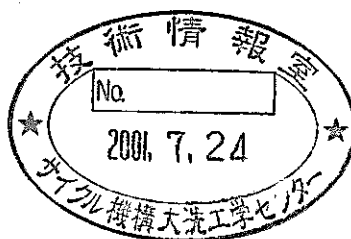


ポラス状閉塞内熱流動に対する解析手法の開発
— 4サブチャンネル水流動試験による検証 —
(研究報告)



2001年2月

核燃料サイクル開発機構
大洗工学センター

本資料の全部または一部を複写・複製・転載する場合は、下記にお問い合わせください。

〒319-1184 茨城県那珂郡東海村村松4番地49

核燃料サイクル開発機構

技術展開部 技術協力課

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to:
Technical Cooperation Section,
Technology Management Division,
Japan Nuclear Cycle Development Institute
4-49 Muramatsu, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki, 319-1184,
Japan

© 核燃料サイクル開発機構 (Japan Nuclear Cycle Development Institute)
2001

ポラス状閉塞内熱流動に対する解析手法の開発

－ 4 サブチャンネル水流動試験による検証－

(研究報告)

田中 正暁*, 川島 滋代**,
上出 英樹*

要旨

稠密な燃料要素を有する高速炉の安全評価上の事象として、燃料集合体内に異物が混入し、冷却が阻害されることを想定する冷却材流路閉塞事象がある。既往の研究からワイヤスペーサ型燃料集合体では、燃料ピン間のサブチャンネルに流れ方向に厚みのあるポラス状閉塞が生じることが指摘されている。このようなポラス状閉塞物内部では急峻な温度分布が生じることが水流動試験により明らかにしてきた。しかし、熱電対による温度測定を主体とする実験結果から閉塞物内部の熱流動場を解明することは困難であり、解析的検討と合わせて評価することが局所閉塞事象の評価手法を構築する上で重要である。

そこで、多次元解析コード CASCADE を用い、標準型 $k-\epsilon 2$ 方程式乱流モデルとハンドブック・ベースの相関式を採用した解析手法を構築し、閉塞物のモデル化手法の高度化を目的として4サブチャンネル水流動試験を対象とした検証解析を実施した。その結果、閉塞物のモデル化においては、閉塞物内部の空隙率分布や閉塞物とピン表面との接触状態、つまり、ピン表面近傍の空隙率、流動抵抗の評価、伝熱相関式の評価が重要であることを明らかにした。

本解析手法は、閉塞物中心部の温度分布については保守側の評価となるが、閉塞物内部の流況および温度分布の空間特性を把握し、最高温度を示すピン表面温度を定量的に評価することができる評価手法として有効であることを明らかにした。

本報告書の内容には、原子力システム（株）が核燃料サイクル開発機構（機構担当部課室：要素技術開発部、原子炉工学グループ）との契約により実施した業務成果に関するものを含み、核燃料サイクル開発機構が取りまとめたものである。

*大洗工学センター 要素技術開発部 原子炉工学グループ

**原子力システム株式会社

**Development of Multi-dimensional Analysis Method for Porous
Blockage in Fuel Subassembly
-Numerical Simulation for 4subchannel Geometry Water Test-**

Masa-aki Tanaka*,
Shigeyo Kawashima**,
Hideki Kamide*

Abstract

This investigation deals with the porous blockage in a wire spacer type fuel subassembly in Fast Breeder Reactors (FBR's). Multi-dimensional analysis method for a porous blockage in a fuel subassembly is developed using the standard k- ϵ turbulence model with the typical correlations in handbooks. The purpose of this analysis method is to evaluate the position and the magnitude of the maximum temperature, and to investigate the thermo-hydraulic phenomena in the porous blockage.

Verification of this analysis method was conducted based on the results of 4-subchannel geometry water test. It was revealed that the evaluation of the porosity distribution and the particle diameter in a porous blockage was important to predict the temperature distribution. This analysis method could simulate the spatial characteristic of velocity and temperature distributions in the blockage and evaluate the pin surface temperature inside the porous blockage.

Through the verification of this analysis method, it is shown that this multi-dimensional analysis method is useful to predict the thermo-hydraulic field and the highest temperature in a porous blockage.

* JNC O-arai engineering center Advanced technology division
Reactor engineering group
**Nuclear Energy System Incorporation

目 次

1. はじめに	1
2. 試験装置概要	3
2. 1 試験ループ	3
2. 2 試験体概要	3
2. 3 ポーラス状閉塞物	4
3. 多次元熱流動解析手法の予備検討	5
4. 解析モデルの改良	6
4. 1 解析コードの概要	6
4. 2 ポーラス状閉塞物のモデル化	8
4. 2. 1 閉塞物内部の空隙率分布	8
4. 2. 2 伝熱構造体モデル	9
4. 2. 3 閉塞部壁条件	10
4. 3 模擬燃料ヒータピンのモデル化	12
4. 4 流動抵抗相関式	13
4. 4. 1 無次元数の定義	13
4. 4. 2 相関式の選定	13
4. 4. 3 多次元解析への適用	14
4. 5 伝熱相関式	16
4. 5. 1 無次元数の定義	16
4. 5. 2 相関式の選定	17
4. 6 計算条件	20
4. 6. 1 格子配置	20
4. 6. 2 出入口境界条件	20
4. 6. 3 乱流モデル	21
4. 6. 4 試験体壁面条件	21
4. 6. 5 流動抵抗係数および物性値	22
5. 予備解析	23
5. 1 解析条件	23
5. 2 解析結果	25
5. 2. 1 等温条件	25
5. 2. 2 閉塞部壁面条件の影響	26
5. 2. 3 閉塞物モデルの比較	27
6. 検証解析	29
6. 1 解析条件	29

6. 2	解析結果	29
6. 3	考 察	30
7.	パラメータ解析	33
7. 1	流動抵抗係数の影響	33
7. 2	作動流体による影響	34
8.	まとめ	36
謝 辞		37
参考文献		38
付録		91
付録 1	空隙率・透過率の考え方	92
付録 2	解析コードの改良	100
付録 3	相関式入力係数	102

List of Tables

Table 1	Employed Blockage Condition in Experiment.
Table 2	Experimental Condition of 4 Subchannel Water Test.
Table 3-1	Inlet Turbulence Condition in Calculation.
Table 3-2	Coefficients for Standard k- ϵ Turbulent Model.
Table 4	Pressure Gradient in Test Section without Blockage.
Table 5	Input Lists of Porosity and Pressure Loss Coefficients.
Table 6	Thermal Property of Porous Blockage for Calculation.
Table 7	Boundary Condition for Isothermal Flow (Case1).
Table 8	Boundary Condition for Thermal Flow (Case2) .
Table 9	Estimated Heat Balance in the Test Section under Different Blockage Modeling.
Table10	Boundary Condition for Verification Analysis.
Table11	Estimated Heat Balance in the Test Section with Porous Blockage (Type-1).
Table12	Estimated Heat Balance in the Test Section with Porous Blockage with Side Plate (Type-2).
Table13	Boundary Condition for Parameter Analysis.
Table14	Estimated Heat Balance in the Test Section in the Parameter Analysis.

List of Figures

Figure1-1	Blockage Distribution in the Sub-Channel.
Figure1-2	Flow Pattern around the Porous Blockage.
Figure2-1	Flow Diagram of Experimental Facility.
Figure2-2	Schematic View of 4 Sub-Channel Geometry Test Section.
Figure2-3	Thermocouple Positions in the Test Section.
Figure2-4	LDV Measuring Points for Vertical Velocity.
Figure2-5	Schematic View and Picture of Porous Blockage.
Figure2-6	Illustration of Blockage Conditions in the Experiment.
Figure4-1	Porosity Distribution Model of the Porous Blockage.
Figure4-2	Definition of Porosity and Permeability Distribution in the Porous Blockage.
Figure4-3	Porosity Distribution in Numerical Simulation.
Figure4-4	Illustration of Heat Transfer in the Blockage.
Figure4-5	Modeling of Heater Pin as Thermal Structure.
Figure4-6	Definition of Stream Line and Velocity Component.

Figure4-7	Preliminary Mesh Arrangement of the Test Section and Boundary Conditions.
Figure4-8	Modified Mesh Arrangement for the Test Section and Boundary Conditions.
Figure4-9	Inlet Boundary Conditions of Vertical Velocity and Turbulent Kinetic Energy in Case0-1.
Figure4-10	Comparisons of Pressure Drop between Calculation and Experiment.
Figure5-1	Comparison of Axial Velocity Profiles between Calculation and Laser Doppler Velocimeter.
Figure5-2	Comparison of Top Position of Re-circulation between Calculation and Flow Visualization.
Figure5-3	Vertical Velocity Profiles in the Porous Blockage.
Figure5-4	Comparisons of Temperature Profiles in the Porous Blockage under Different Wall Conditions.
Figure5-5	Comparisons of Vertical Velocity Profiles in the Porous Blockage under Different Wall Conditions.
Figure5-6	Comparisons of Temperature Profiles in the Porous Blockage under Different Blockage Modeling.
Figure5-7	Temperature Differences under Different Blockage Modeling.
Figure5-8	Vertical Profiles of Heater Pin Surface Temperature under Different Wall Conditions.
Figure5-9	Comparisons of Vertical Velocity Profiles in the Porous Blockage near Wall Side Position under Different Blockage Modeling.
Figure6-1	Temperature Profiles in the Porous Blockage (Type-1) at Flow-rate $0.8[m^3/h](Re=3.5 \times 10^3)$.
Figure6-2	Temperature Profiles in the Porous Blockage (Type-1) at Flow-rate $1.2[m^3/h](Re=5.2 \times 10^3)$
Figure6-3	Temperature Profiles in the Porous Blockage (Type-1) at Flow-rate $1.6[m^3/h](Re=6.9 \times 10^3)$
Figure6-4	Temperature Profiles in the Porous Blockage (Type-1) at Flow-rate $2.0[m^3/h](Re=8.6 \times 10^3)$
Figure6-5	Temperature Profiles in the Porous Blockage with Side Plate (Type-2) at Flow-rate $0.8[m^3/h](Re=3.5 \times 10^3)$
Figure6-6	Temperature Profiles in the Porous Blockage with Side Plate (Type-2) at Flow-rate $1.2[m^3/h](Re=5.2 \times 10^3)$
Figure6-7	Temperature Profiles in the Porous Blockage with side Plate (Type-2) at Flow-rate $1.6[m^3/h](Re=6.9 \times 10^3)$.
Figure6-8	Temperature Profiles in the Porous Blockage with Side Plate (Type-2) at Flow-rate $2.0[m^3/h](Re=8.6 \times 10^3)$.
Figure6-9	Temperature Differences between Calculation and Experiment in the Porous Blockage.

- Figure6-10 Temperature Differences between Calculation and Experiment on Heater Pin Surface in the Porous Blockage.
- Figure6-11 Horizontal Distribution of Temperature and Vector Field on Upper Cross-section of Porous Blockage (Type-1) at Flow-rate $1.6[\text{m}^3/\text{h}]$ ($\text{Re}=6.9 \times 10^3$).
- Figure6-12 Vertical Distribution of Temperature and Vector Field at Flow-rate $1.6[\text{m}^3/\text{h}]$ ($\text{Re}=6.9 \times 10^3$) in Type-1.
- Figure6-13 Horizontal Distribution of Temperature and Vector Field on Upper Cross-section of Porous Blockage with Side Plate (Type-2) at Flow-rate $1.6[\text{m}^3/\text{h}]$ ($\text{Re}=6.9 \times 10^3$).
- Figure6-14 Vertical Distribution of Temperature and Vector Field at Flow-rate $1.6[\text{m}^3/\text{h}]$ ($\text{Re}=6.9 \times 10^3$) in Type-2.
- Figure6-15 Illustrations of Heat Transfer in Calculation.
- Figure6-16 Estimated Heat Transfer Rate in the Porous Blockage (Type-1).
- Figure6-17 Estimated Heat Transfer Rate in the Porous Blockage with Side Plate (Type-2).
- Figure7-1 Comparisons of Temperature Profiles in the Porous Blockage under Different Magnitude of Flow Resistance.
- Figure7-2 Comparisons of Axial Distribution in the Porous Blockage under Different Magnitude of Flow Resistance.
- Figure7-3 Comparisons of Vertical Velocity in the Porous Blockage under Different Flow Resistance Parameter.
- Figure7-4 Comparisons of Temperature Distribution in the Porous Blockage under Different Working Fluid, Water and Sodium.
- Figure7-5 Horizontal Distributions of Temperature and Vector Field on Upper Cross-section of Porous Blockage (Type-1) under Different Working Fluid, Water and Sodium.
- Figure7-6 Comparisons of Vertical Distribution of Temperature and Vector Field in Type-1 under Different Working Fluid, Water and Sodium.
- Figure7-7 Comparisons of Horizontal Distribution of Blockage and Fluid Temperature in Blockage (Type-1) under Different Working Fluid, Water and Sodium.

1. はじめに

高速炉では中性子スペクトルを硬く保ち、冷却材による中性子の減速を小さくするため、燃料ピンは密に配列されている。このような高速炉の特長に対する安全評価事象として、燃料ピンバンドル内に異物が混入し、燃料ピン間のサブチャンネルに堆積して流路を閉塞させ、冷却が阻害される冷却材流路閉塞事象を想定することとしている。ワイヤスペーサ型燃料集合体では、Figure1-1に示すように異物がワイヤスペーサに沿って停留し、閉塞形態は平板状ではなく厚みのあるポーラス状閉塞となることが水流動試験から予測されている[1,2,3]。ポーラス状閉塞が形成された燃料集合体内では、閉塞部後流域での流量減少に伴う高温化現象以外に、閉塞物に覆われたピン表面での温度上昇を新しい課題として評価する必要がある、ポーラス状閉塞物内部の熱流動現象を解明しなければならない。

上記の課題に対して、原子炉工学グループでは、ワイヤスペーサ型燃料集合体におけるポーラス状閉塞を対象とし、閉塞物内外の熱流動特性を調べるための試験研究および解析手法の構築を行ってきた。閉塞物を含む最小体系として、1つのサブチャンネルを閉塞させ、これを中心に4つのサブチャンネルからなる燃料集合体局所閉塞4サブチャンネル基礎水流動試験（以下、4サブチャンネル水流動試験）[4,5,6]を実施し、閉塞物内部の流れが閉塞物内部および周辺サブチャンネル内の冷却材温度分布へ及ぼす影響を調べてきた。試験結果から、Figure1-2に示すように閉塞物内部の温度分布は閉塞物周辺の流動場の影響を強く受けること、閉塞物内部では軸方向流れのみでなく水平方向の流れが存在し、閉塞物内部の冷却に大きく寄与すること、この水平方向流れが閉塞物側面に生じる循環渦と密接に関係していることを明らかにした。また、閉塞物内部では水平方向断面内で一様な温度分布とはならず、ピン表面～閉塞物中心部～閉塞物側面にかけて、急峻な温度分布が生じることを明らかにした。しかし、実験では熱電対による不連続な位置での温度データしか得ることができないため、発熱状態での閉塞物内部の温度分布や流速分布等を直接測定することはできない。このため、閉塞物内の熱流動場を評価する上で、最高温度およびその発生位置を求める手法が必要である。また、このような手法は実験データを補完し、その現象を解明する上でも役立つと考える。

そこで、閉塞物を含む燃料集合体内を対象とする解析手法を構築し、ポーラス状閉塞物を含む燃料集合体内の熱流動場を詳細に予測する手法として、多次元熱流動解析コード CASCADE を用いた閉塞物のモデル化手法の開発を行った。前報（文献[7]）では、閉塞物内部の空隙率分布および伝熱パスについて検討すると共に、4サブチャンネル水流動試験条件を対象とした解析を行い、閉塞物内部の流動場と温度分布との関係を調べ、閉塞物を含む流路内の熱流動場を解くには、ポーラスボディモデ

ルの採用と閉塞物を伝熱構造体で模擬し構造体間熱移行を考慮することが有効であることを明らかにした。

本報では、閉塞物内部の温度分布について予測精度を向上させるため、前報[7]で検討した閉塞物モデル化手法について、メッシュ配置や相関式などに改良を加えて、4サブチャンネル水流動試験での試験条件を対象として解析を実施し、実験結果と解析結果とを比較することにより本解析手法の検証を行った。検証解析によって明らかになったポーラス状閉塞物をモデル化する上での留意点について報告すると共に、実験結果および解析結果より明らかにしたポーラス状閉塞物内部の熱流動場の特性について報告する。

2. 試験装置概要

2. 1 試験ループ

解析手法の検証に使用した4サブチャンネル水流動試験の試験ループ概略図を Fig.2-1 に示す。主な構成機器は、ポンプ、冷却装置、電磁流量計、流速計測用粒子混入装置、フィルター、サージタンク等から成り、作動流体は水である。試験体流入温度が一定となるようポンプ下流に冷却装置を設置してポンプによる入熱を除去し、試験部流量は電磁流量計で計測している。

2. 2 試験体概要

試験体は FBR 大型炉（以下、実機）の燃料集合体内の4つのサブチャンネルを模擬した部分モデルとなっている。Figure2-2 に試験体模式図を示す。燃料ピン径およびギャップ幅については計測性の観点から5倍に拡大し、ピン径は $D=42.5[\text{mm}]$ 、ピンピッチは $P=48.2[\text{mm}]$ 、試験体の流路断面積は $S=1.187 \times 10^{-3}[\text{m}^2]$ 、水力等価直径は $De=15.8[\text{mm}]$ となっている。実機では燃料ピン間スペースの確保を目的として、燃料ピンにワイヤーが巻き付けられているが、本試験体では断面が4サブチャンネル形状という制限からワイヤスペースを模擬していない。燃料ピンからの発熱は一様発熱の電気ヒータを用いて模擬している。電気ヒータは発熱部と非発熱部（真鍮）から成る半径 $21.25[\text{mm}]$ 、中心角 30 度の扇形断面をしており、これが1ブロックとなっている。このヒータブロックを12本組み合わせて4サブチャンネル内の燃料棒配列を模擬している。閉塞物への熱流束が一定となるようにヒータ発熱長は、閉塞物上流側に $100[\text{mm}]$ 、閉塞物が設置されている区間 $60[\text{mm}]$ 、そして下流側に $20[\text{mm}]$ の全長 $180[\text{mm}]$ となっている。

閉塞物内外の流体温度およびピン（ヒータ）表面温度を熱電対により計測し、健全サブチャンネル内の軸方向流速をレーザ・ドップラ流速計（LDV）によって測定する。いずれも測定値は定常状態での時間平均値である。Figure2-3 および Figure2-4 に解析結果と比較した4サブチャンネル水流動試験における温度測定位置と流速測定位置をそれぞれ示す[5]。

2. 3 ポーラス状閉塞物

Figure2-5 にポーラス状閉塞物の製作寸法と写真を示す。ポーラス状閉塞物は、SUS304 製の球状粒子（粒子径 $d_p=1.01\pm0.07[\text{mm}]$ ）を用い、粒子形状を保つために分子拡散法により焼結して製作されている。ポーラス状閉塞物の空隙率は、ポーラス状閉塞物と同一寸法の無垢材閉塞物との重量比較により 40[%]である。閉塞物は 4 サブチャンネルの中心サブチャンネルに配置され、軸方向長さは 60[mm]である。閉塞物は Fig.2-2 に示すようにピン（ヒータ）表面に取り付けられたピンにより閉塞物の上下端が固定されており、ヒータピンによって水平 3 方向から押さえられているため、閉塞物が試験中に移動することはない。

閉塞物の形状をパラメータとし閉塞物内部の流れを変化させて、閉塞物内部の熱流動現象の解明を試みた。Figure2-6 に 4 サブチャンネル水流動試験で使用した閉塞物条件の模式図を示し、Table 1 に閉塞物条件一覧と対応する流動効果を示す。閉止板は SUS304 製の厚さ 1[mm]の平板であり、ポーラス状閉塞物 Case-B に接着剤で接着されている。ポーラス状閉塞物内部での伝熱パスとして、①閉塞物表面から冷却材へ移行するパス、②ピン表面からポーラス状閉塞物を構成する粒子へ熱が移行し、次に粒子表面から冷却材へ移行するパス、③閉塞物を構成する粒子間の熱伝導によりピン表面の熱が健全サブチャンネル側へ移行するパス、④閉塞物内部の冷却材の熱伝導により健全サブチャンネル側へ移行するパスの 4 つの伝熱パスが挙げられ、これらの熱輸送現象は独立しておらず複雑に重なり合った複合伝熱パスとなっていると考えられる。無垢材閉塞物とポーラス状閉塞物を用いた水流動試験から、閉塞物内部を通過する流れが閉塞物の冷却に大きく寄与していることが示されている[4]。そこで、Fig.2-6 に示すようにポーラス状閉塞物 Case-B、ポーラス状閉塞物側面に閉止板を設置した Case-D、および側面と上端面にも閉止板を設置した Case-E とを用い、閉塞物内部の流れを妨げることにより現象を分離して個々の現象を把握する実験を実施した[5]。一連の 4 サブチャンネル水流動試験により、閉塞物側面と健全側流路との間で生じる水平方向流れが閉塞物内部の温度分布に大きく寄与していることが明らかとなった。

そこで、閉塞物内部の冷却特性に大きく寄与する水平方向流れに着目して、Fig.2-6 に示す球状粒子から成るポーラス状閉塞物（Case-B）を Type-1、ポーラス状閉塞物側面に閉止板を設置した（Case-D）を Type-2 として 2 つの閉塞物内の温度分布に対する検証解析を実施した。

3. 多次元熱流動解析手法の予備検討

閉塞物を含む燃料集合体内を対象とする解析手法を構築するため、ポーラス状閉塞物のモデル化手法の開発を目的とした予備検討を行ってきた[7]。予備検討においては、閉止板を設置しないポーラス状閉塞物（Type-1）を対象として解析を行い、ポーラス状閉塞物を含む熱流動場をモデル化するため以下の手法について検討した。

- (1) ポーラスボディモデルを導入し、閉塞物表面の粒子占有面積を実測して空隙率を求め、閉塞物内部の空隙率分布および透過率分布を与える。さらに、空隙率分布に応じて流動抵抗係数にも分布を与える。
- (2) 伝熱構造体を導入し、ヒータピンおよびポーラス状閉塞物を模擬する。閉塞物を含んだ熱伝達パスとして、①ヒータピン－流体間、②ヒータピン－閉塞物間、③閉塞物－流体間および④閉塞物内熱伝導の4つのパスを考慮する。

予備検討の結果、ポーラスボディモデルおよび伝熱構造体の導入によるモデル化手法の妥当性を確認でき、改良点として以下の点が抽出された。

- (1) 格子配置（解析メッシュ形状）の対称性向上および曲面の階段近似最適化
- (2) 壁面条件の改良および閉塞物－流体接触面での壁面効果の評価
- (3) ヒータピンを模擬する伝熱構造体モデルの最適化
- (4) 局所空隙率を考慮した熱物性値分布の適用
- (5) 流動抵抗流動抵抗相関式および熱伝達相関式について感度解析による修正係数の付加

4. 解析モデルの改良

水流動試験から閉塞物内部の流動場は閉塞物周辺の流況に強く影響されることが分かっており、ポーラス状閉塞物を含む燃料集合体内の流れ場を正確に予測するためには、閉塞物側面でのほく離および閉塞物下流の後流域を正確に予測する必要がある。このような流れ場を正確に予測するには、一般に広く用いられている標準型 $k-\epsilon^2$ 方程式乱流モデル（CASCADE で選択することが出来る）では不十分であることが指摘され、乱流モデル定数の最適化、壁近傍での乱流挙動をモデル化した低レイノルズ数型 $k-\epsilon$ モデル、乱れの非等方性を考慮した ASM（Algebraic Stress Model）、レイノルズ応力を直接解く RSM（Reynolds Stress Model）、あるいは大きな渦構造に着目した LES（Large Eddy Simulation）といった高次乱流モデルの導入が必要とされている[8]。しかし、燃料集合体全体を対象とした計算に、1つのサブチャンネルを複数のメッシュに分割して物理量分布を詳細に解析する本手法を適用すると数十万以上のメッシュが必要となる。このような体系では計算コストの観点から高次乱流モデルの導入は決して容易なことではない。よって、本研究では標準型 $k-\epsilon^2$ 方程式乱流モデルを用い、ポーラス状閉塞物内部の熱流動場のモデル化に焦点を置いて解析を行う。モデル化手法の適用範囲と改良すべき問題点を明らかにし、高次乱流モデルの導入については今後の課題として検討する。

4. 1 解析コードの概要

解析コード CASCADE は、非定常多次元のナビエ・ストークス方程式およびエネルギー式に基づく差分法プログラムであり、同時に多次元領域に含まれる構造物を模擬し、構造物－流体間および構造物相互間の熱交換が考慮できる。流体領域については、ポーラスボディモデルを用いてポーラス状閉塞物内の流動を取り扱うことが可能である[9]。

解くべき熱流動基礎方程式系は、流体の体積占有率および透過率を導入したポーラスボディモデルによる非定常の連続の式、Navier-Stokes（N-S）方程式、エネルギー式である。乱流計算を行う場合には、標準型 $k-\epsilon^2$ 方程式乱流モデルを用い N-S 方程式と連立して解いていく。構造物伝熱問題は非定常3次元熱伝導方程式を解くことによって求められる。本解析では境界条件一定のもとで非定常問題を時間発展させて定常解を求めている。よって、解くべき従属変数の単位時間当たりの相対変動が十分小さな値（ 1.0×10^{-3} 以下）となった時点で定常に達したものと判断する。

本解析コードでは、流体と構造物の相互作用によって生じる流動抵抗

を相関式の形で考慮することができ、速度成分 u_i が受ける流動抵抗 R_i を以下に示す。

$$R_i = \zeta \frac{\rho}{2} u_i^2 \cdot \frac{\Delta V}{D} \quad (1)$$

ここで、 ζ は流動抵抗係数、 ΔV はコントロールボリュームの体積、 D は代表長さである。本解析コードでは流動抵抗係数 ζ を以下の相関式の形式で扱い、それぞれ係数 A_p 、 B_p 、 C_p を入力する。

$$\zeta = A_p + B_p \cdot \text{Re}^{C_p} \quad (2)$$

第3.2節で述べたようにヒータピンおよび閉塞物といった構造物を伝熱構造体モデルを用いてモデル化する。伝熱構造体内は複数の領域に分割でき、領域間の伝熱計算は次の非定常1次元熱伝導方程式を解くことにより行われる。

$$\frac{\partial(\rho_s C_p T_s)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_s \frac{\partial T_s}{\partial x_i} \right) + q + h(T - T_s) \quad (3)$$

