

大形復水器の過渡特性

Temperature Characteristics of Large-size Condensers

Transient characteristics of a condenser under changing operating conditions of steam power plant were analyzed by way of calculation.

Some of the instances where such transient characteristics are concerned are as follows:

- Change in vacuum of condenser during the process of reversing circulating flow by backwashing devices.
- Change in vacuum of condenser in response to the change of circulating flow rate when one of the two CWP's is tripped during operation.
- Temperature changes in condenser and neighboring components in relation to boiler fast cutback.

The authors introduced calculation formulas for the analysis of these transient characteristics and calculated them by electronic computers by properly assuming characteristic of process which is not covered by the rated design point.

The article introduces the above discussion and calculation results.

保科昭一* Shoichi Hoshina

小島景敬* Akihiro Ojima

和泉健吉** Kenkichi Izumi

1 緒 言

蒸気タービンプラントの過渡的な運転状態の変化に応じて復水器には過渡的な蒸気が流入したり冷却水量が変化したりするが、この時の復水器の特性を検討することは蒸気タービンを安全に運転したり復水器自体を保護する意味で重要である。復水器の過渡特性が問題となる例としては次のようなものがある。

- 復水器逆洗装置を用いて循環水を逆流させる場合の復水器真空の変化
- 循環水ポンプ2台運転中1台がトリップした場合の循環水量の変動に対する復水器真空の変化
- FCB (Fast Cut Back 無消火所内単独運転)に関連し、循環水の流れの止まった復水器へ蒸気が導入された場合の復水器内および周辺の温度変化

本文ではこのような過渡特性解析のための計算式を導き、また電算機により計算を行なった結果について述べた。

2 現象の説明

熱交換器の過渡特性としては第一流体の入口温度が変化したとき、第二流体の出口温度がどのように変化するかを取り扱ったものが多い。しかし復水器の場合にはこのような現象はほとんど問題とならない。なぜなら循環水側を第一流体と見なした場合、その温度が短時間の間に変動することはほとんどあり得ないし、蒸気側を第一流体と考えた場合にもその温度だけが急激に変化することは考えられないからである。

(ここにいう短時間とは1分程度またはそれ以下のオーダーの時間を指(さ)す)。これに対して復水器では循環水の流量変化に対して蒸気側の温度(または圧力)変化がどうなるかが問題となる。一般に流量変動に対する過渡特性は解析された例が少なく、これは流量変動が熱伝達率の変化を伴い、流量(流速)と熱伝達率との関係が非線形になり取扱いが非常に複雑になるためである。プラントが大形化されるに従って復水器の運転条件が系統全体に与える影響も大きくなり、ここに述べるような設計点以外の広範なプロセス運転特性解析を行

なう必要性が生じている。

図1は復水器まわりの循環水系統図の一例を示したものである。復水器は1台であるが冷却管群はA側管束、B側管束と二つに分かれてそれぞれ片肺運転が可能となっており、四方形逆洗弁が両系統にそれぞれ設けられている。循環水ポンプは2台あり吐出し側には連絡管がある。図中実線の矢印は

