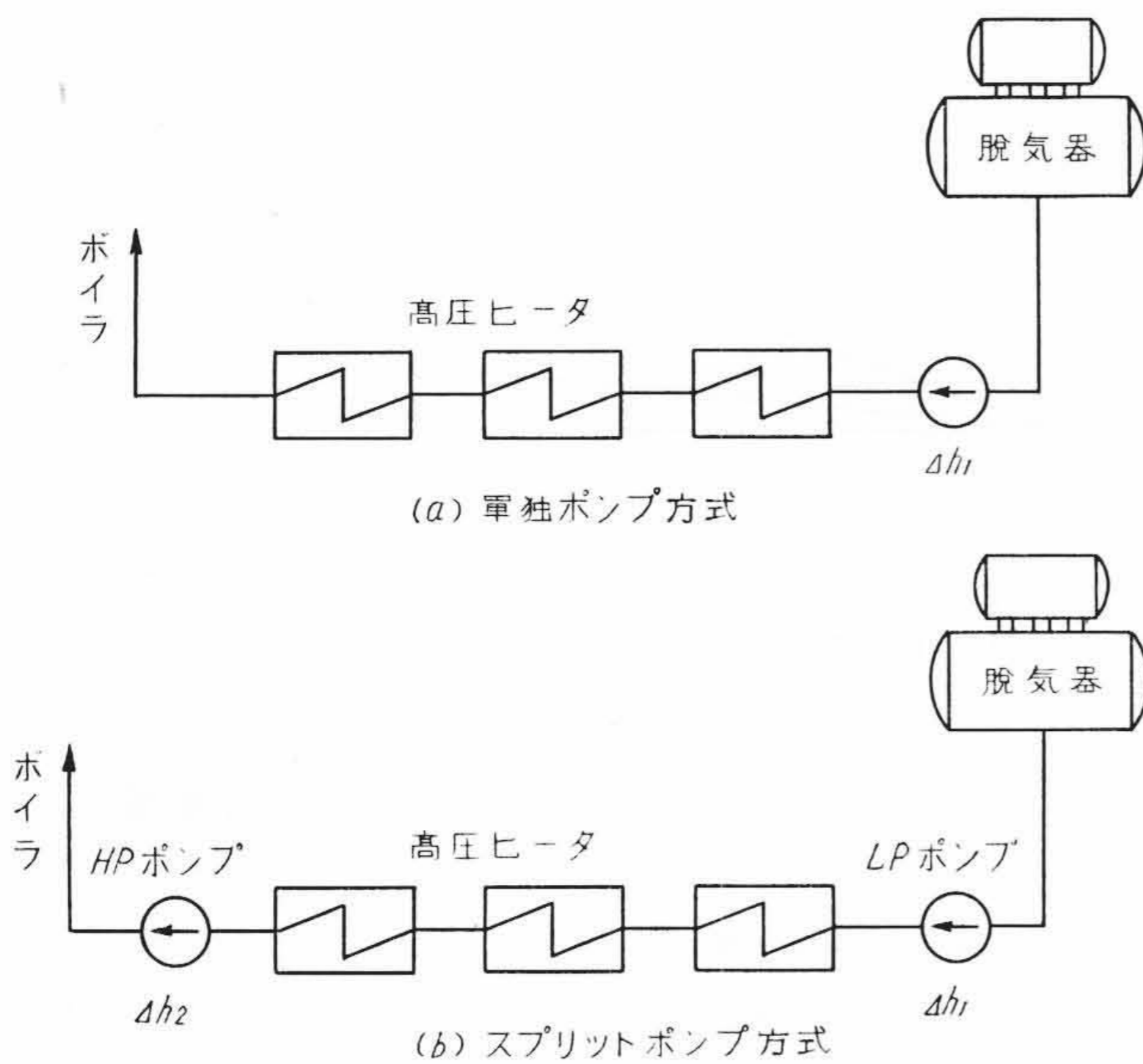
$\Delta h_p$  の値はたとえば Keenan and Keyes の蒸気表<sup>(8)</sup>などからただちに求めうるのでポンプ効率および  $\Delta P$  によりただちにエンタルピ上昇を求めることができる。このエンタルピ上昇とポンプ駆動効力との扱い方により熱消費量に次の3種の表し方がある。

- (i) Gross Heat Rate エンタルピ上昇は外部よりサイクル



(1段再熱, 6段抽気の場合)

第8図 Gross Heat Rate と Net Heat Rate の比較



第9図 単独ポンプ機とスプリットポンプ方式説明図

内に与えられる熱量と考えポンプ動力はタービン出力より差引かないで計算した熱消費量

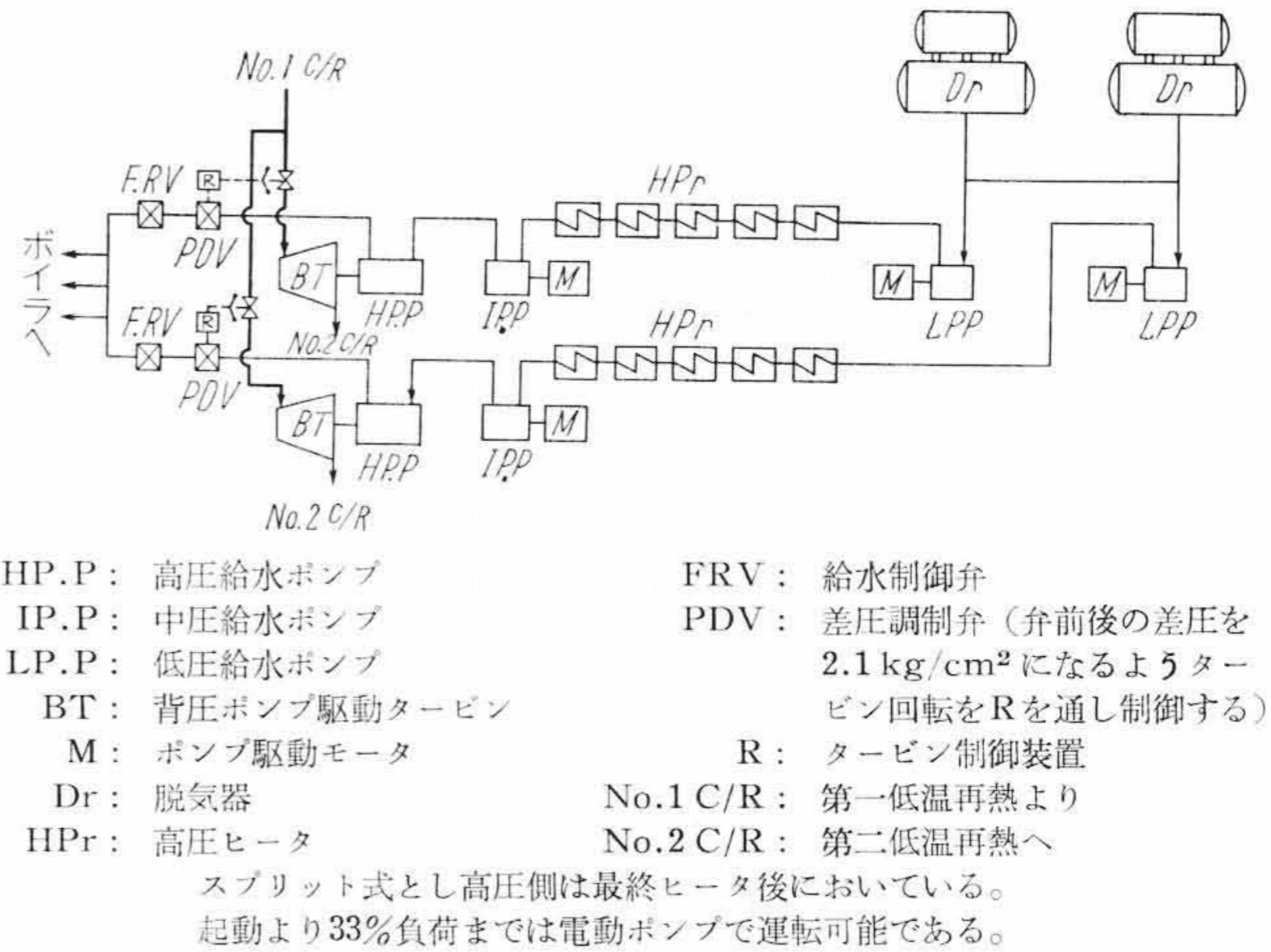
(ii) Net Heat Rate エンタルピ上昇は外部よりサイクル内に与えられる熱量と考えポンプ動力はタービン出力より差引いて計算した熱消費量

(iii) Plane Heat Rate エンタルピ上昇も考えずポンプ動力はタービン出力より差引かないで計算した熱消費量で給水のエンタルピは飽和水のエンタルピで計算する。

