単相閉ループ内の自然循環流動特性に関する研究*

(第3報, 5種類のクーラ形状に関する実験と解析結果)

藤井 照重^{*1}, 赤川 浩爾^{*1}
石田 紀久^{*2}, 久保 雅英^{*3}

Study on Natural Circulation Flow in a Closed Loop

(3rd Report, Experimental Results for Five Cooler Configurations and Analytical Results)

Terushige FUJII, Koji AKAGAWA,
Toshihisa ISHIDA, and Masahide KUBO

Experiments on single-phase natural circulation were conducted for five cooler configurations in the loop-type PWR for marine applications. The loop consisted of a heating box, a cooler, and connecting pipes. The transient circulation velocity and transient temperatures at different locations after pump tripping were obtained at atmospheric pressure by holding the heater input constant ($Q=0.25$ kW to 4 kW). The flow stability maps are shown for heat input and elevation difference, and the effects of the cooler configurations on the flow stability are clarified. In parallel with the experiments, a one-dimensional nonlinear analysis was carried out and the results were compared with the experimental results. Both agreed well qualitatively and quantitatively. Further, the effects of parameters such as overall heat transfer coefficient and pressure losses on the flow stability were obtained by this analytical simulation.

Key Words: Natural Circulation, Single-Phase Flow, Oscillation, Reversal Flow, Stability, Inverse U-tube Cooler

1. 緒 言

閉ループ内の自然循環流動はポンプ動力などの駆動源がない場合に、ループ内で熱を輸送するのに有効な手段となる。特に、加圧水形原子炉の一次冷却系において、主循環ポンプ停止後の原子炉の崩壊熱除去に対して重要であり、TMI事故後、その種発電PWRを対象として研究がなされ、ある条件下では、流れが振動し、定常状態が得られないことが報告されている⁽¹⁾⁽²⁾。一方、ソーラヒータなどを対象としたサーモサイフォンなどにおいても実験室規模での研究がなされ、単純な垂直ループ⁽³⁾⁽⁴⁾、トロイダルループ⁽⁵⁾などでの単相自然循環の安定性に関する理論的、実験的研究がなされている。しかし、これまで船用炉を対象とした閉ループ中のこの種の研究はなされていない。すなわち、船体に搭載する関係上、ループ幾何形状がかなり制限されたものになってくるので、それらと異なった特性を有することが考えられる。このような観点から、本

一連の研究は、船用原子炉「むつ」の一次系ループを模擬した逆U字部を有する単相閉ループ中のポンプトリップ後の流動特性について、明らかにしようとするものである。すでに第1報⁽⁶⁾では、三つの逆U字形ループを有する実験において、ある条件下で流れが振動し、逆流を伴った不安定流動に至ることが示された。次に、第2報⁽¹⁰⁾ではナイキスト線図を用いた線形化解析で、その安定・不安定特性が明らかにされた。そして、流動の安定性には、炉心の加熱部と蒸気発生部との相対的な高さ方向の位置関係および冷却部の上下屈曲管としての配置の形状、さらに流路長などが大きく関係してくることが明らかにされた。そこで、本報では5種類のクーラ形状を用いた実験を行って、その影響を調べるとともに、複数個の一次元単容量系モデルで模擬した非線形解析結果と比較した。さらに、このシミュレートした解析結果によってループの圧力損失、クーラの熱貫流率などのパラメータが本ループの安定・不安定に及ぼす影響について明らかにした。

2. 実験装置と方法

実験装置のループ概略図を図1に示す。高さ4.56 m、ループ全長約26 mの装置はヒータ部(95×35 mm×1.08 m長さ)、クーラ部(φ30mm×6m長さ)、

* 昭和63年3月12日 中国四国支部第26期総会講演会において講演、原稿受付 昭和62年6月23日。

^{*1} 正員、神戸大学工学部 (〒657 神戸市灘区六甲台町)。

^{*2} 正員、日本原子力研究所 (〒105 東京都港区虎ノ門1-15-16)。

^{*3} 准員、島津製作所㈱ (〒604 京都市中京区西原桑原町1)。

循環ポンプ(定格ヘッド8.5m)およびそれらを連絡する内径30mmの亚克力樹脂製配管から成る。ここで、蒸気発生器を模擬するクーラの配置、冷却部の形状の差による自然循環特性への影響を調べるために、クーラは図2に示す5種類(I~V、図1のクーラはIタイプクーラに相当)とする。すなわち、タイプIはむつの原型のクーラ形状、タイプIV、Vは各々直管形クーラに相当する。そしてIVでは上昇管のみ、Vでは下降側のみを冷却し、各々より不安定、安定になりやすいと推定されるものである。また、II、IIIクーラは各々逆U字形クーラの上半分および下半分を冷却するもので、ヒータとの位置関係が変化したものである。各機器の詳細、実験手順および実験系列などは既報^{(6)~(9)}に記されている。実験は大気圧下の常温水により、加熱量範囲0.25~4kWで行われた。

