

自然循環崩壊熱除去時の高速炉システム内熱流動現象
に関する相似則の検討

1991年6月

動力炉・核燃料開発事業団
大洗工学センター

複製又はこの資料の入手については、下記にお問い合わせください。

〒311-13 茨城県東茨城郡大洗町成田町4002

動力炉・核燃料開発事業団

大洗工学センター システム開発推進部・技術管理室

Enquires about copyright and reproduction should be addressed to: Technology Management Section O-arai Engineering Center, Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation 4002 Narita-cho, O-arai-machi, Higashi-Ibaraki, Ibaraki-ken, 311-13, Japan

動力炉・核燃料開発事業団 (Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation)

自然循環崩壊熱除去時の高速炉システム内 熱流動現象に関する相似則の検討

家田芳明* 上出英樹*

大島宏之*

要 旨

自然循環崩壊熱除去時の高速炉システム内熱流動現象に関する相似則について検討を行った。基礎方程式を無次元化することによって相似条件を導出した。その相似条件に基づき、実験体系に対する要求事項を抽出した。また、ナトリウム試験と水試験の役割分担について検討した。強制循環状態から自然循環状態に至るまでのプラント動特性については、次のような分担が望ましい。

(1) 水試験

- 1次系内の熱流動現象のみに限定した試験とする。
- プレナムの熱流動現象を重視し、1/20縮尺程度のモデル及びさらに大きなスケールのモデルの試験を実施し、相互比較することが望ましい。
- 炉心については、温度拡散率の大きな材質を主体として構成された発熱部とし、発熱体での発熱量ができるだけ直接的に作動流体に伝わるように工夫する必要がある。
- 熱交換器についても伝熱管は温度拡散率の大きな材質で構成し、2次系の熱媒体についても工夫を要する。

(2) ナトリウム試験

- 炉心からヒートシンク（崩壊熱除去系空気冷却器及び主中間熱交換器）までを模擬する。
- プレナムでの温度分布の一巡自然循環特性への影響よりも、系統間の結合効果を重視する。
- 1/4 縮尺以上の相似形状モデルとするか、高さ方向のみ実寸大で径方向にはスケールの小

* 大洗工学センター安全工学部原子炉工学室

さいモデルとする。

- 1/4 縮尺の相似形状モデルとした場合について、相似条件からのズレを概算したところ、レイノルズ数及びペクレ数は実機の1/10程度になるが、その他の無次元数については、ほぼ実機と近い値にできることが示された。

June, 1991

SCALING LAWS FOR THERMAL-HYDRAULIC PHENOMENA IN FBR SYSTEM
UNDER NATURAL CIRCULATION DECAY HEAT REMOVAL CONDITION

Yoshiaki Ieda*, Hideki Kamide*
and Hiroyuki Ohshima*

Abstract

Scaling laws for thermal-hydraulic phenomena in FBR system under natural circulation decay heat removal condition have been studied.

One-dimensional and three-dimensional mass, momentum and energy conservatin equation have been used for derivation of scaling criteria.

On the basis of the scaling criteria, requirements for experimental system used for investigation into natural circulation phenomena have been pointed out. Adequate assignment of sodium and water experiments have been also disscussed. As for as plant dynamics under the transition from forced to natural circulation is cocerned, adequate assignment of experiments are as follows:

(1) Water experiments

- Experiments for thermal-hydraulic phenomena solely in the primary system should be conducted.
- One should lay stress on the investigation into phenomena in the plena.
- one-twentieth model test and much larger model test should be carried out and should be compared each other.
- Simulated fuel pins and heat transfer tubes should be made of high thermal diffusivity material and gived and received heat by working

* Reactor Engineering Section, Safety Engineering Division, OEC

fluid under the transient condition should be simulated correctly.

(2) Sodium experiments

- Heat transport system from core to heat sink should be simulated.
- One should lay stress on the investigation into coupling effect between primary and secondary system.
- The similar figure model more than one-fourth scale or the exact size model only in the axial direction is available.
- For the one-fourth model, Reynolds number and Peclet number are one order smaller than those for the reality. However, other non-dimensional numbers of the model are almost equal to those of the reality.

目 次

第1章	はじめに	1
第2章	体系一巡の熱流動現象に関する相似則	2
第3章	プレナム内の3次元熱流動現象に関する相似則	5
第4章	無次元数のオーダーの確認	7
4.1	体系一巡の無次元数	7
4.2	プレナム内3次元熱流動の無次元数	14
4.3	炉心、熱交換器内での3次元熱流動の無次元数	17
第5章	実機との相似性の検討	19
5.1	リチャードソン数の一致	20
5.2	F_i の一致条件	20
5.3	ペクレ数及びレイノルズ数の一致	21
5.4	修正スタントン数の一致	23
5.5	ΔP_p の一致	24
5.6	代表時間の比の一致	24
5.7	Q_{s1} の一致	25
5.8	ピオ数の一致	26
5.9	まとめ	26
第6章	実機との相似性を確保するための方策の検討	28
6.1	伝熱部の伝熱面積に関する考察	28
6.2	初期条件での構造物の保有熱に関する考察	31
6.3	具体的な実験体系の検討	33
第7章	結 論	42
第8章	謝 辞	44
	参考文献	45

第1章 はじめに

高速炉システム内の自然循環時の熱流動に係わる相似則については、過去に種々の検討が実施されてきている。^{(1) - (6)} しかし、それらについては、以下の点で不十分である。

- ① 理想の条件を追求するあまり実験体系の成立可能性を無視した検討が大部分である。
- ② 体系一巡の熱流動あるいはプレナム内の熱流動のどちらかに限定した検討になっている。

本検討では、成立し得る実験体系を見いだすため、種々の相似条件について、その重要性の検討に基づき、重視すべきものとあまり重要でないものの区別を試みる。

また、自然循環崩壊熱除去に係わる相似性の検討に当たって、体系一巡の自然循環と、自然循環条件下でのプレナム内熱流動の2つに分離し、この両者の相互の影響を考慮しながら検討する。これは以下の理由による。

- ① 体系一巡に関しては、1次元的な扱いが可能であるが、プレナムについては、3次元的な扱いが必要となる。このため、まずは、両者を分離して定式化した方が良い。
- ② プレナム内熱流動については、プレナム単体で閉じた自然対流場ではなく、外部から流量が供給される混合対流場となっている。また一方、プレナムは体系一巡流路の一部を成しており、そこでの温度分布は体系一巡の自然循環流量に影響を与える。このため、両者を関連付けながら検討する必要がある。

第2章 体系一巡の熱流動現象に関する相似則

まず、体系一巡の自然循環について検討する。Ishiiら⁽¹⁾の検討に従い、1次元の保存式（浮力項の密度を除き、物性値は温度によらず一定として扱う）は、

（連続の式）

$$u_i = (a_r/a_i)u_r \quad (1)$$

（運動量の式）

$$\rho (du_r/dt) \Sigma \{ (a_r/a_i) l_i \} = \underbrace{-\rho \beta g \int (T_i - T_{ref}) dz}_{\text{浮力による自然循環ヘッド}} - \underbrace{(\rho u_r^2/2) \Sigma [\{ (f_l/D) + \zeta \} l_i (a_r/a_i)^2]}_{\text{流動抵抗による圧力損失}} + \underbrace{\Delta p_p}_{\text{ポンプヘッド}} \quad (2)$$

（流体のエネルギーの式）

$$\rho C_p \{ \underbrace{(\partial T_i / \partial t)}_{\text{対流熱輸送}} + \underbrace{u_i (\partial T_i / \partial z)}_{\text{熱伝導}} \} + \underbrace{k (\partial^2 T_i / \partial z^2)}_{\text{熱伝導}} = \underbrace{(4h_i/d_i)(T_{s,i} - T_i)}_{\text{固体からの入熱}} \quad (3)$$

（固体内のエネルギーの式）

$$\rho_{s,i} C_{p,s,i} (\partial T_{s,i} / \partial t) + \underbrace{k_{s,i} \nabla^2 T_{s,i}}_{\text{熱伝導}} - \underbrace{q_{s,i}'''}_{\text{内部発熱}} = 0 \quad (4)$$

（境界条件）

$$-k_{s,i} (\partial T_{s,i} / \partial y) = h_i (T_{s,i} - T_i) \quad (5)$$

- 添字*i*は、一巡流路内の各領域の値を示す。
- 添字*r*は、その内、基準となる領域の値を示す。
- 固体としては、炉心、熱交換器伝熱管及び熱容量の効果が流体に大きな影響を及ぼす構造材が対象となる。

上記の内、(2)式については、Ishiiらの検討と異なり、①自然循環ヘッドの定式を一巡積分の形にし、②ポンプヘッドの項を加えた。(3)式については、③熱伝導の項を加えた。①は、ここで考えようとしているタンク型炉を含むFBRの体系では、Ishiiらの考えた体系と異なり、自然循環ヘッドを $\rho \beta g(\Delta T_h)l_h$ と単純化するのが困難と考えたことによる。②は、強制循環から自然循環への移行試験では、最初、ポンプによる強制循環状態から、ポンプをフローコーストダウンさせることから追加したものである。③については、実機の作動流体がナトリウムであるため、熱伝導の寄与を調べることも考えて追加した。

熱交換器2次側を強制循環とし、実験の境界条件として扱う場合は、(4),(5)式が不要となり、(3)式のhは熱交換器の総括熱通過率、 T_s は、2次側流体温度で置き換えることもできる。

(1)~(5)式について、以下の基準量で無次元化する。

$$U \equiv u/u_0, \quad L \equiv l/l_0, \quad Z \equiv z/l_0, \quad \theta \equiv (T-T_{ref})/\Delta T_0$$

$$A \equiv a/a_r, \quad \tau \equiv t u_0/l_0, \quad \nabla^{*2} \equiv \delta^2 \nabla^2, \quad Y \equiv y/\delta$$

ここで添字0は、基準となる位置での基準となる時刻の値である。

整理すると

(支配方程式)

$$\underline{U}_i = \underline{U}_r/A_i \tag{6}$$

$$(d\underline{U}_r/d\tau) \Sigma \{L_i/A_i\} = -R_i \phi \underline{\theta}_i dZ - (\underline{U}_r^2/2) \Sigma (F_i/A_i^2) + \underline{\Delta P}_p \tag{7}$$

$$\partial \underline{\theta}_i / \partial \tau + \underline{U}_i (\partial \underline{\theta}_i / \partial Z) + (1/Pe) (\partial^2 \underline{\theta}_i / \partial Z^2) = St_i (\underline{\theta}_{s,i} - \underline{\theta}_i) \tag{8}$$

$$\partial \underline{\theta}_{s,i} / \partial \tau + T_i^* \nabla^{*2} \underline{\theta}_{s,i} - \underline{Q}_{s,i} = 0 \tag{9}$$

(境界条件)

$$- \partial \underline{\theta}_{s,i} / \partial Y = Bi (\underline{\theta}_{s,i} - \underline{\theta}_i) \tag{10}$$

ここで、式中の無次元パラメータは、

$$Ri \equiv \beta g \Delta T_0 l_0 / u_0^2 : \text{リフトンズ数 (浮力/慣性力)} \tag{11}$$

$$F_i \equiv \{ (f l/D) + \zeta \}_i : \text{(摩擦力/慣性力)} \tag{12}$$

$$\underline{\Delta P}_p \equiv \underline{\Delta p}_p / (\rho u_0^2) : \text{(ポンプヘッド/慣性力)} \tag{13}$$

$$Pe \equiv \rho C_p l_0 u_0 / k : \tag{14}$$

ペル数 (軸方向対流熱輸送/流体内部軸方向伝導熱輸送)

$$St_i \equiv \{ 4 h l_0 / (\rho C_p u_0 D) \}_i : \tag{15}$$

$$T_i^* \equiv \{\alpha_s l_0 / (\delta^2 u_0)\}_i : \quad (16)$$

(流体輸送時間／構造材中の熱伝導時間)

$$Q_{s,i} \equiv \{\underline{q}_s''' l_0 / (\rho_s C_{ps} u_0 \Delta T_0)\}_i : \quad (17)$$

(発熱量／軸方向温度変化)

$$Bi \equiv \underline{h}_i \delta / k_{s,i} : \quad (18)$$

Bi数 (壁での対流熱伝達／構造材中の熱伝導)

(6)～(18)式の中に記した下線の意味は、

- は、方程式中の未知数
- は、体系の外部から与えられるソース項
- は、流体の流速に依存する定数

実験体系の中で、熱流動現象が実機と相似になるためには、

- ① 体系の形状が相似であること。
- ② 初期条件で、 U_i , U_r , θ_i , $\theta_{s,i}$ の分布が相似になること。
- ③ 無次元パラメータ Ri , Fi , Pe , St_i , T_i^* , Bi が実機と等しいこと。

(Fi , St_i , Bi は流速に依存するため、流速依存性を含めて一致する必要があることに注意)

- ④ 無次元ソース項 ΔP_p , $Q_{s,i}$ が時間とともに実機と等しく変化すること。

が、要求される。

これらを満足させる方法、満足できない場合は、どの点を犠牲にできるかを検討する必要がある。

第3章 プレナム内の3次元熱流動現象に関する相似則

プレナム内の3次元熱流動現象については、

(連続の式)

$$\partial u / \partial x + \partial v / \partial y + \partial w / \partial z = 0 \quad (19)$$