ここで、 q は発熱密度であり、 T_s および T はそれぞれ構造物温度および流体温度である。 ρ_s 、 C_{ps} 、 k_s は構造物の物性値であり、それぞれ密度、熱容量、熱導達率である。また、 h は熱伝達率でありヌッセルト数 Nu を用いて、 $h = Nu \cdot k_f / d$ と表される。ここで、 k_f は流体の熱伝導率、 d は代表長さである。

伝熱構造体と流体間の伝熱については、伝熱構造体の両側面に接する流体セルの温度と伝熱構造体－流体間の熱伝達率を以下の相関式で与える。実際には、相関式の係数 A_T 、 B_T 、 C_T 、 D_T を入力する。

$$Nu = A_T + B_T \cdot \text{Re}^{C_T} \text{Pr}^{D_T} \quad (4)$$

任意の従属変数に関して、コントロールボリュームで積分して、連続の式と組み合わせることによって差分化し計算する。空間差分には対流項に関して、一次精度風上差分の Skew-Upwind 法を用い、拡散項には一般的な2次精度中心差分法を用いている。時間積分にはオイラー陰解法、計算アルゴリズムは半陰解法の SIMPLEST-ANL 法が用いられている。また、圧力方程式のマトリクス計算には MICCG 法と Point-SOR 法の2種類が用意されており、本解析では計算効率を考慮して MICCG 法を選択している。

4. 2 ポーラス状閉塞物のモデル化

4. 2. 1 閉塞物内部の空隙率分布

本試験で用いたポーラス状閉塞物の平均空隙率 ε は 40%である。一般的に粒子充填層においては、壁面近傍での空隙率は中心部に比べて疎となることが分かっている[10]。4 サブチャンネル水流動試験で用いた閉塞物について閉塞物表面の粒子占有面積を測定し空隙率を求めた結果、閉塞物ヒータピンと接する面では空隙率が 50%、流体と接する側面の空隙率は 55%、ワイヤカッタで切断されている上下端面は 46%であった[5]。このようにポーラス状閉塞物内部では閉塞物内部と側面では空隙率が異なり、空隙率が空間的に一様ではない。閉塞物のモデル化においても、この空隙率分布を考慮することで閉塞物内部の流動場を正確に予測できると考えられる。そこで、空隙率・透過率分布について以下の規則に従い設定する。

<空隙率>

- (1) ヒータピンあるいは壁を模擬している固体セルに面で接触している閉塞物セルに対して空隙率 0.5 (あるいは実測値) を与える (Figure4-1 参照)。
- (2) 閉塞物端面の流体セルと接する閉塞物セルに対して空隙率 0.5 (あるいは実測値) を与える (Figure4-1 参照)。
- (3) 閉塞物内部 (固体セルあるいは流体セルと接していない) セルについては、全セル体積平均空隙率が、測定した重量平均空隙率と一致するように設定する。閉塞物内部の空隙率は、壁面の空隙率 ε_{wall} および重量平均空隙率 $\varepsilon_{average}$ とそれぞれのセル体積から次の方法で求める。

$$\begin{aligned}
 \sum_{n_1} (\varepsilon_{wall} \cdot \Delta V_{wall}) + \sum_{n_2} (\varepsilon_{inner} \cdot \Delta V_{inner}) &= (\varepsilon_{average} \cdot V_{blockage}) \\
 \varepsilon_{inner} \cdot \sum_{n_2} (\Delta V_{inner}) &= (\varepsilon_{average} \cdot V_{blockage}) - \sum_{n_1} (\varepsilon_{wall} \cdot \Delta V_{wall}) \\
 \varepsilon_{inner} &= \frac{(\varepsilon_{average} \cdot V_{blockage}) - \sum_{n_1} (\varepsilon_{wall} \cdot \Delta V_{wall})}{\sum_{n_2} (\Delta V_{inner})} \quad (5)
 \end{aligned}$$

<透過率>

- (1) 閉塞物セル間の境界面での透過率は、隣接するセルにおける空隙

率の算術平均を透過率とする。

- (2) 流体セルと閉塞物セルとの境界では閉塞物セルの空隙率の値を透過率とする。

以上の規則に従って、4サブチャンネル水流動試験を対象とした計算に空隙率および透過率を与える場合の考え方について Fig.4-2 に示す。閉塞物側面および上下端面に位置するセル中心および境界には、実測値に基づく空隙率 (0.55、0.50、0.46) を与え、中心領域では閉塞物領域全体の平均空隙率が 0.4 となるように、局所空隙率を 0.365 として与えている。透過率はセル境界面で定義するため、隣接するセル間で空隙率が異なる場合には、それら空隙率の平均値を透過率として与える。ただし、軸方向については、閉塞物がワイヤカッタで切断加工されていることから、上下端面で透過率 0.46 を与えるが、端面の内側では閉塞物中心部と同じ状態で粒子が詰まっているものとして、内部空隙率と同じ値 0.365 を用いる。閉塞物と流体が接する境界面での透過率においては、閉塞物側のセル中心で与えた空隙率の値を与える。4サブチャンネル水流動試験を対象とした計算時に用いた空隙率分布を Fig.4-3 に示す。このように、閉塞物が存在する領域に空隙率および透過率を与え、それらの値に応じた流動抵抗係数 (第4.4節参照) を入力することでポラス状閉塞物をモデル化する。Table 5 に入力した空隙率と流動抵抗係数を示す。

本解析コードでは、隣接するセル間の流動抵抗を評価する際に、セル境界面での流速、透過率、セル中心間距離を用いている。閉塞物と流体が接する境界面を挟むセル間については、閉塞物側セル内での流動抵抗のみを評価する必要があるため、閉塞物側のセル中心から閉塞物側セルと流体側セルの境界面までの距離を用いて流動抵抗を評価している。

4. 2. 2 伝熱構造体モデル

本計算体系には流体のみではなく、ヒータピンおよび閉塞物といった構造物が存在する。閉塞物内部において、熱はヒータピン表面から流体と閉塞物とに分配され、閉塞物に与えられた熱は閉塞物の熱伝導により閉塞物内部に輸送されて流体に与えられる (冷却される)。よって、閉塞物内部の熱流動場をモデル化するためには、流体側の伝熱計算と共に、構造物内の熱伝導を同時に解いて構造物と流体との熱移行を考慮しなくてはならない。そこで、ヒータピンおよび閉塞物に対して、熱伝導を計算できる固体部 (伝熱構造体) としてモデル化し、熱物性値を与えて物質の種類等を指定し模擬する。本解析コード CASCADE では流体側のエネルギー計算と同時に、伝熱構造体内 (ヒータピンおよび閉塞物) の熱伝導計算を行い、各伝熱構造体間の熱伝導および伝熱構造体と流体間の熱伝達を同時に (同じ時間ステップで) 計算することが出来る。Figure4-4

に示すように、閉塞物内部の熱移行を模擬するため、①ヒータピン－流体間、②ヒータピン－閉塞物間、③閉塞物－流体間、④閉塞物を模擬した伝熱構造体間の熱移動を考慮している。また、本解析体系はヒータピン等の曲線境界をもつ構造物があるため非常に複雑な形状となり、広い範囲を1つの伝熱構造体で模擬することが困難である。そこで、複数の伝熱構造体を用いて、伝熱構造体間の熱伝導を考慮することにより構造と流体との熱的連成問題の計算を可能としている。

4. 2. 3 閉塞部壁条件

閉塞物と固体壁が接する壁近傍では、閉塞物内部の空隙よりも大きな空隙が存在する（壁効果）。さらに、壁近傍の流れを考えた場合、閉塞物内部よりも壁近傍の大きな空隙を通過する流れの方が速いと考えられる。また、壁面では粘着条件を満たさなくてはならないが、本解析のように計算格子を粒子径程度にとると、壁面近傍の空隙をセル内に含むことになる。このとき、壁面で粘着条件を付加すると、壁面近傍よりも閉塞物内部の流速の方が速くなり、実際とは矛盾する流速分布となり得る。増岡らは、粒子充填層内の自然対流問題を取り上げて計算セルの大きさと、壁面滑りの影響について解析的に検討を加えている[11]。ダルシー数 Da を指標として $Da < 10^{-4}$ の場合には、壁面条件を滑り条件とした方が妥当な扱いであると指摘している。ダルシー数 Da は次のように定義される。

$$Da = K / s^2 \quad (6)$$

ここで、 $s[\text{cm}]$ は熱流方向の代表長さである。本試験では、サブチャンネル水力等価直径 $D_e = 1.58[\text{cm}]$ とした。 K は浸透率であり単位は $[\text{cm}^2]$ である。浸透率 K は Kozeny-Carman の式として知られる以下の式を用いて評価できる[12]。

$$K = \frac{\varepsilon^3}{(1-\varepsilon) 5 \cdot S^2} \quad (7)$$

ここで、 S は粒子の比表面積と呼ばれる係数で、粒子が球形の場合以下のようなになる[12]。

$$S = \frac{6}{d} \quad (8)$$

よって、浸透率 K は

$$K = \frac{d^2}{180} \frac{\varepsilon^3}{(1-\varepsilon)^2} \quad (9)$$

となり、これに、空隙率 $\varepsilon=0.4$ 、粒子径 $d=0.1[\text{cm}]$ を代入して計算すると、

$$K=1.0^{-5} \quad (10)$$

となる。また、浸透率 K は粒子径 $d[\mu\text{m}]$ を用いて次の式でも評価できる [12]。

$$K=0.617 \times 10^{-11} \cdot d^2 \quad (11)$$

本試験では、閉塞物を構成する粒子径は $1.0[\text{mm}]$ であるから、 $d=1000[\mu\text{m}]$ として代入すると、

$$K=0.617 \times 10^{-5} \quad (12)$$

となる。これらの浸透率 K に対するダルシー数 Da を求めると、

$$\begin{aligned} Da &= 0.617 \times 10^{-5} / 1.58^2 \\ &= 2.5 \times 10^{-6} < 10^{-4} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} Da &= 1.0 \times 10^{-5} / 1.58^2 \\ &= 4.0 \times 10^{-6} < 10^{-4} \end{aligned} \quad (14)$$

よって、本試験で用いるポーラス状閉塞物と格子配置（空隙率）では、壁面条件を滑りとした方が妥当な取り扱いとなることが分かる。

また、壁面からの粘性の効果を表現する式として、Brinkman の式がある [13]。

$$-\nabla P = \frac{\mu}{K} \vec{u} - \tilde{\mu} \cdot \nabla^2 \vec{u} \quad (15)$$

$\tilde{\mu}$ は見かけの粘性であり、等方性媒体の場合 $\tilde{\mu} = \mu / (\varepsilon \cdot T^*)$ の関係がある。 T^* は屈曲率と呼ばれるもので体系に依存する係数である。この関係式にスケール・アナリシスを施す。ここでは、粘性境界層の厚さに注目するため、壁面の法線方向について考える。境界層内では法線方向の圧力勾配はゼロとしてよい。

$$\begin{aligned} -\frac{\partial P}{\partial y} &= \frac{\mu}{K} v - \tilde{\mu} \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \\ \frac{\partial P}{\partial y} &= 0 \end{aligned} \quad (16)$$

y 方向には、代表長さを境界層厚さ δ とする。

$$\delta \approx \sqrt{\frac{\tilde{\mu} \cdot K}{\mu}} = \sqrt{\frac{K}{\varepsilon \cdot T^*}} \quad (17)$$

ここで、屈曲率 T^* は Carman の屈曲率として与えられる 0.4 という値を用いる [12]。また、浸透率 K は (7) 式で与えられ、境界層の厚さは以下のように概略計算できる。

$$\delta \approx \sqrt{\frac{K}{0.4\varepsilon}} \approx \frac{d}{\sqrt{72}} \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon)} = 0.012[\text{cm}] \quad (18)$$

つまり、粒子径 $d=0.1[\text{cm}]$ の場合、壁近傍の境界層厚さは $0.1[\text{mm}]$ 程度であり、粒子径よりも小さく、壁面近傍では滑りを許した方が良いと判断できる。

4. 3 模擬燃料ヒータピンのモデル化

本解析体系では、燃料ピンを模擬した電気ヒータとポーラス状閉塞物を伝熱構造体としてモデル化する。Figure4-5 に示すように伝熱構造体内を材質の違い等により、(1) 発熱部である電気ヒータ本体、(2) 真鍮製の非発熱部、(3) 閉塞物との接触面を一様に保つための鉛板（最大板厚 $1[\text{mm}]$ ）の3つの領域に分けてい drt る。ヒータ模擬の伝熱構造体の配置は、ヒータ表面を階段近似した両面に配置するのではなく、入熱方向を考慮して片側にのみに配置する。両面に配置した場合、伝熱構造体の数が非常に多くなり（片面に配置した場合 148 個の伝熱構造体、閉塞物はその内の 28 個で模擬する）、その結果として計算時間も増大してしまい、ヒータ模擬の伝熱構造体とポーラス状閉塞物を模擬する構造体との熱移行パスの設定が複雑化するため計算コストを考えると現実的ではない。ただし、解析では伝熱面積 ($\Delta x \cdot \Delta z$) に補正係数 ($\Delta L / \Delta x$) をかけて伝熱評価を行っており伝熱面積および発熱量に関して実験と解析とでは整合性が保たれている。

健全サブチャンネルに接するヒータピンは発熱部下端から上端にかけて一つの伝熱構造体としてモデル化されている。一方、閉塞物に接するヒータピンの場合、閉塞物上下流側の流体のみに接する領域と閉塞物内部の領域とで、ヒータピン／流体間の熱伝達相関式を切り替えて熱流動場を計算する。そのため、1本のヒータピンを閉塞物上下流側、閉塞部、閉塞物下流側の3つの領域に分割してモデル化しなければならない。ただし、これら伝熱構造体間の軸方向熱伝導については考慮されているため整合性は保たれている。

4. 4 流動抵抗相関式

4. 4. 1 無次元数の定義

多次元解析コード CASCADE においては、閉塞物内部の単位体積あたりの流動抵抗 f_i は、以下に示す管摩擦損失の形式で考慮する。抵抗係数は粒子レイノルズ数の関数で与え、式中の A_p 、 B_p 、 C_p は係数である。

$$f_i = \frac{\Delta P}{\Delta x_i} = \zeta \frac{1}{D} \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot W^2 \quad (19)$$

$$\zeta = A_p + B_p \cdot \text{Re}^{C_p}$$

$$\text{Re} = \frac{W \cdot D}{\nu}$$

解析を実行する際には、入力データとして係数 A_p 、 B_p 、 C_p 、代表長さ D および代表速度 W に関する情報を記述する。

4. 4. 2 相関式の選定

粒子充填層内の流動抵抗相関式として Ergun の式[14]が、一般的に用いられる。これは、粒子層を通過する際の流動抵抗係数 ζ として、(20b) 式のように定数項（形状抵抗）と $(1/\text{Re})$ に比例する項（摩擦抵抗）の和としてあらわされている。一次元流路内の主流方向の流動抵抗は次式で表される。

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right) = 150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\mu \cdot W}{D_p^2} + 1.75 \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\rho \cdot |W|W}{D_p} \quad (20a)$$

$$\zeta = \left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right) / \left(\frac{\rho \cdot W^2}{2} \right) = \frac{300}{D_p} \cdot \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \cdot \frac{1}{\text{Re}_D} + \frac{3.5}{D_p} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \quad (20b)$$

$$\text{Re}_D = \frac{\rho \cdot D_p \cdot W}{\mu}$$

ここで、流速 W は主流方向の見かけ流速（体積流量を閉塞物のない流路断面積で除したもの）であり、閉塞物内部の空隙を通過する実流速ではない。一次元流れでは、見かけ流速 W と閉塞物内部における断面平均流速 U との関係は ($W = \varepsilon \cdot U$) であるから、これを代入すると式 (20a)

は次のようになる。

$$\begin{aligned} \left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right) &= \frac{150}{2} \cdot \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\mu}{D_p^2} \cdot (\varepsilon U) + \frac{1.75}{2} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \cdot \frac{\rho}{D_p} \cdot (\varepsilon U)^2 \\ &= \frac{150}{2} \cdot \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^2} \cdot \frac{\mu \cdot U}{D_p^2} + \frac{1.75}{2} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{D_p} \end{aligned} \quad (21)$$

閉塞物内部における断面平均流速 U を用いて流動抵抗係数 ζ を再度求めると以下の式になる。

$$\begin{aligned} \zeta &= \left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right) / \left(\frac{\rho \cdot U^2}{2} \right) = \frac{300}{D_p} \cdot \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^2} \cdot \frac{1}{\text{Re}_D'} + \frac{3.5}{D_p} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} \\ \text{Re}_D' &= \frac{\rho \cdot D_p \cdot U}{\mu} \end{aligned} \quad (22)$$

このように、CASCADE コード内では閉塞物内部における断面平均流速 U を用いて Re_D' 数を求め、式(22)に示した評価式を用いればよい。このとき式(20b)と式(22)とは、流動抵抗係数の分母にある空隙率の乗数が異なっており注意が必要である。

4. 4. 3 多次元解析への適用

閉塞物内部における断面平均流速 U を用いて Re_D' 数を評価し、1次元流れに対して求められた式(22)を3次元解析に適用する。Figure4-6に示すように、合成流速 V を用いて1次元（主流方向）の流動抵抗を評価し、各速度成分に沿う方向の流動抵抗として多次元解析に適用できるように分解する。

閉塞物空間内において任意に流線 S を考え、流線上の点 s で流速ベクトル $\vec{V}$ であるとする。

$$\begin{aligned} \vec{V} &= (u, v, w) \\ |\vec{V}| &= \sqrt{u^2 + v^2 + w^2} \equiv V \end{aligned} \quad (23)$$

ここで、一次元流れにおいて合成流速 V は閉塞物内部の断面平均流速 U と同値であるから、式(22)により、流線に沿った流動抵抗 ($f_s = \Delta P / \Delta s$) として次の様に表せる。

$$f_s = \frac{\Delta P}{\Delta s} = \zeta \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \quad (24)$$

$$\zeta = \frac{300}{D_p} \cdot \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^2} \cdot \frac{1}{\text{Re}_D} + \frac{3.5}{D_p} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} \quad (25)$$

$$\text{Re}_D = \frac{\rho \cdot D_p \cdot V}{\mu}$$

直交座標 x 、 y 、 z 軸に平行な流速成分を u 、 v 、 w とすると、流速ベクトル $\vec{V}$ に関する u 、 v 、 w 方向の方向余弦 $\vec{e}$ は次のようになる。

$$\vec{e} = (e_1, e_2, e_3) = \left(\frac{u}{\sqrt{u^2 + v^2 + w^2}}, \frac{v}{\sqrt{u^2 + v^2 + w^2}}, \frac{w}{\sqrt{u^2 + v^2 + w^2}} \right) \quad (26)$$

$$= \left(\frac{u}{V}, \frac{v}{V}, \frac{w}{V} \right)$$

流線に沿った流動抵抗 f_s を x 、 y 、 z 方向成分 (f_x 、 f_y 、 f_z) に分解すると次のようになる。

$$\vec{f} = (f_x, f_y, f_z)$$

$$|\vec{f}| = \sqrt{f_x^2 + f_y^2 + f_z^2} = f_s$$

$$f_x = f_s \cdot e_1 = \frac{1}{2} \zeta \cdot \rho V^2 \cdot \frac{u}{V} = \frac{1}{2} \zeta \cdot \rho (u \cdot V) \quad (27a)$$

$$f_y = f_s \cdot e_2 = \frac{1}{2} \zeta \cdot \rho V^2 \cdot \frac{v}{V} = \frac{1}{2} \zeta \cdot \rho (v \cdot V) \quad (27b)$$

$$f_z = f_s \cdot e_3 = \frac{1}{2} \zeta \cdot \rho V^2 \cdot \frac{w}{V} = \frac{1}{2} \zeta \cdot \rho (w \cdot V) \quad (27c)$$

$$\zeta = \frac{300}{D_p} \cdot \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^2} \cdot \frac{1}{\text{Re}_D} + \frac{3.5}{D_p} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} \quad (28)$$

$$\text{Re}_D = \frac{\rho \cdot D_p \cdot V}{\mu}$$

$$|\vec{V}| = \sqrt{u^2 + v^2 + w^2} = V$$

このように、 Re_D 数中の流速は、流線に沿った流速つまり合成流速をもって評価し、流動抵抗は合成流速と各流速成分の積として評価する。以上により一次元流れに対して得られる閉塞物内部の流動抵抗相関式を3次元に拡張し適用することができる。

4. 5 伝熱相関式

ポーラス状閉塞物を含む熱流動場を計算するため、球充填層を対象として開発された伝熱相関式を適用する。Figure4-4 に示すように閉塞物周りの熱の出入りを評価するため、熱輸送パスとして次の4つを考慮している。

- ① ヒータピン／流体間
- ② ヒータピン／閉塞物間
- ③ 閉塞物／流体間
- ④ 閉塞物内等価熱伝導

4. 5. 1 無次元数の定義

解析コード CASCADE においては、伝熱相関式のヌッセルト (Nu) 数をレイノルズ (Re) 数とプラントル (Pr) 数の関数として表し、相関式の各係数 A_T 、 B_T 、 C_T 、 D_T を入力する。

$$\text{Nu} = A_T + B_T \cdot \text{Re}^{C_T} \text{Pr}^{D_T} \quad (29)$$

Pr 数は物性値であり温度の関数である。文献等で得られる相関式は見かけ流速(体積流量を閉塞物がない場合の流路断面積で除したもの)を代表流速として Re 数を評価している。解析コード内では、局所流速を用いて Re 数を評価する。よって、見かけ流速 W と閉塞物内部における断面平均流速 U への変換が必要である。一次元流れでは見かけ流速 W と閉塞物内部における断面平均流速 U との関係は $W = \varepsilon \cdot U$ であるから、見かけ流速による Re 数を以下のように変形する。解析コード内では、 Re_D^* がセル内の流速を用いて評価される。ここで、 D は代表長さであり、粒子径である。

$$\begin{aligned} \text{Re}_D &= \frac{\rho \cdot D \cdot W}{\mu} = \frac{\rho \cdot D \cdot (\varepsilon U)}{\mu} = \varepsilon \cdot \text{Re}_D^* \\ \text{Re}_D^* &= \frac{\rho \cdot D \cdot U}{\mu} \end{aligned} \quad (30)$$

よって、伝熱相関式は次の形式で与えられる。

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= A_T + B_T (\varepsilon \cdot \text{Re}_D^*)^{C_T} \cdot \text{Pr}^{D_T} \\ &= A_T + (B_T \cdot \varepsilon^{C_T}) \cdot \text{Re}_D^{*C_T} \cdot \text{Pr}^{D_T} \end{aligned} \quad (31)$$

ここで、 $(B_T \cdot \varepsilon \cdot c_T)$ を改めて係数 B_T として入力する。

4. 5. 2 相関式の選定

(1) ヒータピン／流体間（国井の式）[15]

矢木、国井らは管壁表面での伝熱現象をモデル化して、管壁における見かけの境膜熱伝達率を次の無次元式で与えている。

$$Nu = \frac{h_{wf} D}{k_f} = \frac{h_w^0 D}{k_f} + \frac{1}{\frac{1}{h_w^* D / k_f} + \frac{1}{\alpha_w \text{Pr} \cdot \text{Re}_D}} \quad (32)$$

第1項目は流れがない場合の見かけ境膜熱伝達率を示し、管壁と粒子接触点近傍流体薄膜の熱伝導、固体内伝導および輻射伝熱などの影響を表すものである。 α は混合によって流体が横方向に移動してゆく質量速度と流れ方向の質量流速に対する比を表し実験から得られる定数である。 h_w^* は管壁表面にできる層流境界層を通しての真の境膜伝熱率であり次の理論式で与えられる。

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{h_w^* D}{k_f} = \beta \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \text{Re}_D^{1/2} \\ &= (2.6 \times \varepsilon^{1/2}) \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot (\text{Re}_D^*)^{1/2} \end{aligned} \quad (33)$$

固体－液体系に関しては $\beta = 2.6$ であり、固体－ガス系に対しては $\beta = 4$ とするとよい。本モデル化では、管壁と粒子接触点近傍流体薄膜の伝導伝熱、固体内伝導などの影響をそれぞれ異なる相関式を用いて個別に評価しているため(33)式を採用する。

(2) ヒータピン／閉塞物間（Olbrich の式）[10]

この熱伝達率に関する相関式はほとんど提案されておらず、Olbrich は平板壁面と、球体を六方最密構造で充填した充填層との間の熱伝達率について以下の式を示している。

$$h_{wp} = \frac{2.12}{D} \cdot k_{rp} \quad (34)$$

$$Nu = \frac{h_{wp} D}{k_f} = 2.12 \left(\frac{k_{rp}}{k_f} \right) \quad (35)$$

ただし、式中 k_{rp} は閉塞物内等価熱伝導率であり、(40)式で得られる k_p

の値を用いる。

(3)閉塞物／流体間（白井の式、Walton の式）

白井は空隙率 ε を考慮して次の式を提示している[16]。

$$\begin{aligned}
 Nu &= \frac{h_{fp} D}{k_f} = \frac{2.0}{\varepsilon} + \frac{0.75}{\varepsilon} Pr^{1/3} \cdot Re_D^{1/2} \\
 &= \frac{2.0}{\varepsilon} + \frac{0.75}{\varepsilon} (\varepsilon^{1/2}) \cdot Pr^{1/3} \cdot (Re_D^*)^{1/2} \\
 &= \frac{2.0}{\varepsilon} + 0.75 (\varepsilon^{-1/2}) \cdot Pr^{1/3} \cdot (Re_D^*)^{1/2} \quad (36)
 \end{aligned}$$

ただし、 Re_D が 40 以上では(36)式は実測値をうまく説明するが、それ以下では Re_D の減少に伴って Nu は 1 よりも小さい値になることが報告されている。本解析においても閉塞物内部では $Re_D < 100$ となることが予測されるため、遷移ペクレ数 Pec^* を定義し、それ以下では、Walton らの式を採用する[17]。遷移ペクレ数 Pec^* は次のようにして求められる。

$$\begin{aligned}
 Re_D &< 100 \\
 Pr \cdot Re_D &< 100 \cdot Pr \cong 585, \quad (Water : Pr = 5.85) \\
 Pr \cdot (\varepsilon \cdot Re_D^*) &< 585 \\
 Pr \cdot Re_D^* &< \frac{585}{\varepsilon} \cong 1460, \quad (\varepsilon = 0.4) \\
 Pec^* &< 1460, \quad (Water) \quad (37)
 \end{aligned}$$

$$Pec^* < 0.0145, \quad (Sodium : Pr = 0.0058) \quad (38)$$

遷移ペクレ数 Pec^* 以下では次の式を用いる。

$$\begin{aligned}
 Nu &= \frac{h_{fp} D}{k_f} = 0.016 \cdot Pr^{0.67} \cdot Re_D^{1.3} \\
 &= 0.016 \cdot (\varepsilon^{1.3}) \cdot Pr^{0.67} \cdot (Re_D^*)^{1.3} \quad (39)
 \end{aligned}$$