3. 理論解析

3.1 基礎方程式 図1のような単相閉ループ装置に対してポンプトリップ後の管内の温度、流速の過渡応答変化を解析によって求める。まず、Boussinesq近似の採用、流路方向の熱伝導および粘性項を無視し、各機器および配管系は下記の単容量系モデルが複数個組合さったモデルとする。

まず、分割した個々の単容量系としてのヒータとクーラのエネルギーバランスは、各々次のように表される。

$$\rho_i c A_H \frac{\partial T_{H0}}{\partial t} = \frac{Q}{L_H} - \rho_i c A_H U_H \frac{T_{H0} - T_{H1}}{L_H} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\rho_i c A_c \frac{\partial T_{c0}}{\partial t} = -h\pi D(T_{c0} - \theta_c) + \rho_i c A_c U_c \frac{T_{c1} - T_{c0}}{L_c} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 c : 流体の比熱、 T : 温度、 t : 時間、 ρ_i : 液密度、 θ_c : クーラの冷却水温度、 Q : 加熱量、 h : 熱貫流率、 D : 管径、 A : 断面積、 U : 流速、 L : 長さ、添字 H, C は各々ヒータ、クーラ、 i, o は入口、出口を示す。

配管系に対しても式(1)において $Q=0$ 、 $A_H=A_p$ 、 $L_H=L_p$ 、 $U_H=U$ (ここで添字 p は配管、 U は管内流速)とし、放熱損は後に示すように取扱う。

ループ全体の運動量式は

$$\rho_i L_T \frac{\partial U}{\partial t} = -g \int \rho_i dz + D_p - R_p \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 L_T はループの全相当管長、 D_p はポンプヘッド項、 R_p は摩擦項を表す。 $g \int \rho_i dz$ は(g : 重力の加速

度、 z : 流路長)は管に沿う単位面積当たりの浮力項を表し、次式となる。

$$g \int \rho_i dz = g \sum_i H_{ui} \rho_{ui} - g \sum_j H_{dj} \rho_{dj} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 H_u : 上昇部のある区間の長さ、 H_d : 下降部のある区間の長さ、添字 i, j は分割数である。

3.2 モデルパラメータ 3.1節式(2)、(3)の中のパラメータ h および R_p に対しては静特性実験で得られた次の結果が、過渡応答変化時においても成立するものとする。まず、摩擦項 R_p に対しては実験結果から次式を用いる。

$$R_p = K_p \cdot \rho_i \cdot U^m \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 R_p [Pa]、 U [cm/s]として

$$U < 10 \text{ cm/s}; K_p = 11.04 \times 10^{-3}, m = 0.96$$

$$U \geq 10 \text{ cm/s}; K_p = 5.51 \times 10^{-4}, m = 2.26$$

各クーラの熱貫流率についても同様に、次式が成立するものと仮定する。

図1 実験装置

図2 5種類のクーラ形状

$$h = K_h \cdot U^n \dots\dots\dots (6)$$

ここで h [W/(m²·K)], U [cm/s] として

$$K_h = 100, n = 1/3$$

また、式(4)、(5)中の大気圧下の水の密度 ρ_i [kg/m³] は温度 T [°C] に対して JSME の蒸気表⁽¹²⁾ から次の近似式を用いる。この $10 \leq T \leq 90$ °C に対する最大誤差は 0.05% である。

$$\rho_i = -0.00331T^2 - 0.10246T + 1001.43 \dots\dots\dots (7)$$

また、配管系の放熱損に対しては各配管系の単容量系の分割数 N に対して $T_o/T_i = K_L^N$ とし出口温度を入口温度の K_L^N 倍になるとして考慮する。例えば、ホットレグに対しては実験から $K_L = 0.999785$ を採用し、分割数 $N = 40$ の場合、 $T_o/T_i = 0.9915$ 、すなわち、加熱器出口温度 40°C に対してクーラ入口温度は 39.66°C となる。

