

JAERI - M  
83-018

強加熱下での環状流路内層流熱伝達の解析  
(熱輻射および熱流束分布の存在する場合)

1983年2月

橋本 憲吾・秋野 詔夫・藤井 貞夫\*

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。  
入手の間合わせは、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、お申しこしてください。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, 1983

編集兼発行 日本原子力研究所  
印 刷 いばらき印刷(株)

強加熱下での環状流路内層流熱伝達の解析  
(熱輻射および熱流束分布の存在する場合)

日本原子力研究所東海研究所高温工学部

橋本 憲吾・秋野 詔夫・藤井 貞夫\*

(1983年1月27日受理)

環状流路内を層流状態で流れるガス流を高温・高熱負荷条件で加熱する場合の伝熱流動特性を明らかにする目的で、物性値変化を考慮し、境界層近似を行なったナビエ・ストークス方程式とエネルギー方程式を差分法によって数値解析し、加熱時における摩擦係数とヌッセルト数を求めた。その結果によれば、加熱が強くなるに従って摩擦係数は増大する傾向が見られるが、ヌッセルト数に対する依存性はほとんど見られない。

さらに、応用例として、流路内外壁面間のふく射による熱移動および流れ方向に非一様な熱流束分布を有する高温ガス炉燃料要素の場合に本解析を適用して、燃料温度や圧力損失等の熱特性を検討した。

---

\*) 川崎重工業(株)原子力本部

Laminar Heat Transfer to a Gas in an Annular Channel  
at High Heating Rate  
(Discussion about the Effects of Thermal Radiation  
and Heat Flux Distribution)

Kengo HASHIMOTO, Norio AKINO and Sadao FUJII\*

Division of High Temperature Engineering,  
Tokai Research Establishment, JAERI

(Received January 27, 1983)

Numerical investigations of laminar heat transfer to a highly heated gas in an annulus are reported. The fluid properties are varied as a function of temperature. Nusselt number and friction factor are obtained by solving the continuity, energy, momentum and integral continuity equations in the finite difference form. The governing differential equations are based on the standard boundary-layer approximation. The results show that Nusselt number is independent of the heating rate. Because of the effects of the fluid-property variations, friction factor increases with increase of the heating rate.

In addition, this numerical method is applied to a fuel of the High Temperature Gas Cooled Reactor (HTGR). The effects of thermal radiation and heat flux distribution on heat transfer are significant in the core. Fuel Temperature and pressure loss in the reactor are also discussed.

Keywords: High Temperature Gas Cooled Reactor,  
Annular Passage, Laminar Heat Transfer,  
Finite Difference Method, Temperature Dependence,  
Fluid Properties, Thermal Radiation, Heat  
Flux Distribution, Numerical Method

---

\* Kawasaki Heavy Industries Ltd.

強加熱下での環状流路内層流熱伝達の解析  
(熱輻射および熱流束分布の存在する場合)

日本原子力研究所東海研究所高温工学部

橋本 憲吾・秋野 詔夫・藤井 貞夫\*

(1983年1月27日受理)

環状流路内を層流状態で流れるガス流を高温・高熱負荷条件で加熱する場合の伝熱流動特性を明らかにする目的で、物性値変化を考慮し、境界層近似を行なったナビエ・ストークス方程式とエネルギー方程式を差分法によって数値解析し、加熱時における摩擦係数とヌッセルト数を求めた。その結果によれば、加熱が強くなるに従って摩擦係数は増大する傾向が見られるが、ヌッセルト数に対する依存性はほとんど見られない。

さらに、応用例として、流路内外壁面間のふく射による熱移動および流れ方向に非一様な熱流束分布を有する高温ガス炉燃料要素の場合に本解析を適用して、燃料温度や圧力損失等の熱特性を検討した。

---

\*) 川崎重工業(株)原子力本部

## 目 次

1. 序	1
2. 層流熱伝達	1
2.1 既存の研究の概要	1
2.2 数値解析	2
2.3 実験結果との比較	5
3. 高温ガス炉炉心への適用	5
4. 結 論	7
5. 今後の課題	8
謝 辞	8
参考文献	9
附 録 熱計算用設計データ	15

## Contents

1. Introduction	1
2. Laminar Heat Transfer	1
2.1 Previous Related Work	1
2.2 Numerical Method	2
2.3 Experimental Verification	5
3. Application to HTGR-Core	5
4. Conclusions	7
5. Future Program	8
Acknowledgments	8
Reference	9
Appendix (Thermal-hydraulic design data)	15

## 記号表

$r$	径方向長
$r_0$	流路内径
$r_N$	流路外径
$z$	軸方向長
$De$	流路等価直径 $2(r_N - r_0)$
$T$	温度
$T_e$	冷却材入口温度
$T_b$	冷却材混合平均温度
$U$	冷却材軸方向流速
$U_e$	冷却材軸方向入口流速
$U_b$	冷却材軸方向平均流速
$V$	冷却材径方向流速
$c_p$	定圧比熱
$Re_b$	レイノルズ数 $U_b De \rho / \mu_b$
$Pr$	プラントル数 $\mu c_p / \lambda$
$h$	熱伝達率
$Nu_b$	ヌッセルト数 $De h / \lambda_b$
$f_b$	摩擦係数 $\frac{De}{4 \Delta z} (\Delta P - \Delta P_{ac}) / \frac{1}{2} \rho U_b^2$
$P$	圧力
$\Delta P$	圧力損失
$\Delta P_{ac}$	加速圧力損失 $\Delta \rho U_b^2$
$g_z$	重力加速度
$G$	質量流量
$q$	熱流束
$q^R$	ふく射熱流束
$q_i^+$	入口無次元熱流束 $q_e / (G c_p T_e)$
$A$	表面積
$A_0$	流路内壁表面積 (コンパクト側)
$A_N$	流路外壁表面積 (ブロック側)

## ギリシャ文字

$\lambda$	熱伝導率
$\mu$	粘性係数

- $\rho$  密度
- $\epsilon$  ふく射率
- $\sigma$  ステファン・ボルツマン定数

添 字

- 0 流路内壁
- N 流路外壁
- b 混合平均温度評価
- e 入 口
- i 径方向メッシュ番号
- j 軸方向メッシュ番号



## 1. 序

現在、日本原子力研究所では、多目的高温ガス実験炉の開発が進められている。この原子炉は、従来の原子炉に比べて、高い炉心出口冷却材温度を達成することを目標としており、炉心に対する熱的条件がより厳しく、熱伝達や圧力損失の適正な評価が重要と考えられる。実験炉の燃料要素は、黒鉛の六角柱に多数の円孔をあけ、その中に燃料棒を挿入した、いわゆるブロック型燃料要素であり、冷却材は環状流路を流れる。そして、燃料チャンネルを流れる冷却材のレイノルズ数は、比較的小さく、4000 から 10000 という範囲にあるために、過渡状態や部分負荷運転時、さらに、異常時における安全性を考慮すると、当然、層流域における検討を行っておかなければならない。

しかしながら、熱伝達率、摩擦係数に対する加熱の効果を初めとして、流路内外壁面間のふく射による伝熱促進効果、さらに、非一様熱流束分布の効果等の重要な問題点が多く残されている。

そこで、本報告では、解析手法が比較的解明されていること、また、ふく射の効果が顕著に現われると考えられる層流域に範囲を限定して、上述したような条件のもとで熱伝達率、摩擦係数の特性を把握し、燃料温度や圧力損失等の熱特性に与える効果について検討を行った。

## 2. 層流熱伝達

### 2.1 既存の研究の概要

層流熱伝達に関する研究は古くから行われており、固有関数展開法を用いて温度助走区間を表現した解析が、円管内流れについて SELLARS<sup>1)</sup>、SIEGEL<sup>2)</sup>らにより、環状流路については HATTON<sup>3)</sup>、LUNDBERG<sup>4)</sup>らにより行われた。その後、物性値の温度依存性を考慮した数値解析が、種々の流路形状に対して行われるようになった。円管内流れに対しては、WORSOE-SCHEMIDT<sup>5)</sup>らにより解析され、ヌッセルト数に対する加熱の影響は微小であるが、摩擦係数は加熱により増大する結果が得られている。加熱の強さの程度を、壁温 ( $T_w$ ) と冷却材混合平均温度 ( $T_b$ ) の比で表し、空気に対する摩擦係数への加熱の影響を次式に整理した。

$$f_b Re_b = 15 (T_w / T_b)$$

また、円管内流れに対する実験は、KAYS<sup>6)</sup>、DAVENPORT<sup>7)</sup>らにより行われ、解析結果と良く一致する結果が得られている。DAVENPORTらは、実験結果から、摩擦係数への加熱の影響を次式で表した。

$$f_b Re_b = 16 (T_w / T_b)^{1.35}$$

平行平板間の流れに対しては、SWEARINGEN<sup>8)</sup>らにより解析され、加熱の影響に対して、円

## 1. 序

現在、日本原子力研究所では、多目的高温ガス実験炉の開発が進められている。この原子炉は、従来の原子炉に比べて、高い炉心出口冷却材温度を達成することを目標としており、炉心に対する熱的条件がより厳しく、熱伝達や圧力損失の適正な評価が重要と考えられる。実験炉の燃料要素は、黒鉛の六角柱に多数の円孔をあけ、その中に燃料棒を挿入した、いわゆるブロック型燃料要素であり、冷却材は環状流路を流れる。そして、燃料チャンネルを流れる冷却材のレイノルズ数は、比較的小さく、4000 から 10000 という範囲にあるために、過渡状態や部分負荷運転時、さらに、異常時における安全性を考慮すると、当然、層流域における検討を行っておかなければならない。