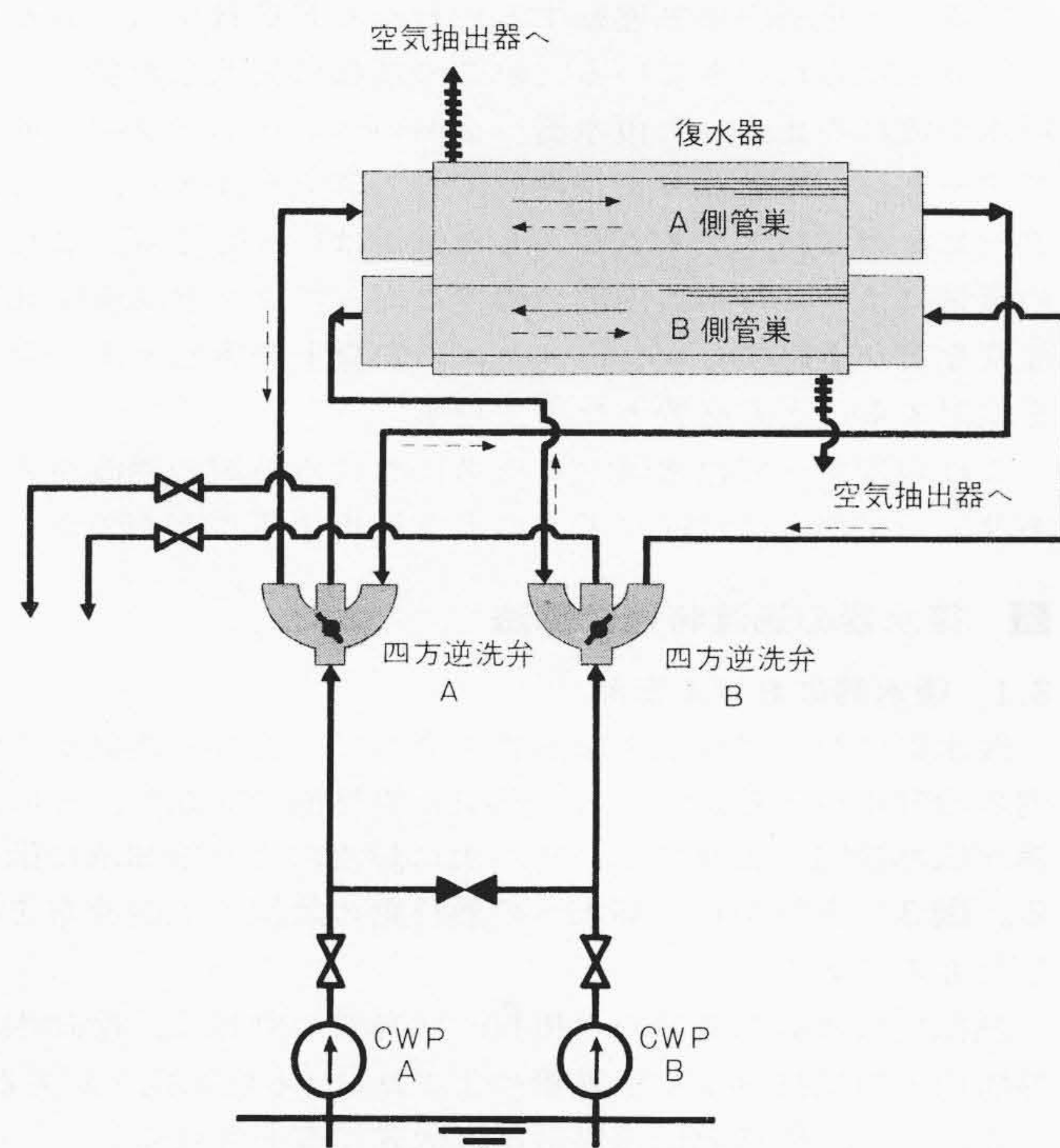


図1 復水器循環水系統 四方形逆洗弁を操作することにより、復水器管束ごとに逆洗しうる。

Fig. 1 Flow Sheet of Circulating Water in Condenser

* 日立製作所日立工場 ** 日立製作所日立研究所

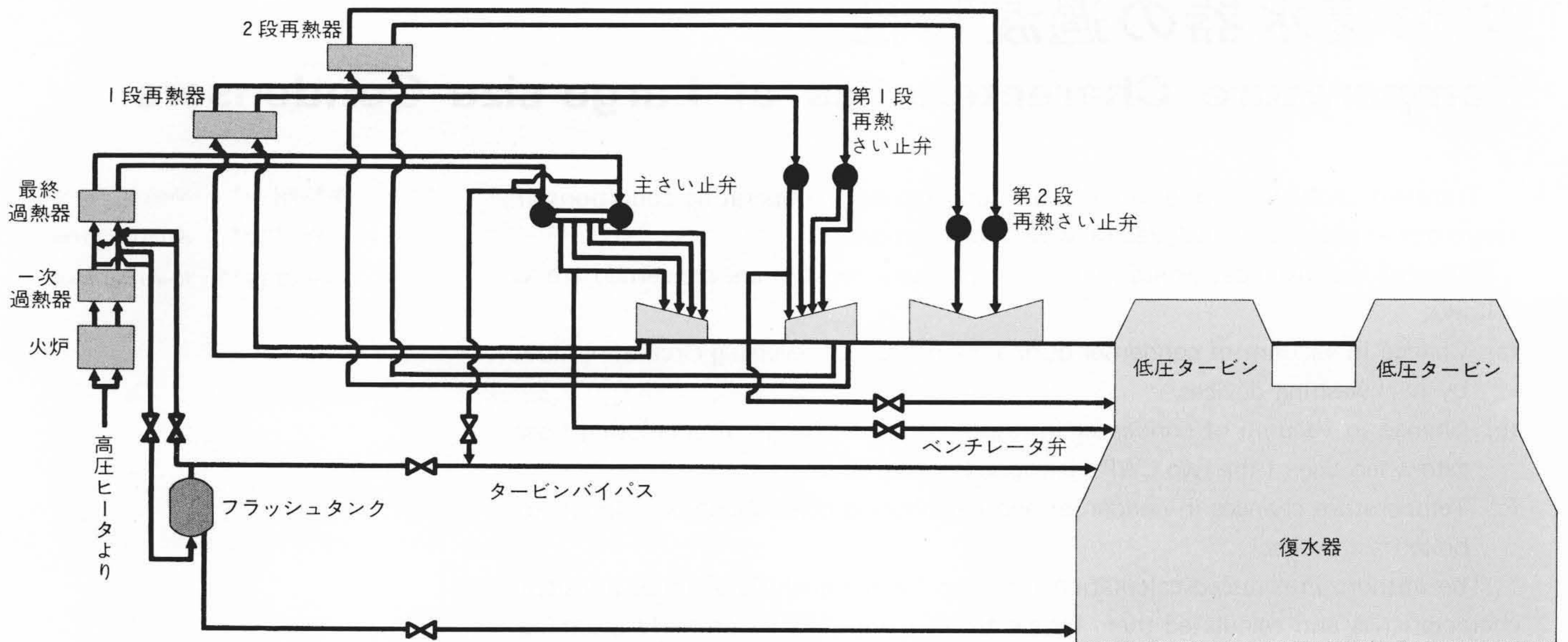


図2 二段再熱タービンの蒸気系統 タービンの全段または一部をバイパスして復水器へ蒸気を導入させる系統が設けられている。

Fig. 2 Flow Sheet of Double Reheat Steam Turbine

正常運転時の循環水の流れの向き、破線は逆洗時のそれを示すものである。二個の逆洗弁A、Bはそれぞれ独立して操作しうるものであり、いずれか一方のみを操作した場合の復水器の真空の変化を求めることを今回の検討項目の一つとして考えてみる。