3.3 解の方法 既報⁽⁸⁾の図2に示したように、各機器、配管を表1に示す分割数^{**1}に区分し、3.1節に示した単容量系モデル[式(1)、(2)]が個々の分割セクションに対して成立するものとする。次に、実験条件から下記の式(8)を入力条件として各基礎式(1)~(3)をNEACのACOSシリーズの連続形シミュレーション言語(CSPL-6)を用い、積分は刻み幅調整形の四次のルンゲクッタ法で、ループ内の各温度、流速の時間的変化を求める。ただし、計算は流れが逆転、すなわち管内流速が負になった時点で打ち切るものとする。

$$\left. \begin{array}{l} t < 0 \quad D_p = 500 \text{ Pa} \quad (U = 20 \text{ cm/s の強制循環}) \\ t \geq 0 \quad D_p = 0 \quad (\text{ポンプトリップ}) \end{array} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

なお、本条件での実時間 $t = 6000$ s に対する計算 (CPU) 時間は約 40 s である。

4. 解析結果と実験結果との比較

ここでは、ループ内流速および各位置における温度の過渡応答変化の実験結果とその解析結果を比較して示す。

表1 分割数 N

Heater	12
Cooler	32 (Up 16, Down 16)
Pipe	85 (Hot leg 40, Cold leg 45)

^{**1} 分割数 N の影響については、各分割数を順次増加させて、その影響を調べ、応答解に大きな変化の生じない分割数をもって表1のように決定した。

4.1 温度・流速の過渡応答変化

ポンプトリップ後のループ内の各部温度と管内流速の過渡応答変化の例を図3(a)、(b)に示す。いずれも、図3中、実線が実験結果、破線が解析結果を表している。まず、図3(a)は $Q = 1.0$ kW、装置底部からヒータ中心までの高さ $EL_h = 1.68$ m のIIIタイプクーラの場合で安定流動、図3(b)は $Q = 2.0$ kW、 $EL_h = 1.88$ m でIタイプクーラの場合の不安定流動の例である。すなわち、 $t = 0$ におけるポンプトリップによって流速は 20 cm/s の強制循環から 1~4 cm/s に低下し、図3(a)では約 10 min ほどの大きな周期で脈動しながら、次第に安定整

(a) $Q = 1.0$ kW, $EL_h = 1.68$ m (IIIタイプ)

(b) $Q = 2.0$ kW, $EL_h = 1.88$ m (Iタイプ)

図3 ポンプトリップ後の過渡応答

定するが、図3(b)では約5 minほどの周期で脈動しながら、約18 minで逆流を伴った不安定流動へと移行している。

一方、温度はヒータ入口、出口およびクーラ入口、出口の各温度を示すが、ポンプトリップによって管内流速が急激に低下するので、ヒータ出口温度は一次遅れ状に増加していく。クーラ入口温度は流動時間遅れによってヒータ出口温度に対して、7~15 minほど遅れて上昇する。これに対して、クーラ出口、ヒータ入口温度の変化は2~3°C程度と小さい。また、不安定流動の図3(b)の場合には、クーラ入口温度が逆流とともに約25°Cの大きな振幅で脈動し、それとともにヒータ出口温度が大きく上昇していくので、安全上注意しなければならない。

解析と実験結果を比較すると、図3(a)における流速波形の振幅は最初、解析のほうがやや大きい。振動の周期や平均流速の値に関する両者の一致は良い。図3(b)についても周期、逆流の発生時間および、管

内温度について両者はほぼ一致した結果の得られていることがわかる。

次に、各クーラごとの管内流速変化の結果を解析結果(図中、破線)と併せ図4~8に示す。まず、図4はIタイプクーラの例である。 $EL_h=1.88\text{ m}$ に対して $Q=0.5\text{ kW}$ [図4(a)]から 2.0 kW [図4(c)]に増加すると、ポンプトリップ後の振動は大きくなり、逆流の発生時間も早くなる。一方、 EL_h を大きく、すなわちヒータを上げた場合(図4(b))には、逆流は生じず、安定した流れとなっている。また実験と解析の一致は良い。次にクーラの上半分のみ冷却するIIタイプクーラについて図5に示すが、 Q の増大とともに、周期の短い振幅の大きい脈動が生じている。図5(b)に対して実験では逆流が生じていないのに、解析では生じているが、この領域は逆流が生じる、生じないの微妙な境界に当たっているためと考えられる。一方、図6は、下半分のみ冷却するIIIタイプクーラであるが、 Q の増大とともに不安定傾向に向かう。さらに、Iタイプと