(4)閉塞物等価熱伝導率（Zehner and Schlunder の式）[10]

Zehner らは軸方向および径方向熱伝導率ともに等しいとして粒子充填層の等価熱伝導率 k_p を次の式で与えている。

$$\frac{k_p}{k_f} = \sqrt{(1 - \varepsilon)} \cdot \left(\frac{k_c}{k_f} \right) \quad (40)$$

$$\frac{k_e^o}{k_f} = \frac{2}{(1 - k_f B / k_s)} \left[\frac{(1 - k_f / k_s) B}{(1 - k_f B / k_s)^2} \ln \left(\frac{k_s}{k_f B} \right) - \frac{B+1}{2} - \frac{B-1}{(1 - k_f B / k_s)} \right] \quad (4.1)$$

$$B = C \left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right)^{10/9} \quad (4.2)$$

$$\begin{aligned} C &= 1.25 \quad \text{for spheres} \\ &= 1.4 \quad \text{crushed particles} \end{aligned} \quad (4.3)$$

となる。本試験の閉塞物は球状粒子のため $C=1.25$ とする。

(5) 閉塞物内部の物性値

解析コードにおいて入力すべき物性値は、閉塞物を模擬する伝熱構造体の密度、比熱、熱伝導率である。ただし、流体側の物性値はコード内に記述されているため入力の必要はなく内部で自動的に計算される。NAME LIST /&PRPM/ に、C0LAM (熱伝導率)、C0RO (密度)、C0CP (比熱) を代入する。その際、温度の2次関数で記述することができる。例えば、密度 RO の場合次のようになる。

$$RO = C0RO + C1RO \times T + C2RO \times T^2 \quad (4.4)$$

閉塞物内部の伝熱構造体の場合、熱伝導率は等価熱伝導率として与えられ、空隙率が考慮されている。密度および比熱に関しては基礎方程式中で空隙率が考慮されていないため、物性値で考慮しなければならない。密度と比熱は単位時間あたりの蓄熱量として、生成項の評価に用いられる。

$$b = \rho \cdot Cp \cdot \Delta V \cdot \Delta T / \Delta t \quad (4.5)$$

ΔV はコントロール・ボリューム (計算セル) の体積である。コード内では伝熱面積に関し、実際の伝熱長さとセル長さとの比 (Fig.4-5 に示す $\Delta L / \Delta x$ 、変数 ELDENS) を用いることにより実体系と計算セルでの伝熱面積の整合性を持たせている。単位体積のコントロール・ボリューム内に空隙率 ε で、構造体が詰まっているとする。このとき、単位時間あたりに構造体に蓄積される熱量は

$$b = \rho \cdot Cp \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \Delta V \cdot \Delta T / \Delta t \quad (4.6)$$

となる。よって、密度あるいは比熱のどちらか一方に充填率 $(1 - \varepsilon)$ を乗じておけばよい。ここでは、比熱に対して空隙率を考慮する。

4. 6 計算条件

4. 6. 1 格子配置

メッシュ分割に際しては、試験体系が幾何学的に対称であることから流れ場についても対称性を仮定し鏡面对称の片側のみを計算領域としている。Figure 4-7 に予備検討で用いた計算格子を示す。 $I(x)$ 方向については、セル番号 28 と 29 の境界線の上下で対称な不等間隔格子となっているが、 $J(y)$ 方向については等間隔格子となっており、ヒータピン表面およびサブチャンネル形状の模擬性、計算体系の対称性が十分ではなかった。そこで、格子配置の対称性向上およびヒータ表面の曲面近似の最適化を行った。Figure 4-8 に示すように格子点をヒータ表面上に配置し、一つのサブチャンネルを単位として、空隙率および透過率を求めて格子を配置する。各サブチャンネルに対して共通なメッシュ配置を行っているため、燃料集合体全域に格子を配置することが比較的容易である。また、各サブチャンネルの境界が明確であることから、本解析手法をバンドル体系での計算に適用した際、サブチャンネル解析結果[18]との比較が容易である等の利点を持っている。

4. 6. 2 出入口境界条件

Table2 に本解析で対象とした 4 サブチャンネル水流動試験の実験条件について示す。Figure 4-8 に示すように軸方向に入口境界と出口境界を配置している。入口境界に与える発達した流速分布および乱流量分布は、Figure 2-2 に示す試験体で閉塞物を設置しない体系で、出口境界と入口境界を結んだ周期的境界条件を用いて計算を行い求めている。第 5 章以降の閉塞物を含む体系での解析では、出口境界を周期境界条件ではなく自由流出条件としている。また、入口境界での冷却材温度は試験条件と同じく一定温度 25℃である。Figure 4-9 に入口境界条件に用いた軸方向流速分布および乱流強度分布を示す。流速分布を見るとサブチャンネル中心部で流速が大きく、ヒータピン間ギャップ部で小さいという定性的に正しい分布となっている。また、壁面に表面荒さを与えているため、壁面近傍でのせん断が大きくなり乱流強度が壁近傍で大きな値となっている。

4. 6. 3 乱流モデル

解析コード CASCADE では乱流モデルとして、標準型 $k\text{-}\varepsilon 2$ 方程式乱流モデルを使用することが出来る。式 (47) および (48) に従って入口乱流運動エネルギー k_{in} および入口散逸率 ε_{in} を求め初期条件として入力する [19]。Table3-1 に本解析で用いた乱流量の初期条件を示す。また、Table3-2 に標準型 $k\text{-}\varepsilon 2$ 方程式乱流モデルで使用する乱流係数について示す。まず、閉塞物を設置しない 4 サブチャンネル体系で、解析領域の入口（上流側）と出口（下流側）に周期境界条件を設定して発達した流れ場を計算し、流速、乱流運動エネルギーおよび散逸率の断面分布を求め、閉塞物を含む体系での解析を行う際の入口境界条件とする。

- 1) 入口乱流運動エネルギー： k_{in}

$$\begin{aligned} k_{in} &= 1.5(I \cdot U)^2 \\ I &= 0.003 \end{aligned} \quad (47)$$

- 2) 入口散逸率： ε_{in}

$$\begin{aligned} \varepsilon_{in} &= \frac{C_{\mu}^{3/4} \cdot k_{in}^{3/2}}{0.09H} \\ C_{\mu} &= 0.09 \\ H &= 38.1[mm] \end{aligned} \quad (48)$$

4. 6. 4 試験体壁面条件

4 サブチャンネル水流動試験では、閉塞物を設置せずに全てのサブチャンネルを健全流路とした条件で、試験部上下流間の圧力損失を測定している [5]。試験条件と同様に、閉塞物を設置しない健全な 4 サブチャンネル体系を対象として、壁面条件を粘着条件 (Non-slip) として計算を行った場合と、実験結果と解析結果が一致するように壁面上に表面荒さを壁面摩擦係数として任意に与えて計算した場合で計算を行い圧力損失を理論値と比較する。Figure4-10 に計算結果から得られた圧力損失と理論値を示す。粘着条件で計算を行った場合、圧力勾配は層流および乱流計算で理論値に一致する結果となる。壁面荒さを壁面摩擦係数として与えることにより、解析結果を実験結果に一致させることができる。Table4 に解析条件、壁面摩擦係数 (Friction factor) として与えた壁面荒さ、圧力損失の計算結果を示す。

4. 6. 5 流動抵抗係数および物性値

本解析手法を適用して閉塞物を含む流動場を計算する際には、第4.4節および第4.5節で述べたように、閉塞物内部の空隙率（透過率）の値に応じて、流動抵抗係数および伝熱相関式の係数を与えて閉塞物内部の熱流動場を計算する。Table 5 に本解析で代入する流動抵抗係数を示す。また、Table 6 に本解析で代入する物性値を示す。付録3に式（32）から式（43）に示す伝熱相関式で代入する係数について示す。

5. 予備解析

5. 1 解析条件

第4章で述べた閉塞物のモデル化手法について適用性を確認するため、4サブチャンネル水流動試験を対象として予備解析を行う。4サブチャンネル水流動試験の試験結果から閉塞部での温度条件が最も厳しくなる実験条件（試験体流入流量 $0.8[\text{m}^3/\text{h}]$ 、ヒータピン出力 $2400[\text{W}]$ ）を選択して解析条件とする（Table2 参照）。閉塞物のない4サブチャンネル全体の平均流速は $0.178[\text{m/s}]$ 、ヒータピン表面での発熱密度は $50[\text{kW/m}^2]$ となる。予備解析では、以下の3つの観点からそれぞれ計算を行い、モデル化手法について比較検討する。Table7 に等温条件（Case1）での解析条件を示し、Table8 に非等温条件（Case2）での解析条件の一覧を示す。

1) 等温場の解析（Case-1）

等温場での実験条件を対象とした解析を実施し、LDV による健全サブチャンネル内流速、および可視化試験により求めた閉塞物側面での流体の流出位置（再付着点）について比較する。また、閉塞物周辺の健全サブチャンネル内に比べて閉塞物内部では、粒子間の空隙を流れるため乱れが弱まり層流に近い流れとなる可能性がある。そこで、閉塞物領域を含む流路全域を乱流として計算した場合（Case1-1～1-4、Turbulence）と、閉塞物周辺を乱流とし閉塞物内部では層流計算（乱流生成に寄与するソースタームを強制的に零）として計算した場合（Case1-5～1-8、Hybrid）について実施する。また、実験条件は試験体流入流量 $0.8[\text{m}^3/\text{h}]$ で $\text{Re}=3.5 \times 10^3$ と Re 数が低い。そこで、高乱流場の標準型 $k-\varepsilon 2$ 方程式乱流モデルの適用性を調べるために Table7 に示す Re 数の範囲（ $\text{Re}=3.5 \times 10^3 \sim 8.6 \times 10^3$ ）で計算を実施した。

2) 閉塞部壁面条件の影響

閉塞部の壁面条件を粘着（滑りなし）条件とした場合（Case2-1）と滑り条件とした場合（Case2-2）について比較し、第4.3.3項で述べた閉塞部壁面条件の影響について調べる。

3) 閉塞物モデルの比較

閉塞物内部では、流動抵抗および伝熱相関係数（熱伝導率、熱伝達率）に空隙率分布に応じた分布を考慮する。閉塞物内部で空隙率を一定（平均空隙率 40%）とした場合と分布を考慮した場合について、流動抵抗係数および伝熱相関係数をそれぞれ変えて計算を行い、流動抵抗と伝熱相関式のどちらが閉塞物内部の温度分布に対して支配的であるかを調べる。

流動抵抗係数について空隙率分布を考慮するが、伝熱相関係数については一様とした場合（Case2-1、Case2-2）、流動抵抗係数については一様分布とし、伝熱相関係数について分布を考慮した場合（Case2-3）、流動抵抗係数および伝熱相関係数について一様分布とした場合（Case2-4）、流動抵抗係数および伝熱相関係数について分布を考慮した場合（Case2-5）の5ケースについて計算を行い比較する。また、壁面の状態を滑らかな壁面とした場合（Case2-1～2-5）と、圧力勾配が実験結果と一致するように壁面に表面荒さを与えた場合（Case2-6）について比較する。

5. 2 解析結果

5. 2. 1 等温条件

Figure5-1 に閉塞サブチャンネルに隣接する健全サブチャンネル内の軸方向（鉛直方向）流速について、レーザ・ドップラ流速計（LDV）により計測した結果と解析結果とを示す。閉塞物から遠い測定点（a、b）では、LDVの結果と解析結果とはほぼ一致しているが、閉塞物に近い測定点（c）では、解析結果の方が閉塞物下部で流速は大きな値となっている。この（c）は閉塞物側面に生じるはく離渦の領域になっていると考えられる。また、全計算体系を乱流として計算した場合（Case1-1～1-4、Turbulence）と、閉塞物周辺は乱流、閉塞物内部は層流とした場合（Case1-5～1-8、Hybrid）とを比較すると、閉塞物内部の計算モデルの違いによる差は無視できることが分かる。閉塞物外側の方が閉塞物内部より流速が大きいため閉塞物内部の流れが閉塞物外側の流れ場に及ぼす影響が小さく、閉塞物外側では閉塞物内部の乱流モデルの違い（層流、乱流）による影響がなかったと考えられる。

Figure5-2 に可視化試験により求めた閉塞物側面からの流体の流出位置について実験結果と解析結果を比較して示す。閉塞物下部では側面に生じるはく離渦のため、閉塞物側面で圧力が低下して閉塞物下端との圧力差が駆動力となり、閉塞物下端から流入して内部を通過し閉塞物側面へ流出する流れが存在することが可視化試験[6]および予備検討[7]より明らかとなっている（Fig.1-2 参照）。閉塞物内部を層流として計算した場合（Case1-5～1-8、Hybrid）と、乱流計算（Case1-1～1-4、Turbulence）とした場合の流出高さ（ z/H ）の差は小さく、傾向は一致している。実験では Re 数の増加と共に流出高さ（ z/H ）は増加するが、計算結果は Re 数の増加に対して減少しており、実験結果とは異なる傾向を示している。しかし、高 Re 数（ >5000 ）において閉塞物側面での流体の流出位置はほぼ一致していることから、計算結果は実験結果の流れ場と大きく異なることはない考える。

Figure5-3 に閉塞物内部の(a)中心部と(b)壁面近傍位置における閉塞物内部での鉛直方向流速の軸方向分布を示す。閉塞物内部では、閉塞物下部から中央部にかけて流速が大幅に減少し、閉塞物上部では閉塞物入口部（ $z/H=0$ ）での流速に比べて非常に小さな値となっている。ヒータ表面の冷却に寄与する壁面近傍では、閉塞物内部を層流条件として計算した場合の方が流速は大きい、閉塞物中心部では層流計算／乱流計算の結果ともほぼ一致している。

以上の解析結果から、閉塞物内部を乱流として計算した場合と層流として計算した場合では閉塞物内の流況に関して大きな差はないことが分

かった。非等温条件でのパラメトリックな解析を行う前に、流量条件 $0.8[\text{m}^3/\text{h}]$ ($\text{Re}=3.5 \times 10^3$)、発熱量 $2400[\text{W}]$ の条件で、等温場の解析で行ったように閉塞物外側を乱流／閉塞物内部を層流とした計算 (Hybrid) および全体系を層流とした計算 (Laminar) を実施したところ、ヒータピン表面での冷却材温度を過大評価し $100[^\circ\text{C}]$ を越えて計算が発散する結果となった。このことから、閉塞物内部では単純な層流より熱の拡散が大きいと考えられ、閉塞物内部での混合拡散を考慮する必要があるが示された。これ以降の解析においては閉塞物内部について閉塞物外側の領域と同じく乱流計算を行うことにより、拡散の影響を考慮することとする。

5. 2. 2 閉塞部壁面条件の影響

Figure5-4 に閉塞物に接するヒータピン表面で粘着条件 (Non-slip) とした場合と滑り条件 (Slip) とした場合の閉塞物から外側の領域までを含む閉塞物上端部 (上端から $5[\text{mm}]$ 下方) における水平方向温度分布と閉塞物内部のピン表面および表面近傍の冷却材温度の鉛直方向分布を示す。ピン表面で滑り条件とした場合 (Case2-2)、粘着条件 (Case2-1) の場合よりもピン表面温度と閉塞物内部の温度は低下する。ヒータピン表面温度の鉛直方向分布から判断する限り、ヒータピン表面を滑り条件とした方が解析結果と実験結果との差は小さくなり妥当な結果を与えることが分かる。ピン表面近傍の冷却材温度は閉塞物上部で温度が低下している。これは、第 6.3 節 (Figure6-12) で示すように閉塞物上部では側面で低温冷却材が健全流路から内部へ流入しているためである。

Figure5-5 に閉塞物内部の (a) ヒータピン表面近傍と (b) 中心部における閉塞物内部での鉛直方向流速の軸方向分布を示す。(a) ヒータピン表面近傍では、粘着条件 (Case2-1) の方が滑り条件 (Case2-2) よりも軸方向流速は速い。閉塞物中心部の軸方向流速は鉛直方向に低下し、閉塞物上部では断面平均流速 ($0.19[\text{m/s}]$) の数% ($5[\text{mm/s}]$ 以下) まで低下している。等温条件 (Case1-1) の場合よりも非等温条件 (Case2-1, Case2-2) の場合の方が流速は増加しており、Figure5-4 に示したように粘着条件 (Case2-1) の方が滑り条件 (Case2-2) よりも閉塞物に接するヒータピン表面 ($x/L=0.0$) および表面近傍の温度は高くなっている。閉塞物上部では式 (33) の Re_D は $1 \sim 10$ 程度と小さく、ヒータピン表面から流体への熱伝達が対流による熱拡散が主であるとは考え難い。(b) 閉塞物中心部においても、閉塞物上部では粘着条件 (Case2-1) の方が滑り条件 (Case2-2) よりも温度は高く軸方向流速は速くなっている。ただし、流速は $1[\text{mm/s}]$ 程度と非常に遅く、閉塞物上部では流れが淀んだ状態になっていると考えられる。このように、閉塞物上部において温度の高い粘着条件 (Case2-1) では浮力が働くため軸方向流速が大きくなったと考えられる。

5. 2. 3 閉塞物モデルの比較

Figure5-6 に閉塞物内部の流動抵抗係数および熱伝導・伝達率について分布を考慮した場合（Case2-5）と、双方とも一様分布とした場合（Case2-4）について閉塞物上端部（上端から 5[mm]下方）における水平方向温度分布を比較して示す。閉塞物中心部（ $0.1 < x/L < 0.3$ ）では流動抵抗係数および熱伝導・熱伝達率に分布を考慮した影響は小さいが、閉塞物内部のギャップ部近傍（ $x/L \sim 0.4$ ）および閉塞物に接するヒータ表面（ $x/L=0.0$ ）では温度が低下し、実験結果に近づく結果となっている。

Figure5-7 に流動抵抗係数および熱伝導・熱伝達率の分布を考慮した場合（Case2-5）の温度を基準とし、流動抵抗係数にのみ分布を考慮した場合（Case2-2）、熱伝導・熱伝達率にのみ分布を考慮した場合（Case2-3）および双方とも一様分布とした場合（Case2-4）との温度差について閉塞物上端部（上端から 5[mm]下方）における水平方向温度分布を示す。熱伝導・熱伝達率分布の考慮が閉塞物内部の温度分布に及ぼす影響は小さく、流動抵抗係数に分布を考慮する方が閉塞物内部（ $0.2 < x/L < 0.5$ ）および閉塞物に接するヒータピン表面（ $x/L=1.0$ ）の温度分布に与える影響が大きいことが分かる。

Figure5-8 に閉塞物内部の閉塞物上端部（上端から 5[mm]下方）における水平方向温度分布に及ぼす試験体壁面荒さの影響について示す。試験体系内の壁面を滑らかな壁面として滑り条件を与えて計算を行った場合（Case2-5）と、圧力勾配が実験結果と一致するように体系内の全壁面（閉塞部の壁面にも与える）に壁面荒さを壁面摩擦係数として与えて計算を行った場合（Case2-6）について比較する。実験環境に合わせ壁面荒さを与えた場合（Case2-6）の方が、ヒータ表面温度は実験結果に近づくことが分かる。

Figure5-9 に閉塞物に接するヒータピン表面近傍での軸方向流速分布を示す。流動抵抗分布考慮した場合（Case2-2、Case2-5、Case2-6）に比べて、分布を考慮しない場合（Case2-3、Case2-4）壁面近傍の軸方向流速が低下している。分布を考慮しない場合には壁面近傍の空隙率が小さく閉塞物内部の流動抵抗が大きいため、流体が閉塞物内部に流入出来ず通過流量が低下して軸方向流速が低下したと考えられる。

第 5.5.2 項で述べたように、閉塞物上端部では流速が遅く、浮力支配の流れ場であると考えられる。壁面条件（滑り条件、粘着条件、表面荒さ）によって壁面近傍の流況が変化してピン表面温度に影響を及ぼし、温度分布の変化は壁面近傍の流体の浮力に影響を与える。このように、閉塞物内部では、様々な要因がバランスして閉塞物内部の温度分布が決定されていると考えられる。実験結果を再現する上で、実験条件（壁面条件、空隙率分布等）を出来るだけ正確にモデル化することが望まれ、閉塞物のモデル化に際して重要と考えられる項目を次に挙げる。これら項目を

踏まえて閉塞物をモデル化し、閉塞物を含む流路内の熱流動場の計算を実施する。

- 1) 閉塞部の壁面条件は滑り条件とする。
- 2) 閉塞物内部の空隙率分布を考慮する。
- 3) 流動抵抗係数および伝熱相関係数（熱伝導率、熱伝達率）に空隙率分布に応じた分布を考慮する。
- 4) 実験体系での壁面摩擦（壁面荒さ）を考慮する。

6. 検証解析

6. 1 解析条件

第4章および第5章で検討した閉塞物内部のモデル化手法を4サブチャンネル水流動試験体系に適用し、Table2に示す一連の実験条件を境界条件として計算を行い、モデル化手法の妥当性について検証する。第2.3節で述べたように閉塞物内部では、水平方向流れによる冷却効果が重要であることが示されている。そこで、閉塞物内部を流体が自由に流出入できるポーラス状閉塞物 Type-1 (Case-B、Fig.2-6 参照) の場合と、ポーラス状閉塞物の側面に水平方向流れを制限するために閉止板（ステンレス板）を設置した Type-2 (Case-D、Fig.2-6 参照) の場合の2ケースを解析対象とした。Table10に解析条件の一覧を示す。

6. 2 解析結果

Figure6-1 から Figure6-4 にポーラス状閉塞物 (Type-1) における閉塞物上端付近（上端から 5[mm]下方）での水平方向温度分布、およびヒータ表面での軸方向温度分布について試験結果と解析結果を各流量条件（Re 数）ごとに示す。また、Figure6-5 から Figure6-8 にポーラス状閉塞物に側面閉止板を設置した場合 (Type-2) における閉塞物上端付近（上端から 5[mm]下方）での水平方向温度分布、およびヒータ表面温度の軸方向（流れ方向）分布について試験結果と解析結果を比較して示す。全流量条件および閉塞物条件 (Type-1、Type-2) で、健全サブチャンネル内温度 ($0.5 < x/L < 1.0$) およびピン表面温度 ($x/L=1.0$) は試験結果と解析結果で一致している。また、全流量条件および閉塞物条件で、閉塞物内部 ($0 < x/L < 0.5$) では試験結果に比べて解析結果の方が平坦な温度分布となり、温度を高く評価する。ただし、ヒータ表面温度の軸方向分布に着目すると、Type-1、Type-2 共に流量 $0.8[\text{m}^3/\text{h}]$ ($\text{Re}=3.5 \times 10^3$) の場合を除き、試験結果と解析結果はほぼ一致している。

Figure6-9 に閉塞物上端部（上端から 5[mm]下方）における水平方向断面で、閉塞物内部の代表的な箇所として、ヒータピン表面温度 ($x/L=0.0$)、閉塞物中心部 ($x/L=0.17$)、閉塞物側面 ($x/L=0.49$) における流量条件に対する温度変化を示す。解析結果は実験結果よりも高い温度を示しているが、流量条件に対する傾向は一致しており、定性的に正しい熱流動場を計算していることが分かる。

Figure6-10 に閉塞物内部のヒータピン表面温度について、実験結果と解析結果との温度差の軸方向分布を示す。 $\text{Re}=3.5 \times 10^3$ （流量 $0.8[\text{m}^3/\text{h}]$ ）

の場合、試験結果と解析結果との差は $10\sim 20[^\circ\text{C}]$ と大きな値となっているが、流量の増加と共に温度差は小さくなり、 $\text{Re}>6.9\times 10^3$ では $\pm 6[^\circ\text{C}]$ の範囲に収まっている。

標準型 $k\text{-}\epsilon$ 2 方程式乱流モデルを用いた本解析手法は、閉塞物内部を保守側に評価するが、閉塞物内部で最高温度を示すヒータ表面温度を予測できる評価手法として有効であると考えられる。ただし、発達した乱流場を対象としている標準型 $k\text{-}\epsilon$ 2 方程式モデルを採用していることから、流量条件 $0.8[\text{m}^3/\text{h}]$ ($\text{Re}=3.5\times 10^3$) では流れが乱流の遷移域にあり $k\text{-}\epsilon$ 乱流モデルの適用外となり、温度分布が一致しなかったと考えられる。等温条件の解析結果 (Case1-4) から閉塞物内部の粒子 Re 数を求めると 200 以下となり、この範囲は閉塞物内部で粒子表面の摩擦損失が支配的となる Kozeny-Carman の範囲から、流速の 2 乗に比例する形状損失が支配的な Burke & Plummer の範囲の直前までとなる [14]。閉塞物内部の Re 数は小さく発達した乱流場ではないが、第 5.1.1 項で述べた様に層流とは異なり、閉塞物内部の温度分布を予測する上でヒータピン表面近傍および閉塞物内部の混合拡散を考慮しなければならない。また、閉塞物周辺の流れ場と閉塞物内部の流れ場は相互に関係しており、閉塞物周辺の流れ場 (閉塞物後流および側面のはく離渦領域) を正確に再現しなければ、閉塞物内部の流れ場を予測することは難しく、温度分布の再現も難しいと考えられる。これについては、閉塞物内部で乱流計算を行うことの是非および低 Re 数型乱流モデルの検討等と併せ今後の課題とする。

6. 3 考 察

Figure6-11 および Figure6-12 にポーラス状閉塞物 (Type-1) を対象とした解析のうち一例として流量条件 $1.6[\text{m}^3/\text{h}]$ について、軸方向断面の流速ベクトル分布と温度分布を示す。閉塞物が存在する領域を白枠で示している。ポーラス状閉塞物 (Type-1) では、閉塞物下端から閉塞物中央部にかけて、閉塞物内部から健全サブチャンネルに流出する水平方向流れが存在し、その流れにより閉塞物内部が冷却されていることが分かる。この水平方向流れは、閉塞物下部側面近傍の健全流路内に生じるはく離渦の中心と、流体が衝突する閉塞物下端面との圧力差が駆動力となって生じている。また、閉塞物中央部から上部にかけて温度が急激に上昇しており、閉塞物上部では閉塞物とヒータピンが接する位置 (白枠内の左側) と閉塞物中心部で温度が高くなっている。この傾向は、流量条件の変化に関わらず同様である。閉塞物上部側面近傍では健全流路から閉塞物内部への流れ込みが見られ、閉塞物内部の冷却に寄与していることが分かる。

