

JAERI-M

4962

J M T Rにおける原子炉入口温度制御の問題点

1972年9月

中 村 罔 夫

日 本 原 子 力 研 究 所  
Japan Atomic Energy Research Institute

J M T Rにおける原子炉入口温度制御の問題点

日本原子力研究所大洗研究所材料試験炉部

中 村 圀 夫

( 1 9 7 2 年 8 月 2 1 日 受 理 )

大洗研究所で現在稼働中の材料試験炉 ( J M T R ) では、当初、炉運転上の要求、照射上の要望等から、2次冷却水流量および冷却塔運転台数を変更することにより「原子炉入口温度制御運転」を行なうことが予定された。しかし、冬期の運転で制御不可能な温度域が存在すること、およびプラントの構造上の問題から、現在、この温度制御方式は採用されていない。そこで、建設当初にたちもどり、システム設計の観点からJ M T Rの冷却系統を再評価した。

本報告書では、静定時のJ M T R冷却系統各部水温を計算するための計算コードを作成し、計算値と実測値を比較してよい結果を得たので、これらの計算結果をもとに設計時の問題点、今後の「原子炉入口温度制御運転」の方法および可能性について検討を加えた。

Some Problems in the Inlet Coolant  
Temperature Control System of JMTR

Kunio NAKAMURA

Division of JMTR Project, Oarai, JAERI

(Received August 21, 1972)

In JMTR, the inlet coolant temperature control by regulation of the flow rate in the secondary cooling system and the number of the cells of the cooling tower was designed on demand by reactor operation and irradiation. This control method is not used at present because of the fact that the uncontrollable temperature region exists in winter. We have studied, therefore, the cooling system of JMTR in more detail.

A computational code has been developed to estimate the temperature distributions of the reactor cooling system in the steady-state. A good agreement was obtained between the calculation and the observation. Some problems in the design of the cooling system and the feasibility of the inlet coolant temperature control are described in this report.

目 次 な し

## 1. 序 論

### 1.1 原子炉入口温度制御の必要性

JMTRでは、原子炉で発生した熱は2次冷却系統を介して、冷却塔で大気へ放出している。したがって、その冷却水温度は外気湿球温度に左右され、さらに冷却水流量、ファン運転台数などの運転条件に依存する。今、これらの運転条件を一定とすれば得られる2次冷却水の冷却塔出口温度は、冬期最低約13°C、夏期最高約30°Cとなる。この場合、1次冷却水原子炉入口温度は冬期最低約24°C、夏期最高約41°Cとなる。

汎用研究炉は炉心温度を外気湿球温度に依存しているものが多いが、海外の研究炉では炉心温度を制御し一定温度に保つよう運転されているものがある。JMTRにおいても、当初、原子炉入口温度を47°C一定に保ち、炉心温度を一定にすることが計画された。これは以下に述べるような問題に対処するためである。

- 1) 温度変化で生じる熱応力による原子炉構造材の低サイクル疲労。
- 2) 原子炉熱応力を従来の(炉心冷却水流量)×(炉心出入口温度差)という方法で求める時、冷却水の温度が変化した場合その温度応答の遅れが正しい熱出力を示さない(注1)。

このような原子炉冷却系統の温度制御は、また次に述べるような利点をもつ。

- 1) 原子炉スクラム時、Xe等毒物のビルドアップを考慮して再起動を急ぐ場合でも、原子炉構造材の高温→降温(スクラム)→昇温(再起動)の温度変化の影響を減少できる。
- 2) 予想外の原因で出力が必要以上に上昇した場合でも、原子炉構造材の温度を制限温度以下に保つことができる。

JMTRにおいては、さらに原子炉入口温度制御は次のような利点がある。

- 1) プラントの経済上、構造材各部上限温度一定が望ましい。
- 2) 速やかな再起動は出力50MWで運転されるJMTRには最も要求されている点である。(現在JMTRでは、再起動時、照射物等の熱応力を考慮して出力をステップアップ方式で上昇させており、再起動には長時間を要している。)

さらに

- 3) 照射を目的とするJMTRでは、照射雰囲気温度を一定に保つことが好ましい。
- 4) 原子炉運転上からは、その運転末期において炉心温度を下げ、燃料の燃焼率を調整することも(注2)可能である。

注1) ORR(米国オークリッジ国立研究所、30MW定格)では、0.3°Cの炉心出入口温度差の変動は4%(1.2MW)もの誤差を生じる。

注2) JMTR特性試験の結果によれば温度係数は0.01%ΔK/K/°Cであり、10°Cの温度降下で1日の運転は第2期炉心約13MWに相当する。

## 1.2 J M T R 冷却系統の概要

J M T R 冷却系統の概要を Fig. -1 に示す。

1 次冷却系統は定格 6000 (TON/H) の流量で炉心を下方に流れる。流体は純水で、流量はベンチュリー型流量計 (W1) で検出される。原子炉圧力容器を出た高温の冷却水は、主循環ポンプおよび常時運転の緊急ポンプを経て 3 基に分けられた主熱交換器に流入する。熱交換器はシェルアンドUチューブ型で、一般の使用条件と異なり U チューブ側を 1 次冷却水が流れる。これは熱交換器の不銹鋼使用部を減じたためである。

1 次冷却水の熱はここで熱交換され、定格 3900 (TON/H) の炉過水の流れる 2 次冷却系統に伝達される。熱交換器の冷却水温は 1, 2 次冷却系統とも熱交換器入口ヘッダーで 1 点、各熱交換器出口でそれぞれ 1 点計 4 点で測定される。

熱交換器を出た 2 次冷却水は、原子炉格納容器を出て、冷却塔運転台数に関係なく 4 分岐して 4 台の冷却塔セルに流入する。各セル内を落下し除熱された 2 次冷却水は、一度冷却水ポンドに貯められた後 2 次冷却系統循環ポンプにより熱交換器に戻される。2 次冷却水流量はオリフイス型流量計 (W2) により検出される。

通常運転時、主循環ポンプ運転台数 3/4 台、緊急ポンプ運転台数 1/2 台、2 次冷却系統循環ポンプ運転台数 3/4 台であり、冷却塔運転台数は 1~4/4 台を任意に選択できる。

当初、J M T R で考えられた温度制御方式は、粗調整を冷却塔の運転台数制御で行ない、微調整を 2 次冷却水流量制御で行なうというものであった。そして O R R の例 (注 3) に習い、あまり大きな冷却水流量変動なしに全制御温度域をオーバーラップして制御できるよう設計された。

しかし J M T R 特性試験の結果

- 1) 冬期には 2 次冷却水流量変化で制御できない温度域が存在する。
  - 2) 2 次冷却系統弁類のキャピテーション等の問題から、流量の大きな変更はプラント上好ましくない。
  - 3) 2 次冷却系統の流量および冷却塔運転台数の変更による制御のみでは応答が遅く、当初の目的を達成できない。
- 等の諸問題が生じたため、現在は 1 次、2 次冷却系統流量一定、冷却塔運転台数のみ変更するという最小限の制御を行なっている。

注 3) Appendix (C) 参照

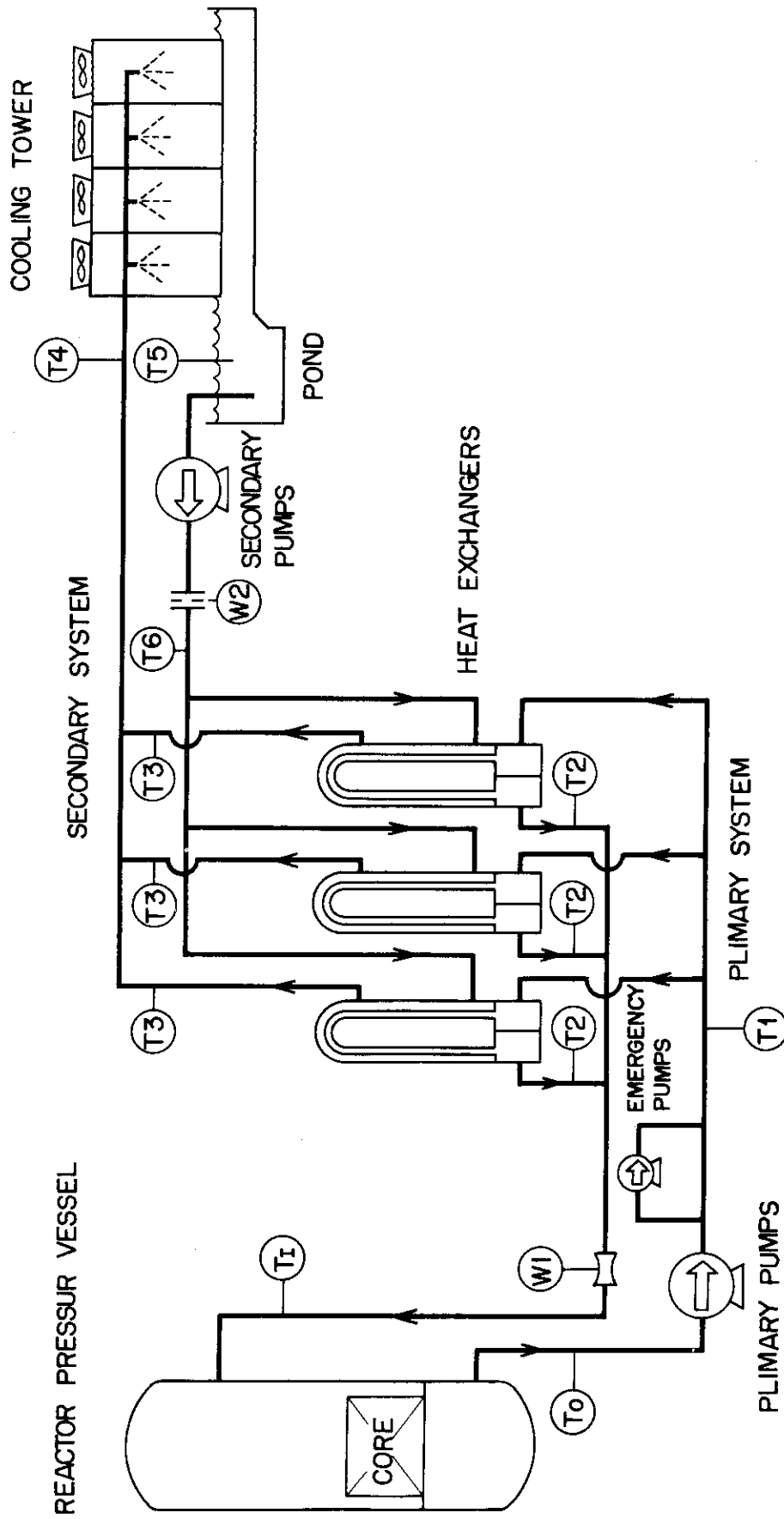


FIG. 1 JMTR COOLING SYSTEMS

## 2. 解析モデル

### 2.1 記号

本項で使用する記号を以下に示す。

H	湿り空気の絶対湿度	[ Kg / Kg* ]
H <sub>w</sub>	湿り空気の飽和湿度	[ Kg / Kg* ]
C <sub>d</sub>	乾き空気の比熱	[ Kcal / Kg* ]
C <sub>e</sub>	湿り空気の比熱	[ Kcal / Kg* ]
C <sub>st</sub>	水蒸気の比熱	[ Kcal / Kg* ]
r	0°Cの潜熱	[ Kcal / Kg ]
K <sub>G</sub>	冷却塔物質移動係数	[ Kg / (Kg / Kg*) · M <sup>2</sup> · H ]
V	冷却塔有効容積	[ M <sup>3</sup> ]
L	冷却塔水流量	[ Kg / H ]
G	冷却塔空気流量	[ Kg* / H ]
S	冷却塔有効単位容積中の水滴表面積	[ M <sup>2</sup> / M <sup>3</sup> ]
h <sub>a</sub>	冷却塔空気-水熱伝達率	[ Kcal / M <sup>2</sup> · H · °C ]
K	熱交換器総括伝熱係数	[ Kcal / M <sup>2</sup> · H · °C ]
ε	熱交換器温度効率	
A <sub>o</sub>	熱交換器有効伝熱面積	[ M <sup>2</sup> ]
W	熱交換器冷却水水当量	[ Kcal / H · °C ]
	(添字は 1 : 管側 2 : 胴側を示す)	
R	熱交換器水当量比	