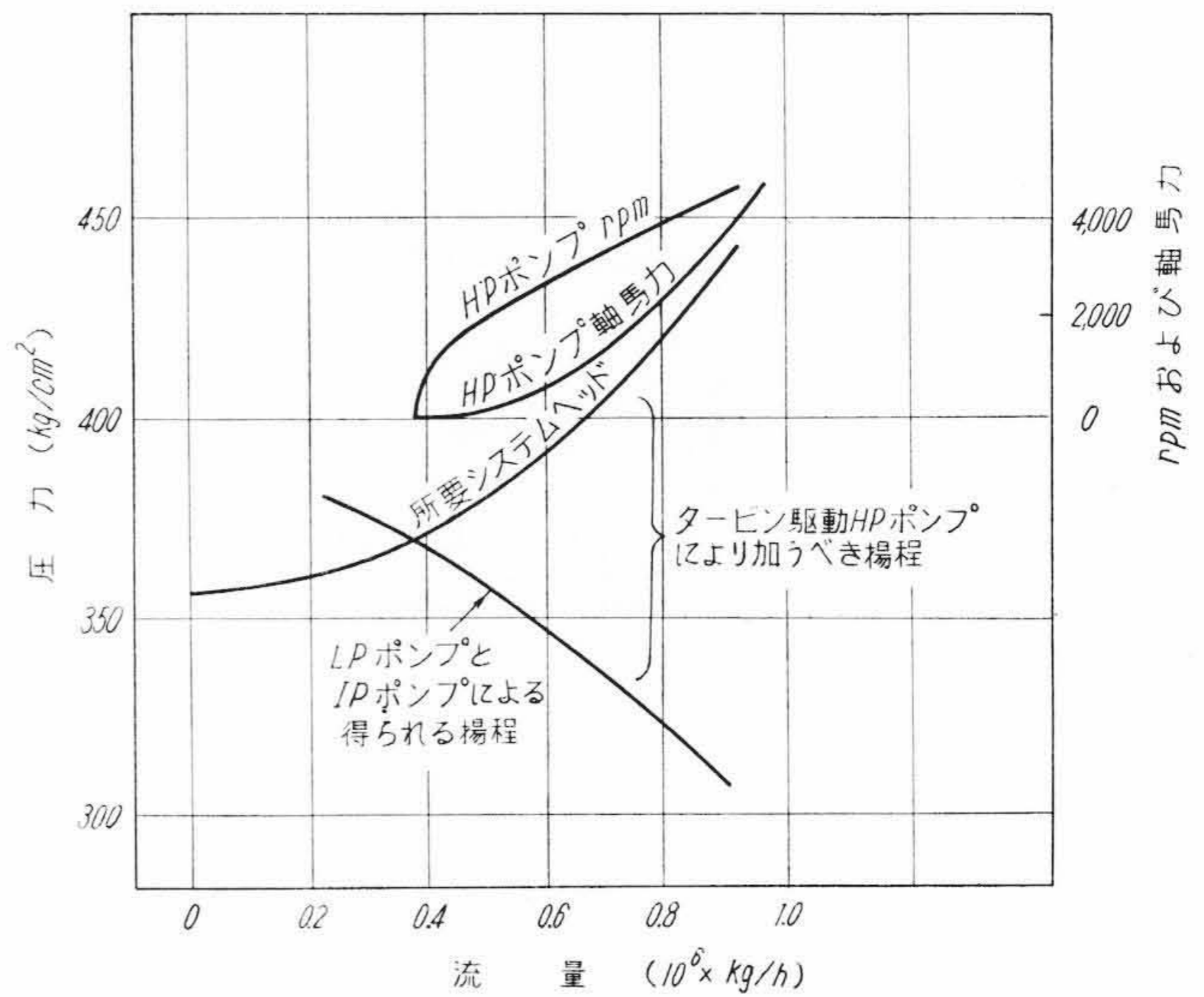
これら3種の熱消費量相互の関係は第7図に示すとおりである。Plane Heat Rateは高圧プラントでは実際的でないのでほとんど用いられない。実際の比較は Net Heat Rate で行うべきで特に高圧領域では第8図のように Gross Heat Rate はよくなっても Net Heat Rate はある圧力で最低値を示し、さらに圧力が上昇すると逆に悪くなる。出力により Net Heat Rate が最低となる圧力が次第に高圧側に移行するのはタービン効率が蒸気の(比容積×流量)により変化するためである。

4.2 給水ポンプの絞り制御と流体接手による制御

ポンプで加圧されたエネルギーはすべて給水のエンタルピ上昇として給水中に回収せられるためポンプを絞り制御を行う場合でも部分負荷時の過剰揚程も全部が損失となる理ではない。この点を考慮



第10図 Eddystone No. 1 Unit の給水ポンプ配列



第11図 Eddystone No. 1 Unit の給水ポンプ特性曲線

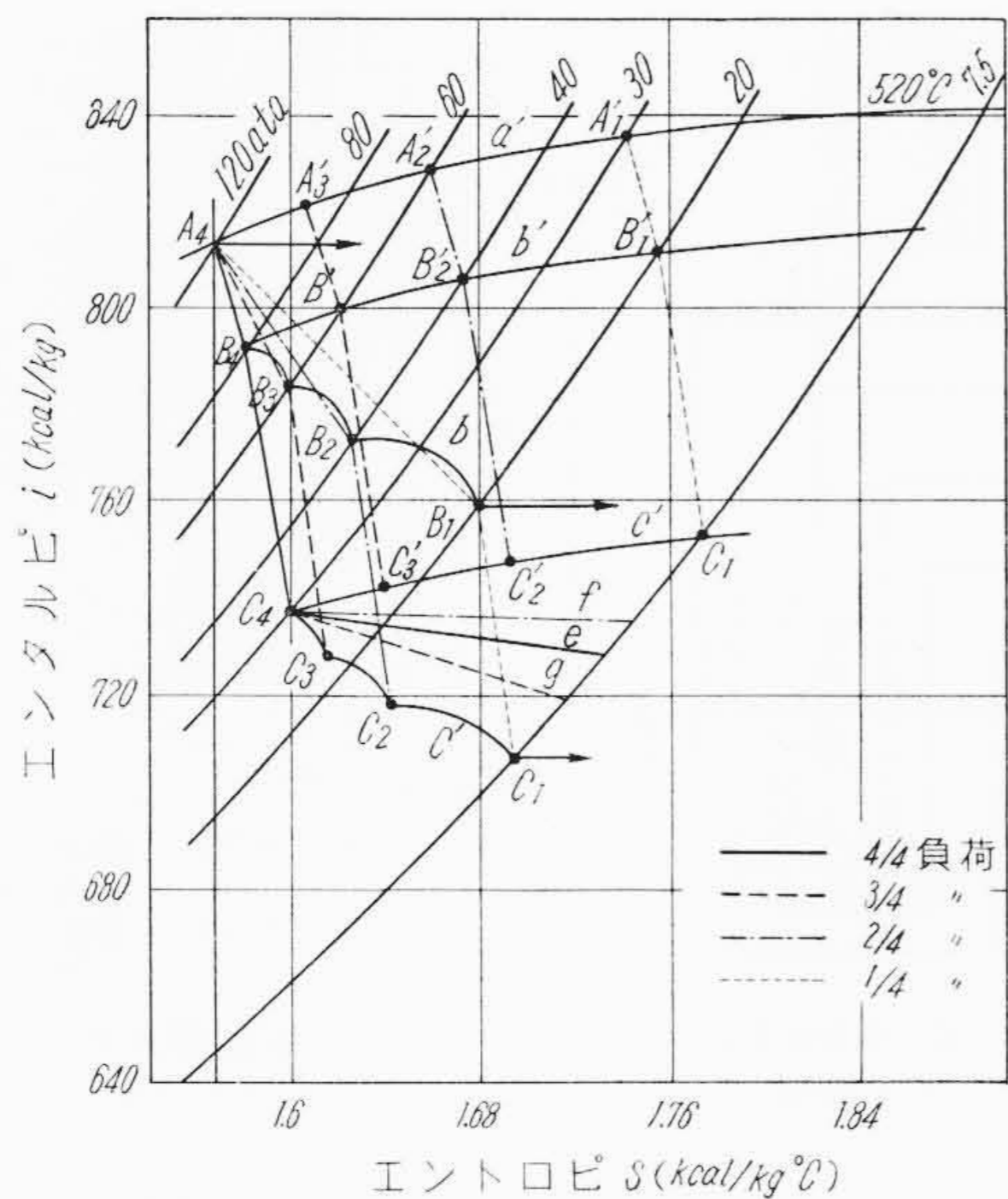
して給水ポンプをモータ駆動する場合、直結で定速回転し、絞り制御を行う場合と流体接手を介して可変速制御する場合との得失について考えると、必ずしも流体接手制御方式がすぐれているとはいえない。たとえば J. Whelan<sup>(9)</sup> が 88 kg/cm<sup>2</sup> 180 MW のプラントについて検討した結果においても判然とした優劣はなくベースロードプラントではむしろ流体接手を用いるほうが劣る結果も出ており、運転保守面に流体接手方式の存在価値を見出している程度である。