Figure6-13 および Figure6-14 にポーラス状閉塞物に側面閉止板を設

置した場合 (Type-2) を対象とした解析のうち一例として流量条件 $1.6[\text{m}^3/\text{h}]$ について、軸方向断面の流速ベクトル分布と温度分布を示す。閉塞物が存在する領域を白枠で示す。閉塞物内部では、閉止板により水平方向流れが遮断されて軸方向流れ (鉛直上向き) が支配的となり、閉塞物内部の温度は閉塞物下端から上端にかけて徐々に増加している。閉止板を設置し水平方向流れを抑制することにより、ポーラス状閉塞物 (Type-1) に比べて閉塞物内部の温度は高くなっており、閉塞物内全面で均一な速さの軸方向流れが生じ、平坦な温度分布になっている。

このように、閉塞物側面と健全側流路との間で生じる水平方向流れを遮断することによって閉塞物内部の温度分布は大きく変化することから、水平方向流れが閉塞物内部の冷却に大きく寄与していることが解析結果から確認できる。

Figure6-15 に解析で考慮するヒータピン／閉塞物／流体間の熱輸送パスを示す。本モデル化手法においては、Type-1 (ポーラス状閉塞物、Case-B) および Type-2 (側面閉止板あり、Case-D) について次の 11 通りのヒータピン／閉塞物／流体間熱輸送パスが存在する。熱の流れの向きは Figure6-15 に示す矢印の向きを正とする (Table9,11,12,14)。

- ①健全サブチャンネル内でのヒータピン／流体間熱伝達
- ②閉塞サブチャンネル内でのヒータピン内軸方向熱伝道 (上流側)
- ③閉塞サブチャンネル内でのヒータピン内軸方向熱伝道 (下流側)
- ④閉塞サブチャンネル内でのヒータピン／流体間熱伝達 (下流側)
- ⑤閉塞サブチャンネル内でのヒータピン／流体間熱伝達 (上流側)
- ⑥閉塞物内でのヒータピン／閉塞物間熱伝達
- ⑦閉塞物内でのヒータピン／流体間熱伝達
- ⑧閉塞物内での閉塞物／流体間熱伝達
- ⑨閉塞物内での閉塞物／Side plate 間熱伝達 (Type-2 のみ)
- ⑩閉塞物内での流体／Side plate 間熱伝達 (Type-2 のみ)
- ⑪Side plate／健全サブチャンネル内流体間熱伝達 (Type-2 のみ)

Table11 にポーラス状閉塞物 (Type-1) における解析結果から得られるヒータピン／閉塞物／流体間の伝熱量について、また、Figure6-16 に閉塞物内部における伝熱パスごとの伝熱量の割合を示す。伝熱量の割合とは、それぞれのパスを通じて移行する伝熱量を、閉塞物領域でヒータピン表面から与えられる発熱量で割った相対値である。同様に、ポーラス状閉塞物に側面閉止板を設置した場合 (Type-2) について、Table12 に解析結果から得られたヒータピン／閉塞物／流体間の伝熱量について示し、Figure6-17 に Type-2 における閉塞物内部における伝熱パスごとの伝熱量の割合を示す。

Table11 および Figure6-16 に示すポーラス状閉塞物 (Type-1) を対象とした計算では全ての流量範囲 ($3.5 \times 10^3 < \text{Re} < 8.6 \times 10^3$) で、閉塞物を通

してピン表面から閉塞物中心部へ輸送される熱量は約 11%と少なく、閉塞物に接しているピン表面と表面近傍の流体間の熱伝達が閉塞物内部の全伝熱量の約 89%となっている。また、Table12 および Figure.6-17 に示すポーラス状閉塞物に側面閉止板を設置した (Type-2) を対象とした計算においても、全ての流量範囲で閉塞物を通してピン表面から閉塞物中心部へ輸送される熱量は少なく、閉塞物に接しているピン表面と表面近傍の流体間の熱伝達が閉塞物内部の全伝熱量の約 86%と支配的である。このように、ピン表面近傍での伝熱が支配的であることから、閉塞物内部の温度分布を決定する上で、ピン表面近傍の空隙率分布 (流動抵抗分布) や閉塞物とヒータ表面との接触状態、壁面条件などを出来るだけ正確にモデル化することが重要であると言える。

また、ピン表面から閉塞物内部への伝熱量の割合は、閉止板を設置することにより設置しない場合に比べて若干低下する。Figure6-12 に示すようにポーラス状閉塞物 (Type-1) 内部では上部と下部で流れ場は分離でき、上部では流速が遅く淀み状態となるが、下部では閉塞物下端から流入し健全流路へ流出する水平方向流れが生じ対流によって熱が輸送されている。一方、Figure6-14 で示したように閉止板を設置した場合、閉塞物下端から健全流路への水平方向流れが遮られて断面内で一様な軸方向流れとなり、ピン表面近傍での流体温度が流れ方向に上昇する。流体温度が上昇するためピン表面温度も上昇しピン表面近傍での水平方向温度勾配が大きくなることから、閉塞物を介したヒータピン表面から健全サブチャンネル内の流体への熱輸送が増加してヒータピン表面から閉塞物内部への伝熱量の割合が低下したと考えられる。

7. パラメータ解析

7. 1 流動抵抗係数の影響

燃料集合体内では、閉塞物を構成する粒子形状、粒子径、粒子配列等の組み合わせによって様々な形態の閉塞が生じることが想定され、閉塞物の形態によって流動抵抗の大きさが変化する。また、本解析では閉塞物内部の流動抵抗相関式として Ergun の式 (22) を採用しているが、この相関式が対象としている充填層は粉碎したコークスであり、本試験のように表面が滑らかな金属粒子 (SUS304、直径 1[mm]) で構成されている閉塞物内の流動抵抗を過大に評価する可能性がある。流動抵抗係数の妥当性を評価するために、本解析で対象とした 4 サブチャンネル水試験で用いた閉塞物 (直径 1.0mm のステンレス球) と同じ方法 (焼結) で製作したポーラス状閉塞物 (直径 0.3mm のステンレス球) を用いた圧力損失測定が行われている [20]。この結果、閉塞物の圧力損失は Ergun の式による評価よりも 5~40%ほど低い値となった。そこで、流動抵抗係数の値を 1 倍 (レファレンスケース)、0.8 倍、0.3 倍と変化させ、4 サブチャンネル体系で解析を行い閉塞物内部の温度分布への影響を調べる。Table13 に解析条件の一覧を示す。

Figure7-1 に流動抵抗係数を変化させた場合の (a)閉塞物上端部 (上端から 5[mm]下方)、(b)閉塞物中央部 (上端から 30[mm]下方) における水平方向温度分布について示す。(a)閉塞物上端近傍の閉塞物内部では流動抵抗係数の減少による温度分布への影響は小さく、温度はほぼ一致している。ただし、ヒータピン表面温度は、流動抵抗係数の減少に伴って減少している。(b)閉塞物中央部では、上端部と異なり流動抵抗係数の減少に伴い閉塞物内部 ($0.0 < x/L < 0.4$) で温度分布は低下している。

Figure7-2 に流動抵抗係数を変化させた場合の (a)ヒータピン表面温度および (b)閉塞物中心での冷却材温度について軸方向分布を示す。(a)ヒータピン表面温度は、流動抵抗が減少するに従い軸方向の全範囲で低下している。(b)閉塞物中心においては、閉塞物下部から上部 ($z/H < 0.8$) にかけて、流動抵抗係数を減少させることにより温度は大幅に低下している。Figure6-12 に示すように閉塞物下部から中央部にかけては、閉塞物下端から流入し閉塞物側面から流出する流れがあり、流動抵抗の減少に伴いこの流れが活発となって閉塞物内部の冷却が促進され温度が低下したと考えられる。一方、閉塞物上端近傍では淀み状態に近い流れとなっており (秒速数ミリ程度)、閉塞物中心部では壁面に比べて粒子が密に詰まっているため流動抵抗係数が大きく流速の変化が抑えられたために、温度上昇値に及ぼす影響が小さかったと考えられる。

Figure7-3 に (a)閉塞物に接するヒータピン表面近傍および (b)閉塞物中

心部における軸方向流速分布を示す。(a)ヒータピン表面近傍の軸方向流速は流動抵抗が減少するに従い増加し、冷却性能が向上していることが分かる。一方、(b)閉塞物中心部では閉塞物下部で軸方向流速が大幅に増加しているが、閉塞物上部では流動抵抗の減少により流速は多少増加しているものの影響は小さい。

このように、流動抵抗係数を減少させることにより、閉塞物下端から閉塞物内部へ流入する流量が増加して、閉塞物内部およびピン表面の冷却が促進されていることが分かる。ただし、閉塞物上端付近の中心部では流れが停滞しており流動抵抗の大小による温度分布への影響は小さい。

7. 2 作動流体による影響

水の熱伝導率 ($0.61[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ 、 $300[\text{K}]$) はナトリウム ($70[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$ 、 $700[\text{K}]$) の約 $1/100$ と小さく、閉塞物が金属粒子 (ステンレス、 $18.6[(\text{W}\cdot\text{m})/\text{K}]$) により構成されている場合、4 サブチャンネル水流動試験の様に水を作動流体とすると閉塞物の方が熱の良導体となるのに対して、ナトリウムを作動流体とすると不良導体となる。このように、流体によって閉塞物内部の熱伝達メカニズムが異なるため、実機条件に合わせてナトリウムを冷却材とした場合、水との物性値の違いが温度分布にどのように影響するかを調べる。ナトリウムでの計算では、入口温度を $300[^\circ\text{C}]$ として計算した。

Figure7-4 に作動流体をナトリウムと水とした場合について、(a)閉塞物上端部 (上端から $5[\text{mm}]$ 下方) での水平方向温度分布および(b)ヒータ表面温度の軸方向分布について示す。ただし、温度はナトリウムと水との熱容量の違いを考慮し、ヒータピン出力と流量で求められる出入口温度差 dT_0 で無次元化した。ここで、 $P[\text{W}]$ はヒータ出力、 $Q_L[\text{m}^3/\text{s}]$ は流量、 $\rho[\text{kg}/\text{m}^3]$ は密度、 $C_p[\text{J}/\text{kg}/\text{K}]$ は定圧比熱である。なお、計算条件であるヒータ出力 $2400[\text{W}]$ 、流量 $1.6[\text{m}^3/\text{hr}]$ での出入口温度差 dT_0 は、水の場合 $1.3[^\circ\text{C}]$ 、ナトリウムの場合 $4.7[^\circ\text{C}]$ となる。

$$dT_0 = \frac{P}{\rho \cdot C_p \cdot Q_L} \quad (49)$$

Figure7-4(a)の水平方向温度分布に着目すると、閉塞物内部 ($x/L < 0.5$) では作動流体が水の場合に比べてナトリウムの方が無次元温度上昇値は低く、無次元温度は水平方向に平坦な分布となっている。一方、健全サブチャンネル ($x/L > 0.5$) では無次元温度の水平方向分布は一致している。ただし、閉塞物内部および健全サブチャンネル内のヒータピン表面 ($x/L = 0.0, 1.0$) では水を作動流体とした場合に比べてナトリウムでは無

次元温度が大幅に低下し、ヒータピン表面近傍の温度勾配は水の方が急峻でありナトリウムでは小さい。Figure7-4(b)に示すヒータ表面温度の軸方向分布では、全ての範囲 ($0.0 < z/H < 1.0$) で水を作動流体とした方が無次元温度は高く、閉塞物内部での温度勾配 (温度上昇率) はナトリウムの方が緩やかで平坦な分布となっている。

Figure7-5 に閉塞物上端付近 (上端から 5mm 下方) における水平断面温度分布とベクトル分布を示す。温度はナトリウムと水との熱容量の違いを考慮し、式(49)に示したヒータピン出力と流量で求められる出入口温度差 dT_0 で無次元化した。閉塞物周辺の流況を比較すると、冷却材の違いによる大きな差は見られない。温度分布に関して閉塞物内部のピン表面近傍で温度が高く閉塞物中心部で温度が低くなるという傾向は水とナトリウムでほぼ一致している。ただし、Figure7-4 に示したようにナトリウムの方が無次元温度上昇値は水の場合の約 40%程度と低く、ピン表面での温度勾配も小さい。

Figure7-6 に鉛直方向断面の温度分布とベクトル分布を示す。閉塞物内外の流れ場はナトリウムと水でほぼ相似であることが分かる。また、ナトリウムと水で温度上昇値は異なり、ナトリウムの方が閉塞物内部で熱が拡散している様子が分かる。

Figure7-7 に閉塞物内部での流体と閉塞物の水平方向温度分布を示す。流体の温度は Figure7-4(a)で示した値と同じである。閉塞物の温度は、閉塞物を模擬している伝熱構造体の温度である。閉塞物はヒータピンに接しており (ピン表面/閉塞物間の熱伝達を考慮している)、ピン表面に接する閉塞物の温度は流体温度に比べて高くなっている。また、ピン表面/流体間の熱伝達も考慮されておりピン表面近傍の境界層を介した熱伝達が行われるため、熱伝達率の小さい水ではピン表面近傍でのピン表面/流体間の温度差が大きく、ナトリウムでは水に比べて熱伝達率が大きいいためピン表面/流体間の温度差は小さい。

閉塞物内部 (伝熱構造体内部) では熱伝導によりピン表面から閉塞物中心部へ熱が輸送され、閉塞物/流体間の熱伝達により閉塞物内部の流体へ熱が伝えられる。水に比べてナトリウムでは熱伝導率が大きく、一般に構造体 (ピン表面および閉塞物) と流体間の熱伝達性能は向上する。Table14 に示すようにピン表面近傍での伝熱が支配的であることに相違はないが、水の場合に比べてナトリウムの場合にはピン表面近傍でのピン表面/流体間の熱伝達および閉塞物中心部での閉塞物/流体間の熱伝達が改善され、ピン表面から閉塞物を介した閉塞物内部の流体への伝熱量が増加し熱が閉塞物全面に拡散する。よって、熱容量の違いを考慮した無次元温度で比較すると水の場合より閉塞物中心部の冷却材温度およびピン表面温度が低下したと考えられる。また、ナトリウムの場合、閉塞物外でのピン表面/流体間の熱伝達特性が改善されるため、閉塞物上下の構造体へ閉塞物から熱が流れ (②と③)、閉塞物内部への入熱量が水の場合よりも低下している。

8. まとめ

閉塞物を含む燃料集合体内の熱流動場を予測・評価するため、多次元解析コード CASCADE を用い、標準型 $k-\epsilon$ 2 方程式乱流モデルとハンドブック・ベースの相関式を採用した解析手法を構築した。4 サブチャンネル水流動試験を対象とした検証解析を実施し、閉塞物のモデル化手法について検討した。その結果、閉塞物のモデル化に関して以下の知見を得た。

- (1) ポーラス状閉塞物内部では、閉塞物下端から閉塞物中央部にかけて、閉塞物下部側面近傍の健全流路内に生じるはく離渦の中心と閉塞物下端面との圧力差が駆動力となって、閉塞物内部から健全サブチャンネルに流出する流れが存在する。閉塞物内部と健全流路との流れを遮断した場合、閉塞物内部と健全流路での低温流体の交換が行われなため閉塞物内部で温度は上昇する。このことから、閉塞物内部およびピンの冷却に水平方向流れが大きく寄与していることが明らかとなった。
- (2) 閉塞物内部では閉塞物に接しているピン表面と表面近傍の流体間の熱伝達が支配的である。従って、閉塞物内部の温度分布を解析する上で、閉塞物内部の空隙率分布（流動抵抗分布）や閉塞物とピン表面との接触状態、つまり、ピン表面近傍の粒子径および空隙率、流動抵抗の評価、伝熱相関式の評価が重要であることが明らかとなった。
- (3) 本解析手法による計算結果では、閉塞物中心部の温度分布が実験結果よりも高い保守側の評価となったが、ピン表面温度は Re 数の増加に伴って実験結果と解析結果との温度差が小さくなり、最も高い Re 数条件 (8.6×10^3) では 10% 程度となった。本解析手法は、閉塞物内部の温度を保守側に評価するが、閉塞物内部の流況を把握し最高温度を示すピン表面温度を予測できる評価手法として有効であると考えられる。
- (4) ナトリウムを冷却材とした場合、ピン表面近傍および閉塞物中心部での構造物／流体間の熱伝達が改善され、熱が閉塞物全面に拡散して熱容量の違いを考慮した無次元温度で比較すると閉塞物中心部の冷却材温度およびピン表面温度が低下し、ピン表面温度と冷却材温度との温度勾配も小さくなる。

今後、本解析手法を用いて閉塞物を含むバンドル体系での試験を対象とした検証解析を実施し、大型炉における閉塞物を含む燃料集合体内の熱流動場の解析を行う。

謝 辞

本報告書で報告した試験の遂行に際し、常陽産業（株）伊藤 真美氏、小沼 英良氏には、燃料集合体試験ループの運転および試験データの処理に協力して頂いた。また、川崎重工業株式会社（当時 原子炉工学グループ）西村 元彦氏には、閉塞物モデルの構築に際してご指導およびご助言を頂いた。ここに深く感謝の意を表します。

参考文献

- [1]板東、他、「異物流入閉塞模擬試験による燃料局所閉塞の研究」、日本原子力学会「1990 秋の大会」予稿集、F45、(1990)。
- [2]K. Koyama, et al, "Study on Local Blockage in FBR Fuel Sub-assembly", Proceedings of International Conference on Fast Reactors and Related Fuel Cycles, Vol.III, p.3.5-1～p.3.5-10, (1991)。
- [3]K. Haga, K. Yamaguchi and F. Namekawa, "Review and Future Needs of Experimental Studies on Local Faults", Proceedings of International Conference on Science and Technology of Fast Reactor Safety, Guernsey, No.90, Vol.1, p.513-518, (1986)。
- [4]小林、磯崎、上出、大島、家田、「燃料集合体局所閉塞冷却限界 4 サブチャンネル基礎水流動試験 (第 1 報) - 温度分布測定試験 -」、PNC ZN9410 96-125、(1996)。
- [5]田中、小林、磯崎、西村、上出、「燃料集合体局所閉塞冷却限界 4 サブチャンネル基礎水流動試験 - 閉塞物内温度分布への冷却材内部流れの影響 -」、PNC TN9410 98-024、(1998)。
- [6]田中、小林、上出、「燃料集合体局所閉塞事象における 4 サブチャンネル体型水試験 - 閉塞物周辺の流況可視化 -」、JNC TN9400 2000-026、(1999)。
- [7]田中、西村、小林、磯崎、上出、「高速炉燃料集合体ポーラス状局所閉塞事象の研究 - 多次元熱流動解析手法の検討 -」、PNC ZN9410 97-048、(1996)。
- [8]数値流体力学編集委員会編、「数値流体力学シリーズ 3 乱流解析」、東京大学出版会、第 2.8 節、(1995)。
- [9]M. Nishimura, A. Tokuhiko, N. Kimura and H. Kamide, "Computational Study on Quasi-planar Jets Mixing with Low Reynolds Number Turbulent Stress and Flux Equation Models", 9th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-9), San Francisco, C.A., October 3 - 8, (1999)。
- [10]A. G. Dixon, et al, "Theoretical Prediction of Effective Heat Transfer Parameters in Packed Beds", AIChE Journal, Vol.25, No.4, p.663-p.676, (1979)。
- [11]増岡、河村、岡本、「多孔質体内自然対流における速度の壁面すべりについて」、日本機械学会論文集 (B 編)、p.2157-p.2161、47 巻 423 号、(1971)。
- [12]J.Bear, "Dynamics of Fluids in Porous Media", Dover Publications Inc., (1988)。
- [13]H.C.Blinkman, "On the Permeability of Media Consisting of

- Closely Packed Porous Particles”, App. sci. Res. A1, p.27-p.34, (1949) .
- [14] S.Ergun, “Fluid Flow Through Packed Columns”, Chemical Engineering Progress, Vol.48, No.2, p.89-p.94, (1952) .
- [15] 国井 大蔵、「流れを伴う充填層の伝熱」、化学工学、第 26 巻、第 6 号、p.750-p.754、(1962) .
- [16] 藤田 重文、東畑 平一郎 編、「化学工学 I 基礎論 第 2 版」、東京化学同人、p.255-p.263、(1972) .
- [17] J.P.Hartnett, T.F.Irvine, Jr., “Advances in Heat Transfer Vol.10”, Academic Press, p.174, (1974) .
- [18] 大島 宏之、「サブチャンネル解析コード ASFRE-III の整備・改良」、PNC TN9410 96-128、(1996) .
- [19] 日本原子力学会、「原子炉における熱流動数値解析技術の高度化」、「熱流動数値解析高度化」、特別専門委員会、p108、(1990) .
- [20] 飯塚、大木、川島、西村、磯崎、上出、「高速炉燃料集合体ポーラス状局所閉塞事象の研究—37 本ピンバンドルナトリウム試験の事前サブチャンネル解析—」、PNC TN9410 98-022、(1998) .

Table 1 Employed Blockage Condition in Experiment.

Case No.	Status of the blockage				Flow effect
	Porosity	Side plate	Top plate	Bottom shape	
Case-A	0%	—	—	Flat	No fluid in the blockage.
Case-B (Type-1)	40%	—	—	Flat	Coolant flows through the blockage (Reference).
Case-C	40%	—	—	Round	Geometry effect at the bottom.
Case-D (Type-2)	40%	○	—	Flat	Horizontal flow is limited.
Case-E	40%	○	○	Flat	Stagnant flow condition in the blockage
Case-F	—	—	—	—	No blockage

Table 2 Experimental Condition of 4 Subchannel Water Test[5].

Run No.	Heater power, P[W] (Power density)	Flow-rate, Q _L [m ³ /h] (Mean velocity)	Re[-]
F08P10	2400 (50[kW/m ²])	0.8 (0.18[m/s])	3.5x10 ³
F12P10		1.2 (0.28[m/s])	5.2x10 ³
F16P10		1.6 (0.37[m/s])	6.9x10 ³
F20P10		2.0 (0.47[m/s])	8.6x10 ³

Table 3-1 Inlet Turbulence Condition in Calculation.

Mean Velocity, U [m/s] (Q_L [m ³ /h])	Turbulence kinetic energy k_{in}	Dissipation rate of " k ", ε_{in}
0.19 (0.8)	4.721×10^{-7}	2.764×10^{-9}
0.28 (1.2)	1.066×10^{-6}	9.379×10^{-9}
0.37 (1.6)	1.898×10^{-6}	2.229×10^{-8}
0.47 (2.0)	2.957×10^{-6}	4.333×10^{-8}

Table 3-2 Coefficients for Standard k- ε Turbulent Model.

σ_k	σ_ε	C_μ	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_{3\varepsilon}$	Pr_t
1.0	1.3	0.09	1.44	1.92	$\frac{0.0}{1.3}$ ($G < 0$) $\frac{1.3}{(G > 0)}$	0.9

$$G = \beta \frac{\mu_t}{Pr_t} \left\{ g_x \frac{\partial T}{\partial x} + g_y \frac{\partial T}{\partial y} + g_z \frac{\partial T}{\partial z} \right\}$$

$$S_{\phi\varepsilon} = C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P + C_{3\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G - C_{2\varepsilon} \frac{\rho \varepsilon^2}{k}$$

Table 4 Pressure Gradient in Test Section without Blockage.

Case No. (Input file)	Flow condition	Flow-rate [m ³ /h](Re)	Friction factor (Roughness)	Pressure gradient [Pa/m]
Case0-1 (F00F08TG)	Turbulence	0.8 (3.5x10 ³)	0.336	71.2
Case0-2 (F00F12TS)		1.2 (5.2x10 ³)	0.854	192.0
Case0-3 (F00F16TI)		1.6 (6.9x10 ³)	0.817	326.4
Case0-4 (F00F20TO)		2.0 (8.6x10 ³)	0.923	531.7
Case0-5 (F00F08T9)		0.8 (3.5x10 ³)	0.0	51.3
Case0-6 (F00F12T7)		1.2 (5.2x10 ³)		90.9
Case0-7 (F00F16T8)		1.6 (6.9x10 ³)		139.3
Case0-8 (F00F20T6)		2.0 (8.6x10 ³)		198.9
Case0-9 (F00F08LA)	Laminar	0.8 (3.5x10 ³)		19.1
Case0-10 (F00F12LA)		1.2 (5.2x10 ³)		29.6
Case0-11 (F00F16LN)		1.6 (6.9x10 ³)		37.0
Case0-12 (F00F20LT)		2.0 (8.6x10 ³)		46.9

Table 5 Input Lists of Porosity and Pressure Loss Coefficients.

Porosity ε	Pressure Loss Coefficients		
	A_P	B_P	C_P
0.55	2.864	200.8	-1.0
0.525	3.167	245.6	
0.505	3.431	288.2	
0.5	3.500	300.0	
0.48	3.792	352.1	
0.46	4.109	413.4	
0.458	4.142	420.1	
0.433	4.583	514.4	
0.4125	4.985	608.5	
0.4	5.250	675.0	
0.365	6.089	908.0	

$$f_l = \frac{\Delta P}{\Delta x_l} = \zeta \frac{1}{D_p} \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot U^2$$

$$\zeta = A_p + B_p (\text{Re}'_D)^{C_p}$$

$$\zeta = 3.5 \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} + 300 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^2} \cdot \frac{1}{\text{Re}'_D}$$

$$\text{Re}'_D = \frac{\rho \cdot D_p \cdot U}{\mu}$$

Table 6 Thermal Property of Porous Blockage for Calculation.

Porosity ε	Density ρ [kg/m ³]	Specific Heat C_p [J/(kg·K)]	Thermal Conductivity k_p [W/(m·K)]
0.365	7920.0	0.3x10 ³	3.63
0.46			2.72
0.5			2.40
0.55			2.04

Table 7 Boundary Condition for Isothermal Flow (Case1) .

Case (Input file)	Flow condition	Flow-rate [m ³ /h]	Re	Friction factor (Roughness)	Wall condition in the blockage
Case1-1 (B00F08B)	Turbulence	0.8	3.5x10 ³	0.336	Slip
Case1-2 (B00F12B)		1.2	5.2x10 ³	0.854	
Case1-3 (B00F16B)		1.6	6.9x10 ³	0.817	
Case1-4 (B00F20B)		2.0	8.6x10 ³	0.923	
Case1-5 (B00F08H)	Hybrid Turbulence And Laminar	0.8	3.5x10 ³	0.336	
Case1-6 (B00F12H)		1.2	5.2x10 ³	0.854	
Case1-7 (B00F16H)		1.6	6.9x10 ³	0.817	
Case1-8 (B00F20H)		2.0	8.6x10 ³	0.923	

Table 8 Boundary Condition for Thermal Flow (Case2) .