(運動量の式)

$$\begin{aligned} & \partial u / \partial t + u(\partial u / \partial x) + v(\partial u / \partial y) + w(\partial u / \partial z) \\ = & \nu(\partial^2 u / \partial x^2 + \partial^2 u / \partial y^2 + \partial^2 u / \partial z^2) - (1/\rho)(\partial p / \partial x) \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} & \partial v / \partial t + u(\partial v / \partial x) + v(\partial v / \partial y) + w(\partial v / \partial z) \\ = & \nu(\partial^2 v / \partial x^2 + \partial^2 v / \partial y^2 + \partial^2 v / \partial z^2) - (1/\rho)(\partial p / \partial y) \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} & \partial w / \partial t + u(\partial w / \partial x) + v(\partial w / \partial y) + w(\partial w / \partial z) \\ = & \nu(\partial^2 w / \partial x^2 + \partial^2 w / \partial y^2 + \partial^2 w / \partial z^2) - (1/\rho)(\partial p / \partial z) - \beta g(T - T_{ref}) \end{aligned} \quad (22)$$

(エネルギーの式)

$$\begin{aligned} & \partial T / \partial t + u(\partial T / \partial x) + v(\partial T / \partial y) + w(\partial T / \partial z) \\ = & \{k / (\rho C_p)\} (\partial^2 T / \partial x^2 + \partial^2 T / \partial y^2 + \partial^2 T / \partial z^2) \end{aligned} \quad (23)$$

以下の基準量で無次元化する。

$$\begin{aligned} U & \equiv u/u^+, & V & \equiv v/u^+, & W & \equiv w/u^+, \\ X & \equiv x/l^+, & Y & \equiv y/l^+, & Z & \equiv z/l^+, \\ \tau & \equiv tu^+/l^+, & \theta & \equiv (T - T_{ref})/\Delta T^+, & P & \equiv p/\rho u^{+2} \end{aligned}$$

整理すると、

(連続の式)

$$\partial U / \partial X + \partial V / \partial Y + \partial W / \partial Z = 0 \quad (24)$$

(運動量の式)

$$\begin{aligned} & \partial U / \partial \tau + U(\partial U / \partial X) + V(\partial U / \partial Y) + W(\partial U / \partial Z) \\ = & (1/Re)(\partial^2 U / \partial X^2 + \partial^2 U / \partial Y^2 + \partial^2 U / \partial Z^2) - \partial P / \partial X \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} & \partial V / \partial \tau + U(\partial V / \partial X) + V(\partial V / \partial Y) + W(\partial V / \partial Z) \\ = & (1/Re)(\partial^2 V / \partial X^2 + \partial^2 V / \partial Y^2 + \partial^2 V / \partial Z^2) - \partial P / \partial Y \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} & \partial W / \partial \tau + U(\partial W / \partial X) + V(\partial W / \partial Y) + W(\partial W / \partial Z) \\ = & (1/Re)(\partial^2 W / \partial X^2 + \partial^2 W / \partial Y^2 + \partial^2 W / \partial Z^2) - \partial P / \partial Z - Ri \theta \end{aligned} \quad (27)$$

(エネルギーの式)

$$\begin{aligned} & \partial \theta / \partial \tau + U(\partial \theta / \partial X) + V(\partial \theta / \partial Y) + W(\partial \theta / \partial Z) \\ = & (1/Pe)(\partial^2 \theta / \partial X^2 + \partial^2 \theta / \partial Y^2 + \partial^2 \theta / \partial Z^2) \end{aligned} \quad (28)$$

ここで式中の無次元パラメータは、

$$Re \equiv u^+ l^+ / \nu \quad : \text{レイノルズ数 (慣性力/粘性力)} \quad (29)$$

$$Ri \equiv \beta g \Delta T^+ l^+ / u^{+2} \quad (30)$$

$$Pe \equiv \rho C_p l^+ u^+ / k \quad (31)$$

u^+ , l^+ , ΔT^+ については、プレナム内熱流動現象の特性を把握するのに望ましい代表値を用いる。 Ri , Pe については、系統一巡の熱流動現象の検討でも導出された無次元数であるが、代表値のとり方で数値を当てはめたときの絶対値は異なるものとなる。

体系一巡の熱流動の相似性の検討では現れなかった Re 数が導出された。

第4章 無次元数のオーダーの確認

縮尺モデル試験において、すべての無次元数を実機と一致させるのは本質的に不可能である。したがって、重要性の重み付けをするために、無次元数に実際の概略の数値を当てはめ、考察する。ただし、無次元数内の代表値としてどのような数値を与えるかについて、十分に吟味する必要がある。また、得られた無次元数の絶対値の意味するところを十分に検討する必要がある。

4.1 体系一巡の無次元数

体系一巡の熱流動現象に対して、局所的な現象が大きな影響を与える可能性を否定することはできない。しかし、1次元的な(1)～(5)式の定式化の中では、プレナム内の熱流動のような局所的な現象の効果は、主として(2)式の浮力の項の中に集約して現れることとなる。プレナム内の局所的な熱流動現象に係わる検討は次項「(2) プレナム内3次元熱流動の無次元数」で扱うこととし、ここでは、よりグローバルな現象に着目して検討を進める。

4.1.1 リチャードソン数

$$Ri \equiv \beta g \Delta T_0 l_0 / u_0^2$$

リチャードソン数は、浮力と慣性力との比を表す無次元数となっている。体系一巡の運動量の式((2)式)を見たとき、定常状態では、浮力によるヘッドとポンプのヘッドの和が、流動抵抗による圧損とバランスするよう流速が決定される。過渡状態では、そのバランスがくずれた状態からバランスがとれた状態へ移行するよう、流速が時間とともに変化することになる。体系一巡で積分した運動量式では慣性力の項が消え、見かけ上、浮力と慣性力の比は大きな意味をもたない。ここでは、リチャードソン数は浮力項の係数という意味で存在する。式の上では、浮力によるヘッドとポンプヘッドの比が重要である。ポンプヘッドが浮力によるヘッドより十分に大きな状態では、浮力のヘッドの項が無視できることとなり、このため、リチャードソン数の相似性は重要でなくなる。問題としている自然循環移行過程では、ポンプフローコーストダウン中の過渡変化のごく初期においてのみ、この条件が満足される。ポンプヘッドが無くなった状態では、浮力によるヘッドと流動抵抗による圧損がバランスしている以上、リチャードソン数の重要性は否定できない。

ここでは、参考値としてリチャードソン数の絶対値を求めてみる。実機の数値として、

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$\beta = 2.83 \times 10^{-4} \text{ 1/deg (450}^\circ\text{C)}$$

$\Delta T_0 = 150 \text{ deg}$ (体系内の高温部と低温部の差の概略値として)

$l_0 = 1 \text{ m}$ (代表値として炉心高さ。体系内で大きな温度分布が生じている代表的な領域は炉心。炉心では大まかにいって高さ方向に直線的な温度上昇が生じている。)

$$u_0 = 5 \text{ m/sec} \quad (\text{炉心の定格流量時流速の概略値として})$$

$$= 0.05 \text{ m/sec} \quad (\text{炉心の1\%流量時流速の概略値として})$$

を代入すると、

$$Ri = 0.017 \quad (\text{定格運転時})$$

$$= 1.7 \times 10^2 \quad (\text{定常自然循環時：1\%流量時})$$

この結果からも、定格運転時に比べ自然循環時において、慣性力に比較して浮力の効果が重要になることが判る。

4.1.2 ペクレ数

$$Pe \equiv \rho C_p l_0 u_0 / k$$

ペクレ数は、流体のエネルギー式 ((3)式) における、軸方向熱伝導の項と軸方向対流熱輸送の項との比を表すものとなっている。

$$\begin{aligned} & \{ \text{軸方向対流熱輸送} \} / \{ \text{軸方向熱伝導} \} \\ &= \{ (3)\text{式左辺第2項} \} / \{ (3)\text{式左辺第3項} \} \\ &= \{ \rho C_p u (\partial T / \partial z) \} / \{ k (\partial^2 T / \partial z^2) \} \\ &\propto \{ \rho C_p u (\Delta T / l) \} / \{ k (\Delta T / l^2) \} \\ &= \rho C_p u l / k = Pe \end{aligned}$$

したがって、ペクレ数の中に現れる各代表値に適切な数値を当てはめ、ペクレ数の絶対値を求めれば、上記二つの項の重要性を検討することができる。

実機の数値として、

$$k = 69 \text{ W/mdeg (450}^\circ\text{C)}$$

$$\rho = 844 \text{ kg/m}^3 \text{ (450}^\circ\text{C)}$$

$$C_p = 1.27 \times 10^3 \text{ J/Kgdeg (450}^\circ\text{C)}$$

$l_0 = 1 \text{ m}$ (体系の中で軸方向温度分布が顕著に発生する領域の代表の1つは炉心部。炉心部ではほぼ直線的な軸方向温度分布がついているので、代表長さとして炉心高さをとる。)

$$\begin{aligned}
 u_0 &= 5 \text{ m/sec} \quad (\text{定格運転時の炉心部軸方向流速の概略値として}) \\
 &= 0.05 \text{ m/sec} \quad (\text{自然循環時 - 1\%流量の炉心部軸方向流速の概略値として})
 \end{aligned}$$

これらの数値を代入すると、

$$\begin{aligned}
 1/Pe &= 1.29 \times 10^{-5} \quad (\text{定格運転時}) \\
 &= 1.29 \times 10^{-3} \quad (\text{自然循環時 - 1\%流量})
 \end{aligned}$$

よって、定格運転時、自然循環時とも、流体内の軸方向熱伝導の効果は、対流熱輸送効果に対して無視し得る程度である。つまり、(3) 式の左辺第 3 項は左辺第 2 項に対して無視し得るほど小さいといえる。言い替えれば、系統一巡の熱流動を考える上では、Pe 数については、その値が十分大きなものとなるように注意してさえおけば完全に実機と一致している必要はない。

4.1.3 修正スタントン数

$$St_1 \equiv \{4 h l_0 / (\rho C_p u_0 D)\} \quad ;$$

修正スタントン数は壁での対流熱伝達と軸方向対流熱輸送との比を表す無次元数となっている。体系一巡の流体エネルギー式 ((3) 式) を見たとき、定常状態では、軸方向の対流熱輸送と軸方向の流体熱伝導との和が、壁での対流熱伝達とバランスすることになる。ペクレ数のところで検討したように流体熱伝導の項は十分に小さいため、(3) 式では結局、軸方向の対流熱輸送の項と壁での対流熱伝達の項がバランスすることになる。このため、壁での対流熱伝達の項は無視できず、修正スタントン数も、その絶対値に係わらず重要な意味をもっている。(3) 式について、壁での対流熱伝達の項と軸方向対流熱輸送の項とを比較してみる。

$$\begin{aligned}
 & \{ \text{壁での対流熱伝達} \} / \{ \text{軸方向対流熱輸送} \} \\
 &= \{ (3) \text{式右辺} \} / \{ (3) \text{式左辺第 2 項} \} \\
 &= \{ (4 h / d) (T_s - T) \} / \{ \rho C_p u (\partial T / \partial z) \} \\
 &\propto \{ (4 h / d) (T_s - T) \} / \{ \rho C_p u (\Delta T / l) \} \\
 &= \{ 4 h l (T_s - T) \} / \{ \rho C_p u d \Delta T \} \\
 &= St \{ (T_s - T) / \Delta T \}
 \end{aligned}$$

壁での対流熱伝達と軸方向対流熱輸送とを単純に比較するには、修正スタントン数に「構造材壁と流体の温度差」と「特性距離間の流体内の温度差」との比を掛けた値を基に検討する必要がある。修正スタントン数は厳密に「壁での対流熱伝達」と「軸方向対流熱輸送」の比を現すものではなく、その相対的な傾向を示すものである。修正スタントン数の絶対値について議論する際にはこの点を念頭に置く必要がある。

ここでは、参考として修正スタントン数の絶対値を求める。

(1) 炉心

スタントン数中の熱伝達率 h を求めるための伝熱相関式としては、岡田ら⁽⁷⁾の次式を用いる。

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 3.64 & \text{Pe} < 47.5 \\ &= 5.0 + 0.038\text{Pe}^{0.68} & \text{Pe} \geq 47.5 \end{aligned}$$

この式でのPe数は、構造材表面近傍での局所的な熱流動挙動を示すものであるため、代表長さとしては、各領域の等価直径をとる。炉心では、 4×10^{-3} 程度となる。また、流速は定格時 5m/s、自然循環時 0.05m/s 程度である。したがって、

$$\begin{aligned} \text{Pe} &= 310 \text{ (100\%流量)}, = 3.1 \text{ (1\%流量)} \quad \text{よって、} \\ \text{Nu} &= 6.9 \text{ (100\%流量)}, = 3.64 \text{ (1\%流量)} \end{aligned}$$

となり、

$$\begin{aligned} h &= 1.2 \times 10^5 \text{ W/m}^2\text{deg} \quad \text{(定格運転時)} \\ &= 6.3 \times 10^4 \text{ W/m}^2\text{deg} \quad \text{(自然循環時 - 1\%流量)} \end{aligned}$$

また、

$$\begin{aligned} l_0 &= 1 \text{ m} \quad \text{(炉心高さ)} \\ \rho &= 844 \text{ kg/m}^3 \quad \text{(450}^\circ\text{C)} \\ C_p &= 1.27 \times 10^3 \text{ J/Kgdeg} \quad \text{(450}^\circ\text{C)} \\ u_0 &= 5 \text{ m/sec} \quad \text{(定格運転時)} \\ &= 0.05 \text{ m/sec} \quad \text{(自然循環時 - 1\%流量)} \\ D &= 4 \times 10^{-3} \text{ m} \end{aligned}$$

これらの数値を代入すると、

$$\begin{aligned} \text{St}_i &= 22 \quad \text{(定格運転時)} \\ &= 1.2 \times 10^3 \quad \text{(自然循環時 - 1\%流量時)} \end{aligned}$$

(2) 熱交換器

スタントン数中の熱伝達率 h を求めるための伝熱相関式としては、炉心と同様岡田らの式を用いる。

Pe数の代表長さとしては、等価直径をとる。熱交換器では、 2×10^{-2} m 程度となる。また、流速は定格時 1m/s、自然循環時 0.01m/s 程度である。したがって、

$$\begin{aligned} \text{Pe} &= 310 \text{ (100\%流量)}, = 3.1 \text{ (1\%流量)} \quad \text{よって、} \\ \text{Nu} &= 6.9 \text{ (100\%流量)}, = 3.64 \text{ (1\%流量)} \end{aligned}$$