4.3 給水ポンプの配列(単独とスプリットの問題)

(5)式より明らかなるようにエンタルピ上昇すなわち駆動動力は同じIPに対して給水の比容積が大なるほど、すなわち給水の温度が高いほど大きい。したがって給水ポンプを給水加熱サイクルの高温側に設置すると余分のポンプ動力を必要とすることになる。一方高温側にポンプを設置すればポンプによるエンタルピ上昇がちょうど外部熱源の導入と同じことになるので、この点からは効率向上となる。第9図aは単独ポンプの場合で通常脱気器より吸込む場合であり、bはスプリット式で脱気器出口と最終加熱器出口側においた場合を示す。両者を比較すれば次のとおりである。

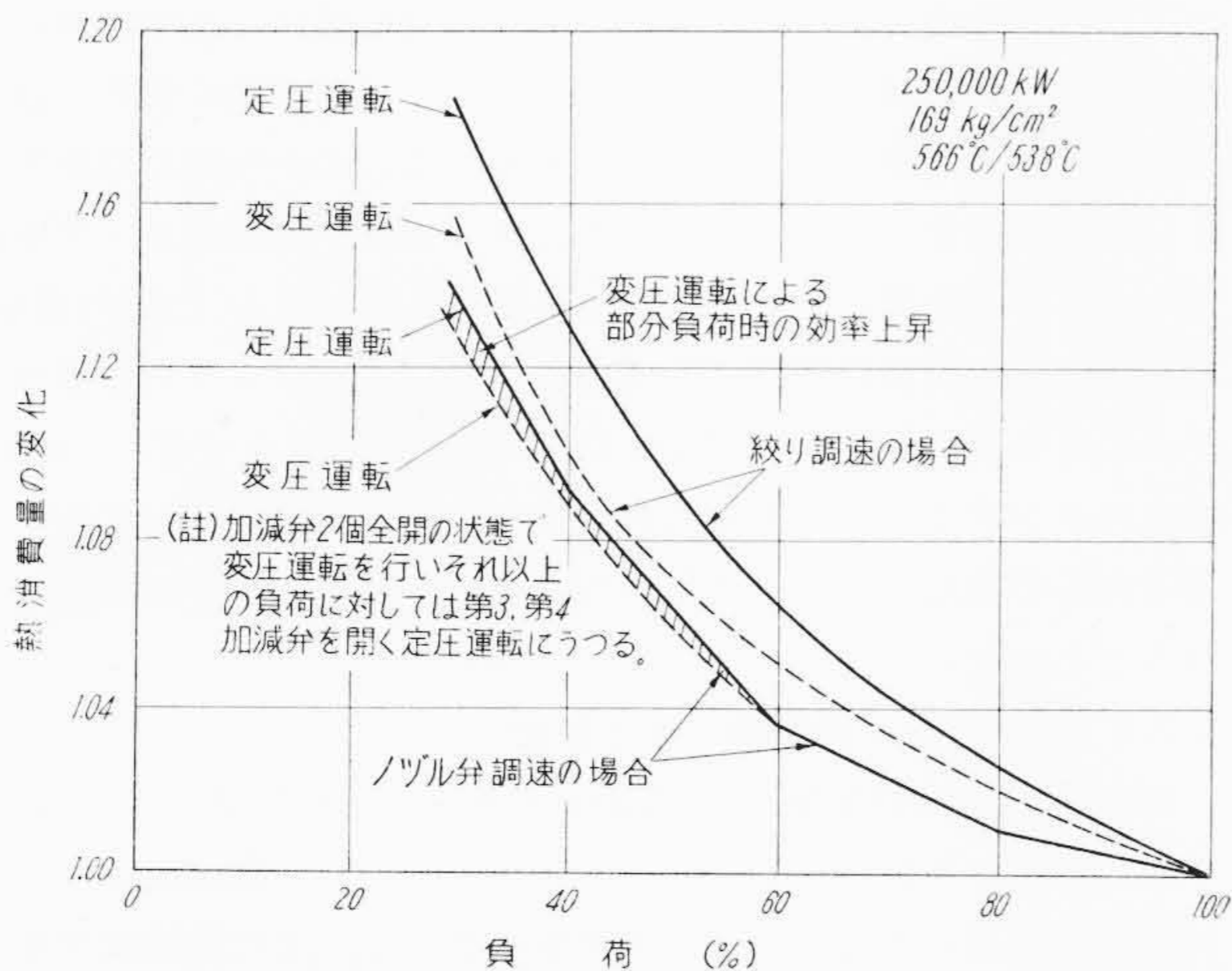
(1) 単独ポンプの場合

- (a) ポンプ動力の節減
- (b) スプリットの場合よりポンプおよび駆動装置はやすい。
- (c) 高圧加熱器にはポンプの全圧がかかり加熱器は高価となる。



- A<sub>4</sub> : 定圧運転の場合の初蒸気状態
- a' : 変圧運転 (t = 520°C) の場合の初蒸気圧力
- b : 定圧運転の場合の調整段後蒸気状態
- b' : 変圧運転の場合の調整段後蒸気状態
- c : 定圧運転時の高圧タービン出口蒸気状態
- c' : 変圧運転時の高圧タービン出口蒸気状態
- e : 定圧および変圧運転において両者の熱落差が等しくなる高圧タービン出口蒸気状態
- f : 定圧運転において絞り调速する場合の高圧タービン出口蒸気状態
- g : 定圧および変圧運転において両者の熱消費量が等しくなる高圧タービン出口蒸気状態