Case (input file)	Porosity and Permeability	Thermal properties	Friction factor (Roughness)	Wall condition in the blockage
Case2-1 (B24F08Ba)	Distributed	Uniform	Smooth	Non-Slip
Case2-2 (B24F08B1a)				
Case2-3 (B24F08B3a)	Uniform	Distributed		Slip
Case2-4 (B24F08B4a)		Uniform		
Case2-5 (B24F08B2a)	Distributed	Distributed	0.336	
Case2-6 (B24F08B6)				

Table 9 Estimated Heat Balance in the Test Section
under Different Blockage Modeling (see Fig.6-15).

[W]	Case2-1	Case2-2	Case2-3	Case2-4	Case2-5	Case2-6
P1	896.8	896.8	896.8	896.8	896.8	896.8
P2	166.1	166.1	166.1	166.1	166.1	166.1
P3	33.2	33.2	33.2	33.2	33.2	33.2
P4	99.6	99.6	99.6	99.6	99.6	99.6
Total power	1.2×10^3	1.2×10^3	1.2×10^3	1.2×10^3	1.2×10^3	1.2×10^3
①	896.5	896.8	896.8	896.8	896.8	896.8
②	11.5	13.7	11.9	11.9	13.7	14.9
③	23.0	24.7	24.0	24.0	24.8	23.9
④	9.9	8.5	9.2	9.3	8.5	9.3
⑤	154.5	152.4	154.2	154.1	152.4	151.2
⑥	18.4	14.1	15.9	16.0	14.4	14.7
⑦	115.3	124.0	119.7	119.6	123.7	123.7
⑧	18.3	14.1	15.9	16.0	14.5	14.7
Power in blockage	134.2	138.1	135.5	135.6	138.1	138.4

Power in blockage; P4+(②+③)

< Heat transfer path >

P1: Heater pin in unplugged subchannel.

P2: Heater pin up-stream side of blockage.

P3: Heater pin down-stream side of blockage.

P4: Heater pin in the Blockage.

① Heater pin/Fluid in unplugged subchannel

② Conduction in the heater pin

③ Conduction in the heater pin

④ Heater pin/Fluid in wake region

⑤ Heater pin/Fluid upstream side of blockage

⑥ Heater pin/Blockage

⑦ Heater pin/Fluid in the blockage

⑧ Blockage/Fluid

Table10 Boundary Condition for Verification Analysis.

Case (input file)	Blockage type	Flow-rate [m ³ /h](Re)	Friction factor (Roughness)	Wall condition in the blockage
Case3-1 (B24F08B6)	Type-1 (Porous)	0.8 (3.5x10 ³)	0.336	Slip
Case3-2 (B24F12B6)		1.2 (5.2x10 ³)	0.854	
Case3-3 (B24F16B6)		1.6 (6.9x10 ³)	0.817	
Case3-4 (B24F20B6)		2.0 (8.6x10 ³)	0.923	
Case4-1 (D24F08B6)	Type-2 (Porous with side-plate)	0.8 (3.5x10 ³)	0.336	
Case4-2 (D24F12B6)		1.2 (5.2x10 ³)	0.854	
Case4-3 (D24F16B6)		1.6 (6.9x10 ³)	0.817	
Case4-4 (D24F20B6)		2.0 (8.6x10 ³)	0.923	

Table11 Estimated Heat Balance in the Test Section
with Porous Blockage Type-1 (see Fig.6-15).

[W]	Case3-1	Case3-2	Case3-3	Case3-4
P1	896.8	896.8	896.8	896.8
P2	166.1	166.1	166.1	166.1
P3	33.2	33.2	33.2	33.2
P4	99.6	99.6	99.6	99.6
Total power	1.2×10^3	1.2×10^3	1.2×10^3	1.2×10^3
①	896.8	896.8	896.8	896.8
②	14.9	14.3	13.0	12.0
③	23.9	22.5	21.3	20.3
④	9.3	10.7	11.9	12.9
⑤	151.2	151.7	153.1	154.1
⑥	14.7	14.5	14.6	14.9
⑦	123.7	122.1	119.3	117.1
⑧	14.7	14.5	14.6	14.9
Power in blockage	138.4	136.5	133.9	132.0

Power in blockage; P4+(②+③)

< Heat transfer path >

P1: Heater pin in unplugged subchannel.

P2: Heater pin up-stream side of blockage.

P3: Heater pin down-stream side of blockage.

P4: Heater pin in the Blockage.

① Heater pin/Fluid in unplugged subchannel

② Conduction in the heater pin

③ Conduction in the heater pin

④ Heater pin/Fluid in wake region

⑤ Heater pin/Fluid upstream side of blockage

⑥ Heater pin/Blockage

⑦ Heater pin/Fluid in the blockage

⑧ Blockage/Fluid

Table12 Estimated Heat Balance in the Test Section
with Porous Blockage with Side Plate Type-2 (see Fig.6-15).

[W]	Case4-1	Case4-2	Case4-3	Case4-4
P1	896.8	896.8	896.8	896.8
P2	166.1	166.1	166.1	166.1
P3	33.2	33.2	33.2	33.2
P4	99.6	99.6	99.6	99.6
Total power	1.2×10^3	1.2×10^3	1.2×10^3	1.2×10^3
①	896.8	896.8	896.8	896.8
②	10.5	11.1	10.4	10.0
③	19.6	21.6	21.3	20.7
④	13.6	11.6	11.9	12.5
⑤	155.5	155.0	155.6	156.1
⑥	21.0	18.5	18.0	17.6
⑦	108.8	113.9	113.4	112.7
⑧	14.8	14.2	14.6	14.9
⑨	6.2	4.3	3.4	2.8
⑩	4.4	5.1	4.8	4.3
⑪=⑨ + ⑩	10.6	9.4	8.2	7.1
Power in blockage	129.8	132.3	131.4	130.3

Power in blockage; $P4 + (② + ③)$

< Heat transfer path >

P1: Heater pin in unplugged subchannel.

P2: Heater pin up-stream side of blockage.

P3: Heater pin down-stream side of blockage.

P4: Heater pin in the Blockage.

① Heater pin/Fluid in unplugged subchannel

② Conduction in the heater pin

③ Conduction in the heater pin

④ Heater pin/Fluid in wake region

⑤ Heater pin/Fluid upstream side of blockage

⑥ Heater pin/Blockage

⑦ Heater pin/Fluid in the blockage

⑧ Blockage/Fluid

⑨ Blockage/Side plate in Type-2.

⑩ Fluid/Side plate in Type-2.

⑪ Side plate/Fluid of unplugged subchannel in Type-2.

Table13 Boundary Condition for Parameter Analysis.

Case (input file)	Flow rate [m ³ /h](Re)	Fluid	Factor for pressure drop	Particle diameter [mm]
Case5-1 (B24F16B6)	1.6 (6.9x10 ³)	Water	1.0	1.0
Case5-2 (B24F16P1)			0.3	
Case5-3 (B24F16P2)			0.8	
Case5-4 (B24F16BS)		Sodium	1.0	

Table14 Estimated Heat Balance in the Test Section
in the Parameter Analysis (see Fig.6-15).

[W]	Case5-1	Case5-2	Case5-3	Case5-4
Fluid	Water	Water	Water	Sodium
P1	896.8	896.8	896.8	896.8
P2	166.1	166.1	166.1	166.1
P3	33.2	33.2	33.2	33.2
P4	99.6	99.6	99.6	99.6
Total power	1.2×10^3	1.2×10^3	1.2×10^3	1.2×10^3
①	896.8	896.8	896.8	896.8
②	13.0	13.3	14.6	-2.7
③	21.3	21.5	22.5	-1.2
④	11.9	11.7	10.7	34.4
⑤	153.1	152.7	151.5	168.8
⑥	14.6	15.1	16.9	16.6
⑦	119.3	119.4	119.8	79.2
⑧	14.6	15.1	16.9	16.6
Power in blockage	133.9	134.5	136.7	95.7

Power in blockage; $P4 + (② + ③)$

< Heat transfer path >

P1: Heater pin in unplugged subchannel.

P2: Heater pin up-stream side of blockage.

P3: Heater pin down-stream side of blockage.

P4: Heater pin in the Blockage.

① Heater pin/Fluid in unplugged subchannel

② Conduction in the heater pin

③ Conduction in the heater pin

④ Heater pin/Fluid in wake region

⑤ Heater pin/Fluid upstream side of blockage

⑥ Heater pin/Blockage

⑦ Heater pin/Fluid in the blockage

⑧ Blockage/Fluid

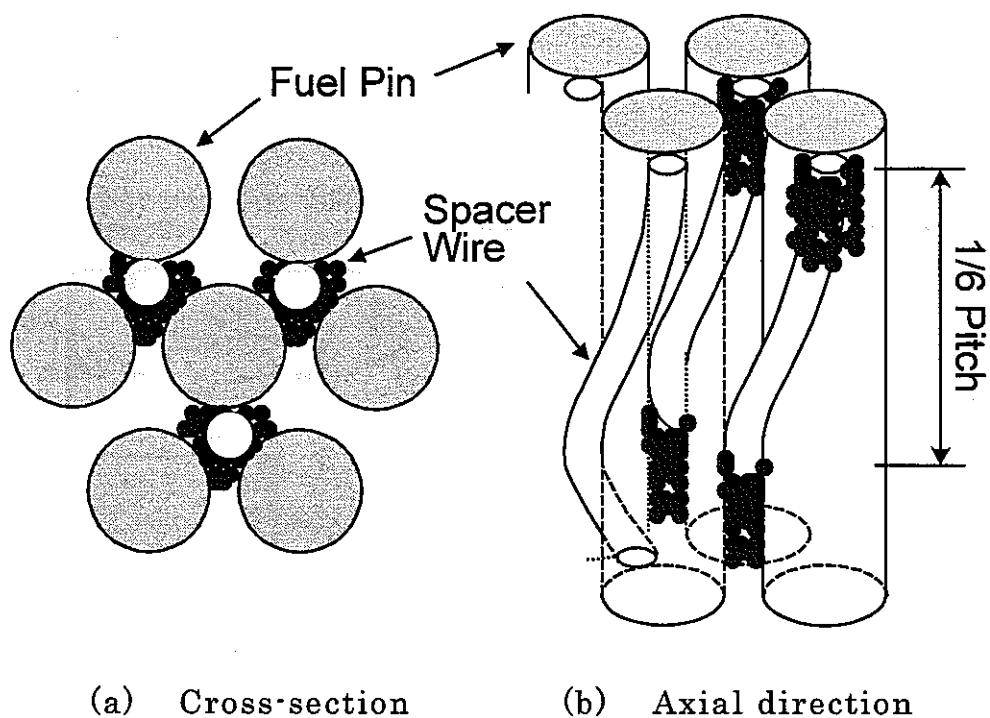


Figure1-1 Blockage Distribution in the Sub-Channel.

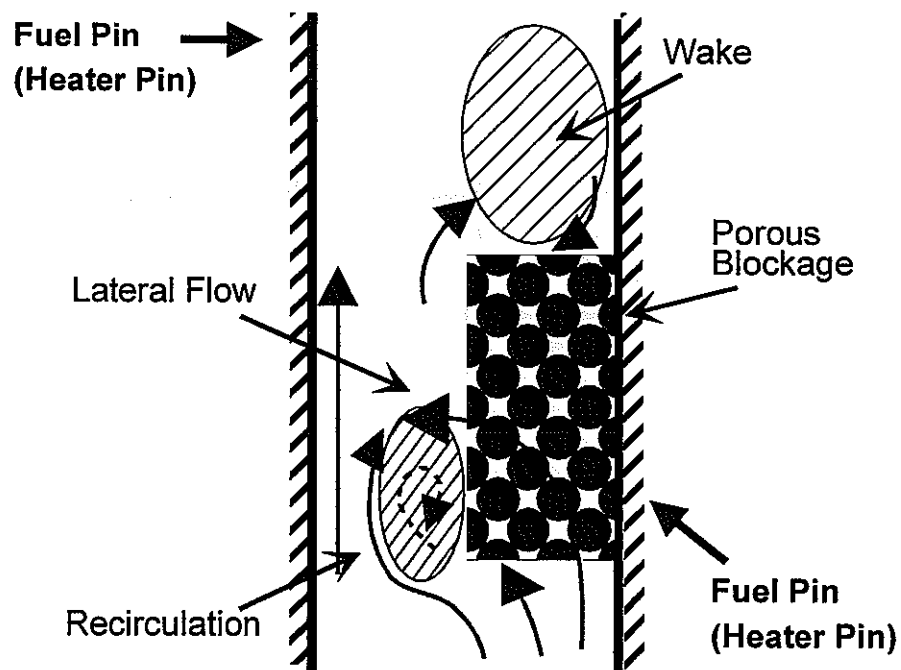


Figure1-2 Flow Pattern around the Porous Blockage.

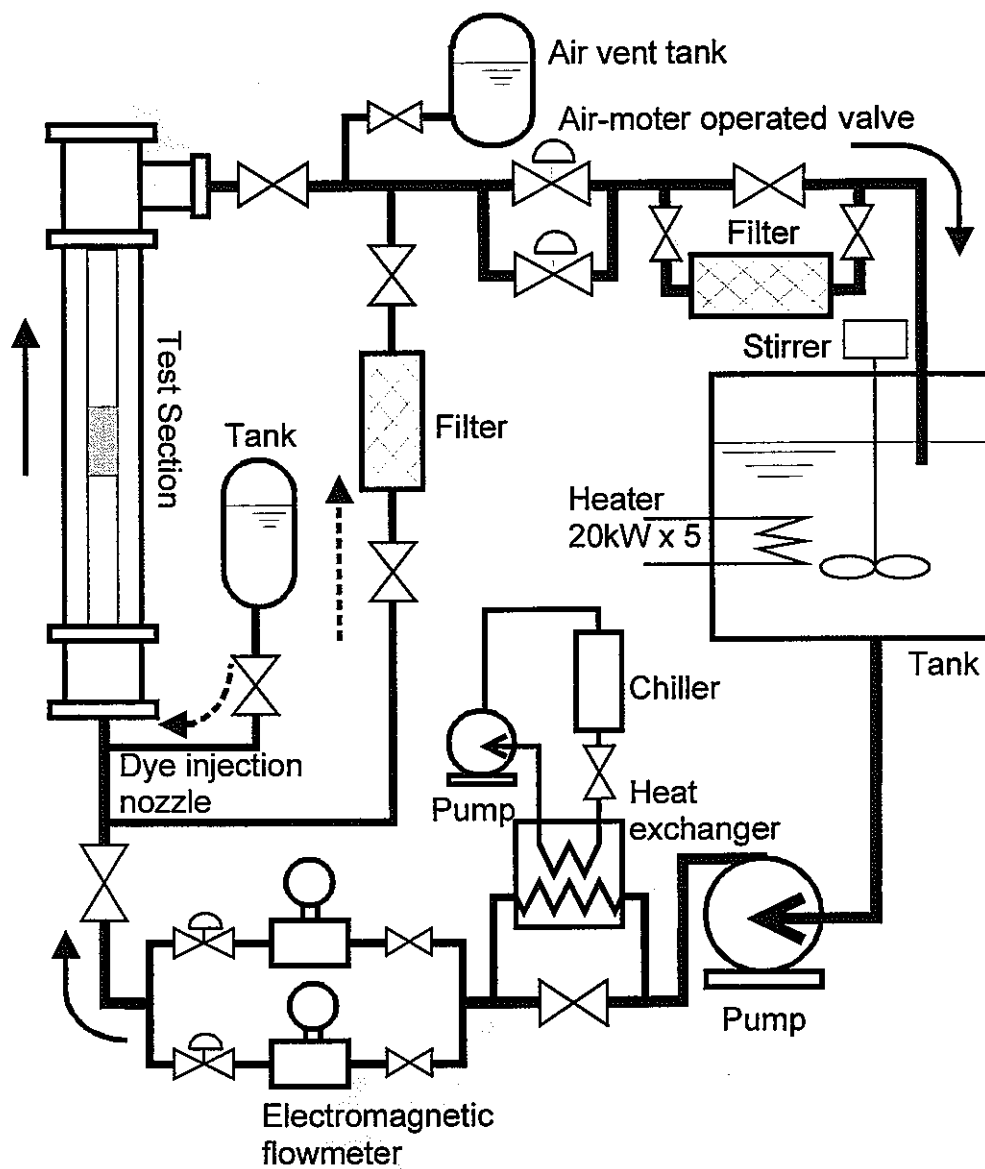
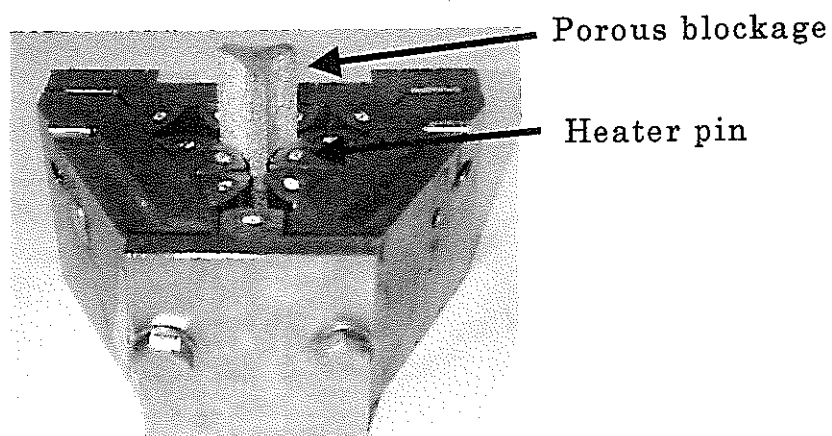
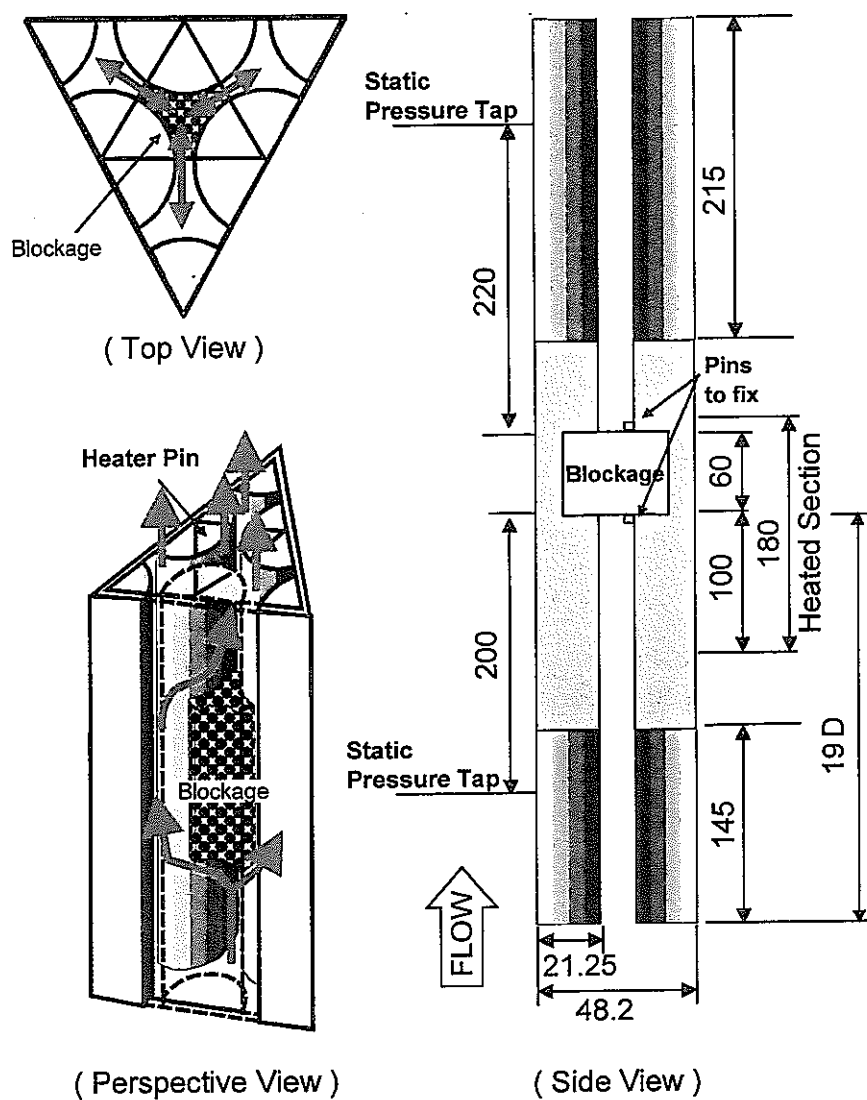


Figure2-1 Flow Diagram of Experimental Facility.



(Test Section Cut Model)

Figure2-2 Schematic View of 4 Sub-Channel Geometry
Test Section.

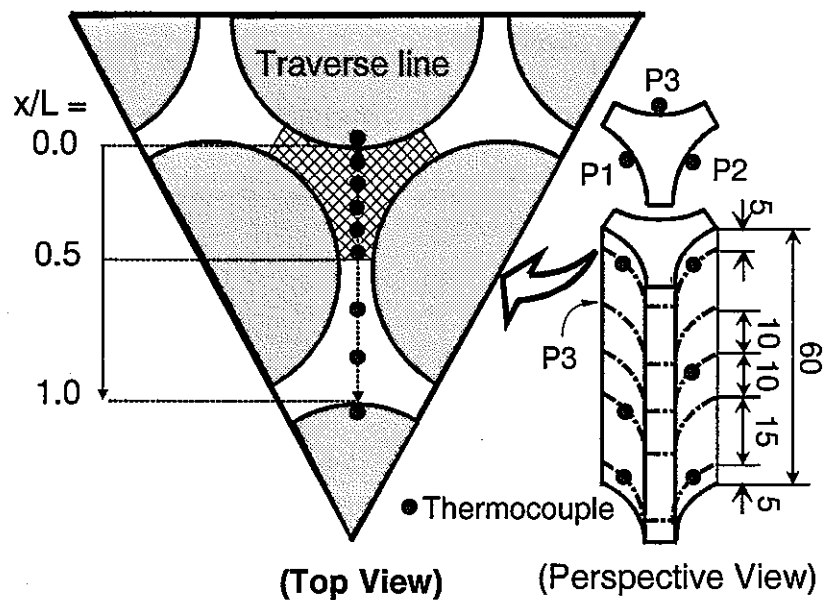


Figure2-3 Thermocouple Positions in the Test Section.

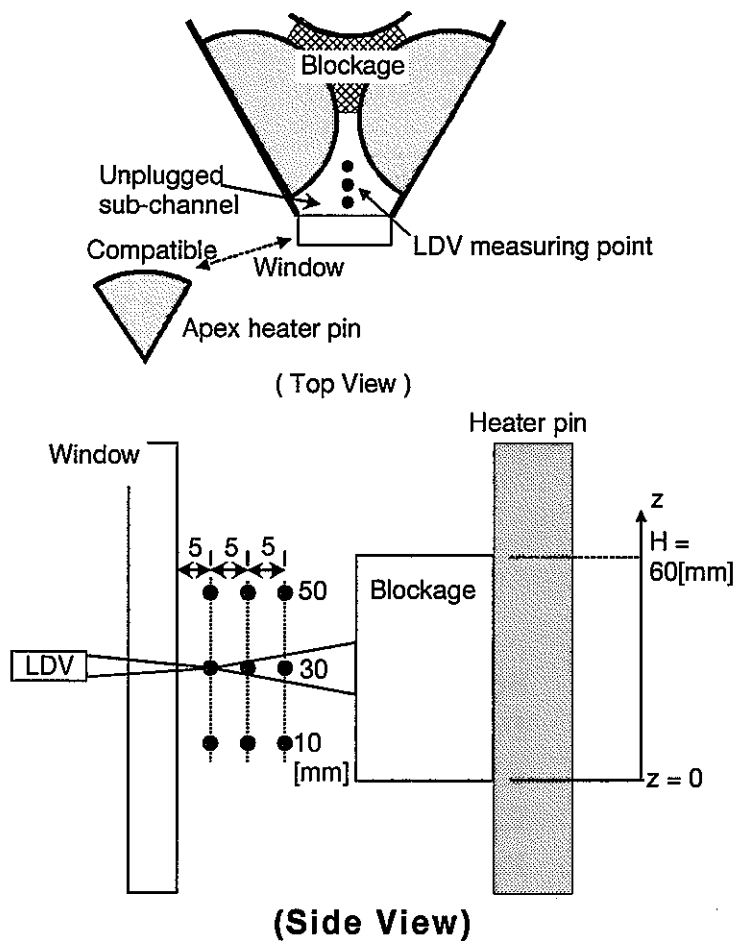


Figure2-4 LDV Measuring Points for Vertical Velocity.

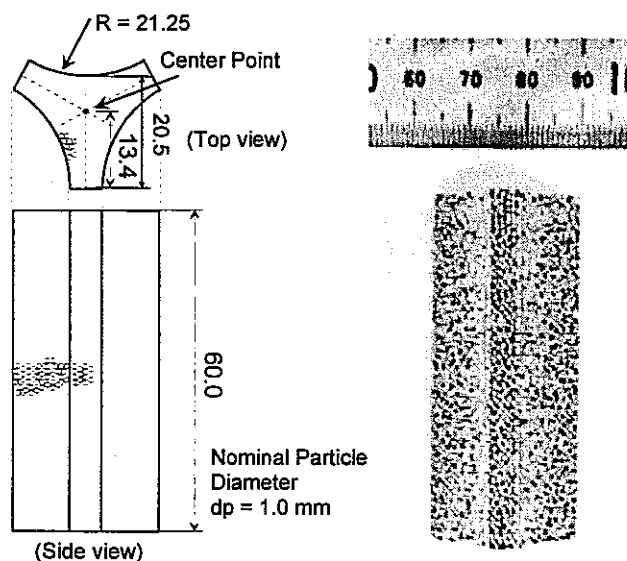


Figure2-5 Schematic View and Picture of Porous Blockage.