各部での温度記号については、Fig-1およびFig-2.1, 2.2, 2.3に示す。T : 発熱側流体温度, t : 受熱側流体温度。

### 2.2 冷却塔基礎式

Fig-2.1において、冷却塔微小体積dV間での蒸発水量dLは

$$-dL = G \cdot dH \quad (2.1)$$

またdV間でおこる水滴から空気への物質移動量は

$$-dL = K_G \cdot S \cdot (H_w - H) \cdot dV \quad (2.2)$$

(2.1)(2.2)式より

$$G \cdot r \cdot dH = K_G \cdot S \cdot (r \cdot H_w - r \cdot H) \cdot dV \quad (2.3)$$



一方、水滴から空気への伝熱を考えれば

$$G \cdot C_e \cdot dt = h_a \cdot (T_w - t) \cdot S \cdot dV \quad (2.4)$$

ただし、ここで水滴と境界層間の熱抵抗は無視する。

Lewis の法則(注4)より

$$h_a / K_G = C_e \quad (2.5)$$

(2.4), (2.5)式より

$$G \cdot C_e \cdot dt = K_G \cdot S \cdot (T_w \cdot C_e - t \cdot C_e) \cdot dV \quad (2.6)$$

(2.3), (2.6)式より

$$G \cdot (C_e \cdot dt + r \cdot dH) = K_G \cdot S \cdot \{ (T_w \cdot C_e + r \cdot H_w) - (t \cdot C_e + r \cdot H) \} \cdot dV \quad (2.7)$$

ここでエンタルピ*i*は

$$i = C_e \cdot t + r \cdot H \quad (2.8)$$

また

$$C_e = C_d + C_{st} \cdot H \quad (2.9)$$

であるから(2.7)式は

$$G \cdot di = K_G \cdot S \cdot (i_w - i) \cdot dV \quad (2.10)$$

したがって冷却塔について次の基礎式が成り立つ。

$$\int \frac{di}{(i_w - i)} = \frac{K_G \cdot S \cdot V}{G} \quad (2.11)$$

(2.11)式の右辺は冷却塔の構造、運転条件によって決まる無次元数であり、熱負荷や外気湿球温度に依存しない塔固有の定数である。このことから、経験的に次の実験式が提唱されている。

$$\frac{K_G \cdot S \cdot V}{G} = \alpha \cdot (L/G)^{-n} \quad (2.12)$$

ここに、 $\alpha$ ,  $n$ は冷却塔固有の定数である。

注4) Appendix (A)参照

$$\therefore \left( \frac{di}{(i_w - i)} = \alpha \cdot (L/G)^{-n} \right) \quad (2.13)$$

今、湿度線図 ( Fig-2.2 ) を考えれば、ある外気湿球温度 ( エンタルピ  $i_0$  に対応 ) において冷却水は  $T_4$  から  $T_5$  まで温度が下り、一方空気は  $t_5$  から  $t_4$  まで温度が上昇し、両者のエンタルピ変化は等しい。( 2.11 ) 式の意味は Fig-2.2 において操作線 (  $\overline{AB}$  ) と飽和曲線とのエンタルピ差  $(i_w - i)$  の逆数で積分を行なうことに等しい。

また ( 2.12 ) 式にみられるように、

$$K_G \cdot S \cdot V/G = f(L/G)$$

であるから、 $L/G$  から操作線の勾配を求め、除熱量から冷却塔出入口温度差を考慮しつつある外気湿球温度に対するエンタルピ  $i_0$  が与えられたとき、( 2.13 ) 式を満足する積分範囲  $T_4, T_5$  を一義的に定められる。

### 2.3 熱交換器基礎式

熱交換器の温度効率 は次式で示される。

$$\epsilon = \frac{t_3 - t_6}{T_1 - t_6} \quad (2.14)$$

また熱交換器で交換される熱量は

$$Q = W1 \cdot (T_1 - T_2) = W2 \cdot (t_3 - t_6) \quad (2.15)$$

ここで冷却水の相変化はなく、熱交換器から外部への熱損失を無視できるとし、水当量および総括伝熱係数は場所によらず一定と仮定する。

( 2.14 ), ( 2.15 ) 式より

$$T_1 = t_6 + \frac{Q}{\epsilon \cdot W2} \quad (2.16)$$

$$T_2 = t_6 + \frac{W1}{W2} \cdot \left( \frac{1}{\epsilon} - 1 \right) \cdot Q \quad (2.17)$$

したがって、 $W1, W2$  および  $Q$  が与えられれば  $t_6$  は冷却塔の計算結果から定められるから、熱交換器管側の温度  $T_1, T_2$  は  $\epsilon$  の函数となる。

Fig-2.3 において、管側は 2 段に放熱するからその熱平衡は

$$\begin{aligned} W2 \cdot dt &= K \cdot \frac{dA}{2} \cdot (T_0 - t) + K \cdot \frac{dA}{2} \cdot (T_1 - t) \\ &= K \cdot dA \cdot \left( \frac{T_1 - T_0}{2} - t \right) \end{aligned} \quad (2.18)$$

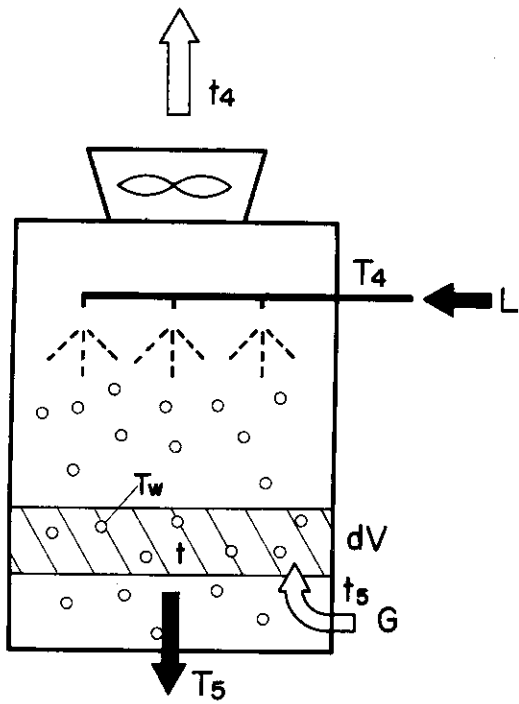


FIG. 2-1

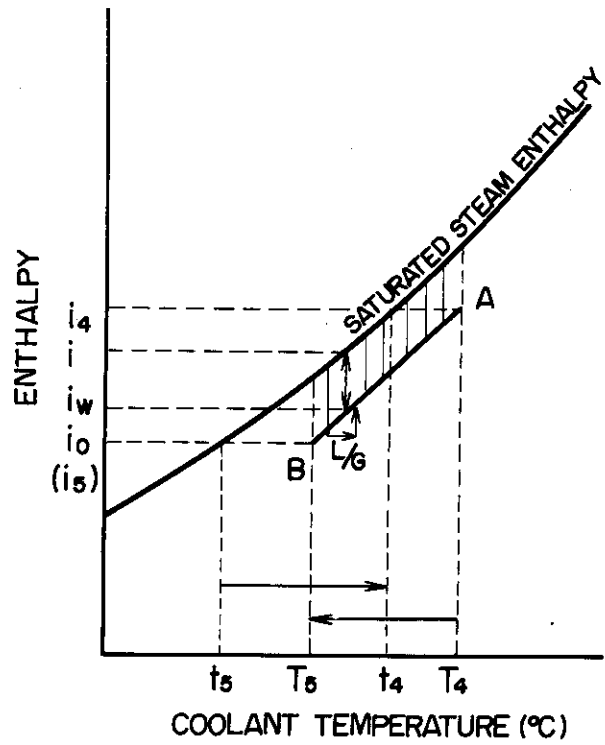


FIG. 2-2

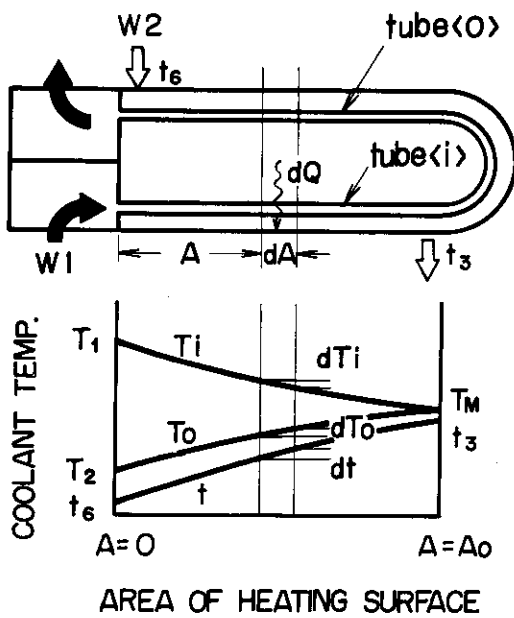


FIG. 2-3

一方管路*i*および*o*について

$$W1 \cdot dT_i = - \frac{K \cdot (T_i - t)}{2} \cdot dA \quad (2.19)$$

$$W1 \cdot dT_o = \frac{K \cdot (T_o - t)}{2} \cdot dA \quad (2.20)$$

ここで、 $R = W1/W2$ とおけば(2.18)式は、

$$\frac{dt}{dA} + \frac{K \cdot R \cdot t}{W1} - \frac{K \cdot R}{2 \cdot W1} (T_i + T_o) = 0 \quad (2.21)$$