第12図 定圧および変圧運転におけるタービン膨脹曲線と各運転法による高圧タービン出口蒸気状態の変化と限界曲線

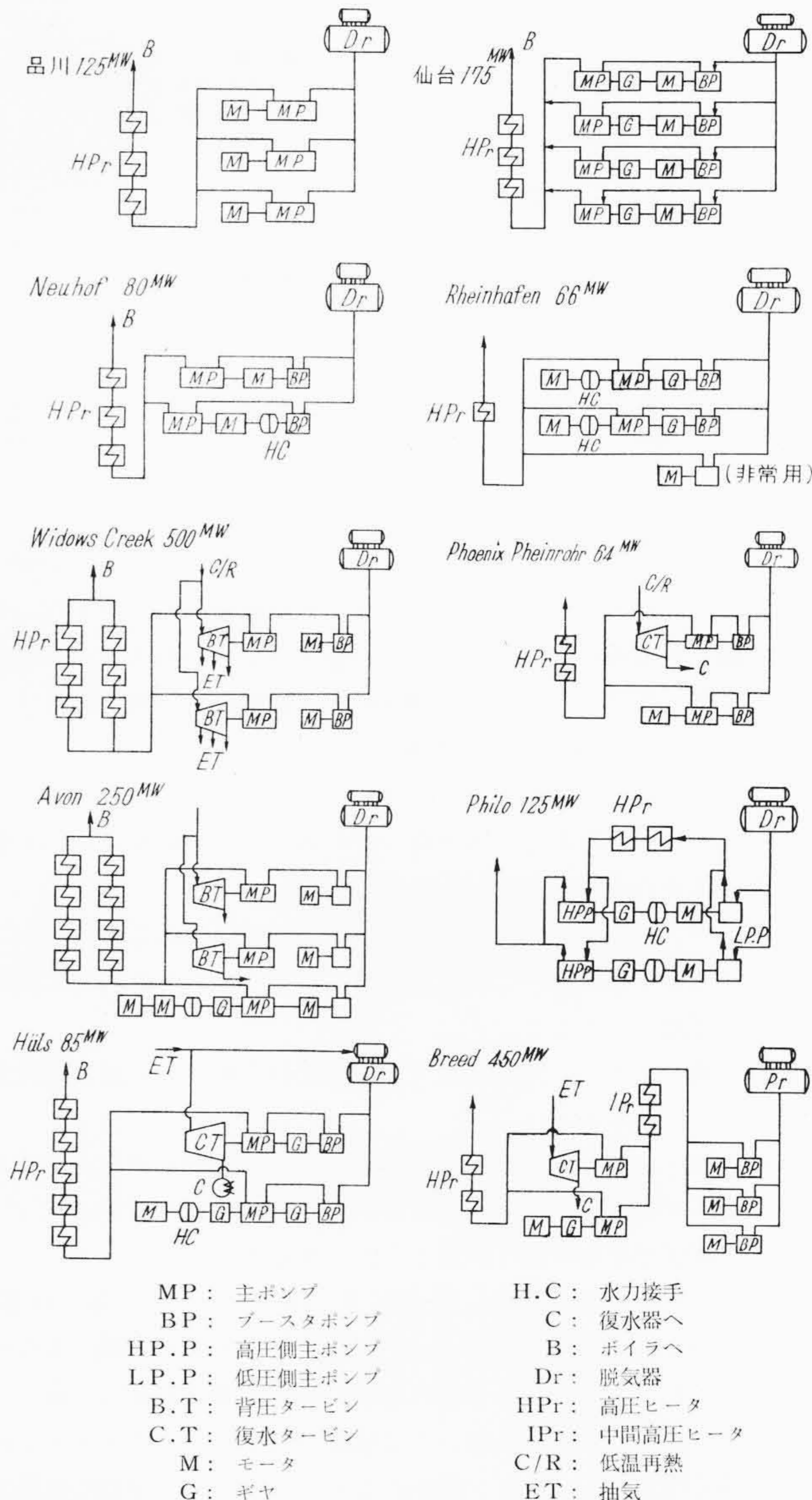


第13図 タービンの定圧運転と変圧運転による熱消費率変化割合

(ii) スプリットの場合

- (a) 高温側におくことにより熱効率を向上する。
- (b) 高圧加熱器圧力は低くすることができる。
- (c) 高圧ポンプを一段で上げるより二段にしたほうが容易な場合が多い。
- (d) 駆動動力大となり値段も高くなる。

一般に高圧プラントではスプリット式が有利となるが、この問題については W. Haywood が簡単な仮定のものに解析した例<sup>(10)</sup>も参考となろう。Eddystone No. 1 Unit<sup>(11)</sup> のようにスプリット方式とし低温側をモータ駆動高温側をタービン駆動およびモータ駆動とし、3者の組み合わせによりたくみに強制貫流ボイラの特性に合わせて別置の起動用電動ポンプを略した制御法、運転法を行っている例もある。第10図はそのポンプ配列、第11図は特性曲線を示す。



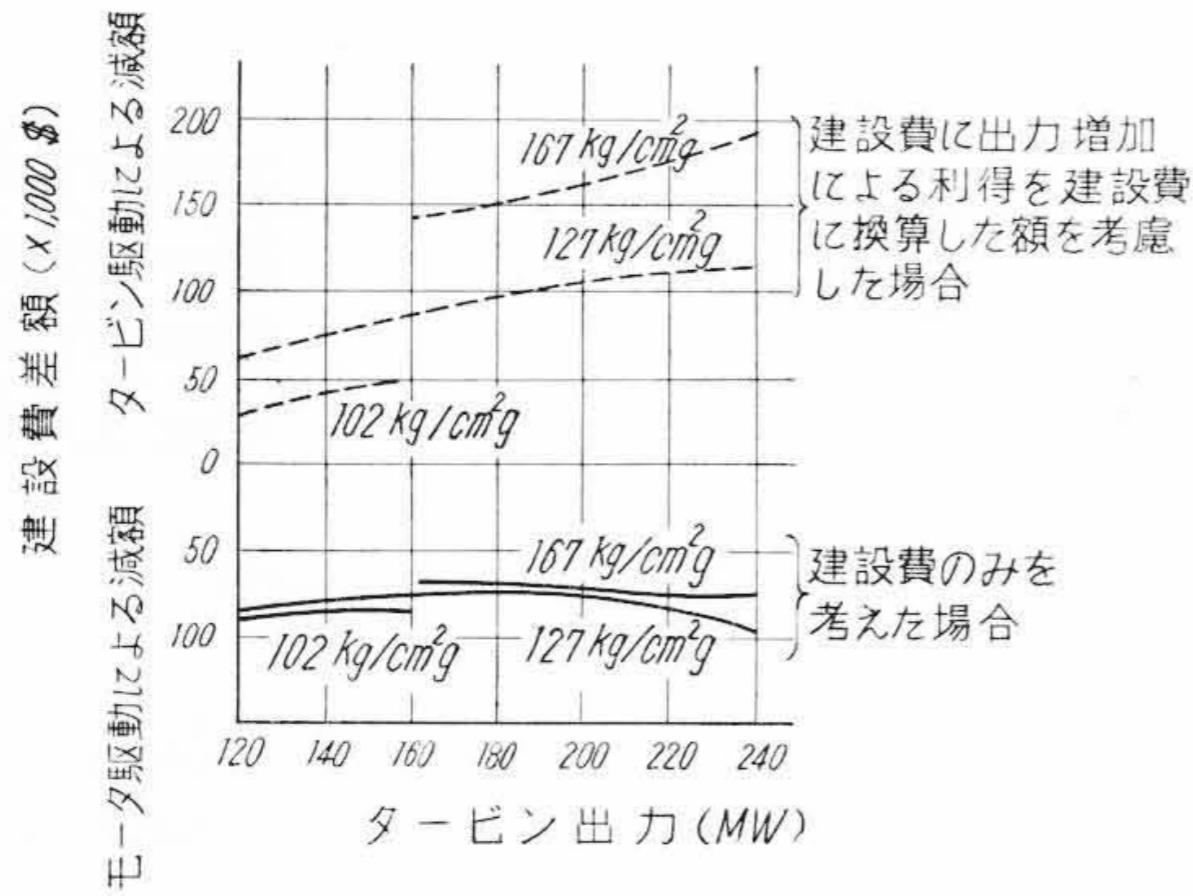
第14図 代表的高圧大容量プラント給水ポンプ設置概略系統図

4.4 変圧運転の問題

強制貫流ボイラは変圧運転により、ポンプ動力を減少せしめ、タービン内部効率を上昇せしめることによりこの利点を生かすことができる。しかし一般にいわれているように変圧運転によれば部分負荷において常に定圧運転より高効率が得られると考えるのは早計であろう。U. Senger によると<sup>(12)</sup> 変圧運転必ずしも得策ではなく、第12図に示す g 線が変圧と定圧の優劣の限界となることを示しており、実際の場合でも10%負荷以上では定圧のほうがすぐれた値を示している。しかしタービンの全加減弁を全開の状態に変圧に移らず第13図<sup>(13)</sup>のように4個の加減弁中2個を全開の状態から下で変圧運転に移れば低負荷でも効率よく、タービン側に対しても上下の加減弁が1個ずつ開いた状態で運転せられるので好ましい。いずれにしる変圧運転に対しては今後さらに検討の余地があろう。

5. 給水ポンプの駆動方法とサイクルの構成

高圧大容量化に伴い給水ポンプの設計も 4,600 rpm ないし 9,000 rpm の高速に変わってきた。これは従来のように 3,000 rpm または 3,600 rpm では高揚程に対して段数が多くなり、ベアリングスパンがますますおおよびケーシング直径が大となり、構造上困難となることなどによる。またポンプ駆動動力も大となり、原動機側にも変化



第 15 図 タービン駆動とモータ駆動による建設費の差額比較

が生じ最近従来のモータ駆動に代りタービン駆動の例が多くなってきた。第 1 表は各国の代表的高圧大容量プラントの給水ポンプ駆動方法、容量、数量などを示し、第 14 図は概略系統の数例を示す。

5.1 タービン駆動とモータ駆動

タービン駆動による利点としては

- (i) ポンプ駆動動力が大となったため、モータ駆動において電源設備関係の設計がむずかしくなったこと。
- (ii) ポンプの高速化が必要となったが、信頼性ある高速ポンプができるようになり、これは高速可変速タービンに直結して駆動するに好適であること。
- (iii) 同じタービン発電機でポンプ駆動動力相当分の送電端出力を増加しうること。
- (iv) モータ駆動用の所内電力が減ずるため所内トランス、メタルクラッド配電盤、ケーブルなどが節約でき、かつ場合によっては所内電源電圧を一段下げることができること。

などで効率的にも最高 0.7%、一般に 0.1~0.3% 上昇しうる。G. E. の G. Mellor などの検討によると<sup>(14)(15)</sup>、モータ駆動 50% 3 台の場合とタービン駆動 100% 2 台の場合の比較は第 15 図のとおりで検討範囲の圧力、出力内においては値段のみの比較ではタービンのほうが高くなるが、タービン駆動による出力増加を建設費に換算すれば、タービンの場合がまさる結論が出されている。タービン駆動の場合の欠点としては起動時の運転がややめんどろな事、起動用にモータ駆動ポンプを要する点などがあげられる。

