

JAERI-M

84-079

JRR-3改造炉の熱水力設計の基本的考え方

1984年5月

数土 幸夫・安藤 弘栄・井川 博雅
篠津 和夫*・大西 信秋

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

JAERI-M レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。
入手の問合せは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11茨城県那珂郡東海村）
あて、お申しこしください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター
(〒319-11 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内) で複写による実費頒布をおこなって
おります。

JAERI-M reports are issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Information Section, Division
of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun,
Ibaraki-ken 319-11, Japan.

©Japan Atomic Energy Research Institute, 1984

編集兼発行 日本原子力研究所
印 刷 いばらき印刷株

JRR-3 改造炉の熱水力設計の基本的考え方

日本原子力研究所東海研究所研究炉管理部

数土 幸夫・安藤 弘栄・井川 博雅

篠津 和夫^{*}・大西 信秋

(1984年3月31日 受理)

本報は、熱出力約 20 MW の JRR-3 改造炉に関する熱水力特性の検討を踏まえた熱水力設計の基本的考え方を述べたものである。

JRR-3 改造炉の熱水力特性の検討では、通常運転時の熱水力特性を検討し、通常運転時の設計条件を充分満足することを確認すると同時に、運転時の異常な過渡変化及び事故時の安全余裕を評価するために必要な熱水力特性を検討した。

* 外来研究員：日本エナジー（株）

Design Basis of Thermohydrodynamics for JRR-3

Yukio SUDO, Hiroei ANDO, Hiromasa IKAWA,
Kazuo SHINOZU* and Nobuaki OHNISHI

Department of Research Reactor Operation,
Tokai Research Establishment, JAERI

(Received March 31, 1984)

This report describes the design basis of thermohydrodynamics for the 20 Mwt research reactor, JRR-3, which is to be constructed at the Japan Atomic Energy Research Institute (JAERI), based on the investigation of the thermohydrodynamic characteristics for the JRR-3.

Thermohydrodynamic characteristics at the condition of normal operation were investigated to confirm that the JRR-3 design satisfies the design criteria for the normal operation condition. Besides, key items were also investigated which are necessary to evaluate the safety margin of the JRR-3 design for the operational transients and accidents.

Keywords: JAERI Research Reactor, JRR-3, Design Basis, Thermohydrodynamic Characteristics, Design Criteria, Normal Operation, Operational Transients, Accidents, Fundamental Features, Estimate, Safety Margin.

* On leave from Nippon Energy Inc.

目 次

1. 緒 論.....	1
2. 設計条件.....	1
3. 通常運転時の熱水力設計.....	2
3.1 炉心熱水力特性.....	2
(1) 炉心熱出力.....	2
(2) 燃料板最高温度.....	7
(3) 流量配分計画.....	11
(4) 冷却材最高温度.....	29
(5) 自然循環特性.....	31
3.2 一次系の熱水力特性.....	70
(1) 流動特性.....	70
(2) 崩壊熱除去に対する考え方.....	71
3.3 通常運転時の熱水力特性の安全余裕.....	85
(1) 熱伝達相関式.....	85
(2) ホット・スポット・ファクター.....	88
(3) 沸騰開始温度制限.....	103
(4) 冷却材流速制限.....	105
4. 運転時の異常な過渡変化及び事故時の熱水力特性.....	106
4.1 原子炉停止後の熱出力（崩壊熱）特性.....	106
4.2 電源喪失後のポンプコーストダウン特性.....	119
4.3 熱伝達相関式（DNB 熱流束評価式を含む）.....	125
4.4 安全余裕の考え方.....	137
5. 結 言.....	139
謝 辞.....	139
参考文献.....	140

Contents

1. Introduction	1
2. Design philosophy of JRR-3	1
3. Thermohydrodynamic design of JRR-3 at normal operations	2
3.1 Thermohydrodynamic characteristics of core	2
(1) Core thermal power	2
(2) Maximum fuel temperature	7
(3) Flow distribution plan	11
(4) Maximum coolant temperature	29
(5) Characteristics of natural circulation	31
3.2 Thermohydrodynamic characteristics of primary coolant loop	70
(1) Hydrodynamic characteristics	70
(2) Considerations for decay heat removal	71
3.3 Considerations for safety with respect to the thermohydrodynamics at normal operation	85
(1) Heat transfer correlations	85
(2) Hot spot factor	88
(3) Temperature allowance for the onset of nucleate boiling	103
(4) Coolant velocity allowance	105
4. Thermohydrodynamic characteristics at operational transients and accidents	106
4.1 Decay heat power characteristics after scram	106
4.2 Main pump coastdown characteristics after commercial electricity	119
4.3 Heat transfer package for safety analysis	125
4.4 Philosophy of safety margin	137
5. Concluding remarks	139
Acknowledgements	139
References	140

1. 緒 論

本報は、JRR-3 改造炉の熱水力設計の基本的な考え方を明らかにしたものであり、2章で述べる設計条件を満足することを示すものである。本原子炉は定格熱出力 20 MW の軽水冷却プール型炉であり、商用炉と異りいわゆる低温低圧の原子炉である。

基本的設計条件は、炉心のいかなる点においても沸騰を起こさないことであり、これは燃料のバーンアウト余裕を十分確保するとともに、燃料の冷却水流路における流れの不安定現象及び原子炉出力の振動など、核的不安定現象を防ぐため設定されているもので、2章に述べている。

3章には、通常運転時の基本的な熱水力特性について述べてあり、炉心熱出力、冷却材流速及び流量配分、ホット・スポット・ファクタ、沸騰開始温度などを含む。

また4章には、運転時の異常な過渡変化及び事故時の熱水力特性評価のための崩壊熱特性、ポンプのコストダウン特性及び熱伝達相関式等について述べられている。

5章には、結言が述べてある。

2. 設 計 条 件

熱水力設計の基本方針に関する設計条件は、「JRR-3 の安全設計方針及びその適合のための設計方針」の方針 13 に次のように定められている。

「原子炉の炉心及びそれに関連する一次冷却系設備、計測及び制御設備は、通常運転時及び運転時の異常な過渡変化時において燃料の許容設計限界を超えないように、次の方針を満足するよう設計する。」

- (1) 最小 DNBR 1.5 以上であるように設計する。
- (2) 燃料板最高温度は、燃料芯材のプリスタ発生温度未満であるように設計する。
- (3) 燃料板は、有意な変形が生じないよう設計する。
- (4) 通常運転時には炉心内のいかなる点においても、一次冷却水に沸騰を起こさないように設計する。

なお、炉心の状態を監視し、上記の条件を越えるおそれのある場合には、安全保護系の動作により原子炉を自動的に停止するように設計する。」

上記(1), (2)及び(3)の条件は、運転時の異常な過渡変化時に、燃料の健全性を保証するため設定されている。本原子炉のように U-Al₆ 板状燃料を使用している場合は、燃料の熱伝導率が良いので、小さな反応度添加の場合の燃料温度は溶融温度より十分低く抑えられるが、大きな反応度が急に添加された場合、時間的に除熱が間にあわなくなり、溶融温度に至る。(2), (3)はこのような発熱側事象に対して設けられ、(1)の条件は流量低下などの除熱側事象に対して設けられたものである。

1. 緒 論

本報は、JRR-3 改造炉の熱水力設計の基本的な考え方を明らかにしたものであり、2章で述べる設計条件を満足することを示すものである。本原子炉は定格熱出力 20 MW の軽水冷却プール型炉であり、商用炉と異りいわゆる低温低圧の原子炉である。

基本的設計条件は、炉心のいかなる点においても沸騰を起こさないことであり、これは燃料のバーンアウト余裕を十分確保するとともに、燃料の冷却水流路における流れの不安定現象及び原子炉出力の振動など、核的不安定現象を防ぐため設定されているもので、2章に述べている。

3章には、通常運転時の基本的な熱水力特性について述べてあり、炉心熱出力、冷却材流速及び流量配分、ホット・スポット・ファクタ、沸騰開始温度などを含む。

また4章には、運転時の異常な過渡変化及び事故時の熱水力特性評価のための崩壊熱特性、ポンプのコストダウン特性及び熱伝達相関式等について述べられている。

5章には、結言が述べてある。

2. 設 計 条 件

熱水力設計の基本方針に関する設計条件は、「JRR-3 の安全設計方針及びその適合のための設計方針」の方針 13 に次のように定められている。

「原子炉の炉心及びそれに関連する一次冷却系設備、計測及び制御設備は、通常運転時及び運転時の異常な過渡変化時において燃料の許容設計限界を超えないように、次の方針を満足するよう設計する。」

- (1) 最小 DNBR 1.5 以上であるように設計する。
- (2) 燃料板最高温度は、燃料芯材のブリスタ発生温度未満であるように設計する。
- (3) 燃料板は、有意な変形が生じないよう設計する。
- (4) 通常運転時には炉心内のいかなる点においても、一次冷却水に沸騰を起こさないように設計する。

なお、炉心の状態を監視し、上記の条件を越えるおそれのある場合には、安全保護系の動作により原子炉を自動的に停止するように設計する。」

上記(1), (2)及び(3)の条件は、運転時の異常な過渡変化時に、燃料の健全性を保証するため設定されている。本原子炉のように U-A ℓ 板状燃料を使用している場合は、燃料の熱伝導率が良いので、小さな反応度添加の場合の燃料温度は溶融温度より十分低く抑えられるが、大きな反応度が急に添加された場合、時間的に除熱が間にあわなくなり、溶融温度に至る。(2), (3)はこのような発熱側事象に対して設けられ、(1)の条件は流量低下などの除熱側事象に対して設けられたものである。

3. 通常運転時の熱水力設計

3.1 炉心熱水力特性

(1) 炉心熱出力

a. 系全体の熱収支

本研究炉の系統の概要を図 3.1 に示す。熱出力は合計で約 20 MW であり、内訳は炉心で約 18.75 MW、重水及び重水タンクで 0.65 MW¹、ベリリウム反射体、炉心上下部格子板等の構造物やプール内の軽水等で約 0.6 MW である。

除熱は、大別して 2 系統の冷却系で行われる。1 つは 1 次冷却系であり、もう 1 つは重水冷却系である。1 次冷却系は、炉心下部に位置する下部プレナムから出る 1 次冷却系配管、¹⁶N 減衰タンク、1 次冷却材主ポンプ、1 次冷却材交換器及び原子炉プールに戻る 1 次冷却系配管から成る。重水冷却系は、炉心を取り囲む環状の重水タンクから出る配管、重水溢流タンク、重水ポンプ、重水熱交換器及び重水タンクへ戻る配管から成る。1 次冷却材交換器及び重水熱交換器は共通の 2 次冷却系に接続されており、最終的には大気に放熱される。

1 次冷却系で約 19 MW、重水冷却系で約 1 MW の除熱を行う。

b. 炉心出力分布（半径方向と軸方向）

炉心の空間的中性子束分布による出力の不均一性を量的に示すため、次のように核的因子は 3 次元的に定義される。

$$F_N = \left(\frac{\text{局所出力密度}}{\text{炉心平均出力密度}} \right) \text{ の最大値}$$

ここで最大値とは、クリーン炉心から、燃料交換を考慮した平衡炉心までの炉心及び燃焼を考慮して最大となる値である。便宜上、 F_N を次の 3 つの空間的因子及び不確定性因子に分けて考える。

(i) 水平方向出力分布因子 F_R

炉心の水平方向に分布した出力の不均一性を示す因子であり、燃料要素セルに関して、炉心全体で平均した燃料要素出力に対する特定の燃料要素出力の比と定義する。

(ii) 軸方向出力分布因子 F_Z

燃料要素の流路方向の出力分布の最大値と平均値の比で定義されるが、計算ではこの比ばかりでなく、分布形状 F_Z (Z) が重要であり、3 次元計算を介して求めた核的因子 ($F_R \cdot F_Z \cdot F_L$) が最大となる燃料要素セルの分布形状を熱設計に採用するものとする。

(iii) 局所出力分布因子 F_L

特定の燃料要素セルについて、その燃料要素セル平均出力に対する、セル内の最大の出力の比と定義する。

(iv) 不確定性因子 F_E

F_R 、 F_Z 、 F_L の計算誤差因子であり、本原子炉と同型の原子炉における実験値と計算値と

の偏差から求めた値 $F_E = 1.18$ を使用する。

F_R , F_Z , F_L は、炉心の種類、燃焼の時点、燃料要素セルの位置によって異なる。 F_R , F_Z について種々のパラメータサーベイによって得られた値を図 3.2 に示す。 F_L は燃料要素に隣接する要素が、燃料要素、照射筒、ベリリウム反射体の場合について、燃料板に沿った方向及び直角な方向それぞれ 1 次元分布計算を行った結果であり、図 3.3 のようになる。また図 3.3 に各燃料要素セルの $F_R \cdot F_Z \cdot F_L$ を示す。この図よりベリリウム反射体に接した燃料要素セル (B-6) がホットチャンネルとなることが判る。この位置の軸方向出力分布を図 3.4 に示す。以上より核的因子は全部で、

$$F_R \cdot F_Z \cdot F_L \cdot F_E = 3.11 \text{ となる。}$$

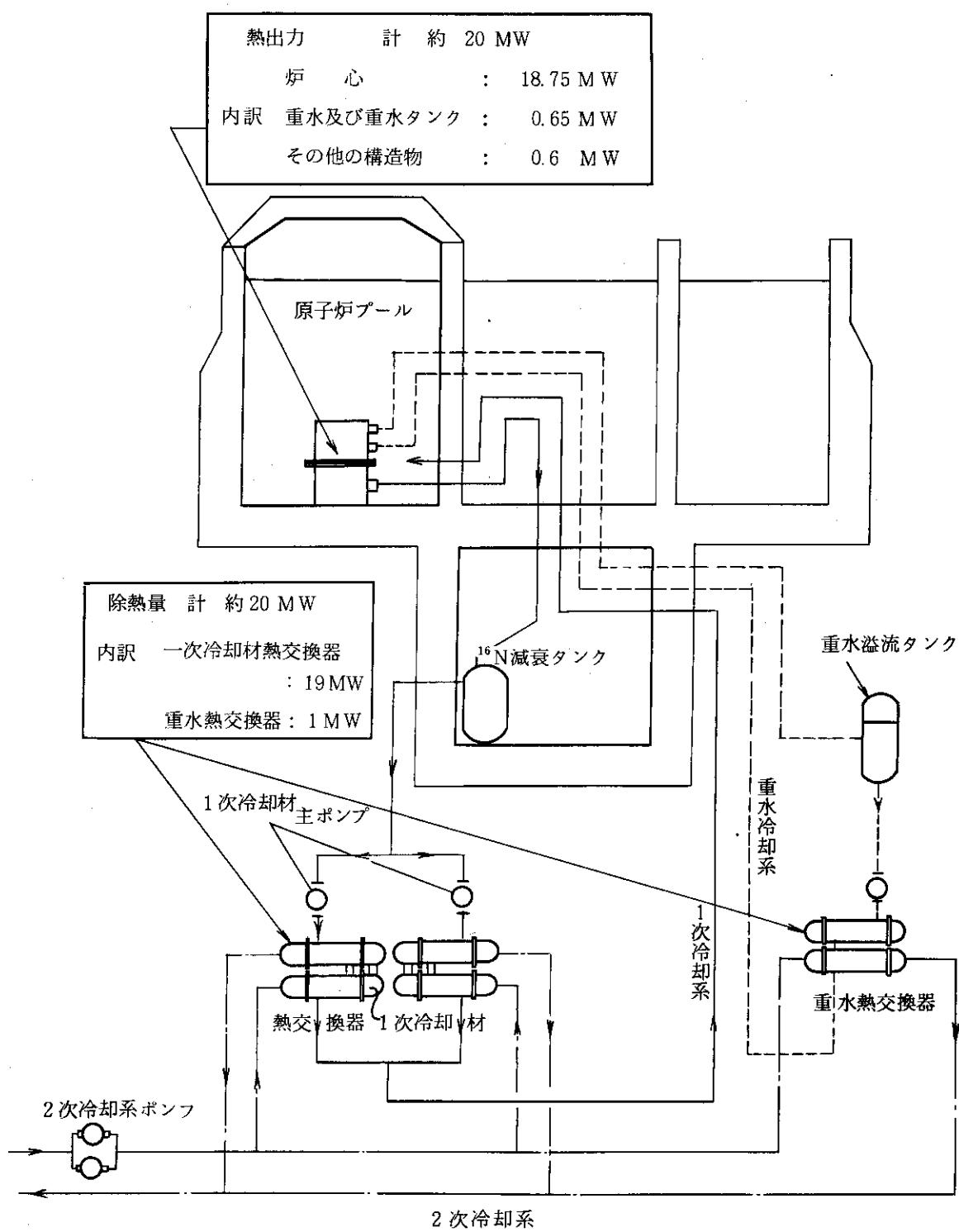


図 3.1 JRR-3 改造炉の系統と熱収支

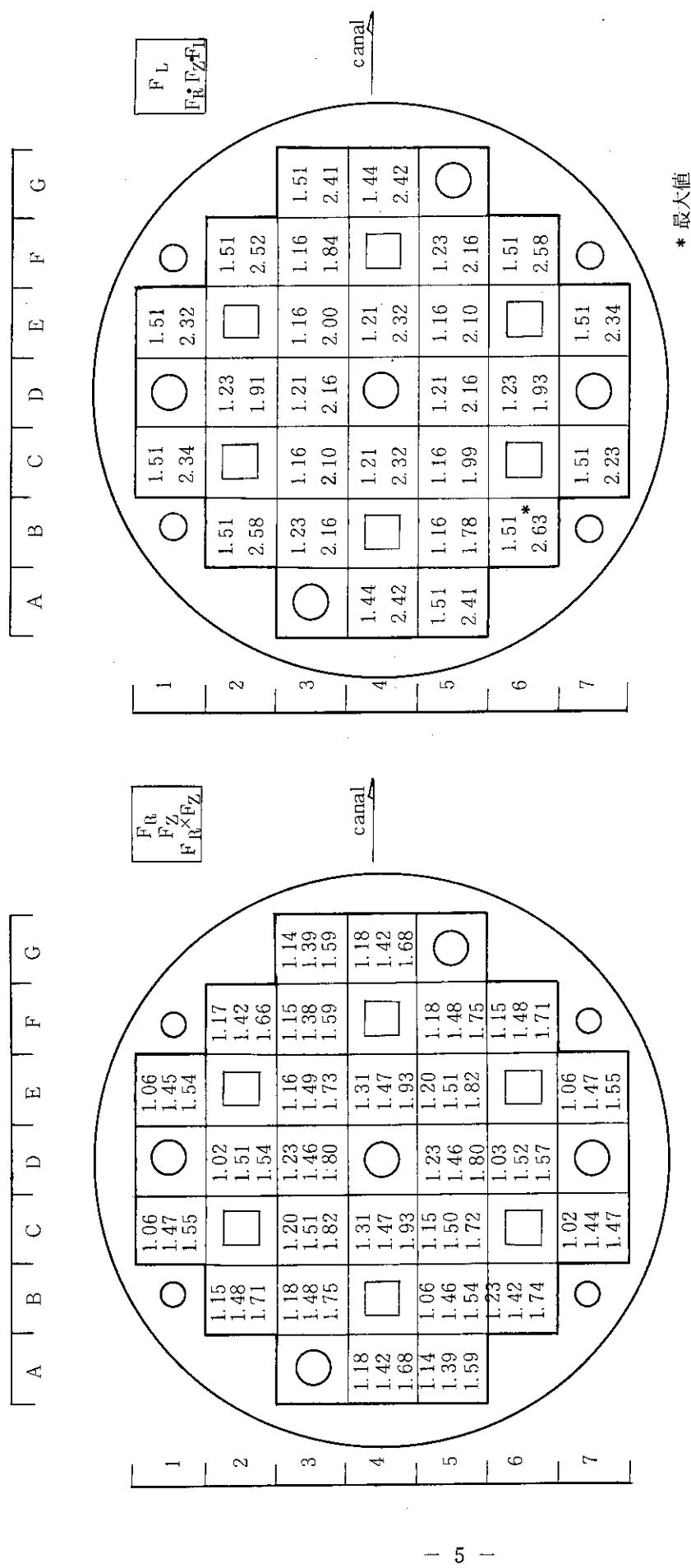


図 3.2 クリーンから平衡炉心末期まで
の各燃料要素セルの $F_R \times F_Z$ の
最大値およびその時の F_R と F_Z

図 3.3 F_L および $F_R \times F_Z \times F_L$

* 最大値

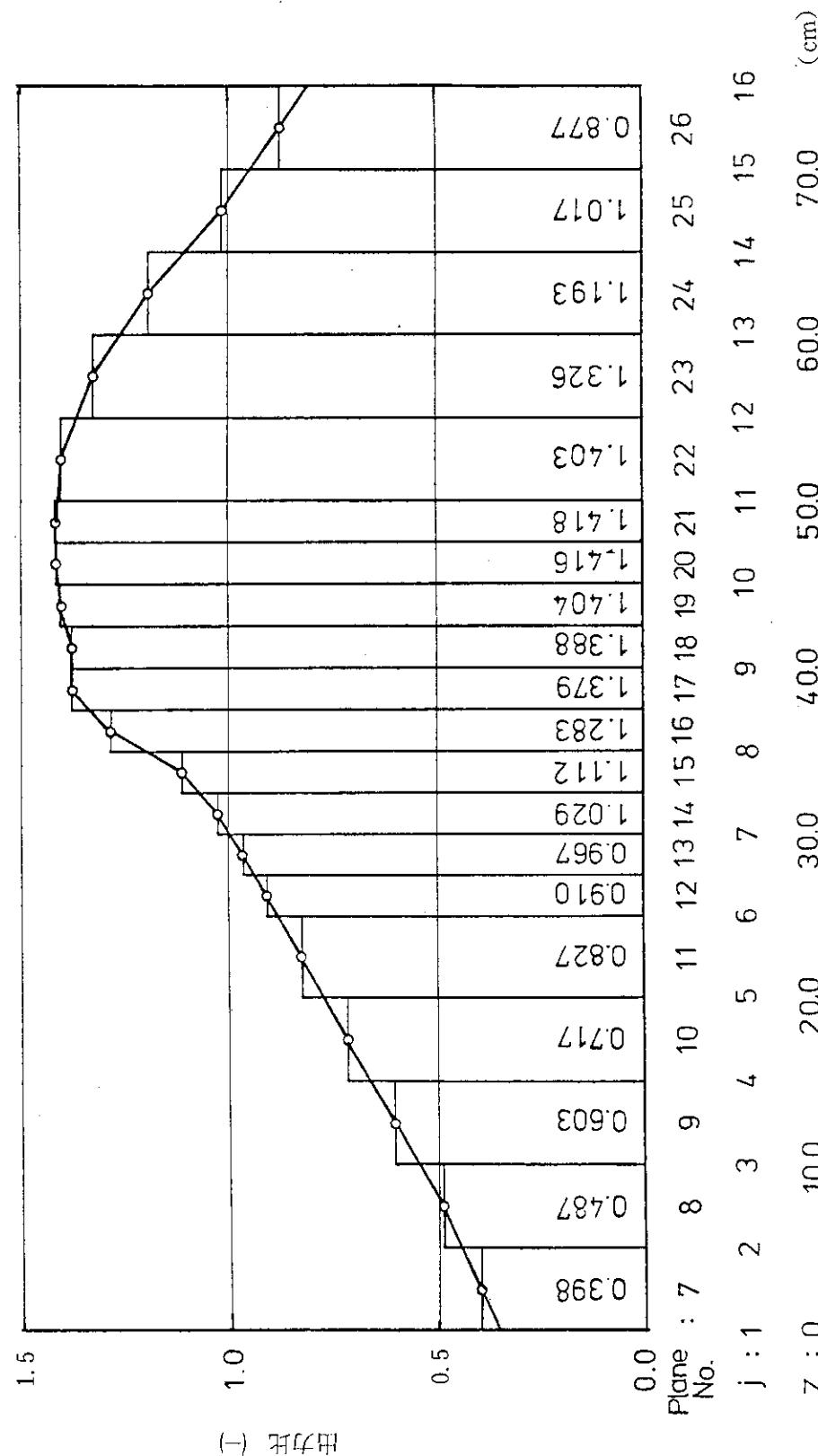


図3.4 ホットチャンネルの長手方向出力分布

(2) 燃料芯材最高温度

a. 燃料板形状と炉心構成

JRR-3 の燃料要素は、低濃縮ウランを使用した ETR 型燃料要素であり、燃料板のみが主要部をなす標準型燃料要素と、制御棒の下方に燃料板が取付けられるフォロア型燃料要素の 2 種類がある。

標準型燃料要素は、芯材をアルミニウム合金で被覆した燃料板 20 枚を等間隔に配列したもので、側板に固定されている。

フォロア型燃料要素は、標準型燃料要素と同様に芯材をアルミニウム合金で被覆した燃料板 16 枚を等間隔に配列し、側板に固定したものである。

これらの燃料要素の概要図を図 3.5(a), (b) に示す。主な仕様を表 3.1 に示す。

b. 燃料板の温度算出式

燃料芯材最高温度 T_{\max} は、以下の式で計算する。

$$T_{\max} = T_w + \left(\frac{S^2}{2k_{core}} + \frac{S \cdot \delta}{k_{clad}} \right) q \quad (3.1.1)$$

ここに、 T_w : 燃料板表面最高温度 (°C)

q : 発熱量 (kcal/h · m³)

S : 燃料芯材厚さの $\frac{1}{2}$ (m)

δ : 被覆材厚さ (m)

k_{core} : 燃料芯材の熱伝導率 (kcal/m · h · °C)

k_{clad} : 被覆材の熱伝導率 (kcal/m · h · °C)

である。

(3.1.1) 式中の燃料板表面最高温度 T_w は、ホットスポットにおける表面温度であり、 Dittus-Boelter の式から下記のように求まる。

$$q = 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4} \frac{k_1}{D_e} (T_w - T_b) \quad (3.1.2)$$

ここに、 R_e : レイノルズ数 (-)

P_r : プラントル数 (-)

k_1 : 冷却材の熱伝導率 (kcal/m · h · °C)

D_e : サブチャンネルの等価水力直径 (m)

T_b : バルク水温

である。

通常運転時の燃料芯材最高温度は (3.1.1), (3.1.2) 式から後述するように 107 °C となる。これは、許容最高温度 400 °C より充分低い。詳細を 3.1 (3) 項で述べる。

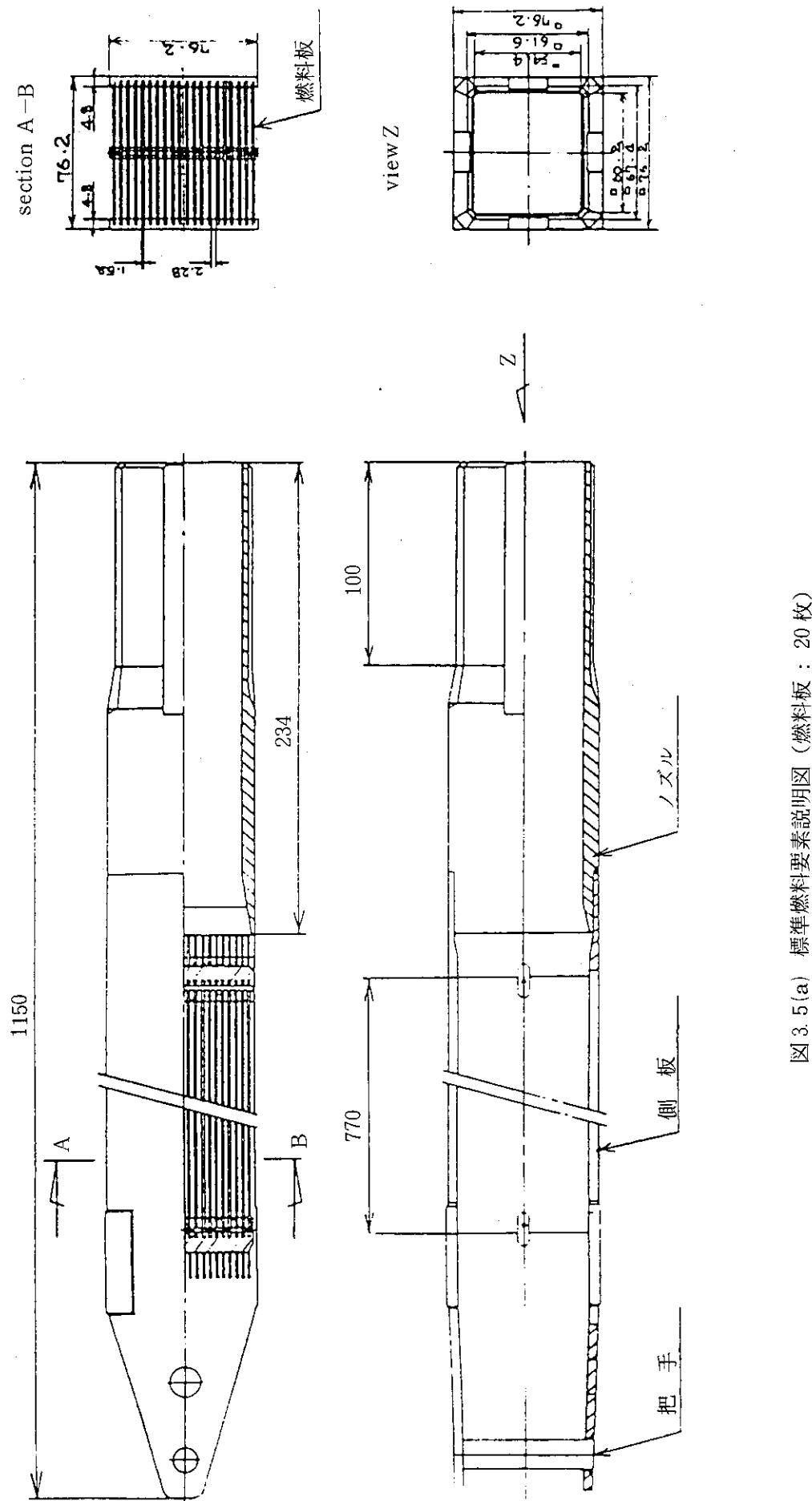


図 3.5(a) 標準燃料要素説明図 (燃料板 : 20 枚)

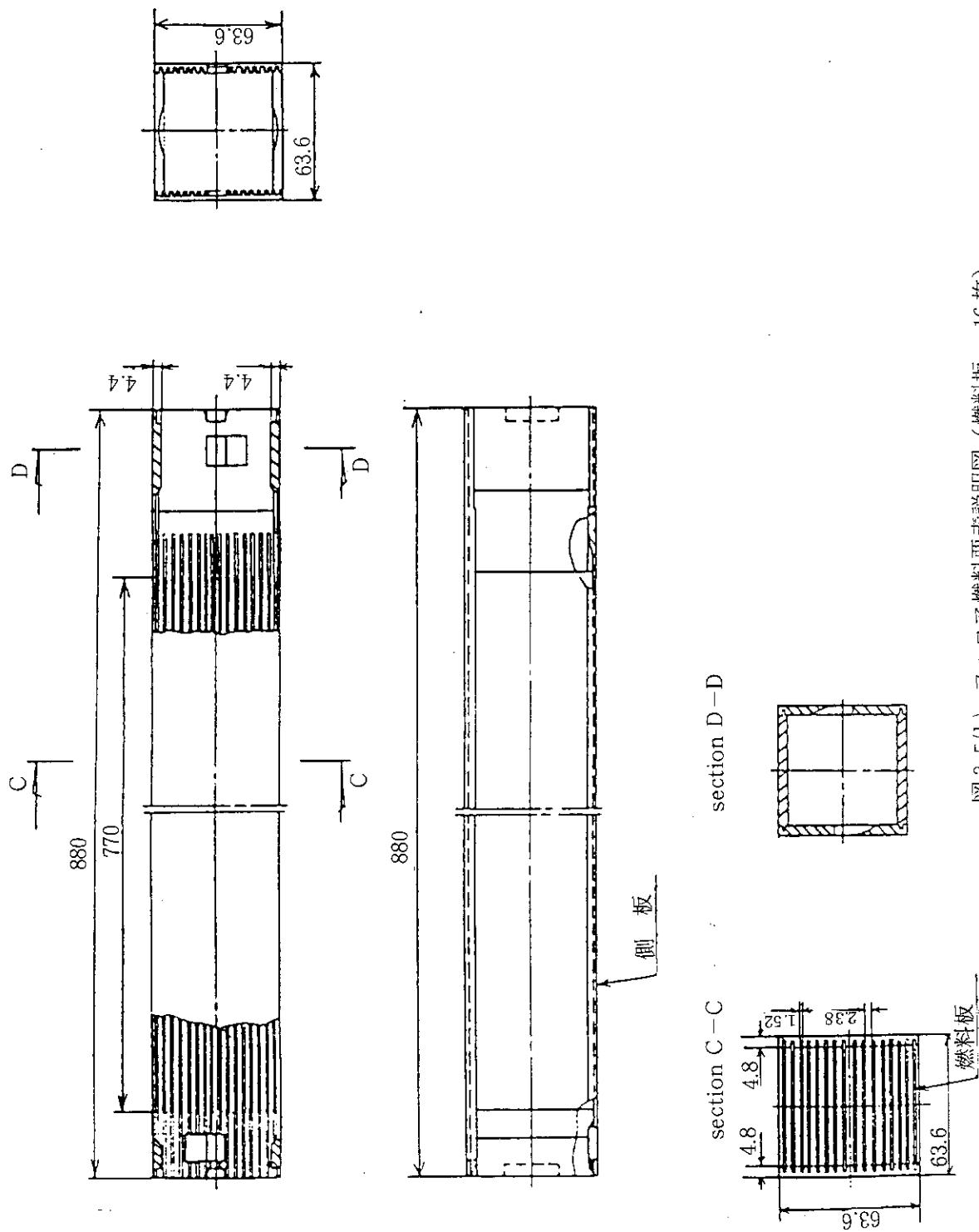


表 3.1 JRR-3 燃料要素設計仕様

項目	燃料要素	標準型燃料要素	フォロワ型燃料要素
外 形 尺 法 (mm)		約 76.2 × 76.2 × 1150	約 64 × 64 × 880
U-235 濃縮度(%)		約 20	約 20
U-235 含有量(g)		約 300	約 190
ウラン密度 (g/cm ³)		約 2.2	約 2.2
芯 材	厚 さ(mm)	約 0.76	約 0.76
	幅 (mm)	約 61.6	約 49.0
	長 さ(mm)	約 750	約 750
被 覆	厚 さ(mm)	約 0.38	約 0.38
燃料板	厚 さ(mm)	約 1.52	約 1.52
	幅 (mm)	約 71	約 60
	長 さ(mm)	約 770	約 770
冷却水流路数		19	15
冷却水流路厚さ(mm)		2.28 (x 19)	約 2.38 (x 15)
燃料芯材		ウラン・アルミニウム分散型合金 (UA1z-Al)	
被覆材・構造材		アルミニウム合金 AG3NE 又は相当品	
燃料板の製作		ピクチュアフレーム法による。熱間、冷間圧延を行い所定の厚さとする。	
燃料要素の組立		ロールスウェージ法により側板に固定する。	
製作時の 主要検査	燃料板	プリスタ検査、X線透過試験、外観検査	
	要 素	ウォーターギャップ検査、寸法検査	

(3) 流量配分計画

a. 冷却材流速

JRR-3改造炉の炉心熱水力特性に関し基本となる冷却材流速の評価を、炉心及び炉心周辺部を次の7領域に大別して行う。

- a. 標準型燃料要素領域
- b. フォロア型燃料要素領域
- c. 燃料側板間ギャップ領域
- d. 照射筒領域
- e. Be 反射体領域
- f. コアバイパス領域
- g. 自然循環孔

上記7領域の流動損失特性と、これに基づく流量配分特性を示す。

a. 流動損失特性

流動損失評価に際し、図3.6～図3.11に示した各流路形状に対し流路形状の特徴を考慮して流路を分割し、図に示したように番号を付す。流路形状の特徴を、

- * 流路面積一定の流路部（直流路部）
- * 流路の拡大部
- * 流路の縮小部

に大別して、流路を分割する。

a.-1. 標準型燃料要素の流動損失評価

図3.6に示す標準型燃料要素の、流路形状の特徴に従って分割して番号を付した領域に対し、次の流動損失係数 K_i ($i = 1, 2, \dots$) を定義する。

$$\Delta P_i = K_i \frac{u_i^2}{2g} \quad (\text{水頭 m}) \quad (3.1.3)$$

ここで、 i は領域番号、 ΔP : 流動損失水頭、 u_i は領域 i に対する基準速度 (m/s)、 g は重力加速度 (m/s^2) である。基準速度 u_i は流路面積一定の流路部ではその流速、流路の拡大・縮小部ではその前後の流速大なる方の流速をとる。直流路部は $K_i = \lambda_i \frac{l_i}{D_{ei}}$ で評価する。ここで、 λ_i は表面摩擦損失係数でレイノルズ数の関数、 l_i は流路長、 D_{ei} は水力等価直徑である。直流路部の表面摩擦損失係数 λ_i を求めるに必要なレイノルズ数算出に当っては、40 °Cでの動粘性係数を用い、さらに流速に対しては領域4で $6.237 m/s$ を用いる。他の領域では、領域4で $6.237 m/s$ を基準にした流速を用いる。

* 領域1（縮小部） : $K_1 = 0.5$

* 領域2（直流路部） : $S_2 = 5.075 \times 10^{-3} m^2$, $S_4 = 3.117 \times 10^{-3} m^2$

$$u_2 = 6.237 \times (S_4/S_2) = 3.831 m/s$$

$$D_{e2} = 0.0718 m$$

$$R_e = u_2 D_{e2} / \nu = \frac{3.831 \times 0.0718}{0.668 \times 10^{-6}} = 4.12 \times 10^5$$

$$\therefore \lambda_2 = 0.0136$$

$$K_2 = \lambda_2 \frac{l_2}{D_{e2}} = 0.0136 \times \frac{0.0365}{0.0718} = 6.91 \times 10^{-3}$$

* 領域 3 (縮小部) : $K_3 = 0.5$

* 領域 4 (直流路部) : $u_4 = 6.237 \text{ m/s}$, $D_{e4} = 4.41 \times 10^{-3} \text{ m}$

$$R_e = u_4 D_{e4} / \nu = \frac{6.237 \times 0.00441}{0.668 \times 10^{-6}} = 4.12 \times 10^4$$

$$\therefore \lambda_4 = 0.0218$$

$$K_4 = \lambda_4 \frac{l_2}{D_{e4}} = 0.0218 \times \frac{0.77}{0.00441} = 3.806$$

* 領域 5 (拡大部) : $S_4 / S_6 = 0.608$, $\therefore K_5 = \{1 - (S_4 / S_6)\} = 0.16$

* 領域 6 (直流路部) : $S_6 = 0.005128 \text{ m}^2$

$$u_6 = 6.237 \times (S_4 / S_6) = 3.791 \text{ m/s}$$

$$D_{e6} = 0.07142 \text{ m}$$

$$R_e = u_6 D_{e6} / \nu = \frac{3.791 \times 0.07142}{0.668 \times 10^{-6}} = 4.05 \times 10^5$$

$$\therefore \lambda_6 = 0.0137$$

$$K_6 = \lambda_6 \frac{l_6}{D_{e6}} = 0.0137 \times \frac{0.022}{0.07142} = 4.21 \times 10^{-3}$$

* 領域 7, 8 (直流路部で近似)

$$: S_8 = 0.003624 \text{ m}^2$$

$$u_8 = 6.237 \times S_4 / S_8 = 5.364 \text{ m/s}$$

$$D_{e8} = 0.0602 \text{ m}$$

$$R_e = u_8 D_{e8} / \nu = 5.364 \times 0.0602 / 0.668 \times 10^{-6} = 4.834 \times 10^5$$

$$\therefore \lambda_8 = 0.0132$$

$$K_8 = \lambda_8 \frac{l_{7,8}}{D_{e8}} = 0.0132 \times \frac{0.318}{0.0602} = 0.0699$$

* 領域 9 (拡大部) : $S_9 = 0.00965 \text{ m}^2$, $S_8 / S_9 = 0.375$

$$K_9 = \{1 - (S_8 / S_9)\}^2 = 0.39$$

上述の領域 4 の表面摩擦損失係数 λ については、別途標準燃料要素模擬体を用いたモックアップ試験で、 λ の評価の妥当性を調べている。

各領域の K 値を表 3.2 に、基準流速と共に示す。

a.-2. フォロア型燃料要素の流動損失評価

標準型燃料要素の流動損失評価の場合と同様、動粘性係数は水温40°Cで評価する。また各領域での流速は、図 3.7 に示す領域 6 で流速 5.6 m/s を基準にした流速を用いる。図 3.7 に示した各領域に対する流動損失係数 K は次のように求まる。

* 領域 1 (縮小部) : $K_1 = 0.5$

* 領域 2 (直流路部) : $S_2 = 4.382 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $D_{e2} = 0.0662 \text{ m}$,

$$S_6 = 2.457 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$u_2 = 5.6 \times (S_6/S_2) = 5.6 \times \left(\frac{2.457}{4.382} \right) = 3.140 \text{ m/s}$$

$$R_e = u_2 D_{e2} / \nu = \frac{3.140 \times 0.0662}{0.668 \times 10^{-6}} = 3.11 \times 10^5$$

$$\therefore \lambda_2 = 0.0144$$

$$K_2 = \lambda_2 \frac{l_2}{D_{e2}} = 0.0144 \times \frac{0.1515}{0.0662} = 0.0330$$

* 領域3（縮小部） : $S_4 = 2.809 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $S_4/S_2 = 0.641$

$$K_3 \doteq 0.18$$

* 領域4（直流路部） : $u_4 = 5.6 \times \left(\frac{S_6}{S_4} \right) = 4.89 \text{ m/s}$, $D_{e4} = 0.0536 \text{ m}$

$$R_e = \frac{4.89 \times 0.0536}{0.668 \times 10^{-6}} = 3.93 \times 10^5$$

$$\therefore \lambda_4 = 0.0138$$

$$K_4 = \lambda_4 \frac{l_4}{D_{e4}} = 0.0138 \times \frac{0.7825}{0.05364} \doteq 0.201$$

* 領域5（縮小部） : $S_6/S_4 = \frac{2.457 \times 10^{-3}}{2.809 \times 10^{-3}} = 0.8747$

$$K_5 \doteq 0.1$$

* 領域6（直流路部） : $u_6 = 5.6 \text{ m/s}$, $D_{e6} = 0.0046 \text{ m}$

$$R_e = \frac{5.6 \times 0.0046}{0.668 \times 10^{-6}} = 3.85 \times 10^4$$

$$\therefore \lambda = 0.022$$

$$K_6 = 0.022 \times \frac{0.77}{0.0046} = 3.683$$

* 領域7, 8（アダプター部）

: $K_{7,8} = 1.11$ (実測値)^(注)

* 領域9（縮小部） : $S_9 = 1.75 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $S_8 = 2.27 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

$$S_9/S_8 = 0.771, u_9 = 5.6 \times \left(\frac{S_6}{S_9} \right) = 7.86 \text{ m/s}$$

$$K_9 \doteq 0.1$$

* 領域10（縮小+直管+拡大部）

: $S_{10} = 3.126 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $u_{10} = 4.40 \text{ m/s}$

$$S'_9 = 3.42 \times 10^{-3} \text{ m}^2, S_{10} = 3.126 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S_{10}/S'_9 = 0.914$$

$$\therefore K_{10} \text{ (縮小)} \doteq 0.04$$

$$K_{10} \text{ (拡大)} \doteq 0.01$$

(注) モックアップ試験結果

$$u_{10} = 5.6 \times \frac{0.002457}{0.003126} = 4.40 \text{ m/s}$$

$$D_{e10} = 0.0262 \text{ m}$$

$$R_e = \frac{4.40 \times 0.0262}{0.668 \times 10^{-6}} = 1.726 \times 10^5$$

$$\therefore \lambda_{10} = 0.016$$

$$K_{10} (\text{直流路部}) = \lambda_{10} \frac{l_{10}}{D_{e10}} = 0.016 \times \frac{0.12}{0.0262} \\ \doteq 0.073$$

$$\text{ゆえに } K_{10} = \sum K_{10} = 0.123$$

$$* \text{領域11 (直流路部)} : S_{11} = 0.00342 \text{ m}^2, D_{e11} = 0.0312 \text{ m}$$

$$u_{11} = 5.6 \times \frac{S_6}{S_{11}} = 5.6 \times \frac{2.457}{3.42} = 4.023 \text{ m/s}$$

$$R_e = \frac{4.023 \times 0.0312}{0.668 \times 10^{-6}} = 1.882 \times 10^5$$

$$\therefore \lambda_{11} = 0.016$$

$$K_{11} = \lambda_{11} \frac{l_{11}}{D_{e11}} = 0.016 \times \frac{0.78}{0.0312} = 0.40$$

$$* \text{領域12 (拡大)} : S_{12} = 0.02 \text{ m}^2, u_2 = 5.6 \frac{S_6}{S_{12}} = 0.688 \text{ m/s}$$

$$S_{11}/S_{12} = \frac{0.00342}{0.02} = 0.171$$

$$K_{12} (\text{拡大}) = 0.687$$

以上のKの値を、基準流速と共に表3.2に示す。

a.-3 燃料側板間ギャップ領域の流動損失評価

直流路部でのレイノルズ数評価のための水温は、これまでと同様40°Cで行う。図3.8に示した各分割領域での流動損失係数を以下に示す。基準速度を領域2で1.5m/sとする。

$$* \text{領域1 (縮小部)} : S_0 = 8.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2, S_1 = 1.534 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$S_1/S_0 = 0.1724$$

$$K_1 = 0.39$$

$$* \text{領域2 (直流路部)} : D_{e2} = \frac{4 \times 1.534 \times 10^{-4}}{0.3088} = 1.987 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$R_e = \frac{1.5 \times 0.001987}{0.668 \times 10^{-6}} = 4.5 \times 10^3$$

$$\therefore \lambda_2 = 0.039$$

$$K_2 = \lambda_2 \frac{l_2}{D_{e2}} = 0.039 \times \frac{0.9425}{0.001987} = 18.50$$

$$* \text{領域3 (縮小部)} : S_4 = 4 \times 10^{-5} \text{ m}^2, S_2 = 1.53 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$S_4/S_2 = 0.261, u_4 = 1.5 \frac{S_2}{S_4} = 5.75 \text{ m/s}$$

$$K_3 = 0.36$$

$$* \text{ 領域 } 4 \text{ (直流路部) : } D_{e4} = \frac{0.0005 \times 0.02 \times 4}{2 \times (0.0005 + 0.02)} = 9.76 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$R_e = \frac{5.75 \times 9.76 \times 10^{-4}}{0.668 \times 10^{-6}} = 0.84 \times 10^4$$

$$\therefore \lambda_4 = 0.032$$

$$K_4 = \lambda_4 \frac{l_4}{D_{e4}} = 0.032 \times \frac{0.12}{0.000976} = 3.934$$

$$* \text{ 領域 } 5 \text{ (拡大部) : } K_5 = 1$$

以上の結果を、各領域の流速と共に表 3.2 に示す。

a.-4. コアバイパス (重水タンク内胴と Be 反射体の間の隙間) 領域の流動損失係数評価

図 3.9 に示す各分割した領域での流動損失係数 K を以下に示す。基準速度を領域 4 で 3.5 m/s にとる。レイノルズ数算出は水温 40°C での動粘性係数を用いて行う。

$$* \text{ 領域 } 1 \text{ (縮小部) : } K_1 = 0.5$$

$$* \text{ 領域 } 2 \text{ (直流路部) : } S_2 = 0.06286 \text{ m}^2, D_e = 0.06 \text{ m}$$

$$S_4 = 0.0056266 \text{ m}^2,$$

$$u_2 = 3.5 \times \frac{S_4}{S_2} = 0.3133 \text{ m/s}$$

$$R_e = \frac{0.3133 \times 0.06}{0.668 \times 10^{-6}} = 2.81 \times 10^4$$

$$\therefore \lambda_2 = 0.024$$

$$K_2 = \lambda_2 \frac{l_2}{D_{e2}} = 0.024 \times \frac{0.073}{0.06} = 0.030$$

$$* \text{ 領域 } 3 \text{ (縮小部) : } S_3 = 0.05598 \text{ m}^2, S_4/S_3 = 0.1$$

$$K_3 = 0.41$$

$$* \text{ 領域 } 4 \text{ (直流路部) : } u = 3.5 \text{ m/s}, D_{e4} = 0.006 \text{ m},$$

$$R_e = \frac{3.5 \times 0.006}{0.668 \times 10^{-6}} = 3.15 \times 10^4$$

$$\therefore \lambda_4 = 0.023$$

$$K_4 = \lambda_4 \frac{l_4}{D_{e4}} = 0.023 \times \frac{1.4}{0.006} = 5.37$$

$$* \text{ 領域 } 5 \text{ (縮小部) : } S_5 = 0.004 \times 0.12 \times 4 = 0.00192, S_6/S_5 = 0.341$$

$$K_5 = 0.33, u_6 = 10.26 \text{ m/s}$$

$$* \text{ 領域 } 6 \text{ (直流路部) : } u_6 = 3.5 \times \left(\frac{S_4}{S_6} \right) = 10.792 \text{ m/s}, D_{e6} = 0.006 \text{ m}$$

$$R_e = \frac{10.792 \times 0.006}{0.668 \times 10^{-6}} = 9.22 \times 10^4$$

$$\therefore \lambda_6 = 0.018$$

$$K_6 = \lambda_6 \frac{l_6}{D_{e6}} = 0.018 \times \frac{0.02}{0.006} = 0.06$$

$$(曲り部) : K_6 = 0.131 + 0.1632 \left(\frac{8}{11} \right)^{3.5} = 0.1845$$

$$\text{ゆえに } K_6 = \Sigma K_6 = 0.2445$$

$$* \text{領域 7 (縮小部)} : S_8 = 0.002513 \text{ m}^2, S'_8 = 0.00864 \text{ m}^2$$

$$S_8 / S'_8 = 0.30$$

$$\therefore K_7 = 0.33$$

$$* \text{領域 8 (直管部)} : D_e = 0.01414 \text{ m}, u_8 = 3.5 \times \frac{S_4}{S_8} = 7.84 \text{ m/s}$$

$$R_e = \frac{7.84 \times 0.01414}{0.668 \times 10^{-6}} = 1.66 \times 10^5$$

$$\therefore \lambda_8 = 0.016$$

$$K_8 = \lambda_8 \frac{l_8}{D_{e8}} = 0.016 \times \frac{0.12}{0.01414} = 0.136$$

$$* \text{領域 9 (拡大部)} : S_{10} = 0.0144 \text{ m}^2, D_{e10} = 0.06 \text{ m}$$

$$S_8 / S_{10} = 0.1745$$

$$K_9 = 0.681$$

$$* \text{領域 10 (直流路部)} : u_{10} = 3.5 \times \frac{S_4}{S_{10}} = 1.367 \text{ m/s}$$

$$R_e = \frac{1.367 \times 0.06}{0.668 \times 10^{-6}} = 1.225 \times 10^5$$

$$\therefore \lambda = 0.017$$

$$K_{10} = 0.017 \times \frac{0.08}{0.06} = 0.023$$

$$* \text{領域 11 (拡大部)} : K_{11} = 1.0$$

a.-5 Be 反射体領域の流動損失係数の評価

これまでと同様に40°Cの水温で動粘性係数を評価し、基準の流速を図3.10に示す領域4で3.75 m/s にとって考える。

$$* \text{領域 1 (縮小部)} : K_1 = 0.5$$

$$* \text{領域 2 (直流路部)} : S_2 = 0.00159 \text{ m}^2, S_4 = 0.000334 \text{ m}^2$$

$$u_2 = 3.75 \times \frac{S_4}{S_2} = 0.787 \text{ m/s}, D_e = 0.045 \text{ m}$$

$$R_e = \frac{0.787 \times 0.045}{0.668 \times 10^{-6}} = 5.31 \times 10^4$$

$$\therefore \lambda_2 = 0.021$$

$$K_2 = 0.021 \times \frac{0.03}{0.045} = 0.0133$$

* 領域 3 (縮小部) : $K_3 = 0.5$

* 領域 4 (直流路部) : $u_4 = 3.75 \text{ m/s}$, $D_{e4} = 0.005 \text{ m}$,

$$R_e = \frac{3.75 \times 0.005}{0.668 \times 10^{-6}} = 2.81 \times 10^4$$

$$\lambda = 0.024$$

$$K_4 = 0.024 \times \frac{1.424}{0.005} = 6.835$$

* 領域 5 (拡大部) : $S_6 = 0.00159 \text{ m}^2$, $S_4/S_6 = 0.21$

$$K_5 = 0.624$$

* 領域 6, 7 (直流路部)

$$: u_6 = 3.75 \times \left(\frac{S_4}{S_6} \right) = 0.789 \text{ m/s}, D_{e6} = 0.045 \text{ m}$$

$$R_e = \frac{0.789 \times 0.045}{0.668 \times 10^{-6}} = 5.333 \times 10^4$$

$$\lambda = 0.020$$

$$K_6 = 0.020 \times \frac{0.083}{0.045} = 0.037$$

* 領域 8 (縮小部) : $S_9 = 0.0001767 \text{ m}^2$

$$K_8 = 0.5$$

* 領域 9 (直流路部) : $u_8 = 3.75 \times \left(\frac{S_4}{S_9} \right) = 7.09 \text{ m/s}, D_{e9} = 0.015 \text{ m}$

$$R_e = \frac{7.09 \times 0.015}{0.668 \times 10^{-6}} = 1.592 \times 10^5$$

$$\therefore \lambda = 0.016$$

$$K_9 = 0.016 \times \frac{0.2}{0.015} = 0.214$$

* 領域 10 (拡大部) : $K_{10} = 1$

K の値を各領域の速度と共に表 3.2 に示す。

a.-6. 照射筒領域の流動損失係数評価

40°Cの水温で動粘性係数を評価し、基準の流速を図 3.11 に示す領域 2 で 6.0 m/s にとって考える。

* 領域 1 (縮小部) : $K_1 = 0.5$

* 領域 2 (直流路部) : $S_2 = 0.0005066 \text{ m}^2$, $u_2 = 6.0 \text{ m/s}$

$$D_{e2} = 0.005 \text{ m}$$

$$R_e = \frac{6.0 \times 0.005}{0.668 \times 10^{-6}} = 4.49 \times 10^4$$

$$\therefore \lambda_2 = 0.0214$$

$$K_2 = 0.0214 \times \frac{0.9615}{0.005} = 4.12$$

* 領域 3 (拡大部) : $S_4 = 0.003526 \text{ m}^2$, $S_2 / S_4 = 0.143$

$$K_3 = 0.735$$

* 領域 4 (直流路部) : $u_4 = 6.0 \times \frac{S_2}{S_4} = 0.862 \text{ m/s}$, $D_e = 0.067 \text{ m}$

$$R_e = \frac{0.862 \times 0.067}{0.668 \times 10^{-6}} = 8.67 \times 10^4$$

$$\therefore \lambda = 0.0185$$

$$K_4 = 0.0185 \times \frac{0.054}{0.067} = 0.0149$$

* 領域 5 (拡大部) : $S'_6 = 0.00555 \text{ m}^2$, $S_4 / S'_6 = 0.635$

$$K_5 = 0.133$$

* 領域 6, 7 (直流路部)