(a) $Q=0.5\text{ kW}$, $EL_h=1.88\text{ m}$

(a) $Q=0.5\text{ kW}$, $EL_h=2.08\text{ m}$

(a) $Q=0.5\text{ kW}$, $EL_h=1.68\text{ m}$

(b) $Q=0.5\text{ kW}$, $EL_h=1.98\text{ m}$

(b) $Q=0.5\text{ kW}$, $EL_h=1.88\text{ m}$

(b) $Q=1.0\text{ kW}$, $EL_h=1.68\text{ m}$

図6 流速応答 (IIIタイプ)

(c) $Q=2.0\text{ kW}$, $EL_h=1.88\text{ m}$

(c) $Q=3.5\text{ kW}$, $EL_h=1.88\text{ m}$

図4 流速応答 (Iタイプ)

図5 流速応答 (IIタイプ)

図7 流速応答 (IVタイプ)

図8 流速応答 (Vタイプ)

図9 安定・不安定判別図

同じく、 EL_h の大きいほうがより安定側に向かう。図7, 8は各々、IV, Vタイプの例であるが、上昇管のみを冷却するIVタイプクーラではいずれも不安定、下降管のみを冷却するVタイプクーラでは小さな脈動を示すが、いずれも逆流は発生しない。

4.2 安定・不安定判別図 以上のようにして得られた各流速応答から、逆流を伴い発散していくものを不安定、その他を安定と判別して、クーラタイプごとに、ヒータ高さ EL_h と加熱量 Q に対して図9(a)~(c)に示す。図9中、プロット点が実験結果であり、破線が解析結果である。ただし、本実験範囲におけるIVタイプクーラでは解析・実験ともいずれも不安定、Vタイプクーラではいずれも安定となるので図は省略されている。まず図9(a)はIタイプクーラに対するものであるが、この場合には EL_h の大きいほど、すなわちヒータとクーラ中心間距離(ΔEL)が小さくなるほど、安定となっていることがわかり、 $EL_h=1.98\text{m}(\Delta EL=0.84\text{m})$ が安定・不安定の境界となっている。図9(b)はIIタイプクーラのものであり、 $EL_h=2.08\text{m}$ では $Q=0.5\sim 3\text{kW}$ で加熱量のいかにかわらず、解析・実験とも不安定であり、加熱量の増加とともに、不安定傾向が増すという結果となる。一方、 $EL_h \leq 1.98\text{m}$ の領域については実験・解析とも、 Q の増大とともに不安定になるが $1 < Q < 3\text{kW}$ において実験結果〔例えば、図5(b), (c)〕をみると、安定となっている波形でも最後まで振動が持続している。すなわち、この領域は、わずかな条件の違いによって安定になったり、不安定になったりする微妙な境界に当たっているものと考えられる。しかし、いずれも EL_h の大きいほうが不安定となり、解析と一致した結果が得られている。図5(c)はクーラIIIタイプのもので、Iタイプと同様、同じ加熱量では EL_h の大きいほうが安定という結果となり、解析結果ともほぼ一致している。

4.3 流速の振動周期 ポンプトリップ後の管内流速の振動周期 T を平均流速 U_m に対して図10に示

 図10 振動周期 T と平均流速 U_m の関係

す。各記号は図10中に示すように5種類のヒータ高さ $EL_h=0.68\sim 1.28\text{m}$ に対する解析結果である。また、実験結果から得られた周期と平均流速の積 $L=4.5$ および 8m 一定の線が図10中に示されているが、両者いずれもこの範囲に集中していることがわかる^{**2}。すなわち、 ΔEL , Q の大きいほど、次の静特性式(9)からわかるように平均流速 U_m は増加するが、逆に振動周期は減少していく。

$$U_m = \left\{ \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta EL \cdot Q}{K_P \cdot A_P \cdot c \cdot \rho_l} \right\}^{1/(m+1)} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 β : 液の膨張係数、 ΔEL : ヒータとクーラの中心間距離、 A_P : 管断面積、 K_P , m は式(5)の各係数である。