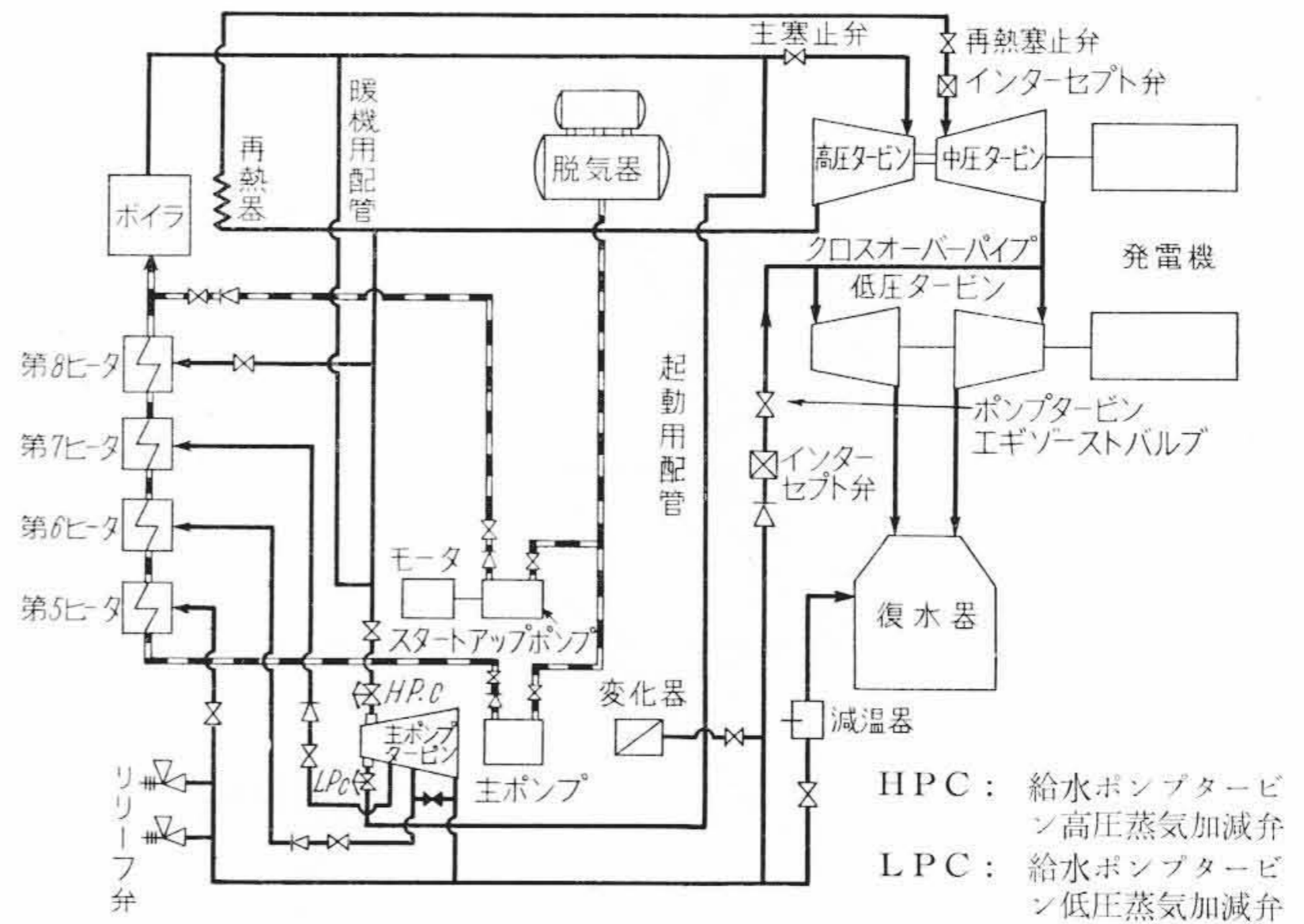
5.2 タービン駆動の場合のサイクル構成

給水ポンプのタービン駆動の方法としては、独立のポンプ駆動用可変速タービンを用いる場合と主タービン発電機軸により駆動する場合がある。

5.2.1 独立タービン駆動

給水ポンプ駆動タービンとしては復水タービンを用いる場合と背圧タービンを用いる場合があり、条件により異なるが、復水タービンを用いると主タービンの排気損失の大なる場合、排気損失を低減しうる点まさるが、復水器の真空低下した場合などを考慮する必要がある。一方、背圧タービンの場合は回転数をポンプに合わせ任意に選べる点、温度の低い抽気が行える点、スペースが少ない点、また排気を脱気器に導けば脱気器圧力を主タービン負荷に関係なく一定としてポンプの正味押込水頭 (NPSH) の変動を防げるなどの利点がある。

復水タービンを用いた場合駆動蒸気は低温再熱管またはそのほかの抽気点からとり、タービンから給水加熱用抽気は行わない。第 14 図にも示されるとおり Hüls, Breed Phoenix Rheinrohr など復水タービン駆動方式を採用しており、Breed 450 MW 機ではこのため排気損失が真空 722 mmHg で約 15.5 kcal/kg 減じたといっている<sup>(15)</sup>。背圧タービンの場合はいろいろあるが蒸気は



第 16 図 Glen Lyn 発電所のタービン駆動給水ポンプサイクル構成

低温再熱よりとり、排気は脱気器、給水加熱器、タービンのクロスオーバーなどにもどし、抽気を行うことができる。第 16 図は Glen Lyn PS 225 MW 140 kg/cm<sup>2</sup> 538°C/538°C のプラントの例<sup>(16)</sup>である。排気は常時は加熱器および蒸化器で消費するが場合によっては、クロスオーバーへもどし、起動時、低負荷時は復水器へ導き、エマゼンシー時には大気放出運転する。

タービン駆動の場合起動時、低負荷時、主タービン抽気圧力が低いいため特別の考慮が必要である。自然循環ボイラでは起動用としてごく低圧のモータ駆動のポンプを設けて給水し、ボイラ圧が若干上れば、第 16 図にも示されるように主蒸気管より分岐したスタート用配管を通し、駆動用タービンに特別に設けられた別個の調整装置および加減弁より蒸気を送り、タービン駆動に移る。強制貫流ボイラでは後記するように、起動のはじめから相当の圧力および流量を必要とするため容量の大きいモータ駆動のポンプを必要とする。第 1 表にそれらの容量も併記した。なお、台数の選定、容量の決定は直接建設費にも関係する問題で、ポンプの信頼性いかんによるが、前記 Glen Lyn PS Breed PS など常用 100% 容量のポンプ 1 台、予備 50% 容量 1 台にふみ切った例もあり、今後それらの実績いかんによりさらに 100% 1 台案が大幅に採用されることになる。

5.2.2 主タービン発電機による駆動

Bergen PS 290 MW<sup>(17)</sup>, Astoria No. 3 300 MW<sup>(18)</sup>などのプラントで用いられている方法であるが、タービン回転数よりポンプ回転数を高くするため増速ギヤを必要とし、また流体接手を用いるため独立タービンに比し効率悪く、かつ回転を一定値以上あげ得ぬため容量の余裕を大とせねばならない、など独立タービンの場合に比し利点は少ないようである。第 17 図は Bergen PS の例である。

6. 強制貫流ボイラのバイパス系統

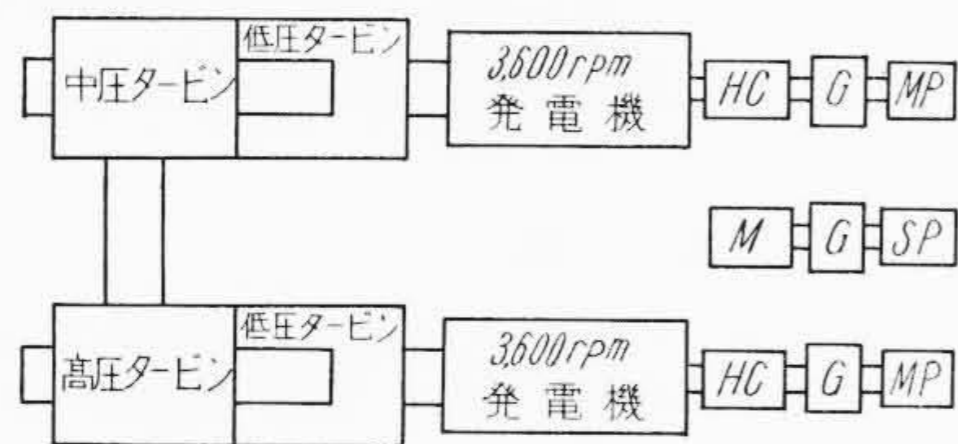
強制貫流ボイラにおいては運転特性上起動または停止時に用いるタービンバイパス系統が必要となってくる。この系統の計画には強制貫流ボイラの起動停止時の現象を解明する必要があるためここに略記する。