: $D_{e7} = 0.0602 \text{ m}$, $S_7 = 0.003624 \text{ m}^2$

$$u_7 = 6.0 \times \left(\frac{S_2}{S_7} \right) = 0.187 \text{ m/s}$$

$$R_e = \frac{0.187 \times 0.0602}{0.668 \times 10^{-6}} = 1.68 \times 10^4$$

$$\lambda = 0.027$$

$$K_{6,7} = 0.027 \times \frac{0.22}{0.0602} = 0.10$$

* 領域 8 (拡大部) : $K = 1.0$

K の値を各領域の速度と共に、表 3.2 に示す。

a.-7. 自然循環孔の流動損失係数の評価

* 領域 1 (縮小部) : $K_1 = 0.5$

* 領域 2 (拡大部) : $K_2 = 1.0$

a.-6, a.-7 の K の値及び各領域の流速を表 3.2 に示す。

b. 流量配分特性

次に前項の流動損失係数を基にして標準型燃料要素内の平均流速が 6.237 m/s の時の各領域の流量配分と全流量を求める。

① 標準型燃料要素での圧損 ΔP

$$\begin{aligned} \Delta P = & \left\{ (0.5 + 0.00691) \left(\frac{3.831}{6.237} \right)^2 + (0.5 + 3.806 + 0.16) \right. \\ & \left. + 0.00421 \times \left(\frac{3.791}{6.237} \right)^2 + (0.07 + 0.39) \left(\frac{5.364}{6.237} \right)^2 \right\} \times \left(\frac{6.237^2}{2 \times 9.8} \right) \end{aligned}$$

$$= 9.92 \text{ m水頭}$$

② フォロア型燃料要素での流速

$$\Delta P = \left\{ (0.5 + 0.0330) \left(\frac{3.14}{5.6} \right)^2 + (0.18 + 0.201) \left(\frac{4.89}{5.6} \right)^2 + (0.1 + 3.683 + 1.11) \right. \\ \left. + 0.1 \times \left(\frac{7.86}{5.6} \right)^2 + 0.123 \left(\frac{4.40}{5.6} \right)^2 + 0.4 \left(\frac{4.023}{5.6} \right)^2 + 0.687 \left(\frac{0.688}{5.6} \right)^2 \right\} \frac{u^2}{2 \times 9.8} \\ = 0.344 u^2$$

$$\therefore u = 5.37 \text{ m/s}$$

③ 燃料側板間ギャップでの流速

$$\Delta P = \left\{ (0.39 + 18.50) + 10.36 + 3.934 + 1 \right\} \left(\frac{5.75}{1.5} \right)^2 \frac{u^2}{2 \times 9.8} \\ = 4.93 u^2$$

$$\therefore u = 1.42 \text{ m/s}$$

④ コアバイパスでの流速

$$\Delta P = \left\{ (0.5 + 0.030) \left(\frac{0.3133}{3.5} \right)^2 + (0.41 + 5.37) + (0.33 + 0.2445) \left(\frac{10.792}{3.5} \right)^2 \right. \\ \left. + (0.33 + 0.136 + 0.681) \times \left(\frac{7.84}{3.5} \right)^2 + (1.0 + 0.023) \left(\frac{1.36}{3.5} \right)^2 \right\} \\ \times \frac{u^2}{2 \times 9.8} = 0.875 u^2$$

$$\therefore u = 3.37 \text{ m/s}$$

⑤ Be 反射体での流速

$$\Delta P = \left\{ (0.5 + 0.0133) \left(\frac{0.789}{3.75} \right)^2 + (0.5 + 6.835 + 0.624) + 0.037 \left(\frac{0.789}{3.75} \right)^2 \right. \\ \left. + (0.5 + 0.214 + 1) \left(\frac{7.09}{3.75} \right)^2 \right\} \times \frac{u^2}{2 \times 9.8} = 0.720 u^2 \\ \therefore u = 3.71 \text{ m/s}$$

⑥ 照射筒での流速

$$\Delta P = \left\{ (0.5 + 4.12 + 0.735) + (0.0149 + 0.133) \left(\frac{0.862}{6.0} \right)^2 \right. \\ \left. + (0.10 + 1) \left(\frac{0.187}{6.0} \right)^2 \right\} \frac{u^2}{2 \times 9.8} = 0.273 u^2 \\ \therefore u = 6.03 \text{ m/s}$$

⑦ 自然循環孔での流速

$$\Delta P = 1.5 \times \frac{u^2}{2 \times 9.8} = 0.07653 u^2$$

$$\therefore u = 11.4 \text{ m/s}$$

以上の結果をもとに各領域の流路面積、流速、流量及び流量割合を求めたものを表 3.3 に示す。

b. 最適流量についての考察

次に最適流量についてホット・スポット・ファクターを考慮して、調べた結果について述べる。

① 計算に用いるホット・スポット・ファクター

* 核的因子

$$\text{水平方向出力分布因子 } F_R = 1.23$$

$$\text{垂直方向出力分布因子 } F_Z = 1.42 \quad (\text{出力分布は図 3.4 に示す。})$$

$$\text{局部的出力分布因子 } F_L = 1.51$$

$$\text{不確定性因子 } F_E = 1.18$$

* 工学的因子

$$\text{冷却水バルク温度上昇因子 } F_b = 1.33^*$$

$$\text{フィルム温度上昇因子 } F_f = 1.37^*$$

② ホットチャンネルでのバルク水温 T_{bj} 及び燃料板表面温度 T_w の算出方法

流路を入口側から等分割し、分割点 j において、次式により求める。

$$T_{bj} = T_{bj-1} + \frac{Q(Z_j) \cdot (F_R \cdot F_L \cdot F_E) \cdot F_b}{C_p \cdot W}$$

$$Q(Z_j) = \bar{Q} \cdot F(Z_j)$$

ここで、

$Q(Z_j)$: 流路 j における発熱量 (kcal/s)

\bar{Q} : 流路の平均発熱量 (kcal/s)

C_p : 比熱 (kcal/kg °C)

W : 一流路当りの流量 (kg/s)

一方、

$$T_{wj} = 0.5(T_{bj} + T_{bj-1}) + \frac{\bar{Q}/A_h}{h} \cdot F(Z_j) \cdot (F_R \cdot F_L \cdot F_E) \cdot F_f$$

ここで、

$$h = \frac{k_1 N_u}{d_e} = \frac{k_1 \cdot 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4}}{d_e} \quad (3.1.6)$$

h : 热伝達率 (kcal/m² · h · °C)

k_1 : 热伝導率 (kcal/m · h · °C)

R_e : レイノルズ数 (-)

P_r : プラントル数 (-)

d_e : 標準型燃料要素の水力等価直径 (m)

(注) * は統計処理した数値

N_u : ヌセルト数 (-)

A_h : 一流路当りの伝熱面積 (m^2)

③ 沸騰開始温度 T_{ONB} の算出方法

T_{ONB} は、 Bergles - Rohsenow の式と Dittus - Boelter の式の交点として求める。

$$\text{Bergles - Rohsenow の式: } q_{ONB} = 911 P^{1.56} \left[\frac{9}{5} (T_{wi} - T_{si}) \right]^{\frac{2.16}{P^{0.0234}}} \quad (3.1.7)$$

$$\text{Dittus - Boelter の式: } q = 0.023 \frac{k_1}{d_e} R_e^{0.8} P_r^{0.4} (T_{wi} - T_l)$$

上式で $q_{ONB} = q$ とおき、その時の T_{wi} を T_{ONB} とする。

ここで、

P : 圧力

T_{wi} : 加熱面温度 ($^{\circ}\text{C}$)

T_{si} : 鮎和温度 ($^{\circ}\text{C}$)

k_1 : 热伝導率 ($\text{kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot {^{\circ}\text{C}}$)

d_e : 水力等価直径 (m)

R_e : レイノルズ数 (-)

P_r : プラントル数 (-)

T_l : バルク水温 ($^{\circ}\text{C}$) = $0.5 (T_{bj} + T_{bj-1})$

最適流量を求めるために、冷却材流速を変数として、上記の各温度を算出したものを図3.12に示す。図中の ΔT_{ONB} は、沸騰開始温度と燃料板表面温度の差である。図より、冷却材流速が 6.2 m/s 付近で ΔT_{ONB} は最大となっていることがわかる。従って、1次系冷却材流量は、これを基準として $2400 \text{ m}^3/\text{hr}$ と設定した。

また、冷却材流速に対する燃料板入口及び出口の圧力を図3.13に、炉心出口温度を図3.14に示す。

上記の最適流速における温度分布および圧力分布をそれぞれ図3.15、図3.16に示す。図3.15より燃料板表面最高温度は 101°C であり、ここでの沸騰開始温度は 107°C であるから沸騰は起らない。また燃料ミート最高温度は 107°C であり、プリスター発生に対する限界温度 400°C より十分低い。なお、この時の平均チャンネルの炉心出口流体温度は、図3.14に示すように 44°C であり、ホットチャンネルの炉心出口流体温度は図3.15に示す様に 61°C である。

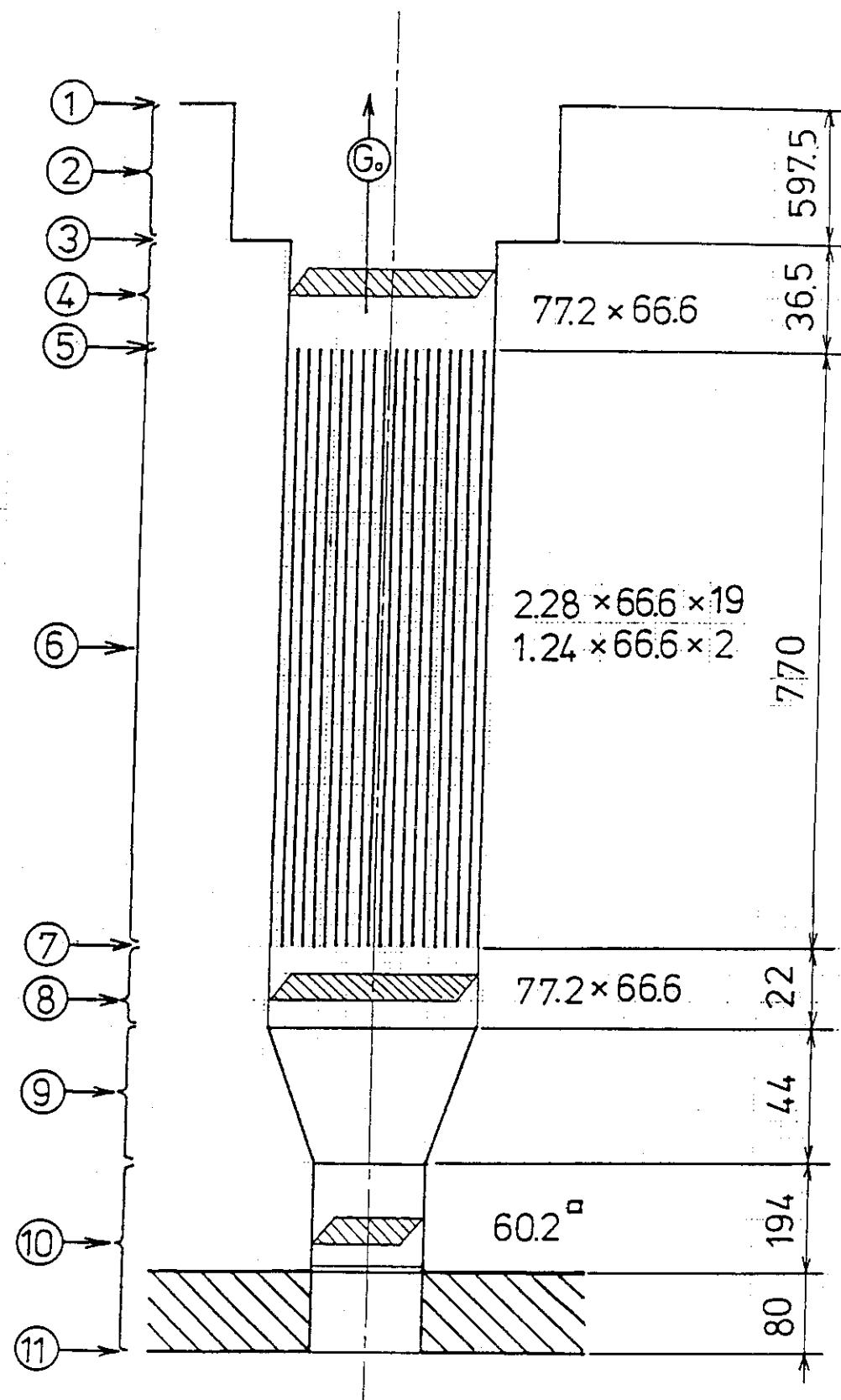


図 3.6 標準燃料要素の形状と領域区分

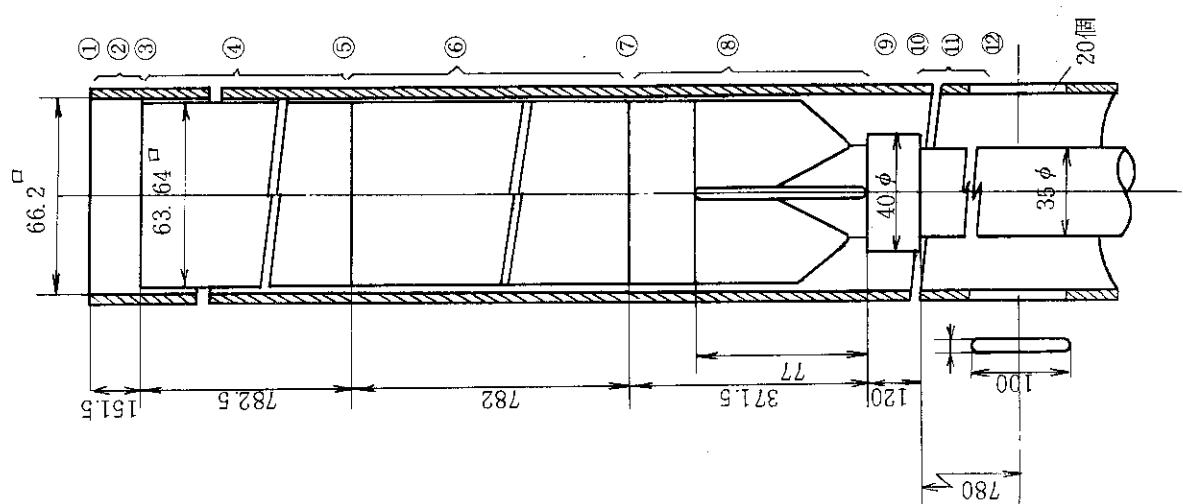


図 3.7 フォロア型燃料の形状と領域区分

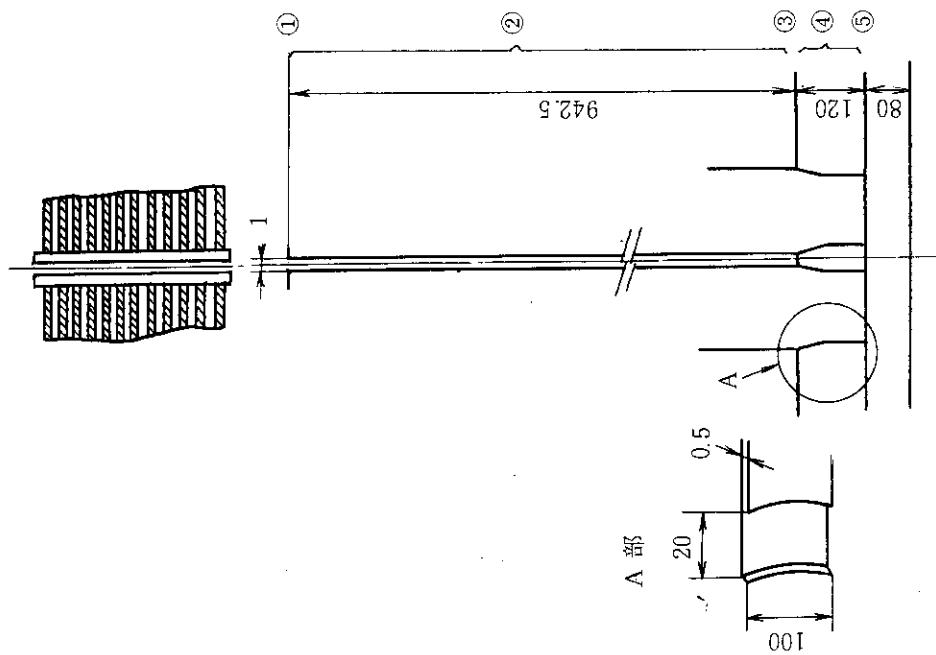


図 3.8 燃料側板間ギャップ形状と領域区分

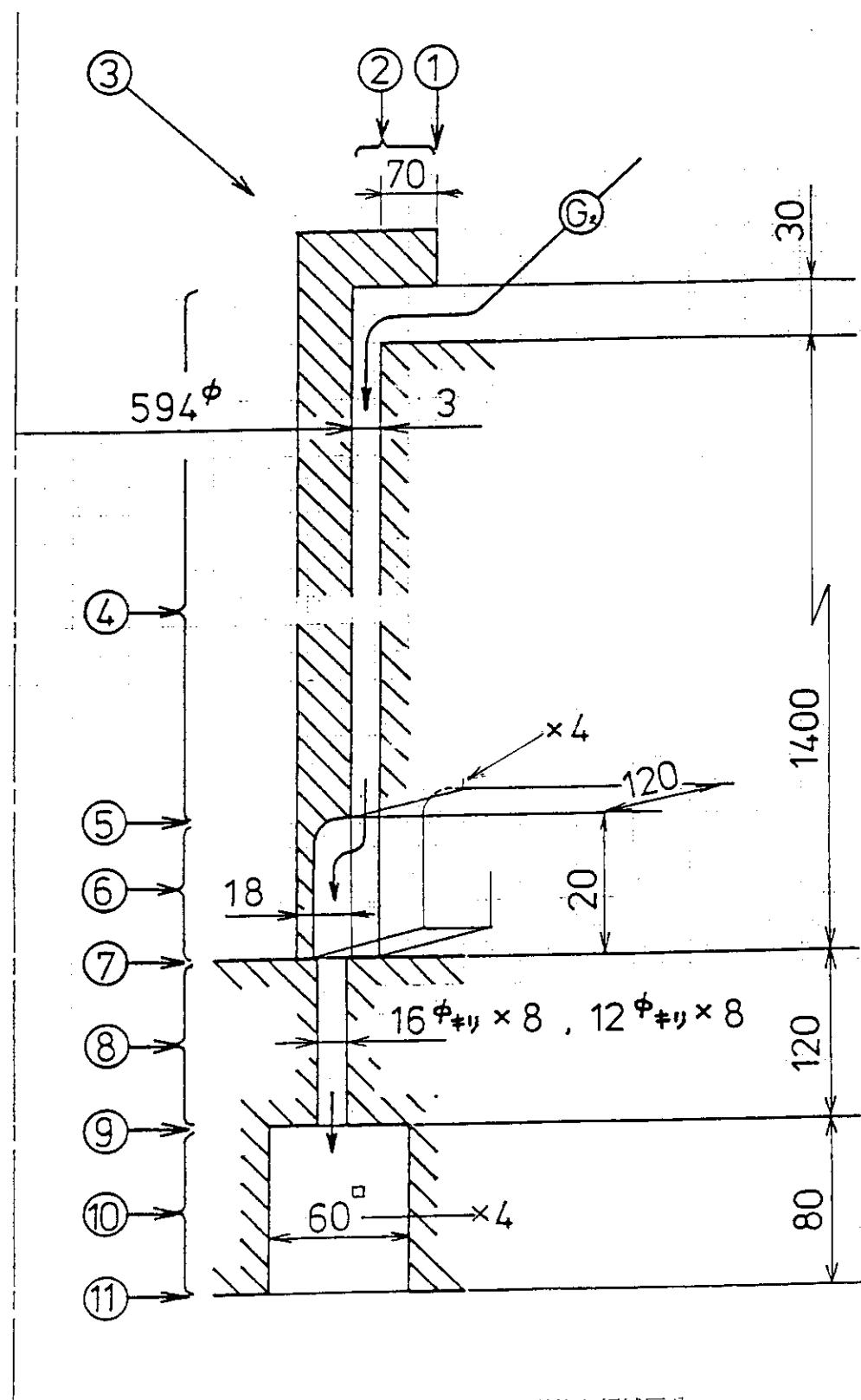


図 3.9 コアバイパス形状と領域区分

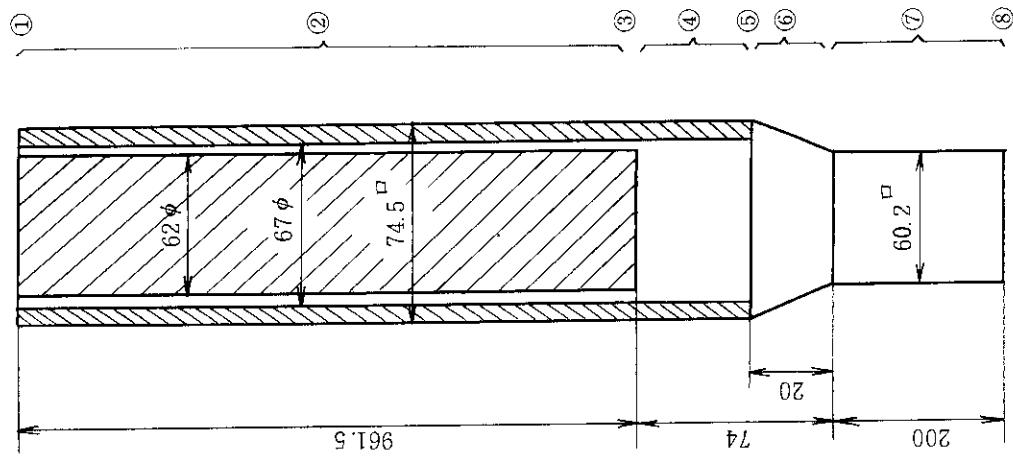


図 3.11 照射管の形状と領域区分

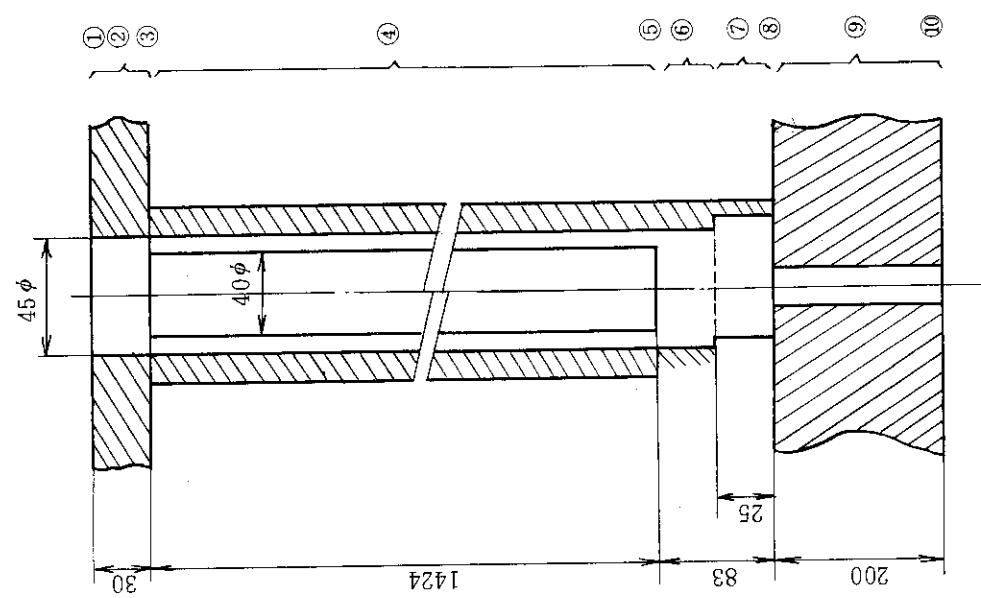


図 3.10 Be 反射体の形状と領域区分

表 3.2 各領域の基準流速と流動損失係数

領域 番号	名称	標準型燃 料要素	フォロア型 燃料要素	燃料側板 間ギャップ	コアバイ パス	Be 反射体	照 射 筒
流動 損失 係数 と 流速	1	0.5	0.5	0.39	0.5	0.5	0.5
		3.831m/s	3.14 m/s	1.5 m/s	0.3133m/s	0.787m/s	6.0 m/s
	2	0.00691	0.0330	18.50	0.030	0.0133	4.12
		3.831m/s	3.14	1.5	0.3133	0.787	6.0
	3	0.5	0.18	0.36	0.41	0.5	0.735
		6.237m/s	4.89	5.75	3.5	3.75	6.0
	4	3.806	0.201	3.934	5.37	6.835	0.0149
		6.237m/s	4.89	5.75	3.5	3.75	0.862
	5	0.16	0.1	1	0.33	0.624	0.133
		6.237m/s	5.6	5.75	10.26	3.75	0.862
	6	0.00421	3.683		0.2445	0.037	0.10
		3.791m/s	5.6		10.26	0.787	0.187
	7	0.0699	1.11		0.33		
		5.364m/s	5.6		7.84		
	8				0.136	0.5	1
					7.84	7.09	0.187
	9	0.39	0.1		0.681	0.214	
		5.364m/s	7.86		7.84	7.09	
	10		0.123		0.023	1	
			4.40		1.367	7.09	
	11		0.4		1		
			4.023		1.367		
	12		0.687				
			0.688				

表 3.3 炉心流量分配

項目 領 域	* 流路面積(m ²)	流速(m/s)	流量(m ³ /s)	流量割合(%)
標準型燃料	0.08104	6.24	0.5057	78.1
フォロア型燃料	0.01475	5.37	0.0792	12.2
燃料側板間隙間	0.00407	1.42	0.0058	0.9
コアバイパス	0.00566	3.37	0.0191	3.0
Be 反射体	0.00513	3.71	0.0190	2.9
照 射 筒	0.00253	6.03	0.0153	2.4
(自然循環孔)	(0.00030)	(11.4)	(0.0034)	(0.5)
合 計	0.011348		0.648 (約2400m ³ /h)	100

(* 標準型燃料要素上端から 560 mm 下方位置での面積)

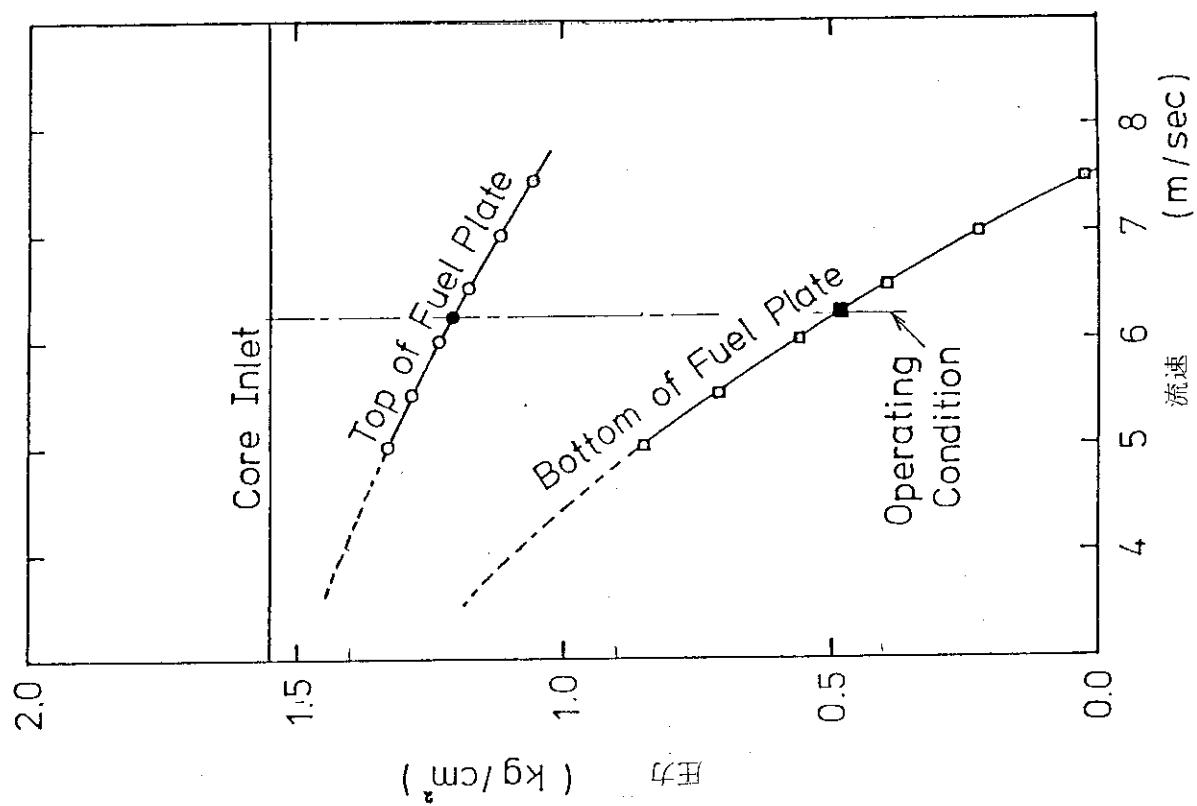


図 3.13 滲速と炉心圧力との関係

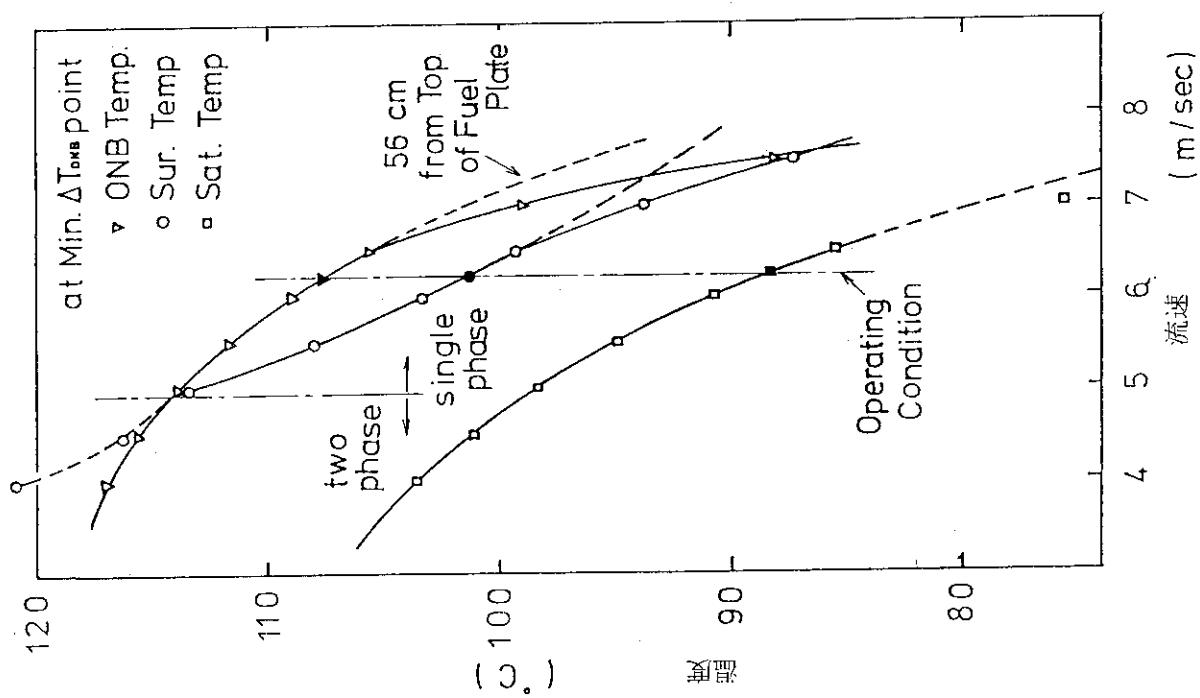


図 3.12 冷却材流速と温度との関係

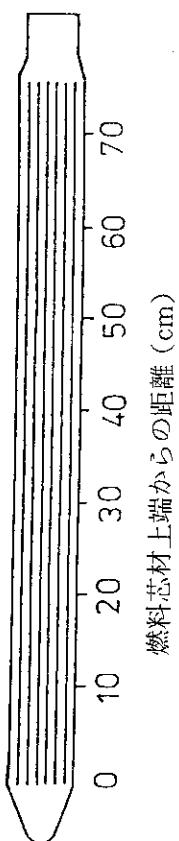
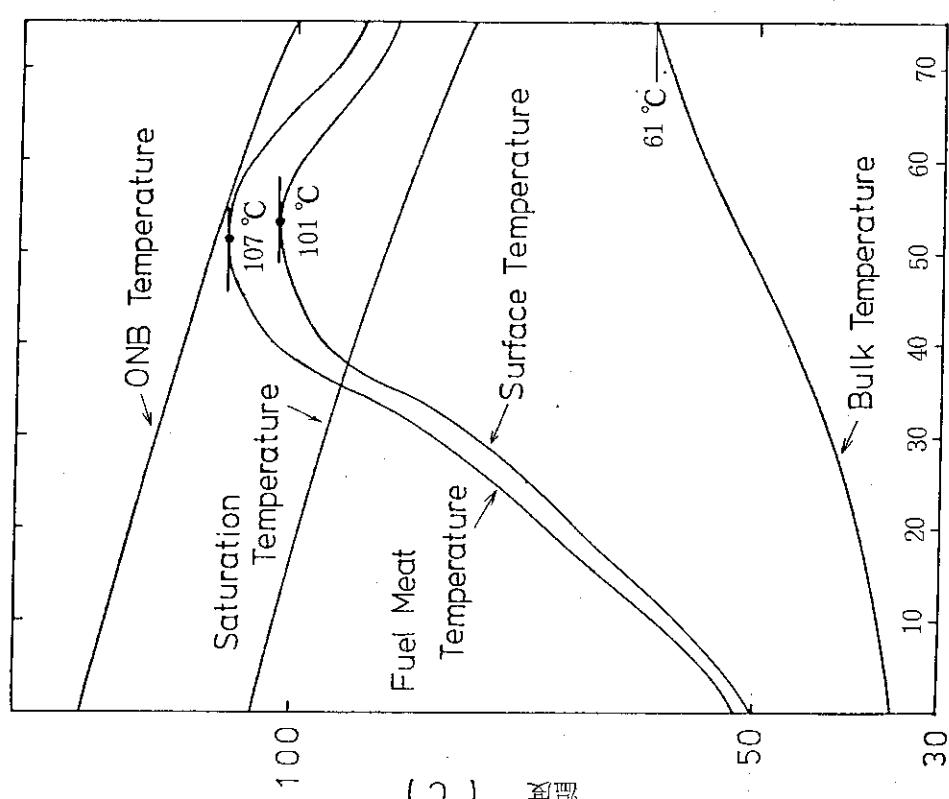


図 3.15 ホットチャンネルでの温度分布

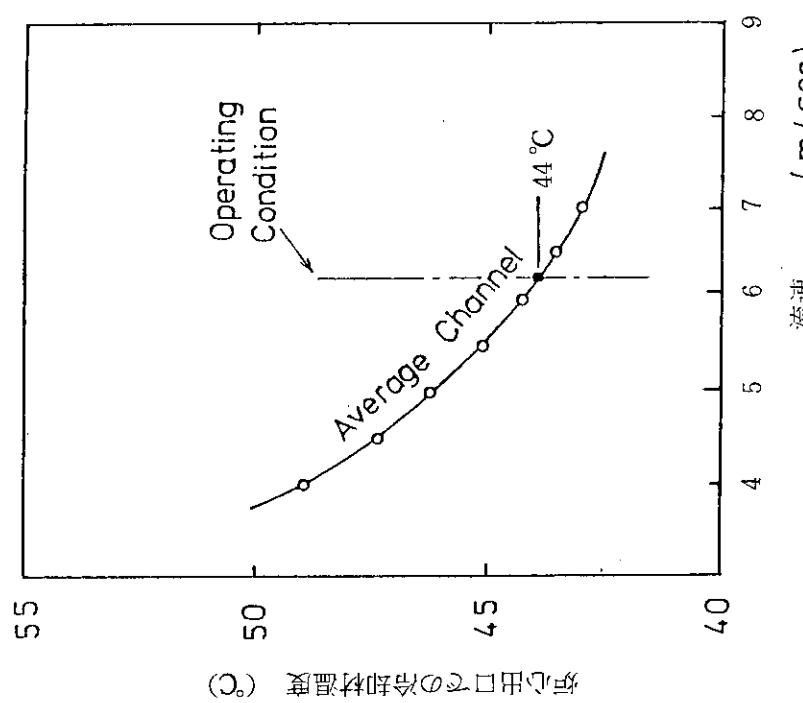


図 3.14 冷却材流速と炉心出口との関係

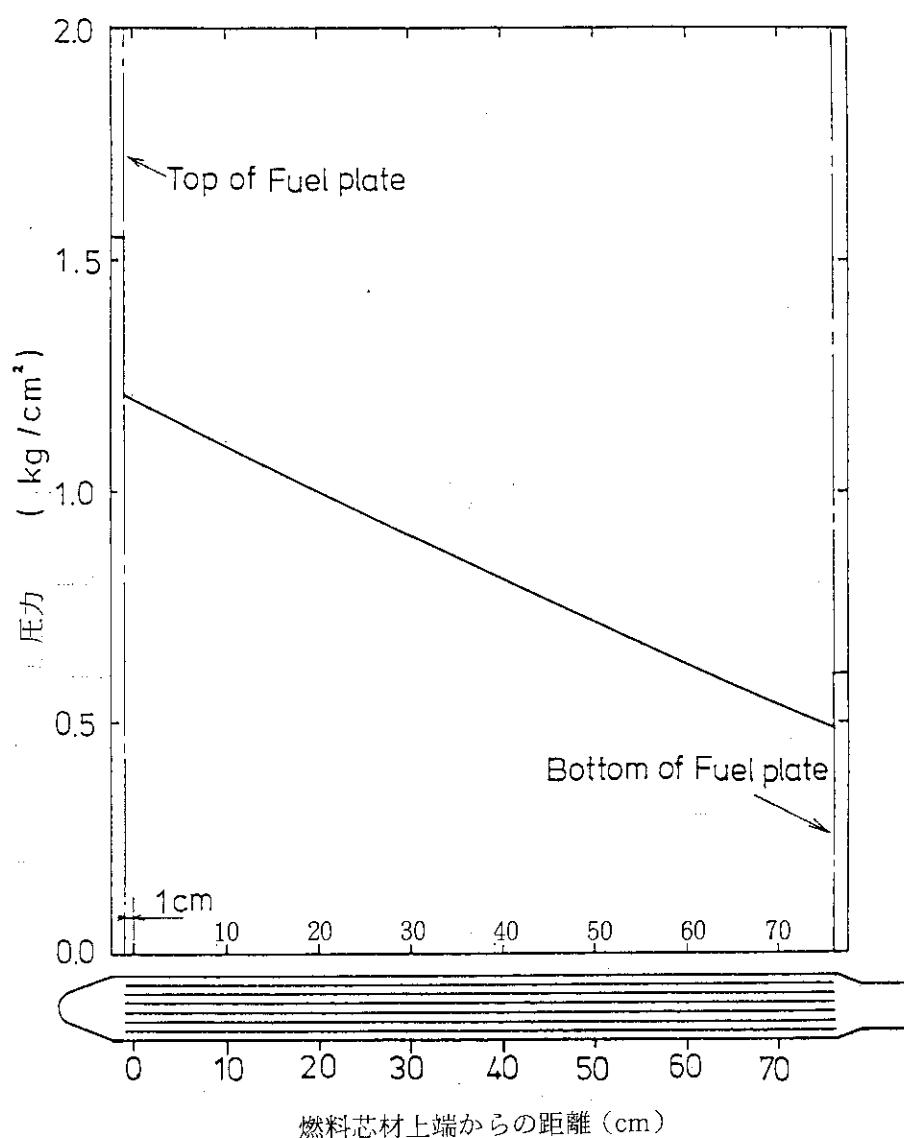


図 3.16 ホットチャンネルでの圧力分布

(4) 冷却材最高温度

a. 炉心出口冷却材温度

前記(3)項に示したように、炉心入口温度を35°Cとした場合の平均チャンネルの炉心出口温度は44°Cであり、ホットチャンネルの炉心温度は61°Cである。

b. 炉心出口温度の余裕

炉心出口水温が高いと、炉心出口でたとえ充分飽和温度以下であっても、サイフォンブレーク配管が取付けられている1次冷却系配管の立上り部分では位置水頭の減少によって冷却材の飽和温度が低下するため、この1次冷却系配管の立上り部分で二相流になる可能性がある。

二相流になると流動が不安定になり、ポンプに悪影響をもたらし、流動が不安定になる。そこで、この立上り部分での冷却材の飽和温度が炉心出口水温より高く、二相流になるおそれのないことを以下に示す。

まず、炉心流速6.24 m/s の時のサイフォンブレーク配管が取付く1次冷却系配管立上り部分での圧力を求める。

◦ 炉心での全流動損失係数 K_1

$$K_1 = (0.5 + 0.00712) \left(\frac{3.831}{6.237} \right)^2 + (0.5 + 3.841 + 0.16) + 0.0043 \left(\frac{3.791}{6.237} \right)^2 + (0.072 + 0.39) \left(\frac{5.364}{6.237} \right)^2 = 5.036$$

◦ 1次冷却系配管の流動損失係数 K_2

下部プレナム胴からサイフォンブレーク取付配管部までの全流動損失係数

1次冷却系配管内径 $d = 540 \text{ mm}$

1次冷却系配管曲り部半径 $R = 560 \text{ mm}$

1次冷却系配管長さ（下部プレナム胴から立上り部終端まで） $L = 8.8 \text{ m}$

配管内流速 = 2.91 m/s

$$\text{配管内のレイノルズ数 } R_e = \frac{2.91 \times 0.54}{0.616 \times 10^{-6}} = 2.55 \times 10^6$$

$$K_2 = 0.5 + 0.0125 \times \frac{8.8}{0.540} + \left\{ 0.131 + 0.1632 \left(\frac{0.54}{0.56} \right)^{3.5} \right\} \times 2 = 1.253$$

◦ 立上り配管でのゲージ圧力 P

$$P = L_1 r_1 + L_2 r_2 - \left(K_1 \times \frac{6.237^2}{2 \times 9.8} + L_3 + K_2 \times \frac{2.91^2}{2 \times 9.8} \right) r_3$$

ここに、

L_1 : プール水面から炉心入口までの距離 (= 5.425 m)

r_1 : 上記区間の水の比重 = 994 kg/m³

L_2 : 炉心入口から下部プレナム胴配管の中心線までの距離 (= 1.825 m)

r_2, r_3 : 上記区間の水の比重 = 990.2 kg/m³

L_3 : 下部プレナム胴配管中心線から立上り配管内面の上端までの高さ (= 3.42 m)

$$P = 5.425 \times 994 + 1.825 \times 990.2 - \left(5.036 \times \frac{6.237^2}{2 \times 9.8} + 3.42 + 1.253 \times \frac{2.91^2}{2 \times 9.8} \right) \times 990.2$$

$$= -0.662 \times 10^4 \text{ kg/m}^2$$

・立上り配管での冷却材の飽和温度

ゲージ圧力 $P = -0.662 \times 10^4 \text{ kg/m}^2$ は $0.368 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ である。この圧力に対する飽和温度は、 72.8°C である。この温度は、炉心出口平均水温 44°C 、さらにはホットチャネルの炉心温度 61°C より高く、立上り部分で二相流となることはない。

(5) 自然循環冷却特性

a. 目的

JRR-3 改造炉ではポンプによる強制循環冷却の他に、自然循環による冷却方式も考慮されている。ここでは、以下の項目について述べ、自然循環冷却特性を示す。

① 定常自然循環時、自然循環弁を作動させない場合の冷却可能な炉心熱出力

② 自然循環弁の冷却効果

b. 計算モデルと計算手順

図 3.17 に示すようにコアバイパス流路を通って下向きに流れる冷却材流量 $G_2 (\text{kg/s})$ と自然循環孔を通って流入する流量 $G_1 (\text{kg/s})$ の和が炉心を上向きに流れる流量 $G_0 (\text{kg/s})$ である。

$$G_0 = G_1 + G_2 \quad (3.1.8)$$

自然循環による駆動力 $\Delta P_d (\text{kg/m}^2)$ は、加熱による炉心の流体の密度 γ^1 とコアバイパス及び自然循環孔を流れる水の密度 γ (コアバイパスと自然循環孔の水の密度は等しいと考える) の差 ($\gamma - \gamma^1$) と炉心の加熱有効長 l の積で与えられる。

$$\Delta P_d = \int_0^l (\gamma - \gamma^1) dx \quad (3.1.9)$$

駆動力 ΔP_d が、i) コアバイパスでの流動損失 ΔP_b と炉心での流動損失 ΔP_c の和、及び ii) 自然循環孔での流動損失 ΔP_h と炉心での流動損失 ΔP_o の和と釣合う時、図 3.17 に示す定常的自然循環が成立する。即ち、

$$\Delta P_b + \Delta P_c = \Delta P_d \quad (3.1.10)$$

$$\Delta P_h + \Delta P_o = \Delta P_d \quad (3.1.11)$$

自然循環駆動力 ΔP_d は炉心出力 Q_0 と炉心部の流量 G_0 により変化し、一方流動損失項 ΔP_b 、 ΔP_c 、 ΔP_h はそれぞれコアバイパス流量 G_2 、炉心部での流量 G_0 、自然循環孔の流量 G_1 の函数となる。

重要な点は、駆動力 ΔP_d が G_0 と Q_0 とによって決定されることであり、従って上記 (3.1.8) ~ (3.1.11) 式を連立して解く必要があることである。さらに留意すべき点は、 Q_0 を熱的安全余裕を見て大きめに見積ると、 G_0 が大きくなりその結果逆に冷却性能を過大評価することになることである。従って G_0 の評価は最適評価した Q_0 に基づくべきである。

計算の手順としては、まず与えられた炉心熱出力 Q_0 に対し (3.1.8) ~ (3.1.11) 式を連立し

て解き炉心流量 G_0 を求める。次にこの Q_0 と G_0 で炉心が充分安全に冷却可能かを調べ、冷却可能な最高炉心熱出力を求める。

冷却可能かどうかの判断基準として次の 2 点を置く。

- ① 炉心で沸騰が生じないこと。
- ② 最小 DNBR が 1.5 を下回らないこと。

c. 流動損失項の評価

ΔP_b , ΔP_c , ΔP_h の値は、図 3.18～図 3.20 より、流量 G_2 , G_0 , G_1 の函数として以下のように算出される。

c.-1. コア・バイパス流動損失 ΔP_b

コア・バイパスの計算モデルを図 3.19 に示す。流動損失は、①～⑪の各損失から成っており、以下に各損失の計算式を示す。

①における損失（入口損失）； h_1

ここでは入口形状係数を 0.5 とした。

$$v_2 = \frac{G_2}{\gamma \cdot S_1}$$

$$h_1 = 0.5 \cdot \frac{v_2^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_2}{\gamma} \right)^2 \frac{0.5}{S_1^2}$$

②における損失（摩擦損失）； h_2

摩擦損失係数として平行平板流路の層流摩擦損失係数 $(\frac{96}{R_e})$ を用いる。

$$R_{e2} = \frac{v_2 \cdot D_{e2}}{\nu} = \frac{G_2 \cdot D_{e2}}{\nu \cdot \gamma \cdot S_2}$$

$$h_2 = \frac{96}{R_{e2}} \cdot \frac{l_2}{D_{e2}} \cdot \frac{v_2^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_2}{\gamma} \right) \frac{96 \cdot \nu}{D_{e2} \cdot S_2} \left(\frac{l_2}{D_{e2}} \right)$$

③における損失（90° 曲りおよび面積縮少）； h_3

90° 曲りにはなめらかなエルボ、面積縮少には $S_2 \rightarrow S_4$ の断面急縮小の損失をそれぞれ考える。

$$v_4 = \frac{G_2}{\gamma \cdot S_4}$$

$$h_3 = 1.13 \cdot \frac{v_4^2}{2g} + \left(\frac{1}{C_{c3}} - 1 \right)^2 \cdot \frac{v_4^2}{2g}$$

$$= \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{G_2}{\gamma} \right)^2 \frac{\left[1.13 + \left(\frac{1}{C_{c3}} - 1 \right)^2 \right]}{S_4^2}$$

④における損失（摩擦損失）； h_4

摩擦損失係数として平行平板流路の層流摩擦損失係数 $(\frac{96}{R_e})$ を用いる。

$$v_4 = \frac{G_2}{r \cdot S_4}$$

$$R_{e4} = \frac{v_4 \cdot D_{e4}}{\nu} = \frac{G_2 \cdot D_{e4}}{\nu \cdot r \cdot S_4}$$

$$h_4 = \frac{96}{R_{e4}} \cdot \frac{l_4}{D_{e4}} \cdot \frac{u_4^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_2}{r} \right) \cdot \left(\frac{l_4}{D_{e4}} \right) \frac{96 \nu}{D_{e4} \cdot S_4}$$

⑤における損失（面積縮小）； h_5

$S_4 \rightarrow S_5$ の断面急縮小の損失を考える。

$$v_5 = \frac{G_2}{r \cdot S_5}$$

$$h_5 = \left\{ \frac{1}{C_{c5}} - 1 \right\}^2 \cdot \frac{v_5^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_2}{r} \right)^2 \frac{\left\{ \frac{1}{C_{c5}} - 1 \right\}^2}{S_5^2}$$

⑥における損失（90°曲りおよび摩擦損失）； h_6

90°曲りはベンド（90°）を考え、摩擦損失係数として平行平板流路の層流摩擦損失係数 $\left(\frac{96}{R_e}\right)$ を用いる。

$$v_6 = \frac{G_2}{r \cdot S_6}$$

$$R_{e6} = \frac{v_6 \cdot D_{e6}}{\nu} = \frac{G_2 \cdot D_{e6}}{\nu \cdot r \cdot S_6}$$

$$\begin{aligned} h_6 &= \frac{96}{R_e} \cdot \frac{l_6}{D_{e6}} \cdot \frac{v_6^2}{2g} + \left\{ 0.131 + 0.1632 \left(\frac{d}{r} \right)^{3.5} \right\} \frac{v_6^2}{2g} \\ &= \frac{1}{2g} \left(\frac{G_2}{r} \right) \frac{96 \nu}{D_{e6} \cdot S_6} \left(\frac{l_6}{D_{e6}} \right) + \frac{1}{2g} \left(\frac{G_2}{r} \right)^2 \frac{\left\{ 0.131 + 0.1632 \left(\frac{d}{r} \right)^{3.5} \right\}}{S_6^2} \end{aligned}$$

⑦における損失（面積縮小）； h_7

$S_6 \rightarrow S_8$ の断面の急縮小による損失を考える。

$$v_8 = \frac{G_2}{r \cdot S_8}$$

$$h_7 = \left\{ \frac{1}{C_{c7}} - 1 \right\}^2 \cdot \frac{v_8^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_2}{r} \right)^2 \frac{\left\{ \frac{1}{C_{c7}} - 1 \right\}^2}{S_8^2}$$

⑧における損失（摩擦損失）； h_8

摩擦損失係数として円管の層流摩擦係数 $\left(\frac{64}{R_e}\right)$ を用いる。

$$R_{e8} = \frac{v_8 \cdot D_{e8}}{\nu} = \frac{D_{e8}}{\nu} \cdot \frac{G_2}{\gamma \cdot S_8}$$

$$h_8 = \frac{64}{R_{e8}} \cdot \frac{l_8}{D_{e8}} \cdot \frac{v_8^2}{2g}$$

$$= \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{G_2}{\gamma} \right) \cdot \frac{64 \nu}{D_{e8} \cdot S_8} \left(\frac{l_8}{D_{e8}} \right)$$