となり、

$$h = 2.4 \times 10^4 \text{ W/m}^2\text{deg} \quad \text{(定格運転時)}$$

$$= 1.3 \times 10^4 \text{ W/m}^2 \text{ deg (自然循環時 - 1\%流量)}$$

また、

$$l_0 = 5 \text{ m (IHX高さ)}$$

$$\rho = 844 \text{ kg/m}^3 (450^\circ\text{C})$$

$$C_p = 1.27 \times 10^3 \text{ J/Kgdeg (450}^\circ\text{C)}$$

$$u_0 = 1 \text{ m/sec (定格運転時)}$$

$$= 0.01 \text{ m/sec (自然循環時 - 1\%流量)}$$

$$D = 2 \times 10^{-2} \text{ m}$$

これらの数値を代入すると、

$$St_i = 22 \quad (\text{定格運転時})$$

$$= 1.2 \times 10^3 \quad (\text{自然循環時 - 1\%流量時})$$

炉心と熱交換器で、同程度の修正スタントン数の値となっている。また、定格運転時に比べ、自然循環時で修正スタントン数の値が大きくなっている。しかし、前述のように、この結果から壁での対流熱伝達と軸方向対流熱輸送との関係を議論するのは無理がある。

4.1.4 時間スケールの比

$$T_i^* \equiv \{ \alpha_s l_0 / (\delta^2 u_0) \}_i$$

T_i^* は流体の輸送時間と構造材中の熱伝導時間の比を表す無次元数となっている。構造材内熱伝導の時定数が流体輸送の時定数に比べて十分に小さいと、構造材で発生した熱の流体への放出あるいは1次系から2次系への熱の放出に伴う構造材中の温度変化が速やかに進み、構造材中の熱伝導が体系内の現象の律速とはならない。この場合は、流体輸送の時定数と熱伝導の時定数の比を実機と合わせるように注意を払う必要はない。しかし、その逆の場合には、熱伝導が現象の律速段階となる。一次元熱伝導方程式

$\partial T^2 / \partial y^2 = (1/\alpha_s) (\partial T / \partial t)$ の、 $y = 0, \delta$ において $T = 0, t = 0$ のとき $T = f(y)$ の場合の解は、

$$T = (2/\delta) \sum_{n=1}^{\infty} [\exp \{-(n\pi/\delta)^2 \alpha t\} \{ \sin(n\pi y/\delta) \} \int_0^{\delta} \{ f(\lambda) \sin(n\pi \lambda/\delta) \} d\lambda]$$

であるから、 δ^2/α_s は熱伝導の時定数の特性を示す値ではあるが、時定数そのものではない。したがって、 $T_i^* = \{ \alpha_s l_0 / (\delta^2 u_0) \}_i$ の絶対値について議論しても意味がない。代表値に適切な数値を当てはめ、相対比較を試みる。

(1) 熱交換器伝熱管

実機の数値として、

$$\begin{aligned}\alpha_s &= 4.64 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec} \quad (\text{SUS, } 450^\circ\text{C}) \\ \delta &= 2 \times 10^{-3} \text{ m} \quad (\text{伝熱管肉厚の概略値として}) \\ l_0 &= 5 \text{ m} \quad (\text{HX軸方向長さの概略値}) \\ u_0 &= 1 \text{ m/sec} \quad (\text{定格運転時}) \\ &= 0.01 \text{ m/sec} \quad (\text{自然循環時 - 1\%流量})\end{aligned}$$

これらの数値を代入すると、

$$\begin{aligned}T_i^* &= 5.8 \quad (\text{定格運転時}) \\ &= 5.8 \times 10^2 \quad (\text{自然循環時 - 1\%流量})\end{aligned}$$

(2) 炉心

炉心についても、同様に実機の数値として、

$$\begin{aligned}\alpha_s &= 6.22 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{sec} \quad (\text{燃料ペレット } 1500^\circ\text{C}) \\ \delta &= (\pi D^2/4)/(\pi D) = 2 \times 10^{-3} \text{ m} \quad (\text{ペレットの等価肉厚の概略値として}) \\ l_0 &= 1 \text{ m} \quad (\text{炉心高さ}) \\ u_0 &= 5 \text{ m/sec} \quad (\text{定格運転時}) \\ &= 0.05 \text{ m/sec} \quad (\text{自然循環時 - 1\%流量})\end{aligned}$$

これらの数値を代入すると、

$$\begin{aligned}T_i^* &= 0.031 \quad (\text{定格運転時}) \\ &= 3.1 \quad (\text{自然循環時 - 1\%流量})\end{aligned}$$

炉心と熱交換器を比較すると、炉心において構造材熱伝導の時定数の効果がより顕著である。また、低流量の自然循環状態よりも、比較的高流量の定格運転から自然循環への移行過程初期において、構造材熱伝導の時定数の効果が重要である。

4.1.5 ビオ数

$$Bi \equiv h_i \delta / k_{s,i}$$

ビオ数は、構造材と流体間の熱の授受における、構造材の熱伝導による熱抵抗と対流熱伝達による熱抵抗との比を表す無次元数となっており、その絶対値にも意味がある。

(1) 炉心

実機での数値として、

$$\begin{aligned} h &= 1.2 \times 10^5 \text{ W/m}^2\text{deg} \quad (\text{定格運転時}) \\ &= 6.3 \times 10^4 \text{ W/m}^2\text{deg} \quad (\text{自然循環時 - 1\%流量}) \\ \delta &= 2 \times 10^{-3} \text{ m} \\ k_{s,i} &= 2.1 \text{ W/mdeg} \quad (\text{燃料ペレット1500}^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

これらを代入すると、

$$\begin{aligned} Bi &= 114 \quad (\text{定格運転時}) \\ &= 60 \quad (\text{自然循環時 - 1\%流量}) \end{aligned}$$

(2) 熱交換器

実機での数値として、

$$\begin{aligned} h &= 2.4 \times 10^4 \text{ W/m}^2\text{deg} \quad (\text{定格運転時}) \\ &= 1.3 \times 10^4 \text{ W/m}^2\text{deg} \quad (\text{自然循環時 - 1\%流量}) \\ \delta &= 2 \times 10^{-3} \text{ m} \\ k_{s,i} &= 20.3 \text{ W/mdeg} \quad (\text{SUS 450}^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

これらを代入すると、

$$\begin{aligned} Bi &= 2.36 \quad (\text{定格運転時}) \\ &= 1.28 \quad (\text{自然循環時 - 1\%流量}) \end{aligned}$$

定格運転時よりも自然循環時において、対流熱伝達による熱抵抗の効果が重要である。

炉心部では、定格運転時、自然循環時ともに、燃料から流体に熱が伝えられる過程における熱抵抗としては、燃料中の熱伝導が流体との熱伝達よりも重要であることが判る。このため、燃料の熱伝導率を模擬することができ、かつ、対流熱伝達による熱抵抗が熱伝導による熱抵抗よりも十分に小さい (Bi数が十分に大きい) という関係を維持できれば、実験体系における炉心でのBi数の絶対値を実機と一致させることはそれほど重要ではない。

熱交換器では、伝熱管を介して熱が伝えられる過程における熱抵抗としては、伝熱管の熱伝導と、対流熱伝達が同程度の重要性をもっていることが判る。したがって、Bi数の絶対値が実機と一致していることが重要となる。

4. 2 プレナム内 3 次元熱流動の無次元数

4.2.1 リチャードソン数

$$Ri \equiv \beta g \Delta T_0 l_0 / u_0^2$$

リチャードソン数は、浮力と慣性力との比を表す無次元数となっている。プレナムでの運動量の式 ((22)式の内、浮力項を含んでいるz方向の式) では、

$$\begin{aligned} & \{ \text{浮力} \} / \{ \text{慣性力} \} \\ & = \{ (22)\text{式右辺第 3 項} \} / \{ (22)\text{式左辺第 2 項から第 4 項} \} \\ & = \beta g (T - T_{ref}) / \{ u (\partial w / \partial x) + v (\partial w / \partial y) + w (\partial w / \partial z) \} \end{aligned}$$

特にプレナム内の流動で浮力の効果が重要となるのは、温度成層化現象が生じている領域と考えられる。例えば、定格運転状態から原子炉スクラムが発生した直後では、炉心から上向きに流出した低温流体が、浮力の効果によって水平あるいは下向きに流れの向きを変え、プレナム底部に低温の成層領域を形成する。また、準定常自然循環状態では、上部プレナムの出口よりも上方に温度成層化現象が発生し、プレナム上部に比較的高温の流体が停留する可能性がある。この領域では、上向きの比較的低温な流体の流れが、下向きの浮力によって妨げられ、上部の高温流体層とのミキシングが遅れる。これら2つは、定格運転状態から自然循環崩壊熱除去への移行過程において、浮力と慣性力のバランスが重要な意味をもつ上部プレナム内での熱流動現象の代表的なものである。これらの条件に関する検討のみで、上部プレナム内の熱流動現象が完全に見通せるとは言えないが、実験体系を考える上での有力な判断材料となる。成層領域では、軸方向流速 w の空間分布の内、軸方向 (z 方向) の分布が大きいといえるので、

$$\begin{aligned} & \{ \text{浮力} \} / \{ \text{慣性力} \} \\ & \approx \beta g (T - T_{ref}) / \{ w (\partial w / \partial z) \} \\ & \propto \beta g \Delta T / (w \Delta w / l) \\ & = \beta g \Delta T l / (w \Delta w) \\ & = \beta g \Delta T l / w^2 \quad (\text{軸方向流速は成層領域で } w \text{ から } 0 \text{ まで変化するとして}) \\ & = Ri \end{aligned}$$

したがって、リチャードソン数に適切な代表値を代入してその絶対値を求めれば、実験体系の検討をする上での有力な判断材料となる。

(1) フローコーストダウン過程

定格運転時にはプレナム内に温度差がついていないため、リチャードソン数は定義できない。したがって、フローコーストダウン過程から検討する。実機の代表値として、

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$\beta = 2.83 \times 10^{-4} \text{ 1/deg (450}^\circ\text{C)}$$

$\Delta T = 150 \text{ deg}$ (フローコーストダウン過程で、出力変化と流量変化のアンバランスから冷却材が炉心部でほとんど温度上昇せず、炉心入口温度相当の冷たい流体が炉心出口に達し、プレナム下部に供給されたという極端なケースを想定した場合のプレナム内流体の温度と炉心出口温度との差)

$l = 1 \text{ m}$ (フローコーストダウン初期において、プレナム底部の軸方向温度分布は、炉心頂部とUCS 下端との高さ間の領域に限定して存在する。その高低差に相当する概略値)

$w = 0.22 \text{ m/sec}$ (コーストダウン過程の10%流量時の 3 m ϕ の炉心出口での平均流速の概略値として)

(2) 定常自然循環時

$\Delta T = 100 \text{ deg}$ (上部プレナム出口よりも上部での軸方向温度差は評価が困難であるが、概略値として)

$l = 0.5 \text{ m}$ (上部プレナム出口よりも上部で軸方向温度分布が生じている領域の同定は困難であるが、概略値として)

$w = 0.002 \text{ m/sec}$ (1%流量時の 10 m ϕ の円筒容器内の平均流速の概略値として)

これらの数値を代入すると、

$$\begin{aligned} Ri &= 8.3 \quad (\text{フローコーストダウン過程}) \\ &= 3.3 \times 10^4 \quad (\text{定常自然循環時：1\%流量時}) \end{aligned}$$

概略的な検討であるが、この結果から、強制循環から自然循環への移行直後の段階から浮力の効果が重要であることが判る。したがって、リチャードソン数は、実機との熱流動の相似性を議論するに当たって非常に重要なパラメータであり、実機との整合性を図る必要がある。

4.2.2 ペクレ数

$$Pe \equiv \rho C_p l_0 u_0 / k$$

ペクレ数は、流体のエネルギー式 ((23)式) における、熱伝導の項と対流熱輸送の項との比を表すものとなっている。

$$\begin{aligned} & \{ (23) \text{式左辺第 2 項から第 4 項} \} / \{ (23) \text{式右辺} \} \\ & = \{ u (\partial T / \partial x) + v (\partial T / \partial y) + w (\partial T / \partial z) \} / \\ & \quad [\{ k / (\rho C_p) \} (\partial^2 T / \partial x^2 + \partial^2 T / \partial y^2 + \partial^2 T / \partial z^2)] \end{aligned}$$

プレナム内において、熱伝導と対流熱輸送との比が重要となる温度成層化領域では、温度分布はほとんど軸方向のみに存在しているので、

$$\begin{aligned} & \{ (23) \text{式左辺第 2 項から第 4 項} \} / \{ (23) \text{式右辺} \} \\ & \approx \{ w (\partial T / \partial z) \} / [\{ k / (\rho C_p) \} (\partial^2 T / \partial z^2)] \\ & \propto \{ w (\Delta T / l) \} / [\{ k / (\rho C_p) \} (\Delta T / l^2)] \\ & = \rho C_p w l / k = Pe \end{aligned}$$

したがって、ペクレ数の中に現れる各代表値に適切な数値を当てはめ、ペクレ数の絶対値を求めれば、上記二つの項の重要性を検討することができる。

上部プレナム内の温度成層化領域に関する実機の数値 (設定根拠はリチャードソン数の検討と同じ) として、

$$\begin{aligned} k &= 69 \text{ W/mdeg (450}^\circ\text{C)} \\ \rho &= 844 \text{ kg/m}^3 \text{ (450}^\circ\text{C)} \\ C_p &= 1.27 \times 10^3 \text{ J/Kgdeg (450}^\circ\text{C)} \\ l &= 1 \text{ m (フローコーストダウン過程)} \\ &= 0.5 \text{ m (定常自然循環時: 1\%流量)} \\ w &= 0.22 \text{ m/sec (フローコーストダウン過程)} \\ &= 0.002 \text{ m/sec (定常自然循環時: 1\%流量)} \end{aligned}$$