次に循環水ポンプ2台運転中に1台がトリップし他の1台のみの運転になった場合の真空の変動を求めてみる。

図2は二段再熱タービンの蒸気系統を示すものである。外線事故により系統しゃ断したときボイラを消火させることなくプラントを所内単独運転するいわゆるFCBシステムが最近採り上げられてきている⁽¹⁾がこの運転に失敗した場合、循環水の流れの止まった復水器へ2個のベンチレータ弁を通してタービン、再熱器および再熱配管の蒸気が流入し、さらにタービンバイパスラインからも蒸気はいってくる。これらの蒸気によって復水器内部の温度に従ってタービン低圧部の温度などが上昇するが、システムの安全上許容しうるか否かを検討することも必要となっている。

これらはすべて復水器プロセスにおける熱流の過渡現象であり、いずれもほぼ同じ考えにより解析することができる。

3 復水器の過渡特性計算法

3.1 復水器における伝熱

復水器においては水平伝熱管を介して、管外の蒸気から管内の冷却水へと熱が伝わる。蒸気が管外面で凝縮し、その潜熱が伝熱管内を伝導で伝わり、次に対流により冷却水に伝わる。図3は蒸気から冷却水への熱移動の状況と温度分布を示したものである。

熱抵抗には凝縮液膜の熱抵抗、伝熱管の熱抵抗、冷却水境界層内の熱抵抗および伝熱管のよごれによる熱抵抗とがある。したがって、総括熱伝達係数 α_t は次式で表わされる。

$$\frac{1}{\alpha_t} = \frac{1}{\alpha_c} + \frac{1}{\alpha_w} + \frac{1}{\alpha_l} + \frac{1}{\alpha_f} \quad \dots\dots\dots(1)$$

ただし、
$$\alpha_c = 0.725 \left(\frac{1}{d_o \Delta t} \right)^{1/4} \left(\frac{\lambda_c^3 \gamma_c^2 \mu}{\eta_c} \right)^{1/4} \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$\alpha_w = \frac{2 \lambda_w}{d_m \ln(d_o/d_i)} \quad \dots\dots\dots(3)$$

$$\alpha_l = 0.023 \frac{\lambda_l}{d_i} Re^{0.8} Pr^{0.4}, Re \geq 2,100 \quad \dots\dots\dots(4)$$

$$\alpha_l = 3.65 \lambda_l / d_i, Re < 2,100 \quad \dots\dots\dots(5)$$

$$\alpha_f = 12,500$$

ここに、 α_c : 蒸気の凝縮熱伝達係数 (kcal/m²・h・°C)

α_w : 伝熱管の熱伝導による熱伝達係数 (kcal/m²・h・°C)

α_l : 冷却水の対流熱伝達係数 (kcal/m²・h・°C)

α_f : よごれによる熱伝達係数 (kcal/m²・h・°C)

d_o : 伝熱管の外径 (m)

Δt : $t_s - t_{w,0}$ (deg.C)

t_s : 蒸気温度 (°C)

$t_{w,0}$: 管外壁温度 (°C)

λ_c : 凝縮液の熱伝導率 (kcal/m・h・°C)

γ_c : 凝縮液の比重量 (kg/m³)

μ : 凝縮潜熱 (kcal/kg)

η_c : 凝縮液の粘性係数 (kg-h/m²)

λ_w : 伝熱管の熱伝導率 (kcal/m・h・°C)

d_m : $d_m = (d_o + d_i)/2$ (m)