⑨における損失（面積拡大）； h_9

$S_8 \rightarrow S_{10}$ の断面急拡大による損失を考える。

$$h_9 = \left\{ 1 - \frac{S_8}{S_{10}} \right\}^2 \cdot \frac{v_8^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_2}{\gamma} \right)^2 \cdot \frac{\left\{ 1 - \frac{S_8}{S_{10}} \right\}^2}{S_8^2}$$

⑩における損失（摩擦損失）； h_{10}

摩擦損失係数として円管の層流摩擦損失係数 $\left(\frac{64}{R_e} \right)$ を用いる。

$$v_{10} = \frac{G_2}{\gamma \cdot S_{10}}$$

$$R_{e10} = \frac{v_{10} \cdot D_{e10}}{\nu} = \frac{D_{e10}}{\nu} \cdot \frac{G_2}{\gamma \cdot S_{10}}$$

$$h_{10} = \frac{64}{R_{e10}} \cdot \frac{l_{10}}{D_{e10}} \cdot \frac{v_{10}^2}{2g}$$

$$= \frac{1}{2g} \left(\frac{G_2}{\gamma} \right)^2 \cdot \frac{64 \nu}{D_{e10} \cdot S_{10}} \left(\frac{l_{10}}{D_{e10}} \right)$$

⑪における損失（出口損失）； h_{11}

$$h_{11} = \frac{v_{10}^2}{2g} = \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{G_2}{\gamma} \right)^2 \cdot \frac{1}{S_{10}^2}$$

コア・バイパスの全流动損失 H_2 は以上の損失の和であるから

$$H_2 = \sum_{i=1}^{11} h_i$$

$$= \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{G_2}{\gamma} \right)^2 \cdot \left\{ \frac{0.5}{S_1^2} + \frac{1.13 + \left(\frac{1}{C_{c3}} - 1 \right)^2}{S_4^2} + \frac{\left(\frac{1}{C_{c5}} - 1 \right)^2}{S_5^2} \right.$$

$$+ \frac{0.131 + 0.1632 \left(\frac{d}{r} \right)^{3.5}}{S_5^2} + \frac{\left(\frac{1}{C_{c7}} - 1 \right)^2}{S_8^2}$$

$$\left. + \frac{\left(1 - \frac{S_8}{S_{10}} \right)^2}{S_8^2} + \frac{1}{S_{10}^2} \right\}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{G_2}{r} \right) \cdot \left\{ \frac{96 \cdot \nu}{D_{e2} \cdot S_1} \left(\frac{l_2}{D_{e2}} \right) + \frac{96 \cdot \nu}{D_{e4} \cdot S_4} \left(\frac{l_4}{D_{e4}} \right) \right. \\
& + \frac{96 \cdot \nu}{D_{e6} \cdot S_6} \cdot \left(\frac{l_6}{D_{e6}} \right) + \frac{64 \cdot \nu}{D_{e8} \cdot S_8} \left(\frac{l_8}{D_{e8}} \right) \\
& \left. + \frac{64 \cdot \nu}{D_{e10} \cdot S_{10}} \cdot \left(\frac{l_{10}}{D_{e10}} \right) \right\}
\end{aligned}$$

c - 4 の各物性値および形状データを代入すると

$$\begin{aligned}
H_2 &= \frac{1}{2 \times 9.8} \cdot \left(\frac{G_2}{994} \right)^2 \cdot \left\{ \frac{0.5 \cdot}{0.06974^2} + \frac{1.13 + \left(\frac{1}{0.61} - 1 \right)^2}{0.0056^2} + \frac{\left(\frac{1}{0.626} - 1 \right)^2}{0.00144^2} \right. \\
&+ \frac{0.131 + 0.1632 \left(\frac{0.006}{0.0105} \right)^{3.5}}{0.00144^2} + \frac{\left(\frac{1}{0.67} - 1 \right)^2}{0.002513^2} \\
&\left. + \frac{\left(1 - \frac{0.002513}{0.0144} \right)^2}{0.002513^2} + \frac{1}{0.0144^2} \right\} \\
&+ \frac{1}{2 \times 9.8} \cdot \left(\frac{G_2}{994} \right) \cdot \left\{ \frac{96 \times 0.7355 \times 10^{-6}}{0.06 \times 0.06312} \left(\frac{0.073}{0.06} \right) + \frac{96 \times 0.7355 \times 10^{-6}}{0.006 \times 0.0056} \left(\frac{1.4}{0.006} \right) \right. \\
&+ \frac{96 \times 0.7355 \times 10^{-6}}{0.0105 \times 0.00504} \left(\frac{0.020}{0.0105} \right) + \frac{64 \times 0.7355 \times 10^{-6}}{0.01429 \times 0.002513} \left(\frac{0.12}{0.01429} \right) \\
&\left. + \frac{64 \times 0.7355 \times 10^{-6}}{0.060 \times 0.0144} \left(\frac{0.080}{0.060} \right) \right\} \\
&= \frac{G_2^2}{1.937 \times 10^7} (102.8 + 49067.6 + 172135.1 + 74276.2 + 38414.3 + 107903.2 + 4822.53) \\
&+ \frac{G_2}{19482.4} (0.0227 + 490.333 + 2.541 + 11.007 + 0.073) \\
&= 0.02306 G_2^2 + 0.02587 G_2 \\
\therefore \Delta P_b &= r \cdot H_2 = 22.92 G_2^2 + 25.71 G_2 \quad (3.1.12)
\end{aligned}$$

c.-2. 自然循環孔流動損失 (図 3.17 参照) ; ΔP_h

① 下部プレナム部流動損失

出入口損失 (損失係数をそれぞれ 0.5, 1.0 とする) および摩擦損失を考える。

$$v_1 = \frac{G_1}{r \cdot S_1}$$

$$R_{e1} = \frac{v_1 \cdot d_1}{\nu}$$

$$\begin{aligned}
 h_1 &= \left\{ 0.5 + \frac{64}{R_{e1}} \frac{l_1}{d_1} + 1 \right\} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \\
 &= 1.5 \cdot \frac{1}{2g} \frac{G_1^2}{r} \cdot \frac{1}{S_1^2} + \frac{1}{2g} \frac{G_1}{r} \cdot \frac{64 \cdot \nu}{d_1 \cdot S_1} \frac{l_1}{d_1}
 \end{aligned}$$

② 格子板支持胴部流動損失

出入口損失（損失係数をそれぞれ 0.5, 1.0 とする）および摩擦損失を考える。

$$v_2 = \frac{G_1}{r \cdot S_2}$$

$$R_{e2} = \frac{v_2 \cdot d_2}{\nu}$$

$$\begin{aligned}
 h_2 &= \left\{ 0.5 + \frac{64}{R_{e2}} \frac{l_2}{d_2} + 1 \right\} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \\
 &= 1.5 \cdot \frac{1}{2g} \left(\frac{G_1}{r} \right)^2 \frac{1}{S_2^2} + \frac{1}{2g} \left(\frac{G_1}{r} \right) \frac{64 \cdot \nu}{d_2 \cdot S_2} \frac{l_2}{d_2}
 \end{aligned}$$

自然循環孔の流動損失 H_1 は上記の損失の総和である。

$$\begin{aligned}
 H_1 &= h_1 + h_2 \\
 &= 1.5 \cdot \frac{1}{2g} \left(\frac{G_1}{r} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{S_1^2} + \frac{1}{S_2^2} \right) + \frac{1}{2g} \left(\frac{G_1}{r} \right) \frac{64 \cdot \nu}{d_1 \cdot S_1} \left(\frac{l_1}{d_1} \right) + \frac{64 \cdot \nu}{d_2 \cdot S_2} \left(\frac{l_2}{d_2} \right)
 \end{aligned}$$

c.-4. の各物性値および形状データを代入すると

$$\begin{aligned}
 H_1 &= 1.5 \cdot \frac{1}{2 \times 9.8} \left(\frac{G_1}{994} \right)^2 \left\{ \frac{1}{(3 \times 10^{-1})^2} + \frac{1}{0.48^2} \right\} + \frac{1}{2 \times 9.8} \left(\frac{G_1}{994} \right) \\
 &\quad \left\{ \frac{64 \times 0.7355 \times 10^{-6}}{0.0195 \times 3 \times 10^{-4}} \cdot \frac{0.020}{0.0195} + \frac{64 \times 0.7355 \times 10^{-6}}{0.218 \times 0.48} \cdot \frac{0.010}{0.218} \right\} \\
 &= 1.5 \times \frac{G_1^2}{1.937 \times 10^7} (1.111 \times 10^7 + 4.34) + \frac{G_1}{1.948 \times 10^4} (8.253 + 2.06 \times 10^{-5}) \\
 &= 0.8606 G_1^2 + 4.237 \times 10^{-4} G_1 \\
 \therefore \Delta P_h &= r \cdot H_1 = 855.43 G_1^2 + 0.421 G_1 \tag{3.1.13}
 \end{aligned}$$

c.-3. 炉心部流動損失 ΔP_c

炉心部の計算モデルを図 3.20 に示す。流動損失は、①～⑪の各損失から成っており、以下に各損失の計算式を示す。

⑪における損失（面積縮小）； h_{11}

$$G_{01} = \frac{G_0}{26}$$

$$v_{10} = \frac{G_{01}}{r \cdot S_{10}} = \frac{G_0}{26 \cdot r \cdot S_{10}}$$

$$h_{11} = \left(\frac{1}{C_{c11}} - 1 \right)^2 - \frac{v_{10}^2}{2g} = \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{G_0}{26 \cdot r} \right)^2 \cdot \frac{\left(\frac{1}{C_{c11}} - 1 \right)^2}{S_{10}^2}$$

⑩における損失（摩擦損失）； h_{10}

$$R_{e10} = \frac{v_{10} \cdot D_{e10}}{\nu} = \frac{D_{e10}}{\nu} \left(\frac{G_{0i}}{r \cdot S_{10}} \right)$$

$$h_{10} = \frac{64 \nu}{R_{e10}} \cdot \frac{l_{10}}{D_{e10}} \cdot \frac{v_{10}^2}{2g} = \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{G_0}{26 \cdot r} \right) \cdot \frac{64 \nu}{D_{e10} \cdot S_{10}} \cdot \left(\frac{l_{10}}{D_{e10}} \right)$$

⑨における損失（ゆるやかな拡大及び摩擦）； h_9

ゆるやかな拡大の損失の場合、損失係数は $\xi_1 = \xi \{1 - (S_{IN}/S_{out})\}^2$ で表わされ、 ξ は正方形断面においては $\theta = 6^\circ$ で最小となる。⑨において、 $\theta = 12 \times 2 = 24^\circ$ 、 $S_{IN}/S_{out} = S_{10}/S_8 = 0.705$ である。円管では、 $\theta = 7.5^\circ \sim 35^\circ$ の範囲で $\xi = 0.011 \theta^{1.22}$ なる式が与えられており、 $\theta = 24^\circ$ の場合 $\xi = 0.53$ となるが、正方形断面積の ξ を求める式は、あまり広く用いられておらず、また正方形断面は円形断面より ξ が大きいため、ここでは安全のため急拡大の $\xi = 1$ を用いる。

摩擦損失については、断面積 S_9 及び水力直径 D_{e9} は流れ方向に沿って変化するが、安全側に $S_9 = S_{10}$ 、 $D_{e9} = D_{e10}$ とし、層流摩擦損失係数 $\frac{64}{R_{e9}}$ を用いる。 $S_9 = S_{10}$ 、 $D_{e9} = D_{e10}$ より $v_9 = v_{10}$ 、 $R_{e9} = R_{e10}$ となる。

$$h_9 = \left\{ 1 - \frac{S_{10}}{S_8} \right\}^2 \frac{v_{10}^2}{2g} + \frac{64}{R_{e10}} \cdot \left(\frac{l_9}{D_{e10}} \right) - \frac{v_{10}^2}{2g}$$

$$= \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{G_0}{26 \cdot r} \right)^2 \cdot \frac{\left\{ 1 - \frac{S_{10}}{S_8} \right\}^2}{S_{10}^2} + \frac{1}{2g} \left(\frac{G_0}{26 \cdot r} \right) \cdot \frac{64 \nu}{D_{e10} \cdot S_{10}} \cdot \left(\frac{l_9}{D_{e10}} \right)$$

⑧における損失（摩擦損失）； h_8

摩擦損失係数として層流摩擦損失係数 $\frac{64}{R_e}$ を用いる。

$$v_8 = \frac{G_{0i}}{r \cdot S_8} = \frac{G_0}{26 \cdot r \cdot S_8}$$

$$R_{e8} = \frac{v_8 \cdot D_{e8}}{\nu} = \frac{D_{e8}}{\nu} \cdot \left(\frac{G_0}{26 \cdot r \cdot S_8} \right)$$

$$h_8 = \frac{64}{R_{e8}} \left(\frac{l_8}{D_{e8}} \right) \cdot \frac{v_8^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_0}{26 \cdot r} \right) \frac{64 \nu}{D_{e8} \cdot S_8} \left(\frac{l_8}{D_{e8}} \right)$$

⑦における損失（面積縮小）； h_7

$S_8 \rightarrow S_6$ の断面の急縮小による損失を考える。

$$v_6 = \frac{G_{0i}}{r \cdot S_6} = \frac{G_0}{26 \cdot r \cdot S_6}$$

$$h_7 = \left(\frac{1}{C_{c7}} - 1 \right)^2 \cdot \frac{v_6^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_0}{26 \cdot r'} \right)^2 \cdot \frac{\left(\frac{1}{C_{c7}} - 1 \right)^2}{S_6^2}$$

⑥における損失（摩擦損失）； h_6

摩擦損失係数として平行平板の層流摩擦損失係数 $\frac{96}{R_e}$ を考える。

$$R_{e6} = \frac{v_6 \cdot D_{e6}}{\nu'} = \frac{D_e}{\nu'} \cdot \frac{G_0}{26 \cdot r' \cdot S_6}$$

$$h_6 = \frac{96}{R_{e6}} \left(\frac{l_6}{D_{e6}} \right) \cdot \frac{v_6^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_0}{26 \cdot r'} \right) \frac{96 \cdot \nu'}{D_{e6} \cdot S_6} \left(\frac{l_6}{D_{e6}} \right)$$

⑤における流動損失（面積拡大）； h_5

$S_6 \rightarrow S_4$ の急激な拡大を考える。

$$h_5 = \left(1 - \frac{S_6}{S_4} \right) \cdot \frac{v_6^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_0}{26 \cdot r'} \right)^2 \frac{\left(1 - \frac{S_6}{S_4} \right)^2}{S_6^2}$$

④における流動損失（摩擦損失）； h_4

摩擦損失係数として層流摩擦損失係数 $\frac{64}{R_e}$ を考える。

$$v_4 = \frac{G_{0i}}{r' \cdot S_4} = \frac{G_0}{26 \cdot r' \cdot S_4}$$

$$R_{e4} = \frac{v_4 \cdot D_{e4}}{\nu'} = \frac{D_{e4}}{\nu'} \cdot \frac{G_0}{26 \cdot r'} \cdot \frac{1}{S_4}$$

$$h_4 = \frac{64}{R_{e4}} \cdot \left(\frac{l_4}{D_{e4}} \right) \cdot \frac{v_4^2}{2g} = \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{G_0}{26 \cdot r'} \right) \frac{64 \cdot \nu'}{D_{e4} \cdot S_4} \left(\frac{l_4}{D_{e4}} \right)$$

③における流動損失（面積拡大）； h_3

$S_4 \rightarrow S_2$ の急激な拡大を考える。

$$h_3 = \left(1 - \frac{S_4}{S_2} \right)^2 \frac{v_4^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_0}{26 \cdot r'} \right)^2 \frac{\left(1 - \frac{S_4}{S_2} \right)^2}{S_4^2}$$

②における流動損失（摩擦損失）； h_2

摩擦損失係数として層流摩擦損失係数 $\frac{64}{R_e}$ を考える。

$$v_2 = \frac{G_{0i}}{r' \cdot S_2} = \frac{26 \cdot G_0}{r' \cdot S_2}$$

$$R_{e2} = \frac{v_2 \cdot D_{e2}}{\nu'} = \frac{D_{e2}}{\nu'} \cdot \frac{G}{26 \cdot r'} \cdot \frac{1}{S_2}$$

$$h_2 = \frac{64}{R_{e2}} \cdot \left(\frac{l_2}{D_{e2}} \right) \cdot \frac{v_2^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_0}{26 \cdot r'} \right) \frac{64 \cdot \nu'}{D_{e2} \cdot S_2} \left(\frac{l_2}{D_{e2}} \right)$$

①における流動損失（出口損失）； h_1

$$h_1 = \frac{v_2^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_0}{26 \cdot r'} \right)^2 \cdot \frac{1}{S_2^2}$$

炉心部の流動損失 H_0 は、以上の損失の和であるから

$$\begin{aligned} H_0 &= \sum_{i=1}^{11} h_i \\ &= \frac{1}{2g} \left(\frac{G_0}{26 \cdot r'} \right)^2 \cdot \left\{ \frac{1}{S_2^2} + \frac{\left(1 - \frac{S_4}{S_2}\right)^2}{S_4^2} + \frac{\left(1 - \frac{S_6}{S_4}\right)^2}{S_6^2} \right\} \\ &\quad + \frac{1}{2g} \left(\frac{G_0}{26 \cdot r'} \right)^2 \cdot \left\{ \frac{\left(\frac{1}{C_{e7}} - 1\right)^2}{S_6^2} + \frac{\left(1 - \frac{S_{10}}{S_8}\right)^2}{S_{10}^2} + \frac{\left(C_{e11} - 1\right)^2}{S_{10}^2} \right\} \\ &\quad + \frac{1}{2g} \left(\frac{G_0}{26 \cdot r'} \right) \cdot \left\{ \frac{64 \cdot \nu'}{D_{e2} \cdot S_2} \cdot \left(\frac{l_2}{D_{e2}}\right) + \frac{64 \cdot \nu'}{D_{e4} \cdot S_4} \cdot \left(\frac{l_4}{D_{e4}}\right) + \frac{96 \cdot \nu'}{D_6 \cdot S_6} \left(\frac{l_6}{D_{e6}}\right) \right\} \\ &\quad + \frac{1}{2g} \left(\frac{G_0}{26 \cdot r'} \right) \cdot \left\{ \frac{64 \cdot \nu}{D_{e8} \cdot S_8} \cdot \left(\frac{l_8}{D_{e8}}\right) + \frac{64 \cdot \nu}{D_{e10} \cdot S_{10}} \cdot \left(\frac{l_{10}}{D_{e10}}\right) + \frac{64 \cdot \nu}{D_{e10} \cdot S_{10}} \left(\frac{l_{10}}{D_{e10}}\right) \right\} \end{aligned}$$

c.-4.の各物性値および形状データを代入すると

$$\begin{aligned} H_0 &= \frac{1}{2 \times 9.8} \left(\frac{G_0}{26 \times 983.2} \right)^2 \cdot \left\{ \frac{1}{0.007106^2} + \frac{\left(1 - \frac{0.00514}{0.007106}\right)^2}{0.00514^2} + \frac{\left(1 - \frac{0.00305}{0.00514}\right)^2}{0.00305^2} \right\} \\ &\quad + \frac{1}{2 \times 9.8} \left(\frac{G_0}{26 \times 994} \right)^2 \cdot \left\{ \frac{\left(\frac{1}{0.70} - 1\right)^2}{0.00305^2} + \frac{\left(1 - \frac{0.003624}{0.00514}\right)^2}{0.003624^2} + \frac{\left(\frac{1}{0.372} - 1\right)^2}{0.003624^2} \right\} \\ &\quad + \frac{1}{2 \times 9.8} \left(\frac{G_0}{26 \times 983.2} \right) \cdot \left\{ \frac{64 \times 0.480 \times 10^{-6}}{0.184 \times 0.007106} \cdot \left(\frac{0.598}{0.184}\right) + \frac{64 \times 0.480 \times 10^{-6}}{0.0715 \times 0.00514} \cdot \left(\frac{0.0365}{0.0715}\right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{96 \times 0.480 \times 10^{-6}}{0.004409 \times 0.00305} \left(\frac{0.77}{0.004409}\right) \right\} \\ &\quad + \frac{1}{2 \times 9.8} \left(\frac{G_0}{26 \times 994} \right) \cdot \left\{ \frac{64 \times 0.7355 \times 10^{-6}}{0.0715 \times 0.00514} \left(\frac{0.022}{0.0715}\right) + \frac{64 \times 0.7355 \times 10^{-6}}{0.0602 \times 0.003624} \left(\frac{0.044}{0.0602}\right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{64 \times 0.7355 \times 10^{-6}}{0.0715 \times 0.003624} \left(\frac{0.274}{0.0602}\right) \right\} \\ &= \frac{G_0^2}{1.281 \times 10^{10}} (1.980 \times 10^4 + 2.897 \times 10^3 + 1.829 \times 10^4) \\ &\quad + \frac{G_0^2}{1.309 \times 10^{10}} (1.974 \times 10^4 + 6.624 \times 10^3 + 2.672 \times 10^4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{G_0}{5.010 \times 10^5} (0.07636 + 0.04267 + 598.44) \\
& + \frac{G_0}{5.065 \times 10^5} (0.03941 + 0.1577 + 0.8268) \\
& = (3.20 \times 10^{-6} + 4.055 \times 10^{-6}) G_0^2 + (1.195 \times 10^{-3} + 2.022 \times 10^{-6}) G_0 \\
& = [3.20 \times 10^{-6} G_0^2 + 1.195 \times 10^{-3} G_0]_{T=60} + [4.055 \times 10^{-6} G_0^2 + 2.022 \times 10^{-6} G_0]_{T=\infty} \\
\therefore \Delta P_c & = r' (3.20 \times 10^{-6} \cdot G_0^2 + 1.195 \times 10^{-3} G_0) + r [4.055 \times 10^{-6} \cdot G_0^2 + 2.022 \times 10^{-6} G_0] \\
& = 7.177 \times 10^{-3} G_0^2 + 1.177 G_0. \quad (3.1.14)
\end{aligned}$$

以上得られた流動損失項 ΔP_b , ΔP_h , ΔP_c を流量の関数として図 3.21 に示す。

c.-4. 物性値, 形状データの算出

c.-4-1. コア・バイパス (図 3.19 参照)

A. 物性値

重力加速度 ; $g = 9.8 \text{ m/s}^2$

流体の物性値は 35°C のものを用いる。

比重 ; $\gamma = 994 \text{ kg/m}^3$

動粘性係数 ; $\nu = 0.7355 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

B. 形状データ

①の形状データ

高さ 30mm, 直径 $594 + (70 + 3) \times 2 \text{ mm}$ の周長の断面を持つため

$$S_1 = \{594 + (70 + 3) \times 2\} \pi \cdot 30 = 6.974 \times 10^4 \text{ mm}^2 = 0.06974 \text{ m}^2$$

②の形状データ

②は 70mm の中央の部分の断面積をとる。

$$S_2 = \left\{ 594 + \left(\frac{70}{2} + 3 \right) \times 2 \right\} \cdot \pi \cdot 30 = 6.312 \times 10^4 \text{ mm}^2 = 0.06312 \text{ m}^2$$

平行平板の $D_e = 2 \times$ 流路ギャップより

$$D_{e2} = 30 \times 2 = 60 \text{ mm} = 0.060 \text{ m}$$

$$l_2 = 70 + 3 = 73 \text{ mm} = 0.073 \text{ m}$$

③の形状データ

$$S_2 = 0.06312 \text{ m}^2, S_4 = 0.0056 \text{ m}^2 \text{ より } S_4/S_2 = 0.0887 \div 0.1 \text{ より}$$

$$C_{c3} = 0.61$$

④の形状データ

外径 $594 + 3 \times 2 \text{ mm}$, 内径 594 mm の環状流路の断面積 S_4 は,

$$S_4 = \{(594 + 3 \times 2)^2 - 594^2\} \cdot \frac{\pi}{4} = 5.626 \times 10^4 = 0.0056 \text{ m}^2.$$

平行平板の $D_e = 2 \times$ 流路ギャップより、等価直径は、

$$D_{e4} = 3 \times 2 = 6 \text{ mm} = 0.006 \text{ m}$$

$$l_4 = 1400 \text{ mm} = 1.4 \text{ m}$$

⑤の形状データ

120 mm × 3 m の断面の流路を 4 箇所考える。

$$S_5 = 120 \times 3 \times 4 = 1440 \text{ mm}^2 = 0.00144 \text{ m}^2$$

$$S_4 = 0.0056 \text{ m}^2, S_5 = 0.00144 \text{ m}^2 \text{ より}, S_5/S_4 \neq 0.26$$

$$\therefore C_{c5} = 0.626$$

⑥の形状データ

120 mm × $\frac{18+3}{2}$ mm の流路を 4 箇所考える。

$$S_6 = 120 \times \frac{18+3}{2} \times 4 = 5040 \text{ mm}^2 = 0.00504 \text{ m}^2$$

ペンドの r および d はそれぞれ

$$r = \frac{18+3}{2} = 10.5 \text{ mm} = 0.0105 \text{ m}$$

$$d = D_{e4} = 6 \text{ mm} = 0.006 \text{ m}$$

を考える。

$$D_{e6} = \frac{18+3}{2} = 10.5 \text{ mm} = 0.0105 \text{ m}$$

$$l_6 = 20 \text{ mm} = 0.020 \text{ m}$$

⑦の形状データ

$$S_6 = 0.00504 \text{ m}^2, S_8 = 0.002513 \text{ m}^2 \text{ より}, S_8/S_6 \neq 0.5$$

$$\therefore C_{c7} = 0.67$$

⑧の形状データ

$$S_8 = \frac{\pi}{4} \{ 16^2 + 12^2 \} \times 8 = 2513.3 \text{ mm}^2 = 0.002513 \text{ m}^2$$

$$D_{e8} = 4 \cdot \frac{2153.3}{\{ \pi (16+12) \cdot 8 \}} = 14.29 \text{ mm} = 0.01429 \text{ m}$$

$$l_8 = 120 \text{ mm} = 0.120 \text{ m}$$

⑩の形状データ

$$S_{10} = 60^2 \times 4 = 14400 \text{ mm}^2 = 0.0144 \text{ m}^2$$

$$D_{e10} = 4 \times \frac{60^2}{60 \times 4} = 60 \text{ mm} = 0.060 \text{ m}$$

$$l_{10} = 80 \text{ mm} = 0.080 \text{ m}$$

c.-4.-2. 自然循環孔（図3.17参照）

A. 物性値

重力加速度； $g = 9.8 \text{ m/s}^2$

流体の物性値は35°Cのものを用いる。

比重； $\gamma = 994 \text{ kg/m}^3$ 動粘性係数； $\nu = 0.7355 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

B. 形状データ

(a) 下部プレナム部の形状データ

$$S_1 = 3 \text{ cm}^2 = 3 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$S_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 \text{ より}$$

$$d_1 = \sqrt{3 \times 10^{-4} \cdot \frac{4}{\pi}} = 0.0195 \text{ m}$$

下部プレナム外胴の厚さは20mm

$$l_1 = 20 \text{ mm} = 0.02 \text{ m}$$

(b) 格子板支持胴部の形状データ

150mm×400mmの孔が8箇所考えられる。

$$S_2 = 150 \times 400 \times 8 = 4.8 \times 10^5 \text{ mm}^2 = 0.48 \text{ m}^2$$

$$d_2 = \frac{4 \times 150 \times 400}{2(150 + 400)} = 0.218 \text{ m}$$

格子板支持胴の厚さは10mmであるので

$$l_2 = 10 \text{ mm} = 0.01 \text{ m}$$

c.-4.-3. 燃料要素部（図3.20）参照

A. 物性値

重力加速度； $g = 9.8 \text{ m/s}^2$

流体の物性値は燃料板までは35°C、それ以後は安全側を見て燃料板出口温度として60°Cのものを用いる。

比重（35°C）； $\gamma = 994 \text{ kg/m}^3$ （60°C）； $\gamma' = 983.2 \text{ kg/m}^3$ 動粘性係数（35°C） $\nu = 0.7355 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ （60°C） $\nu' = 0.480 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

B. 形状データ

②の形状データ

部分2は77.2mm×31体分の断面積となるが、これを標準燃料要素数26で割ったものを S_2 とする。

$$S_2 = 77.2 \times 77.2 \times \frac{31}{26} = 7106.0 \text{ mm}^2 = 0.007106 \text{ m}^2$$

$$D_{c2} = \frac{4 \times 77.2 \times 77.2 \times 31}{77.2 \times (28+24)} = 184.1 \text{ mm} = 0.184 \text{ m}$$

$$l_2 = 597.5 \text{ mm} = 0.597 \text{ m}$$

④の形状データ

$$S_4 = 77.2 \times 66.6 = 5141.52 \text{ mm}^2 = 0.00514 \text{ m}^2$$

$$D_{e4} = \frac{4 \times 77.2 \times 66.6}{2 \times (77.2 + 66.6)} = 71.5 \text{ mm} = 0.0715 \text{ m}$$

$$l_4 = 36.5 \text{ mm} = 0.0365 \text{ m}$$

⑥の形状データ

$$S_6 = 2.28 \times 66.6 \times 19 + 1.24 \times 66.6 \times 2 = 3050.3 \text{ mm}^2 = 0.00305 \text{ m}^2$$

部分⑥は、 2.28×66.6 が 19 流路と、 1.24×66.6 が 2 流路考えられるが水力直径を考える代表流路として 2.28×66.6 の流路を考える。

$$D_{e6} = \frac{4 \times 2.28 \times 66.6}{2 \times (2.28 + 66.6)} = 4.409 \text{ mm} = 0.004409 \text{ m}$$

$$l_6 = 770 \text{ mm} = 0.77 \text{ m}$$

⑦の形状データ

$$S_6 = 0.00305 \text{ m}^2, S_8 = 0.00514 \text{ m}^2 \text{ より } \frac{S_6}{S_8} = 0.593 \div 0.6$$

$$\therefore C_{c7} = 0.70$$

⑧の形状データ

$$S_8 = 77.2 \times 66.6 = 5141.52 = 0.00514 \text{ m}^2$$

$$D_{e8} = \frac{4 \times 77.2 \times 66.6}{2 \times 77.2 \times 66.6} = 715 \text{ mm} = 0.0715 \text{ m}$$

$$l_8 = 22 \text{ mm} = 0.022 \text{ m}$$

⑨の形状データ

$$l_9 = 44 \text{ mm} = 0.044 \text{ m}$$

⑩の形状データ

$$S_{10} = 60.2 \times 60.2 = 3624.04 \text{ mm} \div 0.003624 \text{ m}$$

$$D_{e10} = 60.2 \text{ mm} = 0.0602 \text{ m}$$

$$l_{10} = 194 + 80 = 274 \text{ mm} = 0.274 \text{ m}$$

⑪の形状データ

下部プレナム格子板支持胴の断面積は、

$$S_p = \frac{\pi}{4} 680^2 = 3.632 \times 10^5 \text{ mm}^2 = 0.3632 \text{ m}^2$$

制御棒案内管の断面積は、

$$S_c = 77.2 \times 77.2 \times 6 = 3.576 \times 10^4 \text{ mm}^2 = 0.03576 \text{ m}^2$$

$$\therefore S_{11} = (S_p - S_c) / 26 = 0.01259 \text{ m}^2$$

$$S_{10} = 0.003624 \text{ m}^2 \text{ より, } S_{10} / S_{11} = 0.28$$

$$\therefore C_{\text{eff}} = 0.628$$

d. 駆動力 ΔP_d の評価

d.-1. 炉心出口温度

炉心部における冷却材温度上昇 ΔT_1 は、次式で表わせる。

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= \frac{\bar{q} \cdot W}{C_p \cdot G_0 \cdot 3600} \sum_{i=1}^n l_i \cdot F_i \\ &= \frac{Q}{W \cdot L} \cdot \frac{W \cdot 860}{C_p \cdot G_0 \cdot 3600} \sum_{i=1}^n l_i \cdot F_i \\ &= 0.239 \frac{Q}{C_p \cdot G_0 \cdot L} \sum_{i=1}^n l_i \cdot F_i \end{aligned} \quad (3.1.15)$$

但し、 ΔT_1 : 冷却材温度上昇 ($^{\circ}\text{C}$)

\bar{q} : 平均熱流束 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{ h}$)

W : 冷却材流路幅 (m) = 0.0666

C_p : 冷却材比熱 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{ h}$) ≈ 1.0

G_0 : 冷却材質量流量 (kg/s)

Q : 炉心熱出力 (KW) = $860 \cdot q \cdot W \cdot L$

L : 燃料板有効発熱長さ (m) = $\sum_{i=1}^n l_i = 0.75$

n : 燃料板の分割数

l_i : i 番目の燃料板の長さ (m)

F_i : " 発熱割合 (-)

l_i, F_i は表 3.3 に示す。

$$\begin{aligned} \therefore \Delta T_1 &\approx 0.239 \cdot \frac{Q}{1.0 \cdot G_0 \cdot 0.75} (4.270 + 4.839 + 5.703 + 6.365 + 6.750 + 3.420 + 3.474 \\ &\quad + 3.376 + 3.308 + 3.213 + 3.094 + 2.954 + 2.808 + 2.656 \\ &\quad + 2.501 + 4.531 + 3.886 + 3.225 + 2.567 + 2.120) \times 10^{-2} \\ &= 0.239 \cdot \frac{Q}{G_0} \end{aligned} \quad (3.1.16)$$

入口温度 = 35°C より

$$T_1 = 35 + \Delta T_1 = 0.239 \frac{Q}{G_0} + 35 \quad (3.1.17)$$

但し、 T_1 : 冷却材出口温度

d.-2. 炉心出口冷却材非沸騰限界流量

(3.1.17) 式で表わされる T_1 が飽和温度 T_{sat} に等しくなるような G_0 を G_{0s} とすると

$$G_{0s} = \frac{0.239 Q}{(T_{sat} - 35)}$$

G_{0s} : 炉心出口冷却材非沸騰限界流量 (kg/s)

Q : 炉心熱出力 (KW)

T_{sat} : 冷却材飽和温度 (°C) = 110.8 (at $P=1.5 \text{ kg/cm}^2$)

以下に各熱出力に対する G_{0s} を計算する。

(a) $Q = 700 \text{ KW}$

$$G_{0s} = \frac{0.239 \times 700}{(110.8 - 35)} = 2.207 \text{ kg/s}$$

(b) $Q = 400 \text{ KW}$

$$G_{0s} = \frac{0.239 \times 400}{(110.8 - 35)} = 1.261 \text{ kg/s}$$

(c) $Q = 200 \text{ KW}$

$$G_{0s} = \frac{0.239 \times 200}{(110.8 - 35)} = 0.631 \text{ kg/s}$$

(d) $Q = 100 \text{ KW}$

$$G_{0s} = \frac{0.239 \times 100}{(110.8 - 35)} = 0.315 \text{ kg/s}$$

(e) $Q = 50 \text{ KW}$

$$G_{0s} = \frac{0.239 \times 50}{(110.8 - 35)} = 0.158 \text{ kg/s}$$

(f) $Q = 30 \text{ KW}$

$$G_{0s} = \frac{0.239 \times 30}{(110.8 - 35)} = 0.0946 \text{ kg/s}$$

d. -3. 冷却材温度上昇による駆動力 ΔP_d

i 番目の区間を通った冷却材の温度上昇 ΔT_{li} は、

$$\begin{aligned} \Delta T_{li} &= \frac{0.239 \cdot Q}{C_p \cdot G_0 \cdot L} l_i \cdot F_i \\ &= \frac{0.239 \cdot Q}{1.0 \cdot G_0 \cdot 0.75} l_i \cdot F_i \\ &= 0.32 \frac{Q}{G_0} l_i \cdot F_i \end{aligned} \quad (3.1.18)$$

従って i 番目の区間出口の冷却材温度は

$$\begin{aligned} T_{li} &= T_{li-1} + \Delta T_{li} \\ &= T_{li-1} + 0.32 \cdot \frac{Q}{G_0} \cdot l_i \cdot F_i \end{aligned}$$

冷却材温度上昇による駆動力 DF は

$$DF = \int_0^L \{ \gamma(1) - \gamma'(1) \} dl$$

$$\doteq \gamma L - \sum_{i=1}^n \gamma'_i \cdot l_i = 745.6 - \sum_{i=1}^n \gamma'_i \cdot l_i$$

冷却材温度が飽和温度に達した後は、上記の第2項は、Zuberの理論を用いて以下のように計算できる。

$$(\gamma'_i \cdot l_i)_{\text{sat}} = (1 - \alpha_i) \cdot \gamma_{i \text{ sat}} \cdot l_i = 950.1 (1 - \alpha_i) \cdot l_i \quad (3.1.19)$$

ここで、

$$\alpha_i = \frac{j_{gi}}{j_{gi} + j_{li} + 0.35 g \cdot D_e} = \frac{j_g}{j_g + j_l + 0.0728} \quad (3.1.20)$$

$$j_{gi} = \frac{G_{gi}}{\gamma_{i \text{ sat}} \cdot S} = \frac{G_{gi}}{0.06717} \quad (3.1.21)$$

$$j_{li} = \frac{G_0 - G_{gi}}{\gamma_{i \text{ sat}} \cdot S} = \frac{G_0 - G_{gi}}{75.34} \quad (3.1.22)$$

$$\begin{aligned} G_{gi} &= \frac{\bar{q} \cdot 2 \cdot W}{h_{fg}} \cdot l_i \cdot F_i \\ &= \frac{860 \cdot Q}{3600 \times 26 \times 2 \times W \cdot L} \cdot \frac{2W}{h_{fg}} \cdot l_i \cdot F_i \\ &= \frac{860 \cdot Q \cdot 0.0666}{3600 \times 26 \times 2 \times 0.0666 \times 0.75} \cdot \frac{2}{532.6} \cdot l_i \cdot F_i \\ &= 0.004605 \cdot Q \cdot l_i \cdot F_i \end{aligned} \quad (3.1.23)$$

但し、 α_i : i におけるボイド率

j_{gi} : i における蒸気の平均流速 (m/s)

j_{li} : i における液体の " " (")

$\gamma_{i \text{ sat}}$: 飽和蒸気の比重 (kg/m³) = $\frac{1}{1.18041} \doteq 0.847$ at 1.5 kg/cm²

$\gamma_{i \text{ sat}}$: " 液の比重 (kg/m³) = $\frac{1}{0.00105253} \doteq 950.1$ at 1.5 kg/cm²

S : 炉心部の断面積 (26体分) (m²)

$$= (2.28 \times 66.6 \times 19 + 1.24 \times 66.6 \times 2) \times 26 \times 10^{-6} = 0.0793$$

G_{gi} : i における蒸気の質量流量 (kg/s)

\bar{q} : 炉心平均熱流束 (kcal/m² h)

W : 流路巾 (m) = 0.0666

l_i : i 番目の燃料板長さ (m)

F_i : " の発熱割合

g	: 重力加速度 (m/s^2) = 9.8
D_e	: 水力等価直径 (m) = $\frac{4 \times 2.28 \times 66.6}{2 \times (2.28 + 66.6)} \times 10^{-3} = 4.41 \times 10^{-3}$
L	: 燃料板長さ (m) = 0.75
Q	: 炉心出力 (KW)
h_{fg}	: 鮎和蒸気の気液の比エンタルピ差 (kcal/kg) = 532.11 at 1.5 kg/cm^2
γ	: 35°C における液体の比重 (kg/m ³) = 994.1

炉心熱出力 $Q_0 = 400\text{KW}$ の時の駆動力 ΔP_d を求めた時のワークシートを参考の為、表 3.3(a), (b), (c) に示す。この様にして得られた駆動力 ΔP_d を図 3.22 に流動損失項 ΔP_h , ΔP_b , ΔP_c と共に示す。

e. 自然循環弁を作動させない場合の自然循環冷却限界の評価

自然循環弁を作動させない場合の、炉心出力 Q_0 が与えられた時の炉心循環流量 G_0 は、(3.1.8) ~ (3.1.11) を連立させて図 3.22 を基に図式解法によって容易に求められる。得られた結果を、 Q_0 と G_0 の関係として図 3.23 に示す。炉心出力 Q_0 が 200KW 以下では炉心内の水は単相流として流れているのに対し、炉心出力が 200 KW 以上では炉心では炉心循環流量 G_0 が増大するものゝ炉心上部で沸騰が生じ、二相流となることを図 3.23 は示している。

この結果を基に、次に自然循環冷却限界を評価する。

評価の基準は

- ① 炉心内で沸騰を生じないこと、
- ② 最小 DNBR が 1.5 を下回らないこと、

の 2 点である。

上記の基準を満足する炉心出力 Q_0 で最大の値を求めるため、以下に各炉心出力での燃料板表面温度、熱流束を調べる。

炉心出力が Q_0 (KW) の時、図 3.23 に得られる炉心循環流量を G_0 (kg/s) とすると、

$$\text{炉心平均流速 } u = G_0 / (S_f \cdot \gamma_1) \text{ (m/s)}$$

$$\text{炉心平均熱流束 } \bar{q} = Q_0 \times 860 / (3600 \times S_h) \text{ (kcal/m}^2 \text{s)}$$

で与えられる。ここで、 S_f : 流路面積 (m²)、 γ_1 : 水の比重 (kg/m³)、 S_h : 炉心伝熱面積 (m²) である。圧力は $1.50 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ にとる。

1 サブチャンネルに注目すると、燃料板に沿う区間 i (長さ l_i (m)) でのバルク水温上昇 ΔT_{bi} 、燃料板表面加熱度 ΔT_{fi} は各々次の様に書ける。

$$\Delta T_{bi} = \frac{\bar{q} \cdot W_h \cdot 2 \cdot l_i \cdot (F_b \cdot F_R \cdot F_e \cdot F_l) \cdot F_Z}{C_{pl} \cdot u \cdot \gamma_1 \cdot W_f \cdot S}$$

$$W_h : \text{加熱長 (m)} = 0.0616 \text{ m}$$

$$l_i : \text{区間長 (m)}$$

$$C_{pl} : \text{水の比熱 (kcal/kg °C)} = 1.0 \text{ kcal/kg °C}$$

$$\gamma_1 : \text{水の比重 (kg/m}^3) = 950 \text{ kg/m}^3$$

$$W_f : \text{流路面積 (m}^2) = 0.0810389 \text{ m}^2$$

S : 流路ギャップ (m) = 0.00228m

F_b : バルク温度上昇因子 = 1.33

F_R : 核的因子 (半径方向) = 1.23

F_e : " (不確定性) = 1.18

F_l : " (局所) = 1.52

F_z : 軸方向出力分布因子 = 1.42

$$\Delta T_{fi} = \frac{\bar{q} \cdot 3600 \cdot F_f \cdot F_R \cdot F_e \cdot F_l \cdot F_z}{N_u \cdot \frac{k_1}{D_e}}$$

F_f : フィルム温度上昇因子 = 1.37

N_u : ヌセルト数 (4.0)

k_1 : 水の熱伝導率 (kcal/m·h·°C) (0.587 kcal/m·h·°C)

D_e : 水力等価直径 (m) = 0.00441m

ここでヌセルト数 N_u としてレイノルズ数が小さい ($G < 100$) ことを考慮して単相流の層流熱伝達関係式 $N_u = 4.0$ を使用する。

上式 2 式は、炉心出力 Q_0 が 20, 25, 30 KW のとき次の様に表わされる。

Q_0 (kW)	20	25	30
u (m/s)	0.00273	0.00299	0.00325
\bar{q} (kcal/m ² s)	0.0907	0.113	0.136
ΔT_{bi} (°C)	$68.4 l_i F_z$	$77.83 l_i F_z$	$86.2 l_i F_z$
ΔT_{fi} (°C)	$1.85 F_z$	$2.31 F_z$	$2.78 F_z$

上記の ΔT_{bi} , ΔT_{fi} の算出式を用いて燃料板各区間での、バルク水温 T_b , 燃料板表面温度 T_w を求めた結果を表 3.4 に示す。表 3.4 に示した各炉心出力 Q_0 での燃料板表面最高温度 T_w と飽和温度 T_s との差 $T_s - T_w$ を図 3.24 に示す。この図から炉心出力 Q_0 が 25.3 KW の時、燃料板表面最高温度 T_w が飽和温度になり、25.3 KW 以下では飽和温度以下、25.3 KW 以上で飽和温度以上になることがわかる。

なお、上述の炉心出力が 20~30 KW 程度での自然循環による炉心流速は 1 cm/s 以下であり、このような低流速では、Bergles-Rohsenow の式で予測される沸騰開始温度 T_{ONB} は T_s より僅かに高いだけで、実質上 $T_{ONB} = T_s$ とおいて良い。また飽和温度は炉心上端部の圧力 1.55 kg/cm²-abs に対する値を用いる。このことを考慮すると、炉心内で沸騰を生ぜしめない最高炉心出力は 25 KW である。この時の q_{DNB} は、後述 (4.3 節参照) の上昇流の場合の式を用いると、

$$q_{DNB}^* = 0.005 |G^*|^{0.611}$$

から、 $G_0 = 0.23 \text{ kg/s}$, $G = 2.90 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $G^* = 0.65$, $q_{DNB}^* = 0.00385$

となり、

$$q_{DNB} = 3.283 \times 10^4 \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

$$\text{DNBR} = \frac{q_{\text{DNB}}}{(q \times 3600 \times F_Z \cdot F_R \cdot F_e \cdot F_I)} = \frac{3.283 \times 10^4}{0.113 \times 3600 \times 1.42 \times 1.23 \times 1.18 \times 1.52} = 25.8$$

最小 DNBR は 25.8 となり 1.5 を充分上回っている。

しかし、自然循環孔とコア・バイパスのみでは、自然循環により冷却が期待できるのは、最大 25 KW までである。また図 3.22 より、この場合の炉心流量に対して支配的であるのは、コア・バイパスの流量であり、自然循環孔の貢献はあまり期待できないことがわかる。

f. 自然循環弁作動効果の評価 (1 : 1 次系配管に口径 150 A を付けた場合)

f.-1. 自然循環弁系統の流動損失計算

自然循環弁の取付位置と自然循環弁系統の配管径・長さを図 3.25 に示す。自然循環弁構造を図 3.26 に示す。自然循環弁系統の流量 G_N と流動損失 ΔP_N との関係を求める。

直管部の流動を層流とすると、流動損失 ΔP_1 は、次の様になる。

$$\begin{aligned}\Delta P_1 &= \lambda \frac{1}{D_e} \cdot \frac{r v^2}{2g} = \frac{64}{R_e} \cdot \frac{1}{D_e} \cdot \frac{r v^2}{2g} \\ &= \frac{32 \nu}{D_e} \cdot \frac{1}{D_e} \cdot \frac{r v^2}{g} = \frac{32}{g} \nu l \gamma \frac{v}{D_e^2} \\ &= \frac{32}{g} \nu l \cdot \frac{G_N}{\frac{\pi}{4} D_e^4} = \left(\frac{128}{\pi}\right) \frac{\nu l}{g} \cdot \frac{G_N}{D_e^4}\end{aligned}$$

ここで、

$$l_{11} = 4.89 \text{ m}, \quad D_{e11} = 0.55 \text{ m}$$

$$l_{12} = 0.35 \text{ m}, \quad D_{e12} = 0.151 \text{ m}$$

水温 35 °C の時 $\nu = 0.736 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ であるから、直管部の流動損失 ΔP_1 は次のようになる。

$$\begin{aligned}\Delta P_1 &= \frac{128}{\pi} \times 0.736 \times 10^{-6} \times \frac{1}{9.8} \left(\frac{4.89}{0.55^4} + \frac{0.35}{0.151^4} \right) G_N \\ &= 2.224 \times 10^{-3} G_N (\text{kg/m}^2)\end{aligned}$$

一方配管接続部の流路面積の拡大・縮小部の流動損失 ΔP_2 は次の様になる。

$$\Delta P_2 = \sum_i \zeta_i \frac{r v_i^2}{2g}$$

ここで縮小部では $\zeta = 0.5$ 、拡大部は $\zeta = 1.0$ とおくと、

$$\Delta P_2 = 1.0 \frac{r v_{21}^2}{2g} + 0.5 \frac{r v_{22}^2}{2g} + 1.0 \frac{r v_{22}^2}{2g}$$

となる。ここで v_{21}, v_{22} はそれぞれ 550 A, 150 A 配管での流速である。従って、

$$\Delta P_2 = \frac{1.0}{2g} r \cdot \left(\frac{G_N}{\frac{\pi}{4} r \cdot D_{e11}^2} \right)^2 + \frac{1.5}{2g} r \left(\frac{G_N}{\frac{\pi}{4} r \cdot D_{e12}^2} \right)^2$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\gamma}{2g \left(\frac{\pi}{4} r\right)^2} \left\{ \frac{1.0}{D_{e11}^4} + \frac{1.5}{D_{e12}^4} \right\} G_N^2 \\
 &= \frac{G_N^2}{2g \left(\frac{\pi}{4}\right)^2 r} \left\{ \frac{1.0}{0.55^4} + \frac{1.5}{0.151^4} \right\} = 0.2522 G_N^2 \text{ (kg/m}^2\text{)}
 \end{aligned}$$

ΔP_1 と ΔP_2 の和が ΔP_N を与える。すなわち、

$$\Delta P_N = 2.224 \times 10^{-3} G_N + 0.2522 G_N^2 \text{ (kg/m}^2\text{)}$$

図 3.27 にコアバイパス、自然循環孔、自然循環弁、炉心部での流動損失 ΔP_b 、 ΔP_h 、 ΔP_N 、 ΔP_C と炉心駆動力 ΔP_d (炉心出力の関数) を示す。

図 3.27 から図式解法で得た自然循環流量 G_0 を図 3.28 に炉心出力 Q_0 の関数として示す。

f.-2. 自然循環弁作動時の冷却限界の評価

前述 e. と同様にして、フィルム温度上昇及びバルク温度上昇、 ΔT_f 、 ΔT_b を燃料板の各区間に對して求めることができる。ここで、 $N_u = 4.0$ 、 $P = 1.55 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ を考える。

炉心出力 200, 250, 300 KW に対して ΔT_b 、 ΔT_f を基に各区間で求めたバルク水温 T_b 、燃料板表面温度 T_w を表 3.5 に示す。

炉心出力 Q_0 に対する、燃料板表面最高温度 T_w と飽和温度 T_s との差 $T_s - T_w$ を図 3.29 に示す。同図から炉心出力 $Q_0 = 220 \text{ KW}$ の時に燃料板表面温度が飽和温度になり、220 KW以下では飽和温度 T_s 以下となることがわかる。今 220 KWでの自然循環流量は図 3.28 から 2.25 kg/s であり、この時の流速に対して Bergles-Rohsenow の沸騰開始条件から求まる沸騰開始温度 T_{ONB} は飽和温度 T_s に近く、 $T_{ONB} \approx T_s$ と置ける。従って炉心内で沸騰を生ぜしめない炉心の最高出力は 220 KWである。この出力に対する DNB 热流束は次のようにある。

$$G_0 = 2.25 \text{ kg/s}, G = 28.37 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

$$G^* = 6.374$$

$$q_{DNB}^* = 0.005 G^{*0.611} \text{ から } q_{DNB}^* \text{ は、次の様になる。}$$

$$q_{DNB}^* = 0.0155$$

$$\therefore q_{DNB} = 1.322 \times 10^5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

従って最小 DNBR は、

$$\begin{aligned}
 \text{最小 DNBR} &= \frac{1.322 \times 10^5}{\frac{220 \times 860}{2 \times 26 \times 20 \times 0.0616 \times 0.75} \times 1.42 \times 1.23 \times 1.18 \times 1.52} \\
 &= 10.7
 \end{aligned}$$

となり、1.5 を充分上回っている。

g. 自然循環弁作動効果の評価（下部プレナムに口径 200 A を取付た場合）

g.-1. 自然循環弁の流動損失計算

自然循環弁を下部プレナムに取付けた場合の取付位置と自然循環弁系統の配管径・長さを図 3.30 に示す。自然循環弁構造は図 3.26 に同じとする。自然循環弁系統の流量 G_N と流動損失

ΔP_N との関係を求める。

なお、 e の評価で自然循環孔流量 G_1 は非常に小さく、炉心の冷却にはあまり貢献しないので自然循環弁を考える場合には自然循環孔は無視する。

直管部の流動を層流とすると、流動損失 ΔP_1 は、次の様になる。

$$\begin{aligned}\Delta P_1 &= \lambda \cdot \frac{1}{D_e} \cdot \frac{\gamma v^2}{2g} = \frac{64}{R_e} \cdot \frac{1}{D_e} \cdot \frac{\gamma v^2}{2g} \\ &= \frac{32 \nu}{D_e} \cdot \frac{1}{D_e} \cdot \frac{\gamma v}{g} = \frac{32}{g} \nu l \gamma \frac{v}{D_e^2} \\ &= \frac{32}{g} \nu l \cdot \frac{G_N}{\frac{\pi}{4} D_e^4} = \left(\frac{128}{\pi} \right) \frac{\nu l}{g} \frac{G_N}{D_e^4}\end{aligned}$$

ここで、 $l_1 = 1.0 \text{ m}$, $D_e = 0.2 \text{ m}$

水温 35°C の時の $\nu = 0.736 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ であるから、直管部の流動損失 ΔP_1 は次のようになる。

$$\begin{aligned}\Delta P_1 &= \frac{128}{\pi} \times \frac{0.736 \times 10^{-6} \times 1.0}{9.8} \times \frac{G_N}{0.2^4} \\ &= 1.912 \times 10^{-3} \cdot G_N (\text{kg/m}^2)\end{aligned}$$