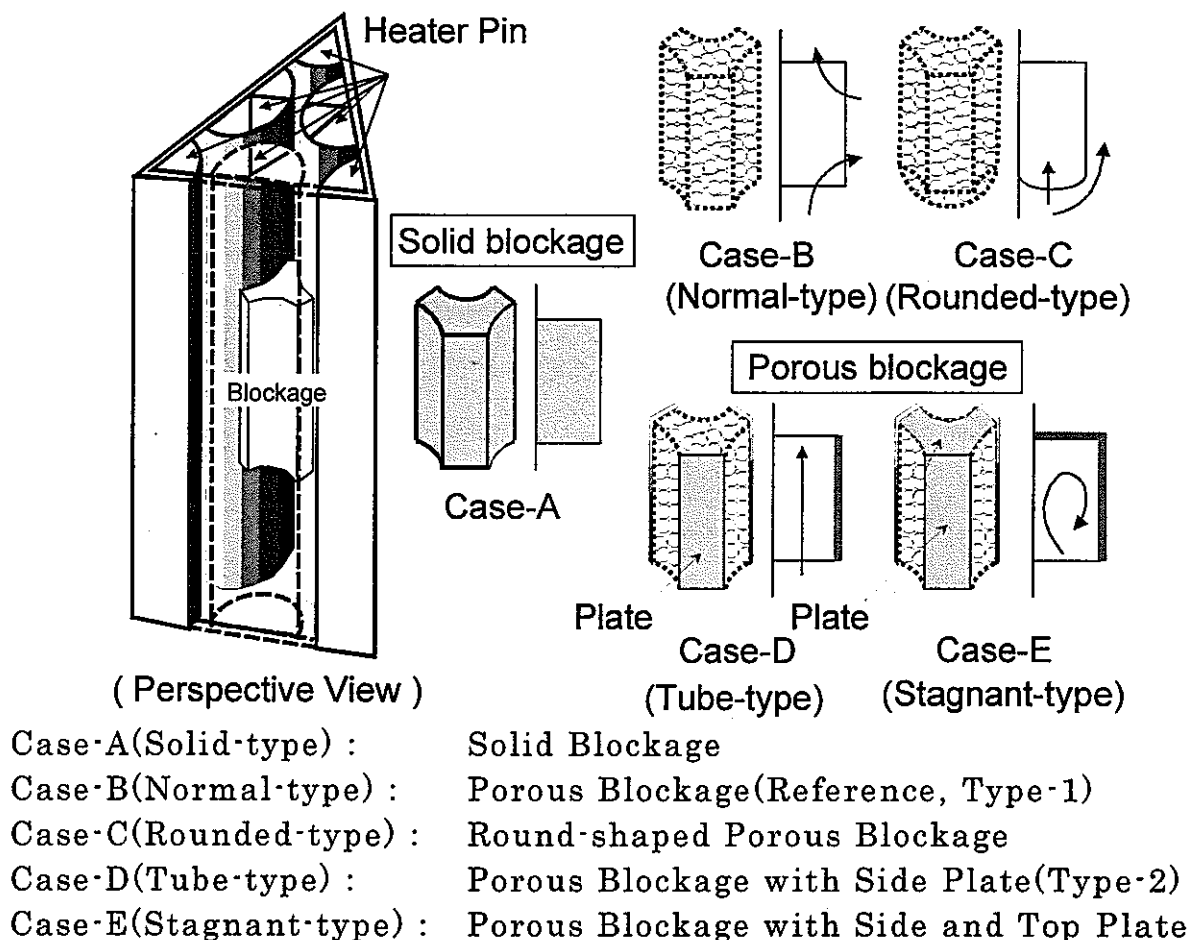


Figure2-6 Illustration of Blockage Conditions in the Experiment.

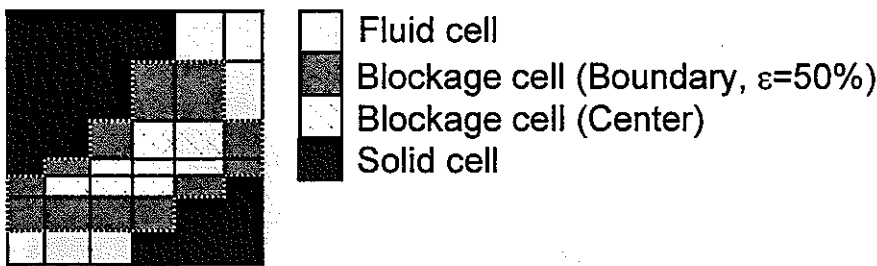


Figure4-1 Porosity Distribution Model of the Porous Blockage.
(Dotted line: Blockage region)

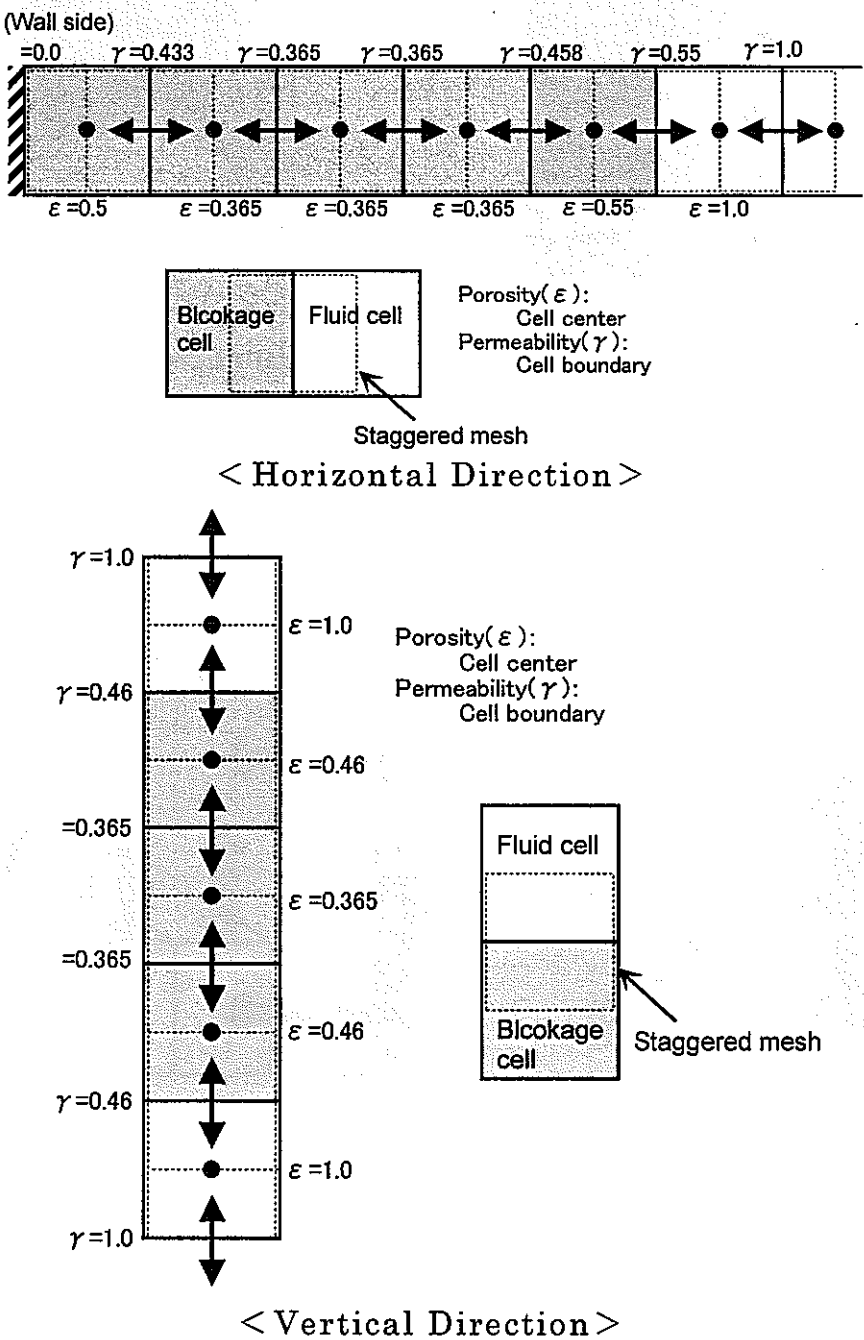


Figure4-2 Definition of Porosity and Permeability Distribution
in the Porous Blockage.

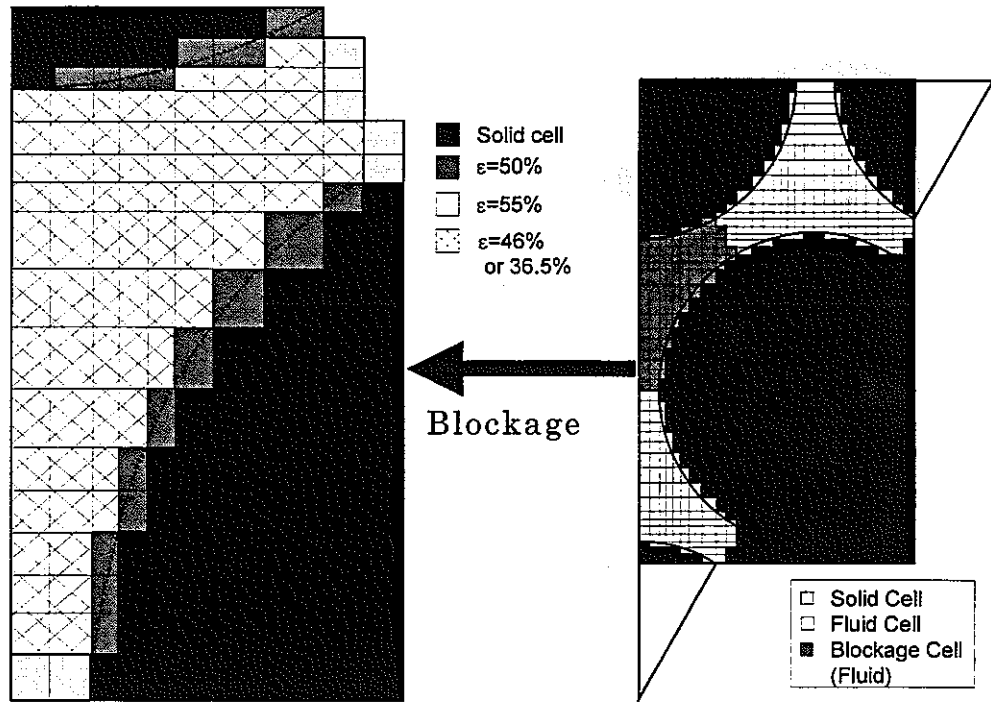


Figure4-3 Porosity Distribution in Numerical Simulation.

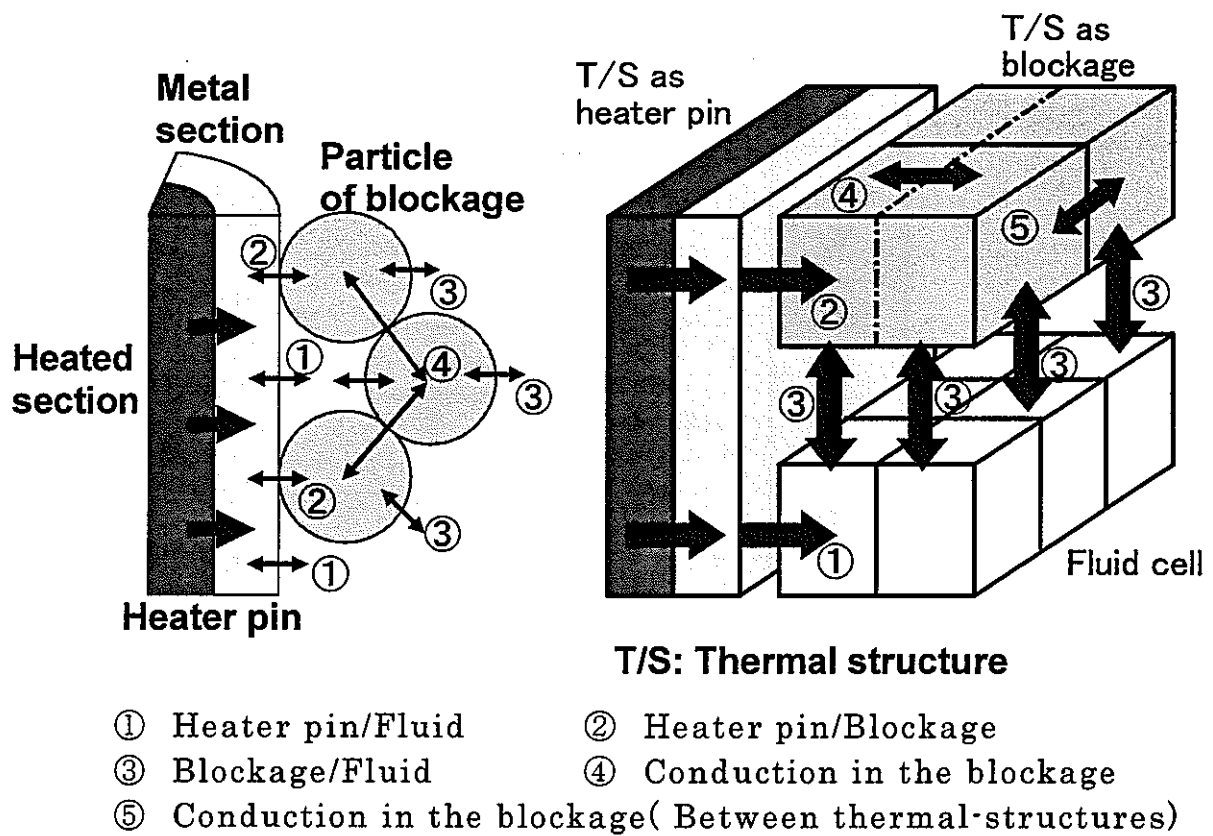
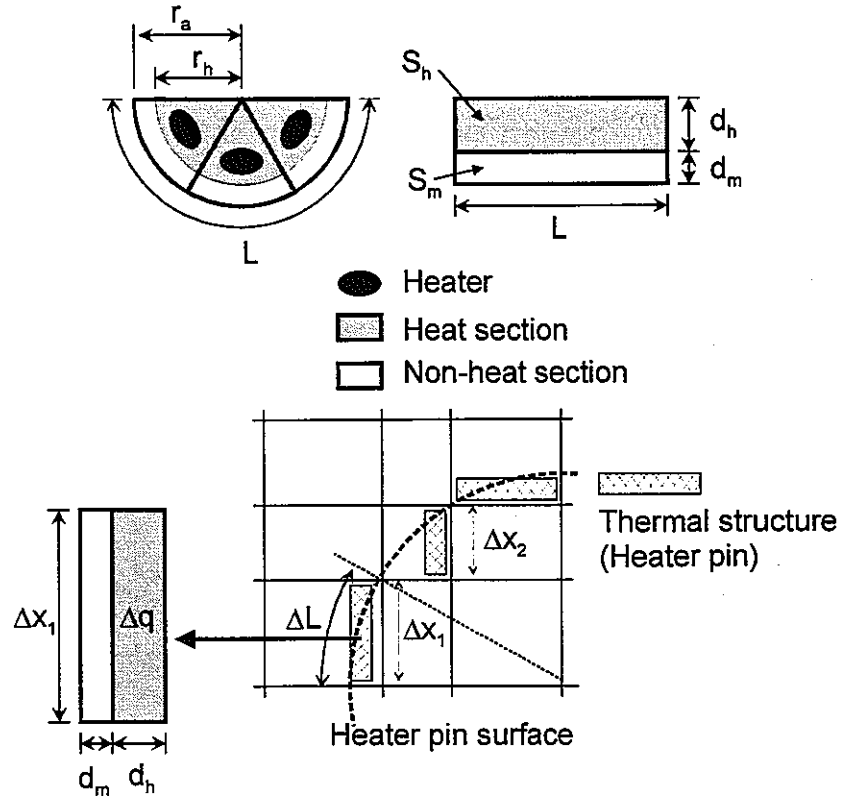


Figure4-4 Illustration of Heat Transfer in the Blockage.

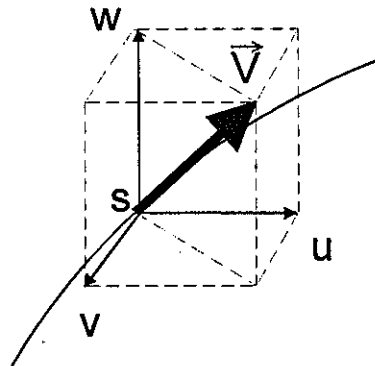


$$S_h = d_h \times L = \frac{1}{2} \pi \times r_h^2, \quad d_h = \frac{\pi \times r_h^2}{2 \cdot L}$$

$$S_m = d_m \times L = \frac{1}{2} \pi \times (r_a^2 - r_h^2), \quad d_m = \frac{\pi \times (r_a^2 - r_h^2)}{2 \cdot L}$$

$$q''' = \frac{Q}{S_h \times dz_h}, \quad \Delta q = \frac{\Delta L}{\Delta x} (\Delta x \times d_h) \times q'''$$

Figure4-5 Modeling of Heater Pin as Thermal Structure.



Stream Line, S

Figure4-6 Definition of Stream Line and Velocity Component.

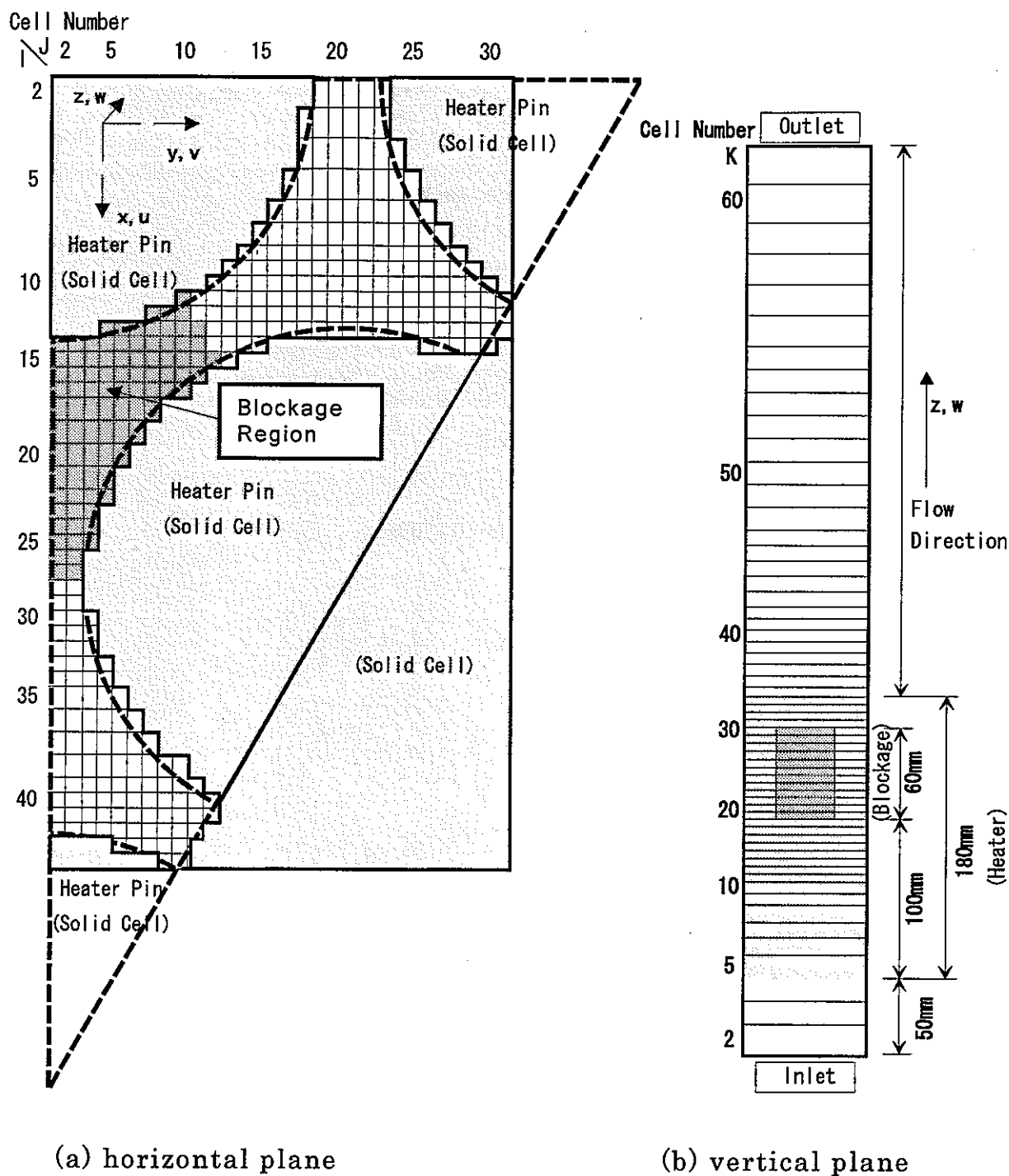


Figure4-7 Preliminary Mesh Arrangement of the Test Section and Boundary Conditions[7].

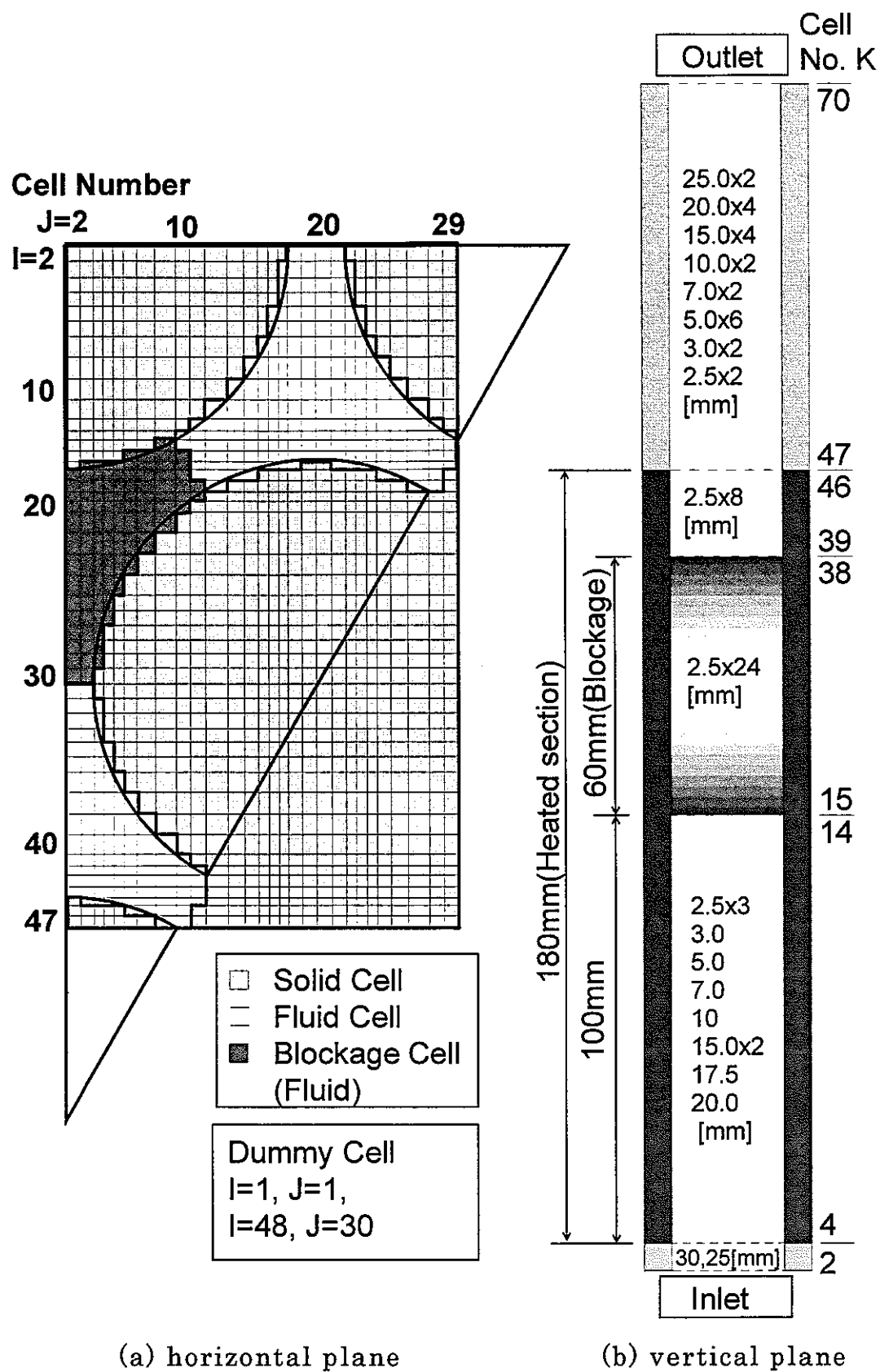
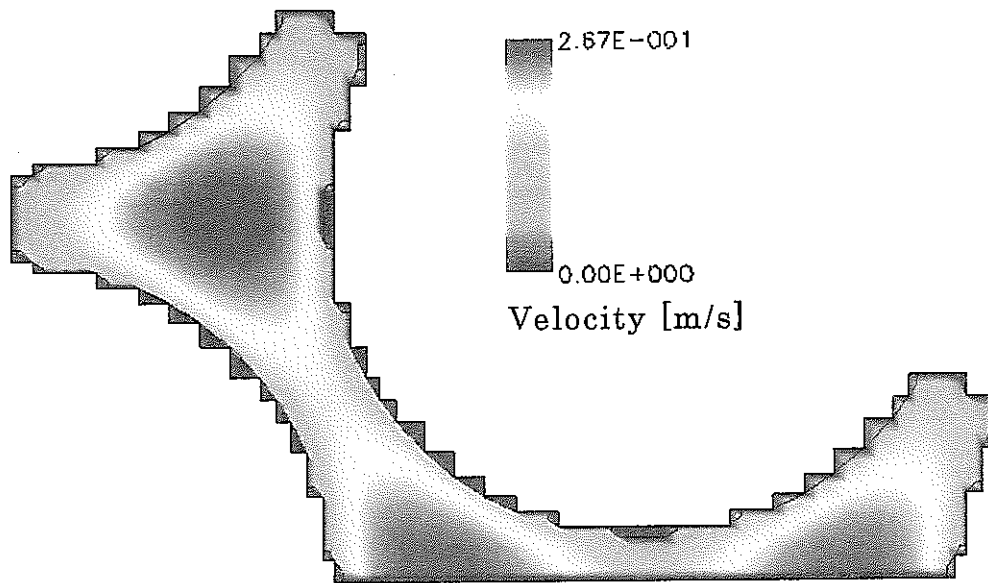
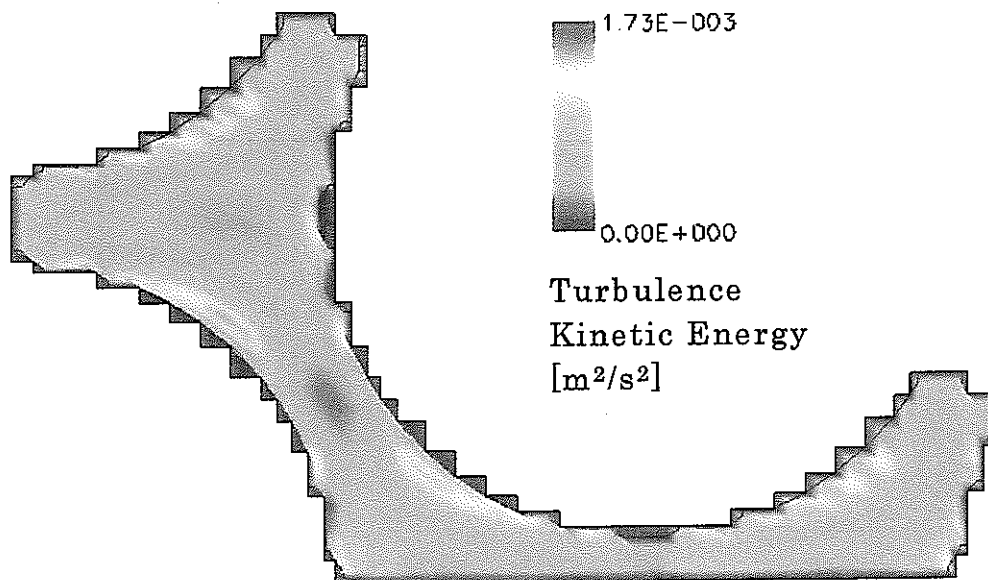


Figure4-8 Modified Mesh Arrangement for the Test Section and Boundary Conditions.