第 18 図は起動停止バイパス系統の説明図である。まずモータ駆動給水ポンプによりボイラ起動に必要な最小流量を循環せしめ、ついで起動制御弁(A)により起動時の規定圧力に制御し、各部のアンバランスフローのない定常の流動を設定し、冷却が完全に行われる状態としたのち点火し、除々に加熱する。燃焼開始によりボイラ各部伝熱面で離水温度は上昇し、(A)弁を通りフラッシュタンクに

第1表 代表的高圧大容量プラント給水ポンプ駆動方式容量一覧表

国別	発電所名	ボイラ蒸発量 (t/h)	タービン出力 (MW)	主蒸気 (kg/cm <sup>2</sup> /°C)	再熱蒸気 (°C/°C)	ボイラ形式	給水ポンプ					
							駆動原動機	台数および容量	原動機出力	備考		
日本	東京電力 力川	435	125	127/538	538	自然循環	モーター	3台 1台予備	各52.5%	各	1,600kW	第14図
	東北電力 力台	590	175	168/566	538	自然循環	モーター	4台 (1台予備)	各37%	各	1,900kW	第14図
	東京電力 須賀	908	265	168/566	566	強制循環	モーター	4台 (1台予備)	37%	各	2,670kW	
西ドイツ	Phoenix Rheinrohr	210	64	115/530	525	ベンソン	タービン モーター	1台 (1台予備)	100% 100%	—	—	第14図
	HEW Neuhoof	225	80	180/600	520	ベンソン	モーター	1台 (1台予備)	100% 100%	各	3,000kW	第14図
	Badenwerk Rheinhafen	210	66	110/535	530	ベンソン	モーター	1台 (1台予備)	100% 100%	各	1,700kW	第14図
	Steinkohlenbework Graf Bismark	160×2	100	210/525	525	ベンソン	モーター	ボイラ2罐に対し 4台	各100%	各	2,400kW	
アメリカ	AEC Glen Lyn	695	225	140/566	566	自然循環	タービン モーター	1台 1台	100% 50%	—	3,900kW	第16図
	TVA Widows Creek	1,740	500	168/566	538	強制循環	タービン	2台	50%	各	7,350kW	第14図
	Consolidated Edison Co. Astoria No. 3	1,090	300	140/566	538	自然循環	タービン モーター	発電機直結1台 2台	120% 50%	各	— 4,300kW	第14図
	Public Service El. & Gas Co. Bergen	864	290	165/594	566	自然循環	タービン モーター	発電機直結2台 1台予備	各50% 50%	—	—	第17図
	Baltimore Gas and El. Co. Crane	616	190	168/566	538	B & W UP	タービン モーター	1台 1台	100% 50%	—	5,100kW 2,200kW	
西ドイツ	Chemischwerk Hüls	260	85	300/600	560/560	ベンソン	タービン モーター	1台 1台予備	110% 110%	—	4,250kW 4,200kW	第14図
アメリカ	Ohio Power Co. Philo	306	125	316/623	566/538	B & W UP	モーター	各	60%	各	2,940kW	第14図
	Philadelphia El. Co. Eddystone	910	325	350/649	566/566	ズルツァー	モーター および タービン	各	66% 2系列	タービン各	2,600kW	第10図
	A. E. C. Breed		450	246/566	566/566	B & W UP	タービン モーター	1台 1台予備	100% 50%	—	16,200kW 11,000kW	第14図
	Cleveland Ill. & El. Co. Avon	780	250	246/594	566	ズルツァー	タービン モーター	2台 1台	各60%	各	5,600kW 2,940kW×2	第14図

注：本表には略したがアメリカにおける140~170 kg/cm<sup>2</sup> 級プラントの大部分は品川、仙台などと同じ方式を用いている。



第17図 Bergen PS 主タービン駆動給水ポンプ概略設置要領図

吐出される水の状態も次第に温度をましてゆく。いまボイラ管内の容積を  $V \text{ m}^3$ 、起動時にボイラ内に充満する水量を  $G_A \text{ kg}$  とし、籠水の比容積  $V_a \text{ m}^3/\text{kg}$  をとすると

$$G_A = V / V_a \text{ kg}$$

となる。過熱器を出る量を  $M_s \text{ kg/s}$ 、給水量を  $M_f \text{ kg/s}$  とすると籠水の温度変化のない間は

$$M_s = M_f$$

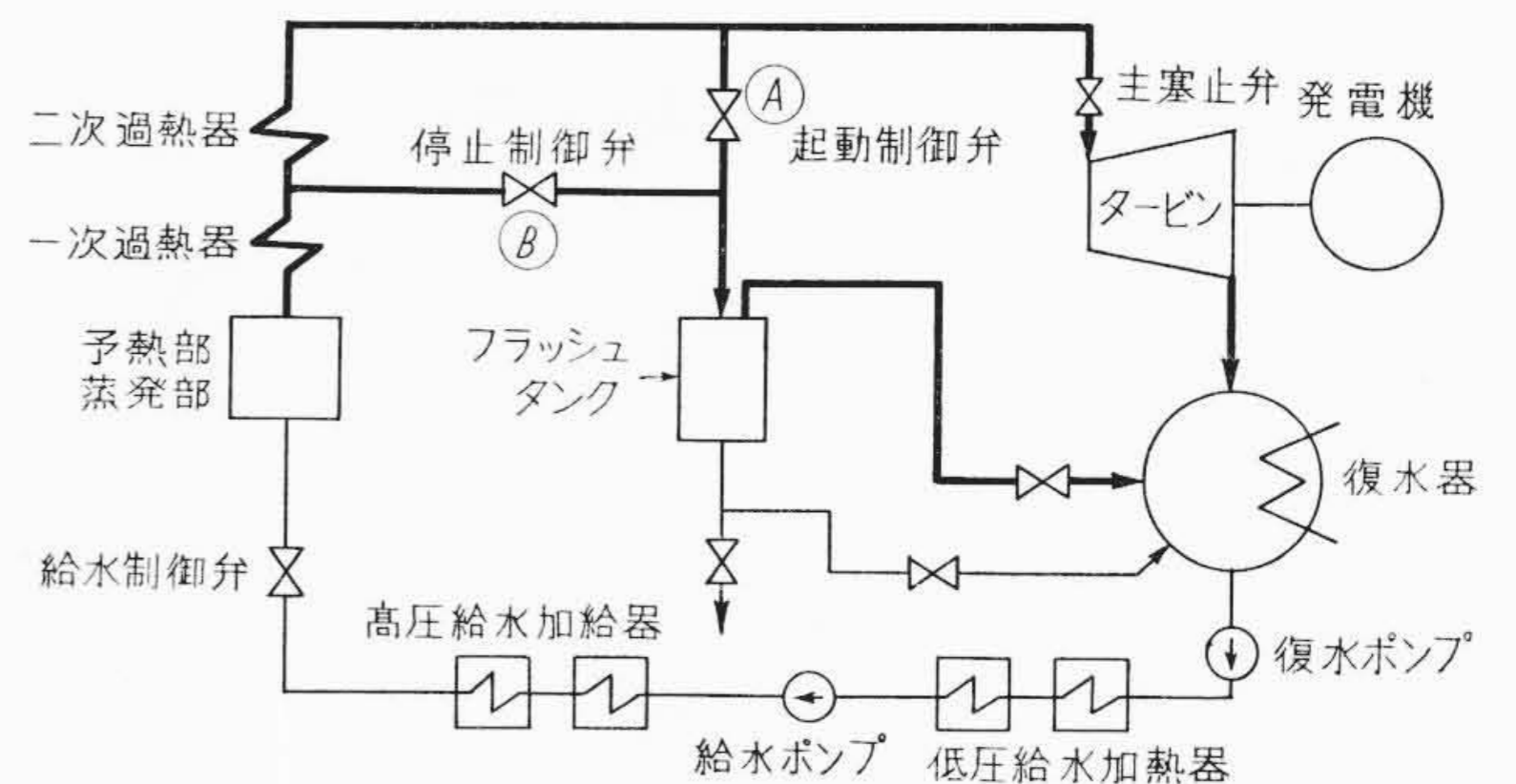
であるが、温度が上るに従いボイラ出口の水の容積が増加するため

$$M_s > M_f$$

となり、との差だけ籠内保有水量は減ずる。したがって運転中に籠内に充満する水および蒸気量を  $G_B$  とすると

$$G_B < G_A$$

となり、起動時には給水量のほか  $G_A - G_B$  だけ余分に吐出されることになる。この余分に吐出される量  $JG = (G_A - G_B)$  がいかなる速度、状態で、いつ吐出されるかが問題でこれは燃焼の強弱が重要な要素となる。起動時最も急激に温度上昇が行われるのは輻射伝熱面です。まずこの部で籠水の一部蒸発が生じるため、その後配列され