一方配管接続部の流路面積の拡大、弁の抵抗係数、縮小部の流動損失 ΔP_2 は次の様になる。

$$\Delta P_2 = \sum_i \zeta_i \frac{\gamma \cdot v_i^2}{2g}$$

ここで、縮小部では、 $\zeta = 0.5$ 、拡大部では $\zeta = 1.0$ とする。また弁の抵抗係数は、

$\zeta_v = \frac{891 d^4}{(C_v)^2}$ (C_v : C_v 値、 d : バルブ径；inch) で表わされ、自然循環弁の C_v 値は全開の場合約 3200 となるため、

$$\zeta_v = \frac{891 \times (200/2.54)^4}{(3200)^2}$$

$$\approx 0.34$$

となる。

$$\begin{aligned}\Delta P_2 &= 0.5 \cdot \frac{\gamma v_N^2}{2g} + 0.34 \frac{\gamma v_N^2}{2g} + 1.0 \frac{\gamma v_N^2}{2g} \\ &= 1.84 \frac{\gamma v_N^2}{2g} \\ &= 1.84 \cdot \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{G_N}{\frac{\pi}{4} \gamma \cdot D^2} \right)^2 \\ &= 1.84 \cdot \frac{G_N^2}{2g \left(\frac{\pi}{4} D^2 \right)^2 \gamma}\end{aligned}$$

$$= 1.84 \cdot \frac{G_N^2}{2g \times \left(\frac{\pi}{4} \times 0.2^2\right)^2 \times 994}$$

$$= 0.09569 \cdot G_N^2 \text{ (kg/m}^2\text{)}$$

ΔP_1 と ΔP_2 の和が ΔP_N を与える。即ち、

$$\Delta P_N = 1.912 \times 10^{-3} \cdot G_N + 0.09569 \cdot G_N^2 \text{ (kg/m}^2\text{)}$$

図 3.31 に、コアバイパス、自然循環弁、炉心部での流動損失 ΔP_b 、 ΔP_N 、 ΔP_c と炉心駆動力 ΔP_d （炉心出力の関数）を示す。

図 3.31 から図式解法で得た自然循環流量 G_0 を図 3.32 に炉心出力 Q_0 の関数として示す。

g.-2. 自然循環弁作動時の冷却限界の評価

前述 e. 項と同様にして、フィルム温度上昇 ΔT_f 及びバルク温度上昇 ΔT_b を燃料板の各区間に對して求めることができる。ここで $N_u = 4.0$ 、 $p = 1.55 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ を考える。

炉心出力 200, 250, 300 KW に対して ΔT_b , ΔT_f を基に各区間で求めたバルク水温 T_b 、燃料板表面温度 T_w を表 3.6 に示す。

炉心出力 Q_0 に対する燃料板最高表面温度 T_w と飽和温度 T_s との差 $T_s - T_w$ を図 3.33 に示す。同図から炉心出力 $Q_0 = 245 \text{ KW}$ の場合に燃料板最高表面温度が飽和温度となり、245KW 以下では飽和温度 T_s 以下となることがわかる。今、295KW での自然循環流量は図 3.32 から 2.54 kg/s であり、この時の流速に対して、Bergless-Rohsenow の沸騰開始条件から求まる沸騰開始温度 T_{DNB} は、飽和温度 T_s に近く、 $T_{DNB} \approx T_s$ と置ける。従って炉心で沸騰を生ぜしめない炉心の最高出力は 240 KW である。この出力に対する DNB 熱流束は次のようになる。

$$G_0 = 2.52 \text{ kg/s}, \quad G = 31.8 \text{ kg/m}^2$$

$$G^* = 7.144$$

$$q_{DNB}^* = 0.005 G^{*0.611} \text{ から } q_{DNB} \text{ は、次の様になる。}$$

$$q_{DNB}^* = 0.0166$$

$$q_{DNB} = 1.417 \times 10^5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

従って最小 DNBR は、

$$\text{最小 DNBR} = \frac{1.417 \times 10^5}{\frac{240 \times 860}{2 \times 26 \times 20 \times 0.0616 \times 0.75} \times 1.42 \times 1.23 \times 1.18 \times 1.51 \times 1.17} \\ = 9.00$$

となり、1.5 を充分上回っている。

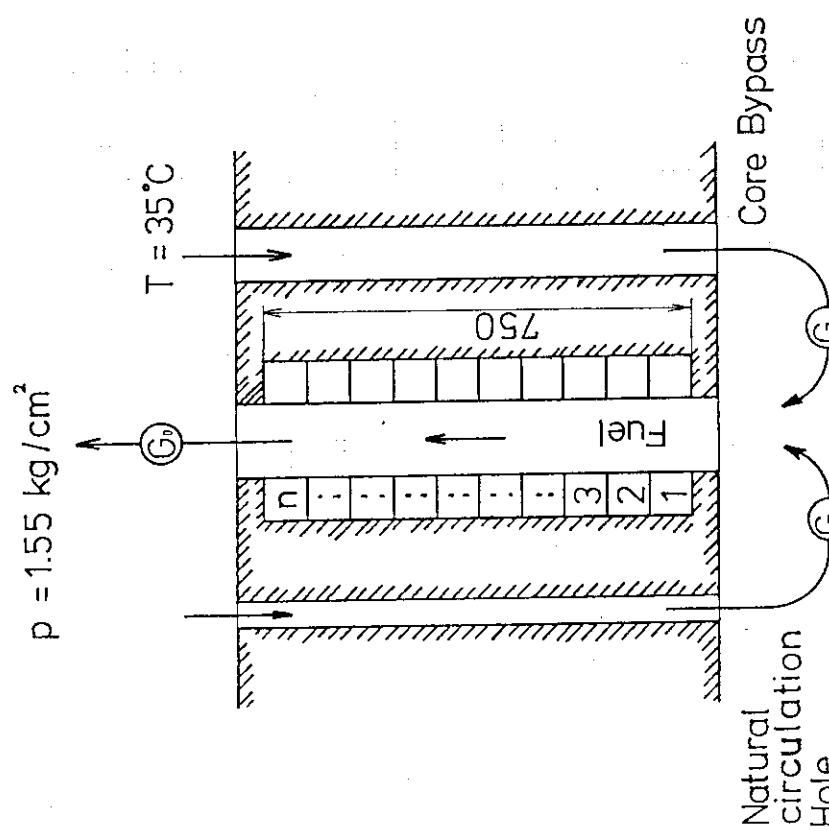


図 3.18 自然循環時の流動モデル

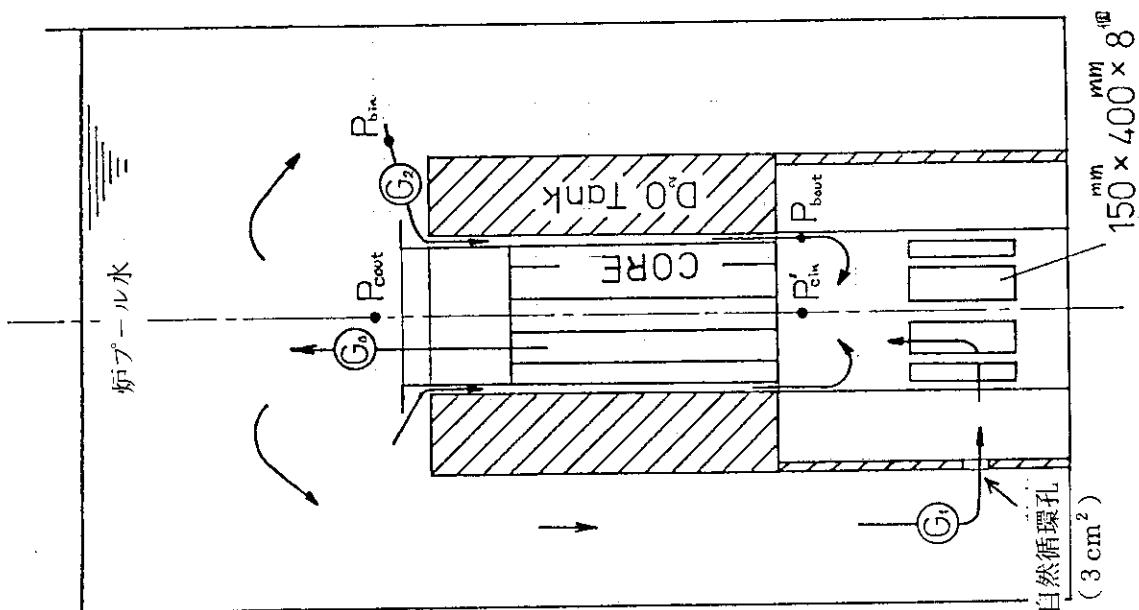


図 3.17 自然循環時の流動

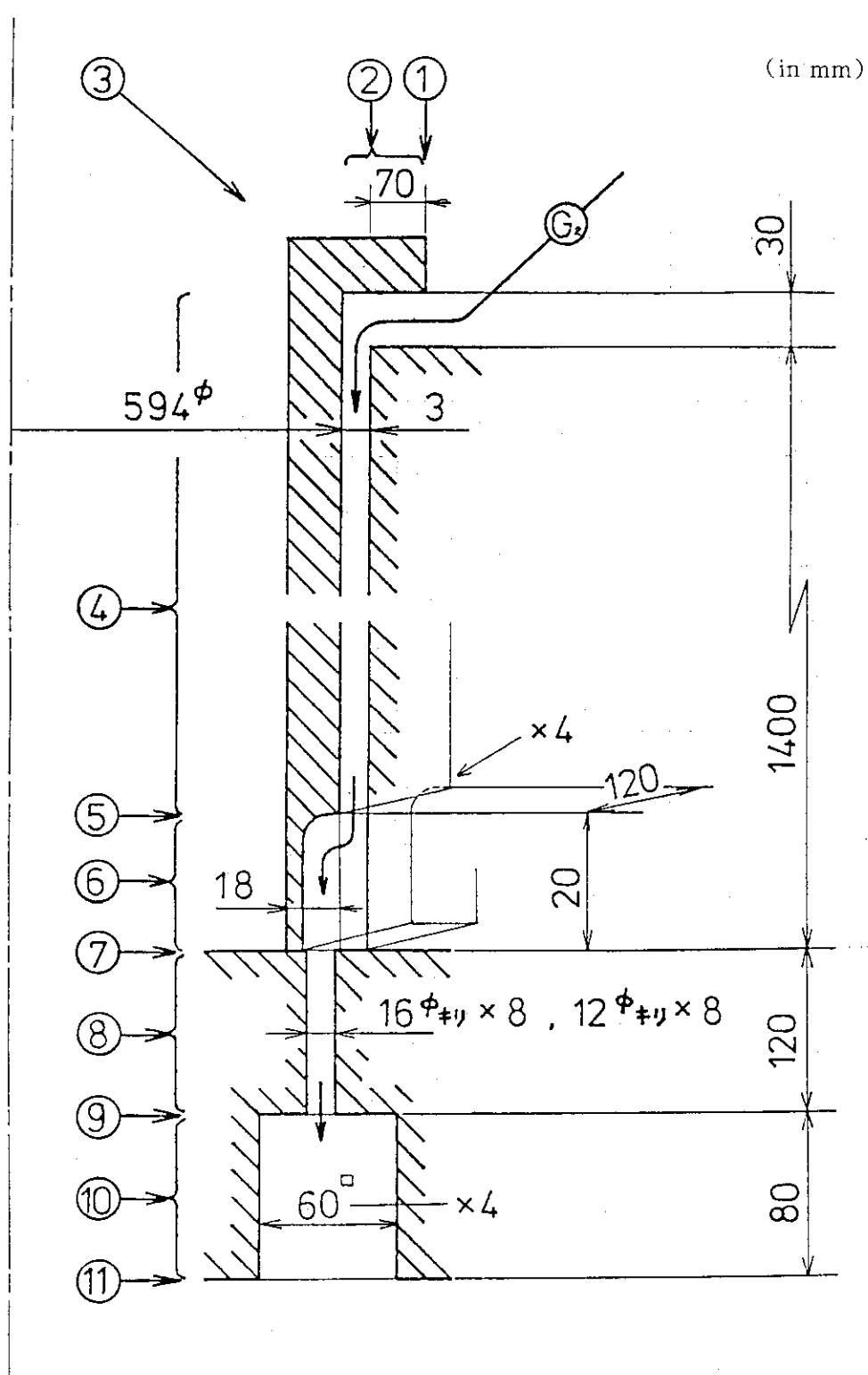


図 3.19 コアバイパスの形状と領域区分

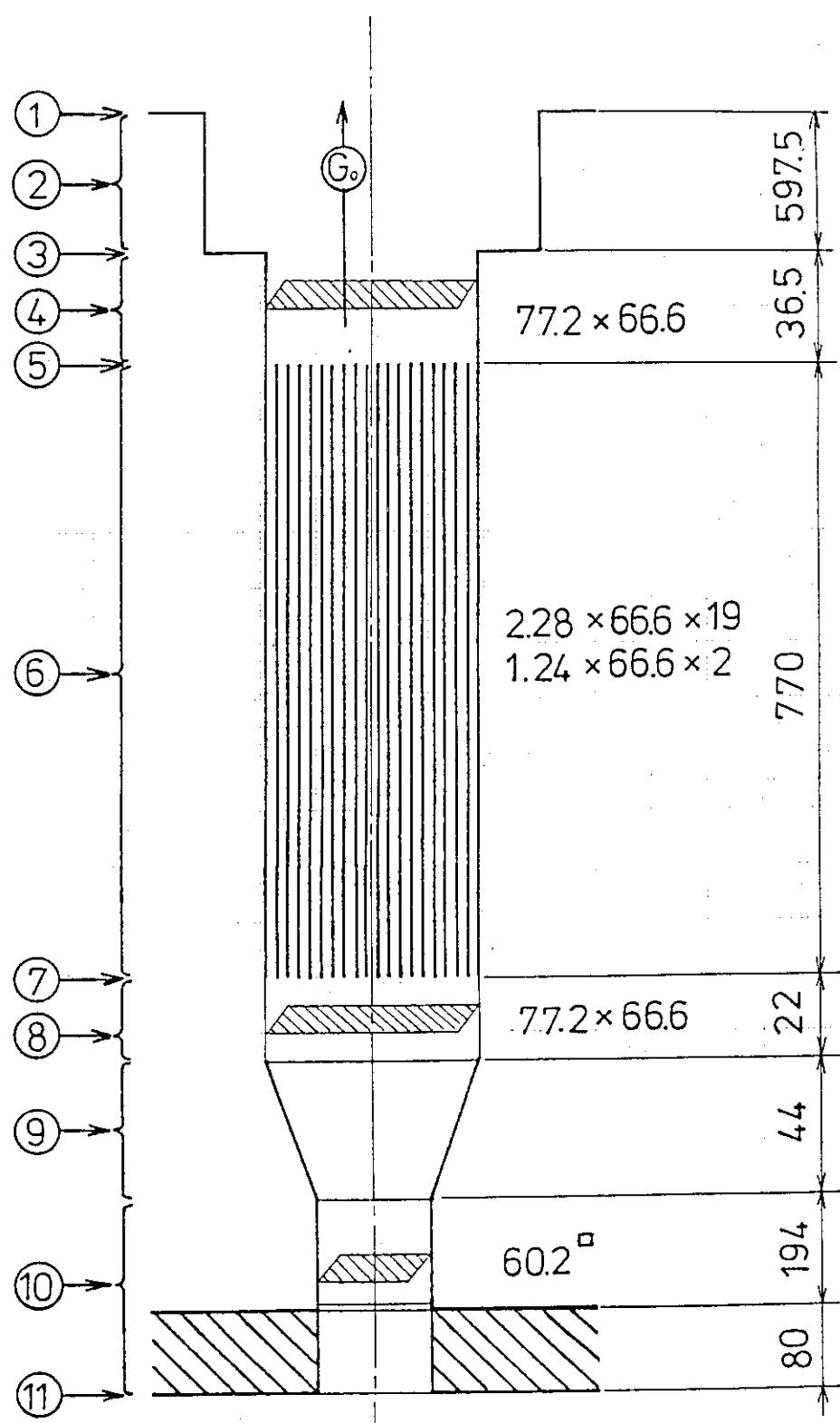


図 3.20 標準型燃料要素の形状と領域分布

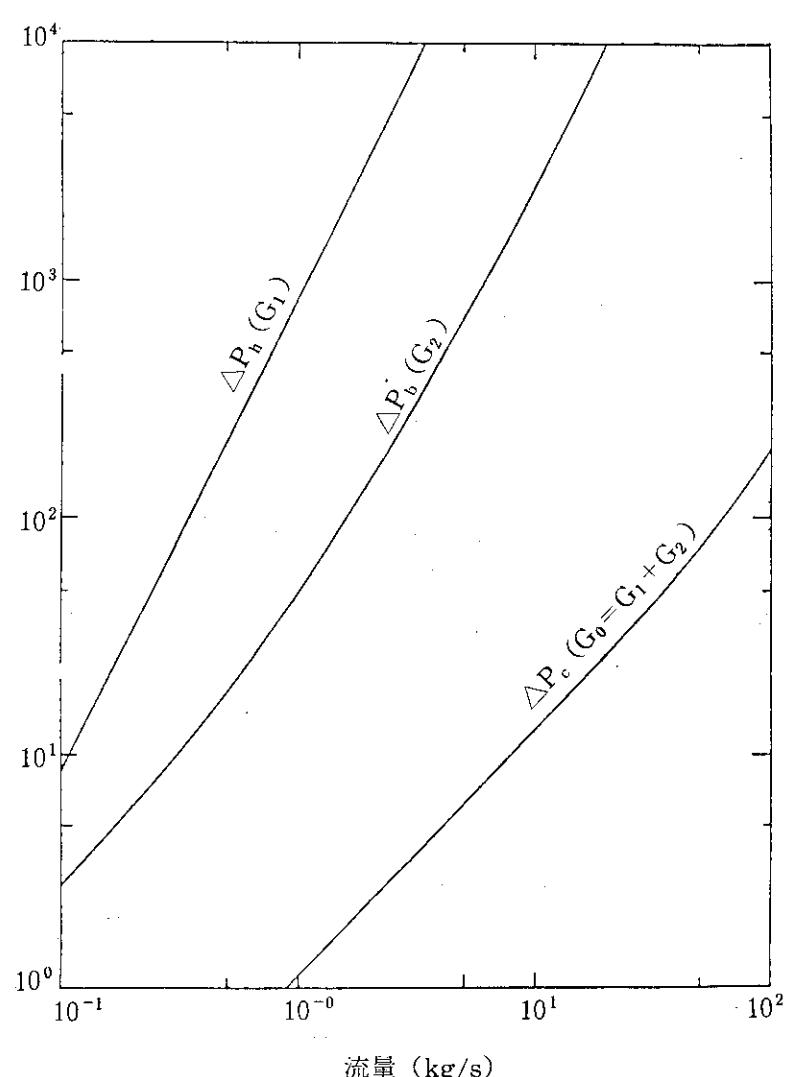


図 3.21 流量と流動損失との関係

表 3.3(a) 火心駆動力算出のためのワーケーション

		single phase ← 1.23127 → two phase																			
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$l_i \cdot (10^{-2} \text{m})$	$5.0 \cdot F_i \cdot (10^{-2} \text{m})$	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	
$T_{1i}' (\text{°C})$	$T_{1i} (\text{°C})$	4.270	4.839	5.703	6.365	6.756	3.420	3.414	3.376	3.308	3.213	3.094	2.954	2.808	2.656	2.501	4.531	3.886	3.225	2.567	2.120
$G_{gi} (\text{kg/s})$	$j_{1i} (\text{m/s})$																				
$j_{gi} (\text{m/s})$	$\alpha_i (-)$																				
$r_i' (\text{kg/m}^3)$	$r_i' \cdot l_i \text{ kg/m}^2$	992.1	987.0	980.0	970.8	959.5	922.4	897.2	898.8	900.2	900.2	901.9	904.0	906.2	908.5	910.8	881.2	890.3	900.0	909.8	916.6
		49.6	49.4	49.0	48.5	48.0	11.7	22.4	22.4	22.5	22.5	22.5	22.5	22.6	22.7	22.7	22.8	44.1	44.5	45.0	45.5
		two phase																			
		single phase																			
		$T_{1i}' = T_{IN} + \sum_{k=1}^i 0.32 \cdot \frac{Q}{G_0} \cdot l_k \cdot F_k, \quad T_{IN} = 35^\circ\text{C}$																			
		$T_{1i} = (T_{1i}' + T_{(i-1)}) / 2$																			
		single phase																			
		$r_i' \text{ is calculated by}$																			
		interpolation of steam-table																			
		$T_{sat} = 110.8$																			
		$G_{gi} = 2.302 \times 10^{-5} \cdot Q \cdot l_i \cdot F_i$																			
		$dj_{gi} = \sum_{k=1}^i G_{gk} / 0.06717$																			
		$j_{1i} = (G_0 - G_{gi}) / 75.34$																			
		$\alpha_i = j_{gi} / (j_{gi} + j_{1i} + 0.0728)$																			
		$r_i' = (1 - \alpha_i) \cdot 9501$																			
		$DF = 745.6 - \sum_{i=1}^n r_i' \cdot l_i$																			
		$DF = 49.7$																			
		$1_{two} = 1_{16} - 1_s = 0.025 - 0.0123 = 0.0127 \text{m}$																			
		$1_{two} = (110.8 - 106.5) \cdot \frac{0.5}{0.32 \times 400 \times 1.368} = 0.0123 \text{m}$																			

$Q = 400 \text{ kW}$

$G_0 = 1.0 \text{ kg/s}$

表 3.3(b) 灰心駆動力算出のためのワーカーシート

	single phase										two phase										
	0.64.4					0.6.4.4					0.6.4.4		0.6.4.4								
$I_i (10^{-2} \text{ m})$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
$I_i \cdot F_i (10^{-2} \text{ m})$	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	
$T_{1i}' (\text{°C})$	4.270	4.839	5.703	6.365	6.756	3.420	3.414	3.376	3.308	3.213	3.094	2.954	2.808	2.656	2.501	4.531	3.886	3.225	2.567	2.120	
$T_{1i} (\text{°C})$	35	40.1	46.7	54.0	62.1	70.8	75.1	79.5	83.8	88.1	92.2	96.2	99.9	103.5	106.9	110.1	110.8	—	—	—	
$G_{gi} (\text{kg/s})$	37.6	43.4	50.4	58.1	66.5	73.0	77.3	81.7	86.0	90.2	94.2	98.1	101.7	105.2	108.5	110.5	—	—	—	—	
$j_{1i} (\text{m/s})$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
$j_{gi} (\text{m/s})$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
$\alpha_i (-)$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
$r_i' (\text{kg/m}^3)$	993.2	990.9	987.8	984.1	980.1	975.8	973.2	970.5	967.7	964.8	962.1	959.3	956.8	954.1	951.7	950.1	893.5	894.8	903.7	912.8	919.1
$r_i' \cdot l_i (\text{kg/m}^2)$	49.66	49.55	49.39	49.21	49.01	24.40	24.33	24.26	24.19	24.12	24.05	23.98	23.92	23.85	23.79	5.70	39.31	44.74	45.19	45.64	45.96
$T_{1i}' = T_{IN} + \sum_{k=1}^i 0.32 \frac{Q}{G_0} l_k \cdot F_k, T_{IN} = 35^\circ\text{C}$	$i = 16 \text{ にて } T_{1i} = T_{sat}$										$\sum_{i=1}^n r_i' \cdot l_i = 714.25$										
$T_{1i} = (T_{1i}' - T_{1i-1}') / 2$	single phase の距離 l_s										DF = 31.35										

$$T_{1i}' = T_{IN} + \sum_{k=1}^i 0.32 \frac{Q}{G_0} l_k \cdot F_k, T_{IN} = 35^\circ\text{C}$$

$$T_{1i} = (T_{1i}' - T_{1i-1}') / 2$$

$$\text{two phase } G_{gi} = 2.302 \times 10^{-5} \cdot Q \cdot l_i \cdot F_i$$

$$j_{gi} = \sum_{k=1}^i G_g k / 0.06717$$

$$j_{1i} = (G_0 - G_{gi}) / 75.34$$

$$\alpha_i = j_{gi} / (j_{gi} + j_{1i} + 0.0728)$$

$$r_i' = (1 - \alpha_i) \cdot 950.1$$

$$DF = 745.6 - \sum_{i=1}^n r_i' \cdot l_i$$

$$DF = 745.6 - \sum_{i=1}^n r_i' \cdot l_i$$

single phase
 r_i' is calculated by
 interpolation of steam-table

$$T_{sat} = 110.8$$

$$l_s = (110.8 - 110.1) \cdot \frac{1}{0.32 \times 400 \times 0.906} = 0.006 \text{ m}$$

$$l_t = l_6 - l_s = 0.05 - 0.006 = 0.044 \text{ m}$$

表3.3(c) 炉心駆動力算出のためのワークシート

$$T_{i1}' = T_{IN} + \sum_{K=1}^Q \frac{Q}{\zeta} l_K \cdot F_K, \quad T_{IN} = 35^\circ C$$

single phase
 r_i' is calculated by
 interpolation of steam-table

$$G_{gi} = 2.302 \times 10^{-3}$$

$$j_{\text{Li}} = (G_0 - G_{g_i}) / 75.34$$

$$j_{\text{Li}} = (G_0 - G_{g_i}) / 75.34$$

$$r' = (1 - \alpha) \cdot 9501$$

$$DF = 745.6 - \sum_{i=1}^n r_i' + 1$$

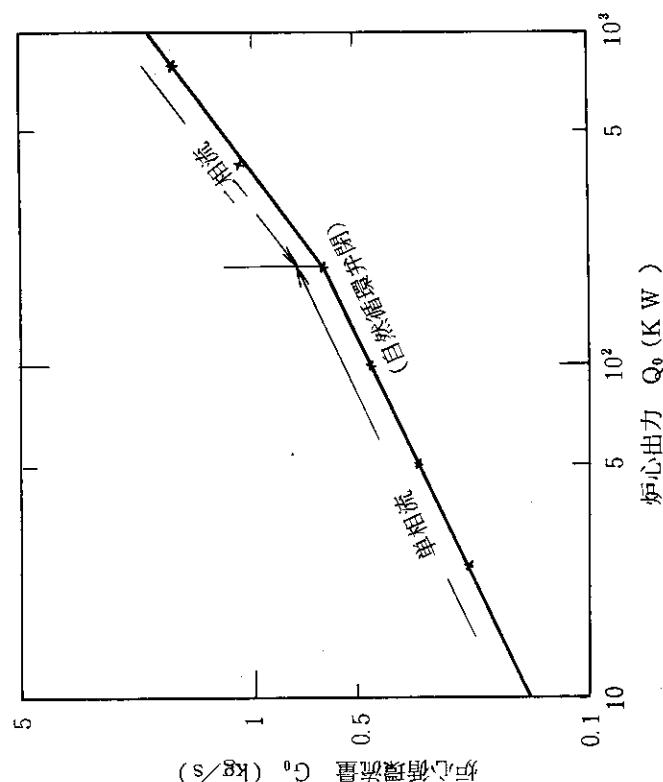


図 3.23 炉心出力と炉心循環流量との関係

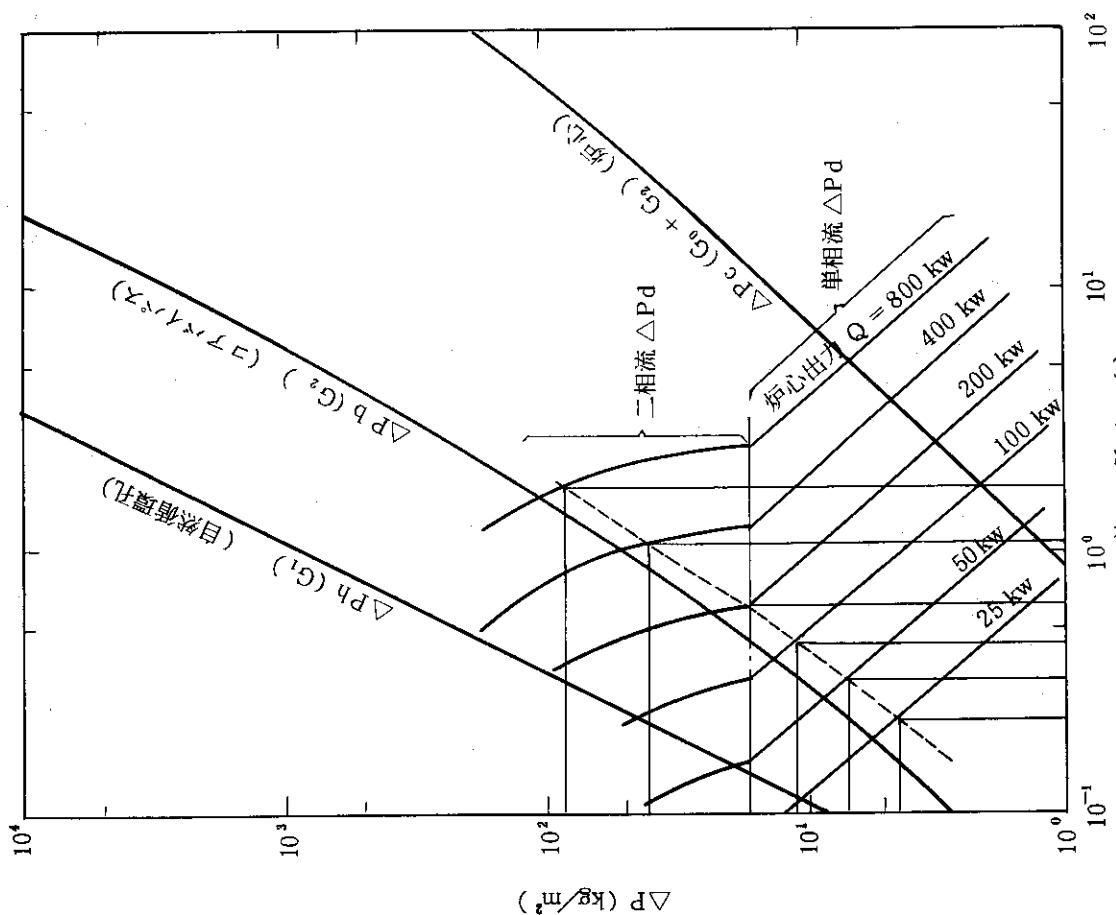
図 3.22 流量と炉心駆動力 ΔP_d 、流動損失 ΔP_h 、 ΔP_b 、 ΔP_c との関係

表 3.4 火心に対するバルク水温, 燃料板表面温度変化

火心出力 区間	20 KW		25 KW		30 KW	
	BULK TEMP. (DEG.)	WALL TEMP. (DEG.)	BULK TEMP. (DEG.)	WALL TEMP. (DEG.)	BULK TEMP. (DEG.)	WALL TEMP. (DEG.)
NO.						
1	36.94223	38.88226	37.21672	39.63995	37.44728	40.35335
2	41.13686	43.36296	42.00386	44.78159	42.73212	46.06049
3	46.03011	48.61574	47.58786	50.80980	48.89622	52.75244
4	51.60464	54.46666	53.94884	57.48485	55.91759	60.14433
5	57.64043	60.61177	60.83545	64.52809	63.51810	67.93243
6	62.30930	65.28876	66.16174	69.86581	69.39580	73.82050
7	65.43982	68.40192	69.73245	73.41277	73.33585	77.72998
8	68.55342	71.47755	73.28363	76.91464	77.25412	81.58730
9	71.63469	74.51302	76.79768	80.36978	81.13112	85.39529
10	74.68695	77.53445	80.27843	83.81094	84.97070	89.19601
11	77.62210	80.26057	83.62512	86.90413	88.66188	92.58307
12	80.26176	82.54063	86.63425	89.47034	91.98055	95.37137
13	82.62042	84.72577	89.32269	91.94225	94.94536	98.07672
14	84.81833	86.79382	91.82776	94.28523	97.70779	100.64491
15	86.88431	88.74071	94.18233	96.49123	100.30409	103.06355
16	89.70486	91.38867	97.39661	99.49030	103.84682	106.35231
17	93.10010	94.55653	101.26518	103.07657	108.10880	110.27867
18	96.00095	97.22339	104.56908	106.09117	111.74747	113.57065
19	98.39510	99.38075	107.29445	108.52289	114.74867	116.21999
20	100.33807	101.14265	109.50533	110.50870	117.18312	118.38481

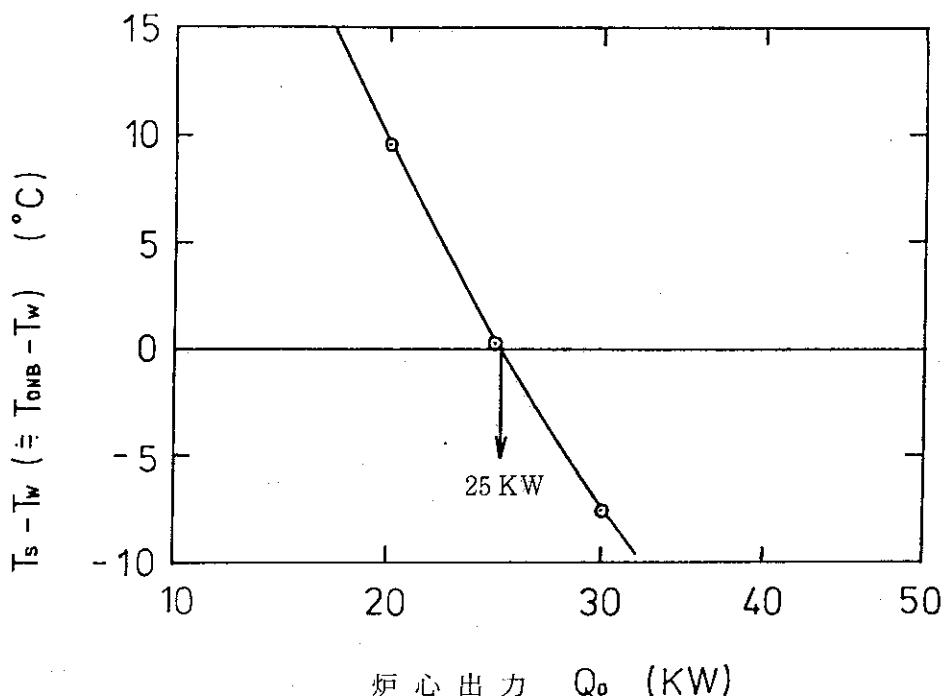
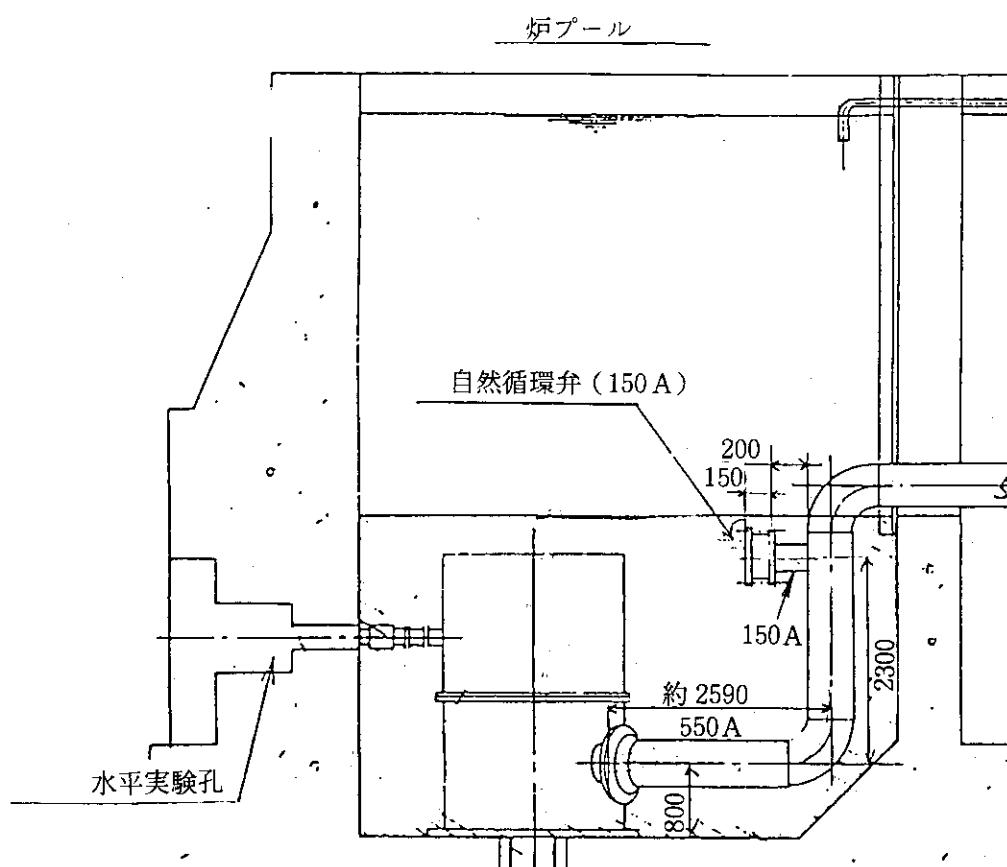
図 3.24 炉心出力と温度差 ($T_s - T_w$) との関係

図 3.25 1次系配管に自然循環弁を取付けた時の構成

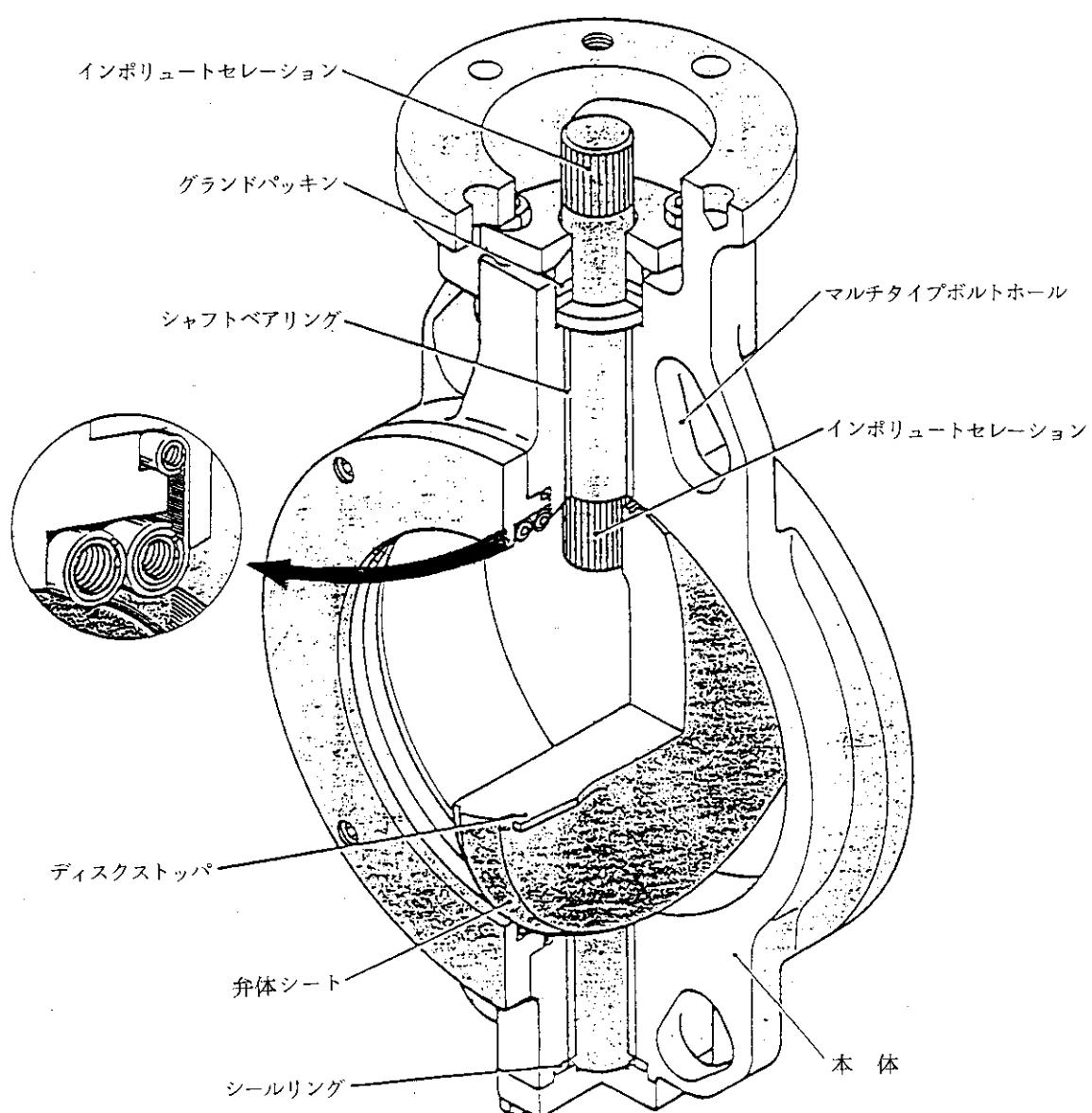


図 3.26 自然循環弁の構造

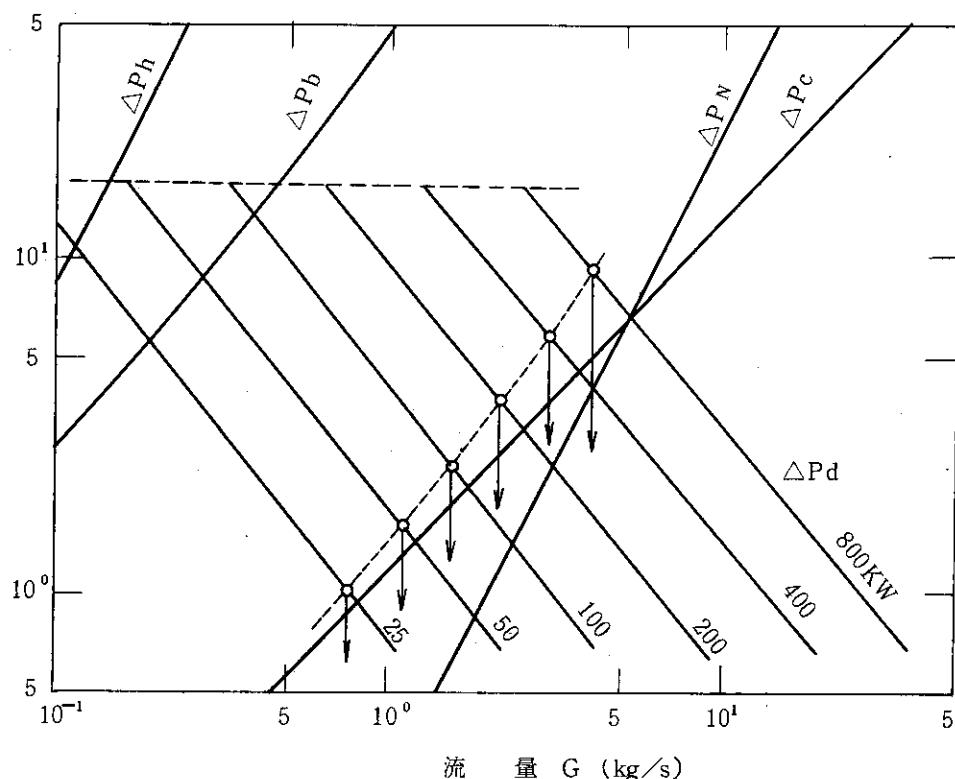


図 3.27 自然循環弁を 1 次系配管に取付けた時の
流量と炉心駆動力 ΔP_d , 流動損失 ΔP_h , ΔP_b
 ΔP_N , ΔP_c の関係

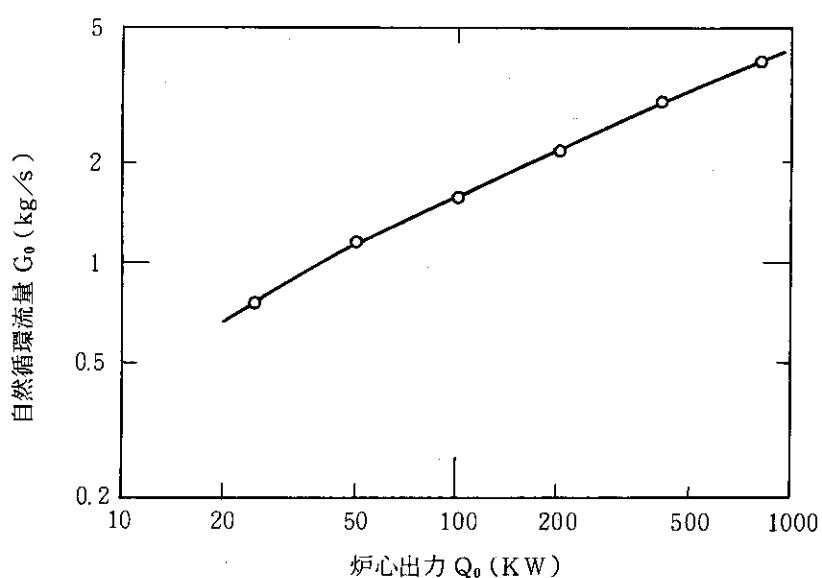


図 3.28 自然循環弁を 1 次系配管に取付けた時の
炉心出力と炉心循環流量との関係

表 3.5 自然循環弁を1次系配管に取付けた時の炉心出力に対するバルク水温、燃料板表面温度変化

NO.	200 KW		250 KW		300 KW	
	BULK TEMP. (DEG.)	WALL TEMP. (DEG.)	BULK TEMP. (DEG.)	WALL TEMP. (DEG.)	BULK TEMP. (DEG.)	WALL TEMP. (DEG.)
1	36.89706	56.29977	37.13322	61.37111	37.35315	66.42133
2	40.99416	63.26166	41.74016	69.53241	42.43478	75.73851
3	45.77370	71.64340	47.11407	79.36418	48.36205	86.96544
4	51.21877	79.66072	53.23589	88.64609	55.11380	97.44835
5	57.11446	86.85878	59.86388	96.84415	62.42290	106.63492
6	61.67505	91.49648	64.99037	102.09251	68.07552	112.40477
7	64.73308	94.38368	68.42725	105.29794	71.86481	115.89673
8	67.77461	97.04805	71.84540	108.22868	75.63326	119.06291
9	70.78458	99.60228	75.22789	111.02701	79.36218	122.07510
10	73.76625	102.27791	78.57840	113.98015	83.05540	125.36447
11	76.63354	103.05460	81.80006	114.63159	86.60600	125.87341
12	79.21220	102.03000	84.69698	113.09583	89.79836	123.75749
13	81.51645	102.58598	87.28520	113.51750	92.65041	124.01332
14	83.66373	103.43440	89.69695	114.30780	95.30783	124.72740
15	85.68216	104.26157	91.96384	115.08797	97.80554	125.44370
16	88.43779	105.29057	95.05849	116.02896	101.21468	126.28658
17	91.75493	106.33284	98.78349	116.91840	105.31657	127.03084
18	94.58910	106.82536	101.96547	117.19667	108.81876	127.06421
19	96.92824	106.79478	104.59064	116.88353	111.70752	126.43221
20	98.82663	106.87959	106.72029	116.76117	114.05083	126.07735

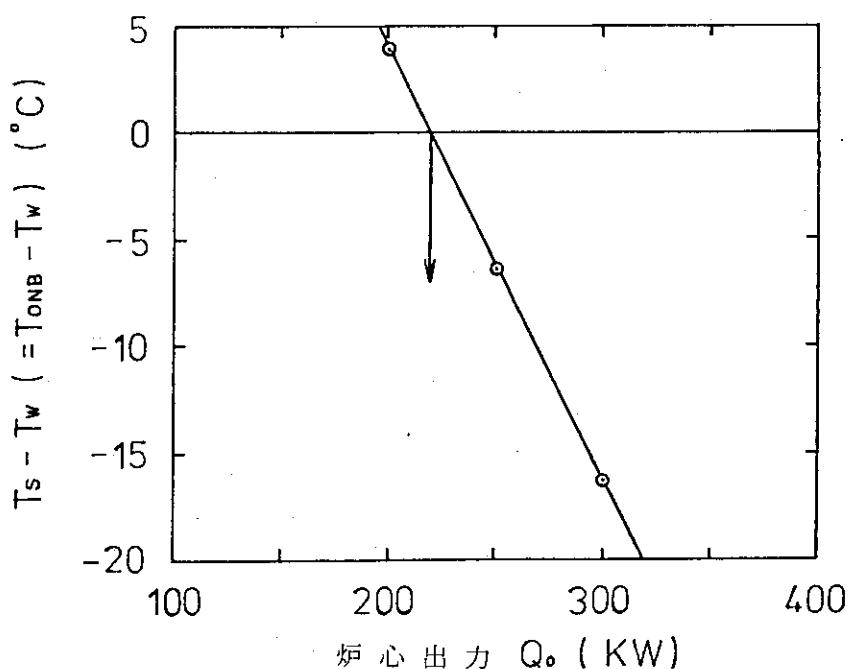


図 3.29 自然循環弁を1次系配管に取付けた時の
炉心出力と温度差($T_s - T_w$)との関係

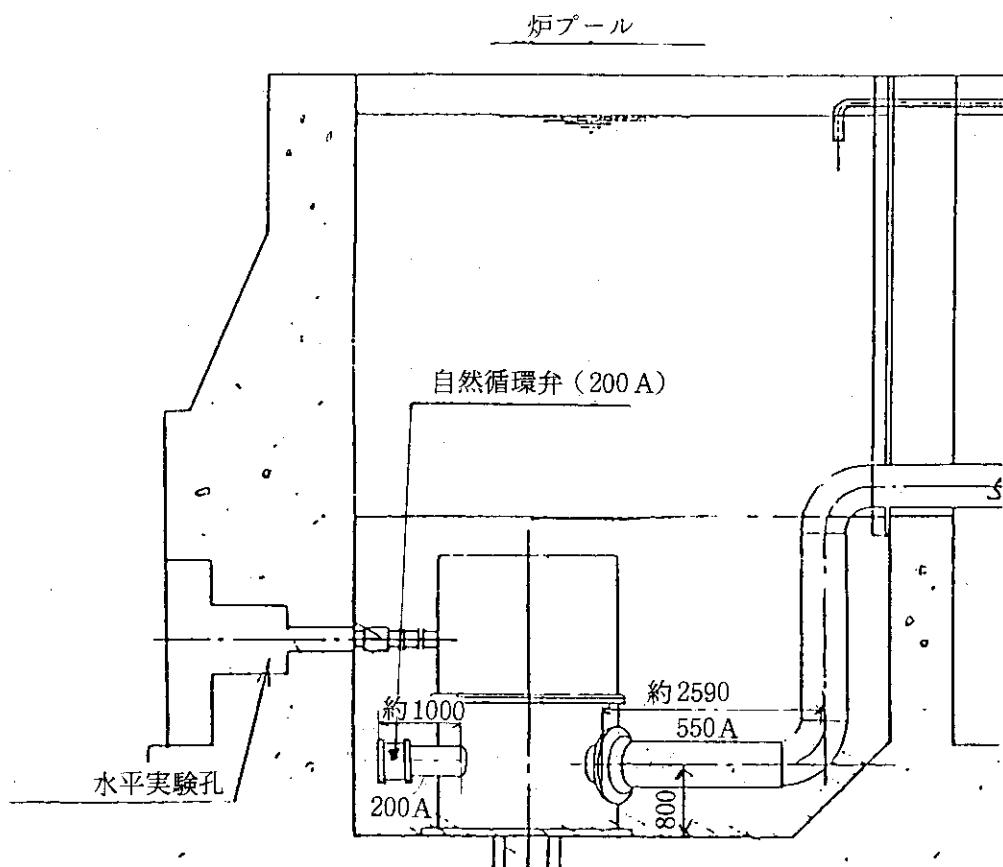


図 3.30 自然循環弁を下部プレナムに取付けた時の構成

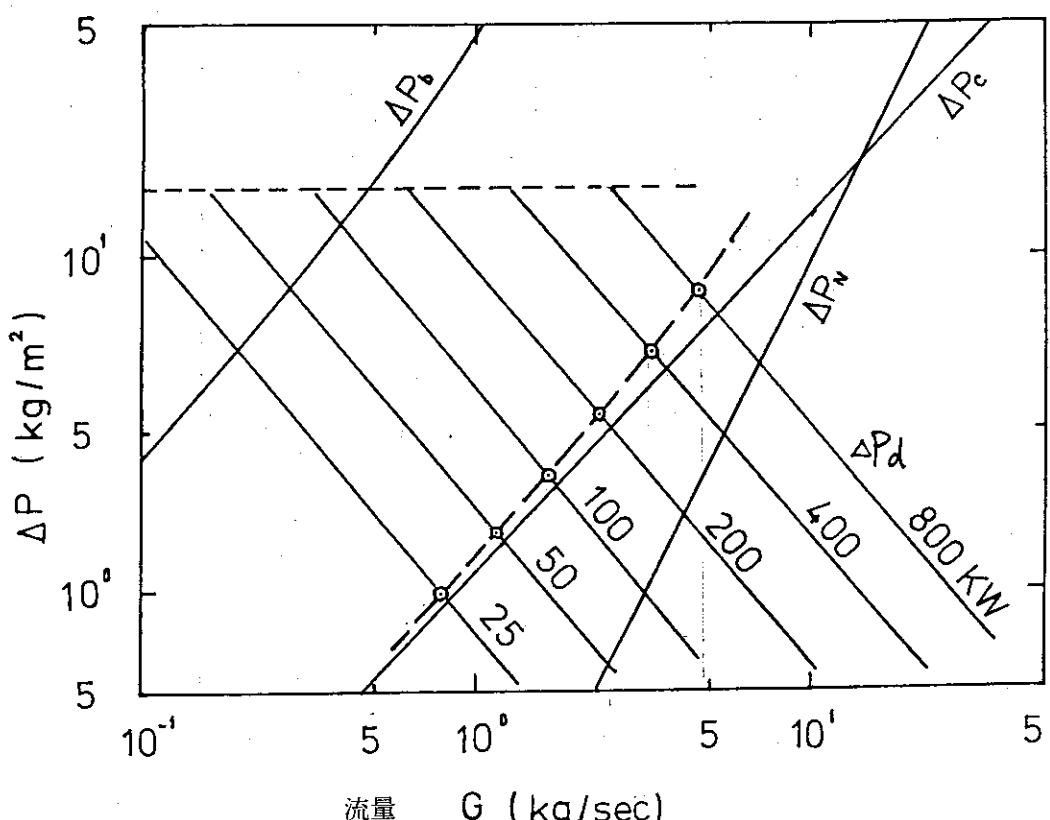


図 3.31 自然循環弁を下部プレナムに取付けた時の炉心駆動力 ΔP_d 、
流動損失 ΔP_b , ΔP_c , ΔP_n の関係 (ΔP_h の効果を無視)