微分して

$$\frac{d^2 t}{dA^2} + \frac{K \cdot R}{W1} \cdot \frac{dt}{dA} - \frac{K \cdot R}{2 \cdot W1} \cdot \left( \frac{dT_i}{dA} + \frac{dT_o}{dA} \right) = 0 \quad (2.22)$$

(2.19), (2.20)式を代入して

$$\frac{d^2 t}{dA^2} + \frac{K \cdot R}{W1} \cdot \frac{dt}{dA} - \frac{K^2 \cdot R}{(2 \cdot W1)^2} \cdot (T_o - T_i) = 0 \quad (2.23)$$

任意断面*A*から受熱流体出口までの熱平衡は

$$W2 \cdot (t_s - t) = W1 \cdot (T_i - T_o) \quad (2.24)$$

$$\therefore T_o - T_i = (t - t_s) / R \quad (2.25)$$

したがって(2.23)式は

$$\frac{d^2 t}{dA^2} + \frac{K \cdot R}{W1} \cdot \frac{dt}{dA} + \frac{K^2}{(2 \cdot W1)^2} \cdot t_s - \frac{K^2}{(2 \cdot W1)^2} \cdot t = 0 \quad (2.26)$$

微分して

$$\frac{d^3 t}{dA^3} + \frac{K \cdot R}{W1} \cdot \frac{d^2 t}{dA^2} - \frac{K^2}{(2 \cdot W1)^2} \cdot \frac{dt}{dA} = 0 \quad (2.27)$$

*t*について解けば、 $C_1, C_2, C_3$ を積分定数として

$$t = C_1 + C_2 \cdot \exp \left( - \frac{K \cdot A}{2 \cdot W1} \cdot (R + \sqrt{R^2 + 1}) \right) + C_3 \cdot \exp \left( - \frac{K \cdot A}{2 \cdot W1} \cdot (R - \sqrt{R^2 + 1}) \right) \quad (2.28)$$

境界条件  $A=A_0$  で  $t=t_3$  より

$$C_1 = t_3 \quad (2.29)$$

$$\therefore -C_2 \cdot \exp\left(-\frac{K \cdot A_0}{2 \cdot W1} \cdot (R + \sqrt{R^2 + 1})\right)$$

$$= C_3 \cdot \exp\left(-\frac{K \cdot A_0}{2 \cdot W1} (R - \sqrt{R^2 + 1})\right) \quad (2.30)$$

(2.30)式より

$$\frac{K \cdot A_0}{W1} = \frac{1}{\sqrt{R^2 + 1}} \cdot \log\left(-\frac{C_2}{C_3}\right) \quad (2.31)$$

ここで(2.28)式を微分して

$$\begin{aligned} \frac{dt}{dA} = & -C_2 \cdot \frac{K}{2 \cdot W1} \cdot (R + \sqrt{R^2 + 1}) \cdot \exp\left(-\frac{K \cdot A}{2 \cdot W1} \cdot (R + \sqrt{R^2 + 1})\right) \\ & - C_3 \cdot \frac{K}{2 \cdot W1} \cdot (R - \sqrt{R^2 + 1}) \cdot \exp\left(-\frac{K \cdot A}{2 \cdot W1} (R - \sqrt{R^2 + 1})\right) \quad (2.32) \end{aligned}$$

境界条件  $A=0$  で  $T_1=T_1$ ,  $T_0=T_2$  および  $t=t_6$  より(2.21)式は

$$\frac{dt}{dA} = \frac{K \cdot R}{2 \cdot W1} \cdot (T_1 + T_2) - \frac{K \cdot R}{W1} \cdot t_6 \quad (2.33)$$

(2.32)式は

$$\frac{dt}{dA} = -C_2 \cdot \frac{K}{2 \cdot W1} \cdot (R + \sqrt{R^2 + 1}) - C_3 \cdot \frac{K}{2 \cdot W1} \cdot (R - \sqrt{R^2 + 1}) \quad (2.34)$$

(2.20)式は

$$t_6 = t_3 + C_2 + C_3 \quad (2.35)$$

(2.33), (2.34)および(2.35)式より

$$C_2 = \frac{(R + \sqrt{R^2 + 1}) \cdot (t_6 - t_3) - 2 \cdot \sqrt{R^2 + 1} \cdot (t_6 - t_3) + R \cdot (t_6 - t_3) - 2 \cdot R \cdot t_6}{2 \cdot \sqrt{R^2 + 1}}$$

(2.36)

$$C_s = \frac{R(T_1 + T_2) + (t_6 - t_8) \cdot (R + \sqrt{R^2 + 1}) - 2 \cdot R \cdot t_6}{2\sqrt{R^2 + 1}} \quad (2.37)$$

$R = (t_8 - t_6) / (T_1 - T_2)$  であるから

$$\frac{C_2}{C_s} = \frac{(R - \sqrt{R^2 + 1}) \cdot (T_1 - T_2) - (t_6 - T_1) - (t_6 - T_2)}{(R + \sqrt{R^2 + 1}) \cdot (T_1 - T_2) - (t_6 - T_1) - (t_6 - T_2)} \quad (2.38)$$

$(t_6 - T_1)$  で整理し,  $\epsilon$  を用いれば

$$\frac{C_2}{C_s} = \frac{2 - \epsilon \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - \epsilon \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \quad (2.39)$$

(2.31) 式に代入し

$$\exp\left(\frac{K \cdot A_0}{W_1}\right) = \frac{2 - \epsilon \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - \epsilon \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \quad (2.40)$$

$\epsilon$  について整理すれば

$$\epsilon = \frac{2}{R + 1 - (\sqrt{R^2 + 1}) \cdot \frac{1 + \exp\left(\frac{K \cdot A_0}{W_1} \cdot \sqrt{R^2 + 1}\right)}{1 - \exp\left(\frac{K \cdot A_0}{W_1} \cdot \sqrt{R^2 + 1}\right)}} \quad (2.41)$$

よって熱交換器基礎式 (2.17) および (2.41) より熱交換器管側温度  $T_1, T_2$  が一義的に定められる。

## 2.4 解析モデル

2.2 および 2.3 項に述べた基礎式をもとに次の解析モデルを用いた。計算は原研計算センターのデジタル計算機 FACOM 230-60 を用いた。計算コードの概要を Appendix B に述べる。

1) ある外気湿球温度に対し除熱量および冷却塔風量を与えて, (2.13) 式を満足する冷却塔出入口冷却水温度  $T_4, T_5$  を求めた。ここで空気密度は外気湿球温度で補正した。また, 一般に冷却塔での冷却水損失は数%程度といわれるので, 飛沫損失, 蒸発損失および basin での熱損失は無視した。

2) 冷却塔運転セル台数を变化させた場合, 運転休止セルでは冷却水流量の 1/4 が自然落下し空気との熱の授受は無いと仮定した。

3) 2次冷却系統ポンドおよび配管での熱の授受は無視し, 循環ポンプによる熱入力のみを考慮して主熱交換器入口水温  $T_6$  を求めた。

4) (2.41) 式で求められる温度効率をもとに (2.16), (2.17) 式より主熱交換器 1

次冷却系統入口水温  $T_1$  を定め、除熱量および冷却水流量より出口水温  $T_2$ 、 $T_3$  を求めた。ここで主熱交換器胴側の放熱損失は無視した。また、有効伝熱面積は設計値  $1100 (M^2)$  を使用した。

5) 1次冷却系統主循環ポンプ入力を考慮して、原子炉出入口温度  $T_0$ 、 $T_1$  を求めた。ここで各部配管および原子炉圧力容器から炉プールへの熱損失は無視した。この仮定は J M T R 特性試験の結果 (注5) から妥当と思われる。

---

注5) J M T R 特性試験報告書(4)

### 3. 実験結果および解析

#### 3.1 解析モデルの評価

前章で述べたように、原子炉入口温度は2次冷却系統冷却塔出口温度、換言すれば外気湿球温度に支配される。そこでJ M T Rの第6～第12運転サイクルについて外気湿球温度が長時間安定する時刻の冷却系統各部温度を測定した。

この結果を外気湿球温度と冷却塔出口温度について計算値と比較した。結果をFig-3.1に示す。図にみられるように、計算値と実測値は冷却塔の各運転状態および原子炉出力状態に対してよい一致をみた。この計算において冷却塔風量を、 $3466 (M^3/H)$ としたが、これは特性試験における実測値であり、設計風量、 $2754 (M^3/H)$ の125%にあたる。

つぎに熱交換器について前述の(2.17)式を用いた計算結果と実測値を比較した。(2.17)式および(2.41)式から明らかのように、熱交換器2次側入口水温と1次側出口水温の差 $\delta T$ は系の運転状態を一定に保てば、 $\delta T=f(K \cdot A_0)$ で表わされるから今 $A_0$ を設計条件の $1100 (M^2)$ と仮定すれば $K$ が求められる。結果をFig-3.2に示す。

実測値より求められた $K$ の値は $1800$ から $1950 (Kcal/H \cdot M^2 \cdot ^\circ C)$ の間に分布したが、原子炉運転の各サイクルの末期で値は増大する傾向を示した。しかし、次の運転サイクルになると $K$ の値はほぼ前サイクル初期の値に回復した。これらの測定値を整理した結果から、その平均値 $1900 (Kcal/H \cdot M^2 \cdot ^\circ C)$ を現在の $K$ 値として以後の解析を行なった。熱交換器に関する種々の資料と比較して、 $K=1900$ は妥当な値と思われる。

この結果をもとに、 $A_0=1100 (M^2)$ 、 $K=1900 (Kcal/H \cdot M^2 \cdot ^\circ C)$ と定めて、外気湿球温度に対する原子炉入口温度について計算値と実測値を比較した。これをFig-3.3に示す。図にみられるように実測値と計算値はよく一致した。

以上の比較から、計算に使用した解析モデルは充分現実的な解を与えられと考えられる。そこで、このモデルを用いて以下の検討を行なった。

#### 3.2 制御温度範囲の検討

J M T R 特性試験において問題となった<sup>(注6)</sup>原子炉入口温度制御の不可能な温度域の存在を計算によって確認した。結果をFig-3.4に示す。ここで2次冷却水の流量制御幅は、 $3900 \sim 2000 (TON/H)$ とした。

現在のプラントで $K=1900$ の場合、2次冷却水流量を制御することにより設計温度( $47^\circ C$ )に原子炉入口温度を保つことは可能と思われる。しかし、この場合、年間を通じて冷却塔運転台数がほとんど2セルとなり、温度制御は2次冷却水流量制御のみに依存ししかも2次冷却水流量を定格( $3900 (TON/H)$ )の50%も変化させなければならない。定格値からの大幅な流量減少は系の各機器の運転上、キャビテーション、負荷条件などから種々の問

注6) J M T R 特性試験報告書(5)