しかしながら、熱伝達率、摩擦係数に対する加熱の効果を初めとして、流路内外壁面間のふく射による伝熱促進効果、さらに、非一様熱流束分布の効果等の重要な問題点が多く残されている。

そこで、本報告では、解析手法が比較的解明されていること、また、ふく射の効果が顕著に現われると考えられる層流域に範囲を限定して、上述したような条件のもとで熱伝達率、摩擦係数の特性を把握し、燃料温度や圧力損失等の熱特性に与える効果について検討を行った。

## 2. 層流熱伝達

### 2.1 既存の研究の概要

層流熱伝達に関する研究は古くから行われており、固有関数展開法を用いて温度助走区間を表現した解析が、円管内流れについて SELLARS<sup>1)</sup>、SIEGEL<sup>2)</sup>らにより、環状流路については HATTON<sup>3)</sup>、LUNDBERG<sup>4)</sup>らにより行われた。その後、物性値の温度依存性を考慮した数値解析が、種々の流路形状に対して行われるようになった。円管内流れに対しては、WORSOE-SCHEMIDT<sup>5)</sup>らにより解析され、ヌッセルト数に対する加熱の影響は微小であるが、摩擦係数は加熱により増大する結果が得られている。加熱の強さの程度を、壁温 ( $T_w$ ) と冷却材混合平均温度 ( $T_b$ ) の比で表し、空気に対する摩擦係数への加熱の影響を次式に整理した。

$$f_b Re_b = 15 (T_w / T_b)$$

また、円管内流れに対する実験は、KAYS<sup>6)</sup>、DAVENPORT<sup>7)</sup>らにより行われ、解析結果と良く一致する結果が得られている。DAVENPORTらは、実験結果から、摩擦係数への加熱の影響を次式で表した。

$$f_b Re_b = 16 (T_w / T_b)^{1.35}$$

平行平板間の流れに対しては、SWEARINGEN<sup>8)</sup>らにより解析され、加熱の影響に対して、円

管と同じ傾向の結果を得ており、空気に対する摩擦係数の加熱の影響を次式に整理している。

$$f_b Re_b = 24 (T_w/T_b)$$

また、実験炉燃料体冷却材流路である環状流路に関する研究は、SHUMWAY<sup>10)</sup>らによって行われている。著者らは、他の流路と同じ傾向を示す結果を、実験および数値解析の両面を通して得ることができた。しかし、実験炉燃料体に関して重要となる壁面熱流束分布及びふく射の効果を考慮した検討は、報告されていない。

## 2.2 数値解析

非圧縮性の環状流路内の流れにおいて、物性値変化を考慮した連続の式、境界層型ナビエ・ストークス方程式、エネルギー方程式は、次のように表せる。

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r V) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho U) = 0 \quad (1)$$

$$\rho U \frac{\partial U}{\partial z} + \rho V \frac{\partial U}{\partial r} = - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \mu r \frac{\partial U}{\partial r} \right) + \rho g_z \quad (2)$$

$$0 = - \frac{\partial P}{\partial r} \quad (3)$$

$$c_p \rho U \frac{\partial T}{\partial z} + c_p \rho V \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \mu \left( \frac{\partial U}{\partial r} \right)^2 \quad (4)$$

また、流量一定の条件式は

$$2 \pi \int_{r_0}^{r_N} \rho U r dr = \pi (r_N^2 - r_0^2) \rho_e U_e \quad (5)$$

境界条件は、

$$\begin{aligned} r = r_0, r_N; & \quad U = V = 0 \\ r = r_0; & \quad -(\partial T / \partial r) = q_0(z) - q_0^R(z) \\ r = r_N; & \quad (\partial T / \partial r) = q_N(z) + q_N^R(z) \\ z = 0; & \quad U = U_e, V = 0, P = T_e \end{aligned} \quad (6)$$

Fig. 1 に示すように、軸方向の微分項に対して風上差分、径方向に対して中心差分近似を用いると、(2)式の各微分項は次のように表せる。

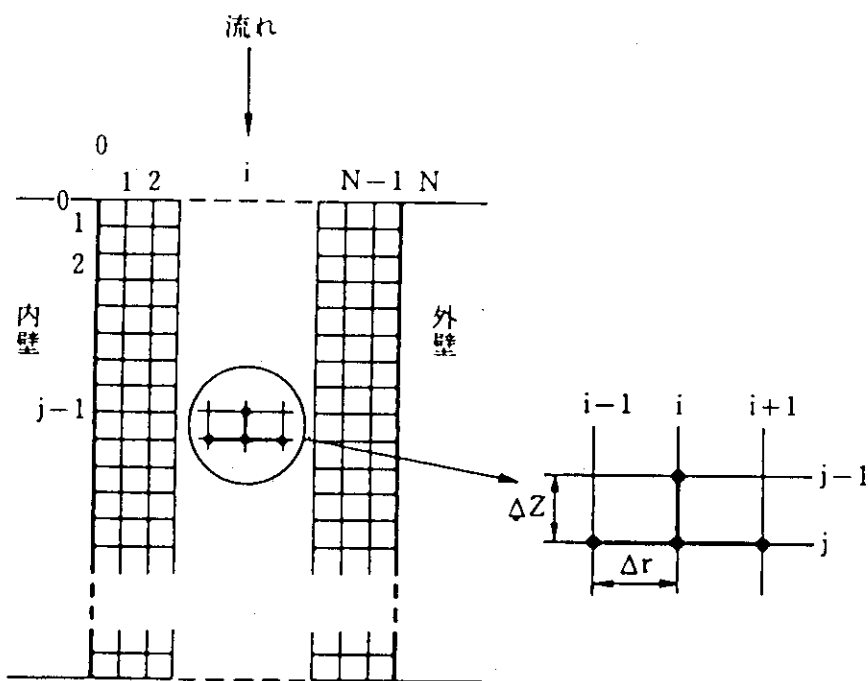


Fig. 1 格子点

$$\rho U \frac{\partial U}{\partial z} = \rho_{i,j}^{(k)} U_{i,j}^{(k)} \frac{U_{i,j} - U_{i,j-1}}{\Delta z} \quad (7)$$

$$\rho V \frac{\partial U}{\partial r} = \rho_{i,j}^{(k)} V_{i,j}^{(k)} \frac{U_{i+1,j} - U_{i-1,j}}{2 \Delta r} \quad (8)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \frac{P_j - P_{j-1}}{\Delta z} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \mu_r \frac{\partial U}{\partial r} \right) &= \mu_{i,j}^{(k)} \frac{U_{i+1,j} - 2U_{i,j} + U_{i-1,j}}{(\Delta r)^2} \\ &+ \left( \frac{\mu_{i,j}^{(k)}}{r_i} + \frac{\mu_{i+1,j}^{(k)} - \mu_{i-1,j}^{(k)}}{2 \Delta r} \right) \frac{U_{i+1,j} - U_{i-1,j}}{2 \Delta r} \end{aligned} \quad (10)$$

流量一定の条件式(5)は、台形積分近似を用いると次のように表せる。

$$\begin{aligned} &(\rho_{0,j}^{(k)} U_{0,j} r_0 \Delta r + \rho_{N,j}^{(k)} U_{N,j} r_N \Delta r) / 2 \\ &+ \sum_{i=1}^{N-1} \rho_{i,j}^{(k)} U_{i,j} = (r_N^2 - r_0^2) \rho_e U_e / 2 \end{aligned} \quad (11)$$