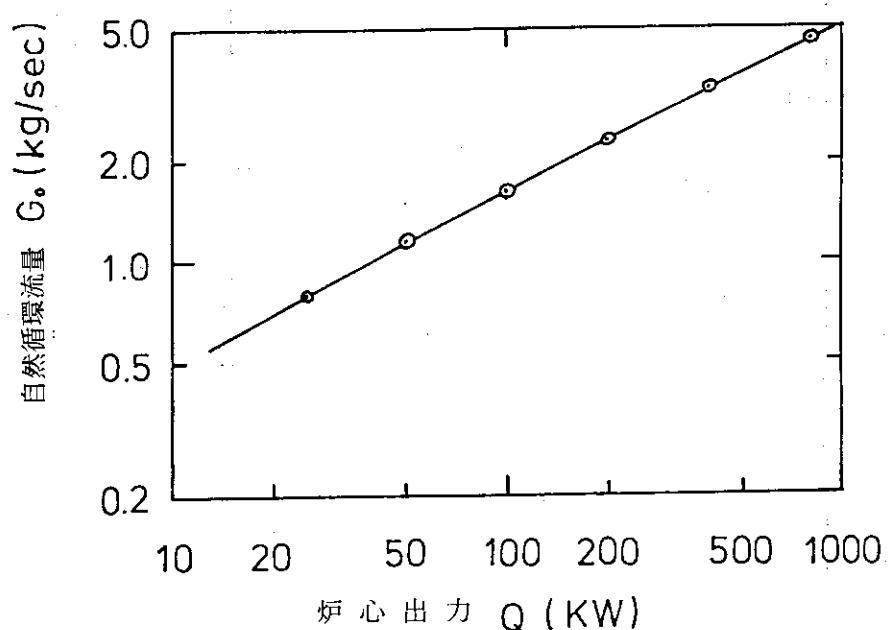


図 3.32 自然循環弁を下部プレナムに取付けた時の
炉心出力と自然循環流量との関係

表 3.6 自然循環弁を下部プレナムに取付けた時の炉心出力に対する
バルク水温、燃料板表面温度との関係

区間 炉心出力	200 KW			250 KW			300 KW		
	BULK TEMP. (DEG.)	WALL TEMP. (DEG.)	BULK TEMP. (DEG.)	WALL TEMP. (DEG.)	BULK TEMP. (DEG.)	WALL TEMP. (DEG.)	BULK TEMP. (DEG.)	WALL TEMP. (DEG.)	BULK TEMP. (DEG.)
1	36.77333	56.18253	36.98381	61.23151	37.17726	66.25926			
2	40.60329	62.88849	41.26817	69.08705	41.87926	75.22054			
3	45.07137	70.97769	46.26605	78.57115	47.36398	86.04471			
4	50.16177	78.66373	51.95970	87.45978	53.61195	96.07253			
5	55.67365	85.50255	58.12440	95.23103	60.37639	104.71715			
6	59.93759	89.83379	62.89290	100.10535	65.60829	110.09200			
7	62.79697	92.52896	66.09012	103.08241	69.11578	113.31779			
8	65.64101	95.00266	69.27003	105.78497	72.60411	116.21774			
9	68.45561	97.36772	72.41689	108.35678	76.05600	118.96547			
10	71.24384	99.85625	75.53409	111.08592	79.47522	121.90456			
11	73.92519	100.44611	78.53166	111.47104	82.76285	122.13449			
12	76.33669	99.24576	81.22736	109.69434	85.71896	119.77357			
13	78.49168	99.62746	83.63602	109.93442	88.36008	119.81558			
14	80.50008	100.31403	85.88049	110.55609	90.82104	120.33128			
15	82.38806	101.00975	87.99023	111.17761	93.13420	120.86090			
16	84.96573	101.85887	90.87050	111.90129	96.29196	121.43529			
17	88.06874	102.68364	94.33757	112.52771	100.09286	121.83617			
18	90.72005	102.98885	97.29977	112.56677	103.33932	121.61034			
19	92.90834	102.80209	99.74451	112.05399	106.01738	120.76347			
20	94.68437	102.76019	101.72835	111.78204	108.18990	120.23442			

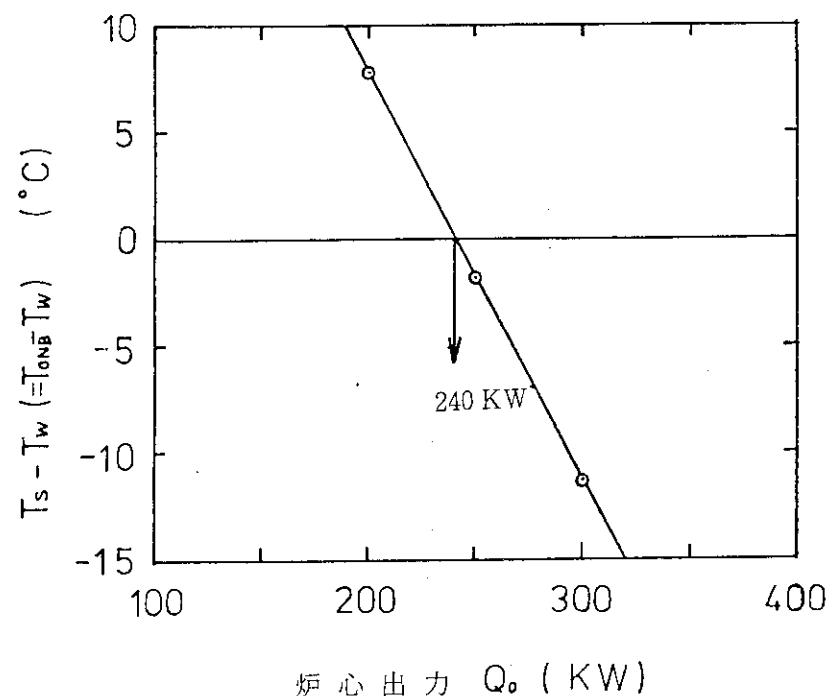


図 3.33 自然循環弁を下部プレナムに取付けた時の
炉心出力と温度差 ($T_s - T_w$) との関係

3.2 1次冷却系の熱水力特性

1次冷却系は、①炉心下部プレナムから出て約3.1m立上り、サイフォンブレークラインが取付けられている水平配管となり、さらに約7.5m立下って減衰タンクへ到る550A配管、②No.1, No.2, No.3の3個の¹⁶N減衰タンク、③¹⁶N減衰タンクから約2m立上った後水平配管となりさらに循環ポンプまで立下る550A配管、④2台の並列運転される一次系冷却水の循環用ポンプ及び1台の補助ポンプ、⑤循環ポンプ出口から約3.5m立上りその途中には、チェックバルブ、流量測定用オリフィスがついている水平配管を経て2台の1次冷却材熱交換器に到る400A配管、⑥2台の並置1次冷却材熱交換器、並びに⑦熱交換器出口からカナルを経て炉プールに戻る550A配管からなる。

上記①から④までの系統を図3.34(a)に、④から⑦までの系統を図3.34(b)に示す。

(1) 流動特性

a. 流動損失特性

表3.7に、減衰タンク内の分散板による圧力損失の求め方及び配管の抵抗計算式及び記号の説明を記す。さらに表3.8に、上記①から⑦までを細分化して求めた流動損失、圧力の計算結果をまとめたものを示す。同表中での記号A, B, C等は図3.34(a),(b)に記入してある同じ記号の位置に対応する。計算はA点の圧力を大気圧より-3.4m水頭として以後、1次冷却系各部の計算を行っている。

図3.35に、横軸に主要箇所をとり縦軸に各部の水頭を示す。本図では炉心出口の圧力を0m水頭とし基準にとって示している。

b. 1次冷却材主ポンプと補助ポンプの特性

1次冷却系には定格流量 $2400\text{m}^3/\text{h}$ を確保するため主ポンプが2基設置されており、さらに商用電源喪失などの異常な過渡変化時に備えて、必要最少限の流量を確保するため補助ポンプが設置されている。表3.9にこれらのポンプの主要な仕様を示す。

主ポンプ2基及び補助ポンプの運転方法を図3.36に示す。通常時は、主ポンプA・B及び補助ポンプの3台の並列運転となるが、補助ポンプの吐出圧力が小さいため吐出側逆止弁が閉となりミニマムフロー運転となる。この時のミニマムフローは $4\text{m}^3/\text{h}$ である。従ってこの場合の循環流量は主ポンプA, Bの2台分の量 $2400\text{m}^3/\text{h}$ となる。

停電時は、主ポンプA, Bが停止し、補助ポンプのみの運転となる。以下に特性曲線に従って運転状態を説明する。図3.37に主ポンプの特性曲線を、図3.38に補助ポンプの特性曲線を示す。補助ポンプは片吸込軸流ポンプであり、軸動力をできる限り小さくするため最小限の揚程とし、さらに吐出側にオリフィスを設け揚程の調節を行うものとする。主ポンプとの並列運転時は、吐出側逆止弁が働き、締切り運転となる。締切り運転を行ってもポンプの揚程が小さいので、ポンプの温度上昇が少いが、安全確保のため、ミニマムフロー $4\text{m}^3/\text{h}$ のバイパスラインを設けた。また図3.37より主ポンプの要求NPSHは定格流量付近で6mであることがわかる。

(2) 崩壊熱除去に対する考え方

原子炉停止後の崩壊熱の除去は、1次冷却材の循環によって充分炉心を冷却した後、自然循環弁を開き自然循環による長期冷却を行う。

原子炉停止後の崩壊熱の評価は、4.1節に後述するShureの式の値に1.2を乗じた値を用いて行う。この時崩壊熱は原子炉停止後 10^4 秒（=約2.8時間）後に約1.1%になり、この値は定格熱出力20MWに対し220kWに相当する。

この値は、3.1節(5)項に述べた自然循環特性から得られた結果である。200A口径の自然循環弁作動によって炉心内で沸騰を生ぜず炉心を冷却しうる炉心熱出力240kwを下回っている。

従って、余裕を見てほぼ3時間1次冷却材を循環させた後、自然循環弁を開にして、自然循環によってそれ以降長期にわたって炉心内で沸騰を生じさせないので炉心を冷却することができる。

なお、1次冷却材の循環は補助ポンプで行う。これは、補助ポンプの能力は、主ポンプ2台による定格流量の約10%に相当し、原子炉停止後約3時間以降の崩壊熱は充分除去できる。

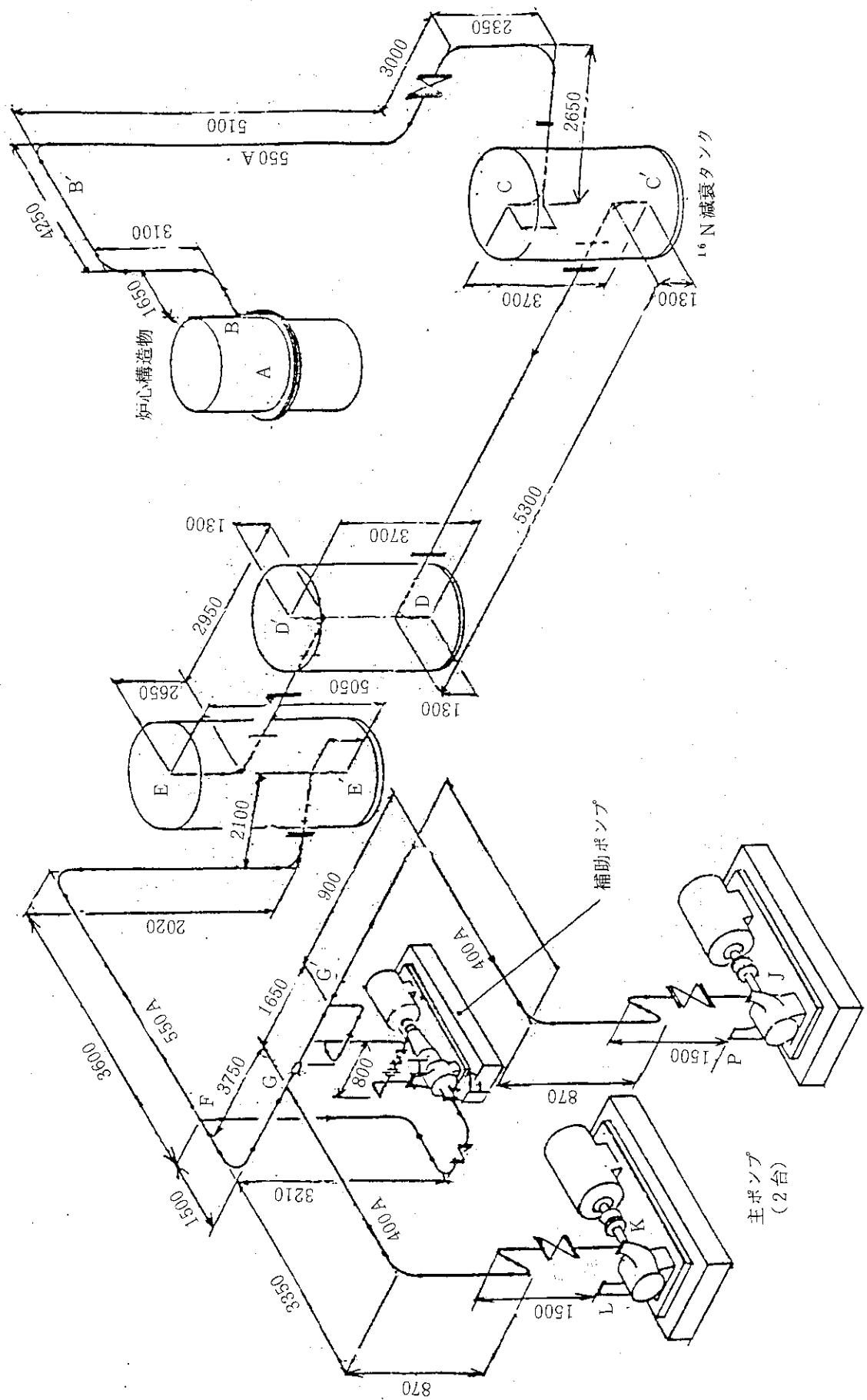


図 3.34(a) 炉心から主ポンプまでの配管系統の概要

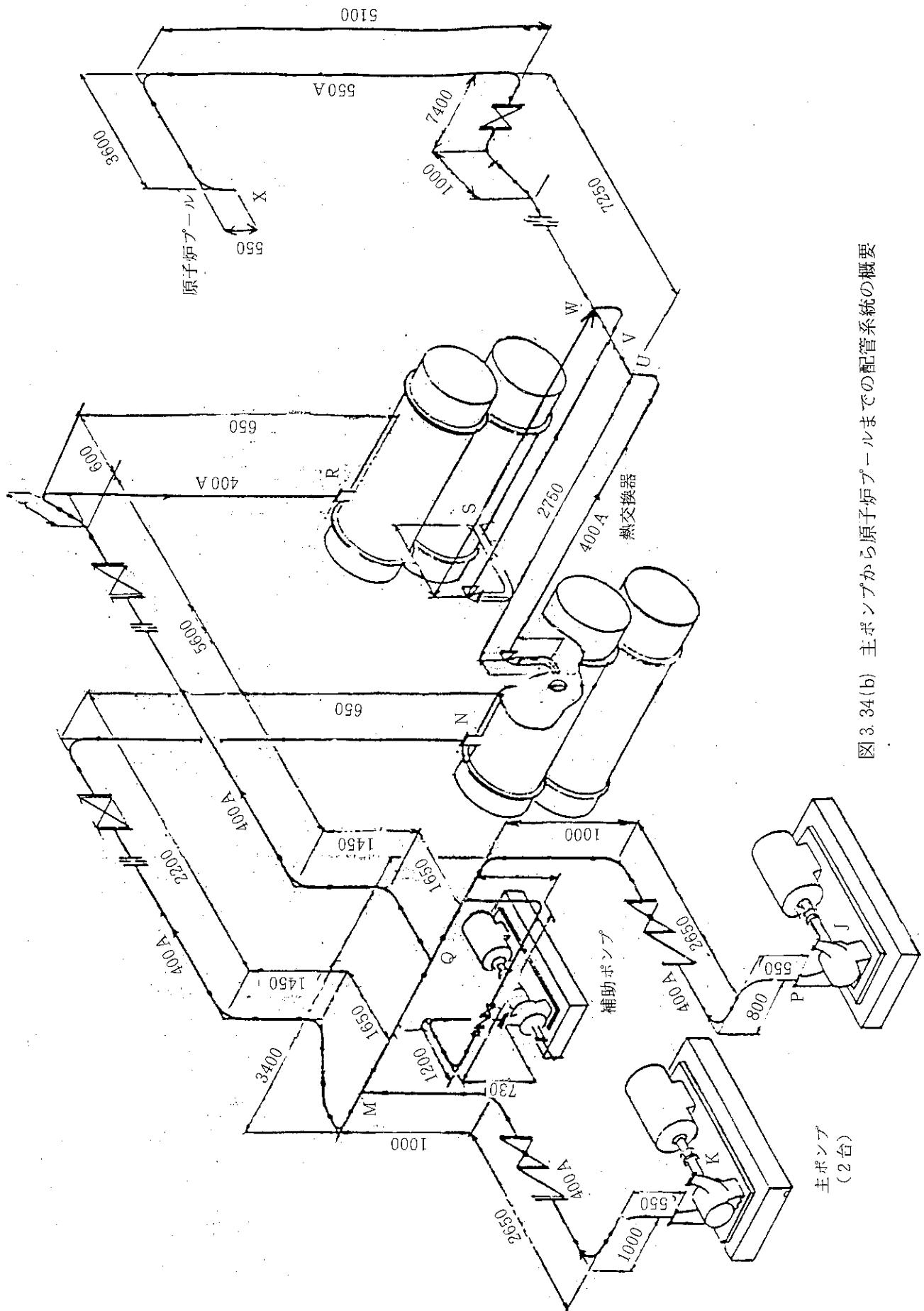


図 3.34(b) 主ポンプから原子炉プールまでの配管系統の概要

表 3.7(a) ^{16}N 減衰タンク内分散板の圧力損失評価

1. 計算条件
 - 1) 流体温度 : 41.1°C
 - 2) 分散板形状 : $30\text{ mm}^\phi \times 1144$ 個
 - 3) 孔 径 : 2400 mm^ϕ

2. 計 算 式

全体の流れが各孔に均一に分散して流れると考え、圧損評価をオリフィスの計算式を用いて行う。

$$Q = \alpha \cdot a \sqrt{2 g \left\{ (P_1 - P_2) / r \right\}}$$

ここで、 $P_1 - P_2$: 圧力差 (= 圧損)

α : オリフィス係数 = $0.596 + 4.4 \text{ Re}^{-0.5} = 0.62$

Re : レイノルズ数 = $\frac{vd}{\nu} = 3.38 \times 10^4$

Q : 流量 = $5.83 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

r : 比重量 = 992 kg/m^3

a : 孔 1 個の断面積 = $7.07 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

v : 流速 = 0.82 m/s

ν : 動粘性係数 = $0.728 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

d : 孔の径 = 0.03 m

$$\Delta P = P_1 - P_2 \approx 0.1 \text{ mAq}$$

表 3.7(b) 配管の抵抗計算式

$$P = P_0 + H_1 - H_2 - \Delta P$$

$$\Delta P = \Delta P^e + \Delta P_e + \Delta P_f + \Delta P_0$$

$$\Delta P^e = \eta \times \gamma \times v^2 / (2 \times g) = (\lambda \times L / D + \sum \zeta) \times \gamma \times v^2 / (2 \times g)$$

$$v = Q / (3600 \times \pi / 4 \times D^2)$$

$$Re = v \times D / (\nu \times 0.000001)$$

$$\lambda = \alpha + 16 \times \sqrt{\alpha} / \sqrt{Re}$$

$$\eta' = \lambda \times L / D$$

$$\eta = \eta' + \sum \zeta$$

L	: 管長	(m)
D	: 管内径	(m)
H ₁	: 起点水頭	(mAq)
H ₂	: 終点水頭	(mAq)
P ₀	: 起点圧力	(mAq)
Q	: 流量	(m ³ /h)
γ	: 比重量	(g/cm ³)
v	: 流速	(m/s)
ν	: 動粘性係数	($\times 10^{-6}$ m ² /s)
α	: 管内の粗度	(-)
Re	: レイノルズ数	(-)
ζ	: 損失係数	(-)
$\sum \zeta$: 損失係数(総和)	(-)
λ	: 管摩擦係数	(-)
η'	: 管損失係数	(-)
η	: 総合損失係数	(-)
ΔP^e	: 圧力損失	(mAq)
ΔP_e	: 熱交換器	(mAq)
ΔP_f	: フィルター	(mAq)
ΔP_0	: オリィフィス	(mAq)
ΔP	: 総合圧力損失	(mAq)
P	: 終点圧力	(mAq)

表 3.8 一次系配管の流動損失

		A-B	B-B'	B'-C	C-C'	C'-D	D-D'
管長	(m)	0.000	8.896	15.300	3.700	7.900	3.700
管内径	(m)	0.540	0.540	0.540	2.400	0.787	2.400
起点水頭	(mAq)	-6.445	-7.200	-4.100	-10.250	-13.950	-13.950
終点水頭	(mAq)	-7.250	-4.100	-10.250	-13.950	-13.950	-10.250
起点圧力	(mAq)	-3.400	-2.702	-6.362	-1.750	1.750	1.514
流量	(m ³ /h)	2400.0	2400.0	2400.0	2400.0	2400.0	2400.0
流速	(m/s)	2.913	2.913	2.913	0.147	1.369	0.147
比重	(g/cm ³)	0.992	0.992	0.992	0.992	0.992	0.992
動粘性係数(10 ⁻⁶ m ² /s)		0.652	0.652	0.652	0.652	0.652	0.652
レイノルズ数		2.41E+06	2.41E+06	2.41E+06	5.42E+05	1.65E+06	5.42E+05
損失係数 ζ							
逆止弁		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
仕切弁		0.000	0.000	0.200	0.000	0.000	0.000
玉形弁		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
蝶形弁		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
取出口		0.250	0.000	0.000	0.000	0.560	0.000
急拡大		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
レジューサ		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
90° エルボ		0.000	0.800	2.000	0.000	0.800	0.000
45° エルボ		0.000	0.270	0.000	0.000	0.000	0.000
ティー		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
吹出口		0.000	0.000	0.980	0.000	0.980	0.000
Σ ζ		0.250	1.070	3.180	0.000	2.340	0.000
管摩擦係数 λ		0.014	0.014	0.014	0.015	0.014	0.015
管損失係数		0.000	0.234	0.402	0.024	0.145	0.024
総合損失係数		0.250	1.304	3.582	0.024	2.485	0.024
压力損失	(mAq)	0.107	0.560	1.538	0.000	0.236	0.000
熱交換器	(mAq)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
フィルター	(mAq)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
オリィフィス	(mAq)	0.000	0.000	0.000	0.200	0.000	0.200
総合圧力損失	(mAq)	0.107	0.560	1.538	0.200	0.236	0.200
終点圧力	(mAq)	-2.702	-6.362	-1.750	1.750	1.514	-2.386

表 3.8 (続き - 1)

		D'-E	E-E'	E'-F	F-G	G-K
管長	(m)	6.900	5.050	15.320	5.250	6.710
管内径	(m)	0.787	2.400	0.540	0.540	0.390
起点水頭	(mAq)	-10.250	-8.900	-13.950	-10.630	-10.630
終点水頭	(mAq)	-8.900	-13.950	-10.630	-10.630	-13.000
起点圧力	(mAq)	-2.386	-3.970	0.880	-3.369	-3.770
流量	(m ³ /h)	2400.0	2400.0	2400.0	2396.0	1200.0
流速	(m/s)	1.369	0.147	2.913	2.908	2.786
比重	(g/cm ³)	0.992	0.992	0.992	0.992	0.992
動粘性係数(10 ⁻⁶ m ² /s)		0.652	0.652	0.652	0.652	0.652
レイノルズ数		1.65E+06	5.42E+05	2.41E+06	2.41E+06	1.67E+06
損失係数 ζ						
逆止弁		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
仕切弁		0.000	0.000	0.000	0.000	0.200
玉形弁		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
蝶形弁		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
取出口		0.560	0.000	0.560	0.000	0.000
急拡大		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
レジューサ		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
90° エルボ		0.800	0.000	1.200	0.400	1.200
45° エルボ		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
ティー		0.000	0.000	0.000	0.400	1.500
吹出口		0.980	0.000	0.000	0.000	0.000
$\Sigma \zeta$		2.340	0.000	1.760	0.800	2.900
管摩擦係数 λ		0.014	0.015	0.014	0.014	0.014
管損失係数		0.126	0.033	0.402	0.138	0.248
総合損失係数		2.466	0.033	2.162	0.938	3.148
压力損失	(mAq)	0.234	0.000	0.929	0.401	1.237
熱交換器	(mAq)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
フィルター	(mAq)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
オリィフィス	(mAq)	0.000	0.200	0.000	0.000	0.000
総合圧力損失	(mAq)	0.234	0.200	0.929	0.401	1.237
終点圧力	(mAq)	-3.970	0.880	-3.369	-3.770	-2.637

表 3.8 (続き - 2)

		G-G'	G'-J	F-F'	H-G'
管長	(m)	1.650	7.610	5.620	8.450
管内径	(m)	0.390	0.390	0.204	0.043
起点水頭	(mAq)	-10.630	-10.630	-10.630	-13.680
終点水頭	(mAq)	-10.630	-13.000	-13.840	-10.630
起点圧力	(mAq)	-3.770	-4.028	-3.369	3.841
流量	(m ³ /h)	1196.0	1200.0	4.0	4.0
流速	(m/s)	2.777	2.786	0.034	0.780
比重	(g/cm ³)	0.992	0.992	0.992	0.992
動粘性係数(10 ⁻⁶ m ² /s)		0.652	0.652	0.652	0.652
レイノルズ数		1.66E+06	1.67E+06	1.07E+04	5.09E+04
損失係数 ζ					
逆止弁		0.000	0.000	0.000	0.000
仕切弁		0.000	0.200	0.200	0.000
玉形弁		0.000	0.000	0.000	4.500
蝶形弁		0.000	0.000	0.000	0.000
取出口		0.000	0.000	0.000	0.000
急拡大		0.000	0.000	0.000	0.000
レジューサ		0.200	0.000	0.000	0.000
90° エルボ		0.000	1.600	1.200	2.000
45° エルボ		0.000	0.000	0.000	0.000
ティー		0.400	0.500	1.500	3.000
吹出口		0.000	0.000	0.000	0.000
Σ ζ		0.600	2.300	2.900	9.500
管摩擦係数 λ		0.014	0.014	0.031	0.021
管損失係数		0.061	0.281	0.847	4.182
総合損失係数		0.661	2.581	3.747	13.682
圧力損失	(mAq)	0.258	1.014	0.000	0.421
熱交換器	(mAq)	0.000	0.000	0.000	0.000
フィルター	(mAq)	0.000	0.000	0.000	0.000
オリィフィス	(mAq)	0.000	0.000	0.000	4.398
総合圧力損失	(mAq)	0.258	1.014	0.000	4.819
終点圧力	(mAq)	-4.028	-2.672	-0.159	-4.028

表 3.8 (続き - 3)

		L-M	M-N	N-O	O-U	U-V	V-W
管長	(m)	5.000	7.153	0.000	6.900	0.500	0.500
管内径	(m)	0.390	0.390	0.390	0.390	0.540	0.540
起点水頭	(mAq)	-13.000	-11.450	-10.650	-13.450	-9.700	-9.700
終点水頭	(mAq)	-11.450	-10.650	-13.450	-9.700	-9.700	-9.700
起点圧力	(mAq)	37.331	32.487	27.206	20.106	15.135	14.964
流量	(m ³ /h)	1200.0	1190.0	1190.0	1190.0	1190.0	1210.0
流速	(m/s)	2.786	2.763	2.763	2.763	1.444	1.469
比重	(g/cm ³)	0.992	0.992	0.992	0.994	0.994	0.994
動粘性係数(10 ⁻⁶ m ² /s)		0.652	0.652	0.652	0.652	0.652	0.652
レイノルズ数		1.67E+06	1.65E+06	1.65E+06	1.65E+06	1.20E+06	1.22E+06
損失係数 ζ							
逆止弁		2.500	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
仕切弁		0.000	0.200	0.000	0.000	0.000	0.000
玉形弁		4.500	0.000	0.000	2.100	0.000	0.000
蝶形弁		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
取出口		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
急拡大		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
レジューサ		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
90° エルボ		1.200	1.600	0.000	0.800	0.000	0.000
45° エルボ		0.000	0.270	0.000	0.000	0.000	0.000
ティー		0.000	1.500	0.000	0.000	1.600	1.500
吹出口		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Σ ζ		8.200	3.570	0.000	2.900	1.600	1.500
管摩擦係数 λ		0.014	0.014	0.014	0.014	0.015	0.015
管損失係数		0.185	0.264	0.000	0.255	0.014	0.014
総合損失係数		8.385	3.834	0.000	3.155	1.614	1.514
压力損失	(mAq)	3.294	1.481	0.000	1.221	0.171	0.166
熱交換器	(mAq)	0.000	0.000	10.400	0.000	0.000	0.000
フィルター	(mAq)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
オリィフィス	(mAq)	0.000	3.000	0.000	0.000	0.000	0.000
総合圧力損失	(mAq)	3.294	4.481	10.400	1.221	0.171	0.166
終点圧力	(mAq)	32.487	27.206	19.606	15.135	14.964	14.798

表 3.8 (続き - 4)

		P-Q	Q-R	R-S	S-W	W-X
管長	(m)	6.700	9.600	0.000	6.900	24.200
管内径	(m)	0.390	0.390	0.390	0.390	0.540
起点水頭	(mAq)	-13.000	-11.450	-10.650	-13.450	-9.700
終点水頭	(mAq)	-11.450	-10.650	-13.450	-9.700	-4.650
起点圧力	(mAq)	38.330	33.108	27.946	20.346	14.798
流量	(m ³ /h)	1200.0	1190.0	1190.0	1190.0	2400.0
流速	(m/s)	2.786	2.763	2.763	2.763	2.913
比重	(g/cm ³)	0.992	0.992	0.992	0.992	0.992
動粘性係数(10 ⁻⁶ m ² /s)		0.652	0.652	0.652	0.652	0.652
レイノルズ数		1.67E+06	1.65E+06	1.65E+06	1.65E+06	2.41E+06
損失係数 ζ						
逆止弁		2.500	0.000	0.000	0.000	0.000
仕切弁		0.000	0.200	0.000	0.000	0.200
玉形弁		4.500	0.000	0.000	2.100	0.000
蝶形弁		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
取出口		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
急拡大		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
レジューサ		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
90° エルボ		1.600	1.200	0.000	0.800	1.600
45° エルボ		0.000	0.270	0.000	0.000	0.270
ティー		0.500	1.500	0.000	1.500	1.500
吹出口		0.000	0.000	0.000	0.000	0.680
$\Sigma \zeta$		9.100	3.170	0.000	4.400	4.250
管摩擦係数 λ		0.014	0.014	0.014	0.014	0.014
管損失係数		0.247	0.355	0.000	0.255	0.635
総合損失係数		9.347	3.525	0.000	4.655	4.885
圧力損失	(mAq)	3.672	1.362	0.000	1.798	2.098
熱交換器	(mAq)	0.000	0.000	10.400	0.000	0.000
フィルター	(mAq)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
オリィフィス	(mAq)	0.000	3.000	0.000	0.000	3.000
総合圧力損失	(mAq)	3.672	4.362	10.400	1.798	5.098
終点圧力	(mAq)	33.106	27.946	20.346	14.798	4.650

表 3.8 (続き - 5)

		M-T	Q-T
管長	(m)	0.425	0.850
管内径	(m)	0.390	0.390
起点水頭	(mAq)	-11.450	-11.450
終点水頭	(mAq)	-11.450	-11.450
起点圧力	(mAq)	32.487	33.108
流量	(m ³ /h)	10.0	10.0
流速	(m/s)	0.023	0.023
比重	(g/cm ³)	0.992	0.992
動粘性係数(10 ⁻⁶ m ² /s)		0.652	0.652
レイノルズ数		1.39E+04	1.39E+04
損失係数 ζ			
逆止弁		0.000	0.000
仕切弁		0.000	0.000
玉形弁		0.000	0.000
蝶形弁		0.000	0.000
取出口		0.000	0.000
急拡大		0.000	0.000
レジューサ		0.000	0.000
90° エルボ		0.000	0.000
45° エルボ		0.000	0.000
ティー		1.900	1.900
吹出口		0.000	0.000
$\Sigma \zeta$		1.900	1.900
管摩擦係数 λ		0.028	0.028
管損失係数		0.031	0.062
総合損失係数		1.931	1.962
压力損失	(mAq)	0.000	0.000
熱交換器	(mAq)	0.000	0.000
フィルター	(mAq)	0.000	0.000
オリィフィス	(mAq)	0.000	0.000
総合圧力損失	(mAq)	0.000	0.000
終点圧力	(mAq)	32.487	33.108

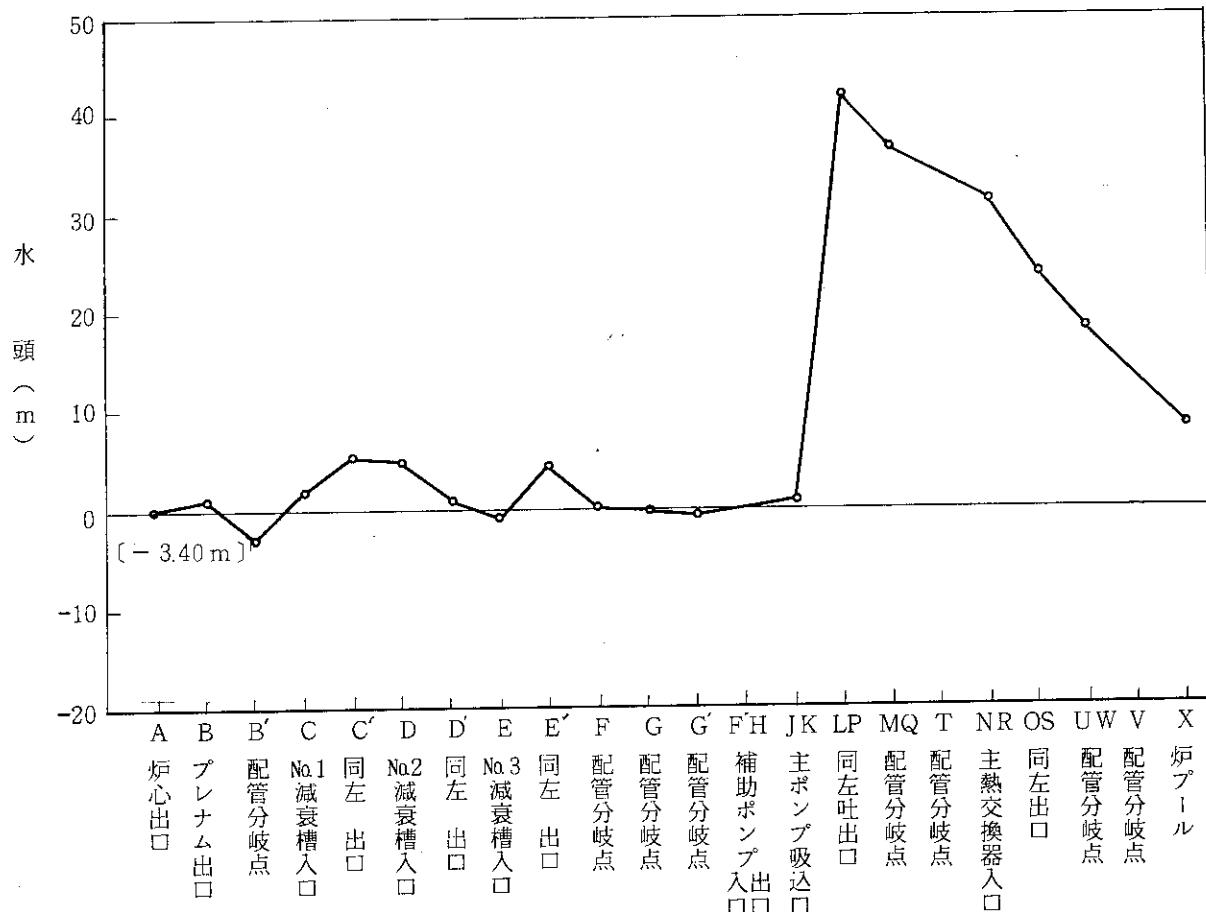


図 3.35 炉心出口を基準にした 1 次冷却系の圧力分布

表 3.9 1 次冷却系ポンプの仕様

	1 次冷却材主ポンプ	1 次冷却材補助ポンプ
型 式	横型遠心式メカニカルシールポンプ (両吸込渦巻ポンプ)	横型軸流式メカニカルシールポンプ
基 数	2 基	1 基
容 量	約 $1200 \text{m}^3/\text{h}$ (1 基)	約 270m^3
揚 程	約 46m	約 2m
主要材料	オーステナイトステンレス鋼	オーステナイトステンレス鋼
回 転 数	1450 rpm	970 rpm
軸 効 力	250 kW	5.5 kW

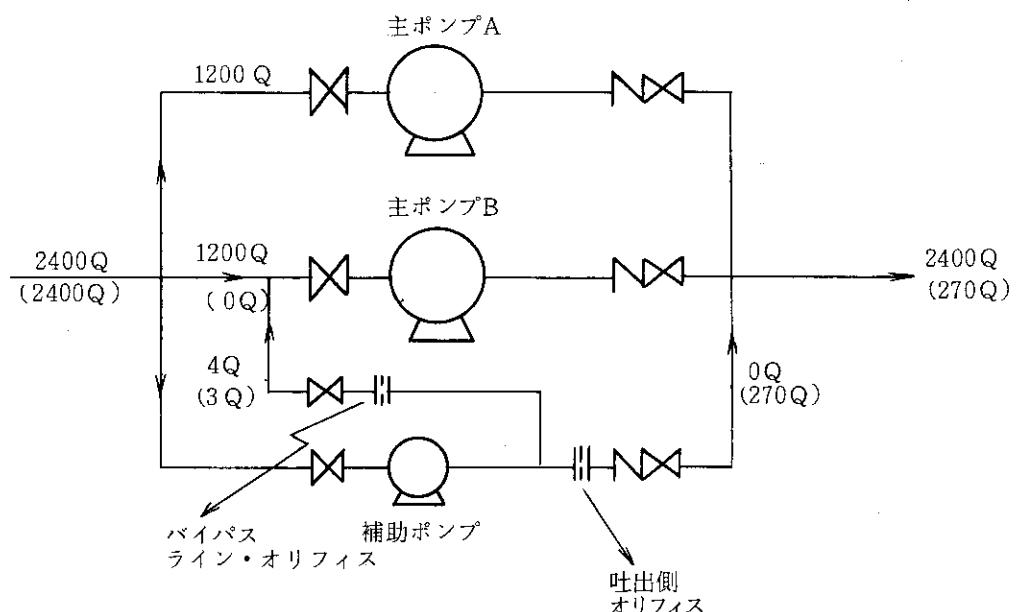
 $\text{Q : m}^3/\text{h}$

図 3.36 1次冷却材主ポンプ及び補助ポンプの相関
 () 内は停電時の運転モード

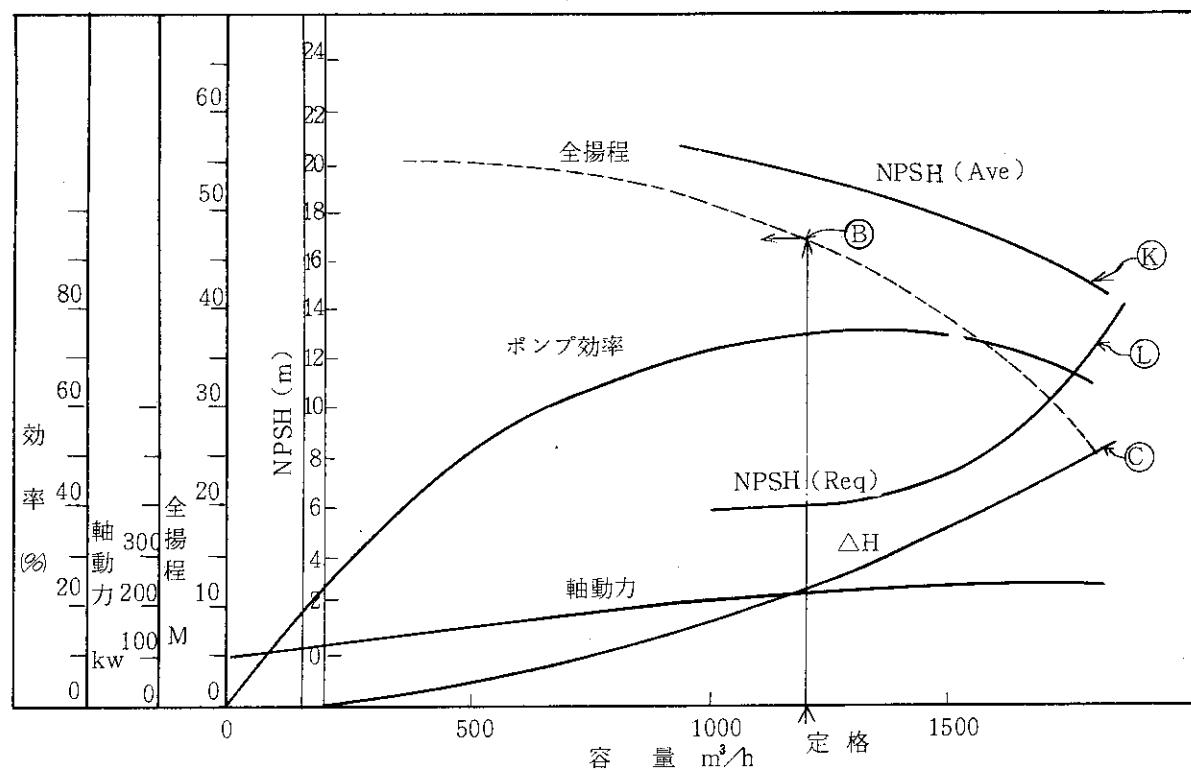


図 3.37 1次冷却材主ポンプの特性曲線

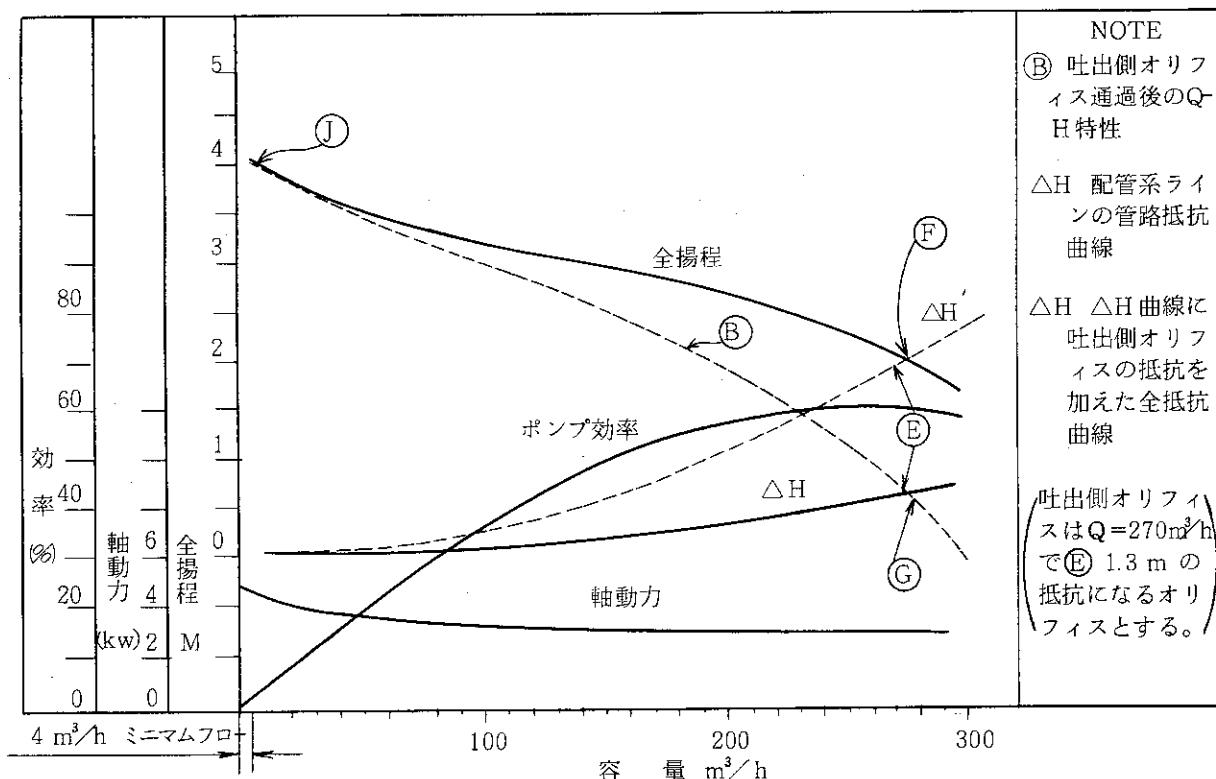


図 3.38 1次冷却材補助ポンプの特性曲線

3.3 通常運転時の熱水力特性の安全余裕

(1) 熱伝達相関式

JRR-3 改造炉の通常運転時の炉心流動の特徴は、

- ① 圧力が約 $1.55 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs} \sim 0.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ の低圧であること、
- ② 流体温度は約 $30 \sim 50^\circ\text{C}$ の低温であること、
- ③ 燃料板表面温度は、通常運転時に炉心内で沸騰を許さないという設計なので、約 120°C 以下であること、及び
- ④ 炉心内の平均流速は下向きに約 6.2 m/s であること、

である。上記の特徴は、設計方針と密接に関係しているものである。

上記③項で述べたように、通常運転時には炉心内のいかなる場所においても 1 次冷却材が沸騰を起さず、充分に 20 MW の定常熱出力を除去できるよう設計するものである。この時の、燃料板表面温度並びに 1 次冷却材のバルク水温の局所の値を計算する基本となる熱伝達相関式として、水単相の乱流強制対流熱伝達相関式を用いるべきである。

水単相の乱流強制対流熱伝達相関式としては、レイノルズ数 R_e とプラントル数 P_r の関数としてヌセルト数 Nu を表わす Sieden-Tate の表式、Dittus-Boelter の表式並びにそれらの変形式がある。これらの熱伝達相関式の実験データとの違いは比較的小さいことが報告されている。そこで、本解析で使用する熱伝達相関式として以下に示す Dittus-Boelter の式を採用する。

$$\left. \begin{aligned} Nu &= 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4} \\ q &= Nu \frac{k_t}{D_e} (T_w - T_b) \end{aligned} \right\} \quad (3.3.1)$$

ここに、 q : 燃料板表面熱流束、 Nu : ヌセルト数、 R_e : レイノルズ数、 P_r : プラントル数、 k_t : 流体の熱伝導率、 D_e : 流路の水力等価直径、 T_w : 燃料板表面温度、 T_b : 流体のバルク水温である。

特に、Dittus-Boelter の式を採用した理由の 1 つに、核沸騰での熱伝達相関式に Chen の式を採用したことがある。Chen の式は、後に 4.3 熱伝達相関式（含む DNB 熱流束評価式）で述べるように、単相乱流強制熱伝達項と沸騰熱伝達項の和として表わされており、この強制対流項に上記 Dittus-Boelter の式が組込まれている。このため、Dittus-Boelter の式を強制対流熱伝達相関式として採用すると、強制対流から核沸騰熱伝達への遷移する熱水力計算が滑らかに行われるという利点がある。

Dittus-Boelter の式は、水単相強制対流の水平流及び上昇流のみならず、JRR-3 改造炉に直接適用可能な下向流に対しても適用できることが報告されている。適用可能なレイノルズ数 R_e 範囲は以下の通りである。

$$6000 < R_e < 60000$$

上記の範囲に対して、Sani⁽⁴⁾、Thorsen et al⁽⁵⁾ の下向流に対する実験値と Dittus-Boelter の式との比較を図 3.39、3.40 に示す。上記のレイノルズ数範囲において、実験値を良く予測しうると共に、僅かに低目に見積っているという点で保守的評価を与えていていることがわかる。レイノルズ数の下限の適用範囲として、実験結果と Dittus-Boelter の式の合致の仕方から判断して乱流下限 ($R_e \approx 2500$) をとっても良いものと考えられる。

なお、通常運転時のパラメータとして次の値、

流速 : $u = 6.24 \text{ m/s}$

圧力 : $1.55 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs} \sim 0.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$,

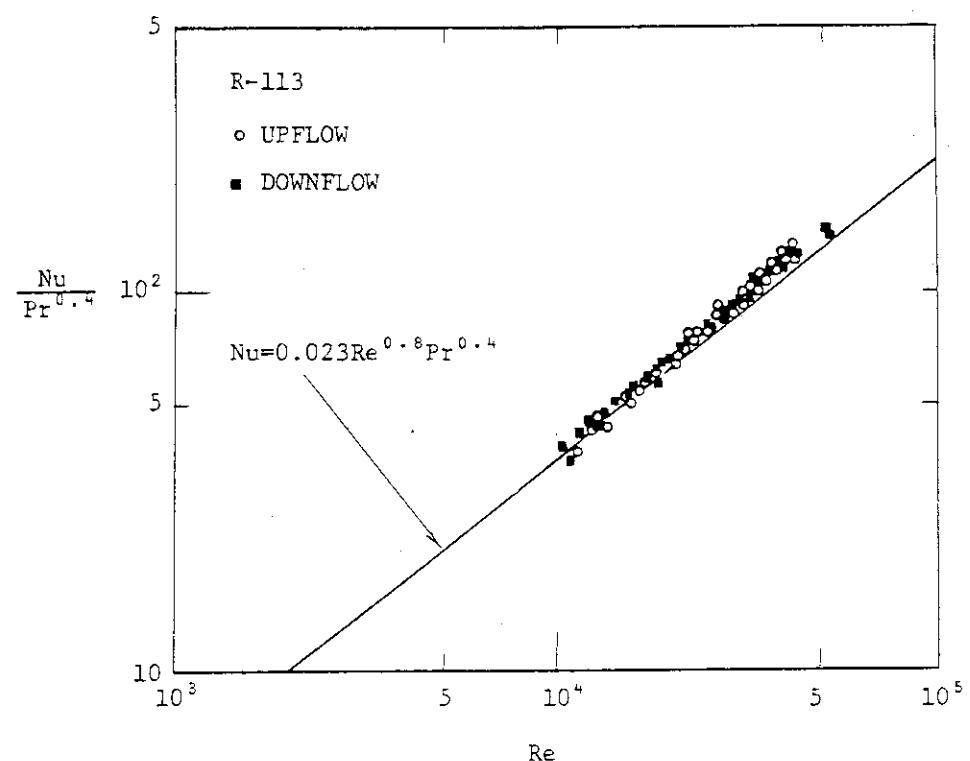
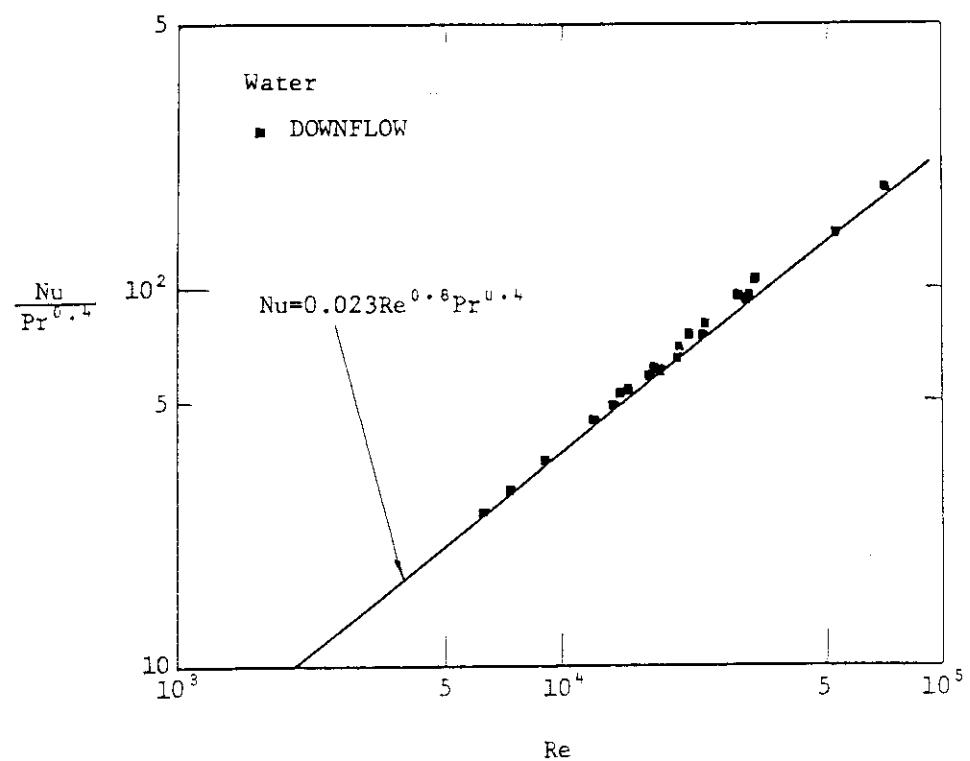
入口水温 : 約 35°C