また、温度成層化領域ではないが、定常自然循環時に大きな温度分布が生じている炉心頂部とUCS下端との間の領域について、

$$\begin{aligned} l &= 1 \text{ m (炉心頂部とUCS下端との間の高低差の概略値)} \\ w &= 0.022 \text{ m/sec (定常自然循環時(1\%流量)の炉心出口平均流速の概略値)} \end{aligned}$$

これらの数値を代入すると、

$$\begin{aligned} 1/Pe &= 2.9 \times 10^{-4} \quad (\text{フローコーストダウン時成層化領域}) \\ &= 0.064 \quad (\text{自然循環時成層化領域}) \\ &= 2.9 \times 10^{-3} \quad (\text{自然循環時炉心出口近傍}) \end{aligned}$$

よって、プレナム内熱流動では、体系一巡の熱流動よりは熱伝導の効果が顕著になるものの、フローコーストダウン時には流体内の熱伝導の効果は、対流熱輸送効果に対して十分に小さい。自然循環時についても、炉心出口近傍のミキシング領域については、流体内の熱伝

導の効果は、対流熱輸送効果に対して十分に小さいと言える。しかし、自然循環時の温度成層化領域に関しては、熱伝導効果が無視し得ない程度となるのが判る。

さらに、これらの結果から類推して、自然循環状態のような低流量条件のもとでは、プレナム内の主流方向と直交する方向への熱輸送については、流速が小さく対流熱輸送効果が小さくなるため熱伝導の効果が大きな意味をもつと考えられる。

すなわち、Pe数については、どのような現象を対象とした試験であるかによって、その重要度は異なる。低流量でプレナム内の熱流動現象が重要となる試験においては、Pe数が実機と実験体系で一致するように配慮することが必要である。

4.2.3 レイノルズ数

$$Re \equiv u_0 l_0 / \nu$$

実機の数値として、

$$\begin{aligned} u_0 &= 0.2 \text{ m/sec} \quad (\text{定格運転時のプレナム内平均流速}) \\ &= 0.002 \text{ m/sec} \quad (\text{自然循環時(1\%流量)のプレナム内平均流速}) \\ l_0 &= 10 \text{ m} \quad (\text{プレナム径}) \\ \nu &= 3.12 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{sec} \end{aligned}$$

これらの数値を代入すると、

$$\begin{aligned} Re &= 6.4 \times 10^6 \quad (\text{定格運転時}) \\ &= 6.4 \times 10^4 \quad (\text{自然循環時 - 1\%流量}) \end{aligned}$$

よって、Re数は、定格運転時、自然循環時とも、大きな値となっている。しかし、このような体系ではRe数がどの程度の値で層流から乱流に遷移するのかが不明である。ただ、実機では、自然循環時のプレナム内でも乱流条件にある可能性が高い。実機、実験体系ともにRe数が十分に大きく乱流状態が保たれていれば（粘性項が無視できる）、ある程度Re数に差が生じて問題ないと考えられるが、この点については評価が難しい。

4.3 炉心、熱交換器内での3次元熱流動の無次元数

体系一巡の熱流動の検討では、炉心、熱交換器内の流れは1次元的なものとして扱った。しかし、それぞれを単体でみたとき、その内部の熱流動は当然、3次元的なものとなっている。プレナム内の流れと異なる点は、3次元流れの中に構造材（燃料ピンあるいは伝熱管）が密に存在し、運動量変化の上では流動抵抗という形で力を受け、エネルギー変化の上では入熱あるいは除熱の影響を受けることである。このような条件下では、基礎方程式の各項の重

要性を議論する場合の対象となるコントロールボリュームがプレナムの場合よりも小さくなる。すなわち、特性距離が mm オーダーと小さくなる。ここでは、各無次元数の絶対値を一つ一つ求めることはしないが、プレナムでの無次元数の検討結果から十分に類推することができる。代表流速については、プレナムに比べ1オーダー程度大きくなるが、特性距離が2オーダー乃至3オーダー小さくなる。すなわち、ペクレ数、レイノルズ数については、その絶対値がプレナムでの値に比べて小さくなる傾向にあり、エネルギー式での熱伝導の項と対流熱輸送の項あるいは運動量式での慣性力の項と粘性力の項が同程度のレベルに近づき、どの項も無視し得なくなることが判る。つまり、ペクレ数、レイノルズ数の重要度が増す。炉心あるいは熱交換器の単体特性の試験を行う場合には、これらの無次元数が実機と一致するように注意をはらう必要が生じる。

以上、実験体系について注意すべき点を整理すると、

- ① リチャードソン数は、定格運転の強制循環状態はともかくとして、強制循環から自然循環への移行段階から定常自然循環状態まで、実機と一致するよう注意する必要がある。
- ② 低流量条件下で、プレナム内の熱流動現象が重要な意味をもつと考えられる試験を行う場合は、ペクレ数は実機と実験体系で一致するように配慮することが望ましい。それ以外の場合については、対流による熱移行に対して流体内熱伝導による熱移行が無視し得る程度に大きな値となっていれば、Pe数の値が実機と一致しなくとも大きな問題にならないと考えられる。
- ③ 流体輸送の時定数と構造材内熱伝導の時定数との関係については、炉心と熱交換器を比較すると、炉心において構造材内熱伝導の時定数の効果がより顕著である。また、低流量の自然循環状態よりも、比較的高流量の定格運転から自然循環への移行過程初期において、構造材熱伝導の時定数の効果が重要である。
- ④ 炉心では、燃料から流体に熱が伝えられる過程における熱抵抗の内、熱伝達率よりも固体内の熱伝導が重要である。したがって、燃料内の熱伝導の模擬に注意をはらい、かつ、Bi数が十分に大きくなるような条件を保てば、Bi数の絶対値を実機と試験体系で一致させる必要性は小さい。熱交換器では、熱伝達率と固体内の熱伝導が同程度に効くことが判る。したがって、実機と実験体系でBi数が一致していることが重要となる。
- ⑤ 炉心あるいは熱交換器の単体特性試験では、ペクレ数、レイノルズ数の相似性についても十分に注意する必要がある。

第5章 実機との相似性の検討

まず、無次元化の基準量として、定常自然循環時（崩壊熱の変化が緩やかで、かつ、自然循環流量がほぼ一定の値に落ちついた準定常な状態を指す）の値を用いることとする。この時の炉心での温度上昇を ΔT_0 、炉心頂部と UCS 下端との間の領域から上部プレナムへの出口部分の面積を a_0 、そこでの平均流速を u_0 とする（ a_0 、 u_0 の取り方はKfKのWeinbergら⁽⁶⁾のNEPTUNの相似則の検討での定義と同じ）。定常自然循環時であるから、(2)式より

$$0 = -\rho \beta g \oint (T_i - T_{ref}) dz - (\rho u_0^2 / 2) \Sigma [\{ (f_0 l / D) + \zeta \}_i / A_i^2]$$

(f は流速に依存する値ではあるが、ここでは定常自然循環状態のバランスを考えるので、定常自然循環状態での値 f_0 を用いている)

ここで

$$\oint (T_i - T_{ref}) dz = \Delta T_0 l_{eq} \quad (32) \quad (l_{eq} : \text{自然循環ヘッドを表す等価的な高さ—巡流路の温度分布に依存し、過渡変化時には時間とともに変化する})$$

とすると、

$$\Delta T_0 = \{ u_0^2 / (2g\beta l_{eq}) \} \varepsilon_0 \quad (33)$$

$$\text{ただし、} \quad \varepsilon_0 \equiv \Sigma [\{ (f_0 l / D) + \zeta \}_i / A_i^2] = \Sigma [F_{i0} / A_i^2] \quad (34)$$

一方、炉心部でのエネルギーバランスから

$$Q_0 = \rho C_p u_0 a_0 \Delta T_0 \quad (35) \quad (Q_0 \text{ は炉心での総発熱量})$$

であるから、

$$u_0 = \{ (2g\beta l_{eq} Q_0) / (\rho C_p a_0 \varepsilon_0) \}^{1/3} \quad (36)$$

代表長さとして、定常自然循環状態での l_{eq} をとるとすれば（つまり、 $l_0 \equiv l_{eq}$ として）、

$$u_0 = \{ (2g\beta l_0 Q_0) / (\rho C_p a_0 \varepsilon_0) \}^{1/3} \quad (37)$$

なお、代表量は、体系一巡とプレナム3次元とで共通にとるとして、

$$u^+ = u_0, \quad l^+ = l_0, \quad \Delta T^+ = \Delta T_0$$

5. 1 リチャードソン数の一致

まず、リチャードソン数について検討する。

ここで、

$$\phi_R = \phi_m / \phi_p$$

添字 R は、実験体系での値と実機体系での値の比

添字 m は、実験体系での値

添字 p は、実機体系での値

という表式を用いる。

(33)式と $l_0 \equiv l_{0,q}$ から、

$$Ri = \varepsilon_0 / 2 \quad (38)$$

したがって、 $Ri_R = 1$ のためには、

$$\varepsilon_{0R} = 1 \quad (39)$$

を満足する必要がある。

ここで以下の点について注意する必要がある。

- ・代表長さとして $l_{0,q}$ を用いている。 $l_{0,q}$ は、次元は長さであるが、実際のある部分の長さを示すものではなく、温度分布によって変化する。したがって、実機と実験体系で温度分布が相似であることが担保されている必要がある。

5. 2 F_1 の一致条件

$F_{1R} = 1$ の条件は、 $A_{1R} = 1$ (形状が相似) なる条件のもとでは、

$$\varepsilon_R = 1 \quad (39b)$$

と等価である。この条件は、リチャードソン数一致条件から導かれた(39)式を包絡するものである。すなわち、体系の流動抵抗係数は、ある流量条件の基だけでなく、対象となる過渡現象がカバーするいかなる流量条件においても実機と実験体系で一致している必要がある。しかし、摩擦損失係数は流量に依存した係数である。したがって、実験体系においては、ある一点で実機と流動抵抗係数を一致させることができたとしても、過渡変化のすべての過程において実機と係数を一致させることは困難である。ただ、強制循環状態ではポンプの吐出圧を調整することによって流動抵抗が一致しない部分を補償できるので、流動抵抗を実機と一致させなければならないのは自然循環状態のみということになる。自然循環状態に限定すれば、流量の変化範囲は比較的小さな範囲に限られる。この範囲の中で、流動抵抗を実機と一致させる工夫が必要である。

5. 3 ペクレ数及びレイノルズ数の一致

ペクレ数 $Pe \equiv \rho C_p l_0 u_0 / k$ について、(37)式を用いると、

$$1/Pe = \{ (k^3 a_0 \varepsilon_0) / (2g \beta \rho^2 C_p^2 Q_0 l_0^4) \}^{1/3}$$

$\varepsilon_{OR} = 1$ 、 $a_{OR} = l_R^2 = l_{OR}^2$ ($l_0 = l_{0g}$ 故、自然循環状態で温度分布が相似になっていることが前提になっている点に注意) として、

$$Pe_R = [\{ (k^3 / (\rho^2 C_p^2 \beta)) (1/l_R^2) (1/Q_0) \}^{1/3}]_R \quad (40)$$

$Pe_R = 1$ とするには、

$$Q_{0m} = [\{ k^3 / (\rho^2 C_p^2 \beta) \}_R (1/l_R^2)] Q_{0P} \quad (40b)$$

一方、レイノルズ数について、

$$Re_R \equiv \{ \beta / (\rho C_p \nu^3) \}_R^{1/3} l_R^{2/3} Q_{0R}^{1/3} \quad (41)$$

これが1になるという条件を満足するには、

$$\{ \beta / (\rho C_p \nu^3) \}_R^{1/3} l_R^{2/3} Q_{0R}^{1/3} = 1 \quad (41b)$$

(40b), (41b)の条件について分析すると

実験体系での炉心出力 Q_{0m} は、流体 (物性値) と縮尺率が決まれば、Pe数あるいはRe数の相似条件を基に決定される。縮尺モデルでは、Re数一致条件を満足させることは不可能なので、通常、Pe数一致条件から炉心出力を決定することが多い。しかし、第4章の検討で明らかになったように、Pe数一致条件は、準定常自然循環状態のような低流量条件で、プレナム内の熱流動現象が重要な意味をもつような体系での試験において重要となるが、その他の条件の基では、必ずしも重要ではない。例えば、DRACS 体系において、プレナム内の温度分布が一巡自然循環流量に与える影響を調べるような試験で、Pe数一致条件を重視する必要がある。Pe数一致条件が重要でない体系では、Pe数に拘らずに実験での炉心出力を設定できることになる。

(乱流による熱拡散効果についても検討する必要があるが、ナトリウムでは熱伝導による熱拡散効果が乱流による熱拡散効果に卓越するという研究もあり、ここでは乱流による熱拡散効果は小さいものとして検討を進める。水については、乱流による熱拡散が熱伝導による熱拡散よりも大きくなる可能性があるが、ここでは、検討すべき問題点として残し、深くは検討しない。)

仮に実験体系でのPe数を実機と一致させるとして検討を進めてみる。水30℃、Na 450℃の物性値を用いて計算すると

水試験では

$$Q_{0m} = 4.4 \times 10^{-8} (1/l_R^2) Q_{0P}$$

Na試験では

$$Q_{0m} = (1/l_R^2) Q_{0p}$$

スケールの小さい体系ほど大きな出力が必要となり、水試験では、実機定格出力3000MWに対し、1/20縮尺で53KW、1/5縮尺で3.3KWとなり、製作可能性、炉心出入口温度差の適切性等を考慮すると、1/20縮尺前後のモデルが最適となる。それより大きい縮尺モデルでは、炉心出入口温度差の適切性から妥当な出力レベルの試験体とした場合には、Pe数が実機より大きくなり、対流熱輸送に対する熱伝導の効果が小さくなる。一方、縮尺Na試験ではPe数一致条件は実現不可能である。したがって、実験体系において、熱伝導の効果が大きすぎることとなる。