ここで、添字(k)は繰返し計算の回数を示し、(k)のついている値は、反復計算の初回 (k = 1)において1メッシュ前のjの値を用い、2回目以降 (k ≥ 2)では、1回前の計算結果を用いて反復計算を続ける。(7)~(10)式を(2)式の各項に代入すると、 $P_j, U_{1,j}, U_{2,j}, \dots, U_{N-1,j}$ のN個の未知数に対して(N-1)個の方程式が得られ、さらに流量一定の条件(10)式を連立させると、N個の方程式となり、入口境界条件 $U_e, P_e, T_e$ をパラメータにして未知数を求めることができる。径方向流速Vについても、Fig. 1に示す差分近似を用いると、連続の式(1)の各項は次のようになる。

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r V) = \rho_{i,j}^{(k)} \frac{V_{i+1,j} - V_{i-1,j}}{2 \Delta r} + V_{i,j} \frac{\rho_{i+1,j}^{(k)} - \rho_{i-1,j}^{(k)}}{2 \Delta r} + \frac{\rho_{i,j}^{(k)} V_{i,j}}{r_i} \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} (\rho U) = \rho_{i,j}^{(k)} \frac{U_{i,j} - U_{i,j-1}}{\Delta z} + U_{i,j} \frac{\rho_{i,j}^{(k)} - \rho_{i,j-1}^{(k)}}{\Delta z} \quad (13)$$

(12), (13)式を(1)式の連続の式に代入すると、 $V_{1,j}, V_{2,j}, \dots, V_{N-1,j}$ の(N-1)個の未知数に対して(N-1)個の方程式が得られ、Vについて解ける。これらの解を、ナビエ・ストークス方程式の場合と同様の差分近似を用いて差分化されたエネルギー方程式に代入し、(6)式の壁面熱流束に関する境界条件を差分化した次式を連立させることにより流体の温度分布を求めることができる。

$$-\lambda_{0,j}^{(k)} \frac{T_{1,j} - T_{0,j}}{\Delta r} = q_{0,j} - q_{0,j}^R$$

$$\lambda_{N,j}^{(k)} \frac{T_{N,j} - T_{N-1,j}}{\Delta r} = q_{N,j} + q_{N,j}^R \quad (14)$$

また、壁面間でのふく射伝熱による熱流束は、1次元近似を行なうと次式により表すことができる。

$$q_{0,j}^R = \sigma (T_{0,j}^4 - T_{N,j}^4) / (1/\epsilon + A_0/A_N (1/\epsilon - 1))$$

$$q_{N,j}^R = q_{0,j}^R A_0/A_N$$

$$\epsilon = 0.8$$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4 \quad (15)$$

なお、ここで用いた物性値は、種々の実験式・理論式を詳細に評価・編集して作成されており<sup>11)</sup>、温度・圧力に依存した型で得られている。

ヌッセルト数、摩擦係数は、次式のように混合平均温度で評価した。

$$\text{Nu}_b = \text{De}h / \lambda_b$$

$$f_b = \frac{\text{De}}{4 \Delta z} (\Delta P - \Delta \rho_b U_b^2) / \frac{1}{2} \rho_b U_b^2 \quad (16)$$

Fig. 2 に、概略のフローチャートを示す。

### 2.3 実験結果との比較

以上の解析手法の検証、及びヌッセルト数、摩擦係数の加熱による影響を検討するために、著者らが行った環状流路伝熱実験<sup>10)</sup>の結果との比較を行う。Fig. 3 に、ヌッセルト数とレイノルズ数の関係を、Fig. 4 に、摩擦係数・レイノルズ数の積とレイノルズ数の関係を、加熱の強さの程度を表す無次元熱流束  $q_1^+$  ( $q_e / G c_p T_e$ ) をパラメータにとって表す。この結果によると、ヌッセルト数の加熱に対する依存性は見られない。摩擦係数は、等温流の摩擦係数・レイノルズ数の積が24であることを考えると、加熱に伴って値が増大する傾向がある。また、この数値解析結果は、実験結果と実験精度内で良く一致しており、数値解析手法は、現象を充分正確に表現しているものと考えられる。なお、この解析結果は、実験条件に合わせて、流路外壁断熱、ふく射を無視して計算したものである。

## 3. 高温ガス炉炉心への適用

一般に、炉心の燃料チャンネルの出力分布は軸方向に一樣ではなく、Fig. 5 に示すような形状を有している。そのために、軸方向に非一樣な熱流束分布をもつ場合の熱伝達率や摩擦損失特性が、一樣熱流束の場合からどう変わるのか、さらに、燃料温度にどの程度影響するのか、あらかじめ検討しておく必要がある。また、冷却材流路内外壁面間のふく射によってどの程度伝熱促進効果があるのか、興味ある問題と考えられる。

そこで、本章では、2章に記した数値解析の応用として多目的高温ガス実験炉を例にとり、燃料温度や圧力損失を算出し、上記問題点を初めとする諸特性の評価を行った。まず、入口レイノルズ数・流路外径をパラメータとした数値解析を行い、熱伝達係数及び圧力損失を求めた。その熱伝達係数を用いて燃料温度の計算を行った。また、これらの計算と併せて、ヌッセルト数及び摩擦係数に対して相関式を与えて行う通常の熱水力計算を、「TEMDIM」コード<sup>12)</sup>を用い、燃料温度及び圧力損失を算出し数値解析の結果との比較検討を行った。

まず、計算条件について記す。燃料棒の形状は、内径 18 mm  $\phi$ 、外径 36 mm  $\phi$  の燃料コンパクトが、内径 36.3 mm  $\phi$ 、外径 46 mm  $\phi$  の黒鉛スリーブに挿入されているものとした。黒鉛スリー

なお、ここで用いた物性値は、種々の実験式・理論式を詳細に評価・編集して作成されており<sup>11)</sup>、温度・圧力に依存した型で得られている。

ヌッセルト数、摩擦係数は、次式のように混合平均温度で評価した。

$$\text{Nu}_b = \text{De}h / \lambda_b$$

$$f_b = \frac{\text{De}}{4 \Delta z} (\Delta P - \Delta \rho_b U_b^2) / \frac{1}{2} \rho_b U_b^2 \quad (16)$$

Fig. 2 に、概略のフローチャートを示す。

### 2.3 実験結果との比較

以上の解析手法の検証、及びヌッセルト数、摩擦係数の加熱による影響を検討するために、著者らが行った環状流路伝熱実験<sup>10)</sup>の結果との比較を行う。Fig. 3 に、ヌッセルト数とレイノルズ数の関係を、Fig. 4 に、摩擦係数・レイノルズ数の積とレイノルズ数の関係を、加熱の強さの程度を表す無次元熱流束  $q_1^+$  ( $q_e / G c_p T_e$ ) をパラメータにとって表す。この結果によると、ヌッセルト数の加熱に対する依存性は見られない。摩擦係数は、等温流の摩擦係数・レイノルズ数の積が24であることを考えると、加熱に伴って値が増大する傾向がある。また、この数値解析結果は、実験結果と実験精度内で良く一致しており、数値解析手法は、現象を充分正確に表現しているものと考えられる。なお、この解析結果は、実験条件に合わせて、流路外壁断熱、ふく射を無視して計算したものである。

## 3. 高温ガス炉炉心への適用

一般に、炉心の燃料チャンネルの出力分布は軸方向に一樣ではなく、Fig. 5 に示すような形状を有している。そのために、軸方向に非一樣な熱流束分布をもつ場合の熱伝達率や摩擦損失特性が、一樣熱流束の場合からどう変わるのか、さらに、燃料温度にどの程度影響するのか、あらかじめ検討しておく必要がある。また、冷却材流路内外壁面間のふく射によってどの程度伝熱促進効果があるのか、興味ある問題と考えられる。

そこで、本章では、2章に記した数値解析の応用として多目的高温ガス実験炉を例にとり、燃料温度や圧力損失を算出し、上記問題点を初めとする諸特性の評価を行った。まず、入口レイノルズ数・流路外径をパラメータとした数値解析を行い、熱伝達係数及び圧力損失を求めた。その熱伝達係数を用いて燃料温度の計算を行った。また、これらの計算と併せて、ヌッセルト数及び摩擦係数に対して相関式を与えて行う通常の熱水力計算を、「TEMDIM」コード<sup>12)</sup>を用い、燃料温度及び圧力損失を算出し数値解析の結果との比較検討を行った。

まず、計算条件について記す。燃料棒の形状は、内径 18 mm  $\phi$ 、外径 36 mm  $\phi$  の燃料コンパクトが、内径 36.3 mm  $\phi$ 、外径 46 mm  $\phi$  の黒鉛スリーブに挿入されているものとした。黒鉛スリー