流路の水力等価直径 : $D_e = 0.00441 \text{ m}$

を考慮すると、流路でのレイノルズ数は、

$$Re \equiv \frac{u D_e}{2} = \frac{6.24 \times 4.41 \times 10^{-3}}{0.7 \times 10^{-6}} = 4 \times 10^4$$

となり、Dittus-Boelter の式で Sani, Thorsen et al の実験値で適用可能性が認められている
レイノルズ数範囲に入っていることがわかる。なお、レイノルズ数の表式の中の ν は動粘性係数
である。

図 3.39 Thorsen et al⁽⁵⁾のデータとDittus-Boelterの式との比較図 3.40 Sani⁽⁴⁾のデータとDittus-Boelterの式との比較

(2) ホット・スポット・ファクタ

ホット・スポット・ファクタを、核的因子と工学的因子とに大別して述べる。

a. 核的因子

Region i の燃料の出力 P 、体積 V は標準型燃料要素、フォロア型燃料要素各々次の様に表わすことができる。

$$P_{Si} = \sum_{Z_{min} S}^{Z_{max} S} (P_{Si}(Z) \cdot V_{Si}(Z))$$

$$V_{Si} = \sum_{Z_{min} S}^{Z_{max} S} (V_{Si}(Z))$$

$$P_{Fi} = \sum_{Z_{min} F}^{Z_{max} F} (P_{Fi}(Z) \cdot V_{Fi}(Z))$$

$$V_{Fi} = \sum_{Z_{min} F}^{Z_{max} F} (V_{Fi}(Z))$$

炉心全出力 P_T は次のようにになる。

$$P_T = \sum_{i=1}^{26} P_{Si} + \sum_{i=1}^6 P_{Fi} \quad (\leq 20 \text{ MW})$$

発熱部全体積 V_T は次のようにになる。

$$V_T = \sum_{i=1}^{26} V_{Si} + \sum_{i=1}^6 V_{Fi}$$

従って、炉心平均出力密度 \bar{P} は次のようにになる。

$$\bar{P} = P_T / V_T$$

Region i の半径方向因子 F_{Ri} を次の様に定義する。

$$\text{標準型燃料} : F_{Ri} = \frac{P_{Si} / V_{Si}}{\bar{P}}$$

$$\text{フォロワ型燃料} : F_{Ri} = \frac{P_{Fi} / V_{Fi}}{\bar{P}}$$

Region i の燃料要素は、それぞれ垂直方向に分布を持っている。その中で最も出力密度の高いPlane の出力密度と平均出力密度の比を F_Z とすると

標準型燃料では

$$F_{Zi} = \frac{(P_{Si})_{max}}{P_{Si} / V_{Si}}$$

フォロア型燃料では

$$F_{Zi} = \frac{(P_{Fi})_{max}}{P_{Fi} / V_{Fi}}$$

さて上に述べた F_{Ri} は、図 5.41 の Region i の平均出力密度と炉心全体の平均出力密度の比、 F_{Zi} は Region i の最大出力密度をもつ Plane の出力密度と平均出力密度の比である。ホット・スポットの定義を満足するためには、最大出力密度を持つ Plane の分布を知り、その最大出力密度と Plane 内平均出力密度の比を考える必要がある。これを局所的出力分布因子とする。局所的

出力分布因子は F_R や F_Z を求めた 3 次元炉心核計算とは別に計算されるものである。

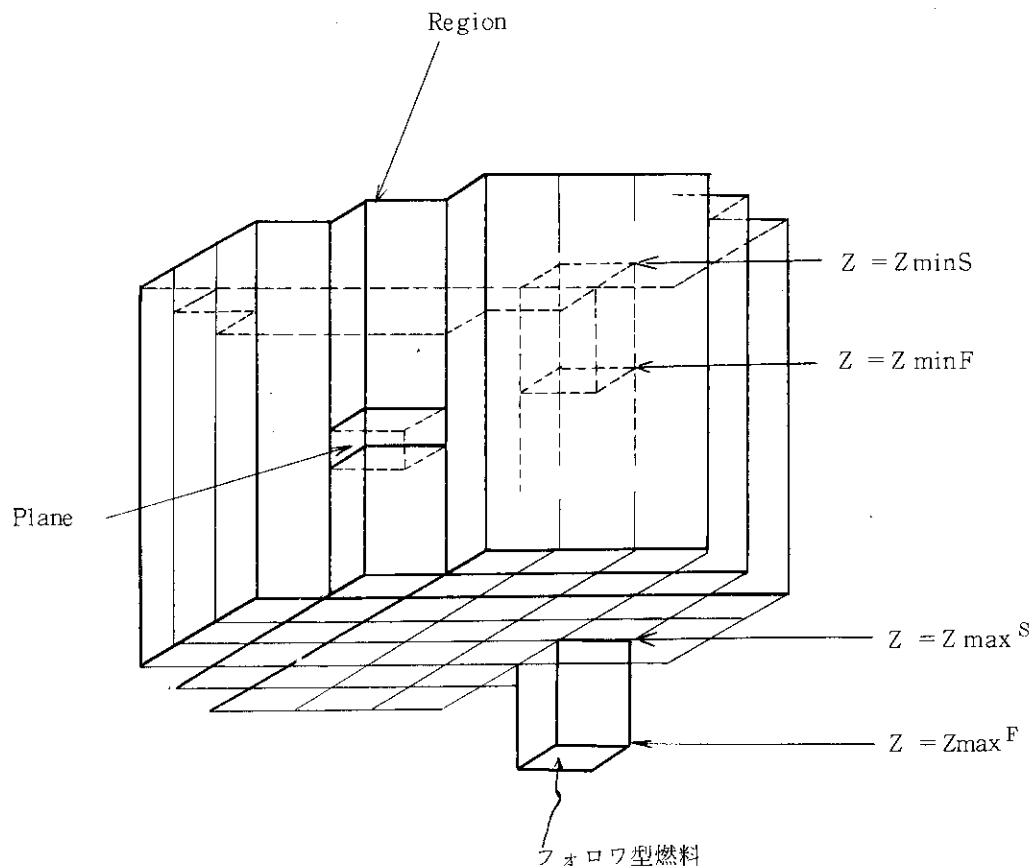


図 3.41 出力分布因子算出体系図

従って、上記の $F_{Ri} \cdot F_{Zi} \cdot F_L$ が最大となる点が高温点（ホット・スポット）となる。このとき $i = i_{\max}$ とする。

ホット・スポットにおける半径方向因子、垂直方向因子は、次のように定義できる。

半径方向因子

$$F_R = \frac{(P_{S_{\max}} / V_{S_{\max}})}{\bar{P}} \text{ or } \frac{(P_{F_{\max}} / V_{F_{\max}})}{\bar{P}}$$

垂直方向因子

$$F_Z = \frac{P_{S_{\max}}}{P_{S_{\max}} / V_{S_{\max}}} \text{ or } \frac{P_{F_{\max}}}{P_{F_{\max}} / V_{F_{\max}}}$$

以上のようにして計算して求めた結果は次のようになる。

- (1) 半径方向出力分布因子 ; $F_R = 1.23$
- (2) 垂直方向 " ; $F_Z = 1.42$
- (3) 局所出力分布因子 ; $F_L = 1.52$
- (4) 不確定性因子 ; $F_E = 1.18$

なお、ここで用いた記号は以下の通りである。

P : 出力

V : 体積

P : 出力密度

V : 体積

F : 出力分布因子

添字

S : 標準型燃料要素

F : フォロア型燃料要素

T : 炉心全体

i : Region 番号

max : 最大値

R : 半径方向

Z : 垂直方向

L : 局所的

i_{max} : 高温点が存在する Region 番号

b. 工学的因子

b - 1 統計処理

(1) 温度差の標準偏差

ある注目点の温度と基準温度との差 Δt が、次のような関係で表わされるとき、

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_m \quad (3.3.2)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_1 &= K_1 \cdot x_1^{a_{11}} \cdot x_2^{a_{12}} \cdots x_n^{a_{1n}} \\ \Delta t_2 &= K_2 \cdot x_1^{a_{21}} \cdot x_2^{a_{22}} \cdots x_n^{a_{2n}} \\ &\vdots \\ \Delta t_m &= K_m \cdot x_1^{a_{m1}} \cdot x_2^{a_{m2}} \cdots x_n^{a_{mn}} \end{aligned} \right\} \quad (3.3.3)$$

注目点の温度差の標準偏差を σ_t とすれば

$$\sigma_t^2 = \sum_{j=1}^n \left[\left(\sum_{i=1}^m a_{ij} \cdot \bar{\Delta t}_i \right)^2 \frac{\sigma_{X_j}^2}{x_j^2} \right] \quad (3.3.4)$$

となる⁽⁶⁾。

ここで、

σ_{X_j} : 各変数 x_j の標準偏差

変数 x_j の不確かさ係数 F_j を次式のように定義する。

$$F_j \equiv \frac{A_j}{x_j} = 1 + \lambda \cdot \frac{\sigma_{X_j}}{x_j} \quad (3.3.5)$$

ただし

A_j : 各変数に対する最大値

\bar{x}_j : 各変数の平均値

λ : 信頼度を表わす係数^(注)

すべての変数が正規分布をなすとすれば、注目点の温度差 Δt も近似的に正規分布をすると考えられる。温度差 Δt がホット・スポットの温度差 — Δt_{HS} ($= \Delta t_N + \lambda \cdot \sigma_t$)、 Δt_N : 各変数が平均値である時の温度差 — を越えない確率は表 3.10 の λ の関係で示される。

次式で表わされるようなホット・スポット・ファクタを定義すると

$$\Delta F_{HS} = \frac{\Delta t_{HS}}{\Delta t_N} = 1 + \lambda \cdot \frac{\sigma_t}{\Delta t_N} \quad (3.3.6)$$

これは次のように書き替えられる⁽¹⁾。

$$\Delta F_{HS} = 1 + \left[\sum_{j=1}^n (a_j (F_j - 1))^2 \right]^{1/2} \quad (3.3.7)$$

以下の工学的因子の計算においては、表 3.10 の $\lambda = 3$ の場合（いわゆる 3σ 、最大値を越える確率が 0.135 %以下）を計算する。

また、各因子の統計的分布は、標準偏差が最大誤差の $1/3$ になるような正規分布を仮定する。

$$\sigma_{x_j} = E_j / 3 \quad (3.3.8)$$

σ_j : 因子 j の標準偏差

E_j : 因子 j の最大誤差

機器を設計する際、公差（公称値からのはずれ）を用いることが多い。これを公称値で割ったものを用いることは、便利である。そこで、上記標準偏差も同様に平均値で割ったものを

$$\sigma_{x_j}' = \sigma_{x_j} / \bar{x}_j$$

とする。これは、標準偏差を規格化したものである。これを用いると式 (3.3.5) は

$$F_j = 1 + \lambda \cdot \sigma_{x_j}' \quad (3.3.9)$$

となる。

b - 2 工学的因子

① バルク温度上昇因子 F_b

バルク温度の上昇は、基本的に次式で表現される。

注) 変数 x_j の分布を考え、この変数がある最大値 A_j を越えない確率を $P(x \leq A_j)$ で表わす。変数の確率分布がわかれれば、それから導かれる各温度差の確率分布が明らかになる。これらの変数を正規分布と仮定すればある最大値 A_j を越えない確率は、変数を $(x_j - \bar{x}_j) / \sigma_{x_j} = z_j$ に標準化して

$$P(A_j - \bar{x}_j \leq \lambda \sigma_{x_j}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\lambda} e^{-z^2/2} dz$$

で表わされる。ここでは λ は信頼度を表わす係数で種々の λ に対する確率 P が表 3.10 のように与えられている。

表 3.10 正規分布表

λ	$P(A - x \leq \lambda \sigma) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\lambda} e^{-z^2/2} dz$
0	0.5
0.5	0.691463
1.0	0.841345
1.5	0.9331928
2.0	0.9772499
2.5	0.99379033
3.0	0.99865010
3.5	0.999767371
4.0	0.9999683288
4.5	0.99999660233
5.0	0.999999713348

$$\int_0^Z dq(Z) = \int_0^Z W(Z) \cdot dH(Z) \quad (3.3.10)$$

$q(Z)$: 熱出力 (kcal/h)

$W(Z)$: 冷却材流量 (kg/h)

$H(Z)$: エンタルピ (kcal/kg)

$$\frac{dH(Z)}{dT(Z)} = C_p(Z) \quad (3.3.11)$$

$C_p(Z)$: 冷却材比熱 (kcal/kg °C)

(3.3.10) 式のバランスより、軸方向の流れに沿ったエンタルピ上昇 $\Delta H(Z)$ を算出し、これから温度上昇 $\Delta T_B(Z)$ を求める。

この温度上昇の最大値を求めようとするとき、ホット・チャンネルでは次のようなになる。

$$q''(Z) = F_n(Z) \cdot \bar{q}''$$

$q''(Z)$: 热流束 (kcal/m²h)

$F_n(Z)$: 核的因子

\bar{q}'' : 平均熱流束

この $F_n(Z)$ の他に、工学的理由による $q''(Z)$ (すなわち, $q(Z)$) および $W(Z)$ の偏りが温度上昇を大きくする因子となる。これらの工学的因素に関する燃料の仕様を表 3.11(a), (b) に示す。

このバルク温度上昇因子には、以下のようなものが考えられる。

①-1 発熱側因子

(i) 出力レベル計測誤差因子 F_p

出力レベルを計測する計測器の計測誤差は、5%以内に設計される。

$$F_p = 1.05$$

$$\sigma_p' = 0.05/3 = 0.0167 (= 1.67\%)$$

$$F_j = 1 + 3 \cdot \sigma_p' = 1.05$$

(ii) 燃料板内 U-235 含有量誤差因子 F_{FC} (f_{UC})^{*}

燃料板内には、U-Al_x の形で U-235 が装荷されている。表 3.11(b) によれば燃料板 1 枚当たりの U-235 の含有量誤差は 2% である。

$$F_{FC} = 1.02$$

$$\sigma_{FC}' = 0.02/3 = 0.00667 (= 0.667\%)$$

$$F_j = 1 + 3 \cdot \sigma_p' = 1.02$$

(iii) 冷却水正味発熱割合 F_{Nwp}

冷却水のエンタルピを上昇させる要因は、燃料板からの熱伝達と、冷却水中での直接的発熱である。燃料の核分裂によって発生するエネルギーは、この 2 つの要因が全てではなく、一部は γ 線等の形で冷却水以外へも漏洩する。その漏洩したエネルギーの割合は、現段階では定量化が困難なため、 $F_{Nwp} = 1.0$ と評価する。なお、この因子は統計的な因子ではないので統計処理は行わない。

*1) () 内は JRR-3 燃料設計基準の呼称

①-2 除熱側因子

(i) チャンネル流量偏存因子 $F_c (f_w)$

この因子は、炉心を巨視的にみた時の流量分布と燃料チャンネル内の流量分布に分けられる。

(1) チャンネル内流量分布因子 $F_{c(micro)}$

チャンネル内の流量分布は、モック・アップ試験により測定する予定であるが、燃料形状の決定に伴い現在、単体流水試験装置を設計・製作中であり、現段階ではその値を決定することができない。このため、同型式の JMTR 燃料要素の流量分布を用いて計算を行う。JRR-3 燃料要素では、JMTR のものを更に改良して角型ノズルを採用するなど、JMTR 燃料より、本因子に関しては有利な設計をしているため、これは安全側である。

$$F_{c(micro)} = 1.08$$

(2) チャンネル間流量分布因子 $F_{c(macro)}$

炉内の巨視的流量分布は、JRR-3 モック・アップ試験では、炉心全体の平均流量（燃料要素の最小値の比をとると、最も小さいもので 0.952^{*2)} である。

$$F_{c(macro)} = \frac{1}{0.952} = 1.050$$

$$(i) F_c = F_{c(micro)} \times F_{c(macro)}$$

$$= 1.08 \times 1.05$$

$$= 1.134$$

(ii) 流路断面積誤差因子 $F_{CA} (f_{ea})$

流路断面積が公称値より狭隘化しているとき、そこを流れる流量は減少する。流量は、圧力損失を一定とするよう減少する。故に、この因子は、圧力損失の大部分が摩擦損失であるとして次のように求められる。

$$\Delta p \propto \frac{\lambda V^2}{D_e} \quad (3.3.12)$$

$$1/\sqrt{\lambda} = 2 \cdot \log (Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 0.8 \quad (\text{カルマン・ニクラウゼの式}) \text{ より}$$

$$Re = 2 \times 10^4 \sim 10^5 \text{ で}$$

$$\lambda \propto Re^{-0.228} \propto \frac{1}{(D_e \cdot V)^{0.228}} \quad (3.3.13)$$

$$\Delta p \propto \frac{\frac{1}{(D_e \cdot V)^{0.228}} \cdot V^2}{D_e} = \frac{V^{1.772}}{D_e^{1.228}} \quad (3.3.14)$$

ここに

Δp : 圧力損失 (kg/m^2)

λ : 摩擦損失係数

*2) 燃料要素 1 体当りの最小流量／炉心平均流量の値は、流量 $W = 1410 \text{ m}^3/\text{h}$ (60%) の場合、0.957、
 $W = 1880 \text{ m}^3/\text{h}$ (80%) の場合、0.952、 $W = 2350 \text{ m}^3/\text{h}$ (100%) の場合 0.962 である。

V : 流速 (m/s)

D_e : 水力直径 (m)

$$= 4 \times \frac{\text{流路断面積}}{\text{ぬれぶち長さ}} \quad *)$$

 $\Delta P = \text{const.}$ なら (3.3.13) 式より

$$V \propto D_e^{0.693} \quad (3.3.15)$$

流路断面形状を平行平枚と考えると、断面積Aが変化してもぬれぶち長さは影響をうけないめ、

$$A \propto D_e \quad (3.3.16)$$

従って、(3.3.15), (3.3.16) 式より

$$G \propto A \cdot V \propto D_e^{1.693} \quad (3.3.17)$$

$$F_{CA} = \left(\frac{D_e(\text{nom})}{D_e(\text{min AV})} \right)^{1.693} \quad (3.3.18)$$

ここで

D_e(nom) : 水力直径の公称値D_e(min AV) : 水力直径の最小値

表 3.11(a) より

$$a(\text{nom}) = 2.28 \text{ mm}$$

$$a(\text{min AV}) = 2.28 - 0.2 = 2.08 \text{ mm}$$

$$\frac{D_e(\text{nom})}{D_e(\text{min AV})} = \frac{2 \cdot a(\text{nom})}{2 \cdot a(\text{min AV})} = \frac{2.28}{2.08} = 1.096$$

(3.3.18) 式より

$$F_{CA} = (1.096)^{1.693} = 1.168 = 1.17$$

$$\sigma_{CA}' = (1.096 - 1) / 3 = 0.032 (= 3.2\%)$$

$$F_j = 1 + 3 \cdot \sigma_{CA}' = 1.096$$

$$a_j = 1.693$$

(iii) 流量計測誤差因子 F_G

流量の計測誤差は、流量計の設計において±5%に収める。流量は水頭で表示した圧力差に基く。

$$G = A \cdot v \propto \sqrt{\Delta P} \quad (3.3.19)$$

ここに

G : 冷却材流量 (m³/h)A : 流路断面積 (m²) ΔP : 圧力差 (m)

従って流量は圧力差の平方根に比例する。その誤差も同様である。

$$F_G = \sqrt{1.05} \approx 1.024$$

$$\sigma_G' = 0.024 / 3 = 0.0080 (= 0.80\%)$$

$$F_j = 1 + 3 \cdot \sigma_G' = 1.024$$

② フィルム温度上昇因子 F_f

フィルム温度の上昇は次式で表現される。

$$\Delta T_F = \frac{q''}{h} \quad (3.3.20)$$

ここに

ΔT_F : フィルム温度上昇 ($^{\circ}\text{C}$)

q'' : 热流束 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h}$)

h : 热伝達率 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h} ^{\circ}\text{C}$)

このフィルム温度上昇の最大値を求めるようとするとき、ホット・チャンネルでは次のようになる。

$$q''(Z) = \bar{q}'' \cdot F_n(Z)$$

ここに

\bar{q}'' : 平均热流束 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h} ^{\circ}\text{C}$)

$F_n(Z)$: 核的因子

ここでフィルム温度の上昇を大きくする因子として上記の核的因子の他に、工学的理由による $q''(Z)$ および $h(Z)$ の偏りが考えられる。

このフィルム温度上昇には、以下のようなものがある。

②-1 発熱側因子

(i) 热流束レベル誤差因子 F_{HF}

出力レベル計測誤差は $\pm 5\%$ であるので热流束レベル誤差も $\pm 5\%$ である。

$$F_{HF} = 1.05$$

$$\sigma_{HF}' = 0.05 / 3 = 0.0167 (= 1.67\%)$$

$$F_j = 1 + 3 \sigma_{HF}' = 1.05$$

(ii) 燃料板内 U-235 含有量誤差因子 $F_{FC}(f_{uc})$

バルク温度上昇因子 ((i), (a), (ii)) に同じ

$$F_{FC} = 1.02$$

$$\sigma_{FC}' = 0.02 / 3 = 0.00667 (= 0.667\%)$$

$$F_j = 1 + 3 \cdot \sigma_{FC}' = 1.02$$

(iii) 燃料板内 U-235 分布偏在因子 $F_d(f_d)$

$$F_d = \frac{\text{U-235 分布最大値}}{\text{U-235 分布平均値}}$$

とすると、表 3.11(a)により

$$F_d = 1.15$$

$$\sigma_d' = 0.15 / 3 = 0.05 (= 5\%)$$

$$F_j = 1 + 3 \cdot \sigma_d' = 1.15$$

(iv) 燃料体内分布因子 $F_{FW}(f_{wm})$

燃料体のミート巾 W は、燃料板の製造仕様において、次のように規定され、製作する。

(表 3.11(a)参照)

$$W = 61.6 \pm 2.5 \text{ mm}$$

従って最大値と最小値の間には $2.5 \times 2 / (61.6 + 2.5) = 7.8\%$ の開きがあり、平均を中間値とすると $\pm 3.9\%$ の誤差がある。

$$F_{FW} = 1.039 \approx 1.04$$

$$\sigma_{FW'} = 0.039 / 3 = 0.013 (\approx 1.3\%)$$

$$F_j = 1 + 3 \cdot \sigma_{FW'} = 1.039$$

(V) 燃料体長さ分布因子 F_{lm} , (f_{lm})

燃料体の長さとして芯材の長さに注目すると、仕様では、 $750 \pm 10 \text{ mm}$ である。（表 3.11

(b) 参照）従って平均値と最小値の偏差は 1.4% である。

$$F_{lm} = 1.014 \approx 1.01$$

$$\sigma_{lm'} = 0.014 / 3 = 0.0047 (= 0.47\%)$$

$$F_j = 1 + 3 \cdot \sigma_{lm'} = 1.014$$

(Vi) 燃料板内正味発熱割合 F_{NFP}

JMTR では 0.9 を採用しているが、根拠が明確でなく、 2 次 γ 線等による発熱を考慮すると 1.0 に近いことが予想されるので安全側に

$$F_{NFP} = 1.0$$

とする。

②-2 除熱側因子

(i) 熱伝達相關式誤差因子 F_{hE}

Dittus-Boelter の式を用いて熱伝達係数を算出する場合、

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4}$$

ここに

$$N_u : \text{Nusselt 数} = \frac{h D_e}{k}$$

$h : \text{熱伝達率} \quad (\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h } ^\circ\text{C})$

$D_e : \text{水力等価直径 (m)}$

$k : \text{熱伝導率} \quad (\text{kcal}/\text{mh } ^\circ\text{C})$

$$R_e : \text{Reynolds 数} = \frac{VD_e}{\nu}$$

$V : \text{流速} \quad (\text{m}/\text{s})$

$\nu : \text{動粘性係数} \quad (\text{m}^2/\text{s})$

この熱伝達相關式は、実験点を網羅すべく定式化したものであるため、相關式と実際の実験値との間には若干の誤差がある。この誤差の見積りについては、相關式として何を採用するかが重要である。現在、稼動中の原子炉では、JMTR で修正 Colburn の式⁽⁷⁾を採用しその誤差を 20% 、KUR では Sieder-Tate の式を採用し、その誤差を約 17% と見積っている。JRR-3 では、Dittus-Boelter の式を採用する。冷却条件が同じなら Dittus-Boelter の式は Sieder-Tate の式よりも熱伝率を小さく見積る傾向にあり、実験値と比較しても実験値の下限にある。従って実験値の誤差等を考慮し、

$$F_{hE} = 1.05$$

とする。この値は統計処理を行わない。

(ii) 対熱伝達係数流速偏在因子 F_{hv} (f_{hv})

Dittus-Boelter の式を用いて熱伝達係数を算出する場合,

$$\begin{aligned} N_u &= 0.023 R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.8} \\ \frac{h \cdot D_e}{k} &= 0.023 \cdot \left(\frac{D_e \cdot V \cdot \rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{0.4} \\ \frac{1}{h} &\propto D_e^{0.2} \cdot V^{-0.8} \end{aligned} \quad (3.3.21)$$

(3.3.21) 式より

$$\Delta T_f \propto \frac{1}{h} \propto D_e^{0.2} \cdot V^{-0.8} \quad (3.3.22)$$

ただし

N_u : Nusselt 数

R_e : Reynolds 数

P_r : Prandtl 数

D_e : 水力等価直径 (m)

V : 冷却材流速 (m/s)

ρ : 冷却材密度 (kg/m³)

h : 熱伝達率 (kcal/m²h °C)

k : 冷却材熱伝導率 (kcal/mh °C)

μ : 冷却材粘性係数 (kg·h/m²)

C_p : 定圧比熱 (kcal/kg °C)

ΔT_f : 境膜温度差 (°C)

ところで、チャンネル内の流速分布因子は 1.08 故、平均値に対する最小流速は $1/1.08 = 0.92$ 。チャンネル間の流速分布因子は 1.05 であるから平均値に対する最小流速は $1/1.05 = 0.95$ 。炉心全体の平均流速に対するチャンネルの最小流速は $0.92 \times 0.95 = 0.87$

$$F_{hv} = (0.87)^{-0.8} = 1.12$$

なお、この因子は統計処理しない。

(iii) 対熱伝達係数流速計誤差因子 F_{hve}

流速測定誤差は、バルク温度上昇因子のうちの流量計測誤差因子に基き、±2.4%である。

(3.3.22) 式より、

$$F_{hve} = (1 - 0.024)^{-0.8} = 1.015 \approx 1.02$$

$$\sigma_{hve}' = 0.024 / 3 = 0.008 (= 0.8\%)$$

$$F_j = 1 + 3 \cdot \sigma_{hve}' = 1.024$$

$$a_j = 0.8$$

(iv) 対熱伝達係数流路断面積誤差因子 F_{ha} (f_{ha})

(3.3.22) 式では

$$\Delta T_f \propto \frac{1}{h} \propto D_e^{0.2} \cdot V^{0.8}$$

今、最大の平均誤差は、バルク温度上昇因子のうち流路断面誤差因子 1.096 より士 9.6% を使用すると

$$F_{hA} = (1.096)^{0.2} = 1.0185 \approx 1.02$$

$$\sigma_{hA}' = 0.096 / 3 = 0.032 (= 3.2\%)$$

$$F_j = 1 + 3 \sigma_{hA}' = 1.09$$

$$a_j = 0.2$$

②-3 冷却系過渡解析に使用する工学的因子

(1), (2)で述べたバルク温度上昇因子 (F_b) 及びフィルム温度上昇因子 (F_f) の求め方は、過去に ETR, JRR-2, 4 及び JMTR などの板状燃料を用いた研究炉における定常熱計算に用いられてきた。軽水炉の冷却系ループ解析用に開発されてきた RELAP, RETRAN, THYDE-P などのコードを本研究炉に適用する場合、次のような工夫が必要である。すなわち、これらのコードは上記の F_b , F_f を別個に入力してホットチャンネルの計算は行えず、発熱体（ヒートスラブ）の平均熱流束分布にファクターを掛けて行うようになっている*。従って“運転時の異常な過渡変化”的解析で、本研究炉のように、燃料最高温度と DNBR の双方を評価するためには特別な方法が必要となる。以下にその方法を示す。

- (i) 定常熱計算コード（例えば COOLOD）により、前述のように核的因子、 F_b , F_f を用いてホットチャンネルの計算を行い、燃料芯材最高温度、冷却水バルク最高温度を求め、それらを T_{fs}^{\max} , T_{bs}^{\max} とする。
- (ii) 過渡解析コードにおいて、ホットチャンネルのヒートスラブの発熱分布に掛ける核的因素以外のファクターを F_q' とし、定常設定時の計算を行い、ホットチャンネルの燃料ミート最高温度が上記の T_{fs}^{\max} に等しくなるような F_q' を求める。この場合、冷却水バルク温度は、 T_{bs}^{\max} より高くなれば良い。もし T_{bs}^{\max} より小さい時は F_q' を増やし T_{bs}^{\max} と等しくさせる。
- (iii) 上記の F_q' を用い過渡解析を実施する。

このようにして評価した過渡時の燃料最高温度、最小 DNBR は十分保守的である。

b-3 工学的ホット・スポット・ファクタの算出

① バルク温度上昇因子

①-1 統計処理した場合、(3.3.7), (3.3.8)式より

$$\begin{aligned} F_b &= [1 + \{(3 \cdot \sigma_P')^2 + (3 \cdot \sigma_{FC}')^2 + (a_j \cdot 3 \cdot \sigma_{CA})^2 + (3 \cdot \sigma_G')^2\}]^{1/2} \cdot F_C \cdot F_{NWP} \\ &= [1 + \{(0.05)^2 + (0.02)^2 + (1.693 \times 0.096)^2 + (0.024)^2\}]^{1/2} \times 1.13 \times 1.0 \\ &= 1.33 \end{aligned}$$

①-2 統計処理しない場合

$$\begin{aligned} F_b &= F_P \cdot F_C \cdot F_{NWP} \cdot F_C \cdot F_{CA} \cdot F_G \\ &= 1.05 \times 1.02 \times 1.0 \times 1.13 \times 1.17 \times 1.02 \\ &= 1.44 \end{aligned}$$

* 定常時と同様の計算を行えるようにするためにコードの大幅な改造が必要である。

② フィルム温度上昇因子 F_f

②-1 統計処理した場合、(3.3.9), (3.3.8)式より

$$\begin{aligned}
 F_f &= [1 + \{(3\sigma_{HF})^2 + (3\sigma_{FO})^2 + (3\sigma_d)^2 + (3\sigma_{FW})^2 + (3\sigma_{Im})^2 \\
 &\quad + (a_j \cdot 3 \cdot \sigma_{hVE})^2 + (a_j \cdot 3 \cdot \sigma_{hA})^2\}]^{1/2} \cdot F_{hE} \cdot F_{NFP} \cdot F_{hV} \\
 &= [1 + \{(0.05)^2 + (0.02)^2 + (0.15)^2 + (0.04)^2 + (0.014)^2 + (-0.8 \times 0.024)^2 \\
 &\quad + (0.2 \times 0.096)^2\}]^{1/2} \times 1.05 \times 1.0 \times 1.12 \\
 &= 1.37
 \end{aligned}$$

②-2 統計処理しない場合

$$\begin{aligned}
 F_f &= F_{HF} \cdot F_{FC} \cdot F_d \cdot F_{FW} \cdot F_{Im} \cdot F_{NFP} \cdot F_{hE} \cdot F_{hV} \cdot F_{hVE} \cdot F_{hA} \\
 &= 1.05 \times 1.02 \times 1.15 \times 1.04 \times 1.01 \times 1.05 \times 1.12 \times 1.02 \times 1.02 \\
 &= 1.58
 \end{aligned}$$

b-4 まとめ

工学的ホットスポットファクターをまとめると表3.12のようになる。安全解析には統計処理したもの用いる。

表 3.11(a) JRR-3 改造炉・燃料仕様(I) (構造)

項目		標準型燃料要素	フォロアー型燃料要素
全長		1150 mm \pm 2	880 \pm 1 mm
断面寸法		$76.2^{+0.1} \times 76.2^{-0.1}$	$63.6^{+0.1} \times 63.6^{-0.1}$
ノズル部	長さ (除・テーパー部)	100	
	外寸法	$67.4^{-0.1} \times 67.4^{-0.1}$	
	内寸法	$60.2^{+0.1}_{-0.2} \times 60.2^{+0.1}_{-0.2}$	
側板	板厚	$4.8^{+0.2}$	$4.8^{+0.2}$
	板巾	$76.2^{+0.1}_{-0.5}$ (パット部 $77.04^{-0.1}$)	$63.6^{+0.1}$
	長さ	950	880 \pm 1
燃料板間隔		2.28 \pm 0.2	2.38 \pm 0.2
燃料板	板厚	$1.52^{+0.05}$	$1.52^{+0.05}$
	長さ	770 \pm 1	770 \pm 1
	板枚数	20枚	16枚
コーム	板厚	6	
	コーム巾	17	
	コーム部長さ	10	
コームピン		2.6 ^φ	
緩衝部(下部)			40
接続部(上部)			19

表 3.11(b) JRR-3 改造炉・燃料仕様(II) (燃料板)

項目		標準燃料要素	フォロアー燃料要素
ウ ラ ン	濃縮度	20% (19.75% ± 0.25%)	20% (19.75 ± 0.25%)
	U-235量	300 g	190 g
	Total U量	1500 g	950 g
芯材 物性	化学組成	U-Al _x +Al (x: 3, 4)	U-Al _x +Al (x: 3, 4)
	U-Al重量比		
	U密度	(—)	(—)
	U-Al粒径	(—)	(—)
芯材 寸法	厚さ	0.76 mm ± 0.07 ^(注)	0.76 mm ± 0.07 ^(注)
	巾	61.0 mm ± 2.5	49.0 mm ± 2.5
	長さ	750 mm ± 10	750 mm ± 10
燃料板 寸法	(被覆厚さ)	0.38 mm	0.38 mm
	燃料板厚	1.52 mm	1.52 mm
	長さ	770 mm	770 mm
	板幅	(—)	(—)
燃料板枚数		20 枚	16 枚
燃料板間隔		2.28	2.38

(注) 燃料板 1 板当りの ²³⁵U 含有量誤差は最大 ± 2% とし、芯材中の ²³⁵U 量偏在は最大 ± 15% とする。

表 3.12 ホット・スポット・サブ・ファクター一覧

因 子 名	Sub F	F _j	a _j	F	備 考
(1) バルク温度上昇因子	—	—	—	1.33	統計処理した
(a) 発熱側因子					
(i) 出力レベル計測誤差因子	1.05	1.05	—	—	
(ii) 燃料板内 U-235 含有量誤差因子	1.02	1.02	—	—	
(iii) 冷却水正味発熱割合	1.0	—	—	—	統計処理しない
(b) 除熱側因子					
(i) チャンネル流量偏在因子	1.13	—	—	—	統計処理しない
(イ) チャンネル内流量偏在因子	(1.08)	(1.08)	—	—	統計処理しない
(ロ) チャンネル間流量偏在因子	(1.05)	(1.05)	—	—	統計処理しない
(ii) 流路断面積誤差因子	1.17	1.10	1.69	—	
(iii) 流量計測誤差因子	1.02	1.02	—	—	
(2) フィルム温度上昇因子	—	—	—	1.37	統計処理した
(a) 発熱側因子				1.17	統計処理した
(i) 热流束レベル計測誤差因子	1.05	1.05	—	—	
(ii) 燃料板内 U-235 含有量誤差因子	1.02	1.02	—	—	
(iii) 燃料板内 U-235 分布偏在因子	1.15	1.15	—	—	
(iv) 燃料体幅分布因子	1.04	1.04	—	—	
(v) 燃料体長さ幅分布因子	1.01	1.01	—	—	
(vi) 燃料板内正味発熱割合	1.0	—	—	—	統計処理しない
(b) 除熱側因子					
(i) 热伝達相関式誤差因子	1.05	—	—	—	統計処理しない
(ii) 対熱伝達係数流速偏在因子	1.12	—	—	—	統計処理しない
(iii) 対熱伝達係数流速計誤差因子	1.02	1.02	0.8	—	
(iv) 対熱伝達係数流路断面積誤差因子	1.02	1.10	0.2	—	

(3) 沸騰開始温度制限

通常運転時には炉心内のいかなる位置においても、1次冷却材が沸騰を起さないよう設計する。

通常運転時に沸騰を起すかどうかの判定は、強制対流熱伝達相関式と Bergles-Rohsenow の沸騰開始点における相関式の交点から得られる燃料板表面温度を越えているかどうかで行う。

ここで、強制対流熱伝達相関式としては、(1)項の熱伝達相関式で詳述した、下記に示す Dittus-Boelter の式を採用する。

$$\begin{aligned} q &= 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4} (T_w - T_b) \frac{k_f}{D_e} \\ &= 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4} ((T_w - T_s) + (T_s - T_b)) \frac{k_f}{D_e} \end{aligned} \quad (3.3.23)$$

Bergles-Rohsenow の沸騰開始点における相関式は、局所の静圧 P ($\text{kg}/\text{cm}^2 \text{abs}$)、飽和温度 T_s ($^\circ\text{C}$)、燃料板表面温度 T_w ($^\circ\text{C}$)、及び熱流束 q ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h}$) の関係として次式で与えられる。

$$q = 911 P^{1.156} \left[\frac{9}{5} (T_w - T_s) \right]^{\frac{2.16}{P^{0.0234}}} \quad (3.3.24)$$

上記 2 式に対し、局所での流束 u (m/s)、流路の水力等価直径 D_e (m)、バルク水温 T_b ($^\circ\text{C}$) が与えられると、(3.3.23) 式右辺のレイノルズ数 R_e 、プラントル数 P_r が定まり、従って局所の圧力 P ($\text{kg}/\text{cm}^2 \text{abs}$)、飽和温度 T_s ($^\circ\text{C}$) が与えられると (3.3.23) 式と (3.3.24) 式を連立して解くことによって、沸騰開始時の燃料板表面熱流束 q_{ONB} ($\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h}$) と燃料板表面温度 T_{ONB} ($^\circ\text{C}$) が決定される。

通常運転時には、炉心のいかなる位置においても、上記の方法で得られた沸騰開始時の燃料板表面温度 T_{ONB} を越えないようにする。

具体的な局所的冷却水条件は COOLOD 計算コードにより求め、燃料板表面温度 T_w が T_{ONB} を越えるかどうかの判定を行う。

参考のため、図 3.42 に局所のバルク水温度 $T_b = 45^\circ\text{C}$ 、圧力 $P = 0.5 \text{ kg}/\text{cm}^2 \text{abs}$ 、流速 (下向流) $u = 6.24 \text{ m}/\text{s}$ の時の (3.3.23) 式、(3.3.24) 式と両式の交点を示す。この時の沸騰開始点温度 T_{ONB} 、熱流束 q_{ONB} はそれぞれ以下の様になる。

$$T_{ONB} = 24 + 80.9 = 104.9^\circ\text{C}$$

$$q_{ONB} = 1.55 \times 10^6 \text{ kcal}/\text{m}^2 \text{ h}$$

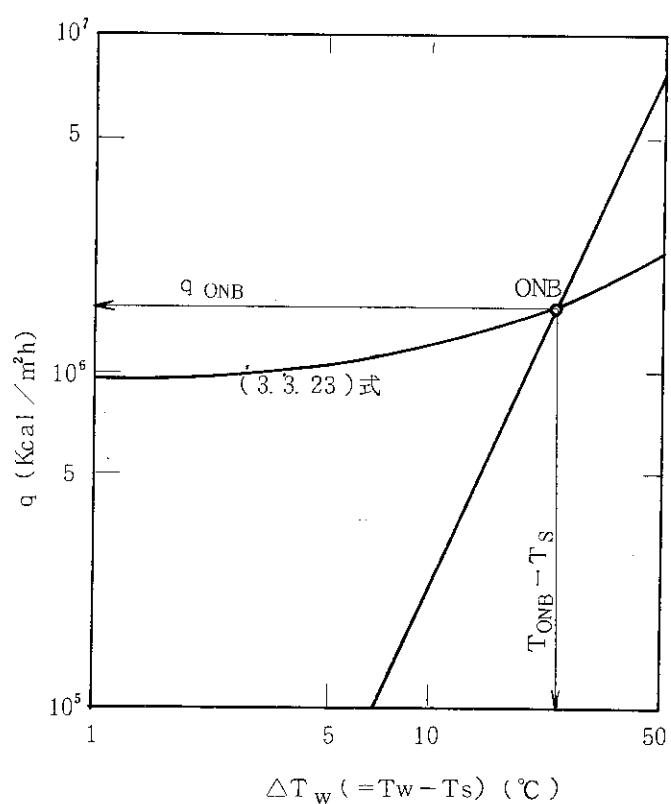


図 3.42 沸騰開始温度の例示

(4) 冷却材流速制限

燃料要素の機械的強度の観点から、燃料要素内の水流によって燃料板が塑性変形を起さないために、水流に限界流速が存在する。すなわち、運転時の冷却材流速は、この限界流速以下である必要がある。

$$V_o = \left[\frac{15gEa^3h}{\rho b^4(1-\nu)^2} \right]^{1/2}$$

ここで、 V_o : 限界流速 (cm/s)

ρ : 冷却材比重量 (g/cm³)

b : 冷却材流路幅 (cm)

ν : 燃料板材質のポアソン比 (-)

g : 重力加速度 (cm/s²)

E : ヤンク率 (g/cm²)

a : 燃料板の板厚 (cm)

h : 冷却材流路の厚さ (cm)

t : 燃料芯材厚さ (cm)

である。

上式から限界流速を求めるに当って、安全側評価として燃料芯材の強度を期待せず無視することにする。そのため、上式の a^3 の項を $(a^3 - t^3)$ の項で置換えて評価する。ここで t は燃料芯材の厚み (単位 cm) である。

上式を用いて JRR-3 改造炉の燃料要素での限界流速を求めると、20 m/s となる。

但し、 $\rho = 1.0 \text{ g/cm}^3$

$b = 6.66 \text{ cm}$

$\nu = 0.33$

$g = 980 \text{ cm/s}^2$

$a = 0.152 \text{ cm}$

$h = 0.228 \text{ cm}$

$t = 0.076 \text{ cm}$

$E = 6.3 \times 10^8 \text{ g/cm}^2$

を用いた。

この限界流速 (20 m/s) は、炉心流速 6.2 m/s より充分大きい値である。

4. 運転時の異常な過渡変化及び事故事の熱水力特性

4.1 原子炉停止後の熱出力（崩壊熱）特性

(1) 序

JRR-3 改造炉の事故解析に用いる崩壊熱に関する関係式及びデータについて以下に示す。

調査、検討した崩壊熱に関する関係式等は、ANS、新ANS、Shureの式、JMTRで使用されている崩壊熱の式、RETRAN-2 の崩壊熱の式の 5 つの崩壊熱関係式である。

それぞれの崩壊熱関係式の概要を述べると共に、それらを比較して図示した。なお、ANS × 1.2、Shure × 1.2 の両崩壊熱評価式を参考として取り上げた。

崩壊熱の経時変化は、ANS、新ANS、ANS × 1.2 については資料のデータから、他の崩壊熱評価式はその式から計算して求めた。

(2) 崩壊熱に関する関係式及びデータ

核分裂反応で生じる核分裂破片は、高い電荷を帯び、高エネルギーの原子核であり、これらは原子と衝突し、エネルギーや、電荷を失いつつ、減速してゆく。この減速過程が核分裂で生じたエネルギーを燃料物質中で熱に変える基本的な機構である。これらの核分裂生成物は、かなり不安定なものであり、多くは普通 β 線を出して崩壊する。このような放射線性崩壊反応で放出されるエネルギーは、核分裂反応で放出される全エネルギーの 4 ~ 5 % 程にも達し得る。この崩壊熱は、種々な原子核の崩壊定数に従いかなりの時間遅れをもって現われ、前もって原子炉設計及び事故解析においては十分配慮をしておく必要がある。特に事故解析では原子炉スクラム後の、熱発生源として極めて重要な意味をもっており、原子炉安全研究の中で最も重大な問題のひとつである。

以上の理由から、種々の崩壊熱評価式に関する文献を調査し、これらを比較・検討した。

(a) 各崩壊熱評価式の概要

次の各項で各崩壊熱評価式の概要を述べる。

(a)-1 ANS 崩壊熱評価式⁽⁹⁾

ANS 崩壊熱は1971年に米国原子力学会(ANS)が提案したもので、K. Shure⁽¹⁰⁾が作成した崩壊熱の式に基づいている。

ANS × 1.2 崩壊熱評価式は、ANS 崩壊熱評価式に 20% の安全余裕を考慮したものである。この安全余裕は1960年代初期までの実測データ及び核データに基づいて評価されたものである。

実験技術や評価法の進んだ今日では、この評価値はかなり保守的であることが判明し、ANS に於て同基準の見直し作業が進められた。その結果、次の新ANS 評価式が提案された。

(a)-2 新ANS 崩壊熱評価式⁽¹¹⁾

これは、1978年6月に、ANS 崩壊熱評価式の改訂案が提案されたのに、新たに作成されたもので、同年11月に承認されたのち、1979年8月 ANSI (American National Standard Institute) によって承認されたものである。

この新ANS崩壊熱評価式は、そのデータの基盤を不確定さが小さく精度の高い実測値や基礎データの不確定さの効果を充分に考慮した解析的評価結果に置いているため、不確定さが大幅に小さくなっている。

ここで、新ANS崩壊熱の関係式を以下に示す。

T秒間の運転後の停止より、t秒経過時の崩壊熱 $P_d(t, T)$ は次式で与えられる。

$$P_d(t, T) = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^N \frac{P_{ij}}{Q_i} F_i(t_j, T_j) \cdot G(t, T, \psi)$$

ここで、

P_{ij} : 核種 i の運転区間 j での出力分担

Q_i : 核種 i の核分裂エネルギー

$F_i(t_j, T_j)$: 核種 i の運転時間 T_j 、冷却時間 t_j における崩壊エネルギー。ただし、運転中核種 i の単位核分裂当りの値。

$G(t, T, \psi)$: 中性子の補獲の補正項。

$$\equiv 1.0 + (3.24 \times 10^{-6} + 5.23 \times 10^{-3} t) T^{0.4} \cdot \psi$$

ψ : 初期装荷時の核分裂性原子 1 個当りの核分裂数。

(a)-3 Shure の式⁽¹⁰⁾

これは、1961年に“Fission Product Decay Energy”と題されて、USAEC レポートに発表された式である。

Shure の式は、下記に示すように、無限時間運転後の崩壊熱に関する近似式である。

$$W = A \cdot t^{-a}$$

ここで、

W : $P/P_0 = Q/Q_0$

P : 崩壊熱出力

P_0 : 運転中の熱出力

Q : 崩壊熱による燃料板の熱流束

Q_0 : 運転中の燃料板の熱流束

t : 炉停止後の時間

A, a : Shure の定数 (表 4.1 に示す)。

(a)-4 JMTR で使用している崩壊熱評価式

JMTR で使用した崩壊熱は、WAPD-P 652⁽¹²⁾ (“Energy from Fission Product Decay”) に報告されている式である。この式を以下に示す。

$0 \leq t \leq 10^{-1}$ のとき、

$$W = k [11(0.1-t) + 2.306 - 7.62 \{(T_0+t)^{-0.21} - 10^{-0.21}\}]$$

$10^{-1} \leq t \leq 10^0$ のとき、

$$W = k [0.778(1-t^{0.682}) + 1.69 - 7.62 \{(T_0+t)^{-0.31} - 10^{-0.21}\}]$$

$10^0 \leq t \leq 10^1$ のとき、

$$W = k [1.96(10^{0.27} - t^{0.27}) - 7.62 \{(T_0+t)^{-0.21} - 10^{-0.21}\}]$$

$10^1 \leq t \leq \infty$ のとき、

$$W = k [7.62 \{ t^{-0.21} - (T_0 + t)^{-0.21} \}]$$

ここで、

$$W : P / P_0 = Q / Q_0$$

P : 崩壊熱出力

P_0 : 運転中の熱出力

Q : 崩壊熱による燃料板の熱流束

Q_0 : 運転中の燃料板の熱流束

$k : 99 \times 10^{-4}$

T_0 : 炉の運転時間^(*)

t : 炉停止後の時間

(a)-5 RETRAN の崩壊熱評価式⁽¹³⁾

RETRAN の崩壊熱評価式は11群に分けた崩壊定数より、その多項式として求めている。これを下に示す。

$$r_d = \sum_{j=1}^{11} E_j e^{-\lambda_j t}$$

ここで、

r_d : 規格化した核分裂生成物崩壊エネルギー

E_j : j 群における増倍係数

λ_j : j 群における崩壊定数

t : 炉停止後の時間

表 4.2 に E_j , λ_j を示す。

(b) 安全解析コードによる計算

核分裂生成物からの β 線や γ 線のエネルギー、いわゆる崩壊熱は、原子炉の運転が停止されたあとでも、原子炉の核燃料から発生してくる熱源であり、安全解析コードでは、炉停止後の熱出力は、この崩壊熱による熱出力と、炉心動特性より求める熱出力の和で与えられる。

そこで、以下に示す 3 つの安全解析コードでの、崩壊熱、および炉心動特性の取り扱い方、それによる炉停止後の熱出力を調査した。

(b)-1 RETRAN による計算

RETRAN-2 により、1 次冷却材流量喪失事故解析の炉停止後の熱出力を計算した。

RETRAN-2 では、6 群の遅発中性子を用いた 1 点動特性計算による炉停止後の炉出力と、11 群からなる RETRAN の崩壊熱の和として、炉停止後の出力が計算される。

この計算では、11 群による RETRAN の崩壊熱に、20% の安全余裕を考慮した。また、入力とした遅発中性子データを、表 4.3 に、スクラム反応度データを表 4.4 にそれぞれ示す。

RETRAN では、炉停止後の出力を、崩壊熱と、1 点動特性方程式を計算することにより、次式を用いて求めている。

$$P(t) = P_0 [0.93 n(t) + \sum_{j=1}^{11} E_j e^{-\lambda_j t}]$$

(*) この報告書では、炉の運転時間を 3 週間 (1.8144×10^6 sec) として計算した。

ここで、

P_0 : 運転中の熱出力

$n(t)$: 1点動特性方程式より求めた、時刻 t での炉内の全中性子数

(b)-2 THYDE-Pによる計算⁽¹⁴⁾

THYDE-P 1 により、RETRAN と同様の 1 次冷却材流量喪失事故解析を行い、炉停止後の炉出力を求めた。THYDE-Pでは、崩壊熱として、Shure の式を用いているが、係数を改良して、なめらかにしている。改良した Shure の係数を、表 4.1 中の(2)に示す。

THYDE-Pの計算でも、Shureの崩壊熱評価式に20%安全余裕を考慮した。

THYDE-Pによるこの計算では、1点動特性方程式による計算を、 $n(t) < 0.05$ でやめて、その時刻(t_0)以降は、

$$n(t) = 0.05 e^{-\frac{t-t_0}{\tau_1}}$$

としている。(この解析では、 $\tau = 0.1 \text{ sec.}$.)