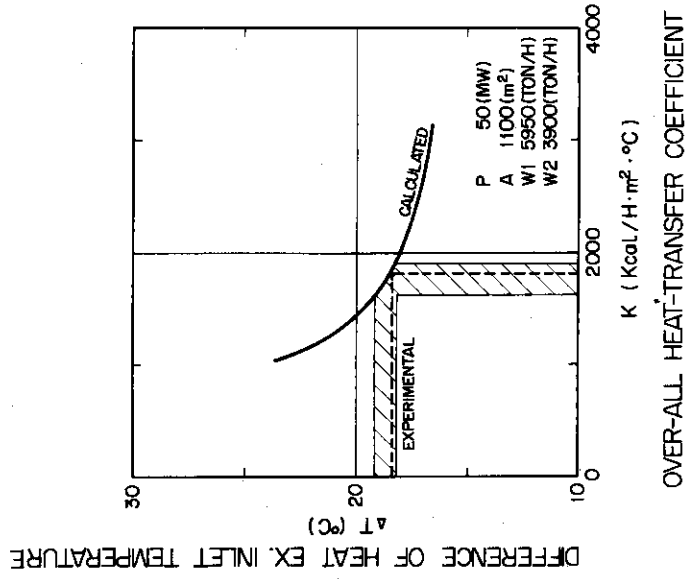


FIG. 3-2

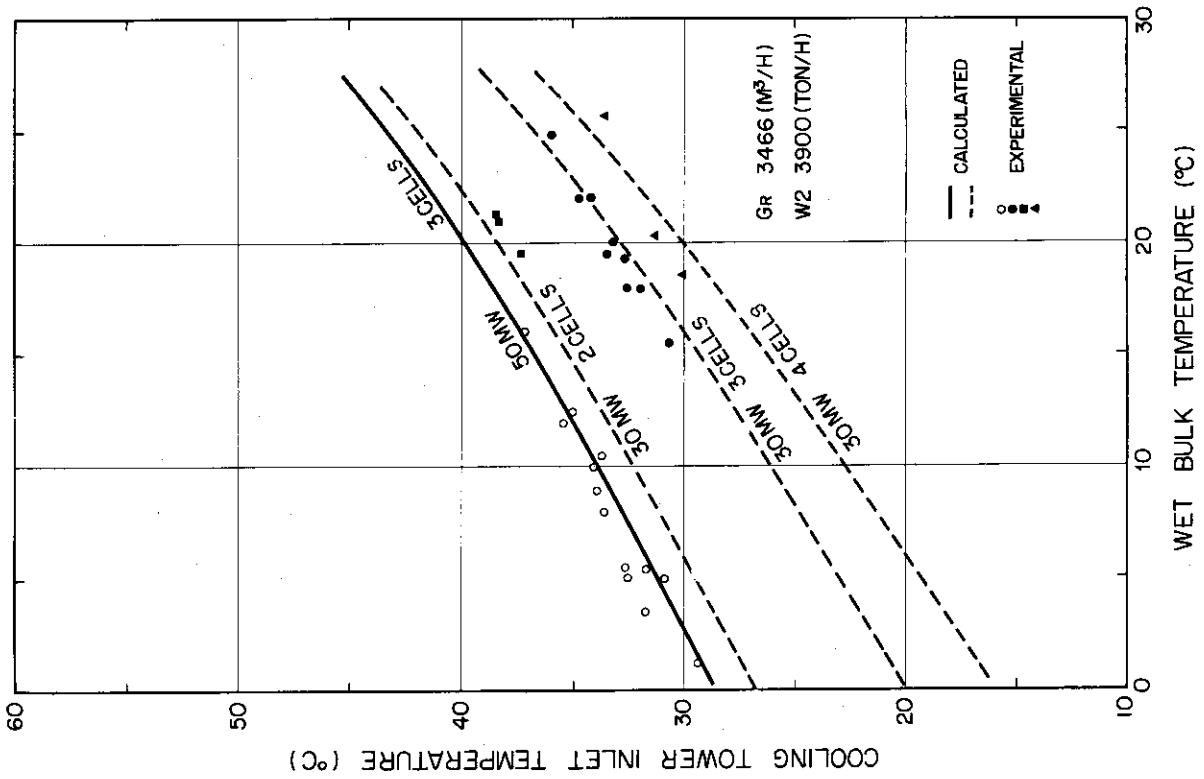


FIG. 3-1

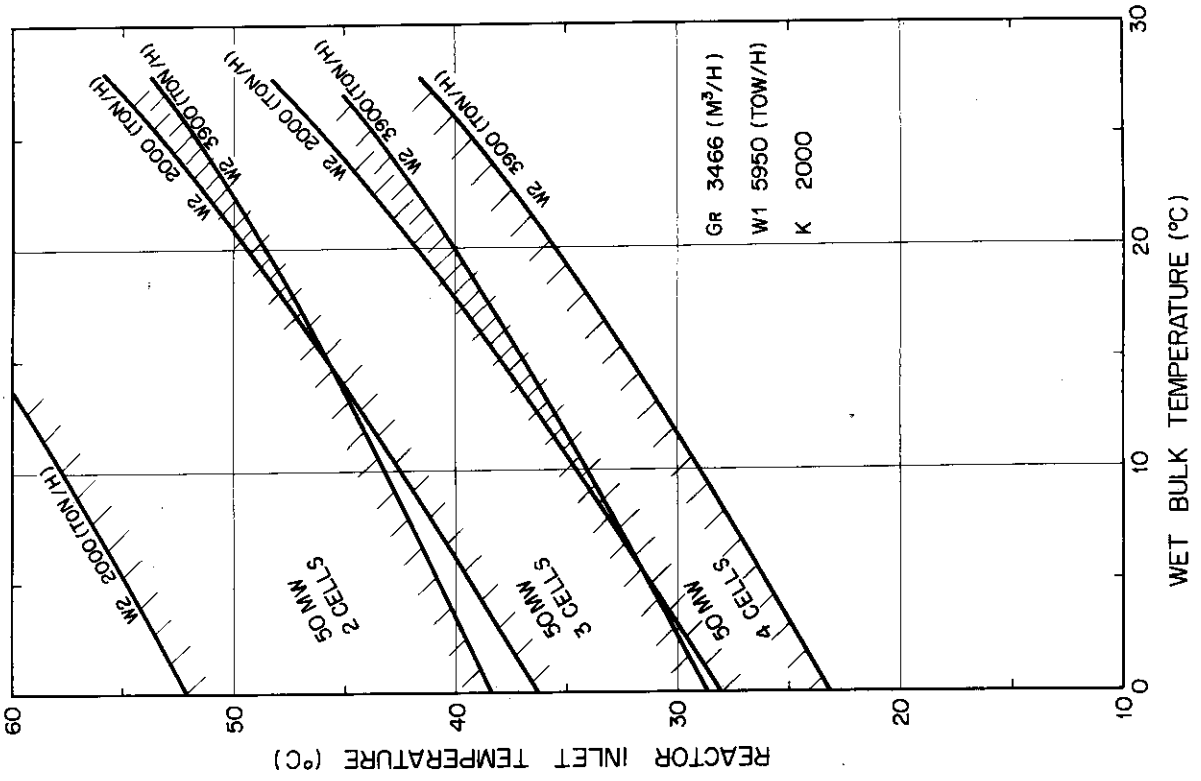


FIG. 3-4

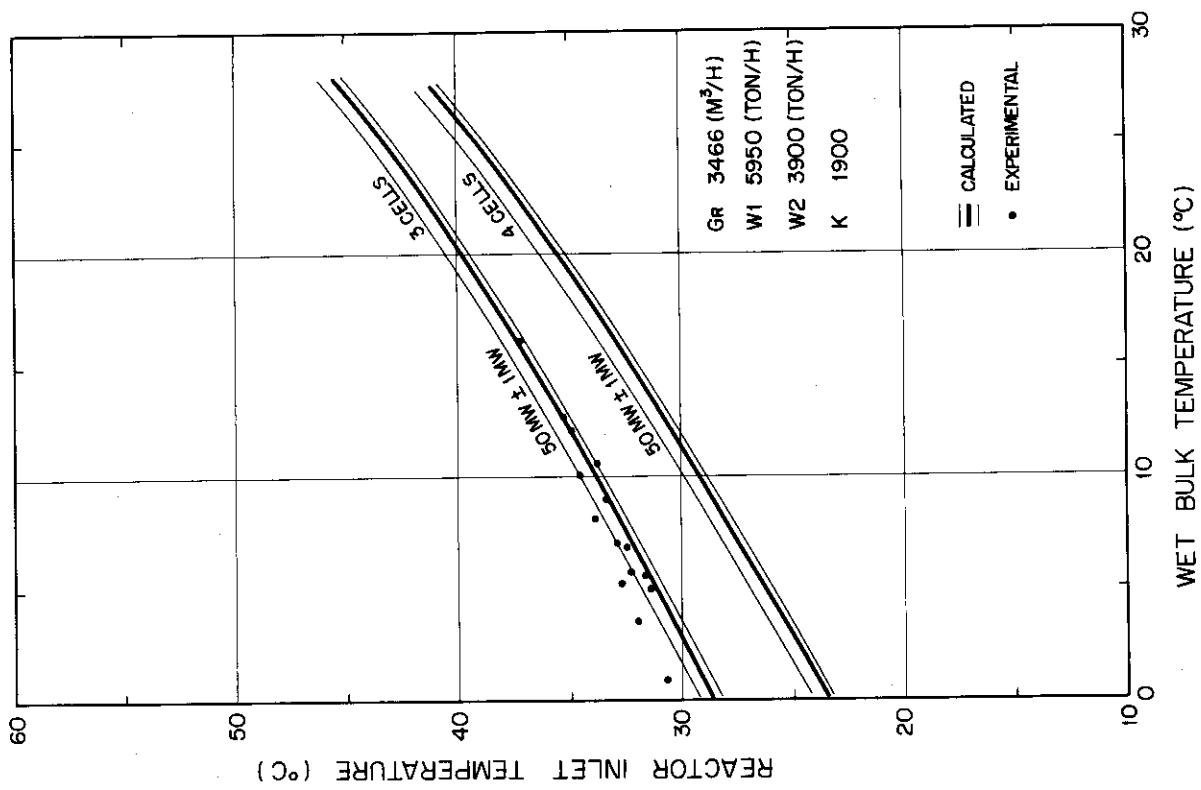


FIG. 3-3

題を生じ好ましくない。

現在、JMTRの原子炉入口温度は40℃を目標に冷却塔運転台数のON-OFF制御のみで運転されている。目標を40℃としているのは、熱交換器のK値が設計条件の1250 (Kcal/H・M<sup>2</sup>・℃)に比べ、まだ2000 (Kcal/H・M<sup>2</sup>・℃)前後にあるためである。しかし、計算結果にも示されるように、現在の系では2次冷却水流量制御を伴用しても大幅な流量減少(-70%以上)を行わなければ、原子炉入口温度を40℃に制御できない温度域が存在することは明らかである。その温度域は流量制御幅を定格の-50%として、原子炉入口温度45℃以下に現われる。