ブと黒鉛ブロックの間のすき間を冷却材であるヘリウムガスが流れている。黒鉛ブロックの流路径は、52～56 mmφの範囲で4通りに変えて計算した。燃料チャンネルあたりの平均熱出力は40 kW (燃料ピンで95%，黒鉛ブロックで5%)とした。軸方向出力分布は、実験炉の典型的な分布形<sup>13)</sup>を参考にして、Fig.5のように定めた。熱水力計算に用いる相関式として、現在の所、最も信頼できると考えられる実験炉の熱設計に用いられている諸式<sup>13)</sup>を採用した\*)。また、数値解析との対応上、圧力損失については摩擦損失と加速損失のみを考慮した。数値解析では、冷却材流路の表面粗さは考慮していないが、この表面粗さの効果も一部検討を行なう。なお、層流が維持される最大のレイノルズ数は、実験結果<sup>10)</sup>によると2900である。Table 1に、解析条件をケース毎に示した。

なお、本検討では、出力、冷却材流量が現実の実験炉炉心とは同一ではないため絶対値そのものは実験炉の値とは直接関係はない。

Fig.6は、長手方向にスリーブ壁側の正味ヌッセルト数がどのように変化するかを、入口レイノルズ数2900、冷却材流路外径54mmの諸ケースについて示したものである。ここで、正味ヌッセルト数とは、燃料ピンの発熱量から(直接スリーブからブロックへ移動する)ふく射伝熱量を引いた対流熱伝達にかかわる正味の熱流束から求めたヌッセルト数である。ケース③(---) (---)

Table 1 解析ケース

ケース番号	流路外径 (mm)	入口レイノルズ数 (出口レイノルズ数)	$D_i/D_0$	ふく射考慮の有無	備考
①	54	2900 (約 1580)	0.852	有	標準ケース
②				無	ブロック毎に独立として境界層が発達
③				無	ふく射を考慮しない
④				無	入口レイノルズ数を変えるケース
⑤				無	
⑥	52	2900 (約 1580)	0.885	有	流路外径を変えるケース
⑦	53		0.868		
⑧	56		0.821		

(注) コンパクト内外径 18/36mm スリーブ内外径 36.3/46mm 軸長 529mm×7

---)は、ふく射伝熱を考慮しない数値解析の結果であり、一様分布熱流束の場合のヌッセルト数(～5.6)と比べて入口部(ブロック1～3)で大きく、出口部(ブロック6～7)でやや小さい値となっている。その原因は、流れ方向の非一様熱流束分布の効果と考えられる。ケース①(---)とケース③(---)の数値解析結果を比較すると、ふく射を考慮したケース①の方が、考慮しない場合③に比べて、5から7段目のブロックでヌッセルト数がかなり大きくなっていることがわかる。これは、ふく射による熱伝達促進効果が大きいことを示している\*\*)。ケース①では、冷却材へ内外面から流入する熱量の比が6対4にも達する位置がある。

\*) 巻末の附録を参照

\*\*) ふく射伝熱の考慮によって正味のヌッセルト数が増大する理由は、内外両面より加熱され冷却材の温度分布が変化するためである。



ケース②は、各燃料ブロックごとに境界層が新たに発達すると仮定した場合の数値解析の結果である。ケース①（-----）と比較すると各ブロックの下端では熱伝達率はほぼ等しくなり、燃料最高温度で比較するとほとんど差はなくなる。しかしながら、各ブロックの境界に大きな温度差が生じることが指摘される。

なお、入口レイノルズ数 2900 に対して、出口でのレイノルズ数は約 1580 に低下している。

Fig. 7 は、Fig. 6 に対応して、最も温度が高くなる燃料内面温度の変化を示したものである。ふく射を考慮すると、しない場合に比べて大幅に熱伝達が促進されることは前述した通りであるが、燃料内面温度もそれに応じて大きく低下する。

一方、ケース①で実験炉の熱設計に用いられているヌッセルト数、摩擦係数に対する相関式<sup>13)</sup>を使用した TEMDIM による結果（—）と、数値解析結果（-----）を比較すると、Fig. 6 と同様に、前者が軸方向全体にわたって燃料内面温度が高目になるので、設計相関式は十分安全側の評価となっていることがわかる。この場合、流路外側黒鉛ブロック温度についても同様であった。

Fig. 8 は、入口レイノルズ数が 2900 で、流路外径を 52 mm から 56 mm にわたって変えた場合の燃料内面温度の変化を示したものである。この場合も、設計相関式を使用した方が数値解析結果に比べて、20°C 程度高目に評価していることが分かる。

Fig. 9 は入口レイノルズ数 2900 で、流路外径を変えた場合、Fig. 10 は流路外径を 54 mm として、入口レイノルズ数を変えた場合の冷却材流路の圧力損失を示したものである。なお、層流域では表面粗さは圧力損失に対してほとんど効かないと言われているが、設計相関式を使用すると多少圧力損失が増加する。黒鉛の表面粗さが 20  $\mu\text{m}$  と考えた場合の増加幅を両図に示した。Fig. 9 から、設計相関式による結果と数値解析の結果を比較すると、約 7%（表面粗さを考慮すると約 3%）以内の誤差で両者はよく一致している。2 章の数値解析結果から考えて、これは、この程度の熱流束では圧力損失に対する加熱の影響が小さいためであると考えられる。Fig. 10 から、入口レイノルズ数が 2500 より小さいときには、圧力損失は数値解析結果の方が、設計相関式による結果に比べて、幾分低目になっているが、約 4% 以内の誤差で両者は良く一致している。

## 4. 結 論

層流域において、環状流路熱伝達の数値解析を行ない、この結果を軸方向に非一様な熱流束分布をもつ場合、及びふく射伝熱のある場合に適用して熱伝達率、摩擦係数の特性を検討した。その結果、次の様なことが分かった。

(1) 冷却材流路内外壁間のふく射による伝熱促進が大きく、内外壁面からの流入熱量の比が 6 対 4 にも達することがある。

(2) 設計相関式を用いた結果と本数値解析を比較すると、燃料最高温度は前者が常に高目となり、安全側の評価となっている。圧力損失については、両者の結果はほぼ一致している。

ケース②は、各燃料ブロックごとに境界層が新たに発達すると仮定した場合の数値解析の結果である。ケース①(-----)と比較すると各ブロックの下端では熱伝達率はほぼ等しくなり、燃料最高温度で比較するとほとんど差はなくなる。しかしながら、各ブロックの境界に大きな温度差が生じることが指摘される。

なお、入口レイノルズ数 2900 に対して、出口でのレイノルズ数は約 1580 に低下している。

Fig. 7 は、Fig. 6 に対応して、最も温度が高くなる燃料内面温度の変化を示したものである。ふく射を考慮すると、しない場合に比べて大幅に熱伝達が促進されることは前述した通りであるが、燃料内面温度もそれに応じて大きく低下する。

一方、ケース①で実験炉の熱設計に用いられているヌッセルト数、摩擦係数に対する相関式<sup>13)</sup>を使用した TEMDIM による結果(—)と、数値解析結果(-----)を比較すると、Fig. 6 と同様に、前者が軸方向全体にわたって燃料内面温度が高目になるので、設計相関式は十分安全側の評価となっていることがわかる。この場合、流路外側黒鉛ブロック温度についても同様であった。

Fig. 8 は、入口レイノルズ数が 2900 で、流路外径を 52 mm から 56 mm にわたって変えた場合の燃料内面温度の変化を示したものである。この場合も、設計相関式を使用した方が数値解析結果に比べて、20℃程度高目に評価していることが分かる。

Fig. 9 は入口レイノルズ数 2900 で、流路外径を変えた場合、Fig. 10 は流路外径を 54 mm とし、入口レイノルズ数を変えた場合の冷却材流路の圧力損失を示したものである。なお、層流域では表面粗さは圧力損失に対してほとんど効かないと言われているが、設計相関式を使用すると多少圧力損失が増加する。黒鉛の表面粗さが 20  $\mu\text{m}$  と考えた場合の増加幅を両図に示した。Fig. 9 から、設計相関式による結果と数値解析の結果を比較すると、約 7% (表面粗さを考慮すると約 3%) 以内の誤差で両者はよく一致している。2 章の数値解析結果から考えて、これは、この程度の熱流束では圧力損失に対する加熱の影響が小さいためであると考えられる。Fig. 10 から、入口レイノルズ数が 2500 より小さいときには、圧力損失は数値解析結果の方が、設計相関式による結果に比べて、幾分低目になっているが、約 4% 以内の誤差で両者は良く一致している。