入力とした遅発中性子データ、及びスクラム反応度は、RETRAN と同じ入力データを採用した。

(b)-3 EUREKA による計算⁽¹⁵⁾

EUREKA-II コードは、RELAP4/MOD 6 を動特性計算用に改良したコードであり、RETRAN と同様の 1 点動特性方程式を内蔵している。

EUREKA における入力データとして、遅発中性子データ、スクラム反応度データは、RETRAN, THYDE-Pと同じデータを、また、崩壊熱には、Shure の式を使用した。

(3) 検討結果

(a) 各崩壊熱の検討結果

図 4.1 は、以上述べたそれぞれの崩壊熱の関係式及びデータから炉停止後の崩壊熱の時間経過を求め、比較して示した図である。

この図は、炉停止後の時間に対する規格化した崩壊熱を表わしたもので、ANS, 新ANSについて、表 4.5 の値を、その他は、それぞれの式から計算して求めた値を図示したものである。

この図より、5 本の崩壊熱曲線は大別して 2 つに分けられる。すなわち、JMTR以外は同様な傾向を示している。

ANS と RETRAN の崩壊熱曲線が、ほとんど一致しているのは、RETRAN の崩壊熱曲線が ANS のデータの fitting curve であるためと考えられる。

また、ANS, Shure, 新ANS の崩壊熱曲線が同様の傾向を示しているのは、ANS が Shure の式を基礎にしていること、及び新ANS は ANS のデータの中の不確定因子を再評価したもので、基本的に ANS と同一のものであるためと考えられる。

JMTR の崩壊熱曲線が他の曲線と異なるのは、当時としては崩壊熱があまり研究されていなかったためと考えられるが詳細は不明である。

なお、参考の為に図 4.2 に、それぞれの規格化した崩壊熱の積分値を示す。これを見ても分かるように、JMTR以外は同様な傾向を示している。

Shure, ANS の式に安全余裕 20 % を見込んだ崩壊熱を図 4.3 に示す。Shure の式に安全率

1.2を見込んでいるのは、不確定性を $t < 10^3$ で $\pm 20\%$, $10^3 < t < 10^7$ で $\pm 10\%$, $10^7 < t$ で $\pm 25\%$ と評価しているためである。ANSに安全率1.2を考慮しているのは、1960年代初期までの実測データ及び核データに基づいて評価したもので、実験技術や評価法の進んだ今日では、かなり保守的であると考えられている。

(b) 安全解析コードによる計算結果の検討

RETRANで計算した炉停止後の規格化した出力と、出力計算に用いたRETRANの崩壊熱を、図4.4に示す。図4.5には、その積分値を示す。

この計算では、RETRANの崩壊熱に安全率1.2を考慮しているが、前記したようにRETRANの崩壊熱とANSの崩壊熱に、ほとんど差がないので、実質的にANS×1.2と同じである。

RETRANで計算した熱出力は、RETRAN崩壊熱と1点動特性による熱出力を考慮している為に、RETRANの崩壊熱×1.2と異なっている。この差はRETRANの1点動特性方程式による熱出力が、保守的に計算されている為と思われる。

THYDEで計算した炉停止後の規格化した出力を、図4.6に示す。この計算では、改良したShureの式に安全率1.2を考慮したものを崩壊熱としている。

RETRANと同様、炉停止後の熱出力は、崩壊熱による熱出力と、1点動特性による熱出力の和で与えられるが、THYDE-Pによる計算では、 $n(t) < 0.05$ で、1点動特性方程式による計算を終了させ、それ以降は、改良したShureの式×1.2に近似させている。

これは、RETRANの計算した炉停止後の熱出力よりも、厳しく計算している。

EUREKAで計算した炉停止後の規格化した出力を、図4.7に示す。

この計算では、Shureの式に安全余裕を考慮しないで崩壊熱としている。

RETRANと同様の1点動特性方程式を内蔵している為に、その熱出力もほぼ同じである。ただし、崩壊熱では、安全率を考慮していない為に差がある。

以上の結果を、図4.8にまとめて示す。

10秒後で、THYDE-PはRETRANの結果よりも、20%少ない値であり、100秒後では、8%少ない値である。

1点動特性方程式において、燃焼度、濃縮度による変化では、さほど ℓ 、 β が変わらないため、その影響は少ない。また燃料の種類の相違では、崩壊定数が異なるので、多少の差はあるが傾向は変わらない。

(4) まとめ

安全解析コードでは、炉停止後の熱出力は、崩壊熱と1点動特性方程式により求められるが、その1点動特性における傾向は、燃料の種類の相違、濃縮度の相違、燃焼度の相違によって、大きく変動しないが、スクラム反応度、フィードバック反応度により影響される。

炉停止後の熱出力に占める1点動特性による出力は、経過時間とともに減少し、数秒後には、崩壊熱による出力が炉停止後の熱出力に大きく寄与する。

崩壊熱として、何を選定するかは、その安全率を含めて重要なことである。本解析ではTHYDE-Pに用いられているShure×1.2を用いることにする。これはこれまでの検討から充分妥当なものである。

表 4.1 Shure の定数

	time range	A	a
(1) [Original]	$10^{-1} \leq t < 10^1$	0.0603	0.0639
	$10^1 \leq t \leq 1.5 \times 10^2$	0.0766	0.1807
	$1.5 \times 10^2 < t < 4 \times 10^6$	0.1301	0.2834
	$4 \times 10^6 \leq t \leq 2 \times 10^8$	0.2659	0.3350
(2) [Modification]	$0 \leq t < 0.1$	0.0699	0
	$0.1 \leq t < 7.76$	0.0603	0.0639
	$7.76 \leq t < 153.7$	0.0766	0.1807
	$153.7 \leq t < \infty$	0.1301	0.2834

表 4.2 RETRAN 崩壊定数

<u>Group</u>	<u>E_j</u>	<u>$\lambda_j(s^{-1})$</u>
1	0.00299	1.772
2	0.00825	0.5774
3	0.01550	6.743×10^{-2}
4	0.01935	6.214×10^{-3}
5	0.01165	4.739×10^{-4}
6	0.00645	4.810×10^{-5}
7	0.00231	5.344×10^{-6}
8	0.00164	5.726×10^{-7}
9	0.00085	1.036×10^{-7}
10	0.00043	2.959×10^{-8}
11	0.00057	7.585×10^{-10}

表 4.3 遅発中性子データ

²³⁵U (ENDF / B 4)

delayed neutron / fission ; 0.0167
nu ; 2.418
total yeild (β total) ; 6.9056×10^{-3}

i	λ_i (sec ⁻¹)	rel. yeild
1	1.272×10^{-2}	0.038
2	3.174×10^{-2}	0.213
3	1.160×10^{-2}	0.188
4	3.110×10^{-2}	0.407
5	1.400	0.128
6	3.870	0.026
total	—	1.0

表 4.4 スクラム反応度

Time (sec)	Reactivity (\$)
0.0	0.0
0.21	— 0.1
0.31	— 0.2
0.42	— 3.0
0.52	— 20.0
1.0×10^4	— 20.0

表 4.5 ANS, ANS × 1.2, 新ANS 規格化崩壊熱

TIME (s)	ANS	ANS * 1.2	ANS (new)
1.00E-01	0.06750	0.08100	—
1.00E+00	0.06250	0.07500	0.06571
2.00E+00	0.05900	0.07080	0.06143
4.00E+00	0.05520	0.06624	0.05667
6.00E+00	0.05330	0.06396	0.05357
8.00E+00	0.05120	0.06144	0.05114
1.00E+01	0.05000	0.06000	0.04938
2.00E+01	0.04500	0.05400	0.04395
4.00E+01	0.03960	0.04752	0.03829
6.00E+01	0.03650	0.04380	0.03548
8.00E+01	0.03460	0.04152	0.03371
1.00E+02	0.03310	0.03972	0.03200
2.00E+02	0.02750	0.03300	0.02810
4.00E+02	0.02350	0.02820	0.02410
6.00E+02	0.02110	0.02532	0.02186
8.00E+02	0.01960	0.02352	0.02024
1.00E+03	0.01850	0.02220	0.01919
2.00E+03	0.01570	0.01884	0.01605
4.00E+03	0.01280	0.01536	0.01324
6.00E+03	0.01120	0.01344	0.01157
8.00E+03	0.01050	0.01260	0.01043
1.00E+04	0.00965	0.01158	0.00976

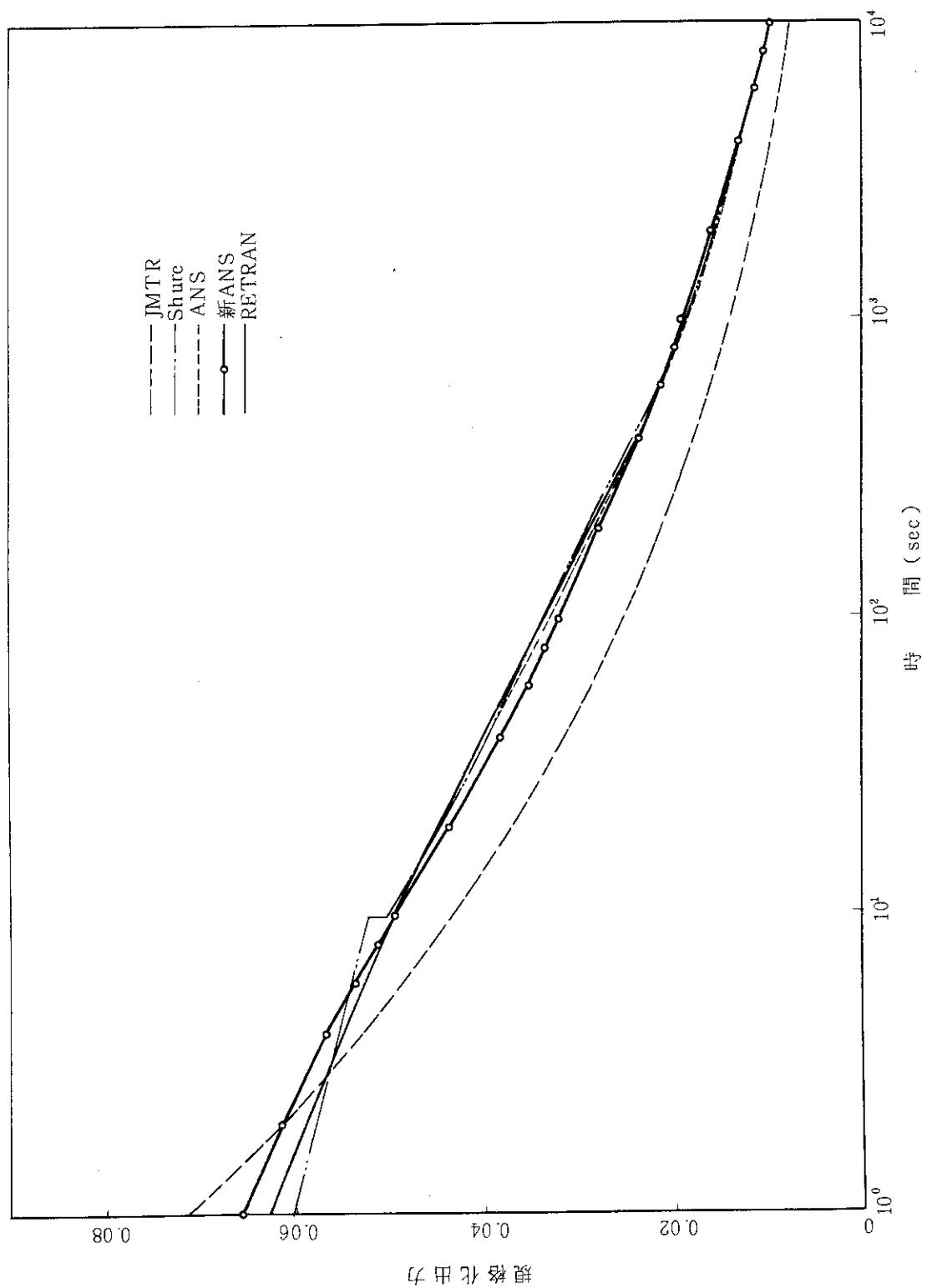


図 4.1 崩壊熱曲線

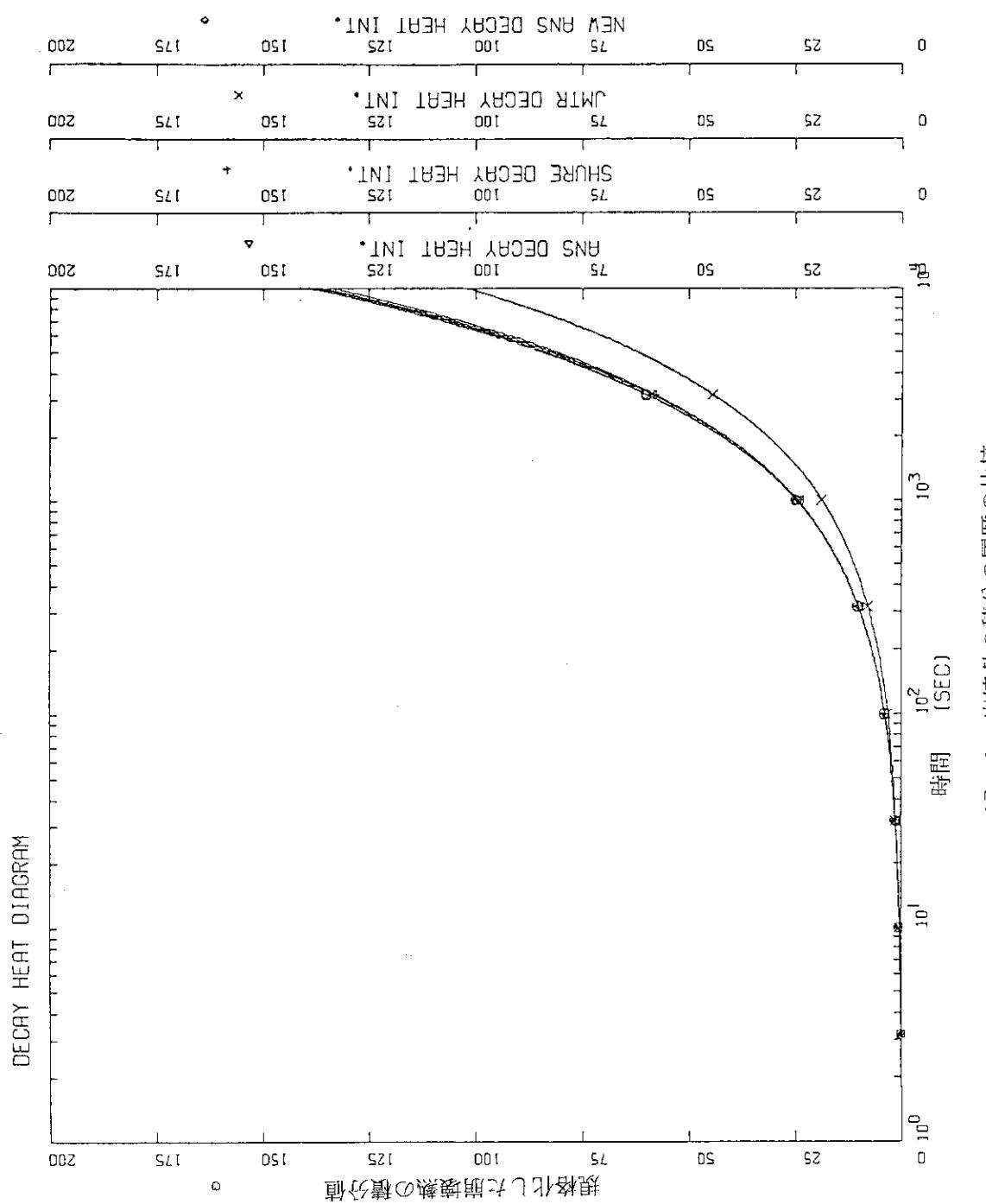


図 4.2 前段熱の積分の履歴の比較

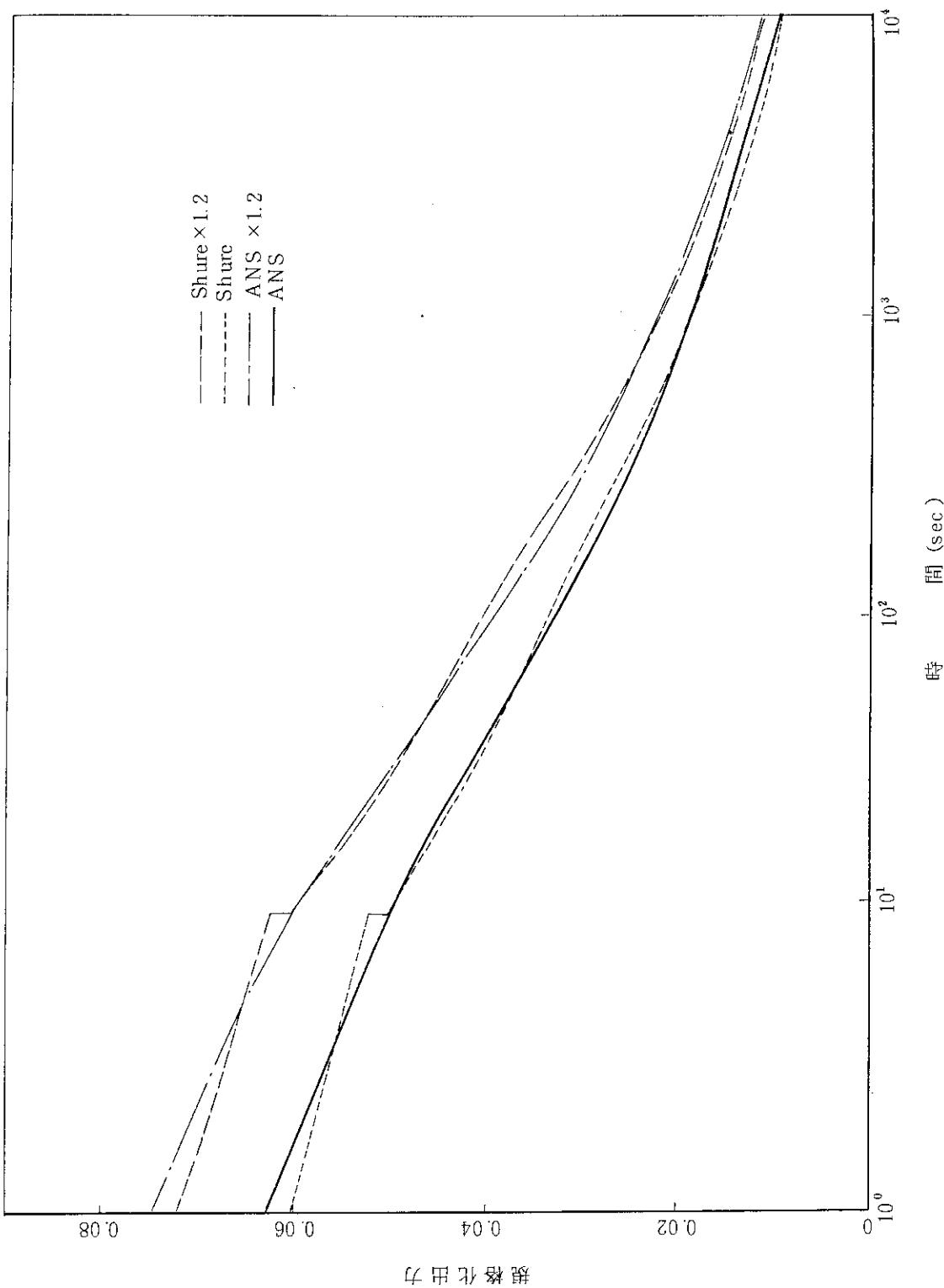


図 4.3 崩壊熱曲線

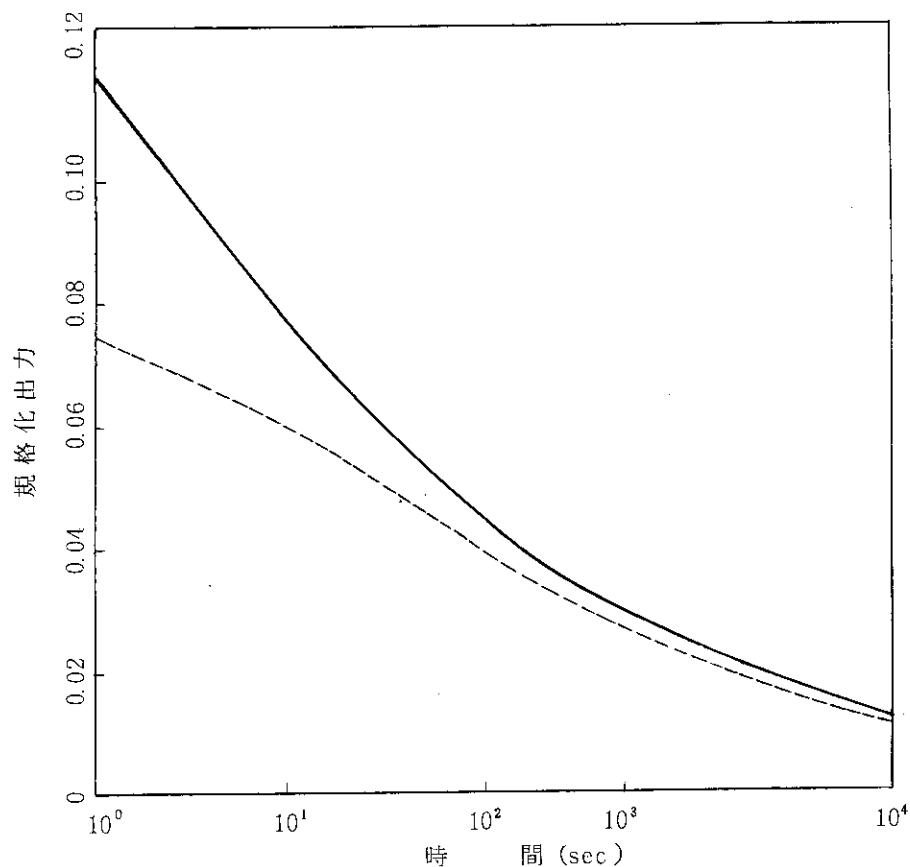


図 4.4 RETRAN コードにおける崩壊熱曲線

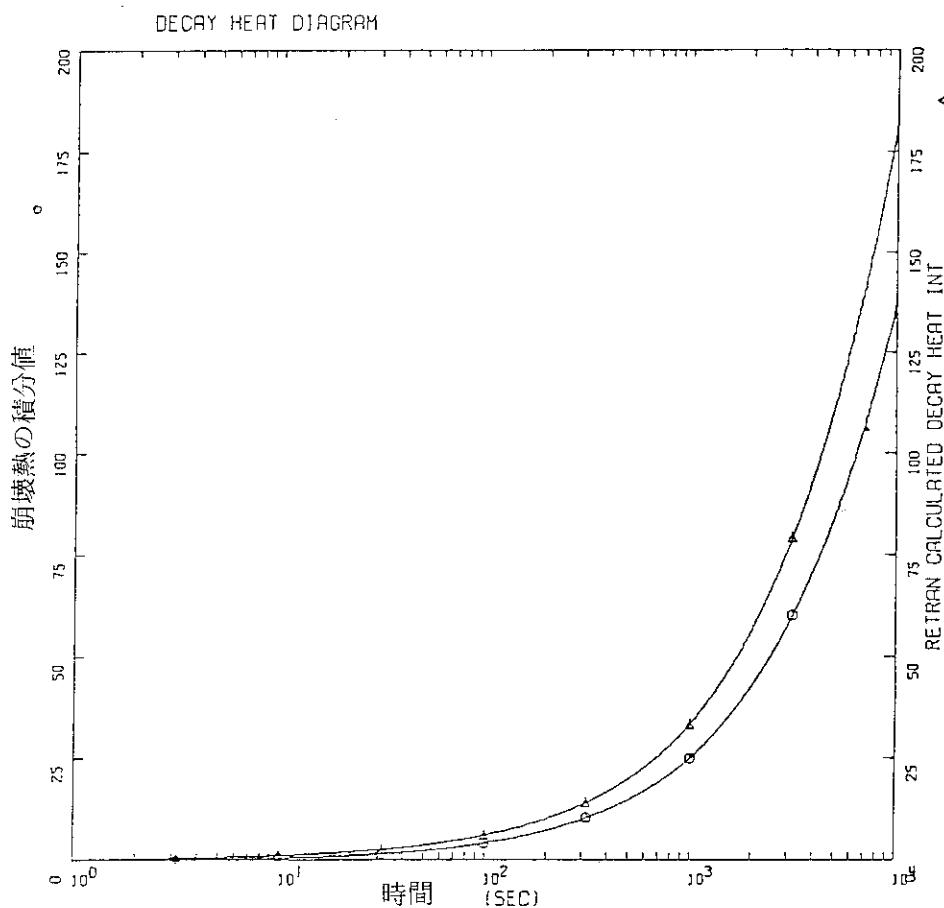


図 4.5 崩壊熱の積分の履歴 (RETRAN コードによる)

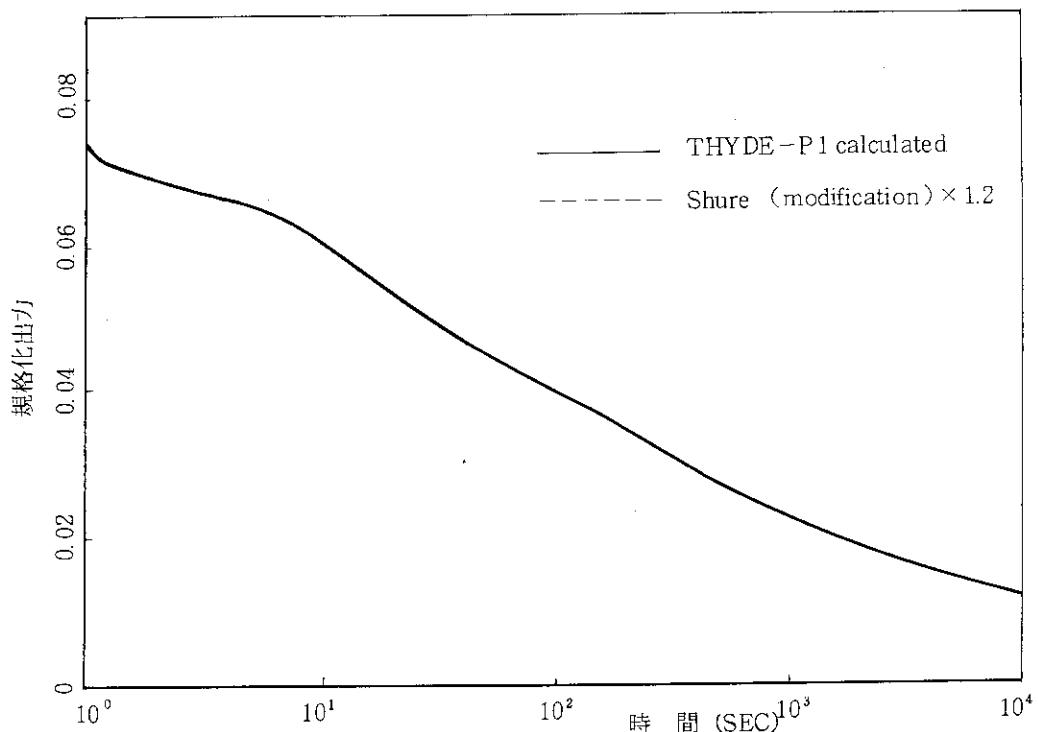


図 4.6 THYDE-P1による崩壊熱曲線

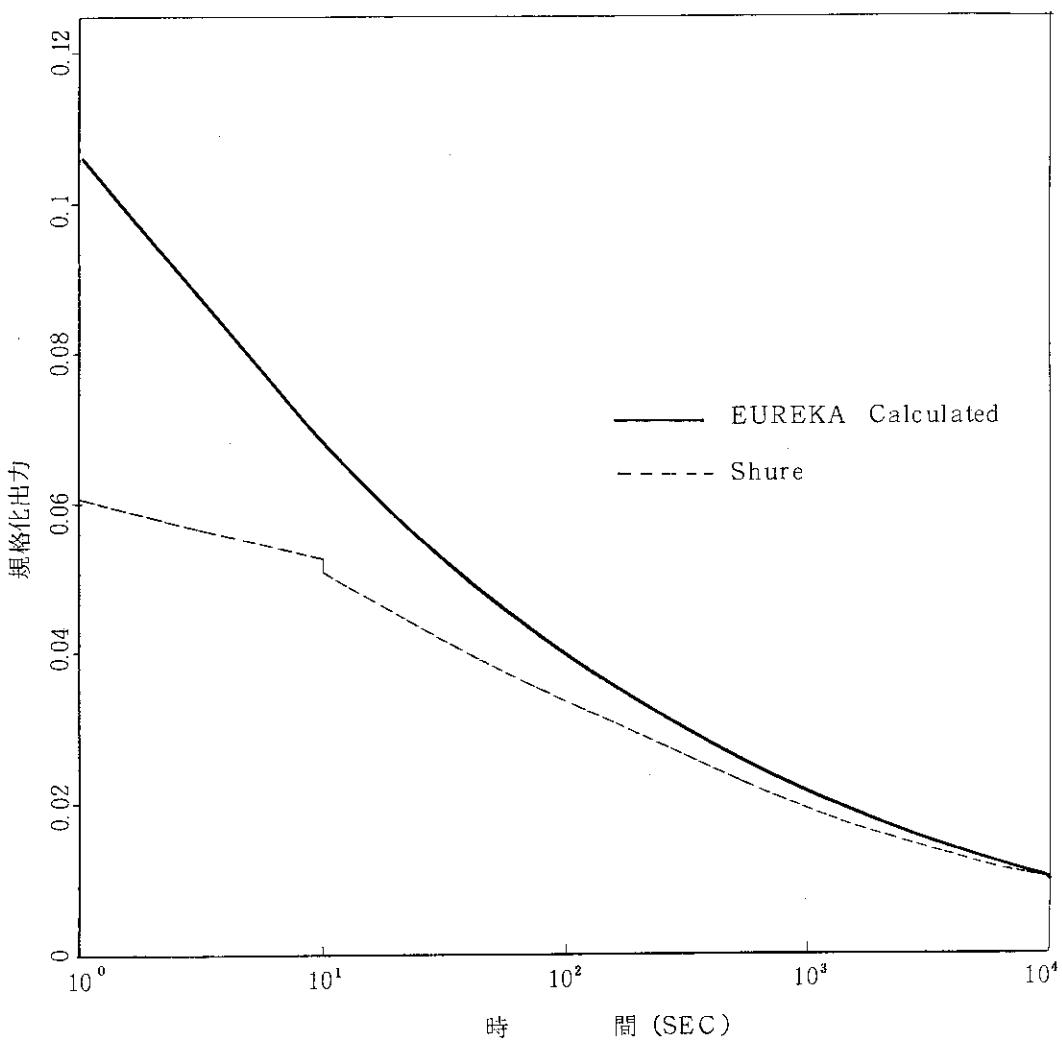


図 4.7 EUREKA コードでの崩壊熱曲線

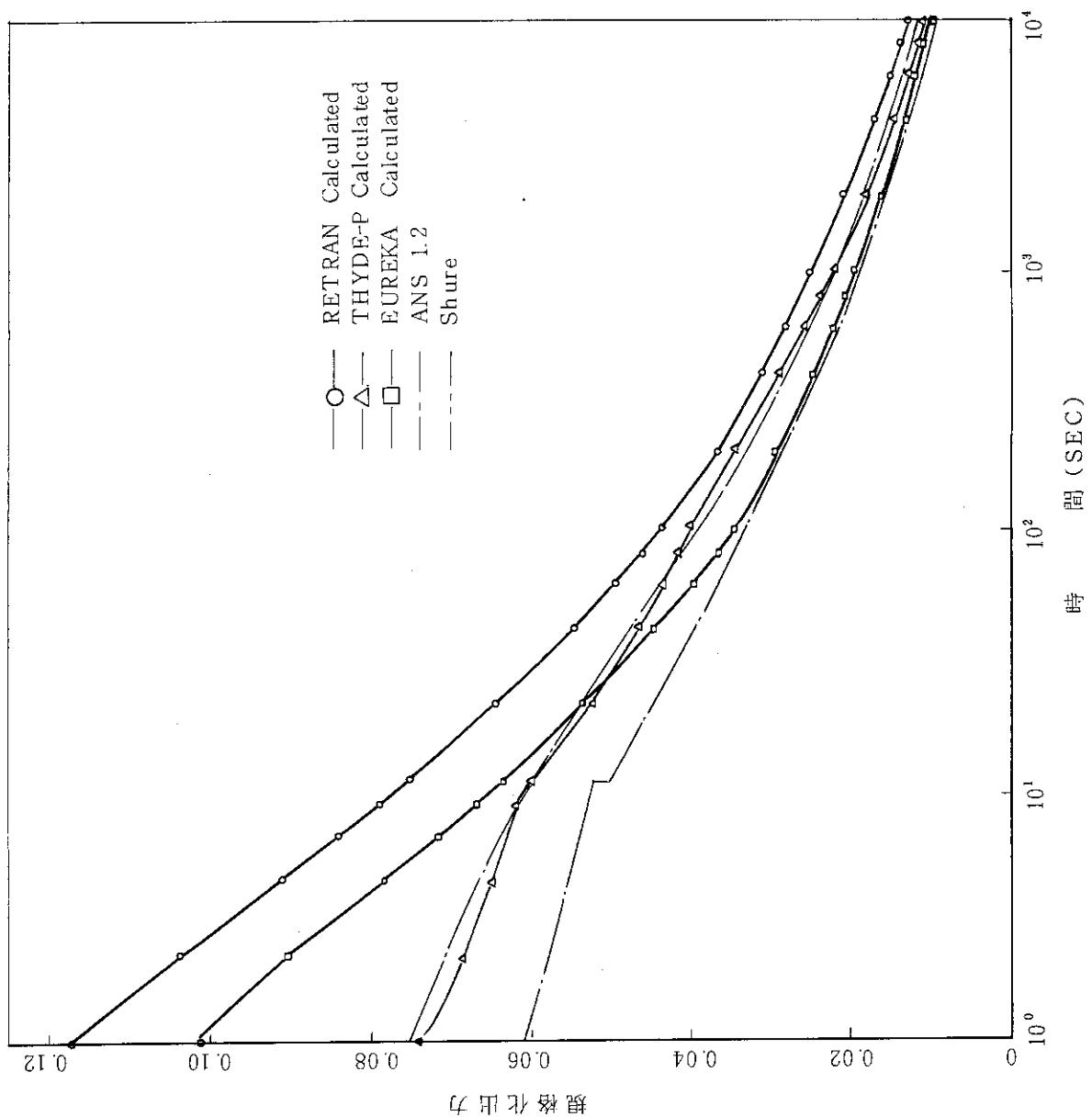


図 4.8 崩壊熱評価式の比較

4.2 商用電源喪失後のポンプコーストダウン特性

運転時の異常過渡変化で考慮する対象の1つに商用電源喪失がある。この時、ポンプ電源が喪失し、冷却材流速が急速に低下する。

この商用電源喪失の解析では、このポンプの電源喪失による流量のコーストダウンを考慮して過渡解析を行う。ポンプのコーストダウン特性はポンプによって異なるので、本解析ではモックアップ実験に用いた1次冷却材主ポンプのコーストダウン特性を実験的に調べ、この結果を参考にし、さらに、実際本原子炉に設置するポンプと類似仕様のポンプの特性を計算により求め、流量対時間の特性が解析上保守的になるように考慮した解析を行うこととする。

(1) モックアップ実験結果

図4.9にモックアップ実験で得られたポンプトリップ後の流量履歴結果が示してある。同図中には、2台のポンプを並列運転して2台同時にポンプトリップした結果と、ポンプ1台を運転していてトリップした時の結果が示してある。2台ポンプ運転の時の定格流量は約 $2400\text{ m}^3/\text{h}$ 、1台運転の時は約 $1400\text{ m}^3/\text{h}$ である。

図4.10にモックアップ実験で得られたポンプトリップ後のポンプ回転軸の回転数履歴を示す。定格時の回転数は約 1500 r.p.m である。

図4.11と図4.12に定格時の値で規格化した流量と回転数のポンプトリップ後の履歴が示してある。いずれの図においても、ポンプ2台及びポンプ1台の実験値が含まれている。

(2) 類似仕様ポンプの特性の計算結果

類似仕様のポンプとして、表4.6の仕様のポンプのコーストダウン特性を求めた。

微少時間 Δt の間に回転系に作用する平均トルクを T_m とし、 Δt 前後の時刻 t_1 及び t_2 に於ける諸量に添字1及び2を付けて表わすと系の運動方程式は近似的に次式で表わされる。

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{N_1 - N_2}{\Delta t}$$

ここで、

T ; 系に作用するトルク (kgf-m)

GD^2 ; 系の慣性効果 (kgf-m^2)

N_1, N_2 ; 時間 Δt 前後の回転数 (r.p.m)

これより、系の回転数が N_1 から N_2 に変化するまでの時間 Δt (sec) は、

$$\Delta t = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{N_1 - N_2}{T_m}$$

となる。

系に作用する制動トルクとして、モータのファン及び軸受摩擦等による制動トルク、配管内の水の慣性力などがあるが、これらはポンプ負荷による制動トルクに比べて充分小さい、或いは安全側に働くので、ここではポンプ負荷によるもののみを考慮する。

減速時のポンプ作動点は、回転数の変化に伴い配管抵抗曲線上にそって変化するものとすると、容量 Q (m^3/h)、全揚程 H (m)、軸動力 P (kw) は次の如く変化する。

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1}, \quad \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2, \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3$$

これより、

$$\left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 = \frac{T_2}{T_1}$$

従って、ポンプの所要トルクは回転数の2乗に比例する。又、系の定格回転時におけるトルク T_0 は、ポンプの定格軸動力より

$$T_0 = 200 \times 10^3 \text{ W} \cdot 0.102 \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{W} \cdot \text{s}} \cdot \frac{1}{1460 \text{ r.p.m.}} \cdot \frac{60}{2\pi}$$

$$= 133.4 \text{ kgf-m}$$

である。

(3) まとめ

図4.13と図4.14に定格時の値で規格化した、モックアップ実験及び計算で求めた流量と回転数のポンプトリップ後の履歴を示す。

熱水力の解析では、流量履歴の値を保守的に考慮したものを使用する為、モックアップ実験より下回るコストダウン曲線を必要とする。

図4.13に示したように、類似仕様のポンプのコストダウン特性は、これを満足している。したがって、安全解析では、このコストダウン曲線を使用することとする。

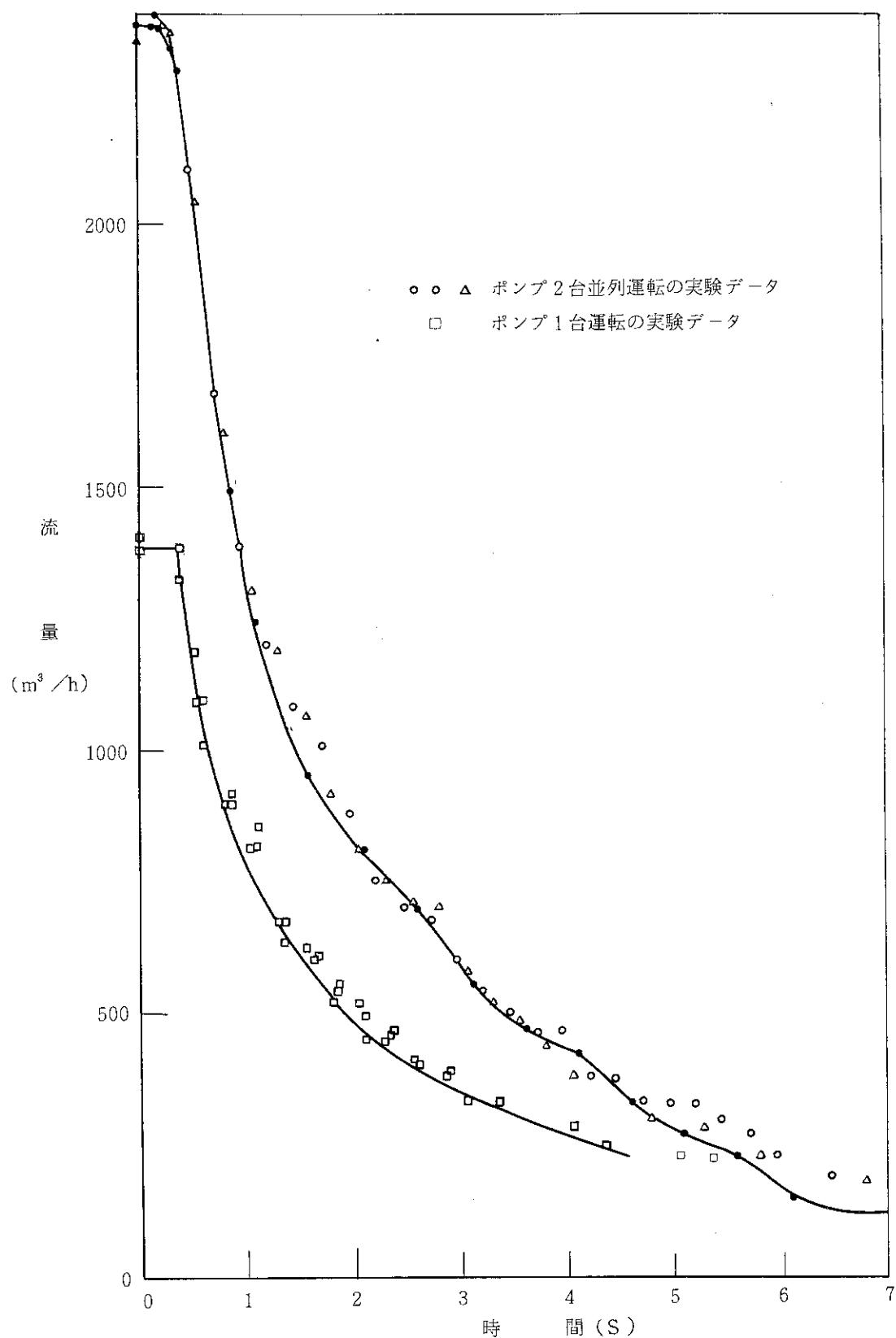
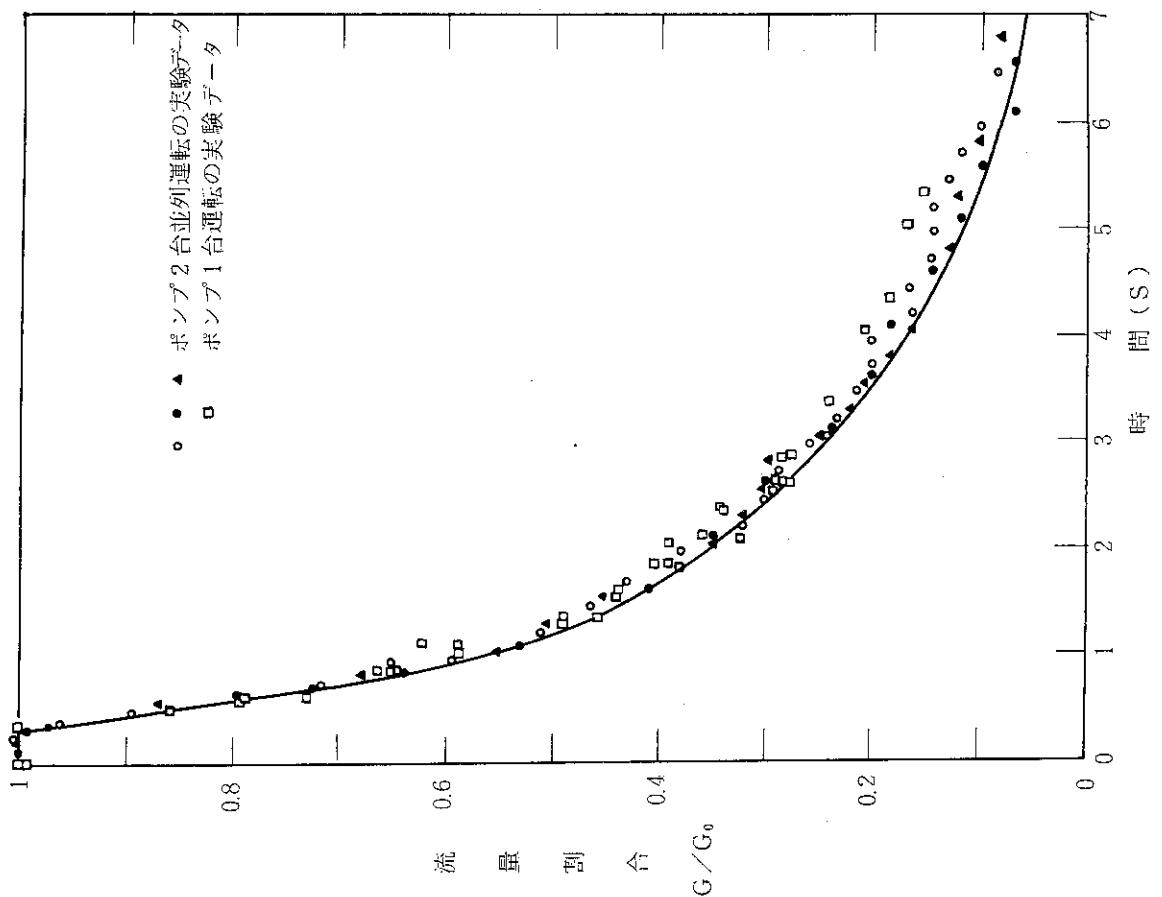
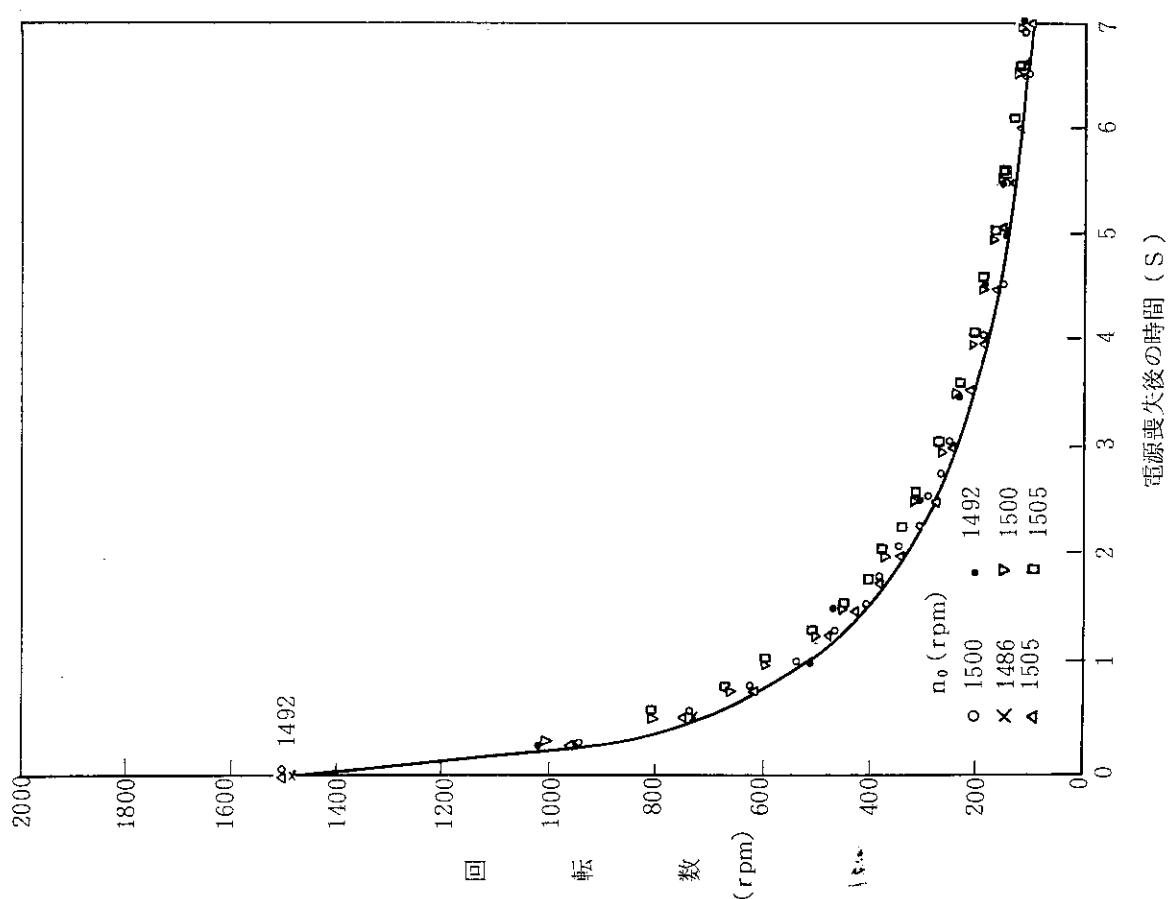


図 4.9 ポンプコストダウン特性－流量対時間



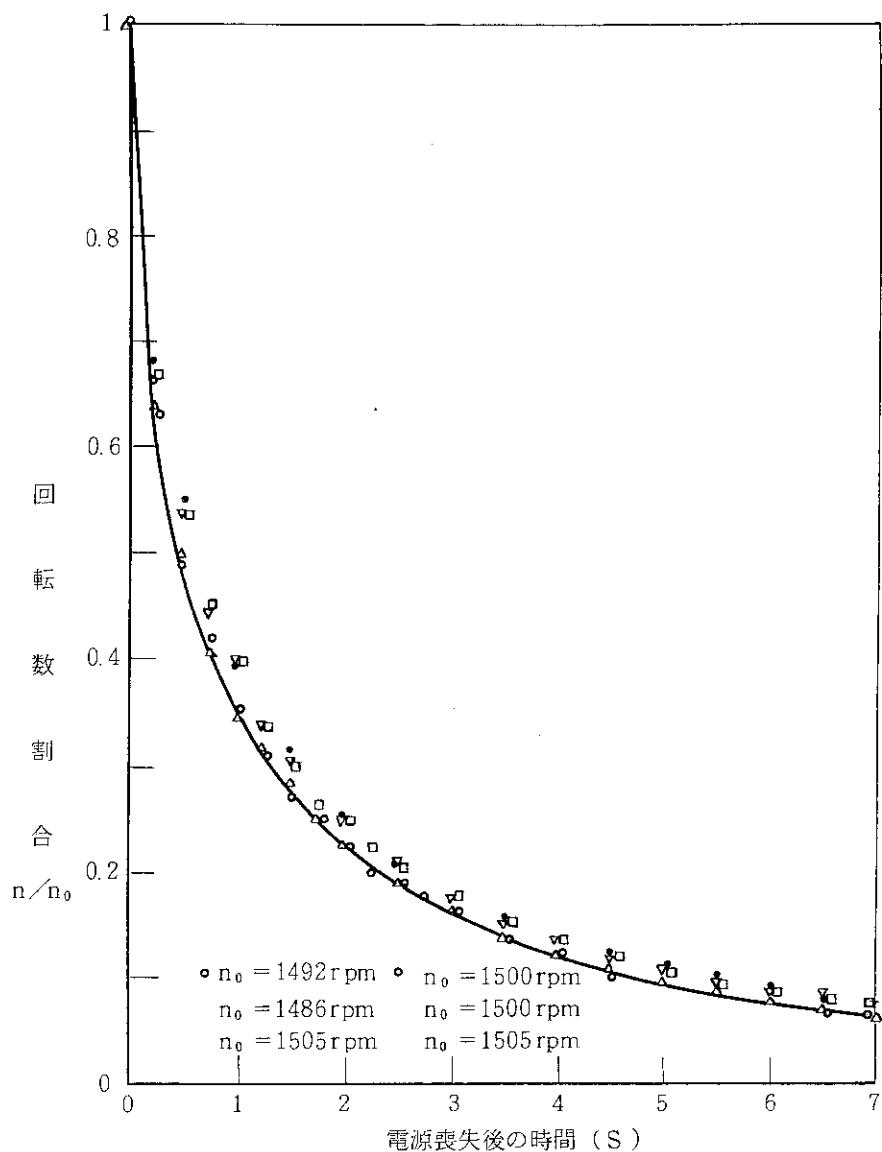


図 4.12 ポンプコーストダウン特性－回転数割合対時間

表 4.6 ポンプの定格仕様

定格容量	1200	m^3/h
定格揚程	46	m
定格回転数	1460	r. p.m
定格出力	200	kW
GD^2	17.2	kgt-m^2
定格回転時のトルク	134	kgt-m