ナトリウム試験について、さらに、Pe数の効果を調べてみる。これは、以下の点を明らかにしたいためである。

- Pe数一致条件が重要な現象において、ナトリウム試験ではどの程度熱伝導の効果が大きくなるのか。
- 実機で熱伝導の効果が重要でない現象については、Pe数一致条件はそれほど重要でないが、実験体系においても熱伝導の効果が顕著にならないように注意する必要がある。ナトリウム試験においてその条件を満足しうるのか。

Na試験では、

$$\begin{aligned} 1/Pe_R &= \{1/(l_R^2 Q_{0R})\}^{1/3} \\ &\approx l_R^{-5/3} \quad (Q_{0R} = l_R^3 \text{ を仮定}) \end{aligned}$$

いくつかの縮尺モデルについて、Pe数の実機からのズレを計算すると以下の通りになる。

$l_R=1/2$	$1/Pe_R = 3.17$
$l_R=1/4$	$1/Pe_R = 10.1$
$l_R=1/5$	$1/Pe_R = 14.6$
$l_R=1/8$	$1/Pe_R = 32.0$

例えば第4章で概算した自然循環時のプレナム内温度成層化領域での実機の値 $1/Pe = 0.064$ は、1/2縮尺モデルの実験体系でも $1/Pe = 0.20$ となる。1/4縮尺モデルでは、 $1/Pe = 0.65$ となってしまう。低流量状態でのプレナム内温度分布が自然循環流量に与える影響を調べるような試験では、1/4縮尺程度の試験モデルでも小さすぎる可能性がある。第4章の「(1) 体系一巡の無次元数」で求めた、自然循環時の実機炉心部でのグローバルな値 $1/Pe = 1.29 \times 10^{-3}$ は、1/5縮尺で $1/Pe = 0.019$ 、1/8縮尺で $1/Pe = 0.041$ となる。概ね、1/5縮尺程度までは熱伝導の効果が顕著にならない条件での試験が実施できる。

炉心及び熱交換器内の3次元熱流動現象を対象とする場合、ペクレ数、レイノルズ数とも

に重要となる可能性が高いことは第4章で述べた。ペクレ数、レイノルズ数両方の一致条件を満足するのは、詳細な検討を行うまでもなく実寸大のナトリウム試験しかない。実機に近い大きさの水試験では、レイノルズ数を実機に近づけることができるが、ペクレ数が極端に小さくなる。第4章で述べたとおり、炉心及び熱交換器内の3次元熱流動場では、特性距離が短くなり、熱伝導の効果が大きな意味をもつため、ペクレ数が実機と大きく離れた体系での試験は意味がなくなる。一方、小規模の水試験では、ペクレ数を実機と一致させることは可能であるが、レイノルズ数が実機よりはるかに小さくなる。今検討対象としている自然循環時の炉心あるいは熱交換器内の3次元熱流動場では、乱流と層流の遷移条件に近い条件になっている可能性が高い。したがって、レイノルズ数が実機と大きく離れた体系での試験も許容できない。言うまでもなく、小規模のナトリウム試験では、ペクレ数、レイノルズ数両方が実機と大きく違い、望ましい体系ではない。

5. 4 修正スタントン数の一致

修正スタントン数について、(37)式を用いるとともに、実験体系と実機の比の形に直して、

$$St_{iR} = l_R^{-1/3} [1/(\rho^2 C_p^2 \beta)^{1/3}]_R (1/Q_{OR})^{1/3} h_{iR} \quad (42)$$

これが1になるという条件を満足するには、

$$h_{im} = [l_R^{-1/3} (\rho^2 C_p^2 \beta)_R^{1/3} Q_{OR}^{1/3}] h_{iP} \quad (42b)$$

Re数、Pe数が適切な範囲に納まるように配慮し、また、実験体系内の温度分布が計測等の観点から適切なものとなるように考慮して、縮尺及び炉心発熱量を設定する。流体の物性値の比については試験温度の範囲でしか変えることができないので流体を決めてしまえば工夫できる範囲が狭い、したがって、縮尺及び炉心発熱量が決まれば、 St_i 数一致条件から h_{im} が決まる。

前出の数値を当てはめると、

水試験で、

$$h_{im} = 2.5 \times l_R^{-1/3} Q_{OR}^{1/3} \times h_{iP}$$

ナトリウム試験で、

$$h_{im} = l_R^{-1/3} Q_{OR}^{1/3} \times h_{iP}$$

一般に、 $Q_{OR} = l_R^3$ (実機と発熱密度が等しい)、あるいは、 $Q_{OR} < l_R^3$ (実機程度の発熱密度を有する試験体を製作するのは一般に困難) であるから、実験の方が熱伝達係数を小さくする必要がある。縮尺モデルではこの傾向にある。しかし、実験で熱伝達係数を任意に設定することは難しい(流体の流速等に依存するため)ので、この条件を完全に満足させるのは難しい。また、ここでの熱伝達係数に対する要求条件は、基準となる定常状態に限定してでは

なく、対象となる過渡変化過程全般にわたって満足されねばならない条件である。

水試験について、縮尺比と発熱比の数値を当てはめてみる。

1/8縮尺モデルで、炉心高さを実機の1/8にすると、発熱量は高々500kWである。

1/20縮尺モデルでは、同様に高々50kWである。

これらを、定格出力3000MWに相当（1%出力は実機30MWに対し、1/8縮尺モデルで、5kW、1/20縮尺モデルで、0.5kW）させるとして、

$$\begin{aligned} Q_{0R} &= 1.66 \times 10^{-4} \quad (1/8 \text{縮尺モデル}) \\ &= 1.66 \times 10^{-5} \quad (1/20 \text{縮尺モデル}) \end{aligned}$$

よって、

$$\begin{aligned} h_{im} &= 0.27 \times h_{ip} \quad (1/8 \text{縮尺モデル}) \\ &= 0.17 \times h_{ip} \quad (1/20 \text{縮尺モデル}) \end{aligned}$$

自然循環条件では、層流条件となり、水とナトリウムでNu数に大差が無いと考えられる。したがって、この条件では、熱伝達係数の比は、流体の熱伝導率の比により決まる。水の熱伝導率は、ナトリウムの比べ、2オーダー程度小さいため、水でこの程度の大きな熱伝達係数を実現することは困難である。

5. 5 ΔP_p の一致

ΔP_p について、

$$\Delta P_{pR} = [\{ C_p^2 / (\rho \beta^2) \}^{1/3}]_R (\Delta p_p)_R l_R^{2/3} (1/Q_{0R})^{2/3} \quad (43)$$

これが1になるという条件を満足するには、

$$\Delta P_{pM} = [\{ (\rho \beta^2) / C_p^2 \}]_R^{1/3} l_R^{-2/3} Q_{0R}^{2/3} (\Delta p_p)_p \quad (43b)$$

縮尺及び炉心発熱量が決まれば、 ΔP_p 一致条件から ΔP_{pM} が決まる。この条件は、強制循環状態全過程に亘って満足されねばならない。数値を当てはめると、

水試験で、

$$\Delta P_{pM} = 0.50 \times l_R^{-2/3} Q_{0R}^{2/3} \times (\Delta p_p)_p$$

ナトリウム試験で、

$$\Delta P_{pM} = l_R^{-2/3} Q_{0R}^{2/3} \times (\Delta p_p)_p$$

実験では、実機に比べて Δp_p が小さな値となるが、これは実現可能と考えられる。 Δp が問題となる強制循環条件では、前に P_i 一致条件のところで述べたように、流動抵抗の実機との不一致分をポンプヘッドによって調整し、流動場の相似性を保つ必要があるため、実際にはこの条件を完全に満足させることとはならない。

5. 6 代表時間の比の一致

代表時間の比について、

$$T_{iR}^* = \alpha_{siR} [\{ (\rho C_p) / \beta \}^{1/3}]_R (1 / \delta_{iR}^2) l_R^{4/3} (1 / Q_{OR})^{1/3} \quad (44)$$

これが1になるという条件を満足するには、

$$\alpha_{siR} [\{ (\rho C_p) / \beta \}^{1/3}]_R (1 / \delta_{iR}^2) l_R^{4/3} (1 / Q_{OR})^{1/3} = 1 \quad (44b)$$

縮尺及び炉心発熱量が決まれば、炉心での T_{iR}^* を一致させるため、 α_{siR} (炉心燃料模擬物質の工夫)、 δ_{iR} (炉心模擬構造材の厚さの工夫)を工夫する必要がある。数値を当てはめると、

水試験で、

$$(\alpha_{si} / \delta_{i^2})_m = 0.65 \times l_R^{-4/3} Q_{OR}^{1/3} \times (\alpha_{si} / \delta_{i^2})_p$$

ナトリウム試験で、

$$(\alpha_{si} / \delta_{i^2})_m = l_R^{-4/3} Q_{OR}^{1/3} \times (\alpha_{si} / \delta_{i^2})_p$$

第4章の検討で、特に炉心部での代表時間の比が重要であることを示した。発熱体の物性値 α_s として、実機では燃料ペレットの値 $6.22 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{sec}$ 、実験ではMgOをベースとしたDELTA試験でのヒータピンの等価的な値 $1.05 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec}$ ⁽⁸⁾を当てはめると、

水試験で、

$$\delta_{i^2}_m = 2.59 \times l_R^{4/3} Q_{OR}^{-1/3} \times \delta_{i^2}_p$$

ナトリウム試験で、

$$\delta_{i^2}_m = 1.68 \times l_R^{4/3} Q_{OR}^{-1/3} \times \delta_{i^2}_p$$

炉心発熱量の比について、修正スタントン数の検討で用いたのと同様の数値を当てはめみる。水試験で、

$$\delta_{im} = 1.71 \times \delta_{ip} \quad (1/8 \text{ 縮尺モデル})$$

$$1.37 \times \delta_{ip} \quad (1/20 \text{ 縮尺モデル})$$

これは、実現可能である。

5.7 Q_{si} の一致

Q_{si} 一致条件について、

$$Q_{siR} = \{ (\rho C_p) / (\rho_{si} C_{p_{si}}) \}_R \{ (q_{siR}''' l_R^3) / Q_{OR} \} \quad (45)$$

定常条件では、 $Q = q_{siR}''' a_s l_s$ (Q は流体が受ける単位時間当たりの熱量、 q_{siR}''' は構造物(一般には炉心燃料)内での発熱密度、 a_s は発熱部のトータル断面積、 l_s は発熱部長さ)が成立する。定常自然循環条件での Q_{si} 一致条件は、

$$\{ (\rho C_p a_0) / (\rho_{si} C_{p_{si}} a_s) \}_R = 1 \quad (45b)$$

となり、流体の熱容量と発熱体の熱容量の比を一致させる必要があるという条件が導かれる。しかし、 Q_{si} 一致条件は、無次元化したソース項の時間変化を規定するものであり、過渡変化時でも満足させる必要がある。過渡変化時には、流体が受ける単位時間当たりの熱量

Q は、発熱体の単位時間当たりのトータル発熱量と一致しなくなるから、相似条件の単純化ができず、

$$\{(\rho C_p)/(\rho_{si} C_{p,si})\}_R \{(q_{siR}''' a_{0R} l_{0R})/Q_R\} = 1 \quad (45c)$$

となる。発熱体の熱慣性、流体の熱伝達係数をも考慮した相似性が必要になる。

5. 8 ビオ数の一致

ビオ数の一致について、

$$Bi_R = (h_i \delta_i / k_{si})_R \quad (46)$$

これが1になるという条件を満足するには、

$$(h_i \delta_i / k_{si})_R = 1 \quad (46b)$$

縮尺及び炉心発熱量が決まれば、Bi数一致条件からも h_{iR} 、 δ_{iR} の条件が導出される。ここでも、この条件は過渡変化の全過程を通して満足される必要がある。一般に、 k_s は実機と実験体系で大差がなく、 δ_i は修正スタントン数一致条件から実験体系で1～2倍程度の値となる。したがって、ビオ数一致条件から、熱伝達係数は実機と実験体系で同程度のオーダーの値とする必要が生じる。これは、水試験では実現困難である。

5. 9 まとめ

実機との相似性の検討について整理すると以下の通りである。

- ① リチャードソン数一致条件から、 $\varepsilon_{0R} = 1$ を満足する必要がある。ただし、この場合、実機と実験体系で温度分布が相似となることが前提になっていることに注意する必要がある。
- ② Fi 一致条件から、 $\varepsilon_R = 1$ が導かれる。これは、リチャードソン数一致条件を包絡するものである。すなわち、過渡変化の全過程を通して流動抵抗係数が実機と一致する必要がある。ポンプフローコーストダウン条件下では、ポンプで流動抵抗の不一致分を補償できるので、実質的には、この条件は、自然循環条件において満足されれば良い。
- ③ ペクレ数の相似性の検討から以下のことが言える。
 - ・熱伝導の効果が顕著となるような現象（自然循環状態でのプレナム内温度分布が大きな意味をもつような場合）の試験では、水試験では、1/20縮尺程度のモデルが望ましい。ナトリウム試験では、1/2縮尺以上の大きなモデルが必要となる。
 - ・熱伝導の効果が顕著とならないような現象の試験に対しては、水試験では、1/20縮尺以上のモデルであれば、縮尺はあまり重要ではない。ナトリウム試験では、目安として、最低1/4縮尺以上のモデルが必要である。