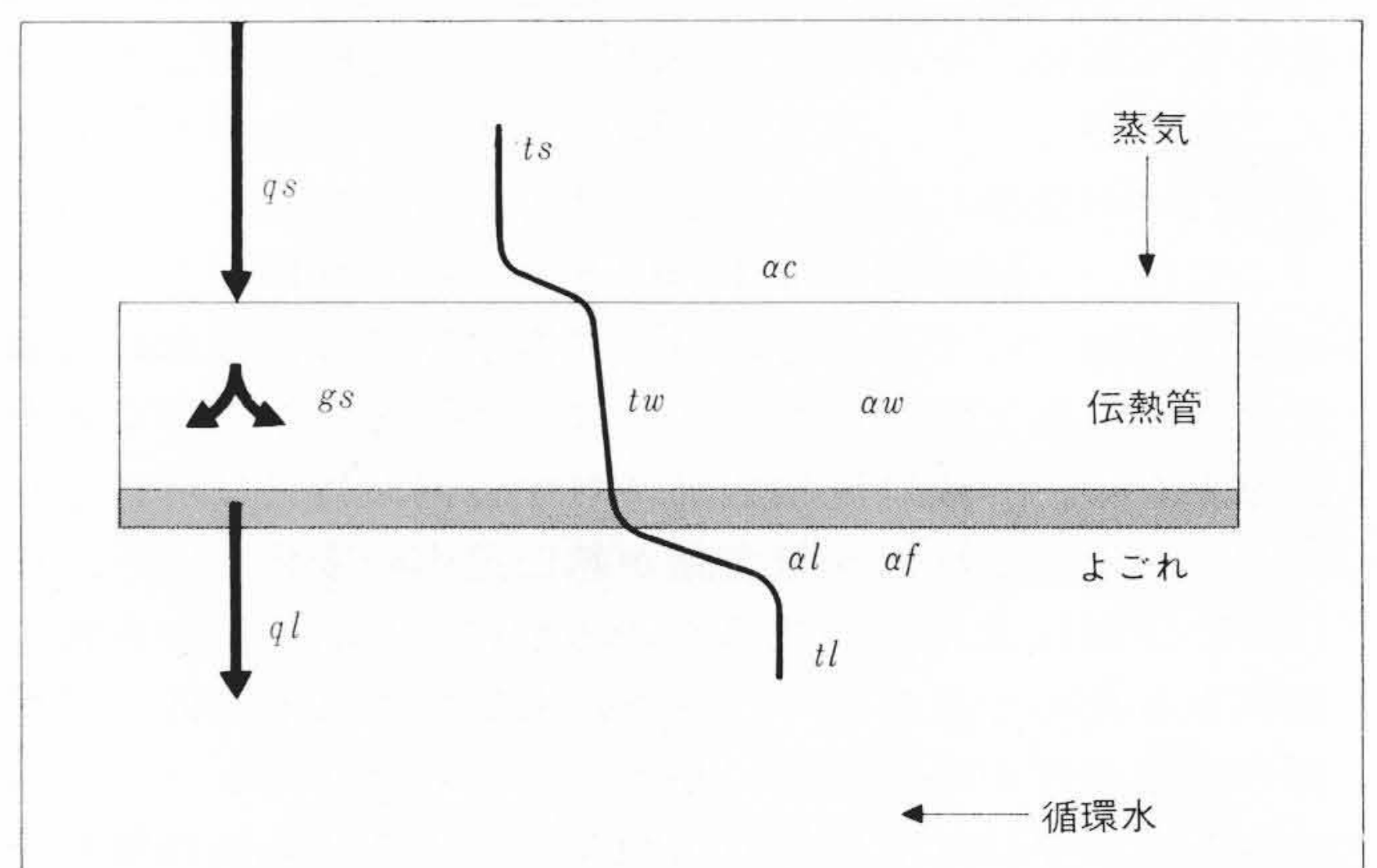


図3 伝熱管付近の温度分布 熱は伝熱管の壁を介して、蒸気から循環水に伝達される。

Fig. 3 Thermal Diagram of Surface Condenser

d_i : 伝熱管の内径 (m)
 λ_i : 冷却水の熱伝導率 (kcal/m·h·°C)
 Pr : 冷却水のプラントル数

3.2 過渡特性の熱計算モデル

復水器を伝熱管と伝熱管内の冷却水の二つの系に分け、図4に示すモデルで熱計算を行なった。

エンタルピー i_s の蒸気が流量 G_s で復水器に流入し、冷却伝熱面で凝縮して温度 t_s の凝縮水となる。このとき伝達された熱量 q_s の一部 q_w は伝熱管に吸収され、残部 q_l が冷却水に伝わる。流量 G_l の冷却水は温度 $t_{l,i}$ で伝熱管に流入し、温度 $t_{l,o}$ で伝熱管より排出される。

3.3 熱計算の基礎式

復水器のように長い熱交換器は本来、分布定数系として扱わねばならない。しかしわれわれは解析を容易にするため管長手方向の水流温度分布を対数分布と仮定して集中系近似を行なった。この仮定は復水プロセスの操作変量、たとえば水量を Run & Hold 方式で除々に増減した場合には正しい。したがって操作量の変動があまり激しくない場合は、この仮定は妥当と考える。以下に採り上げた例では、いずれも冷却水側に伝熱される熱量は少なく非定常の熱流はほとんど固体壁の熱容量に吸収されている関係で全体的に ±15% 程度の誤差範囲内で解析できていると推測している。

熱量の平衡条件から次式が成立する。

$$q_s = q_w + q_l \quad \dots\dots\dots(6)$$

$$q_w = C_w \cdot V_w \cdot \gamma_w \frac{\Delta t_{w,m}}{\Delta \tau} \quad \dots\dots\dots(7)$$

$$q_l = C_l \cdot G_l (t_{l,o} - t_{l,i}) + C_l \cdot V_l \cdot \gamma_l \frac{\Delta t_{l,m}}{\Delta \tau} \quad \dots\dots\dots(8)$$

ここに、 C_w, C_l : 比熱 (kcal/kg·°C)

V_w, V_l : 容積 (m³)

γ_w, γ_l : 密度 (kg/m³)

$t_{w,m}, t_{l,m}$: 平均温度 (°C)