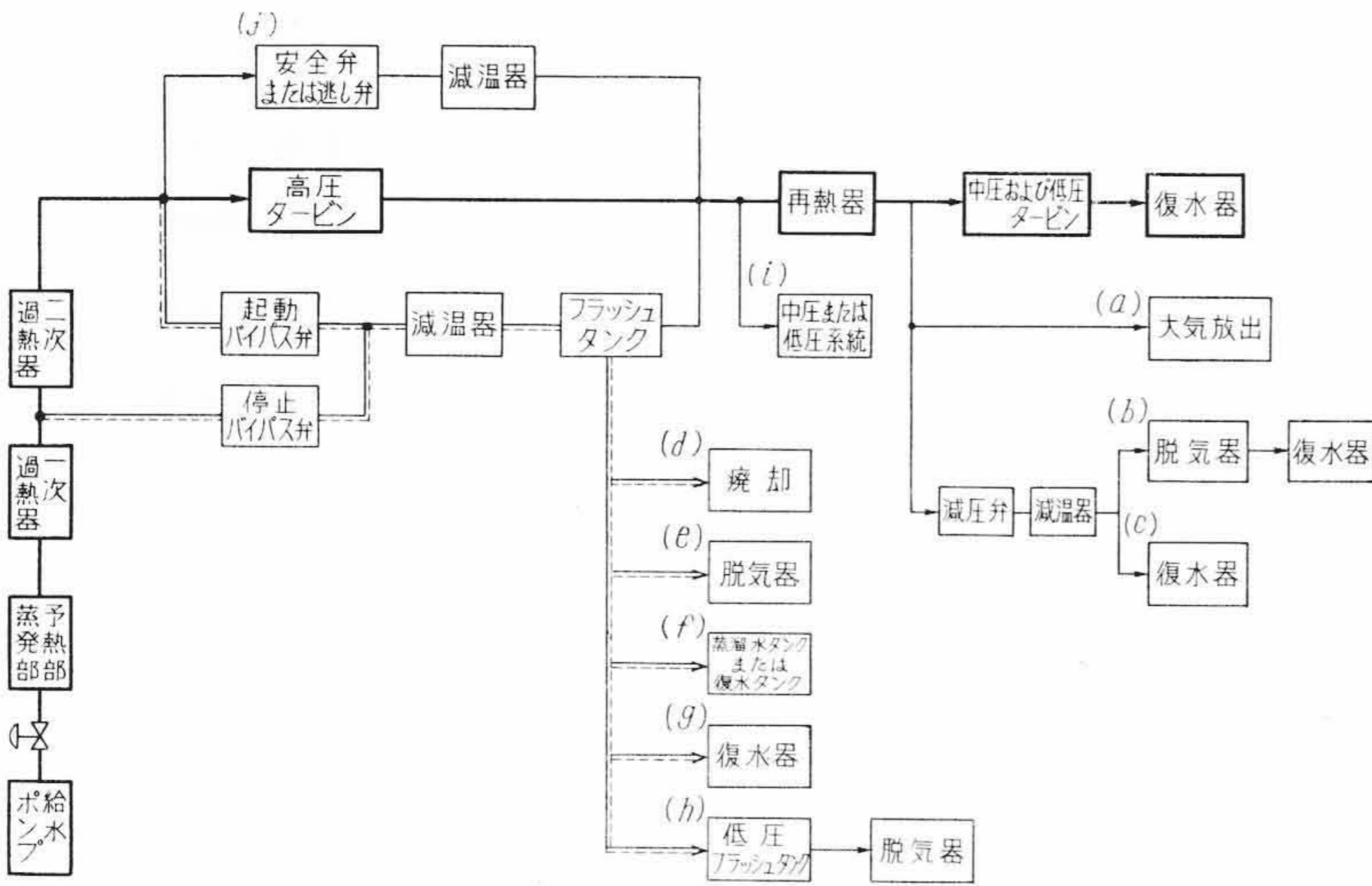


第18図 起動停止バイパス系統説明図

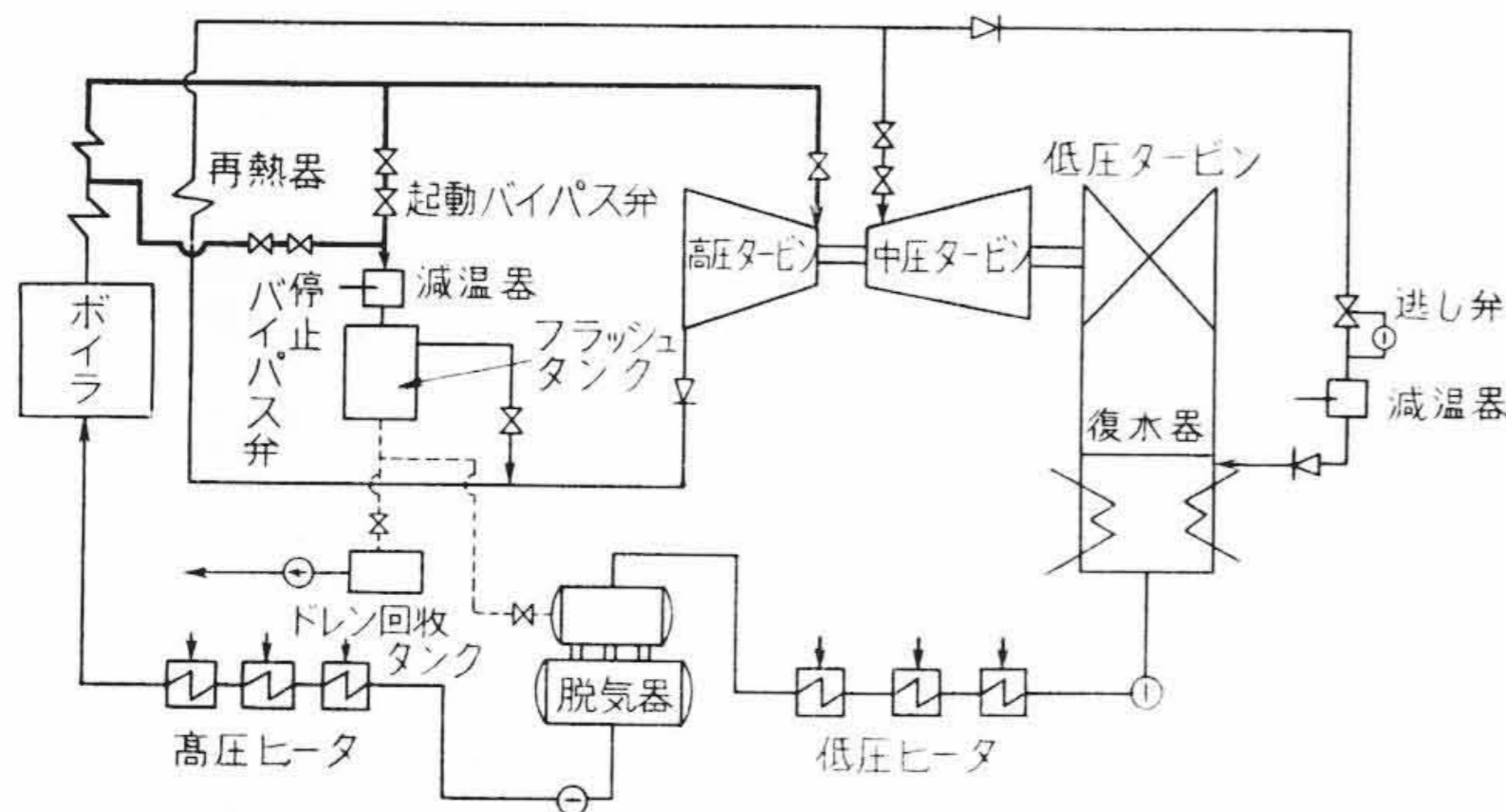
た管内の温水は蒸発による圧力上昇で吐出される理である。この水の急激な吐出を Wasserpfropfen<sup>(19)(20)</sup> といっており、強制貫流ボイラに特有の現象である。蒸発開始により圧力は急激に上昇するのでA弁を制御して一定圧力を保持するようにするが、このためA弁を通る気水の量は給水量の数倍に達することすらある。このことは配管、弁、フラッシュタンクなどバイパス系統の計画に際し考慮せねばならない。Wasserpfropfenが終り蒸発部以降がすべて蒸気の状態になればたたび  $M_f = M_s$  となり、過熱器出口蒸気が適宜な温度に達すればタービン駆動を開始し起動系統の操作は終る。