5. 各種パラメータの影響

ここでは、図1に示すループ(Iタイプクーラ)において、解析により各種パラメータの流動特性に及ぼす影響について示す。これらパラメータを変えることにより、ヒータ出口、クーラ出口温度の変化や流速の変

^{**2} 本ループの Hot leg, Cold leg 長さはヒータの標準位置 $EL_h=1.88\text{m}$ に対して、I, IIIタイプクーラで7.925, 10.47m, IIタイプクーラで9.425, 11.97mである。

動による流動時間遅れの変化をもたらすので、各ループ内の温度分布が変わり、浮力すなわち、管内の自然循環流速の変動をもたらす。そしてある条件下では発散し、逆流を伴う不安定流動に至る。

5.1 加熱量 Q による影響 $EL_h = 1.88\text{m}$ 一定のもとで、 $Q = 0.25 \sim 20\text{ kW}$ まで変化させたときの流速応答を図 11(a), (b) に示す。ここで、 Q が 10 kW までは逆流を伴う不安定流動に移行しているのに対し、 $Q = 20\text{ kW}$ では脈動を生じているが、逆流は生じず、収束の方向に向かっている。また、 $Q < 10\text{ kW}$ に対して逆流の発生する時間は Q の大きくなるほど早く、振動周期も小さくなっていく。

5.2 クーラの熱貫流率による影響 クーラの熱貫流率の式(6)において $K_h = 10 \sim 500$ まで変化させたときの影響を $Q = 2\text{ kW}$, $EL_h = 1.88\text{m}$ に対して図 12(a), (b) に示す。これより、ある K_h の値 $= 50$, 100 , 200 で不安定傾向が強くなり、それより K_h を小さくしても、大きくしても安定化傾向に向かうことがわかる。

次にクーラの上昇部、下降部の熱貫流率を各々 50 から 200 まで増加した場合には、上昇部だけのときはより不安定化傾向に、下降部のみ増加のときはより安定側に向かう (図省略)。

(a) $Q = 0.25 \sim 2\text{ kW}$. (b) $Q = 10, 15, 20\text{ kW}$ 図 11 加熱量 Q の影響

5.3 圧力損失の影響 管内の圧力損失が変化したときの影響を図 13(a) に示す。各々、式(5)の係数 K_p の値 ($U < 10\text{ cm/s}$ に対して $K_p = 11.02$) を 0.1 , 0.3 , 0.5 , 1 , 2 倍および 3 倍に変えたものである。これより圧力損失係数の増大とともに不安定傾向に向かうが、逆に $K_p \times 3$ では安定となる。すなわち、より不安定になりやすい K_p 値が存在する。ここで $K_p \times 1.0$ では不安定となっているが、脈動の途中でこの値を 3 種類に変化させたときの結果を図 13(b) に示す。すなわち、ポンプトリップ後 $t = 10\text{ min}$ で $K_p \times 1.0$ を $K_p \times$

(a) $K_h = 10, 20, 50$ (b) $K_h = 100, 200, 500$

図 12 クーラの熱貫流率の影響

(a) $K_p \times 0.1, 0.3, 0.5, 1.0, 2.0, 3.0$ (b) K_p のステップ変化

図 13 圧力損失の影響

 図 14 ヒータチャンバ断面積 A_H の影響

0.1, 3, 5 とステップ状に変化させたもので、 $K_P \times 0.1$ の場合には不安定に、 $K_P \times 3.0, 5.0$ 倍では安定側に向かっていて、また、変化をステップ状でなく、10 min かけて直線状にゆっくり変化させても、その傾向はステップ状の場合とあまり変わらなかった。

5.4 ヒータチャンバ断面積の影響 ヒータチャンバ断面積 A_H の影響を図 14 に示す。 $EL_h = 1.48\text{m}$, $Q = 1\text{kW}$ の実験条件に対して A_H を 0.5, 1, 2, 3 倍とした場合であり、 $A_H \times 1$ (図 14 中、太線) の不安定傾向に対して断面積を 2 または 3 倍にすると安定化傾向に向かうことがわかる。すなわち、図 1 の実験装置 (I タイプクーラ) のヒータチャンバをもう一つ並列に増加させたときの安定判別図を実験結果⁽⁶⁾ と併せ図 15 に示す。 EL_h による安定判別への影響が図 1 の装置の結果 [図 9 (a)] に対して逆になることがわかり、これは前報⁽⁶⁾ で示した図中 ○ 印で示す実験結果と良く一致していることがわかる。すなわち、 A_H の変化によって ΔEL の安定・不安定に及ぼす影響の逆転することが明らかとなる。