τ : 時間 (h)

添字 w は伝熱管、添字 l は冷却水を表わす。

熱伝達の関係式は次式で与えられる。

$$q_s = \alpha_c \cdot A_0 (t_s - t_{w,0}) \quad \dots\dots\dots(9)$$

$$q_l = \left(\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_f}} \right) A_i \frac{t_{l,0} - t_{l,i}}{\ln \left(\frac{t_{w,i} - t_{l,i}}{t_{w,i} - t_{l,0}} \right)} \quad \dots\dots\dots(10)$$

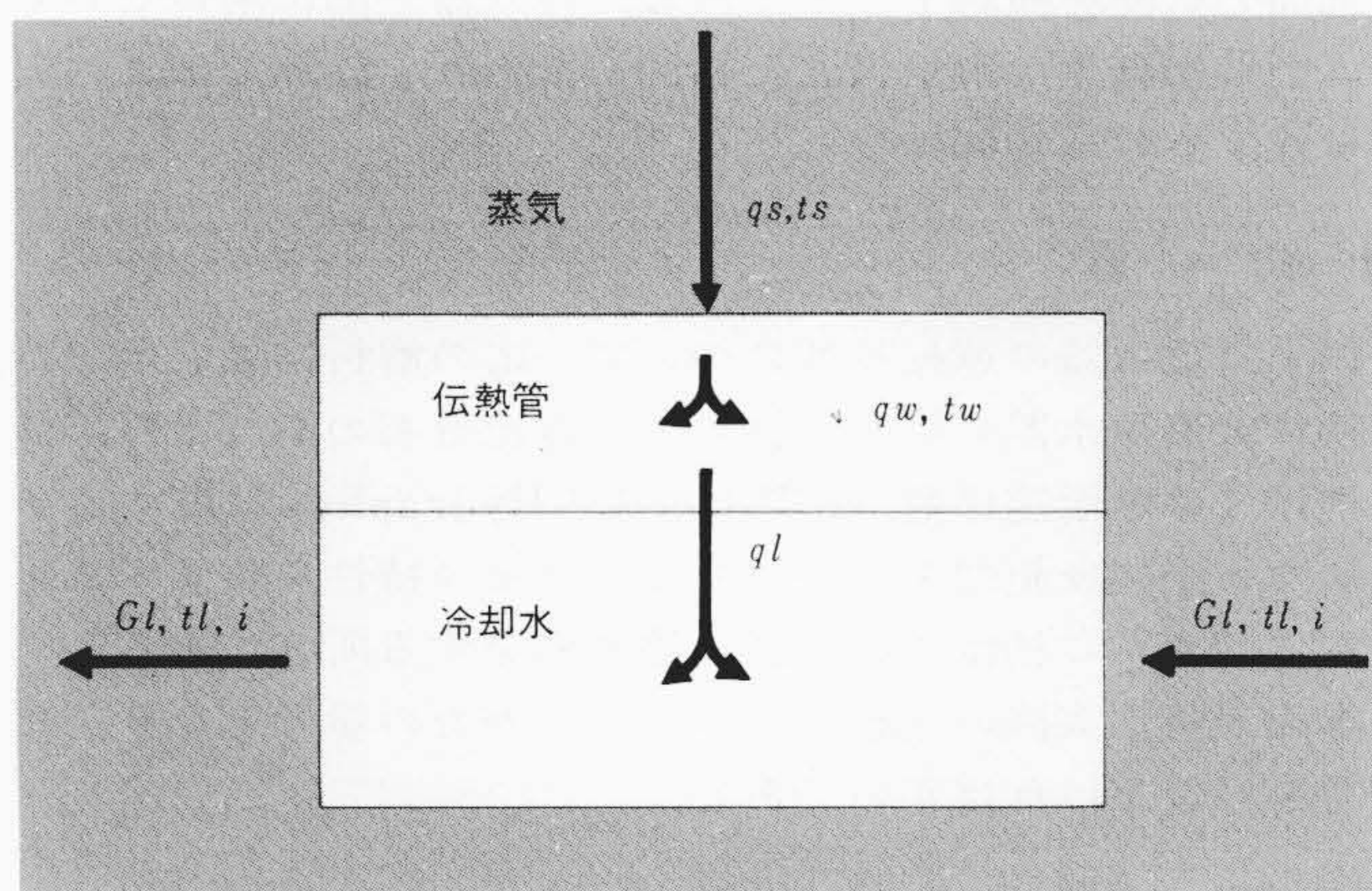


図4 熱計算モデル 蒸気の保有熱量は冷却水の温度上昇のほか、過渡的には伝熱管自体の温度上昇にも消費される。

Fig. 4 Heat Transfer Model and Notation

3.4 過渡特性の計算プログラム

伝熱管内冷却水のレイノルズ数および温度などの変化に応じて各熱伝達係数を決め、各時点の熱平衡を計算する。計算手順としては、最初に伝熱管に吸収される熱量 q_w を仮定して温度分布を計算し、この結果により熱量 q_w を修正するという収束計算を繰り返すものである。