(a) Vertical Velocity Distribution



(b) Turbulence Kinetic Energy Distribution

Figure4-9 Inlet Boundary Conditions of Vertical Velocity and Turbulent Kinetic Energy in Case0-1.

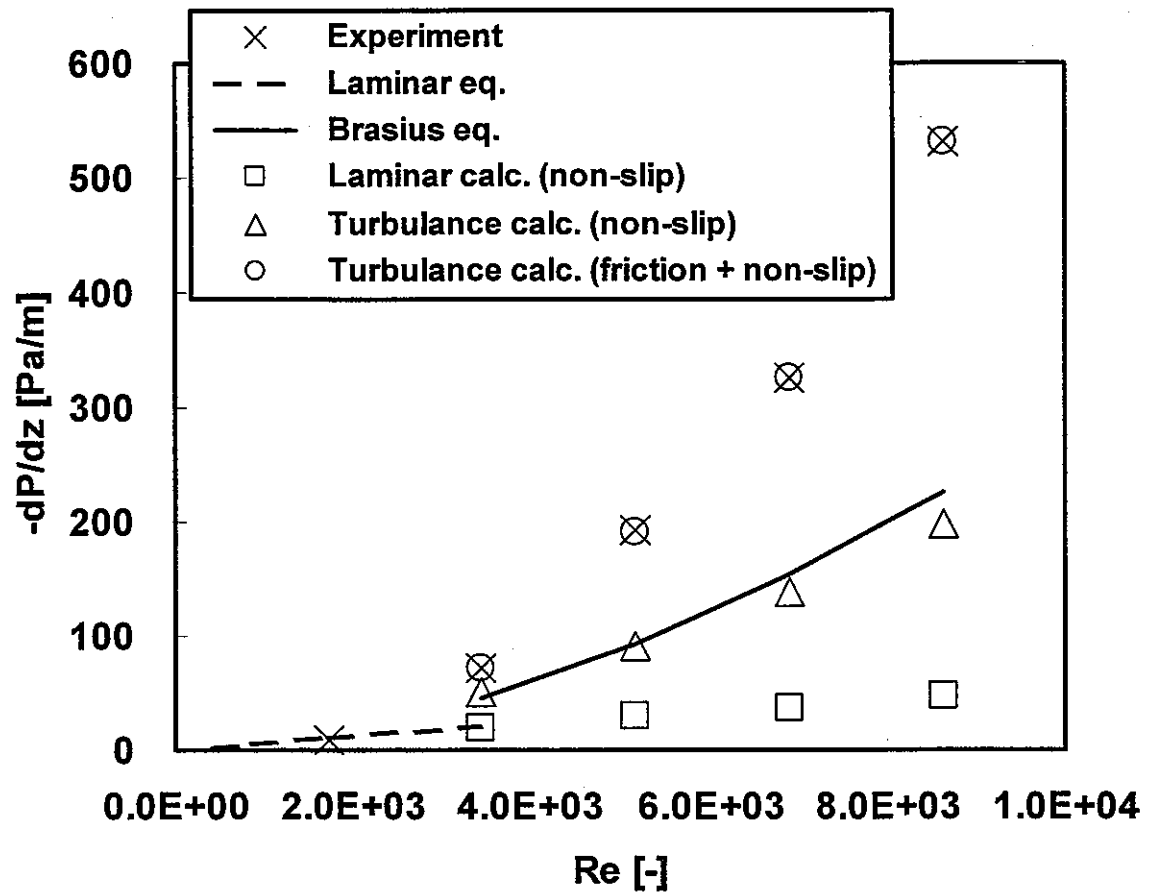


Figure4-10 Comparisons of Pressure Drop between Calculation and Experiment.

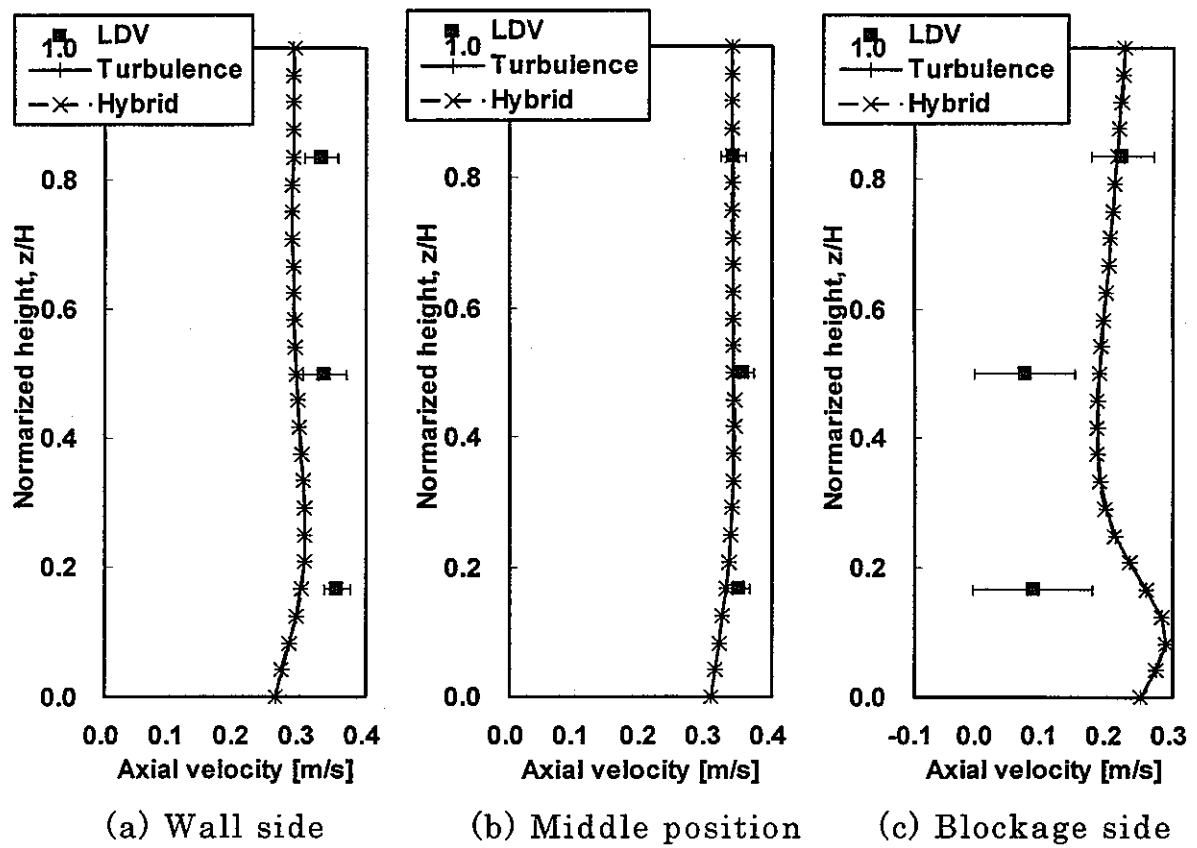


Figure5-1 Comparison of Axial Velocity Profiles between Calculation and LDV. (Turbulence: Case1-1, Hybrid: Case1-5)

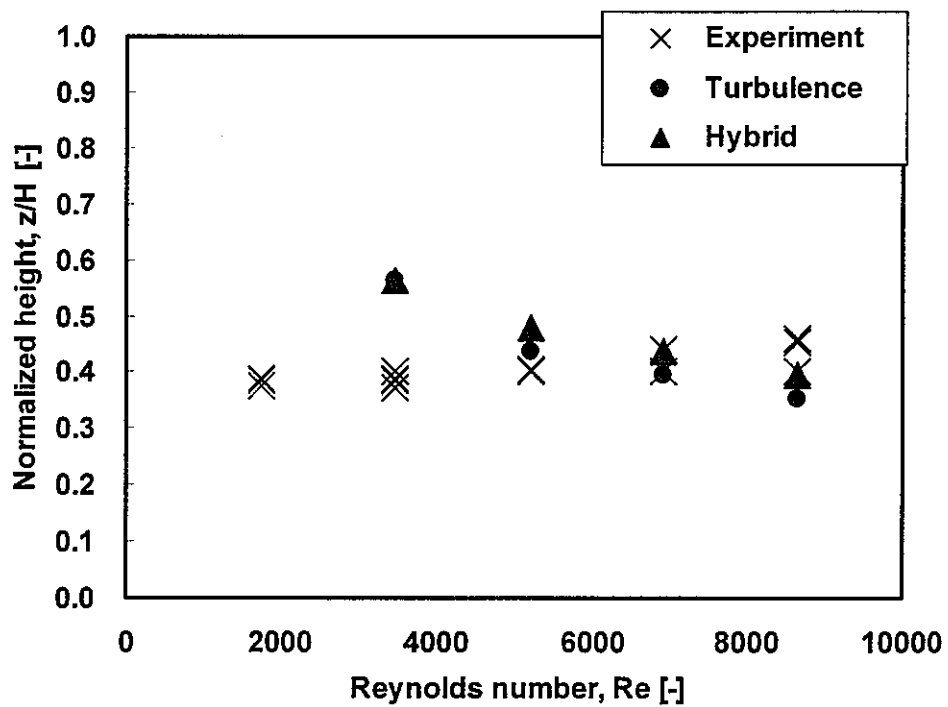
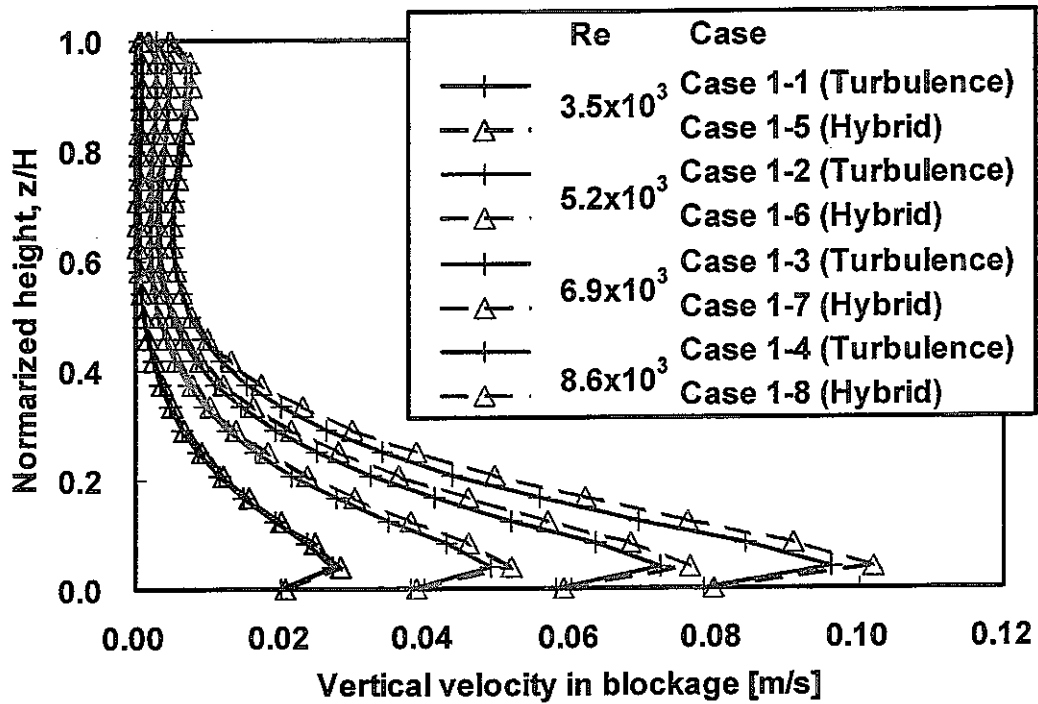
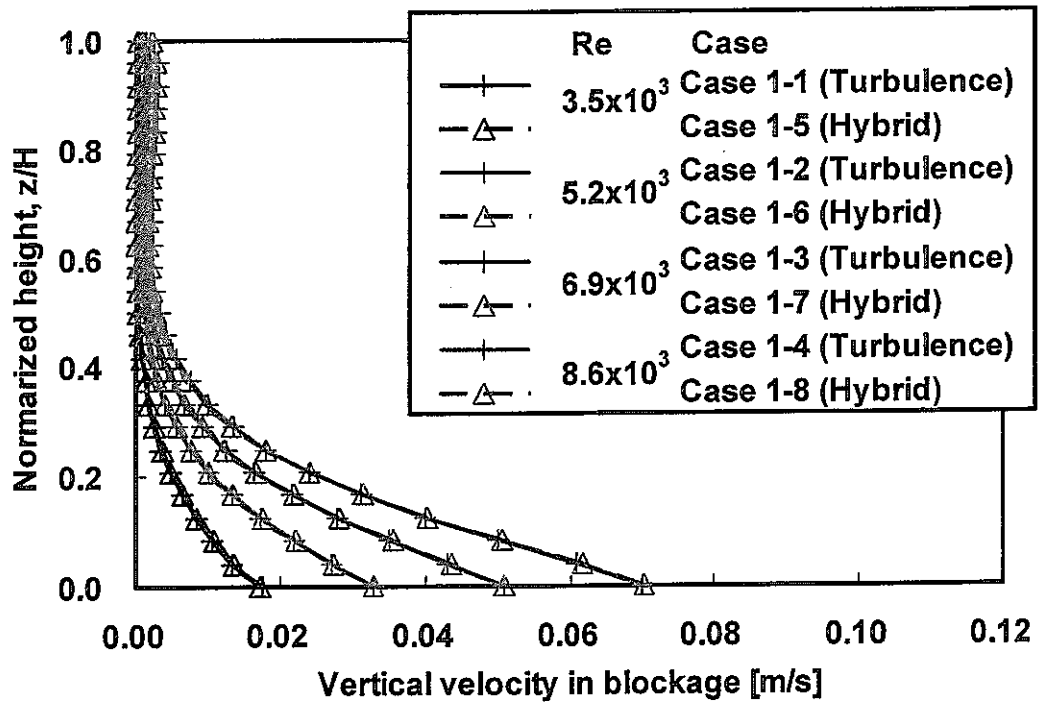


Figure5-2 Comparison of Top Position of Re-circulation between Calculation and Flow Visualization.

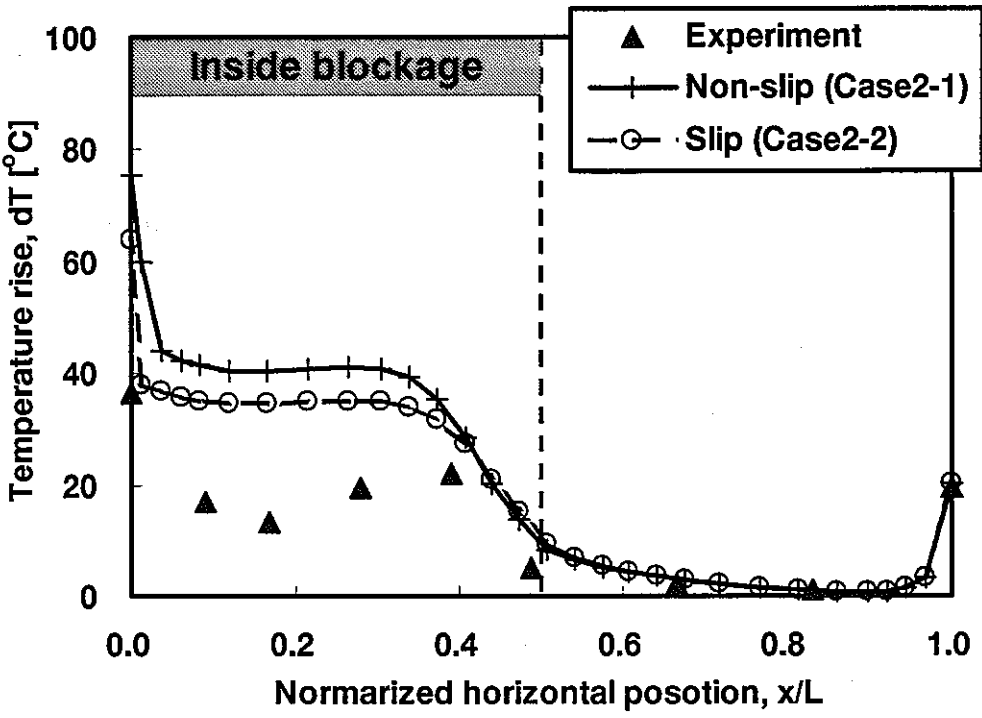


(a) Wall side position in the porous blockage

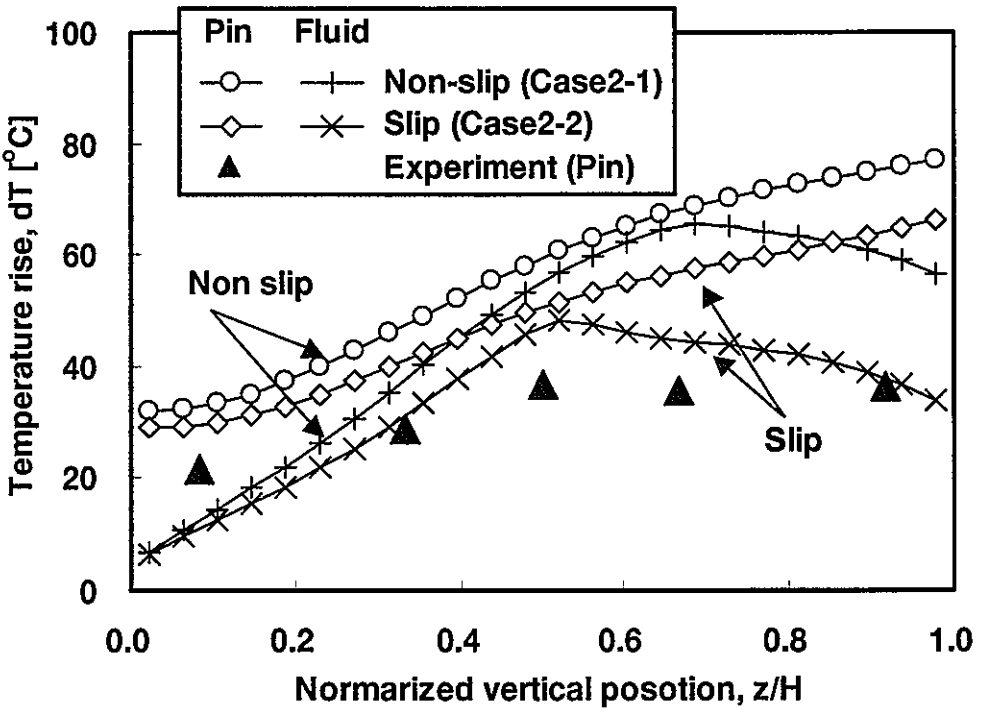


(b) Center position in the porous blockage

Figure5-3 Vertical Velocity Profiles in the Porous Blockage.
(Iso-thermal flow condition).

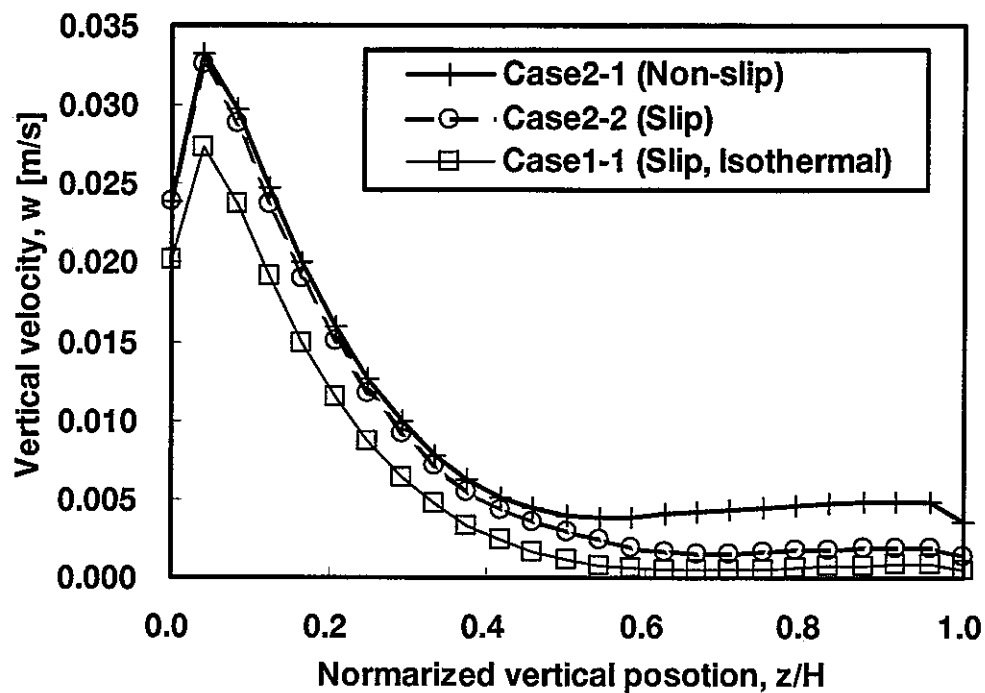


(a) Horizontal temperature profiles on upper cross-section

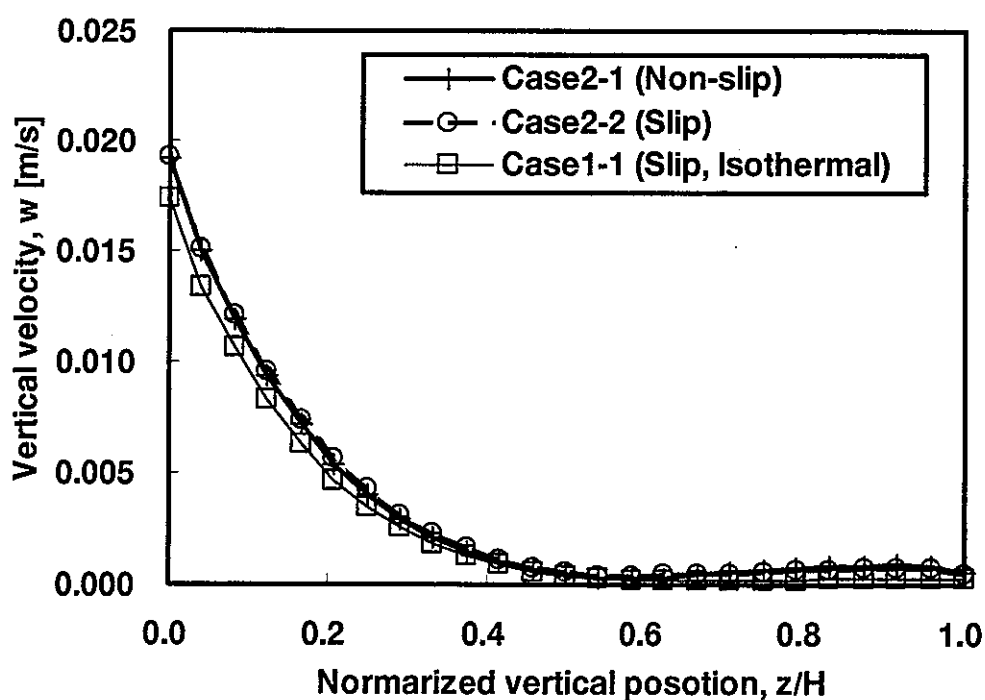


(b) Vertical profiles of heater pin surface and fluid on the pin surface temperature

Figure5-4 Comparisons of Temperature Profiles in the Porous Blockage under Different Wall Conditions.