- ・ 炉心あるいは熱交換器内の3次元熱流動現象では、ペクレ数に加え、レイノルズ数の相似性が重要となり、実寸大に近いナトリウム試験でなければ相似性を満足できない。
- ④ 水試験では、熱伝達率を大きくできないため、流体と構造材の伝熱に係わる修正スタントン数、ビオ数等を実機と一致させることは困難である。

第6章 実機との相似性を確保するための方策の検討

第5章までの検討で明らかになったように、自然循環崩壊熱除去条件下の高速炉熱輸送系内の熱流動現象を、縮尺モデル試験で調べることの難しさは、

- ① 浮力の効果に起因する現象であるため、リチャードソン数の相似性については基本的に無視できない。
- ② 低流量状態のプレナム内では、実機の作動流体がナトリウムであるため、熱伝導の効果が無視し得ない条件となる。したがって、ペクレ数の相似性を重視する必要がある。
- ③ 炉心あるいは熱交換器内の流れは、低流量状態では、乱流と層流の遷移条件に近い条件となっている可能性があり、レイノルズ数の相似性を無視し得ない。

ことから、ある部分では、浮力と慣性力が、ある部分では、熱伝導と対流熱輸送が、またある部分では、粘性力と慣性力が拮抗する条件となっており、基礎方程式のある項を無視して単純化した問題とすることができにくい点にある。また、実機の作動流体がナトリウムであるため、水を作動流体とした試験とでは、対流熱伝達係数がオーダーで違ってしまいます。このため、構造材と流体との熱伝達効果を含めた試験は、水では極めて困難になる。したがって、分離効果試験を行うこととして、対象とする現象毎に実験体系の作動流体、縮尺を変えるとといった工夫が必要となる。その方法について検討する。

また、別の意味での難しさである形状の相似性担保に係わる問題として、縮尺モデルについて伝熱面積の相似性維持の困難さ、それに伴う初期条件での構造物保有熱の相似性維持の困難さについて検討する。

6.1 伝熱部の伝熱面積に関する考察

形状の相似性を保って実験モデルを作成しようとする場合、もっとも相似性を維持するのが困難なのは、伝熱部の伝熱面積である。ここで、伝熱部とは、炉心及び熱交換器をさす。炉心については、実機の燃料ピンの径は8mm前後であり、これを例えば1/5縮尺で模擬するにしても、2mm以下の模擬燃料ピン径とする必要がある。熱交換器伝熱管にしても、実機約30mm径に対して、1/5で6mmの伝熱管が必要である。縮尺がより小さいと、さらに実験モデルでの径を小さくする必要が生じる。これは、実現が極めて困難である。このため、炉心あるいは熱交換器を所定の容積内でモデル化しようとする、伝熱面積の相似性を担保できなくなる。この影響について考察する。

基礎式(1)式～(5)式を、伝熱面積が陽に式中に現れるように書き換える。5式の内、関連

するのは(3)式で以下のように書き換えられる。

$$\begin{aligned} \rho C_p \{ (\partial T_i / \partial t) + u_i (\partial T_i / \partial z) \} + k (\partial^2 T_i / \partial z^2) \\ = (h_i \xi_i / a_i) (T_{s,i} - T_i) \end{aligned} \quad (3b)$$

・ ξ_i は、伝熱部 i 領域の濡れ縁長さ（これに軸方向長さをかけたものが伝熱面積）。

(1), (2), (3b), (4), (5) 式を無次元化することになる。ここまでの無次元化の議論では、形状の相似性が前提になっていた。しかし前述のように、燃料ピンあるいは伝熱管の径の相似性を担保することは困難である。したがって、構造材の基準となる厚み δ の縮尺比は、全体形状の縮尺比と一致しない可能性が大きいことに注意する必要がある。

基礎式を無次元化した結果、 ξ_i あるいは δ が含まれる無次元数を拾い出すと、

$$St_i \equiv \{ h \xi l_0 / (\rho C_p u_0 a) \}_i \quad (15b)$$

$$T_i^* \equiv \{ \alpha_s l_0 / (\delta^2 u_0) \}_i \quad (16)$$

$$Bi \equiv h_i \delta / k_{s,i} \quad (18)$$

6.1.1 修正スタントン数についての検討

修正スタントン数について、実験体系と実機との比の形で表すと、

$$St_{iR} = h_{iR} \xi_{iR} l_{0R} / (\rho_{iR} C_{p,iR} u_{0R} a_{iR})$$

流体の流路面積の相似性は保たれているとすると、

$$a_{iR} = l_{0R}^2$$

である。また、炉心あるいは熱交換器の、構造物（燃料ピンあるいは伝熱管）と流体のトータルの断面積の相似性が保たれているとすると ($(a_{iR} + a_{s,iR}) = l_{0R}^2$)、トータルの流路面積の相似性も保たれている ($a_{iR} = l_{0R}^2$) としたことから、トータルの構造物の断面積の相似性も保たれる ($a_{s,iR} = l_{0R}^2$)。ここで、

$$a_{s,i} = (\pi d_{s,i}^2 / 4) n$$

$$\xi_i = \pi d_{s,i} n$$

$d_{s,i}$: 構造物（燃料ピン、伝熱管）の直径

n : 構造物（燃料ピン、伝熱管）の本数

であるから、比については

$$a_{s,iR} = d_{s,iR}^2 n_R (= l_{0R}^2)$$

$$\xi_{iR} = d_{s,iR} n_R$$

であり、

$$\xi_{iR} = a_{s iR} / d_{s iR} = l_{0R}^2 / d_{s iR}$$

となる。

ここで、仮に、燃料ピン、伝熱管等の径はモデルの縮尺比で小さくできず、実機と等しい径を採用したとする ($d_{s iR} = 1$)、

$$\xi_{iR} = l_{0R}^2$$

となる。これらから、

$$St_{iR} = h_{iR} l_{0R} / (\rho_{iR} C_{p iR} U_{0R})$$

(37), (39)式から、

$$St_{iR} = l_{0R}^{4/3} [1/(\rho^2 C_p^2 \beta)_R]^{1/3} (1/Q_{0R})^{1/3} h_{iR}$$

5. 4節と同様の数値を当てはめると、修正スタントン数一致条件は、水試験で、

$$h_{im} = 2.5 \times l_R^{-4/3} Q_{0R}^{1/3} \times h_{ip}$$

ナトリウム試験で、

$$h_{im} = l_R^{-4/3} Q_{0R}^{1/3} \times h_{ip}$$

ここでの検討では、実現可能性の観点から、伝熱面積が相似条件より小さくなることを想定している ($\xi_{iR} = l_{0R}^2$ という条件は、 l_R 倍だけ伝熱面積が小さくなることを仮定しているのと同じ)。このため、第5章での条件よりも、実験体系で l_R^{-1} 倍だけ大きな熱伝達係数が要求される条件となっている。水試験について、第5章の検討に従い、

$$\begin{aligned} Q_{0R} &= 1.66 \times 10^{-4} \quad (1/8 \text{縮尺モデル}) \\ &= 1.66 \times 10^{-5} \quad (1/20 \text{縮尺モデル}) \end{aligned}$$

とすると、

$$\begin{aligned} h_{im} &= 2.2 \times h_{ip} \quad (1/8 \text{縮尺モデル}) \\ &= 3.5 \times h_{ip} \quad (1/20 \text{縮尺モデル}) \end{aligned}$$

実機よりも大きな熱伝達係数が要求される。これは、実現不可能である。実験体系での炉心発熱量を小さくすればこの条件は緩和されるが、炉心の出入口温度差が小さくなりすぎる等の問題が生じると考えられる。

ナトリウム試験では、 $Q_{0R} = l_R^3$ であれば、実機より l_R^{-1} 倍の熱伝達係数を実現する必要がある。 $Q_{0R} = l_R^4$ であれば、実機と同程度の熱伝達係数が要求されることとなる。

6.1.2 代表時間の比についての検討

代表時間の比について、

$$T_{i^*R} = \alpha_{s iR} [\{ (\rho C_p) / \beta \}_R]^{1/3} (1/\delta_{iR}^2) l_R^{4/3} (1/Q_{0R})^{1/3}$$

修正スタントン数の検討と同様 $\delta_{iR} = 1$ と仮定すると、

$$T_{i^*R} = \alpha_{s iR} [\{ (\rho C_p) / \beta \}_R]^{1/3} l_R^{4/3} (1/Q_{0R})^{1/3}$$

流体の物性値を代入して

ナトリウム試験では

$$T_{iR}^* = \alpha_{sIR} l_R^{4/3} (1/Q_{OR})^{1/3}$$

水試験では

$$T_{iR}^* = 1.54 \times \alpha_{sIR} l_R^{4/3} (1/Q_{OR})^{1/3}$$

ナトリウム試験では、 $Q_{OR} = l_R^4$ ならば、実機と同程度の物性値 (α_s) の構造材を用いれば、代表時間の比が等しくなる。

水試験について、5. 4 節で用いた発熱量比の値を代入すると、

$$T_{iR}^* = 1.75 \times \alpha_{sIR} \quad (1/8 \text{縮尺モデル})$$

$$= 1.11 \times \alpha_{sIR} \quad (1/20 \text{縮尺モデル})$$

実機よりも少し熱拡散率の小さい構造材を用いれば代表時間の比を合わせることができる。

6.1.3 ビオ数についての検討

ビオ数について、実機と実験体系の比で表すと。

$$Bi_R \equiv h_{iR} \delta_R / k_{sR}$$

$\delta_R = 1$ と仮定すると

$$Bi_R \equiv h_{iR} / k_{sR}$$

ビオ数を一致させるためには、構造材の熱伝導率の比と対流熱伝達係数の比が同程度になっている必要がある。

6. 2 初期条件での構造物の保有熱に関する考察

炉心での、燃料から流体への放熱を考えた場合、過渡状態では、燃料の発熱量が放熱量と一致しない。これは、燃料が顕熱の形で保有している熱が放出されるからである。したがって、実験では、発熱量の時間変化だけを模擬しても、流体が受ける熱量を模擬できない可能性がある。これは、主に、初期定常状態で構造物が保有している熱量に依存する。また、その保有熱は、構造材と流体間の熱抵抗に依存している。この関係について考察する。

定格定常状態の構造材から流体への放出熱量 Q_{RH} を簡単に以下のように表す。

$$Q_{RH} = \left\{ 1 / \left(\delta_s / k_s + 1/h \right) \right\} \xi_s l_s \Delta T$$

ここで δ_s : 構造材の等価的な厚さ

k_s : 構造材の熱伝導率

h : 対流熱伝達係数

ξ_s : 構造材 1 本当たりの濡れ縁長さ

l_s : 構造材の長さ

n : 構造材の本数

ΔT : 構造材の平均温度と流体バルク温度の差

一方、構造材が顕熱の形で保有している熱量の内、流体温度を越える温度相当分 Q_{SH} は

$$Q_{SH} = C_{pS} \rho_S a_S l_S n \Delta T$$

ここで C_{pS} : 構造材の定圧比熱

ρ_S : 構造材の密度

a_S : 構造材の断面積

保有熱量と放熱量の比が大切であるから、

$$\begin{aligned} Q_{SH} / Q_{RH} &= (C_{pS} \rho_S a_S) / [\{ 1 / (\delta_S/k_S + 1/h) \} \xi_S] \\ &= C_{pS} \rho_S (a_S / \xi_S) (\delta_S/k_S + 1/h) \end{aligned}$$

実験体系と実機との比の形で、

$$(Q_{SH} / Q_{RH})_R = C_{pSR} \rho_{SR} (a_{SR} / \xi_{SR}) (\delta_S/k_S + 1/h)_R$$

完全に形状の相似性が守られた場合と、構造材（燃料ピン、伝熱管）の1本毎の大きさが実機に等しく本数を少なくする場合とを考える。

(a)形状が完全に相似な場合

$a_{SR} = l_R^2$, $\xi_{SR} = l_R$ であるから

$$(Q_{SH} / Q_{RH})_R = C_{pSR} \rho_{SR} l_R (\delta_S/k_S + 1/h)_R$$

ナトリウムで炉心部を考えるような場合で、対流熱伝達による熱抵抗は構造材熱伝導の熱抵抗に対して無視できると仮定すると、

$$\begin{aligned} (Q_{SH} / Q_{RH})_R &= C_{pSR} \rho_{SR} l_R \delta_{SR}/k_{SR} \\ &= C_{pSR} \rho_{SR} l_R^2 / k_{SR} = l_R^2 / \alpha_{SR} \end{aligned}$$

構造材の物性値が実機と等しい場合は、実験体系では保有熱の比率が l_R^2 だけ実機より小さくなる。それを避けるためには、熱拡散率の低い構造材を使う必要がある。

(b)構造材の大きさが等しい場合

燃料ピンあるいは伝熱管が実機と同じ太さと仮定した場合について考える。形状の相似性を完全に満足させるケースよりも、より実現性の高いケースである。6. 1節で述べたように、 $a_{SR} = 1$, $\xi_{SR} = 1$ であるから

$$(Q_{SH} / Q_{RH})_R = C_{pSR} \rho_{SR} (\delta_S/k_S + 1/h)_R$$

ナトリウム試験で構造材の熱伝導による熱抵抗が支配的と仮定すると

$$\begin{aligned} (Q_{SH} / Q_{RH})_R &= C_{pSR} \rho_{SR} (\delta_S/k_S)_R \\ &= C_{pSR} \rho_{SR} / k_{SR} \quad (\delta_S = 1 \text{ であるから}) \end{aligned}$$

構造材の物性値が実機と等しい場合は、実験体系の保有熱の比率が実機と等しくなる。

一方、水試験では、対流熱伝達による熱抵抗が実機に比べはるかに大きいため、構造材の物性値が実機と等しい場合は、実験体系の保有熱の比率が実機と比べてはるかに大きくなる。これを避けるためには、熱拡散率の大きい構造材を使う必要性が生じる。