4 計算結果とその評価

4.1 逆洗の場合

図5は出力 350MW のプラントの復水器の逆洗時における変化を計算した結果のグラフである。すなわち、図1に示した系統で四方逆洗弁の一方のみを操作した場合の過渡現象である。逆洗弁操作中の冷却水量の変化は図示したように時間に対して直線的に変わるものとし、いったんゼロとなった後、直ちに反対向きに流れて最初の値まで回復する。弁操作時間はこの種の弁の実例から考えて45秒とした。復水器真空および飽和蒸気温度はそれぞれ図のように変化しており逆洗を行っている側の管束内水量がゼロのとき真空が最も低下してその値の逆洗開始前との差は約25mmHgである。図中には循環水ポンプ1台で片肺運転のときの静的に計算した真空値が記入してあるが、上記真空度曲線はこの値に向かって低下している。しかし、水流が途中から回復するため時間遅れにより真空度も途中から上昇している。逆洗弁操作が終わったあと

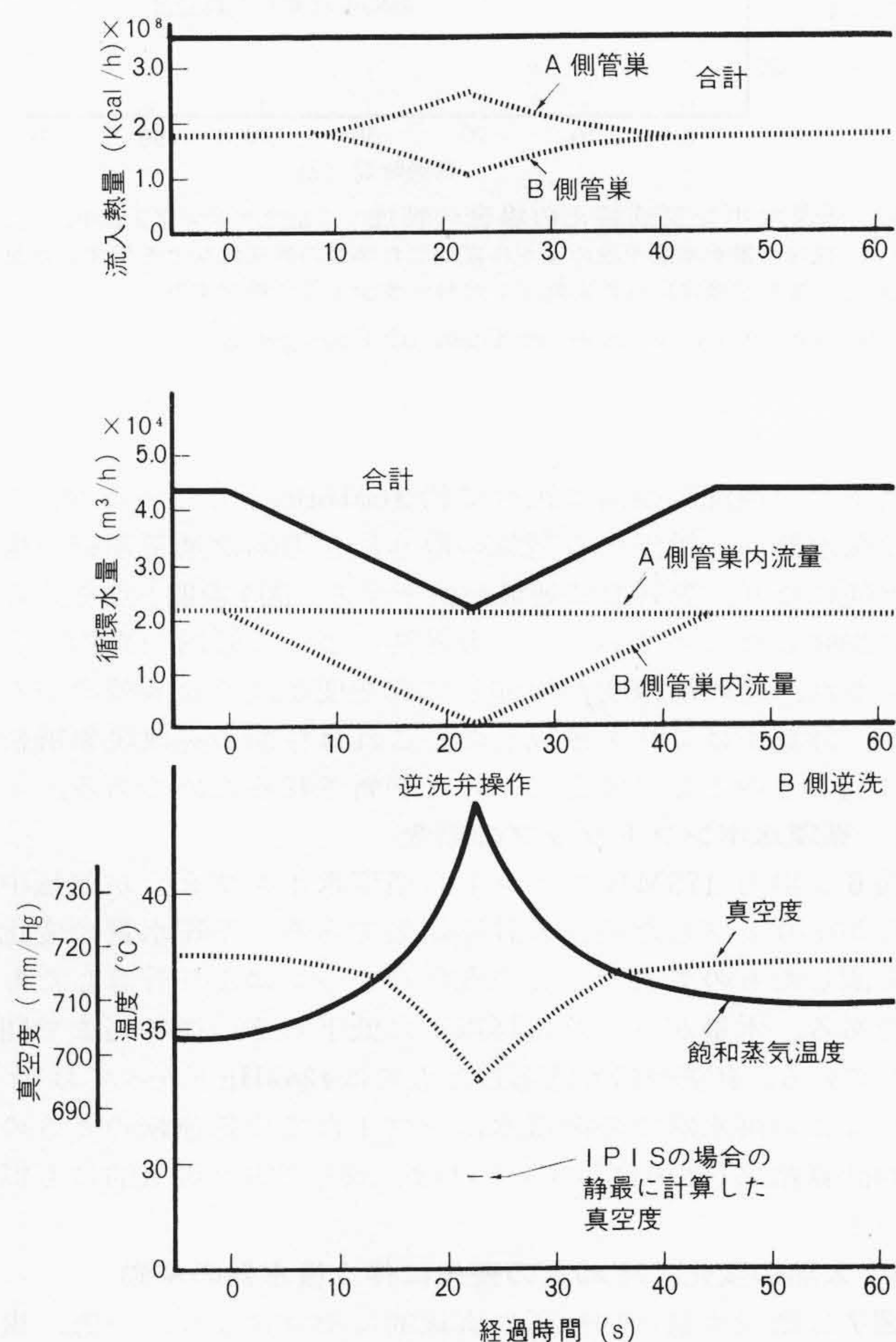


図5 逆洗弁操作時の特性 循環水量が本図中段のように変化した場合の流入熱量と真空度および飽和蒸気温度を示す。

Fig. 5 Transient Characteristic During Backwashing

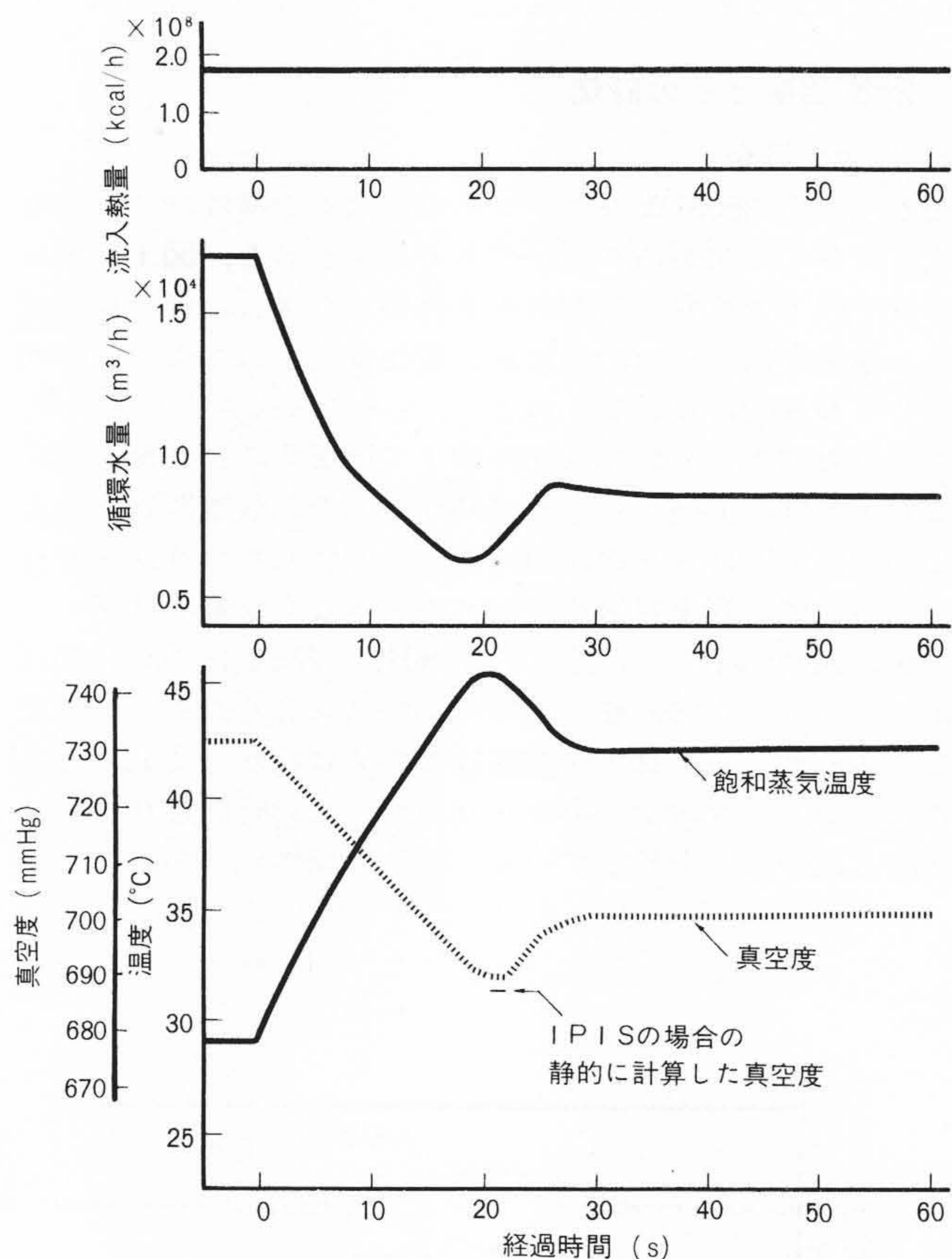