将来、熱交換器の伝熱面の汚れが進行して、K値が設計値の1250 (Kcal/H・M<sup>2</sup>・℃)となれば、上述のFig-3.4の曲線は3~4℃上方へ平行移動した曲線となるため、40℃はもちろん47℃の温度制御も難しい。この場合制御できない温度域は広がる方向である。従って、これらの制御できない温度域の存在は原子炉入口温度制御の本来の目的を達成させないばかりでなく、系の運転上種々の問題を提起する。

### 3.3 制御方式の検討

前項までの検討から、現在の冷却系統では原子炉入口温度制御が困難であることが明らかとなった。そこで系の運転状態に支障を生じることなく、しかも制御できない温度域をなくすることができる制御方式を検討した。現在の1次冷却系統を改造することが不可能であることを考慮して、つぎの場合について計算を行なった。

- 1) 1次、2次冷却水流量一定、熱交換器2次側バイパス制御。
- 2) 冷却塔常時4台運転とし、ファン可変ピッチによる風量制御。

前者は応答性の良さと微調整を目的とし、後者は熱容量の大きさと粗調整を目的とし、ファンピッチは連続または多段のステップ状可変制御を考える。制御方式は両者を併用するが、いずれの方法も現在の2次冷却系統を一部改造する必要がある。

計算結果の一例を、Fig-3.5およびFig-3.6に示す。

Fig-3.5は熱交換器2次側冷却水を定格値の13%バイパスさせた場合であり、Fig-3.6は冷却塔風量を定格値の±10%増減した場合である。この結果から、当面制御できない温度域の解消には25% (1000 (TON/H))のバイパス制御と、25%の風量制御(3セル運転の場合に相当)および冷却塔運転台数のON-OFF制御で充分と考えられる。ここで冷却塔運転台数および風量の制御は、現在制御できない温度域の解消のためであり、バイパス制御は応答遅れ等に対する制御余裕である。

しかし、前述のように運転の繁雑さをさけるために、冷却塔運転台数のON-OFFは行わず常時4台運転とするならば、風量制御幅を0~100%とすれば等価な結果が得られる。風量制御幅を0~100%とするための技術的な問題は特に見当たらない。

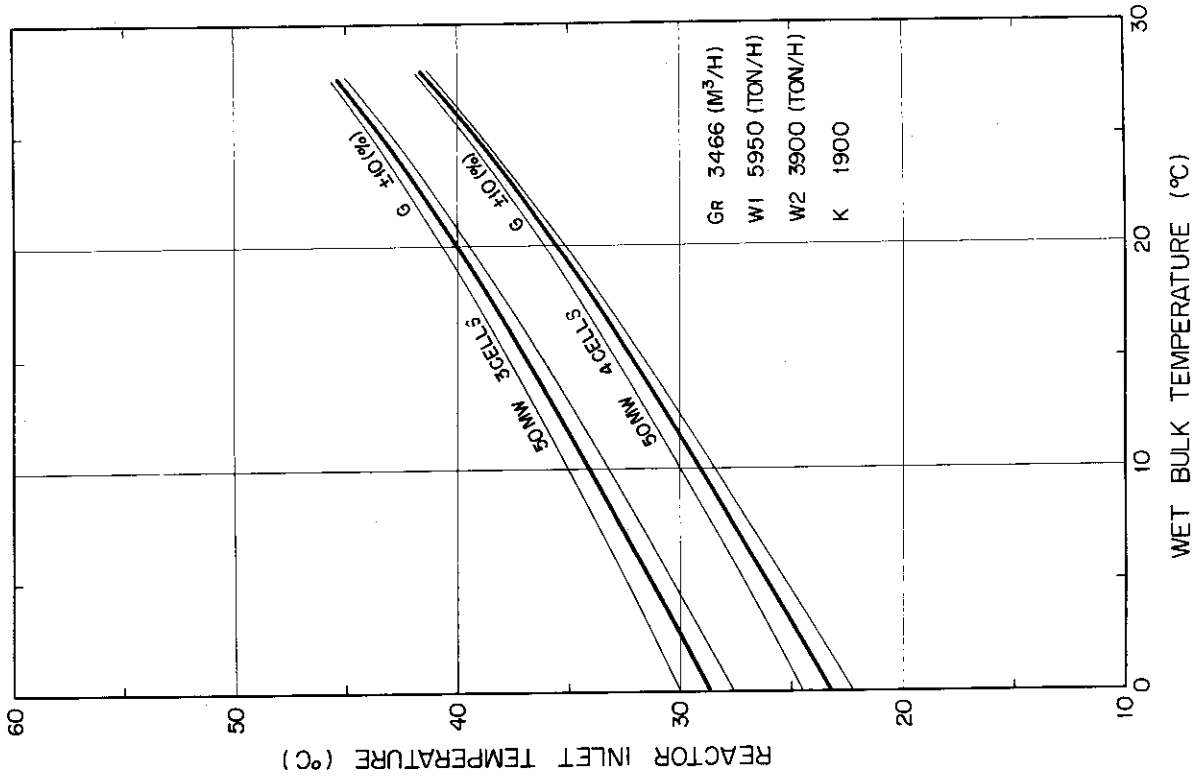


FIG. 3-6

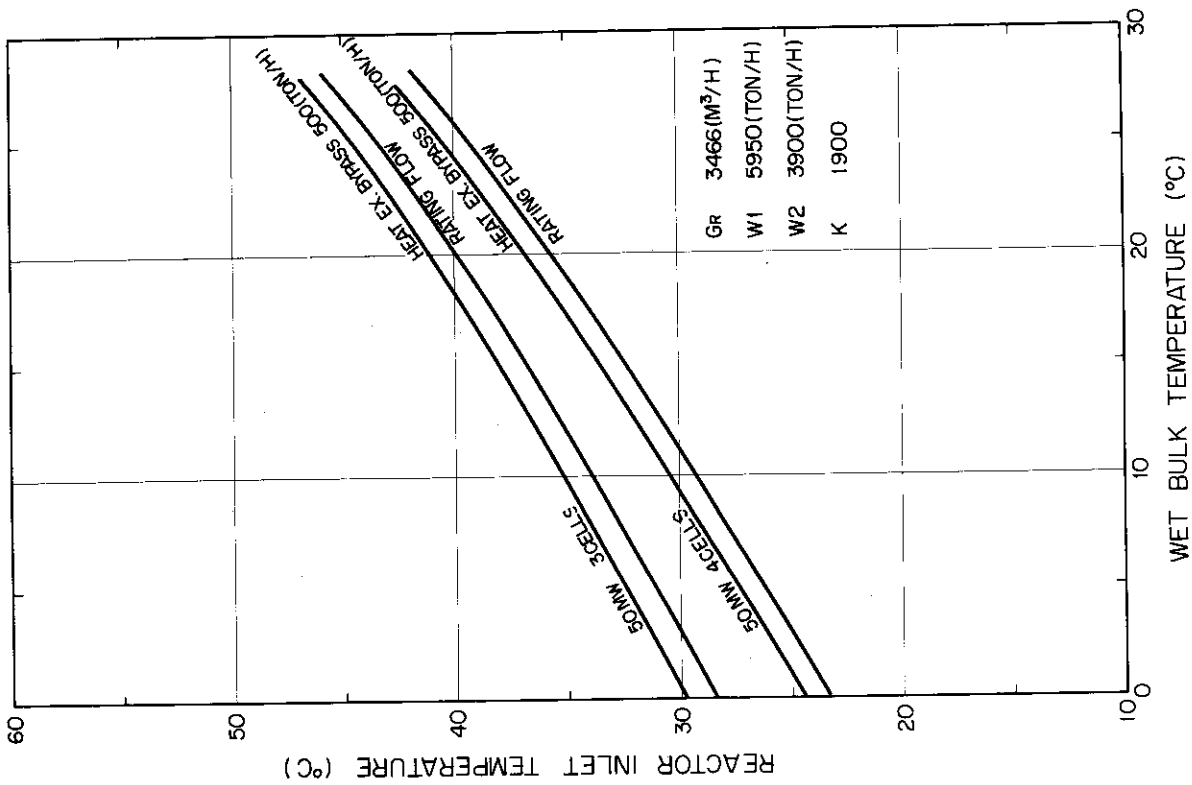


FIG. 3-5

## 4. 考 察

これまで述べてきたように、現在の冷却系統では設計条件（熱出力  $P=50$  (MW)、外気湿球温度  $T_{wb}=26.5$  (°C)、総括伝熱係数  $K=1250$  (Kcal/H·M<sup>2</sup>·°C) )において、原子炉入口温度は  $44$ °C となることが明らかとなった。これは設計値  $47$ °C に比べて  $3$ °C 低い値を示す。この原因として主に次の点が考えられる。

- 1) 熱交換器伝熱面積に  $10\%$  の設計余裕をとったこと。
- 2) 冷却塔風量に  $25\%$  の設計余裕をとったこと。

このことは次の利点を有する。

- 1) 原子炉熱出力に余裕がある。例えば  $K=1250$  (Kcal/H·M<sup>2</sup>·°C)、 $T_{wb}=26.5$  (°C) を除熱限界とした場合、 $P=60$  (MW) でも原子炉入口温度を  $47$  (°C) 以下に保つことができる。( Fig 4.1 曲線③ )
- 2) 外気湿球温度に余裕がある。例えば  $K=1250$  (Kcal/H·M<sup>2</sup>·°C)、 $P=50$  (MW) を除熱限界とした場合  $T_{wb}=29$  (°C) まで外気湿球温度が変化しても原子炉入口温度を  $47$ °C 以下に保つことができる。( Fig 4.1 曲線① )
- 3) 熱交換器伝熱面の汚れに余裕がある。例えば  $P=50$  (MW)、 $T_{wb}=26.5$  (°C) を除熱限界とした場合、 $K=1000$  (Kcal/H·M<sup>2</sup>·°C) まで汚れを許容し得る。従って熱交換器の洗滌間隔が長くなる。

ここに  $K(\Delta T)=f(T_2-t_0)$  で表わされるから、 $K$  の測定は  $T_2-t_0$  を監視することによって可能である。( Fig 4.1 曲線② )

一方この設計余裕をとった結果、原子炉入口温度制御の観点からは次の問題を生じた。

- 1) 冷却塔運転台数 + 2次冷却水流量制御で制御できない温度域を生じた。
- 2) 温度制御のための2次冷却水流量変動範囲を広くした。

これは、1次冷却系統あるいは2次冷却系統についてそれぞれ独立に従来の設計方法を踏襲したためと考えられる。従って原子炉入口温度制御を考慮したシステム設計については、必ずしも充分であったとは思わない。系として、総括伝熱係数、冷却塔風量等について設計時充分なサーベイを行なっておけばこれらの問題が生じることは避けられたと思われる。