## 4. 結 論

層流域において、環状流路熱伝達の数値解析を行ない、この結果を軸方向に非一様な熱流束分布をもつ場合、及びふく射伝熱のある場合に適用して熱伝達率、摩擦係数の特性を検討した。その結果、次の様なことが分かった。

(1) 冷却材流路内外壁間のふく射による伝熱促進が大きく、内外壁面からの流入熱量の比が 6 対 4 にも達することがある。

(2) 設計相関式を用いた結果と本数値解析を比較すると、燃料最高温度は前者が常に高目となり、安全側の評価となっている。圧力損失については、両者の結果はほぼ一致している。

## 5. 今後の課題

本報では、熱流動解析を簡単な同心円状環状流路に限って議論したが、実験炉の安全性の観点から見ると、偏心状態下での流路内における定量的な検討が必要であると考えられる。今後は、種々の偏心率を有する環状流路における解析を行い、炉心熱設計に有効に反映できるデータを得たいと考えている。

### 謝 辞

本報の投稿に際しては、高温工学部次長佐野川好母氏、高温熱工学研究室長河村洋氏の適切な助言とご指導をいただき感謝致します。また、高温ガス炉への適用に際しては、動安部多目的炉設計室、川崎重工業株原子力本部開発部の皆様に御支援をいただいた。なお、燃料内の温度計算については川崎重工業株社内コード「TEMDIM」を借用させていただきました。

## 5. 今後の課題

本報では、熱流動解析を簡単な同心円状環状流路に限って議論したが、実験炉の安全性の観点から見ると、偏心状態下での流路内における定量的な検討が必要であると考えられる。今後は、種々の偏心率を有する環状流路における解析を行い、炉心熱設計に有効に反映できるデータを得たいと考えている。

### 謝 辞

本報の投稿に際しては、高温工学部次長佐野川好母氏、高温熱工学研究室長河村洋氏の適切な助言とご指導をいただき感謝致します。また、高温ガス炉への適用に際しては、動安部多目的炉設計室、川崎重工業株式会社原子力本部開発部の皆様に御支援をいただいた。なお、燃料内の温度計算については川崎重工業株式会社内コード「TEMDIM」を借用させていただきました。

## References

- (1) J.R.SELLARS, M.TRIBUS, J.S.KLEIN, "Heat Transfer to Laminar Flow in a Round Tube or Flat Conduit -- The Graetz Problem Extended", Trans.ASME, 78,441 (1956)
- (2) R.SIEGEL,E.M.SPARRROW,T.M.HALLMAN, "Steady Laminar Heat Transfer in a Circular Tube with Prescribed Wall Heat Flux",Appl.Sci. Res., A7, 386 (1958)
- (3) A.P.HATTON, A.QUARMBY, "Heat Transfer in the Thermal Entry Length with Laminar Flow in an Annulus", Intern.J.Heat Mass Transfer, 5, 973 (1962)
- (4) R.E.LUNDBERG,P.A.M<sub>C</sub>CUEN, W.C.REYNOLDS, "Heat Transfer in Annular Passages. Hydrodynamically developed Laminar Flow with arbitrarily prescribed Wall Temperature or Heat Fluxes", Intern.J.Heat Mass Transfer, 6, 495 (1963)
- (5) P.M.WORSOE-SCHMIDT, "Heat Transfer and Friction for Laminar Flow of Helium and Carbon Dioxide in a Circular Tube at High Heating Rate", Intern.J.Heat.Mass Transfer, 9, 1291 (1966)
- (6) W.M.KAYS, W.B.NICOLL, "Laminar Flow Heat Transfer to a Gas with Large Temperature Difference", Trans.ASME, 85, 329 (1963)
- (7) M.E.DAVENPORT, G.LEPPERT, "The Effect of Transverse Temperature Gradients on the Heat Transfer and Friction for Laminar Flow of Gases", Trans.ASME, J.Heat Transfer, 87, 191 (1965)
- (8) T.B.SWEARINGEN, D.M.M<sub>C</sub>ELIGOT, "Internal Laminar Heat Transfer with Gas-Property Variation", Trans.ASME, J.Heat Transfer, 93, 432 (1971)
- (9) R.W.SHUMWAY, D.M.M<sub>C</sub>ELIGOT, "Heated Laminar Gas Flow in Annuli with Temperature-Dependent Transport Properties", Nuclear Science and Engineering, 46, 394 (1971)
- (10) K.HASHIMOTO, N.AKINO, Annual Meeting of the Atomic Energy Society of Japan, Osaka, B57 (1982)
- (11) K.SANOKAWA, Private Communications (1970)
- (12) T.KOBAYASHI, S.FUJII, "TEMDIM; A Thermal-Hydraulic Analysis Code for HTGR", FAPIG, 88, 12 (1978)
- (13) T.AOCHI, et al., "Back up Core Designs for the Experimental Multi-Purpose VHTR: Determination of Fuels and Design Parameters", JAERI-M-8064 (1979)
- (14) T.YASUNO, et al., "Design Studies for the Mark-III Core of Experimental Multi-Purpose VHTR", JAERI-M-8399 (1979)