停止に際しては、まず消火し給水量を絞り停止制御弁Bを操作して二次過熱器に冷たい水が入らないよう考慮する。ただしこの際A弁も多少開き二次過熱器のオーバヒートを防ぎ、規定の温度降下割合を保つよう操作する。

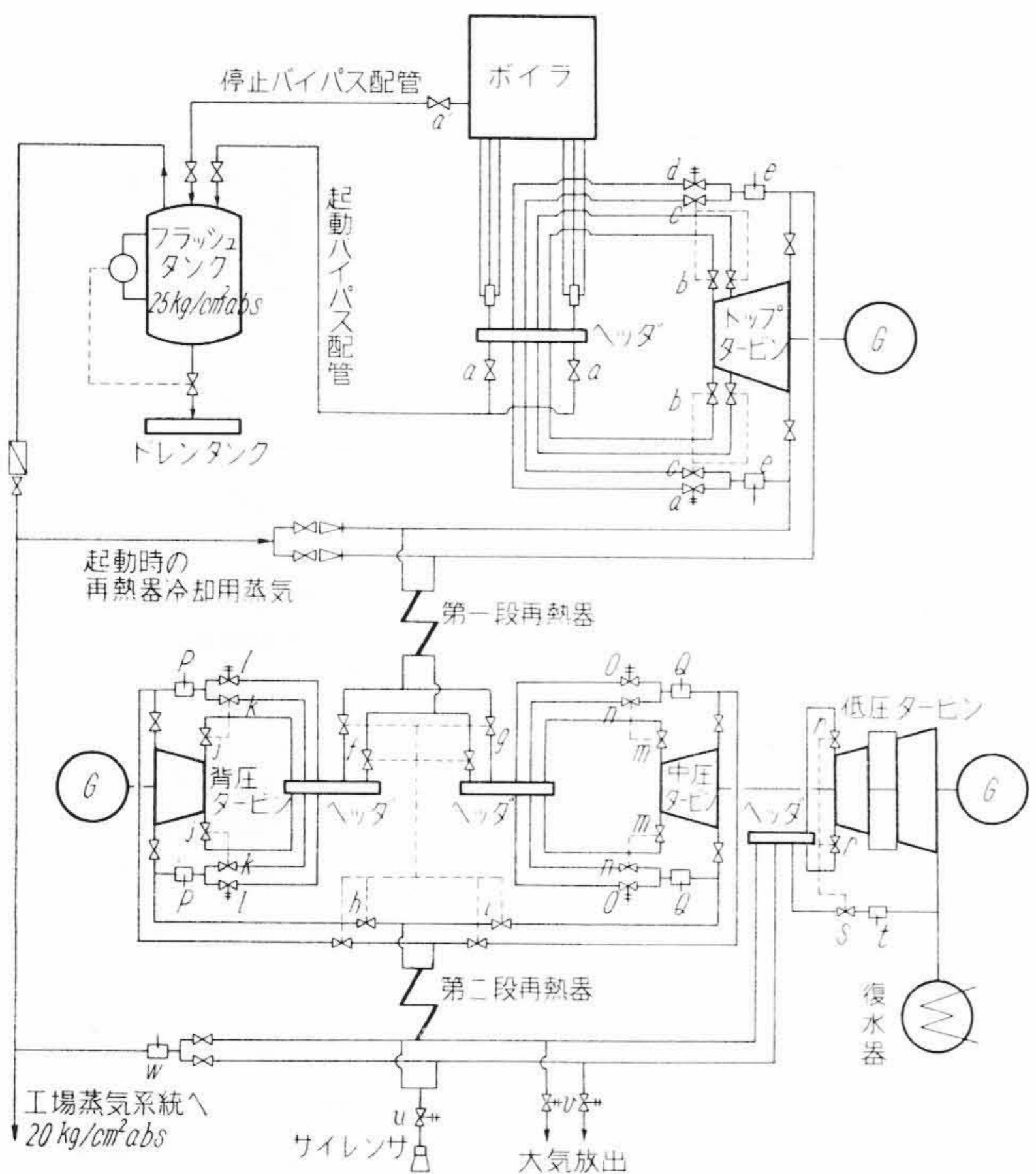
バイパス系統の計画に当ってはそれぞれの条件によって異なる。



第 19 図 強制貫流ボイラ起動休止バイパス系統説明図



第 20 図 一段再熱ペンソンボイラプラント起動系統概略図



- a : 起動バイパス弁
- a' : 停止バイパス弁
- b : トップタービン主塞止弁
- c : 逃弁または減圧弁
- d : 安全弁
- e : 減温器
- f, g, h, i : 背圧タービンか中圧タービンを  
かを選択運転するためのイン  
ターロックされた各止弁
- j : 背圧タービン主塞止弁
- k : 逃弁
- l : 安全弁
- m : 中圧タービンインターセプト弁
- n : 逃弁
- o : 安全弁
- p, q : 減温器
- r : 低圧タービンインターセプト弁
- s : 逃弁
- t : 減温器
- u : 起動時大気放出弁
- v : 安全弁作動時大気放出弁
- w : 減温器

第 21 図 Hüls PS バイパス系統図

第 19 図は種々の場合を組み合わせた説明図である。起動時過熱器を出た汽水混合物は起動制御弁を経てフラッシュタンクに入り、ここで蒸気とドレンに分れ蒸気は再熱器を冷却したのち、それぞれの計画条件により、(a) 大気放出、(b) 減温器、脱気器を経て復水器、(c) 減温器を経て復水器のいずれかに導かれる。ドレンはフラッシュタンクから、(d) 廃却、(e) 脱気器、(f) 蒸溜水タンクまたはほかの復水タンク、(g) 復水器、(h) 低圧フラッシュタンクを経て脱気器または復水器などのいずれかに導かれる。また中圧または低圧蒸気系統のある場合フラッシュタンクから出た蒸気をこの系統に利用する (i) の場合もある。過熱器出口より安全弁または逃弁を大気に放出せず減温器を通して高圧タービンをバイパスし再熱器に導く (j) 系統を付する場合もある。二段再熱の場合は一段再熱器を出たのち減温器を経て二段目の再熱器を冷却し、前記 (a), (b), (c) いずれかの方法で処理する。第 20 図は一段再熱で前記 (c), (e), (j) の組み合わせの例であり、第 21 図は二段再熱で (a), (f), (i), (j) の組み合わせを行った Hüls の場合<sup>(21)</sup>である。超臨界圧プラントのバイパス系統の計画にはさらにバイパス弁、減温器の構造的な問題、全体としての自動制御の問題など検討すべき点が多く、これらについてわれわれは多くの試験研究を行っている。

### 7. 結 言

高圧大容量化に伴い問題となる諸点について概説したが、本文でとり上げたほかに、給水のバイパス脱塩関係問題、給水系統多系列化の問題、材料および製造技術に基く主配管系統や高圧部各機器の問題、その他があるが紙面の都合で略した。さらに Combined Gas Turbine Cycle, Supercharged Boiler Plant, 液体金属を熱媒体とした多段再熱プラントなど火力の進歩はとどまるところを知らない。われわれは火力機器メーカーとして常に新しい技術の進歩開発に努力し、よりよい火力発電設備の完成にまい進する考えである。

### 参 考 文 献

- (1), (2), (3) Bartlet: Steam Turbine Performance and Economics 147, 118, 120 (1958 Mc Graw-Hill Book Co. Inc.)
- (4) G. Noetzlin: VGB 55, 230 (Aug. 1958)
- (5) E. U. Hesse: BWK 11, 362 (Aug. 1959)
- (6) F. Kelp: VGB 61, 276 (Aug. 1959)
- (7) W. Bolte: Energie 6, 223 (Juni. 1958)
- (8) J. H. Keenan and F. G. Keyes: Thermodynamic Properties of Steam 75 (1936 John Wiley & Sons, Inc.)
- (9) T. J. Whelan: ASME paper No. 58-A-214
- (10) R. W. Haywood: PIME 171, 747 (No. 25, 1957)
- (11) J. H. Harlow: ASME paper No. 56-A-165
- (12) U. Senger: BWK 6, 197 (Juni. 1954)
- (13) US B & W CO.: UP ボイラ資料
- (14) A. G. Mellor ほか: Proceedings of the American Power Conference XVIII (1956)
- (15) A. G. Mellor ほか: Combustion 27, 47 (Feb. 1956)
- (16) J. A. Tillinghast ほか: ASME paper No. 58-PWR-11
- (17) Electrical World 146, 112 (Oct. 1956)
- (18) Power 100 (Jan. 1956)
- (19) F. Wehrberger: BWK 10, 466 (Okt. 1958)
- (20) O. Engler: Energie 8, 308 (Aug. 1956)
- (21) G. Noetzlin: VGB 55, 230 (Aug. 1958)