6. 3 具体的な実験体系の検討

実験を、解析コードの検証データを得るためのものとのみ位置づけるのではなく、実験結果をそのまま実機条件に外挿することを考えると、重要な相似条件は満足できるように配慮された実験体系が必要となる。第5章での検討で明らかのように、水試験では構造材と流体間の熱伝送に係わる相似性を担保することが困難である。一方、ナトリウム試験については、流体内の熱伝導の効果を大きくし過ぎないために大きなスケールのモデルが必要となるという問題がある。これらから、水試験、ナトリウム試験それぞれのあり方を検討する。

6.3.1 水試験とナトリウム試験の役割分担

ここまでの検討で、自然循環崩壊熱除去条件下の高速炉内の熱流動現象の特性が明らかにされた。また、水試験、ナトリウム試験それぞれの限界についても明らかにされた。相似条件を満足させる上での無次元数の重要度についての検討を行い、完全に相似条件を満足させることは困難にしても実質的に十分な実験体系を成立させるための方策を探った。しかし、自然循環崩壊熱除去条件下の高速炉内の熱流動現象については、システム内の現象全てを一つの実験体系で調べることは難しいことが明らかになった。いくつかの実験装置でそれぞれの役割分担を持たせて試験を行うのが賢明である。そこで、水試験、ナトリウム試験の特徴をとらえて、それぞれの役割分担を検討する。まず、水試験、ナトリウム試験の利害得失について、もう一度整理すると、

- ナトリウム試験では、実寸大のモデルにすれば、相似条件を完全に満足させることも可能である。
- 縮尺モデルナトリウム試験の一番の欠点は、実機に比べ実験体系で熱伝導の効果が効きすぎる点である。実機で熱伝導の効果が顕著ではない現象に対して、実験体系でも熱伝導の効果が顕著とならない程度の縮尺のモデルで試験を実施する必要がある。それに関連して、外部への放熱の効果についても実験体系で大きくなりすぎないように注意する必要がある。
- ナトリウム試験では、伝熱部の条件の模擬が比較的容易である。したがって、伝熱管を介した1次系と2次系間の結合効果を含めた試験等に適している。
- 水試験では、1/20縮尺程度のモデルでペクレ数一致条件を満足させることができる。また、それ以上の大きさのモデルでは、熱伝導の効果が実機よりも小さくなる。したがって、熱伝導の効果が重要な現象に対しては1/20縮尺程度のモデルで、熱伝導の効果が重要な意味を持たない現象に対しては1/20縮尺よりも大きなモデルで試験を実施することが望ましい。
- 水試験では、ナトリウムに比べて熱伝達係数をはるかに小さく、伝熱部の模擬が困難である。

これらの知見を基にして、以下のような役割分担が考えられる。

- ① 炉心内、熱交換器内の3次元熱流動挙動に関する試験は、ペクレ数、レイノルズ数両方の相似性が重視される。したがって、実寸大（もしくはそれに近いスケール）のナトリウム試験が必要となる。実寸大ナトリウム試験の高価さ、また、体系自体が部分モデル化し易いことを考慮して、実寸大部分モデルのナトリウム試験を行うのが妥当である。
- ② プレナム内の3次元熱流動現象については、リチャードソン数の相似性が重要であるとともに、ペクレ数とレイノルズ数についてもその重要性を完全には否定できない微妙な条件にある。したがって、いくつかの試験を並行して実施し相互比較することによってペクレ数、レイノルズ数の効果を明らかにしながら研究を進める必要がある。最も望ましい実験体系は実寸大に近いナトリウム試験であるが、それは高価な試験となるため、基礎的な現象把握のためだけに限定すべきである。もし、熱伝導の効果が重要でないならば、ペクレ数の相似性を無視して、熱伝導の効果が実機よりも小さくなる大規模な水試験が有力となる。しかし、熱伝導の効果も否定しきれない。したがって、次のような実験の組み合わせが考えられる。

(a) プレナム形状を単純化した体系で、特に温度成層化現象に着目した試験

- 実寸大に近いナトリウム試験（リチャードソン数、ペクレ数を実機に合わせることができ、また、レイノルズ数を実機に比較的近い値にできる）
- 1/20縮尺程度の水試験（リチャードソン数とペクレ数を実機と合わせることができ）
- より大きな規模での水試験（リチャードソン数を実機と合わせることができ、また、レイノルズ数を実機に比較的近い値にできる）

(b) プレナムの形状を比較の実機に近い形状で模擬した試験

- 1/20縮尺程度の水試験
- より大きな規模での水試験

- ③ 定格運転の強制循環状態から自然循環状態に引き継ぎ、準定常の自然循環状態に至るまでのプラント動特性については、種々の熱流動現象が複合して生じる。そこでは、プレナム内の熱流動現象が、体系一巡の自然循環ヘッドを決める一巡の温度分布の一部を規程するものとして影響する。また、炉心、熱交換器の伝熱部は体系への入熱、除熱源として最も重要な意味を持っている。これらの総合効果を調べるとき、実機の実寸大のモデルが非現実的である以上、いくつかに分担した試験が必要となる。基本的には、水試験では、プレナム内の温度分布が全体の自然循環特性に与える影響を調べる試験を実施することとなり、ナトリウム試験では、プレナム内の熱流動現象をある程度犠牲にして、伝熱部を介しての炉心からヒートシンクまでの全体の結合特性を調べる試験を実施することとなる。この考え方をもとにして、想定し得る試験体系を次に示す。但し、形

状については、伝熱部の伝熱面積を除いて相似となっていることが大前提になる。

(a) 水試験

- 1次系内の熱流動現象のみに限定した試験とする。
- 炉心、熱交換器部では、水での熱伝達係数がナトリウムでの値に比べて極めて悪くなることを踏まえて、過渡時に1次系作動流体が授受する熱量の変化をうまく模擬できるように工夫が必要である。
- プレナムの熱流動現象を重視する以上、②の(b)と同様、1/20縮尺程度のモデルとさらに大きなスケールのモデルの試験を実施し、相互比較することが望ましい。もちろん、②(b)の試験と試験装置を共用することは可能である。

(b) ナトリウム試験(i)

- 炉心からヒートシンク（崩壊熱除去系空気冷却器及び主中間熱交換器）までを模擬する。
- プレナム内の熱流動現象を許容最低限のレベルで模擬しようとする1/2縮尺程度の非常に大きなモデルが必要となる。プレナム内の熱流動現象について、熱伝導の効果が大きくなりすぎる点に妥協し、プレナムでの温度分布の一巡自然循環特性への影響が十分に模擬できていないことを前提に試験を実施するならば、もう少し小さなモデルまで許容される。しかし、実験体系であまりに熱伝導の効果が大きくなりすぎないようにすること、放熱の効果が大きくなりすぎないこと等を考慮すると、おおよそ1/4縮尺以上のモデルが望ましいと考えられる。

(c) ナトリウム試験(ii)

- 炉心からヒートシンク（崩壊熱除去系空気冷却器及び主中間熱交換器）までを模擬する。
- 3次元熱流動現象の効果を調べることを前提にして、高さ方向のみ実寸大に近いモデルとする。炉心部および熱交換器は、模擬燃料ピンと伝熱管の本数を削減することによって全体の装置容量を小さくする。ただし、放熱効果が大きくなりすぎない程度に全体の装置容量を大きくする必要がある。

以上の試験の内、①の炉心部の試験については、それに類するものをPLANDTL装置を用いて平成4年度から実施する予定である。②の(a)については、お互いに相似な体系の試験ではないが、過去に実施された温度成層化現象に関する種々の試験及びPLANDTLで平成5年度に予定されているナトリウム試験を相互比較し、さらにAQUAコードを用いた実験解析を考察の材料に加えることによってある程度まとまった結論が出し得るものと期待される。②の(b)及び③の(a)については、動燃-原電共同研究のDELTA試験、KFKのRAMONA試験及びNEPTUN試験、原電の予備的概念設計研究の一環として電中研で実施予定のトップエントリー体系での水試

験が例として挙げられる。こららの内、形状の相似性をできる限り重視した体系としているのは、残念ながらKfKでの試験のみであり、その他は炉心部の軸方向高さ等に相似性の歪みが存在する。また、どの体系についても、過渡時の伝熱部での熱の授受に関する模擬性への配慮が十分ではない。③の(b)については、PLANDTL装置では、1ループ相当分を1/5縮尺程度で模擬するのが限界である。1/5縮尺モデルがどのような意味をもつ試験となるのか、もう少し検討が必要である。また、プレナム内の温度分布が自然循環特性に与える影響度は、プラントの基本仕様にも関係する。プレナムの温度分布が大きな意味を持つ典型例は、タンク型炉にDRACSを採用した場合である。その逆は、ループ型にPRACSあるいはIRACSを採用した場合である。研究の対象としているプラントの仕様によっても、実験体系のスケール、作動流体の選択が異なってくる。6.3.2, 6.3.3では、プラント動特性試験について、もう少し検討を深める。

6.3.2 水試験について

水試験においては、構造材と流体の伝熱の部分の相似性を満足させることは、不可能といえる。このため、1次系のみを熱流動を考え、構造材以降の伝熱挙動を考慮しない条件で定式化する。

$$u_i = (a_r/a_i)u_r \quad (1)$$

$$\rho (du_r/dt) \Sigma [(a_r/a_i)l_i] = -\rho \beta g \int (\Delta T_i) dz - (\rho u_r^2/2) \Sigma [\{ (f_l/D) + \zeta \}_i (a_r/a_i)^2] + \Delta p_p \quad (2)$$

$$\rho C_p \{ (\partial T_i/\partial t) + u_i (\partial T_i/\partial z) \} + k (\partial^2 T_i/\partial z^2) = q_i''' \quad (3b)$$

ここで、 q_i''' は単位体積当たりの流体の受ける（奪われる）熱量。過渡的には構造材（燃料を含む）の保有熱の放出分も含めて考える。

第1章での検討と同様に無次元化する。

$$U_i = U_r/A_i \quad (6)$$

$$(dU_r/d\tau) \Sigma [L_i/A_i] = -Ri \int (\Delta \theta_i) dZ - (U_r^2/2) \Sigma (F_i/A_i^2) + \Delta P_p \quad (7)$$

$$\partial \theta_i/\partial \tau + U_i (\partial \theta_i/\partial Z) + (1/Pe) (\partial^2 \theta_i/\partial Z^2) = Q_i''' \quad (8b)$$

ここで、式中の無次元パラメータは、 Ri , F_i , ΔP_p , Pe は、(11)~(14)と同様である。さらに、

$$Q_i''' \equiv q_i''' l_0 / (\rho C_p u_0 \Delta T_0) \quad (47)$$

が追加となり、 St_i , T_i^* , $Q_{s,i}$, B_i は、式の中に現れない。

(35)と(47)から

$$Q_i''' = q_i''' l_o a_o / Q_o$$

定常自然循環状態では、

$$Q_o = l_o a_o q_{i_o}'''$$

Q_o : 定常自然循環時の発熱量

q_{i_o}''' : 定常自然循環時に単位体積当たりの流体が受ける熱量

であるから、

$$Q_i''' = q_i''' / q_{i_o}'''$$

であり、

$$Q_{iR}''' = (q_i''' / q_{i_o}''')_R \quad (48)$$

$Q_{iR}''' = 1$ の条件は、各部で流体が授受する熱量のバランスが実機と等しく、また、無次元化した時間スケールのもとで、等しい時間変化カーブをたどる必要があることを示している。これを満足するためには、例えば、炉心部では、ヒータによって炉心部発熱量の時間変化を模擬するのではなく、燃料の保有熱の放出分も含めて、流体が受ける熱量の変化を模擬できるように工夫する必要がある。つまり、構造材の熱伝導効果、流体の対流熱伝達効果等を模擬するかわりに、構造材（特に、炉心部及び熱交換器部）表面の熱流束境界条件を満足させることを考慮した実験体系とする。このことにより、水試験において、構造材と流体との伝熱効果の相似性を確保できない欠点をカバーし、1次系内の熱流動挙動を実機とほぼ相似に取り扱うことが可能となる。ただし、これを実現するためには、以下のような問題を解決する必要がある。

- ① 炉心については、アルミニウム等、温度拡散率の大きな材質を主体として構成された発熱部とし、発熱体での発熱量ができるだけ直接的に作動流体に伝わるように工夫する必要がある。
- ② 熱交換器についても伝熱管は温度拡散率の大きな材質で構成し、2次系の熱媒体についても工夫を要する。
- ③ 炉心あるいは熱交換器部で流体が授受する熱量については、解析コードによる実機に関する計算結果もしくはナトリウムによる実験結果を基にして設定する必要がある。

6.3.3 ナトリウム試験について

ここでは、プラント動特性（定格運転状態から自然循環崩壊熱状態に移行する過程）を調べるためのナトリウム実験体系について、概略的な条件設定を試みる。検討対象は、6.3.1の③(b), (c)の内、(b)のモデルとする。(c)については、実現性が低いこと、体系一巡の無次元数の相似性は満足できるが3次元熱流動に関する相似性は検討の余地が無いという単純な特徴を有すること、外部への放熱効果の評価を行い径方向のスケールを設定することが

大切であるが現状では放熱に関する評価データが不足していることからここでは取り上げない。

検討の手順としては、

- ① 実験体系の炉心出力を任意に設定する。
- ② Ri数一致条件から ε_0 を設定する。
- ③ ε_0 が決まれば $\Delta T_0, u_0$ が決まる。
- ④ それらを基にしてRi数以外の無次元数の実機からのズレを確認する。

となる。

(a) 想定実機条件

研究対象とする実機について、その基本条件を以下のように設定する。なお、これらの数値は概略的に設定したもので、お互いの整合性等には注意をはらっていない。

- 1600MWth ループ型FBR
- DRACSタイプ崩壊熱除去系
- 炉心サイズ：3 m ϕ × 1 m^h
- 炉心流路断面積：2.3 m²

k この値を用いて、実機の自然循環条件について概算する。準定常な自然循環状態として、定格の1%出力状態を考える。この時、炉心出入口温度差が150degとなるように設計されているものと仮定する。これから、炉心部での流速は