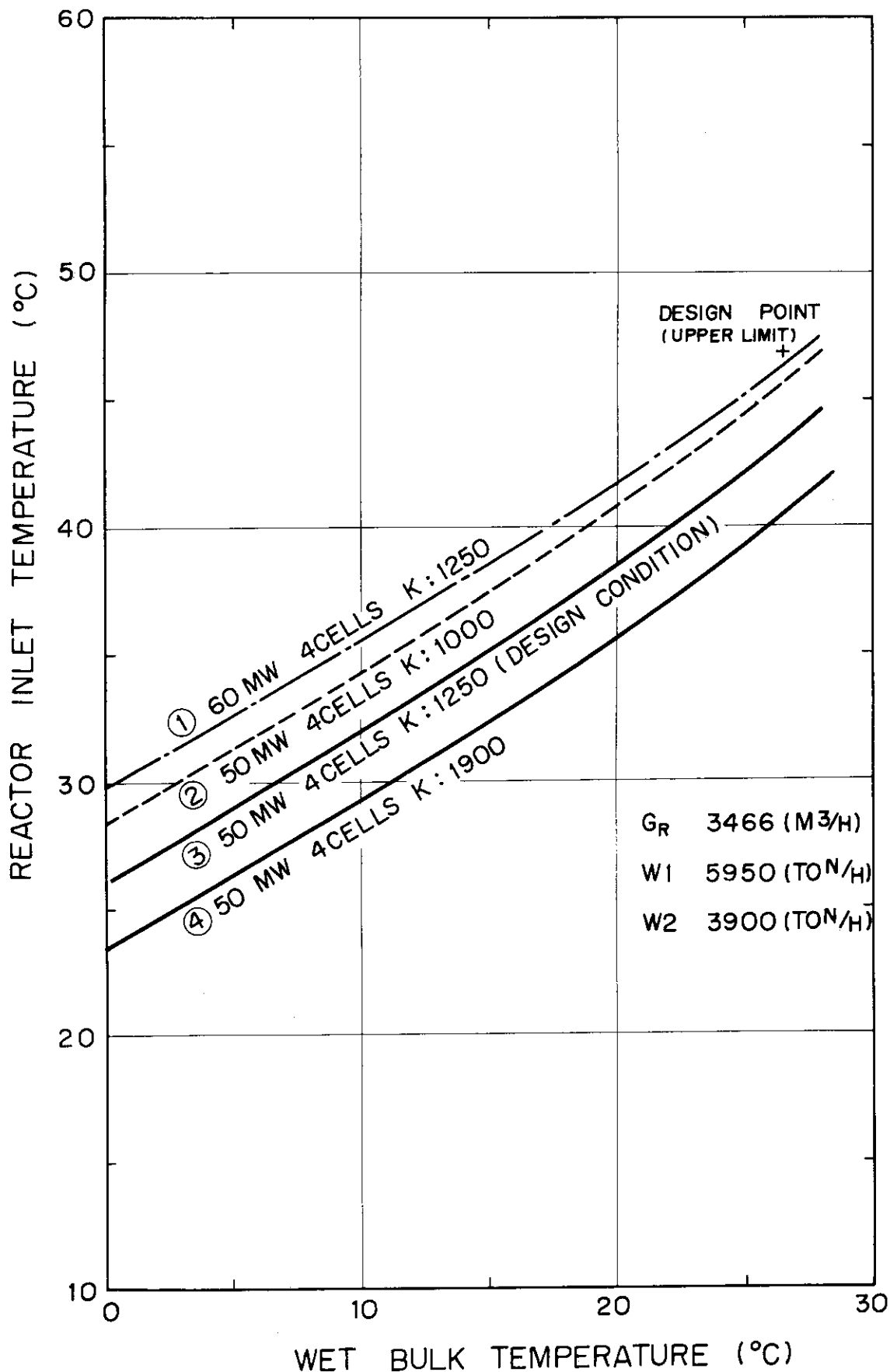


FIG. 4-1

## 5. 結 言

前章までの解析により、現在の冷却系統では原子炉入口温度制御は困難であると考えられる。その主たる原因は原子炉入口温度を制御できない温度域が存在することであるが、その他、応答性の悪さ、2次冷却水流量減少時のプラント上の問題なども挙げられる。

しかし、当面これらの問題の解決は強く要求されてはいない。これは主に次の点によるものと思われる。

- 1) 原子炉スクラム時の構造材、照射試料等の熱応力の影響が明らかでない。
- 2) 原子炉入口温度の照射精度に及ぼす影響が小さい(注7)。

一方原子炉の運転上からは

- 1) 序論に述べた熱出力計の応答性の問題、特に現在のように熱出力計一定運転を行なう場合この要求は大きいと思われる。
- 2) 現在の冷却塔運転台数ON-OFF制御のみでは冬期( $T_{wb}=0\sim 5(^{\circ}\text{C})$ )と夏季( $T_{wb}=20\sim 25(^{\circ}\text{C})$ )では、原子炉入口温度に $10(^{\circ}\text{C})$ の差が生じる。このことは夏期には冬期に比べ $-0.1(\% \Delta K/K)$ の反応度減少があることを示している。さらに、 $K$ 値が設計条件に近づけばこの値は $-0.15(\% \Delta K/K)$ に及ぶと推定される。

等の観点から、必ずしも原子炉入口温度制御の必要性を無視できないと考える。さらに原子炉入口温度制御に際しては、ORRの例にならい、速応性と適確な判断の必要性から小型計算機の導入が必至となる。

また原子炉入口温度解析の残された問題は、外気湿球温度ならびに系の運転状態が変化する際の動的解析であり、これは今後制御方式が確立された時点で検討を加えたい。

---

注7) JMT Rでは、炉心温度が変化すると炉内中性子束が変化し核計装指示が変化する。このため、現在は核計装一定自動運転で、熱出力が定格( $50\text{MW})\pm 1\text{MW}$ をこえるとマニュアルでデマンドを変更し、出力を修正することにより熱出力を一定に保っている。この温度成分のみによる中性子束変動率は、核計装指示で $0.83(\%/^{\circ}\text{C})$ (特性試験報告書(4))、インコアモニタで最大 $0.36(\%/^{\circ}\text{C})$ (炉心位置E-8、実測)である。一方、1回のサイクル中の原子炉入口温度変化幅は、最大で秋季(10~11月)の $10^{\circ}\text{C}$ である。従って、中性子照射量の推定誤差 $\pm 10\%$ に対して充分小さい。

謝

辞

本報告書の作成にあたり，御便宜をはかって下さった大島裕之助原子炉第2課長と，適切な助言をいただいた元原子炉2課三輪秀泰氏（現PNC），原子炉1課中田宏勝氏，計画課田中利幸氏に深く感謝の意を表する。

## REFERENCES

- 1) 内田秀雄；湿り空気と冷却塔，（1965），裳華房。
- 2) 坪内為雄他；熱交換器，（1968），朝倉書店。
- 3) 日本機械学会；伝熱工学資料，（1962）。
- 4) ORNL-TM-506；OPERATING MANUAL FOR THE ORR，（1963）
- 5) R.A.BOWMAN, A.C.MUELLER AND W.M. NAGLE；  
Mean Temperature Difference in Design，（1940），TRANS.ASME
- 6) 内田秀雄；強制通風式冷却塔設計のための温湿度解析  
衛生工学協会誌 Vol, 30(4)，（1959）
- 7) F. Bosnjakovic, M. Vilicic und B. Slipcevic；  
Einheitliche Berechnung von Rekuperatoren, VDI-Forschungs-Heft  
432,（1950）
- 8) W.H. Giedt；Principles of Engineering Heat Transfer,（1957）  
D. Van Nostrand.



## Appendix (A)

Lewis 法則

水-空気系での断熱変化を考える場合、冷却塔程度の水蒸気分圧では次の近似が成り立つ。

$$r \cdot dH \approx -C_e \cdot dt \quad (A \cdot 1)$$

積分して

$$r \cdot H \approx -C_e \cdot t + C \quad (A \cdot 2)$$

ここで水および空気が湿球温度になれば蒸発は止まる。その時の湿度は飽和湿度  $H_w$  である。すなわち境界条件は

$$t = T_w, \quad H = H_w$$

$$\therefore C = C_e \cdot T_w + r \cdot H_w \quad (A \cdot 3)$$

したがって (A・2) 式は

$$(T_w - t) \approx \frac{r}{C_e} (H_w - H) \quad (A \cdot 4)$$

一方、本文 (2.2), (2.4) 式より

$$(T_w - t) \cdot h_a = K_G \cdot r' \cdot (H_w - H) \quad (A \cdot 5)$$

(A・4), (A・5) 式より

$$\therefore h_a / K_G = C_e \quad (A \cdot 6)$$

## Appendix (B)

## JMTR冷却系統温度解析コード「NAIAD」

1. JMTR 1次および2次冷却系統各部温度を計算するために以下に示すような計算コードを作成した。このコードの特徴は次のとおりである。

- (1) 本コードはJMTR冷却系統に固有の定数を含み、いわゆる汎用コードではない。一般の原子炉冷却系統に使用する場合は、冷却塔、主熱交換器等の定数を適当に変更する必要がある。
- (2) 温度計算は、外気湿球温度に対する静定時の1次、2次冷却系統各部に対して求められる。
- (3) 原子炉熱出力、1次、2次冷却系統流量、主熱交換器総括伝熱係数をパラメータにできる。
- (4) 冷却塔運転セル台数を指定でき、その場合運転しないセルについては2次冷却系統冷却水

は自然落下し、大気と熱の授受は行なわないと仮定する。

(5) 主熱交換器2次側冷却水バイパス時の温度計算ができる。

(6) 冷却塔風量を可変にした時の温度計算ができる。

(7) 冷却塔空気密度補正, 1次, 2次冷却系統ポンプ熱入力補正, 冷却塔, 主熱交換器放熱損失補正等を行なっている。

フローチャートを Fig. -A. 1 に示す。

## 2. 入力形式

本コードの入力形式を次に示す。

カード	FORMAT	記号	事
#1	20A4	TITL(I)	タイトル, 英字, 数字等を80カラムまで入れられる。
#2~#7	10F8.3	A(I) I=1, 62	飽和湿り空気のエンタルピを8カラムずつ0~61℃まで, 1℃おきにあたかもプログラムの一部のように入力する。単位(Kcal/kg*)
#8	2I4	M	主熱交換器2次側冷却水バイパス計算を行なうか。YES 0, NO 1。
		MM	冷却塔風量を現在の値を用いる場合0, 変更する場合1。
#9~	7F10.2	W1	1次冷却水流量。単位(TON/H)。ただし6000以下。
		W2	2次冷却水流量。単位(TON/H)。ただし4000以下。
		TWB	外気湿球温度を0.2℃きざみで入力する。単位(℃) ただし0℃以上, 40℃以下。
		P	原子炉熱出力。単位(MW)
		FK	主熱交換器総括伝熱係数。単位(Kcal/H·M <sup>2</sup> ·℃)。ただし3000以下。
		CT	冷却塔運転セル台数。 ただし1台以上, 4台以下。
		BLOW	MM=1の場合のみ変更する 冷却塔風量(4セル台計)を入力する。単位(M <sup>3</sup> /H)。