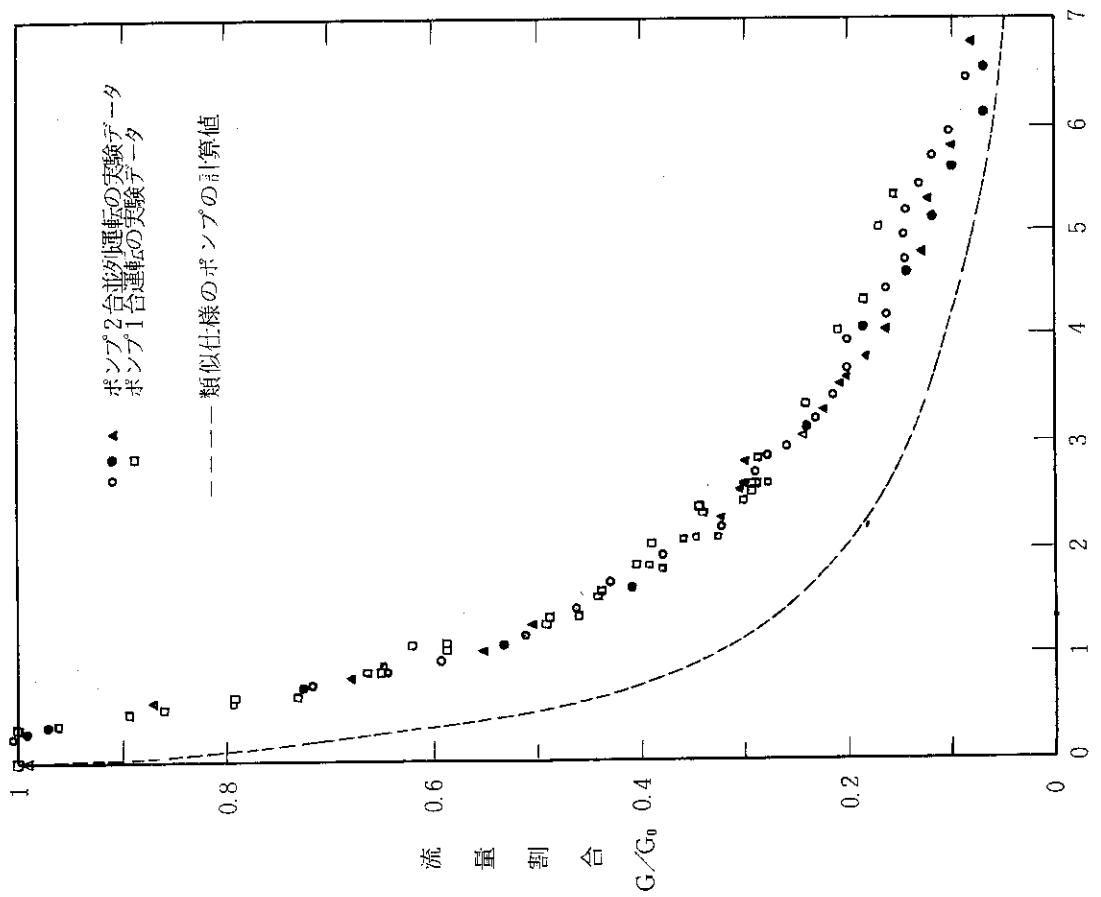


図 4.13 ポンプコーストダウン特性一流量対時間

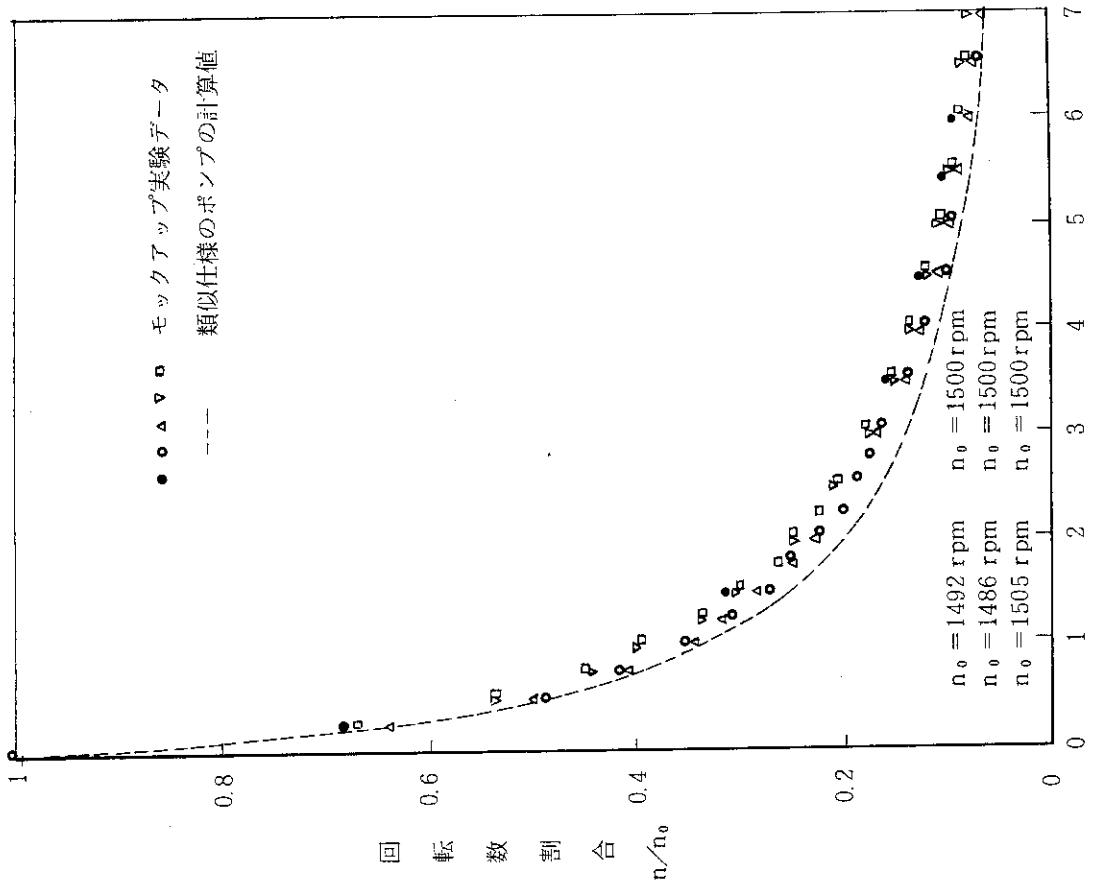


図 4.14 ポンプコーストダウン特性一回転数割合対時間

4.3 热伝達相関式

JRR-3 改造炉における運転時の異常な過渡変化及び事故を解析するための熱伝達相関式を選択するに際して、次の点に特に留意した。

- ① 定常炉心流れは下向きであり、運転時の異常な過渡変化及び事故時にはこの下向き流れの流速が低下し、流速零を経過した後に自然循環冷却によって上昇流になることが考えられる。これらの流動様式の遷移に適切に対応できる熱伝達相関式を選択した。
- ② 同じ絶対値の速度では、下向流に対する熱伝達は一般的に言って上昇流に対する熱伝達より悪い傾向にある。特に下向流での DNB 熱流束は気泡の挙動との干渉によって上昇流に比べて低下する可能性がある。そこで、下向流に対して採用する熱伝達相関式及び DNB 熱流束評価式は、実験的に裏付のあるものを採用した。

ここで、下記の記号を用いる。

A : 流路断面積 (m^2)

A_H : 1 流路当りの加熱面積 (m^2)

C : 定数 (—)

C_p : 定圧比熱 ($kcal/kg\ ^\circ C$)

D_e : 水力等価直径 (m)

F : 係数 (—)

G : 質量流速 ($kg \cdot s/m^2$)

G^* : 無次元質量流速 (—)

g : 重力加速度 (m^2/s)

h : 热伝達率 ($kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$)

Δh_i : 入口サブクールエンタルピー ($kcal/kg$)

h_{fg} : 蒸発潜熱 ($kcal/kg$)

k : 热伝導率 ($kcal/m \cdot h \cdot ^\circ C$)

N_u : ヌセルト数 (—)

P : 圧力 (kg/cm^2)

P_r : プラントル数 (—)

q : 热流束 ($kcal/m^2 \cdot h$)

q^* : 無次元熱流束 (—)

Re : レイノルズ数 (—)

Re' : 修正レイノルズ数 (—)

S : 係数 (—)

T : 温度 ($^\circ C$)

w : 流路幅 (長手方向) (m)

X : クオリティ (—)

X_e : 流路出口クオリティ (—)

χ_{tt} : 二相流パラメータ (—)

α : ボイド率 (—)
 β : 膨張率 ($1/{^\circ}\text{C}$)
 γ : 比重量 (kg/m^3)
 σ : 表面張力 (kg/m)
 μ : 粘性係数 ($\text{kg} \cdot \text{s}/\text{m}^2$)
 ν : 動粘性係数 (m^2/s)
 λ : DNB熱流束に関する臨界波長 (m)
 λ_0 : 膜沸騰における臨界波長 (m)

(添字)

f : 飽和水
 g : 蒸気
 l : 水
 s : 飽和
 w : 加熱壁面
 DNB : Departure from Nucleate Boiling
 FB : 膜沸騰
 FC : 強制対流
 HN : Homogeneous Nucleation
 ONB : 沸騰開始
 MSFB : 最小安定膜沸騰
 NBS : サブクール核沸騰
 NB : 飽和核沸騰
 TB : 遷移沸騰
 b : バルク水

(1) 単相対流熱伝達

水及び蒸気の単相流の対流熱伝達相関式として、②強制対流（下向流及び上昇流）と自然対流（上昇流）とに大別し、⑤いずれの場合もレイノルズ数範囲を考慮して適用熱伝達相関式を選択した。

① 下向流の強制対流に対して、次式を採用する。

$$\cdot \text{層流域 } (R_e < 2000) \text{ で, } N_u \equiv \frac{hD_e}{k} = 4.0 \quad (4.3.1)$$

$$\cdot \text{乱流域 } (R_e \geq 2500) \text{ で, } N_u = 0.023 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4} \quad (4.3.2)$$

(Dittus-Boelter の式)

・遷移域 ($2000 \leq R_e < 2500$) で、(4.3.1) 式と (4.3.2) 式で内挿する。

② 上昇流での強制対流と自然対流に対して、次式を採用する。

$$\cdot \text{層流域 } (R_e < 2000) \text{ で, } N_u = \text{MAX (Collier の式, 4.0)} \quad (4.3.3)$$

$$\cdot \text{乱流域 } (R_e \geq 2500) \text{ で, (4.3.2) 式}$$

$$\cdot \text{遷移域 } (2000 \leq R_e < 2500) \text{ で, (4.3.2) 式と (4.3.3) 式で内挿する。}$$

ここで、Collier の式⁽¹⁶⁾は次式で表される。

$$N_u = 0.17 R_{ef}^{0.33} P_{rf}^{-0.43} \left\{ \frac{(P_{rl})_f}{(P_{rl})_w} \right\}^{0.25} \left\{ \frac{g \beta D_e^3 (T_w - T_i)}{\nu^2} \right\}_f^{0.10} \quad (4.3.4)$$

添字 f は、物性値を $(T_w + T_e) / 2$ の温度で評価することを示す。

(4.3.2) 式は上昇流の強制対流のみならず、下向流の強制対流にも適用できる⁽¹⁷⁾。

図 4.15 と図 4.16 に上記①、②の場合について、系圧力 $P = 1.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ 、加熱面温度 $T_w = 80^\circ\text{C}$ 、バルク水温が 40°C のときのヌセルト数と R_e 数との関係を例として示す。

(2) 核沸騰熱伝達

① 沸騰開始点の熱流束

強制対流から核沸騰熱伝達への遷移点、すなわち沸騰開始点を Bergles-Rohsenow の式⁽¹⁸⁾で評価し、強制対流熱伝達と核沸騰熱伝達領域の境界とする。

沸騰開始点の熱流束と過熱度との関係を与える Bergles-Rohsenow の式は次の通りである。

$$q_{ONB} = 911 P^{1.156} \left[\frac{9}{5} (T_w - T_s) \right]^{\frac{2.16}{0.0234}} \quad (4.3.5)$$

沸騰開始点の熱流束 q_{ONB} (及び過熱度 $\Delta T_w = T_w - T_s$) は、上記 (4.3.5) 式と 4.3.(1) 単相対流熱伝達相関式との交点として求まる。

図 4.17 に系圧力 $P = 1.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ 、バルク水温 40°C 、下向き流速 $u = 0.25 \text{ m/s}$ の時の沸騰開始点を示す。この条件では、単相対流熱伝達は $R_e \approx 2650$ であるので乱流域となり、従って (4.3.5) 式と (4.3.2) 式の交点として沸騰開始点が得られている。

② サブクール核沸騰熱伝達

サブクール核沸騰熱伝達相関式として Chen の式⁽¹⁹⁾ を用いる。Chen の式は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} q_{CHEN, NBS} &= 0.023 R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4} \frac{k}{D_e} (T_w - T_i) \\ &+ S \cdot 0.00122 \left\{ \frac{\left(\frac{k_f}{0.86} \right)^{0.79} \cdot (4186 C_{pf})^{0.45} \gamma_f^{0.49}}{\left(9.8 \sigma \right)^{0.5} \left(9.8 \mu_f \right)^{0.29} (4186 h_{fg})^{0.24} \cdot \gamma_g^{0.24}} \right\} \\ &\times (T_w - T_s)^{1.24} \cdot \{ 9.8 \times 10^4 (P_w - P) \}^{0.75} \\ &= 0.023 R_e^{0.8} P_r^{0.4} \frac{k}{D_e} (T_w - T_i) \\ &+ S \cdot 6.81 \frac{k_f^{0.79} \cdot C_{pf}^{0.45} \cdot \gamma_f^{0.49}}{\sigma^{0.5} \cdot \mu_f^{0.29} \cdot h_{fg}^{0.24} \cdot \gamma_g^{0.24} \cdot g^{0.04}} (T_w - T_s)^{1.24} \cdot (P_w - P)^{0.75} \end{aligned} \quad (4.3.6)$$

ここで係数 S は修正レイノルズ数 R'_e の函数であって次のように与えられる。

$$R'_e = \frac{|G| D_e}{\mu_f g} \times 10^{-4}$$

$$S = \begin{cases} \frac{1}{1 + 0.12 |Re'|^{1.14}} & |Re'| < 32.5 \\ \frac{1}{1 + 0.4 |Re'|^{0.78}} & 32.5 < |Re'| < 70.0 \\ 0.1 & 70.0 < |Re'| \end{cases} \quad (4.3.7)$$

(4.3.6) 式の右辺第1項は、4.3.(1)単相対流熱伝達の項で述べた Dittus-Boelter の式であって、乱流強制対流熱伝達を表わす。右辺第2項は、核沸騰による寄与を示し表面過熱度 ($\Delta T_w = T_w - T_s$) と蒸気圧差 ($P_w - P$) の効果を示している。係数 S は過熱度 ΔT_w に対し実効的な過熱度 $\Delta T_{w\text{ effective}} / \Delta T_w$ と定義され、この S が修正レイノルズ数 Re' の函数であることを (4.3.7) 式は示している。

なお、(4.3.7) 式の右辺第2項は核沸騰による寄与であるから、核沸騰の条件、すなわち前項①の沸騰開始点の項で得られた沸騰開始点の加熱表面温度 T_{ONB} より高い表面温度 T_w ($T_w \geq T_{ONB}$) で適用される。又、サブクール核沸騰を対象としているのでバルク水温 T_1 は飽和温度 T_s 以下、すなわち $T_1 \leq T_s$ である。

(4.3.5) 式を下向

③ 飽和核沸騰熱伝達

飽和核沸騰はバルク水温 T_1 が飽和温度 T_s であって、飽和水と飽和蒸気の二相流になっている時の核沸騰である。飽和蒸気流量 G_g の全流量 G_o ($= G_g + G_1$) に対する割合クオリティ x ($= G_g / G_o$) が二相流の1つの主要パラメータとなり、Chenは飽和核沸騰熱伝達相関式としてこのパラメータを取り込んだ次の相関式を提案している。

$$q_{NB} = F \cdot 0.023 \frac{k_f^{0.6} |G(1-x)|^{0.8} C_{pf}^{0.4}}{\mu_f^{0.4} D_e^{0.2}} (T_w - T_s) + S \cdot 6.81 \frac{h_f^{0.79} \cdot C_{pf}^{0.45} \cdot r_f^{0.24}}{\sigma^{0.05} \cdot \mu_f^{0.29} \cdot h_{fg}^{0.24} \cdot r_g^{0.24} \cdot g^{0.24}} \cdot (T_w - T_s)^{1.24} \cdot (P_w - P)^{0.75} \quad (4.3.8)$$

ここで、上式右辺第1項は、

$$F \cdot 0.023 \frac{k_f^{0.6} |G(1-x)|^{0.8} C_{pf}^{0.4}}{\mu_f^{0.4} D_e^{0.2}} (T_w - T_s) = F \cdot 0.023 \{R_{ef}(1-x)\}^{0.8} P_r^{0.4} \cdot \frac{k_f}{D_e} (T_w - T_s)$$

と変形出来、Dittus-Boelter の強制対流の熱伝達相関式中の R_e 数を液相だけで定義し、液相だけの強制対流熱伝達の効果の寄与を考慮していることを示す。

(4.3.8) 式右辺第1項の係数 F は、二相流パラメータ χ_{tt} の関係であり、次の様に与えられる。

$$\frac{1}{\chi_{tt}} \equiv \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \left(\frac{r_f}{r_g} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0.1}$$

$$F = \begin{cases} 1.0 & \frac{1}{\chi_{tt}} \leq 0.1 \\ 2.35 \left(\frac{1}{\chi_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736} & \frac{1}{\chi_{tt}} > 0.1 \end{cases} \quad (4.3.9)$$

又、(4.3.8)式右辺第2項の係数Sは次の様に与えられる。

$$R_e' \equiv \frac{|G(1-x)|D_e}{\mu_f g} F^{1.25} \times 10^{-4}$$

$$S = \begin{cases} \frac{1}{1 + 0.12 |R_e'|^{1.14}} & |R_e'| < 32.5 \\ \frac{1}{1 + 0.42 |R_e'|^{0.78}} & 32.5 \leq |R_e'| < 70.0 \\ 0.1 & 70.0 \leq |R_e'| \end{cases} \quad (4.3.10)$$

(4.3.8)式は上昇流を対象としたものであるが、下向流に対しても、Sani⁽⁴⁾等の実験結果との比較から適用可能である。

系圧力P=1.0kg/cm²abs, T_l=40°C, u=0.25m/sの時のサブクール核沸騰熱伝達相関式(4.3.6)と、P=1.0kg/cm²abs, u=0.25m/s, x=0.05の場合の飽和核沸騰熱伝達相関式(4.3.8)を図4.18に示す。

④ 自然対流核沸騰熱伝達

Rohsenow⁽²⁰⁾は自然対流核沸騰熱伝達相関式と次式を提案している。

$$\frac{q}{g \mu_f h_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma}{r_1 - r_g}} = \left\{ \frac{1161}{P_r} \cdot \frac{c_{pl}(T_w - T_s)}{h_{fg}} \right\}^3 \quad (4.3.11)$$

上式は、ボイド率α>0.8, G>271kg/m²sに対して適用することが推奨されている⁽²¹⁾。そこで、飽和核沸騰熱伝達領域でG>271kg/m²sの時の上昇流の自然対流熱伝達に対して上式を使用する。

(3) DNB熱流束相関式

JRR-3改造炉の熱水力解析に使用するDNB熱流束相関式は、これまで行われてきたDNB熱流束実験のなかから、特にJRR-3改造炉の熱水力条件を考慮して適用可能な実験条件で行われた実験に関する文献調査から得たものである。文献調査に際し、実験条件等に関し特に以下の点に留意した。

- ② JRR-3改造炉の基本的流路(サブチャンネル)は、矩形断面流路でかつ等価水力直径D_e=4~5mm, 流路長L=750mmで、流路長径比L/Dが大である。これらの特徴を考慮し、流路形状がJRR-3と類似のものでJRR-3の解析に適用しうる実験を調査する。
- ⑤ 実験の系圧力については高圧の実験を除外し、JRR-3の条件である大気圧近傍(1~2kg/cm²abs)での実験を調査する。
- ⑥ 流束については、JRR-3の定常運転時のホットチャンネルでの流束が下向流で約6.2m/sであること、冷却材流量喪失事故ではこの流速から低下し流速零を経過し、上昇流の自然循環冷却が確立するまでの流速を対象とすべきことから、上昇流及び下向流共に対象流速

を 6.2 m/s から 0 m/s までを含む実験を調査する。

- ① 下向流及び上昇流での DNB 熱流束特性の相違を明確にするため、同じ流路形状での下向流と上昇流の実験データを対比させる。
- ② 下向流と上昇流との DNB 熱流束特性の違いを明確にするため、流体として水だけでなく他の流体の実験データも参考にする。

これまで行われてきた実験で、JRR-3 改造炉熱水力の解析用 DNB 熱流束相関式を導出した実験^{(22) ~ (28)}の実験条件範囲は次の通りである。

- ① 流体の種類：水
- ② 圧力範囲： $1 \sim 1.76 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$
- ③ 入口サブクーリング範囲： $3 \sim 91^\circ\text{C}$
- ④ 流量範囲： $0 \sim 6250 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ (上昇・下向流)
- ⑤ 流路形状：矩形及び円管流路
- ⑥ 流路長さ： $0.152 \sim 0.48 \text{ m}$
- ⑦ 流路長径比 L/D_e ： $5.5 \sim 54$
- ⑧ 水力等価直径 D_e ： $4.52 \sim 9.55 \text{ mm}$

文献調査の結果得られた重要な実験的及び解析的知見は次の通りである。

- ⑨ 上昇流、下向流共に流量が減少して行くと、DNB 熱流束は低下して行く。
- ⑩ 上昇流に比べて下向流の DNB 熱流束は、同じ入口条件では低くなる傾向にある。
- ⑪ 特に流量が小さくなると上昇流と下向流の DNB 熱流束の差は大きくなる傾向にある。
しかしある値以上の大きな流速では上昇流と下向流との間には大きな相違は無い。
- ⑫ 特に下向流では、流速零以前で DNB 熱流束が急に低下する場合がある。
- ⑬ DNB 熱流束評価の整理に、無次元熱流束 q^* と無次元質量流束 G^* が有効である。

以上の文献調査及び解析から得られた DNB 熱流束評価式を次項以下に述べる。

① 上昇流に対する DNB 熱流束相関式

上昇流に対する保守的な DNB 熱流束相関式は無次元質量流速 G^* と無次元熱流束 q^* の関係として次式で与えられる。

$$q_{DNB}^* = 0.005 G^{*0.611} \quad (4.3.12)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} q_{DNB}^* &= \frac{q_{DNB}}{h_f g \sqrt{\left(\frac{\sigma}{r_1}\right)^{1/2} g r_1 r_g}} \\ G^* &= \frac{G}{\sqrt{\left(\frac{\sigma}{r_1}\right)^{1/2} g r_1 r_g}} \end{aligned} \right\} \quad (4.3.13)$$

(4.3.12) 式は $G^* < 3000$ に適用できる。 G^* が 0 近くになる。

と(4.3.12)式は実験値に比べて過小評価することになり、対向二相流でのフラッディングで支配されるDNB熱流束評価式を用いる必要がある。このフラッディング下のDNB熱流束評価式は次式で与えられる⁽²⁴⁾

$$q_{DNB}^* = 0.7 \left(\frac{A}{A_H} \right) \frac{\sqrt{w \left(\frac{r_1}{\sigma} \right)^{1/2}}}{\left\{ 1 + \left(\frac{r_g}{r_1} \right)^{1/4} \right\}^2} \quad (4.3.14)$$

従って上昇流のDNB熱流束評価式として、

$$\begin{aligned} q_{DNB}^* &= \max \{ (4.3.12) \text{式}, (4.3.14) \text{式} \} \\ 0 \leq G^* &< 3000 \end{aligned} \quad (4.3.15)$$

を採用する。適用範囲は $G^*=0$ まで適用可能である。

(2) 下向流に対するDNB熱流束相關式

下向流に対するDNB熱流束相關式として、流路出口の水温が飽和温度になる条件、

$$q_{DNB}^* = \left(\frac{A}{A_H} \right) \frac{4 h_i}{h_{fg}} |G^*| \quad (4.3.16)$$

が、大略10~2000の $|G^*|$ の値の範囲で保守的評価式として得られている⁽²⁴⁾。

$|G^*|$ が約30以下では、(4.3.16)式は実験値に対して、極端に過小評価する。 $|G^*|$ が小さい時には、DNB熱流束は上昇流の場合と同様、対向二相流のフラッディングで支配されるDNB熱流束評価式(4.3.14)でよく評価されるのでこれを用いる。

一方、 $|G^*|$ の値が1500以上の時、同じ $|G^*|$ の値に対し下向流と上昇流との間に無次元DNB熱流 q^* には相異は見られず、(4.3.16)式は逆に実験値に対し過大評価する傾向にある。そこで、 $|G^*|$ が大なる時、上昇流で採用した(4.3.12)式を採用する。

以上をまとめると、下向流の場合のDNB熱流束評価式は次のようになる。

$$q_{DNB}^* = \min \{ (4.3.16) \text{式}, (4.3.12) \text{式} \} \quad (4.3.17)$$

この値が(4.3.14)式を下回る時は(4.3.14)式を用いる。

図4.19に、下向流と上昇流の場合のDNB熱流束評価式を、JRR-3改造炉の条件及び圧力 $p = 1.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ の場合について例示する。

(4) Post-DNB熱伝達相關式

① 遷移沸騰熱伝達

遷移沸騰熱伝達評価式として、Bjornard & Griffith⁽²⁹⁾は次の式を提案しており、これを採用する。

$$\left. \begin{aligned} q_{TB} &= \delta q_{DNB} + (1 - \delta) q_{MSFB} \\ \delta &\equiv \left(\frac{T_w - T_{MSFB}}{T_{DNB} - T_{MSFB}} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (4.3.18)$$

ここに、 q_{TB} は遷移沸騰熱流束、 q_{MSFB} は次項で述べる最小安定膜沸騰温度点 T_{MSFB} における熱流束、 T_{DNB} はDNB熱流束点での温度(加熱表面)である。(4.3.18)式は表式の形からわかるように、遷移沸騰熱伝達領域をDNB点と最小安定膜沸騰温度点の中間領域と考え、その間の熱流をDNB熱流束 q_{DNB} と最小膜沸騰温度点の熱流束 q_{MSFB} で内挿するものである。この式を下向流、上昇流共に適用する。

② 最小安定膜沸騰温度点

Henry⁽³⁰⁾は安定膜沸騰の最小熱流束点の温度として次式を提案している。膜沸騰の最小熱流束は前項の遷移沸騰領域から膜沸騰への遷移点を与えるものである。

$$\left. \begin{aligned} T_{MSFB} &= T_{HN} + (T_{HN} - T_i) \sqrt{\frac{(rk c_p)_l}{(rk c_p)_w}} \\ T_{HN} &= 324^{\circ}\text{C} \end{aligned} \right\} \quad (4.3.19)$$

ここで T_{HN} は流体の homogeneous nucleation temperatureと呼ばれる温度で、約 $7\text{ kg}/\text{cm}^2 \text{ abs}$ で 324°C であり圧力が上昇するにつれて臨界温度に近づいていく⁽²⁹⁾。JRR-3 改造炉解析用として、 $T_{HN} = 324^{\circ}\text{C}$ をとった(4.3.19)式を下向流及び上昇流に適用する。

③ 膜沸騰熱伝達

膜沸騰熱伝達評価式として修正 Bromley の熱伝達相関式を採用する。これは垂直平板、垂直環状流路等に適用可能なものである。狭い流路に保守的に評価出来るようボイド率 α の効果を含むものである。

$$\left. \begin{aligned} q_{FB} &= C \left[\frac{3600 k_g^3 r_g (r_l - r_g) h'_{fg} (1 - \alpha)}{\mu_g \lambda_c (T_w - T_s)} \right]^{1/4} (T_w - T_s) \\ h'_{fg} &= h_{fg} [1 + 0.5 \frac{c_{pg} (T_w - T_s)}{h_{fg}}] \\ \lambda_c &= 2 \pi \left(\frac{\sigma}{r_l - r_g} \right)^{1/2} \end{aligned} \right\} \quad (4.3.20)$$

ここで、 λ_c は長さの次元を持つパラメータで加熱面に沿う蒸気膜の安定波長に関するものである。(4.3.20)式中の係数 C として下向流、上昇流に対して、

$$C = 0.62$$

を採用する。

図4.20に、下向流の場合のサブクール核沸騰からDNB点、遷移沸騰領域、最小安定膜沸騰温度点を経過して膜沸騰に至る状況を例示する。

④ 蒸気単相流熱伝達

膜沸騰熱伝達領域を越えた、高温加熱面での蒸気単相冷却に対しては、4.3.(1)単相流熱伝達の相関式を採用する。

⑤ 热伝達相関式のまとめ

異常な過渡変化及び事故時の解析に用いるべき熱伝達相関式を表にまとめたものを表4.7に示す。上昇流と下向流とに大別し、各熱伝達様式に対応した熱伝達相関式を示してある。

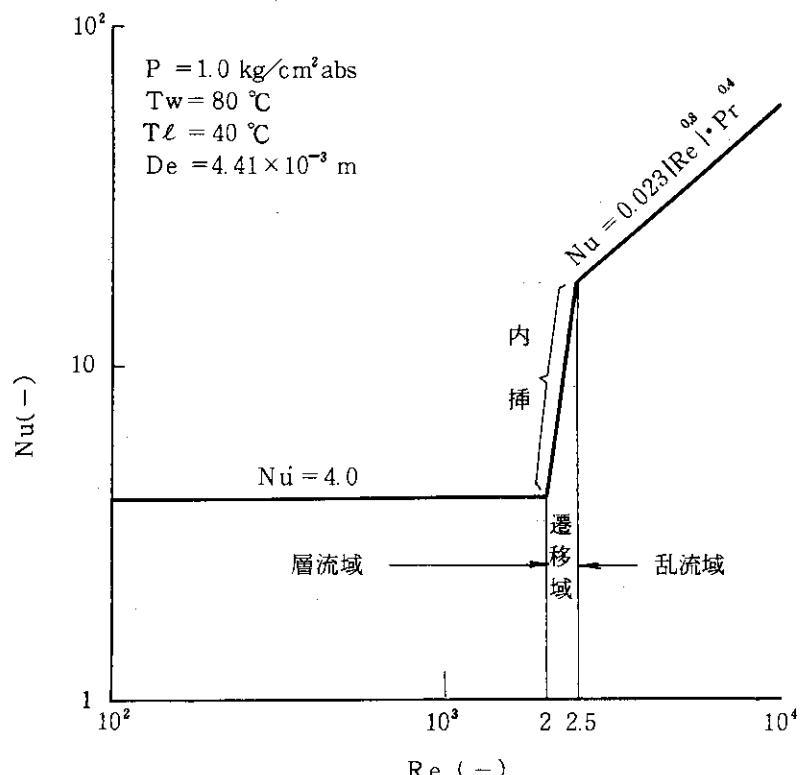


図 4.15 下向流における単相強制対流熱伝達

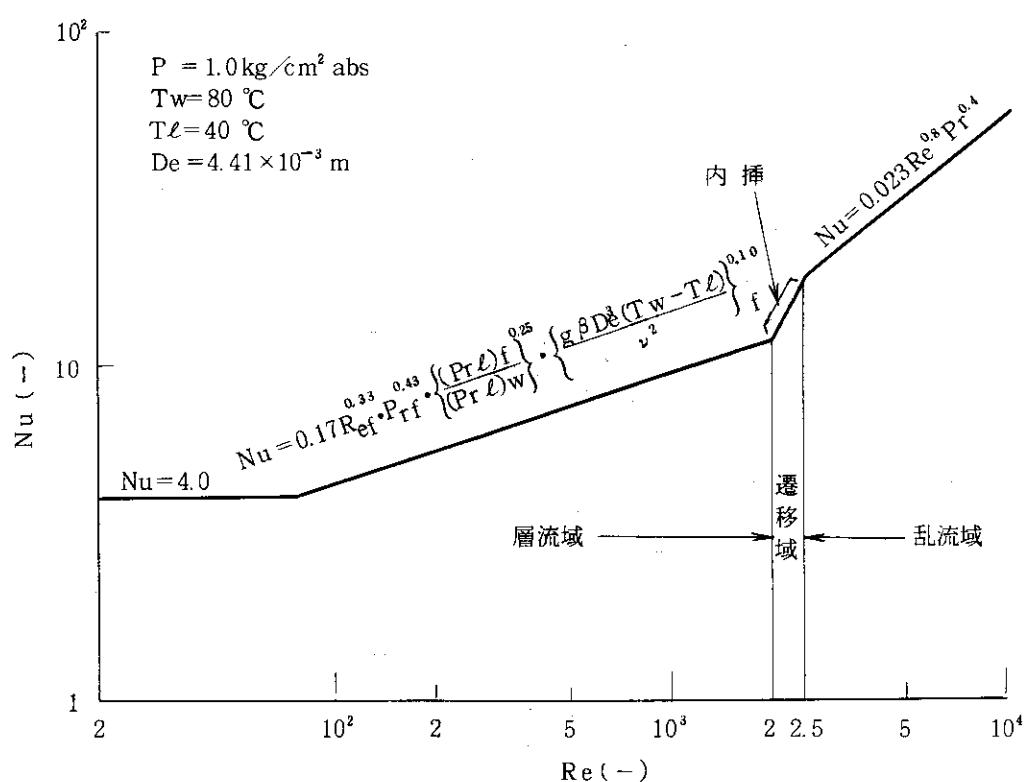


図 4.16 上昇流における単相対流熱伝達

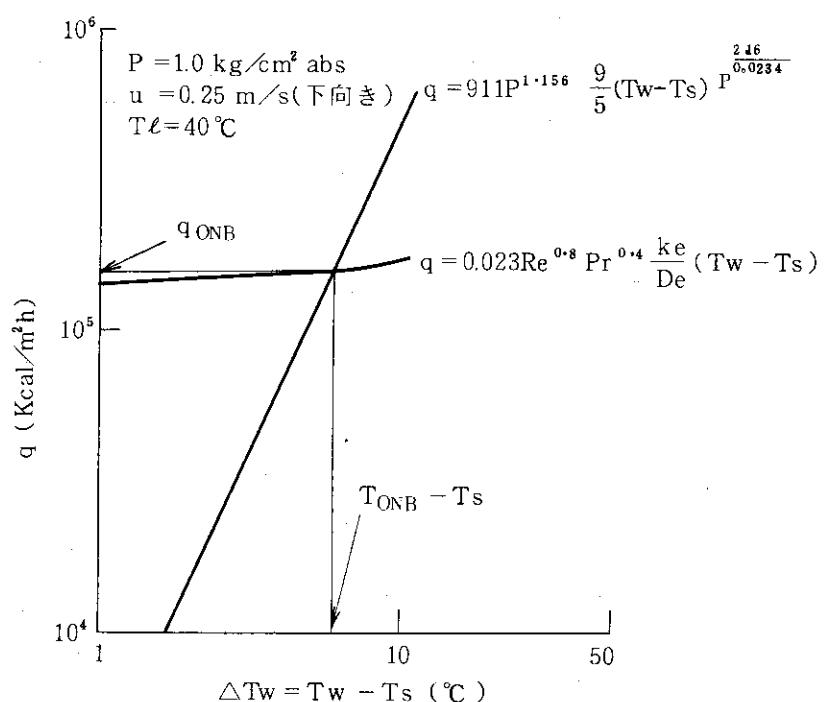


図 4.17 下向流の場合の沸騰開始点の例

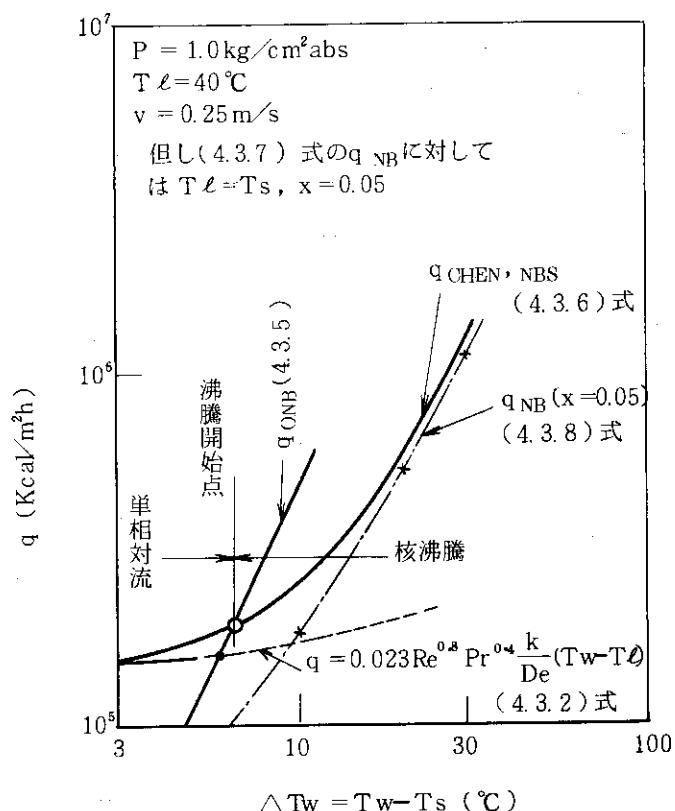


図 4.18 核沸騰熱伝達Chen の式の例示

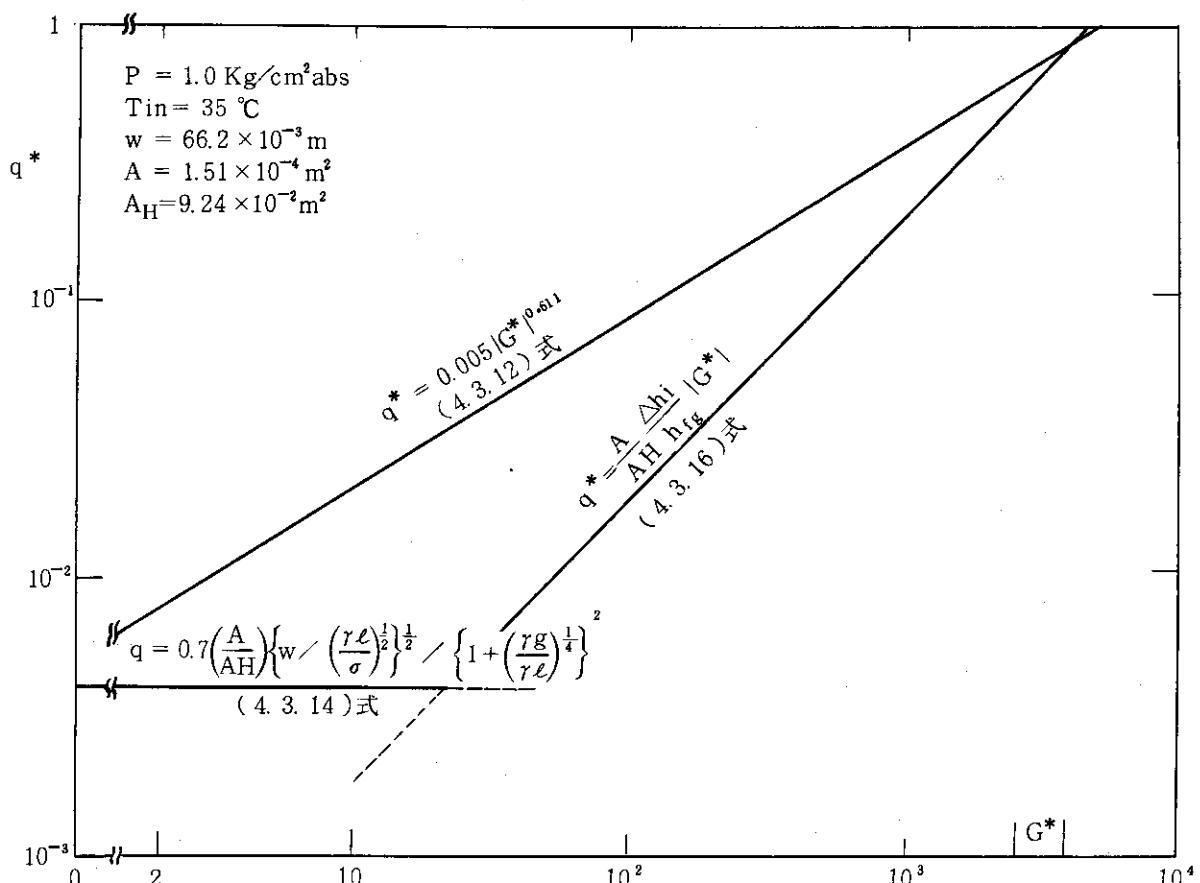


図 4.19 DNB 热流束評価式

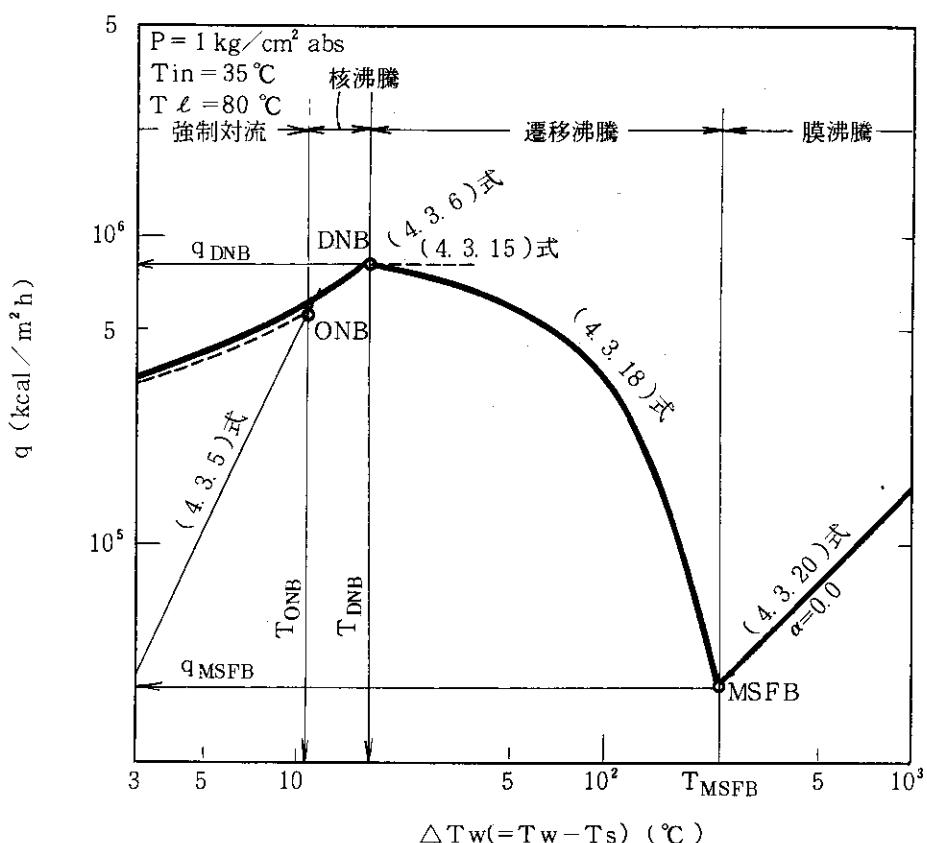


図 4.20 強制対流から膜沸騰までの熱伝達

表 4.7 JRR-3 改造炉熱水力解析用熱伝達相関式一覧

		下向流 ($G < 0$)	上昇流 ($G > 0$)
液 单 相 流	$Re < 2000$	(4.3.1) 式	Max [(4.3.1)式, (4.3.4)式]
	$2000 \leq Re < 2500$	(4.3.1)式と(4.3.2)式で内挿	(4.3.4)式と(4.3.2)式で内挿
	$Re \geq 2500$	Dittus-Boelter (4.3.2)式	Dittus-Boelter (4.3.2)式
核 沸 騰	沸騰開始点	Bergles-Rohsenow (4.3.5)式	Bergles-Rohsenow (4.3.5)式
	サブクール	Chen (4.3.6)式	Chen (4.3.6)式
	飽和	Chen (4.3.8)式	Chen, Rohsenow (4.3.8)式 (4.3.11)式
DNB 热流束		(4.3.12)式 (4.3.14)式 (4.3.16)式	(4.3.12)式 (4.3.14)式
遷移沸騰		Bjornard & Griffith (4.3.18)式	Bjornard & Griffith (4.3.18)式
最小安定膜沸騰温度		Henry (4.3.19)式	Henry (4.3.19)式
膜沸騰		修正 Bromley (4.3.20)式	修正 Bromley (4.3.20)式
蒸 气 单 相 流	$Re < 2000$	(4.3.1)式	Max [(4.3.1)式, (4.3.4)式]
	$2000 \leq Re < 2500$	(4.3.1)式と(4.3.2)式で内挿	(4.3.4)式と(4.3.2)式で内挿
	$Re \geq 2500$	Dittus-Boelter (4.3.2)式	Dittus-Boelter (4.3.2)式

4.4 安全余裕の考え方

本節では、運転時の異常な過渡変化及び事故の安全評価の基本的考え方と、それぞれ運転時の異常な過渡変化及び事故で取り上げるべき事象を述べる。

なお、具体的な事象の解析条件、解析結果及び検討は別報で述べることにする。

(1) 運転時の異常な過渡変化及び事故の安全評価の基本的考え方

① 運転時の異常な過渡変化時の判断基準

原子炉に異常な過渡変化が起っても、燃料の健全性が損なわれず、1次冷却系設備に過大な荷重を与えないことの判断基として以下の3項目をとる。

- (i) 最小DNBRは、1.5以上であること。
- (ii) 燃料最高温度は、ブリストラ発生温度を越えないこと。
- (iii) 1次冷却系設備にかかる圧力は、最高使用圧力の1.1倍以下であること。

ここで、判断基準(i), (ii)は共に燃料の健全性を維持するためのものであり、(i)は燃料のバーンアウトによる溶融を防止するもの、(ii)はブリストラ発生限界温度以下に保ち、燃料の変形等による冷却能力低下を防止するものである。また、(iii)は1次冷却系設備に過大な応力を発生させないためのものである。

② 事故時の判断基準

想定した事故事象によって、外乱が原子炉施設に加わっても、炉心の溶融の恐れがないこと及び放射線による原研敷地周辺への影響が大きくならないよう核分裂生成物の放散に対する障壁の設計が妥当である判断基準として以下の4項目をとる。

- (i) 炉心はいかなる場合でも、冠水が維持されていること。
- (ii) 燃料の損傷に伴う機械的エネルギーが十分小さいこと。
- (iii) 1次冷却系設備にかかる圧力は、最高使用圧力の1.2倍以下であること。
- (iv) 周辺の公衆に対して、著しい放射線被曝のリスクを与えないこと。

ここで、判断基準(i)は炉心の冠水を確保することにより燃料の温度上昇による損傷の拡大を防止するためのものであり、(ii)は金属-水反応で生ずる衝撃圧力及び蒸気膨張等の機械的エネルギーが、1次冷却系設備に作用することによる損傷を防止するためのものである。

③ 解析に当って考慮する事項

運転時の異常な過渡変化及び事故時の原子炉の応答解析に当っては、運転サイクル初期から末期、起動時から定格出力運転時までを考慮し結果を厳しくする運転条件を選定して解析を行う。事象の経過の解析では、作動を要求される原子炉スクラム或いは工学的安全施設等の安全保護系の動作は、結果を最も厳しくする動的機器の单一故障を適用した条件での機能を期待した解析を行う。工学的安全施設の作動が要求される場合は、商用電源の喪失の有無を考慮に入れる。また、事象の影響を緩和するために、運転員の手動操作を考える場合は時間的余裕を考慮する。

④ 考慮する事象

① 運転時の異常な過渡変化事象

運転時の異常な過渡変化として、次の事象をとり上げる。

ア. 起動時における制御棒の異常な引抜き

- イ。出力運転中の制御棒の異常な引抜き
- ウ。実験物等による反応度添加
- エ。1次冷却材流量増加による反応度添加
- オ。1次冷却材の流量低下
- カ。2次冷却材の流量低下
- キ。商用電源喪失

② 事故の事象

本原子炉施設において想定される事故に対して、次の事象を取り上げる。

ア。炉心の冷却能力低下に至る事故として、

- ② 炉心流路閉塞事故
- ⑤ 1次冷却材主ポンプ軸固着事故
- ⑥ 1次冷却材流出事故
- ⑦ 2次冷却材主ポンプ軸固着事故

イ。その他の放射性物質の放出に至る事故として、

- ⑧ 重水漏洩事故

5. 結 言

JRR-3 改造炉の熱水力設計に関する基本的な考え方をまとめた。JRR-3 改造炉の設計条件を踏まえ、通常運転時の熱水力設計の考え方、運転時の異常な過渡変化及び事故時の熱水力的安全余裕に対する基本的考え方を明らかにした。

通常運転時の熱水力設計では、炉心熱水力特性、一次系の熱水力特性及び通常運転時の熱水力特性の安全余裕について考慮すべき項目を摘出し、それぞれの項目についての検討結果を述べ、設計の考え方が妥当なものであることを示した。

運転時の異常な過渡変化及び事故時の熱水力特性では、解析の基礎となる原子炉停止後の熱出力（崩壊熱）、電源喪失後のポンプコーストダウン特性を検討し、使用すべき特性を明らかにした。また熱伝達相関式を整備し、安全余裕に対する考え方を述べ、実際に解析コードでの計算に資するようにした。

謝 辞

本研究の遂行に当り、終始研究炉管理部佐藤一男次長に御助言・御鞭撻を戴いた。また、本研究で用いた核計算結果及び機械設計についての情報については、各々鶴田晴通課長代理、一色正彦課長代理をリーダーとする JRR-3 管理課安全解析グループ及び原子炉グループの御協力を得た。

5. 結 言

JRR-3 改造炉の熱水力設計に関する基本的な考え方をまとめた。JRR-3 改造炉の設計条件を踏まえ、通常運転時の熱水力設計の考え方、運転時の異常な過渡変化及び事故時の熱水力的安全余裕に対する基本的考え方を明らかにした。

通常運転時の熱水力設計では、炉心熱水力特性、一次系の熱水力特性及び通常運転時の熱水力特性の安全余裕について考慮すべき項目を抽出し、それぞれの項目についての検討結果を述べ、設計の考え方が妥当なものであることを示した。

運転時の異常な過渡変化及び事故時の熱水力特性では、解析の基礎となる原子炉停止後の熱出力（崩壊熱）、電源喪失後のポンプコーストダウン特性を検討し、使用すべき特性を明らかにした。また熱伝達相関式を整備し、安全余裕に対する考え方を述べ、実際に解析コードでの計算に資するようにした。

謝 辞

本研究の遂行に当り、終始研究炉管理部佐藤一男次長に御助言・御鞭撻を戴いた。また、本研究で用いた核計算結果及び機械設計についての情報については、各々鶴田晴通課長代理、一色正彦課長代理をリーダーとする JRR-3 管理課安全解析グループ及び原子炉グループの御協力を得た。

参考文献

- (1) 日本機械学会編：機械工学便覧，改訂6版 第8編 水力学及び流体力学，p. 13-15
- (2) E.N. Sieder and G.E. Tate : Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes, Ind. Eng. Chemistry, Vol.28, No.12, 1429-1435, 1936.
- (3) F.W. Dittus and L.M.K. Boelter : Univ. Calif. Pubs. Eng., 2, 443, 1930.
- (4) R.L. Sani : Downflow boiling and non-boiling heat transfer in a uniformly heated tubes, USAEC Rep. UCRL-9023, 1960.
- (5) R.S. Thorsen : A comparative study of vertical upflow and downflow in a uniformly heated boiling fluid, presented at 6th Int. Heat Transfer Conf. 1978.
- (6) 宮本喜晟：“炉心熱設計における高温点係数と不確かさの研究,” 日本原子力学会誌, Vol. 12, №.4, 1970.
- (7) A.P. Colburn : AICHE, 29, 174-210, 1933.
- (8) (1)に同じ, 第4編材料力学, P. 13.
- (9) "American National Standard for Decay Heat Power in Light Water Reactor", ANSI/ANS-5.1-1979.
- (10) K. Shure, Fission-Product Decay Energy, WAPD-BT-24, Dec. 1961.
- (11) "A Revised ANS Standard for Decay Heat from Fission Products", Nuclear Technology, Vol.46, Dec. 1979.
- (12) "Energy from Fission Product Decay", WAPD-P652.
- (13) RETRAN, EPRI/NP-1850-CCM, Dec. 1978.
- (14) Y. Asahi, JAERI-M 82-038, Apr. 1982.
- (15) M. Ishikawa, et al., JAERI 1235, Sep. 1974.
- (16) J.G. Collier, "Convective boiling and condensation", McGraw-Hill Book Co., New York, 1972.
- (17) 数土幸夫, 井川博雅, 平野雅司, 大西信秋, JRR-3改造炉熱水解析用熱伝達相関式の検討, JAERI - M 84 - 066 1984年3月.
- (18) A.E. Bergles and W.H. Rohsenow, The determination of forced-convection surface-boiling heat transfer, ASME, Ser.C, 86, 365-372, 1964.
- (19) J.C. Chen : A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, ASME paper No. 63-HT-34.
- (20) W.M. Rohsenow : Status of and problems in boiling and condensation heat transfer, Progress in Heat and Mass Transfer, 6, Pergamon

- Press, 1972.
- (21) RELAP4/MOD5, A computer program for transient thermal-hydraulic analysis of nuclear reactors and related systems, user's manual, ANCR-NUREG-1335 (Vol.1), Sept. 1976.
 - (22) B. Yücel and S. Kakag : Forced flow boiling and burnout in rectangular channels, Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf. Vol.1, p.387 (1978).
 - (23) G.J. Kirby, R. Staniforth and J.H. Kinneir : A visual study of forced convection boiling. Part 2. Flow Patterns and Burnout for a Round Tube Test Section, AEEW-R506, 1967.
 - (24) 三島嘉一郎, 西原英晃 : 垂直長方形断面ダクト内の水の限界熱流束, 第20回日本伝熱シンポジウム講演論文集, p. 169, 1983年6月.
 - (25) M. Cumo, R. Bertoni, R. Cipriani and G. Palazzi : Upflow and down-flow burnout, IMechE, p.183 (1977).
 - (26) M.Z. Hasan, M.M. Hasan, R. Eichhorn and J.H. Lienhard : Boiling burnout during crossflow over cylinders, beyond the influence of gravity, J. Heat Transfer, ASME, p.478, Vol.103, August (1981).
 - (27) S.S. Papell, R.J. Simoneau, and D.D. Brown : Buoyancy effects on critical heat flux of forced convective boiling in vertical flow, NASA-THD-3672 (1966).
 - (28) S.S. Papell : Combined buoyancy and flow direction effects on saturated boiling critical heat flux in Liquid Nitrogen, Advances in Cryogenic Engg. 18, p.65 (1973).
 - (29) T.A. Bjornard and P. Griffith : PWR blowdown heat transfer, presented at Symposium on Thermal and Hydraulic Aspects of Nuclear Reactor Safety, Vol.1, Light Water Reactors, pp.17-41, ASME, New York, 1977.
 - (30) R.E. Henry : A correlation for the minimum film boiling temperature, AIChE Symposium Series, 138, Vol.70, 81-90, 1974.