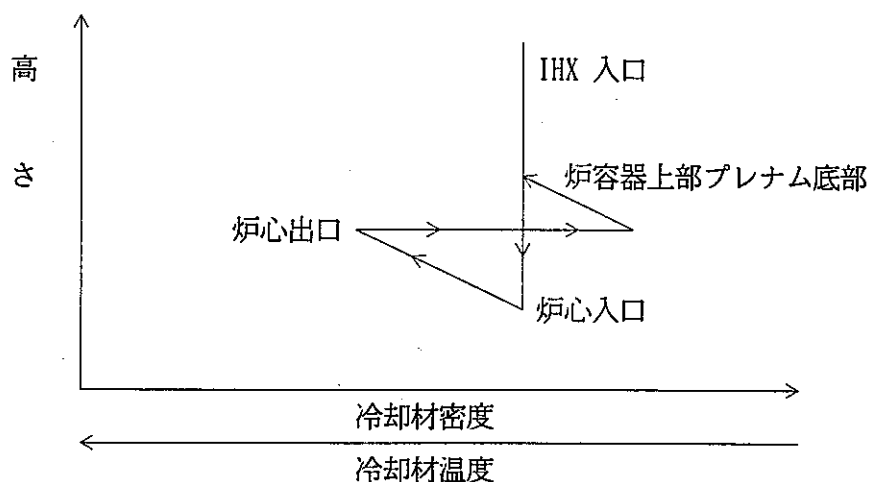
$$u_0 = Q_0 / (\rho C_p a_0 \Delta T_0)$$

$$= 0.044 \text{ m/sec}$$

これを基にして ε_0 を求める。

$$\varepsilon_0 = (2g\beta l_{eq} \Delta T_0) / u_0^2$$

DRACS 設置型プラントの準定常自然循環崩壊熱除去状態での1次系一巡の密度変化は概略下図のようになると考えられる。



ごく大まかな図ではあるが、1次系一巡の冷却材密度変化の特徴を表している。
よって一巡の自然循環ヘッドとしては、

$$(炉心出入口温度差) \times (炉心高さ) \times 1/2$$

として、その特性を表すことができる。

$$l_{e,q} = (炉心高さ) \times 1/2 = 0.5 \text{ m}$$

$$\Delta T_0 = (炉心出入口温度差) = 150 \text{ deg}$$

を代入し、 ε_0 を求めると、

$$\varepsilon_0 = 215$$

となる。

(b) 実験体系の設定

ここでは、「元来熱伝導の効果が顕著でない部分に対して実験体系でもあまり熱伝導効果が顕著になりすぎない最低限のスケールの目安」とした(第5章 参照) 1/4 縮尺モデルについて検討する。初期保有熱の検討結果から、炉心燃料ピン及び伝熱管の太さは実機に等しく製作するものとする。出力については、以下の2ケースを考える。

$$Q_{0R} = 1R^3, Q_{0R} = 1R^4$$

1%出力に対応する出力としては、250 KW, 62.5 KWとなる。

(c) 種々の無次元数に関する検討

まず、リチャードソン数を実機と合わせるという要求条件から、

$$\varepsilon_0 = 215$$

となるように実験体系を製作することとなる。この条件の基で計算を進める。炉心部での流速は、

$$u_0 = \{ (2g\beta l_{e,q} Q_0) / (\rho C_p a_0 \varepsilon_0) \}^{1/3}$$

$$l_{e,q} = 0.5 \times 1/4 = 0.125 \text{ m}, a_0 = 2.3 \times 1/4^2 = 0.14 \text{ m}^2 \text{ として、}$$

$$u_0 = 1.8 \times 10^{-2} \text{ m/sec (} Q_{0R} = 1R^3 \text{ の場合)}$$

$$= 1.1 \times 10^{-2} \text{ m/sec (} Q_{0R} = 1R^4 \text{ の場合)}$$

また、

$$\Delta T_0 = \{ u_0^2 / (2g\beta l_{e,q}) \} \varepsilon_0$$

$$= 95 \text{ deg (} Q_{0R} = 1R^3 \text{ の場合)}$$

$$= 38 \text{ deg (} Q_{0R} = 1R^4 \text{ の場合)}$$

これらを基にして、リチャードソン以外の無次元数について、実機との比を求めてみる。

まず、ペクレ数について、

$$Pe_R = (\rho C_p l_0 u_0 / k)_R$$

$$\begin{aligned}
 &= l_{OR} \times u_{OR} \quad (\text{物性値は実機と等しいとして}) \\
 &= 0.1 \quad (Q_{OR} = l_R^3 \text{ の場合}) \\
 &= 0.0625 \quad (Q_{OR} = l_R^4 \text{ の場合})
 \end{aligned}$$

実機に比べ、10～16倍熱伝導の効果が大きくなる。この比率はレイノルズ数に対しても同じである。この差を許容できるかどうかは難しい問題である。プレナム内温度分布の自然循環流量への影響を調べる目的からは許容し得ないが、グローバルなプラント動特性評価に対しては概ね許容し得るであろうというのが工学的な判断である。

次に、修正スタントン数について調べる。6.1.1の検討から、

$$\begin{aligned}
 St_{iR} &= h_{iR} l_{OR} / (\rho_{iR} C_{p iR} u_{OR}) \\
 &= h_{iR} l_{OR} / u_{OR} \quad (\text{物性値は実機と等しいとして})
 \end{aligned}$$

ここで、熱伝達係数hについては、岡田らの式で求めるものとする。炉心では、熱伝達に係わる局所的な代表長さは、 4×10^{-3} m程度となる。したがって、熱伝達相関式での局所的なPe数は実機、実験体系とも47.5以下となりNu数は等しくなる。よって、hも等しい値となる。(ただし、強制循環から自然循環への移行過程で、実機、実験体系とも $Pe = 47.5$ の条件を通過することとなる。通過するのが実験体系の方が早くなることに注意する必要がある。この程度の相似性のズレを覚悟する必要がある。)したがって、

$$\begin{aligned}
 St_{iR} &= l_{OR} / u_{OR} \\
 &= 0.63 \quad (Q_{OR} = l_R^3 \text{ の場合}) \\
 &= 1 \quad (Q_{OR} = l_R^4 \text{ の場合})
 \end{aligned}$$

実機からのズレは小さい。

無次元時間の比について調べる。

$$T_{iR}^* = \{\alpha_{sR} l_0 / (\delta^2 u_0)\}_{iR}$$

実機と太さの等しい燃料ピン、伝熱管を採用するので $\delta_R = 1$ である。また、実機と物性値がほぼ等しい構造材を用いれば、 $\alpha_{sR} = 1$ とおける。よって、

$$\begin{aligned}
 T_{iR}^* &= l_{OR} / u_{OR} \\
 &= 0.63 \quad (Q_{OR} = l_R^3 \text{ の場合}) \\
 &= 1 \quad (Q_{OR} = l_R^4 \text{ の場合})
 \end{aligned}$$

ビオ数については、

$$Bi_R = h_{iR} \delta_R / k_{s iR}$$

実機と太さの等しい燃料ピン、伝熱管を採用し、また、実機と物性値がほぼ等しい構造材を用いれば、

$$B_{iR} = h_{iR}$$

修正スタントン数と同様の検討で、1%出力の準定常自然循環状態では、ビオ数は実機と一致する（乱流熱伝達から層流熱伝達への遷移が実機と実験体系で異なる時点で生じる点に注意を要する）。

以上、1/4縮尺のナトリウム試験では、ペクレ数とレイノルズ数が実機に比べて1オーダー小さくなる点を除けば、ほぼ実機と熱流動条件が相似な試験を実施できることが示された。

第7章 結 論

自然循環崩壊熱除去時の高速炉システム内熱流動現象に関する相似則について検討を行った。基礎方程式を無次元化することによって相似条件を導出した。相似条件に係わる無次元数について、実機条件における値を求め考察することによって、以下のような実験体系に対する要求事項が抽出された。

- ① リチャードソン数については、強制循環から自然循環への移行段階から準定常自然循環状態まで、実機と一致するよう注意する必要がある。
- ② 低流量条件下で、プレナム内の熱流動現象が重要な意味をもつと考えられる試験を行う場合は、ペクレ数は実機と実験体系で一致するように配慮することが望ましい。
- ③ 炉心あるいは熱交換器の単体特性試験では、ペクレ数、レイノルズ数の相似性についても十分に注意する必要がある。

実験体系と実機との熱流動の相似性を満足させるための条件について検討した。その結果、以下の結論が得られた。

- ① リチャードソン数一致条件を満足するには、体系一巡の流動抵抗の総和が実機と一致しなければならない。
- ② ペクレ数の相似性の検討から以下のことが言える。
 - ・熱伝導の効果が顕著となるような現象（自然循環状態でのプレナム内温度分布が大きな意味をもつような場合）の試験では、水試験では、1/20縮尺程度のモデルが望ましい。ナトリウム試験では、1/2縮尺以上の大きなモデルが必要となる。
 - ・熱伝導の効果が顕著とならないような現象の試験に対しては、水試験では、1/20縮尺以上のモデルであれば、縮尺はあまり重要ではない。ナトリウム試験では、目安として、最低1/4縮尺以上のモデルが必要である。
 - ・炉心あるいは熱交換器内の3次元熱流動現象では、ペクレ数に加え、レイノルズ数の相似性が重要となり、実寸大に近いナトリウム試験でなければ相似性を満足できない。
- ③ 水試験では、熱伝達率を大きくできないため、流体と構造材の伝熱に係わる修正 Stanton 数、ピオ数等を実機と一致させることは困難である。

以上の検討を踏まえ、ナトリウム試験と水試験の役割分担について検討した。その結果は以下の通りである。

- ① 炉心内、熱交換器内の3次元熱流動挙動に関する試験は、実寸大（もしくはそれに近いスケールの）部分モデルのナトリウム試験を行うのが妥当である。
- ② プレナム内の3次元熱流動現象については、いくつかの試験を並行して実施し相互比較しながら研究を進める必要がある。次のような実験の組み合わせが考えられる。
 - (a) プレナム形状を単純化した体系で、特に温度成層化現象に着目した試験
 - ・実寸大に近いナトリウム試験
 - ・1/20縮尺程度の水試験
 - ・より大きな規模での水試験
 - (b) プレナムの形状を比較的実機に近い形状で模擬した試験
 - ・1/20縮尺程度の水試験
 - ・より大きな規模での水試験
- ③ 定格運転の強制循環状態から自然循環状態に引き継ぎ、準定常の自然循環状態に至るまでのプラント動特性については、種々の熱流動現象が複合して生じる。総合効果を調べる時、いくつかに分担した試験が必要となる。想定し得る試験体系を次に示す。但し、形状については、伝熱部の伝熱面積を除いて相似となっていることが大前提になる。
 - (a) 水試験
 - ・1次系内の熱流動現象のみに限定した試験とする。
 - ・プレナムの熱流動現象を重視し、1/20縮尺程度のモデルとさらに大きなスケールのモデルの試験を実施し、相互比較することが望ましい。
 - ・炉心については、アルミニウム等、温度拡散率の大きな材質を主体として構成された発熱部とし、発熱体での発熱量ができるだけ直接的に作動流体に伝わるように工夫する必要がある。
 - ・熱交換器についても伝熱管は温度拡散率の大きな材質で構成し、2次系の熱媒体についても工夫を要する。
 - (b) ナトリウム試験
 - ・炉心からヒートシンク（崩壊熱除去系空気冷却器及び主中間熱交換器）までを模擬する。
 - ・プレナムでの温度分布の一巡自然循環特性への影響が十分に模擬できていないことを前提にして、おおよそ1/4縮尺以上の相似形状モデルとするか、高さ方向のみ実寸大で径方向にはスケールの小さいモデルとする。
 - ・1/4縮尺の相似形状モデルとした場合について、相似条件からのズレを概算したところ、レイノルズ数及びペクレ数は実機の1/10程度になるが、その他の無次元数については、ほぼ実機に近い値にできることが示された。

第 8 章 謝 辞

本研究をまとめるに当たり、有益なコメントを頂いた川崎重工業（株）前川勇氏に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- (1) Ishii, M. and Kataoka, I., "Scaling laws for thermal-hydraulic system under single phase and two-phase natural circulation," Nuclear Engineering and Design 81(1984) 411-425
- (2) Heisler, M.P. and Singer R.M., "Facility Requirements for Natural Convection Shutdown Heat Removal System Testing, Decay Heat Removal and Natural Convection in Fast Breeder Reactor," Hemisphere (1981) p. 113.
- (3) Heisler, M.P., "Development of Scaling Requirements for Natural Convection Liquid-Metal Fast Breeder Reactor Shutdown Heat Removal Test Facilities," Nuclear Science and Engineering, 80 (1982) p.347.
- (4) Grewal, S. and Gluekler, E., "Water Simulation of Sodium Reactors," Chemical Engineering Communication 17 (1982) p. 343.
- (5) Vidil, R., Martin, R. and Grand, D., "Physical Modeling of Thermohydraulic Phenomena in LMFBR," Proceedings of the ANS/ASME/NRC International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics, Saratoga, (1980)
- (6) Weinberg, D., Hoffmann, H., Hain, H., Hofmann, F. and Dueweke, M., "Experimental and theoretical program to study the natural convection decay heat removal system of the SNR-2," Proc. of Science and Technology of Fast Reactor Safety, BNES, London (1986)
- (7) 岡田敏夫他「低ペクレ数領域における管内熱伝達試験（第六報）垂直円管内のナトリウム上昇流・下降流の場合」PNC SN941 82-136 (1982)
- (8) 林他「崩壊熱除去時における原子炉容器内の流動実験－流動挙動水試験－（平成元年度）」PNC SY9471 90-007 (1990)