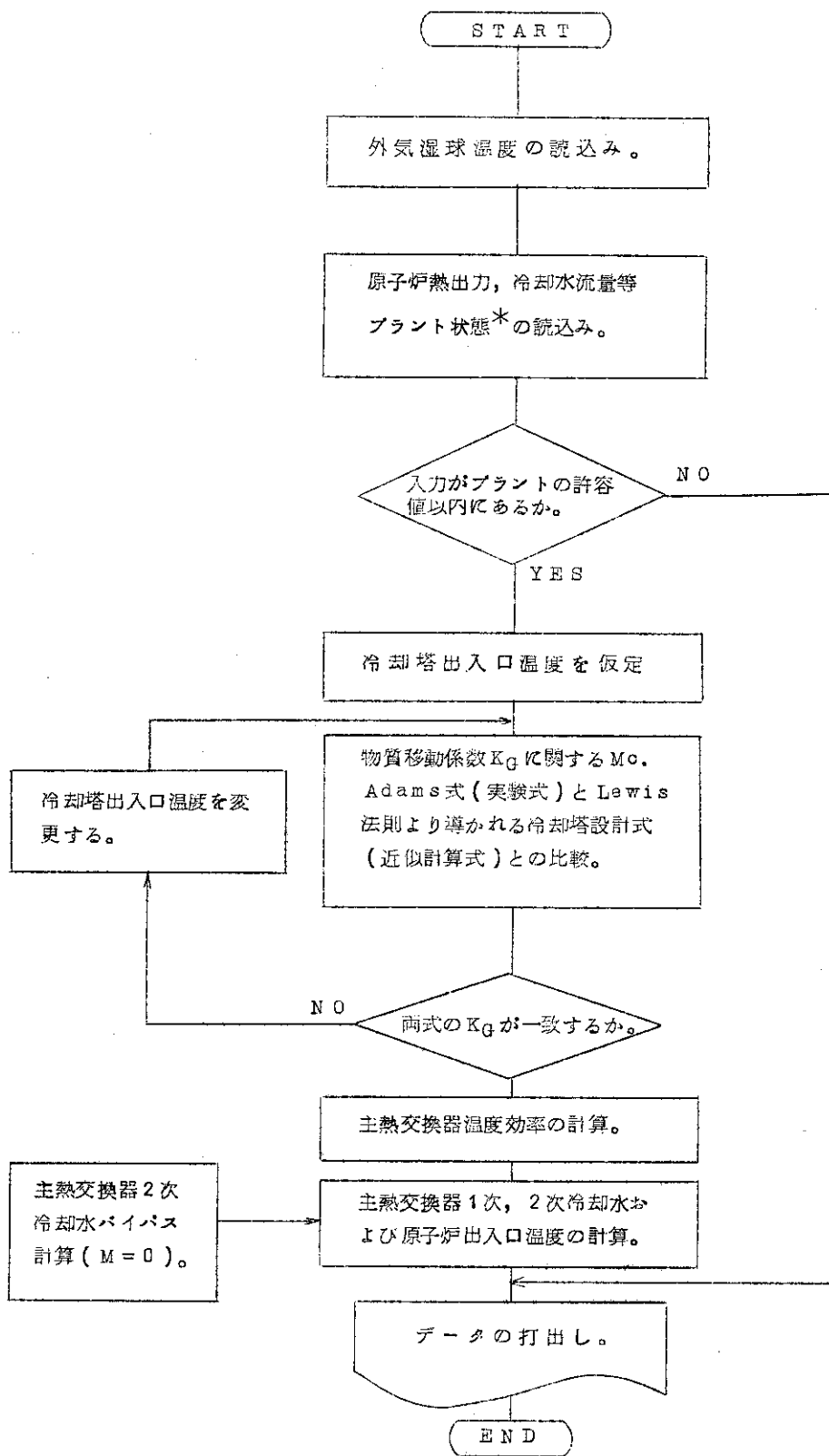


Fig. A-1

注\*) 主熱交換器総括伝熱係数は, 主熱交換器 1 次, 2 次冷却水入口温度差から仮定する。

3. 出力形式

本コードの出力形式を次に示す。

PAGE	記号	事
1		タイトルが出力される。
2		入力した飽和湿り空気のエンタルピが0.2℃おきに出力される。これは、入力した1℃おきのエンタルピを0.2℃おきに、直線近似したものである。
3 ~	INPUT DATA	入力した諸値が出力される。
	OUTPUT DATA	1次、2次冷却系統別に、冷却塔出入口温度、同総括移動係数値収束値S、Sφ、SS、同、計算に使用された風量、主熱交換器出入口温度、原子炉出入口温度が出力される。単位(℃)。
	HEAT EX. SECONDARY C. BYPASS	2次冷却水流量を、主熱交換器でバイパスした時の原子炉入口温度がバイパス流量100(TON/H)さきみに出力される。単位(℃)。

以下入力したケースの数だけPAGE 3と同形式の値が出力される。出力の一例をFig-A.1 ~ Fig-A.2に示す。

4. コントロールカード

PriorityはCORE 64KW, CPU TIME 5sec/10 case で選択すればよい。

コントロールカードを次に示す。

¥NO

¥GJOB

¥EXEC. DT△NAIAD, J2524NAIAD

¥DATA

DATA

¥JEND

\*\*\*  
 \*\*\*JMTR COOLING SYSTEM ANALYSIS\*\*\*  
 \*\*\*

SAMPLE CALCULATION \*COSYAS-3\* (S47.3.1)

\*\*\*SATURATED STEAM ENTHALPY\*\*\*

TEMP.	0.0	0.2	0.4	0.6	0.8
0.0	2.253	2.335	2.418	2.500	2.583
1.0	2.665	2.750	2.835	2.919	3.004
2.0	3.089	3.176	3.263	3.351	3.438
3.0	3.525	3.615	3.705	3.794	3.884
4.0	3.974	4.067	4.159	4.252	4.344
5.0	4.437	4.532	4.628	4.723	4.819
6.0	4.914	5.013	5.111	5.210	5.308
7.0	5.407	5.509	5.611	5.713	5.815
8.0	5.917	6.022	6.127	6.233	6.338
9.0	6.443	6.552	6.661	6.770	6.879
10.0	6.988	7.101	7.214	7.327	7.440
11.0	7.553	7.670	7.787	7.904	8.021
12.0	8.138	8.259	8.380	8.502	8.623
13.0	8.744	8.870	8.996	9.123	9.249
14.0	9.375	9.506	9.637	9.768	9.899
15.0	10.030	10.164	10.298	10.432	10.566
16.0	10.700	10.842	10.984	11.126	11.268
17.0	11.410	11.556	11.702	11.848	11.994
18.0	12.140	12.294	12.448	12.602	12.756
19.0	12.910	13.068	13.226	13.384	13.542
20.0	13.700	13.866	14.032	14.198	14.364
21.0	14.530	14.702	14.874	15.046	15.218
22.0	15.390	15.570	15.750	15.930	16.110
23.0	16.290	16.478	16.666	16.854	17.042
24.0	17.230	17.426	17.622	17.818	18.014
25.0	18.210	18.414	18.618	18.822	19.026
26.0	19.230	19.444	19.658	19.872	20.086
27.0	20.300	20.522	20.744	20.966	21.188
28.0	21.410	21.644	21.878	22.112	22.346
29.0	22.580	22.824	23.068	23.312	23.556
30.0	23.800	24.054	24.308	24.562	24.816
31.0	25.070	25.338	25.606	25.874	26.142
32.0	26.410	26.688	26.966	27.244	27.522
33.0	27.800	28.092	28.384	28.676	28.968
34.0	29.260	29.568	29.876	30.184	30.492
35.0	30.800	31.120	31.440	31.760	32.080
36.0	32.400	32.736	33.072	33.408	33.744
37.0	34.080	34.432	34.784	35.136	35.488
38.0	35.840	36.212	36.584	36.956	37.328
39.0	37.700	38.088	38.476	38.864	39.252
40.0	39.640	40.046	40.452	40.858	41.264
41.0	41.670	42.098	42.526	42.954	43.382
42.0	43.810	44.260	44.710	45.160	45.610
43.0	46.060	46.534	47.008	47.482	47.956
44.0	48.430	48.926	49.422	49.918	50.414
45.0	50.910	51.432	51.954	52.476	52.998
46.0	53.520	54.070	54.620	55.170	55.720
47.0	56.270	56.848	57.426	58.004	58.582
48.0	59.160	59.770	60.380	60.990	61.600
49.0	62.210	62.852	63.494	64.136	64.778
50.0	65.420	66.098	66.776	67.454	68.132
51.0	68.810	69.522	70.234	70.946	71.658
52.0	72.370	73.124	73.878	74.632	75.386
53.0	76.140	76.936	77.732	78.528	79.324
54.0	80.120	80.932	81.804	82.646	83.488
55.0	84.330	85.220	86.110	87.000	87.890
56.0	88.780	89.722	90.664	91.606	92.548
57.0	93.490	94.488	95.486	96.484	97.482
58.0	98.480	99.536	100.592	101.648	102.704
59.0	103.760	104.882	106.004	107.126	108.248
60.0	109.370	110.556	111.742	112.928	114.114

FIG. A-2

\*\*\*\*\*INPUT DATA\*\*\*\*\*

W1 = 5950.0(M3/HR)  
 W2 = 3900.0(M3/HR)  
 TWB = 27.4( C )  
 P = 50.0( MW )  
 K = 1900.0

T.OPE. = 3.0

\*\*\*\*\*OUTPUT DATA\*\*\*\*\*

SECONDARY COOLANT

COOLING TOWER  
 INLET TEMP. = 45.3  
 OUTLET TEMP. = 34.1

S = 2.24960  
 SO = 2.35873  
 SS = 2.38298

INLET AIR VOLUME = 0.34660E 04(M3/HR)

HEAT EXCHANGER

INLET TEMP. = 34.3  
 OUTLET TEMP. = 45.3

PRIMARY COOLANT

HEAT EXCHANGER  
 INLET TEMP. = 52.5  
 OUTLET TEMP. = 45.2

K = 0.19000E 04

REACTOR

INLET TEMP. = 45.2  
 OUTLET TEMP. = 52.4

\*\*\*\*\*

\*HEAT EXCHANGER SECONDARY COOLANT BYPASS\*

B.FLOW(TON/H)	R.INLET TEMP.	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
B.FLOW(TON/H)	R.INLET TEMP.	45.41	45.64	45.89	46.15	46.43	46.73	47.05	47.40	47.77	48.17
B.FLOW(TON/H)	R.INLET TEMP.	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
B.FLOW(TON/H)	R.INLET TEMP.	48.60	49.07	49.59	50.15	50.76	51.43	52.18	53.00	53.92	54.94