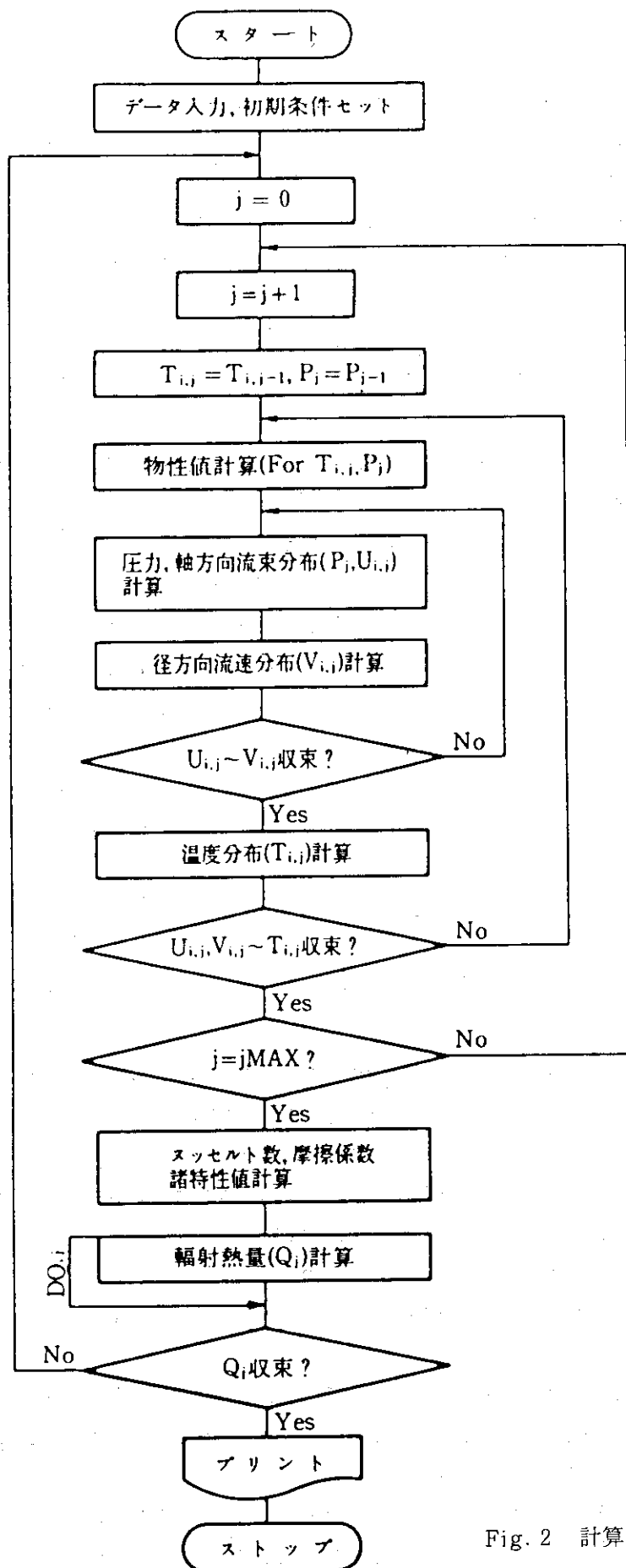


Fig. 2 計算の流れの概要

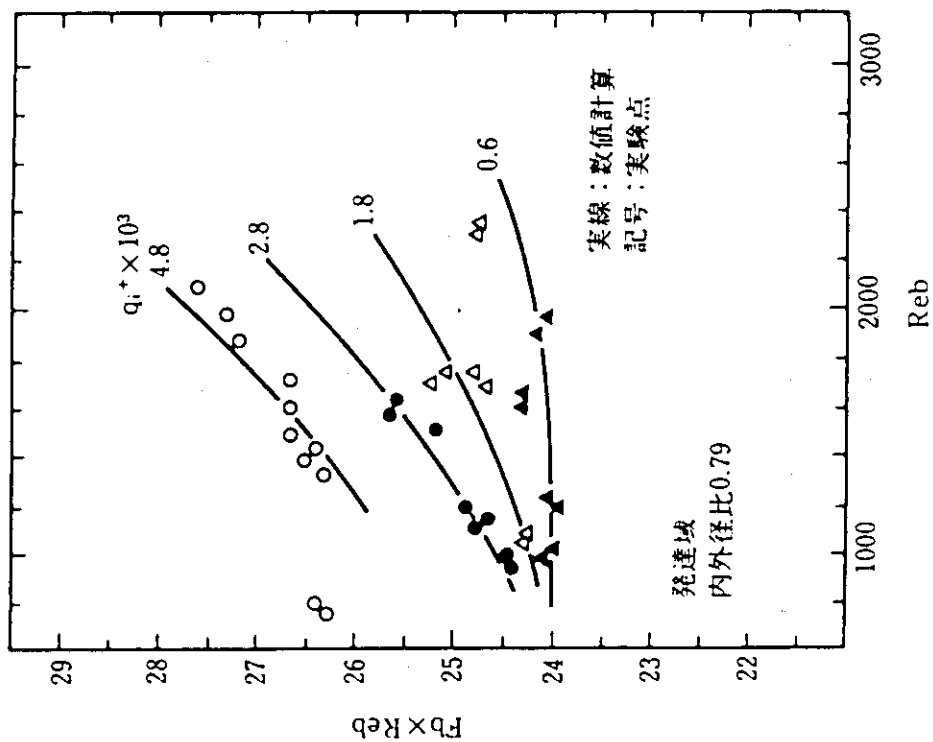


Fig. 4 摩擦係数の加熱特性

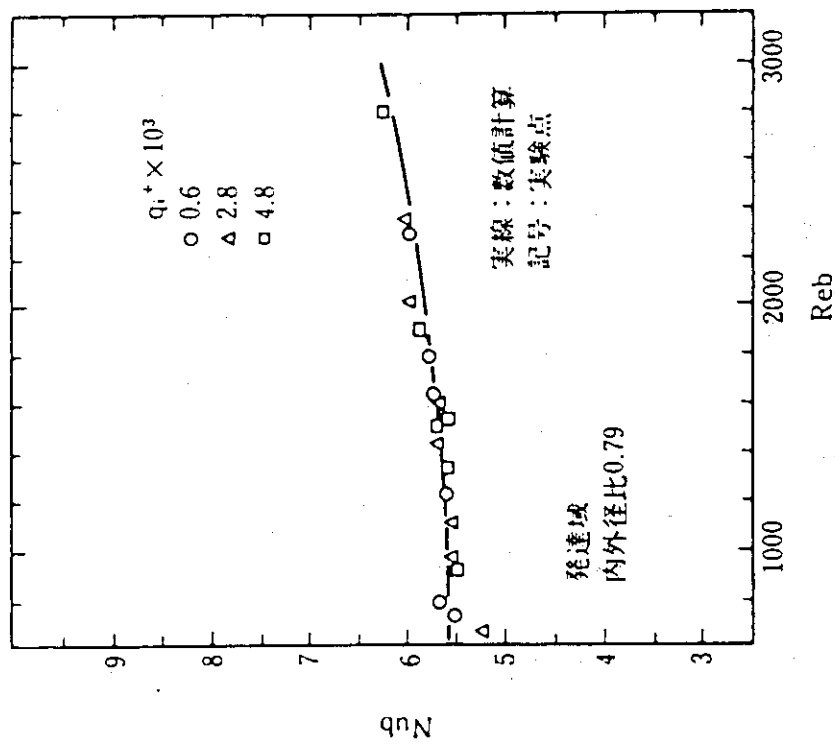


Fig. 3 ヌッセルト数の加熱特性

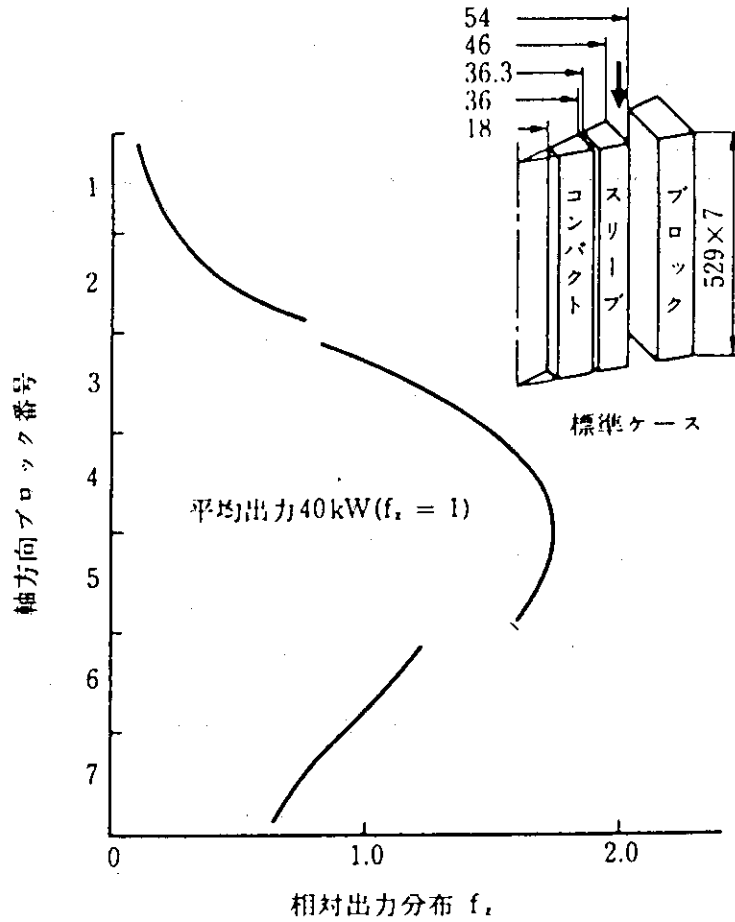


Fig. 5 軸方向出力分布形状

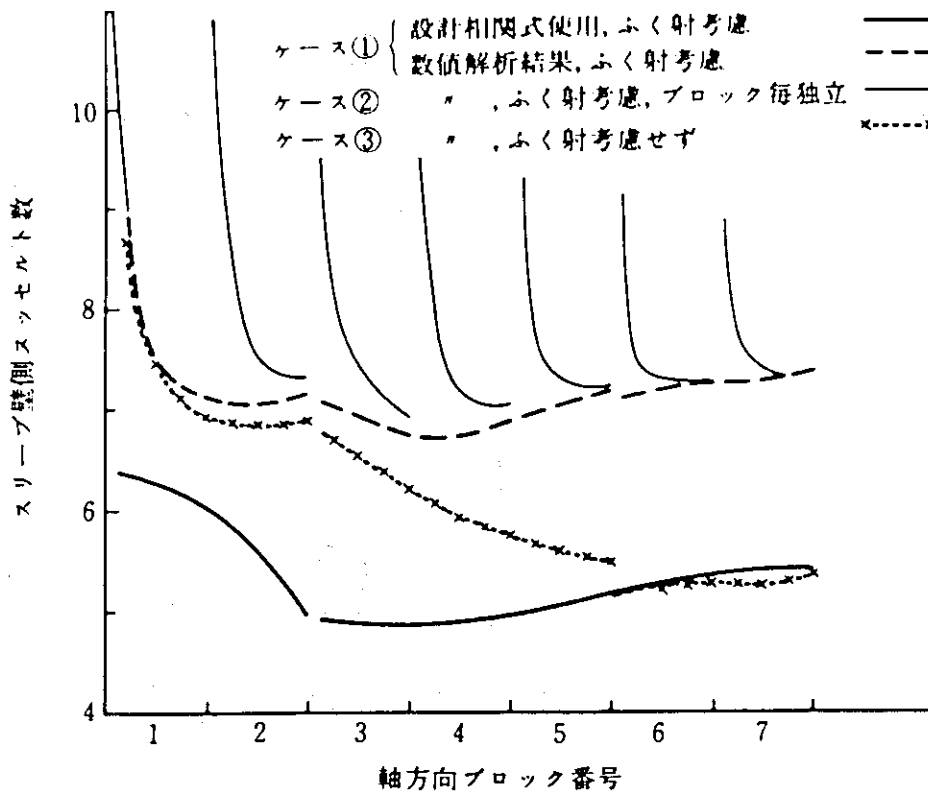


Fig. 6 長手方向の正味ヌセセルト数の比較



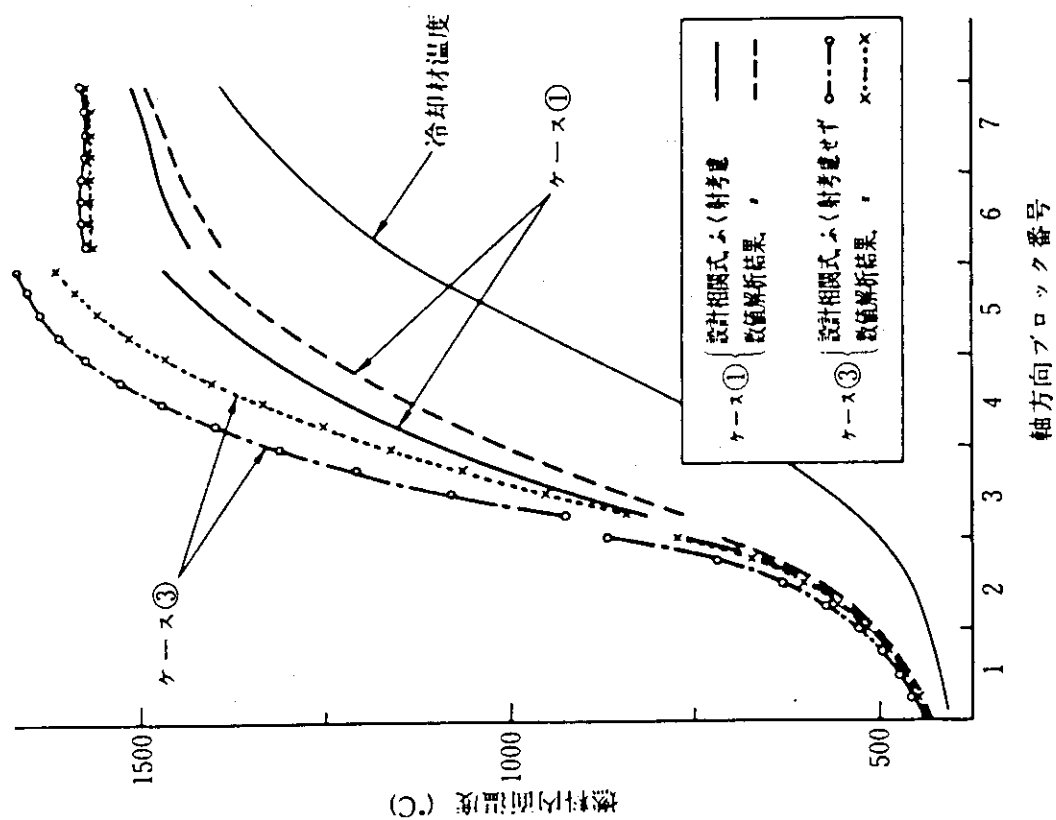


Fig. 7 軸方向燃料内面温度の比較

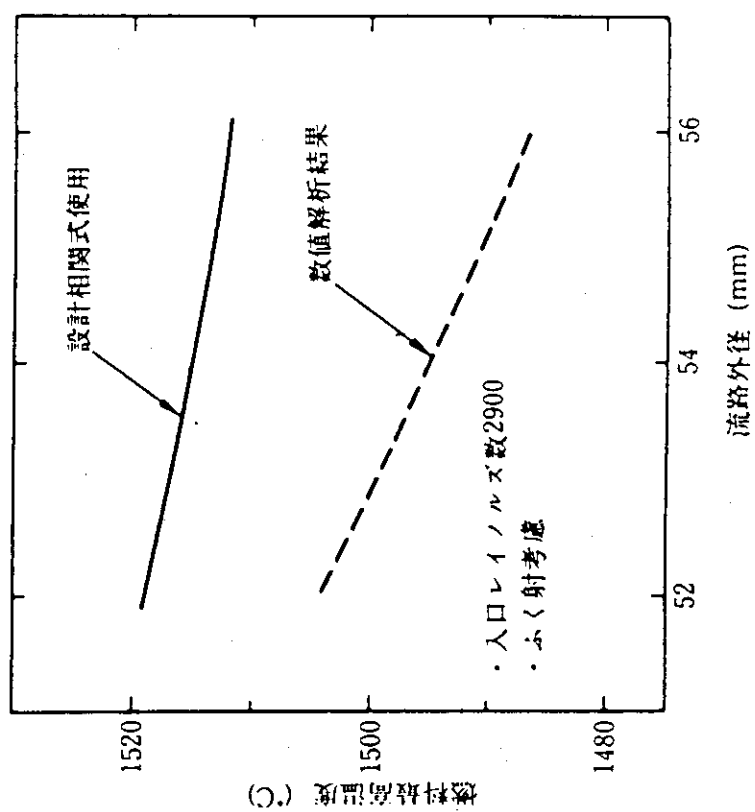


Fig. 8 燃料最高温度と流路外径との関係

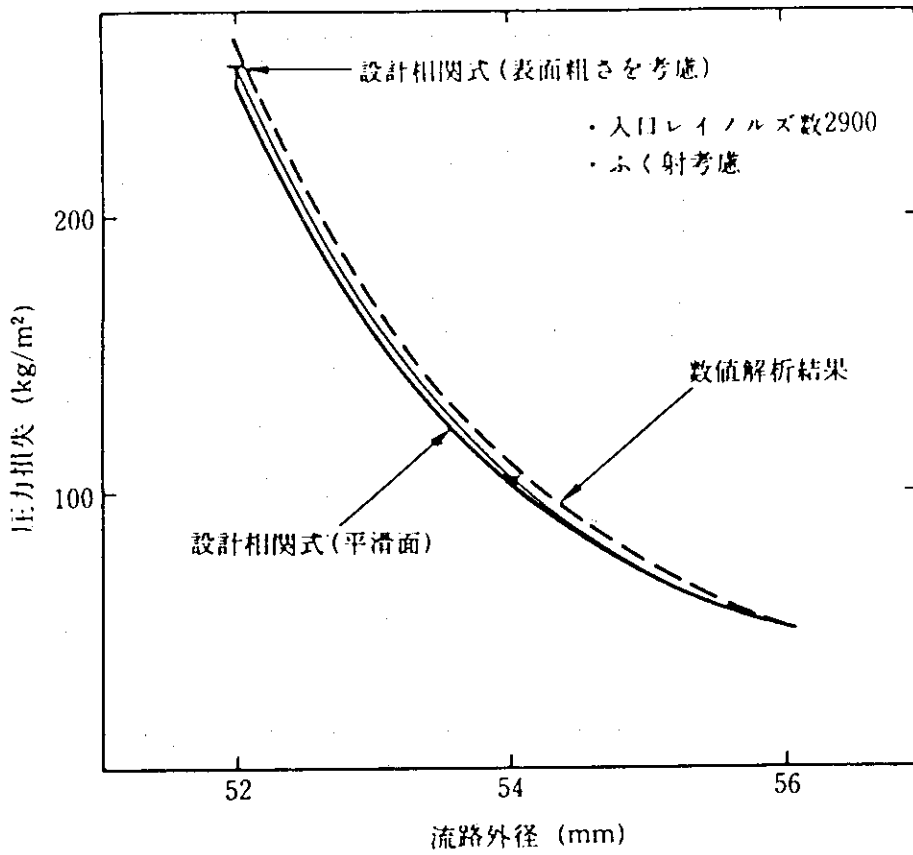


Fig. 9 圧力損失と流路外径との関係

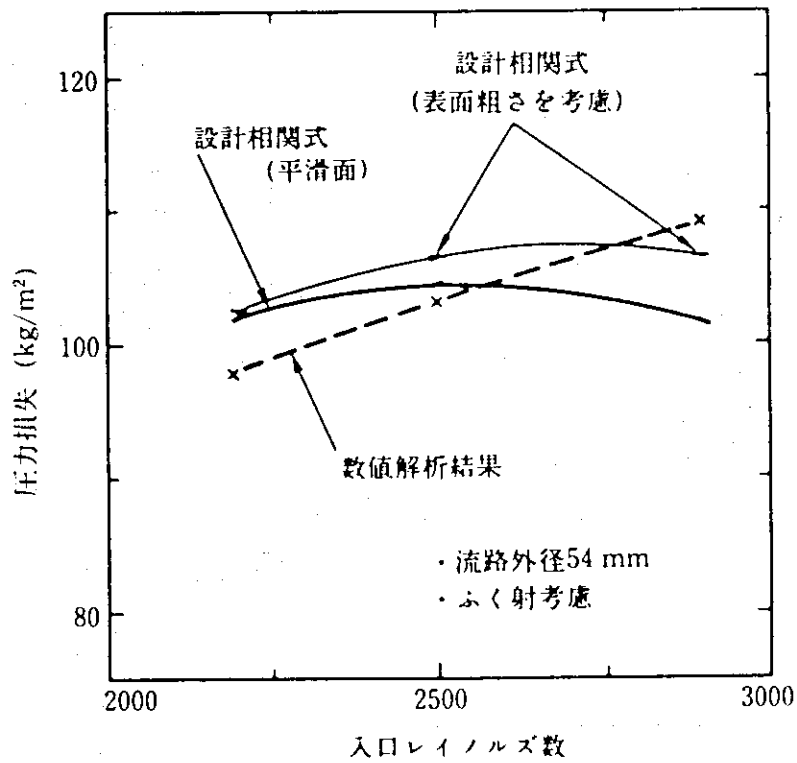


Fig. 10 圧力損失と入口レイノルズ数との関係

## 附録 熱計算用設計データ

燃料温度及び圧力損失を得るために使用した高温ガス炉炉心熱設計コード「TEMDiM」で用いた設計関連式及び物性値を以下に示す。

### A. 1 ヘリウム物性値<sup>1)</sup>

#### (1) 密度

$$\rho = P / (RT) - \rho^2 \cdot B(T) - \rho^3 \cdot C(T) \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$B(T) = 4.5 \times 10^{-4} + 5.42 / (1890 + T)$$

$$C(T) = 1.7 \times 10^{-7} + 4.2 \times 10^{-3} / (1890 + T) \\ + 25.3 / (1890 + T)^2$$

#### (2) 定圧比熱 [ cal/g°C ]

$$c_p = \frac{5}{2} \cdot R$$

$$= 1.240$$

#### (3) 熱伝導率

$$P \leq 1 \text{ bar ;}$$

$$\lambda_0 = 2.97 \times 10^{-3} T^{0.69} + \frac{9.23 \times 10^9 (T - 273.16)}{(T - 273.16)^5 + 4.29 \times 10^{14}}$$

$$P > 1 \text{ bar ;}$$

$$\lambda = \lambda_0 + 2.33 \times 10^{-4} \cdot \rho + 2.39 \times 10^{-6} \cdot \rho^2$$

#### (4) 粘性係数

$$P > 1 \text{ bar ;}$$

$$\eta_0 = 3.78 \times 10^{-7} T^{0.69} + \frac{5 \times 10^{-7}}{0.52 + \frac{T}{569.6}}$$

$$P > 1 \text{ bar ;}$$

$$\eta = \eta_0 + 2.67 \times 10^{-10} \cdot \rho^2$$

ここでP, Tはヘリウムの圧力, 温度である。

$$P \text{ [ bar ]}$$

$$T \text{ [ }^\circ\text{K ]}$$

### A. 2 ヌッセルト数 (熱伝達率)

(1) 形状効果……内外径比 $\alpha$ をパラメータとする。