図6 循環水ポンプ切替えの場合の特性 循環水ポンプ2台中、1台が停止し循環水量が本図中段のように変化した場合の真空度などを示す。水量変化に応じて真空度はいったん低下した後、多少上昇に静定する。

Fig. 6 Condenser Vacuum in Case of Emergency

の真空度が逆洗開始前に比べて約3mmHg低下しているが、これは復水器から抽出する空気を取り出し方向が通常運転の場合と逆になり、空気冷却効果が低下する(図1参照)点を計算上に加味したためである。一方逆洗によって管内の異物が取り除かれ、管の清浄度が增加して真空度が高くなる要素があるが、計算上はこれを無視した。これは今回の過渡現象解析とは別のものとして考えてよいと判断されるためである。

4.2 循環水ポンプトリップの場合

図6は出力175MWプラントの循環水ポンプ2台が運転中1台がトリップした場合の計算結果である。循環水量の変化は実測したものであり、この変化パターンにより計算したものである。水量がいったん半分以下に低下しその後約半分まで回復している。真空が最も低下した点では42mmHg下がっており、これはこの復水器での循環水ポンプ1台で片肺運転のときの静的計算結果(図中に示す)とほぼ一致しており現象的にも似ている。

4.3 入熱の変化、冷却水の喪失に伴う復水器の挙動

図7は循環水量が10秒間に直線的にゼロになり、一方、復水器への流入熱量は図2に示したベンチレータ弁およびタービンバイパス系統からの流入分のみとなった場合の復水器の真空変化を示すものである。循環水量の変化と流入熱量の変