FIG. A-3

## Appendix (C)

### ORRの冷却系統温度制御とJMTR

#### 1. ORRの冷却系

ORRは米国 Tennessee 州の ORNL に設置された、炉物理実験、材料照射、RI 製造を目的とした熱出力 30 MW の研究炉である。その冷却系の主たる仕様を JMTR と比較して Table - A.1 に示す。

Table A.1

名称	用途	炉型式	熱出力	主熱交換器		2次冷却塔		冷却材	
				型式	台数	型式	台数	1次側	2次側
ORR	炉物理照射・RI	タンク	30 MW	シェルアンド Uチューブ	4	強制通風 向流	2	軽水 4100ton/H	軽水
JMTR	照射(材料、燃料)・RI	タンク	50 MW	シェルアンド Uチューブ	3	強制通風 向流	4	軽水 6000ton/H	軽水

ORRの cooling system は JMTR と類似しているが、主熱交換器については横おき型であり管側に2次冷却水、胴側に1次冷却水が流れていることが JMTR の場合と異っている。しかし、Shell and U-Tube Type であり、熱力学的解析に際しては基本的に異なる点はない。

ORRの冷却系統および温度制御系統の概要を、Fig-A.4 に示す。この図には、精製系統は省略されている。Fig-A.4 で注目されるのは、1次冷却系の主熱交換器バイパスおよび2次冷却系統冷却塔バイパスラインで、両者はいずれも原子炉入口温度制御の目的で自動的に流量を設定される。

#### 2. ORRの温度制御方式

ORRでは、Fig-A.4 に示すように原子炉入口温度制御を確立する目的から、以下に述べる制御系を設けた。

- 1) Tower Control System (2次系ポンドの温度制御)
- 2) Secondary Control System (主熱交換器の2次側平均温度制御)
- 3) Primary Control System (炉入口温度制御)

これらの3システムは、列記順で炉入口温度を一定に制御する。すなわち、2次系ポンド温度制御は調整すべき2次冷却系統の温度を与え、2次冷却系統温度制御は炉入口温度のフィードバックを行なう。この方法で、素早い応答と微小な温度制御とを得ようとしている。

本文で述べたように、原子炉入口温度に影響を及ぼす諸因子のうちで、人為的に制御できないものとして外気湿球温度が支配的である。ORRでは、2台の冷却塔ファンを各々2ステッ

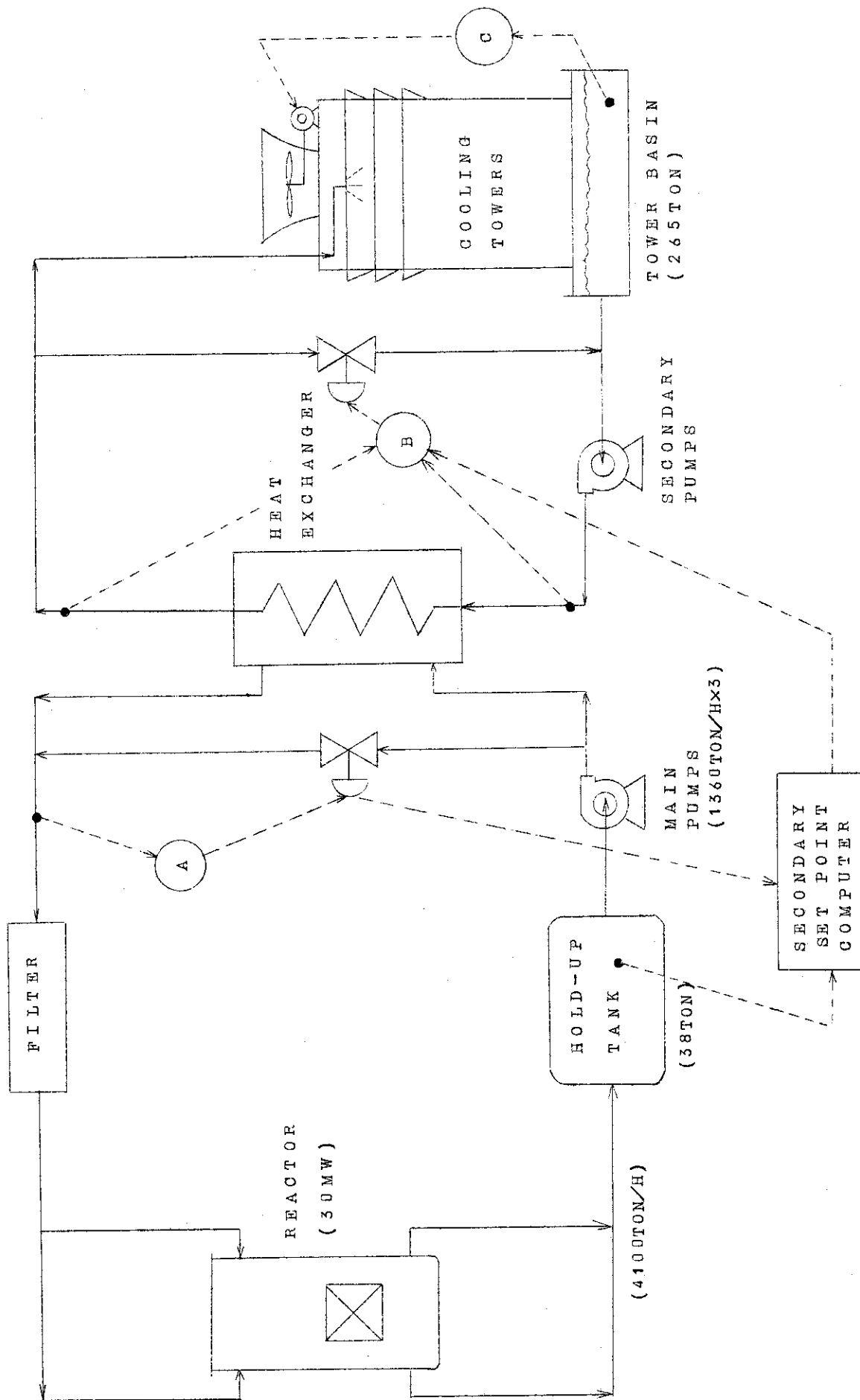


FIG. A - 4



ブに回転数制御することにより、5ステップの運転状態をつくり、そのうち連続する2ステップがいかなる外気湿球温度に対してもその温度制御範囲をオーバーラップしてカバーできるように設計されている。これによって2次冷却系統の温度制御を行ない、外気湿球温度の影響を避けている。さらに冷却塔バイパスラインを設け、各ステップ間の温度微調整を行なっている。

制御系がこのように複雑になるのは、この冷却塔ファンの制御が5ステップで連続可変でない点にある。またJ M T Rで温度制御を行なう場合、風土的にも外気湿球温度の変化幅が大きいこと、1次系よりの除熱量が大きいこと、冷却塔セル台数が多くON-OFF制御ではパラメーターが多くなりさらに冬期にはすべての温度範囲を制御できないことなどから、冷却塔の水流量一定、ファンピッチ連続可変による風量制御が望ましい。

O R Rでは、さらに冷却系統各部の温度を検出し、アナログ計算機により1次系熱交バイパス、2次系冷却塔バイパス流量を制御して最終的な原子炉入口温度を決定している。

### 3. O R Rの温度制御の実態

O R Rにおける上記の制御系は、すべてよく用いられる温度制御方式によっている。

#### 3.1 Tower Control System

冷却塔の除熱容量は、いくつかのパラメータから成る函数として表わされる。O R Rで冷却塔の運転上使用している函数は次のとおりである。

$$MW = \%F_w \cdot (0.35 \cdot T_i - 0.69 \cdot T_{wb} + 3.44) \cdot (\%S_f) \\ + (0.72 \cdot T_i - 0.18 \cdot T_{wb} - 4.706)$$

ここに

MW : 除熱容量

$\%F_w$  : 冷却塔通過水量の定格(2100(TON/H))に対する比

$T_i$  : 冷却塔入口温度

$T_{wb}$  : 外気湿球温度

$\%S_f$  : 冷却塔2セル定格(各ファン高速回転時)風量に対する比

しかし、この式は $S_f$ が100%またはその近辺でしか成立しない。従ってこの式は塔の性能判別にではなく、あくまで運転上の目安として使用されているにすぎない。

またこのシステムの利点を、O R Rでは次のように述べている。

- 1) 1次冷却系統および2次冷却系統の制御範囲を狭くすることができ、冷却塔は無限量の熱媒体として扱える。
- 2) 外気湿球温度の影響をのぞくことができる。
- 3) 出力の急激な減少を吸収し得る熱容量を有す。

この(3)項については、J M T Rにおいても第5サイクル終了時、炉停止と同時に2次冷却水流量を零にすることで原子炉入口温度の変化を吸収する方法が有効であることが確認された。

#### 3.2 Secondary Control System

このシステムは、いわゆる温度制御系とある指示温度を与える計算機から成る。

温度制御は、主熱交換器出入口温度(2次側)の平均を求めてこれをセットポイントと比較

して冷却塔バイパス流量を制御するという方法である。

また計算機は炉出力の変動を捕え、2次冷却システムのセットポイントを変化させてそれに伴う1次冷却系統の状態変更を行なうものである。ここで用いられる計算機出力Pを求める式は次のとおりである。

$$P = B + (A - C) / (P * B)$$

ここに

A : 1次冷却系統原子炉入口温度信号

B : 主熱交換器2次側温度信号

C : 原子炉出口温度信号 (38 ~ 65.5°C)

定常運転時には、信号Cを検出して2次冷却系統に制御信号を送る。

通常信号A, Bは47 ~ 49°Cに設定される。炉が停止し、炉入口温度がこのレンジをこえて、炉出入口温度が一致した場合には $C = A$ となり上式の $(A - C) / (P * B)$ は零となる。よって計算機出力は $P = B$ となり、これが零出力時の信号で2次冷却系統に対して計算機からの状態変更指示はない。

次に、炉出力が上昇した場合、信号Cが増大し、 $(A - C) / (P * B)$ が負となる。そこで信号PはBと共に下降し、2次冷却系統に除熱容量を減ずるように信号を出す。炉出力が下降する場合はこの逆となる。

### 3.3 Primary Control System

1次冷却系統の温度変化に対しては、主熱交換器1次側のバイパス弁が直ちに応答する。それらの弁開度を決定する信号は、また計算機にインプットされる。

このバイパス弁の最適運転条件は開度40%であり、この信号がインプットされたときには2次冷却系統との関連は不要となる。

また、もし炉心で燃料板表面が132°Cをこえれば沸騰の危険がある。適当な安全係数に対する余裕とともに、安全炉心温度が保たれるように原子炉出口温度57°Cに制御が行なわれる。

JMTRにおいては、安全解析の結果原子炉出口温度54°Cにおいて制御棒挿入安全動作が設定されているが、反応度外乱等により炉心温度が上昇するのを事前に積極的に防止する対策が考慮されるべきである。