6. 結 論

船用原子炉の一次系を模擬したループにおいて 5 種類のクーラ冷却形状に対してポンプトリップ後の自然循環流動実験を行うとともに、一次元単容量系モデルの組合せによって解析し、実験結果と比較した。さらにその解析を用いて各種パラメータの影響を示した。その結果を要約すると、次のようである。

(1) ポンプトリップ後のループ内の流動特性は本解析によってかなり精度良く予測することができる。

 図 15 安定・不安定判別図 ($A_H \times 2$ 倍)

(2) クーラの冷却形状の違いによる安定・不安定判別が明らかにされた。特に、下降部のみ冷却するクーラ形状ではヒータ高さ、 Q のいかんにかかわらず安定となる。

(3) 圧力損失、加熱量、クーラ熱貫流率などのパラメータの流動特性に及ぼす影響については、いずれも不安定になりやすい値の領域が存在する。

(4) ヒータとクーラ間の距離が大きいほど、静的特性における流速は大きくなるが、必ずしも安定側に向かうとは限らず、ヒータ断面積の大きさにも依存する。

(5) 流れが大きな脈動を示し不安定になる場合に、圧力損失を変化させると、安定側に移行する場合がある。

文 献

- (1) Shimeck, D. J. and Johnson, G. W., *Nucl. Sci. Eng.*, 88 (1984), 311.
- (2) Adams, J. P., ほか 2 名, *Proc. Nucl. React. Thermal-Hydraul.*, Santa Barbara, Calif., 2(1983), 825.
- (3) Welander, P., *J. Fluid Mech.*, 29(1967), 17.
- (4) 橋詰, 機論, 37-303(昭 46), 2184.
- (5) Creveling, H. F., ほか 3 名, *J. Fluid Mech.*, 67(1975), 65.
- (6) 赤川・ほか 4 名, 機論, 52-475, B(昭 61), 1277.
- (7) Ishida, T., ほか 5 名, *Nucl. Eng. Des.* 99(1987), 413.
- (8) Fujii, T., ほか 5 名, *Proc. 2nd Int. Topical Meet. Nucl. Power Plant Thermal Hydraul. Operat.*, Tokyo, (1986), 2-23.
- (9) Ishida, T., ほか 4 名, *Proc. 2nd ASME-JSME Thermal Eng. Joint Conf.*, (1985), 27.
- (10) 石田・ほか 3 名, 機論, 53-493, B (昭 62), 2849.
- (11) 赤川・ほか 3 名, 第 23 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (昭 61), 448.
- (12) 日本機械学会, 蒸気表, (昭 55).

討 論

〔質問〕 中 村 昭 三

〔(株)日立製作所機械研究所〕

(1) 図12からわかるように安定、不安定に関しクーラ伝熱性能の影響は大きい。式(6)および $K_h=100$, $n=1/3$ の妥当性についてどのように考えられているか。また、解析的に取扱われる予定はないか。

(2) 自然循環時の流速測定には染料注入法を用いられていると判断している。図5(c)や図8のようなわりと早い流速変動に対してもピーク値を示されているがどのように処理されたのか。また、温度データとの時間的マッチングはどのように処理されたのか。

〔回答〕 (1) ご指摘のとおり、クーラ伝熱性能の安定・不安定に及ぼす影響は大きい(図12)。この $K_h=100$, $n=1/3$ の値は温度境界層の助走区間における層流熱伝達において $Re^{1/3}$ に比例するとして静特性実

験から平均熱貫流率として求められた値であるが、特に過渡時においてどの程度成立するかは難しい問題と考えている。そのためにこの値の変化によりどのように変化するかを示した。また、この種の研究・データが今後ますます必要になってくるとは考えているが、現段階ではそれを解析的に扱う予定はしていない。

(2) 流速測定はポンプトリップ後、30sおきに可視部において染料注入法により測定している。一方、温度はC-Aシース熱電対から零接点を経てトレントログに入力され、データ変換からパーソナルコンピュータによって温度補正してミニフロッピーディスクに記憶させている。これらはポンプトリップ時を0sとしてインプットしているので、それによって両者の対応はなされている。