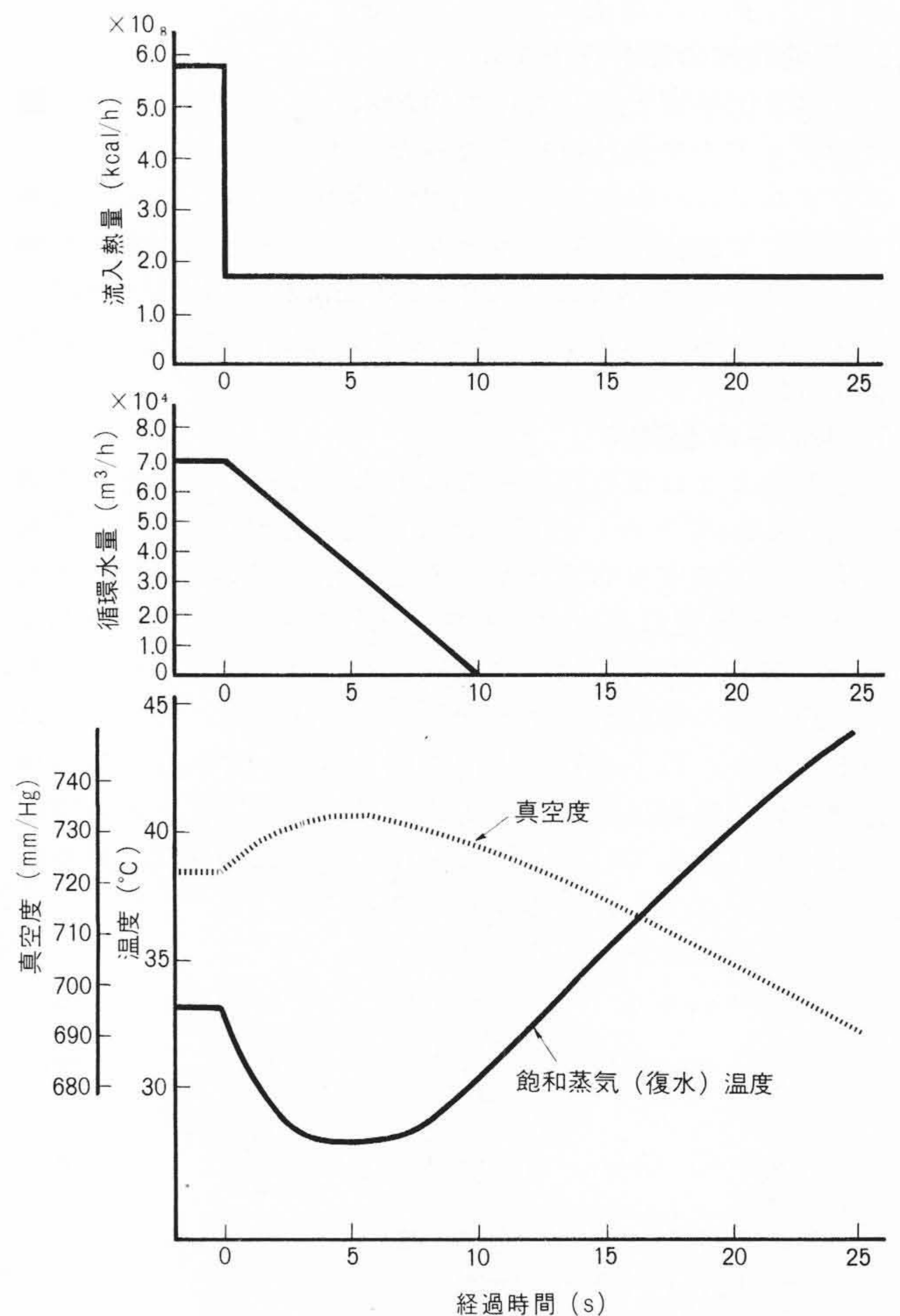


図7 冷却水喪失の場合の特性 循環水量が10秒間で喪失し、流入熱量が本図上段のように変化する場合、真空度はいったん上昇した後、低下していく。

Fig. 7 Condenser Vacuum in Case of Emergency

化とを比較すると後者のほうが急激であるため、復水器の真空度はいったんは良くなる。しかし、循環水量はまもなくゼロとなり流入熱量は引き続きはいつてくるため、しだいに真空度は低下する。この場合はもはやプラントがトリップされているため真空度低下を問題とするより器内温度の上昇による部品の耐熱を検討すべきである。復水器上部に用いているゴム製伸縮継手は耐熱温度が約80°Cである。計算ではこの温度に達するのは約60秒後となる。

5 結 言

以上、復水器の運転特性について一応の解析結果を示したが特に大形復水器の場合、管渠内の水流分布のかたより、低流速域での熱伝達係数、循環水系流のHydraulicsに関するデータなど全運転範囲をカバーするプロセス特性を整備するとともに、さらに精度の高い計算法を開発する所存である。

本論が特に実機の運転に携わるかたがたの参考となり、ご助言をいただければ幸いである。

参考文献

- (1) 浅田：火力発電23, 1 (1972-1)
- (2) 機械工学便覧