---

1) R. Harth, K. Hammeke, Jul-666-RB (1970)

$$\alpha = d_i/d_o$$

○層流の場合……………Dwyer<sup>2)</sup>による。

$$\text{NuL}(\text{Re}, \alpha) = C(\alpha)$$

○乱流の場合……………Dalle Donne et al<sup>3)</sup>による式

(温度補正項を除く)

$$\text{Nut}(\text{Re}, \alpha) = 0.018(1/\alpha) \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4}$$

○遷移域の場合……………Hausen の式<sup>4)</sup>を修正(但し層流の値以下としない)

$$\text{NuH}'(\text{Re}, \alpha) = [0.116(\text{Re}^{2/3} - 125) \cdot \text{Pr}^{1/3}] \times \frac{\text{Nut}(5000, \alpha)}{\text{NuH}(5000)}$$

(NuH = Hausen の式<sup>4)</sup>による値)

$$\text{Re} = 2300 \sim 6000$$

(2) 温度効果……………次式で補正する。

$$h' = h \left( \frac{T_w}{T_B} \right)^{-0.5}$$

$T_w, T_B$  = 壁温及び流体の混合平均温度 (°K)

(3) 総合

$$\text{乱流域} \dots \text{Nu} = \text{Nut}(\text{Re}, \alpha) \times \left( \frac{T_w}{T_B} \right)^{-0.5} \dots \text{Re} > 5000$$

$$\text{遷移域} \dots \text{Nu} = \text{NuH}'(\text{Re}, \alpha) \times \left( \frac{T_w}{T_B} \right)^{-0.5} \\ \dots \text{Re}' < \text{Re} < 5000$$

$$\text{層流域} \dots \text{Nu} = C(\alpha) \times \left( \frac{T_w}{T_B} \right)^{-0.5} \dots \text{Re} < \text{Re}'$$

ここで,  $\text{Re}'$  は

$$\text{NuH}(\text{Re}', \alpha) = C(\alpha) \text{とする値}$$

### A. 3 摩擦係数 (円環流路)

(1) 形状効果……………内外径比をパラメータとする。

$$\alpha = d_i/d_o \quad d_i; \text{流路内径} \quad d_o; \text{流路外径}$$

○層流の場合

2) O. E. Dwyer, Nuclear Sci. & Eng., 17, 336 (1963)

3) M. Dalle Donne, E. Meerwald, Int. J. Heat Mass Transfer, 16, 787 (1973)

4) H. Hausen, Z. Ver. deut. Ingr., Beich Verfahrenstech., 4, 91 (1943)

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{(1-\alpha)^2}{1+\alpha^2 - \frac{1-\alpha^2}{\ln(1/\alpha)}} \quad (1)$$

○乱流の場合 Maubach<sup>5)</sup>の手法による平行平板についての摩擦係数 ( $\alpha \geq 0.8$ )

$$1/\sqrt{\lambda_p} = 2.035 \log(\text{Re} \sqrt{\lambda_p}) - 1.12 \quad (2)$$

(2) 表面粗度の効果……… 相対粗さ  $e$  をパラメータとする。

Colebrook<sup>6)</sup>の式による。

$$1/\sqrt{\lambda_e} = -2 \log \left( \frac{e}{3.71} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\lambda_e}} \right) \quad (3)$$

ただし,  $e = \epsilon/D_e$                      $\epsilon$  ; 不規則突起の平均値  
     $D_e$  ; 等価直径

(3) 総 合

乱流域 (2)式の値と次式の値との比によって, ( $\text{Re} \geq 4000$ ) (3)式の値を補正する。

$$1/\sqrt{\lambda_0} = 2.035 \log(\text{Re} \sqrt{\lambda_0}) - 0.989$$

$$\lambda = \xi \cdot \lambda_e(e, \text{Re})$$

$$\xi = \frac{\lambda_p(\text{Re})}{\lambda_0(\text{Re})}$$

遷移域                     $\lambda = \xi \cdot \lambda_e(e, 4000)$   
 ( $1600 < \text{Re} < 4000$ )

層流域                     $\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{(1-\alpha)^2}{1+\alpha^2 - \frac{1-\alpha^2}{\ln(1/\alpha)}}$

( $\text{Re} < 1600$ )

#### A. 4 黒鉛のふく射率

黒鉛のふく射率は, 表面状態によって大きく変わるので, 一般性に欠ける。ふく射率はふく射線の波長によって異なり, 大旨  $0.7 \mu$  付近で最大となる。最大となる波長の場合, ふく射率は温度によって変化しない。一方, 全ふく射率は温度とともに増加する。また, 表面が粗であるが, 滑らかな場合よりもふく射率は大きく, 温度による変化が小さい。

5) K. Maubach, INR-4/69-22 (1969)

6) F. Colebrook, J. Inst. Engr, 11, 133 (1938~1939)

以上の様なことが、Plunkett<sup>7)</sup>らによって報告されている。また、種々の黒鉛のふく射率も報告されている<sup>8)</sup>。

設計で使用する値

1000 °Cのときでも0.6位と低い値も報告されているが、黒鉛の表面状態により大きく変わる事、また、実際の使用状態では、表面が汚れたりすることは、ふく射率を増加させる方向であること等を勘案すれば、ふく射率が0.8以上あることは充分期待できると思われる。また、外国の原子炉の設計例<sup>9)</sup>をも参考にして、ふく射率を0.8とする。

---

7) Proceedings of the Fourth Conference on Carbon, Pergamon Press (1960)

8) Thermal Properties, Radiative Power

9) Delmava HTGR #1 and #2 PSAR, DOCKET 50450-34 (1973)