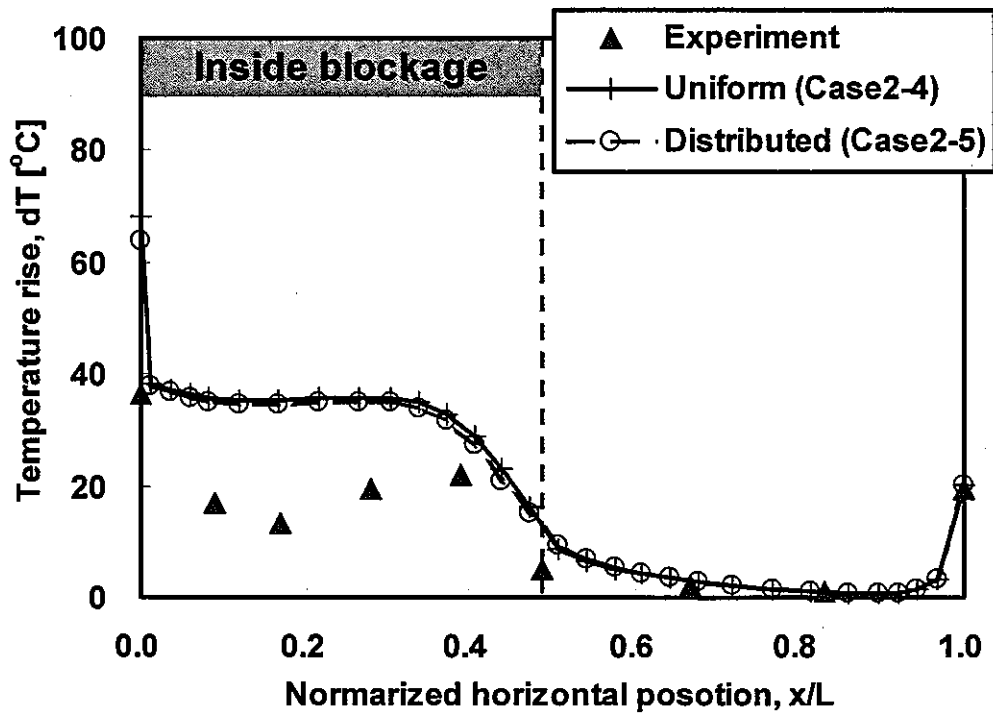


(a) Wall side position in the porous blockage

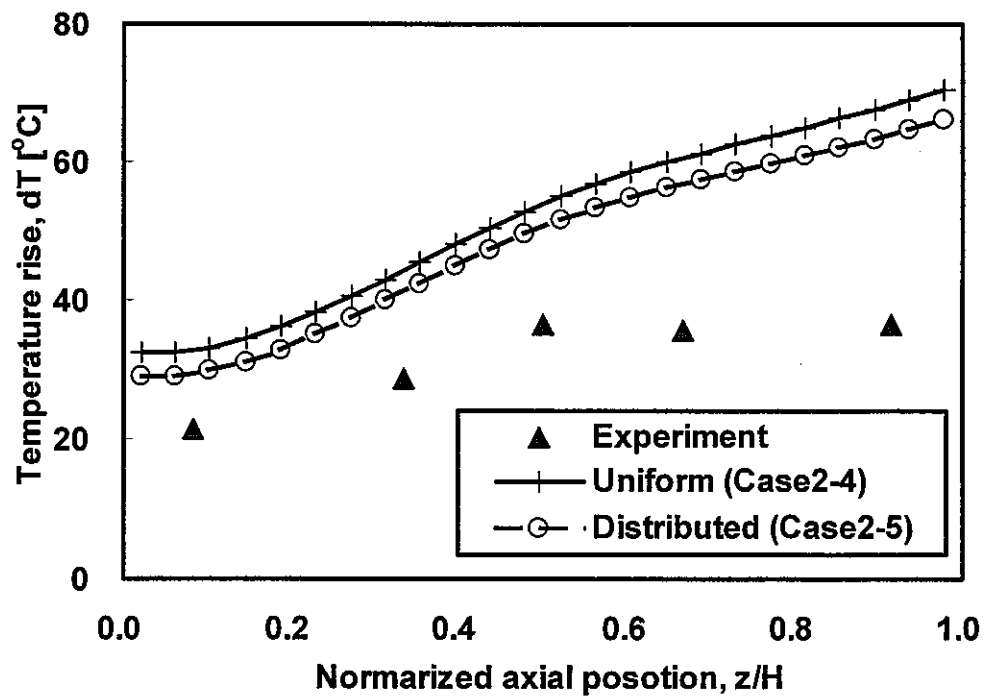


(b) Center position in the porous blockage

Figure5-5 Comparisons of Vertical Velocity Profiles in the Porous Blockage under Different Wall Conditions.



(a) Horizontal temperature profiles on upper cross-section



(b) Vertical profiles of heater pin surface temperature

Figure5-6 Comparisons of Temperature Profiles in the Porous Blockage under Different Blockage Modeling.

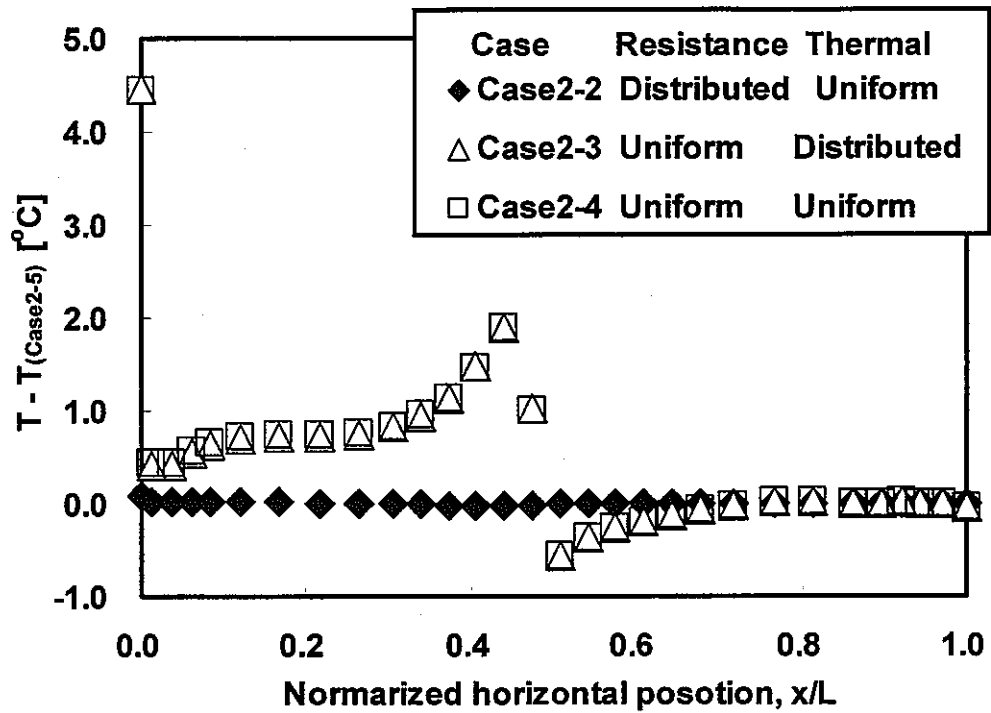


Figure5-7 Temperature Differences under Different Blockage Modeling.

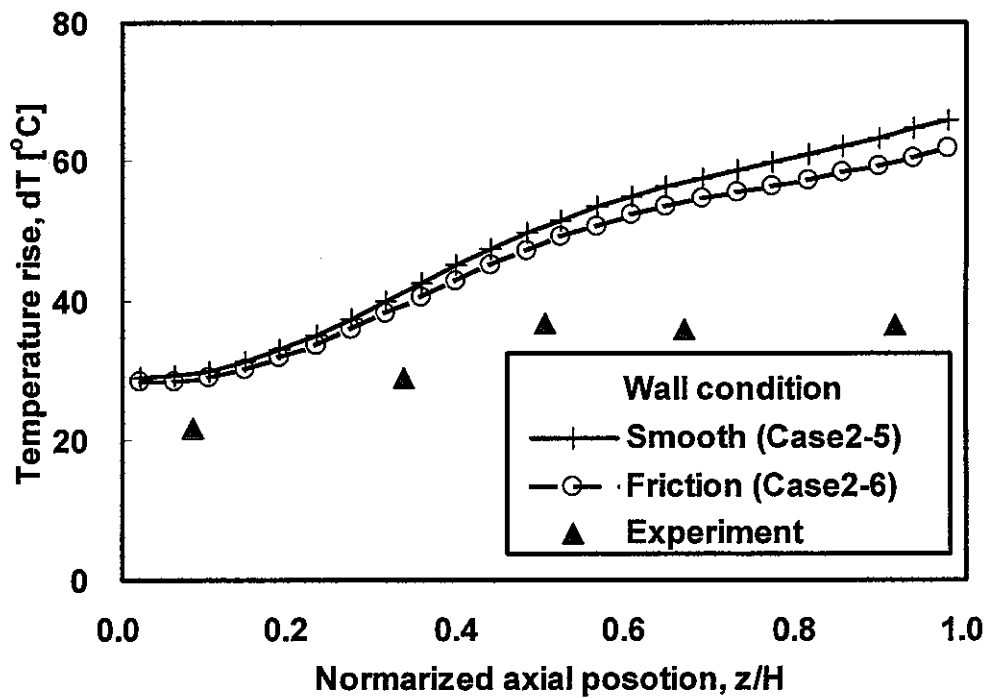
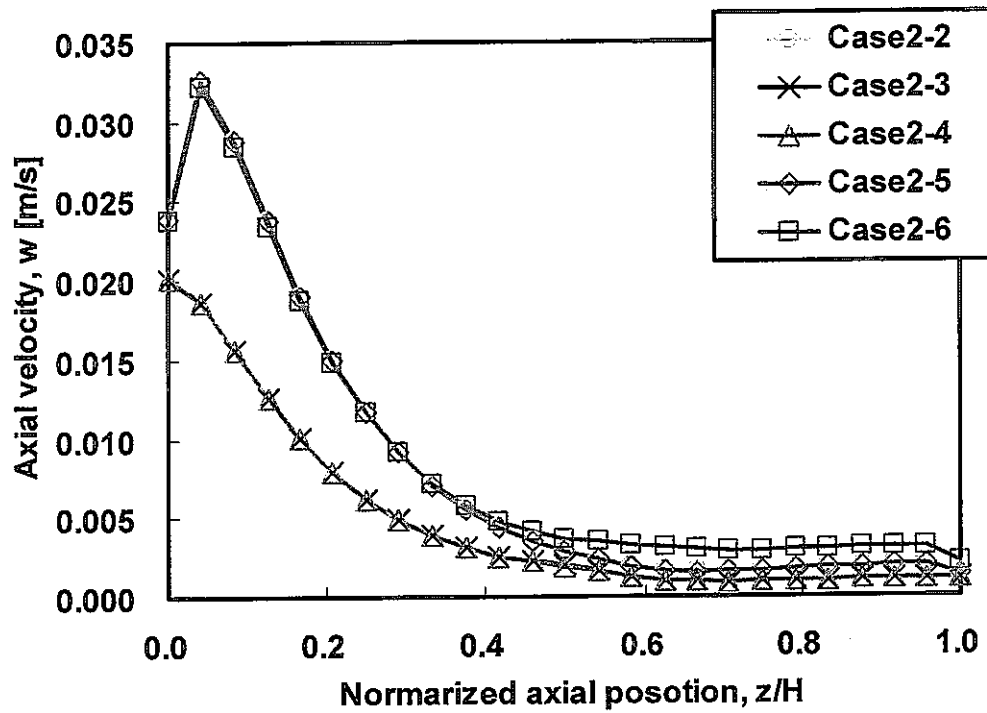
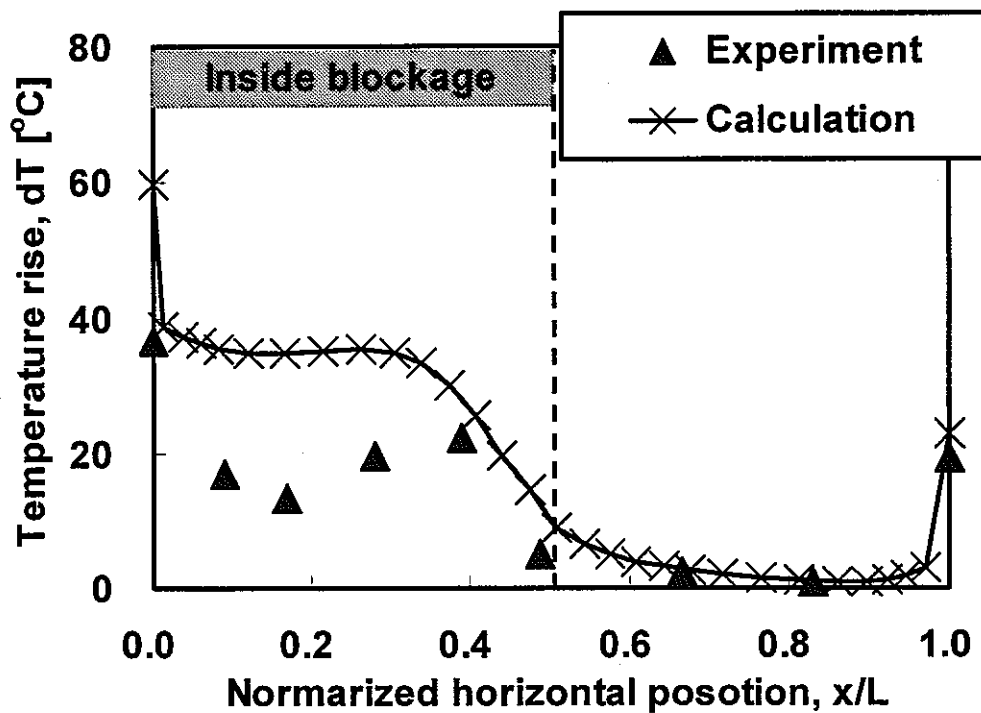


Figure5-8 Vertical Profiles of Heater Pin Surface Temperature under Different Wall Conditions.

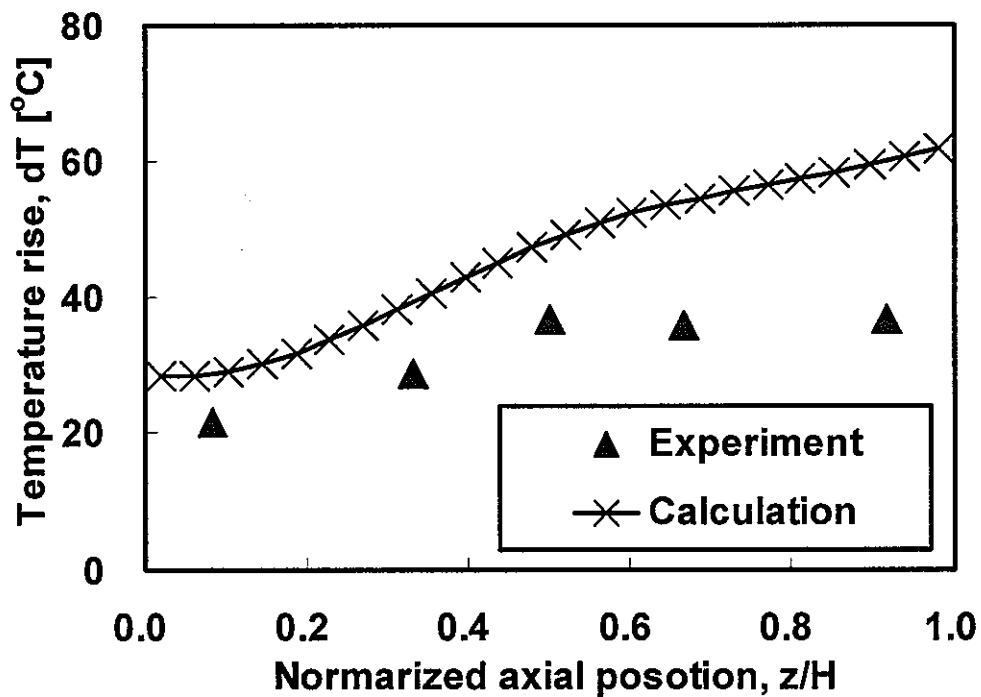


Case (input file)	Porosity and Permeability	Thermal properties	Friction factor	Wall condition in the blockage
Case2-2 (B24F08B1a)	Distributed	Uniform	Smooth	Slip
Case2-3 (B24F08B3a)	Uniform	Distributed		
Case2-4 (B24F08B4a)		Uniform		
Case2-5 (B24F08B2a)	Distributed	Distributed		
Case2-6 (B24F08B6)				

Figure5-9 Comparisons of Vertical Velocity Profiles
in the Porous Blockage near Wall Side Position
under Different Blockage Modeling (Case2).

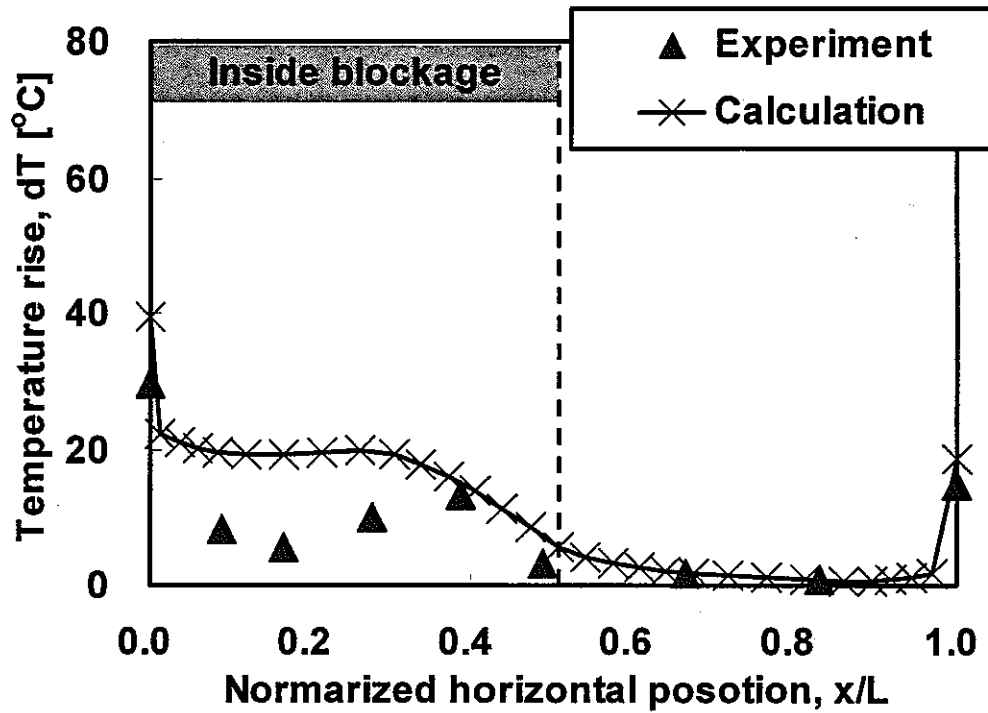


(a) Horizontal temperature profiles on upper cross-section

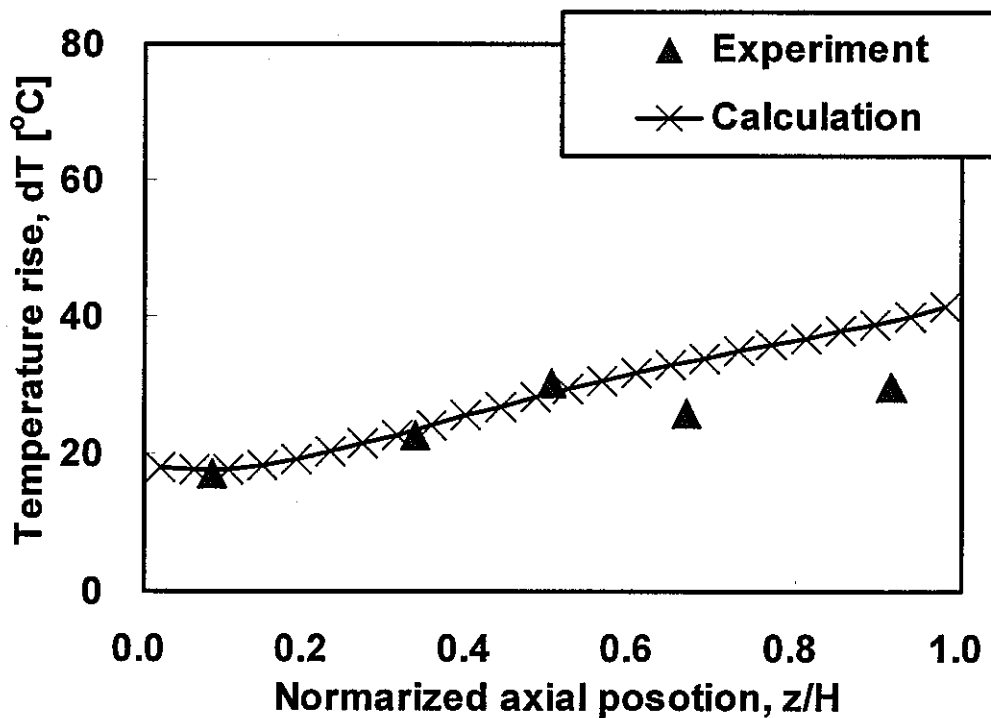


(b) Vertical profiles of heater pin surface temperature

Figure6-1 Temperature Profiles in the Porous Blockage (Type-1)
at Flow-rate 0.8[m³/h](Re=3.5x10³).

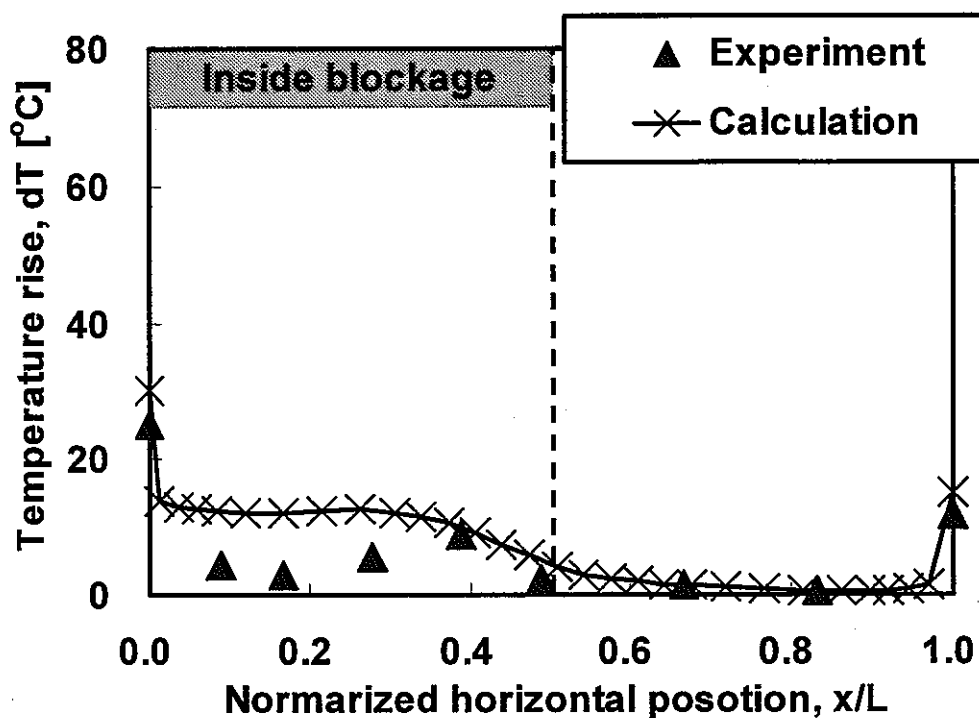


(a) Horizontal temperature profiles on upper cross-section

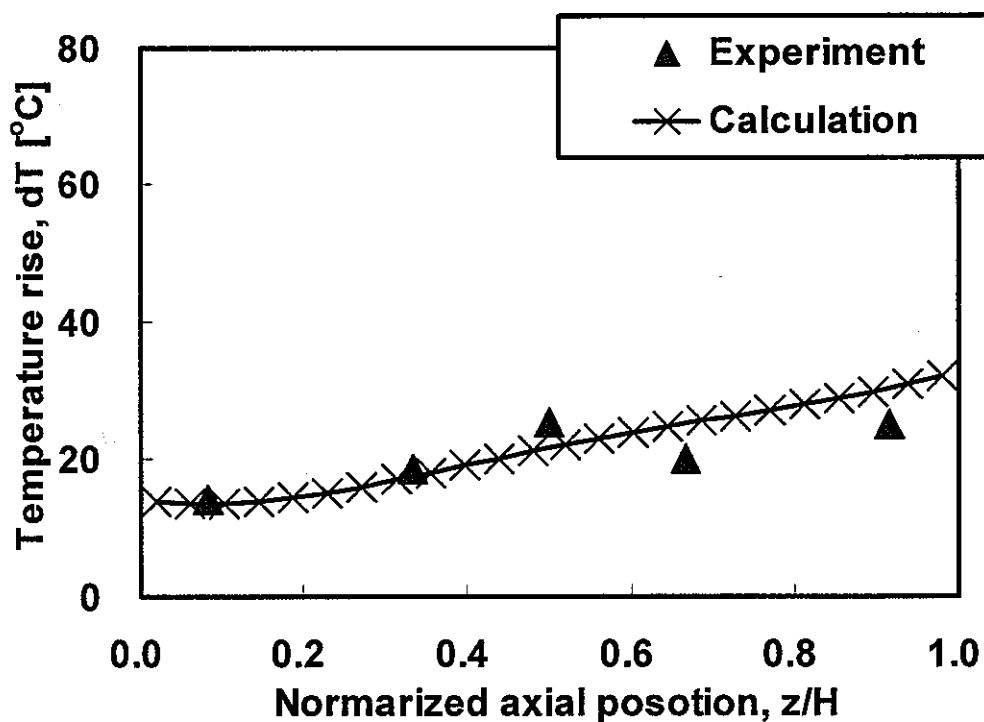


(b) Vertical profiles of heater pin surface temperature

Figure6-2 Temperature Profiles in the Porous Blockage (Type-1)
at Flow-rate 1.2[m³/h]($Re=5.2 \times 10^3$)

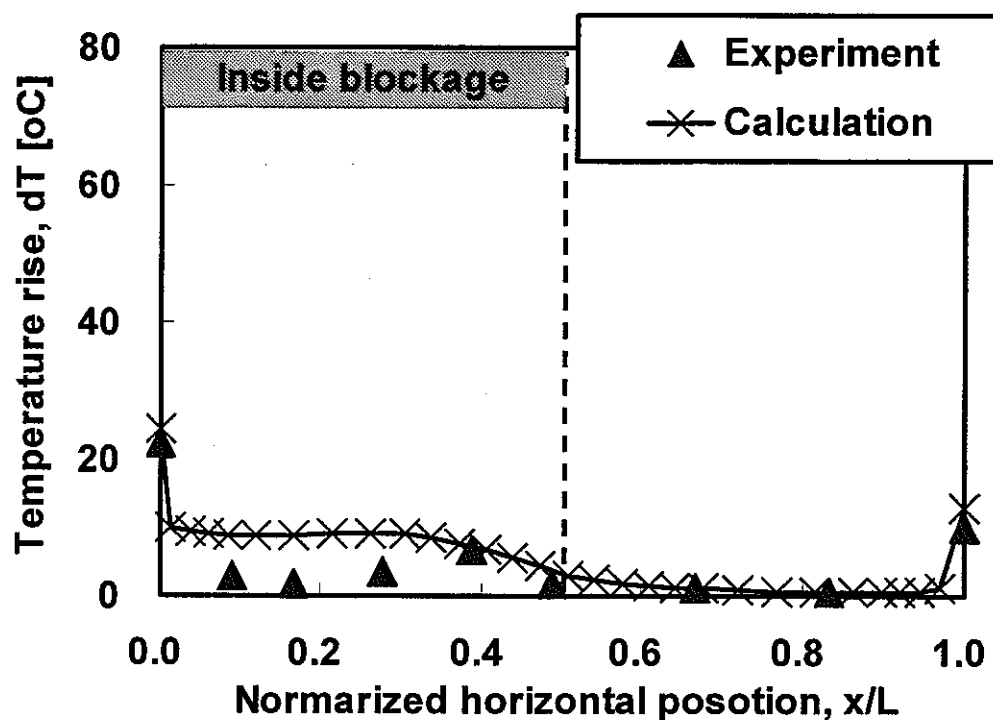


(a) Horizontal temperature profiles on upper cross-section

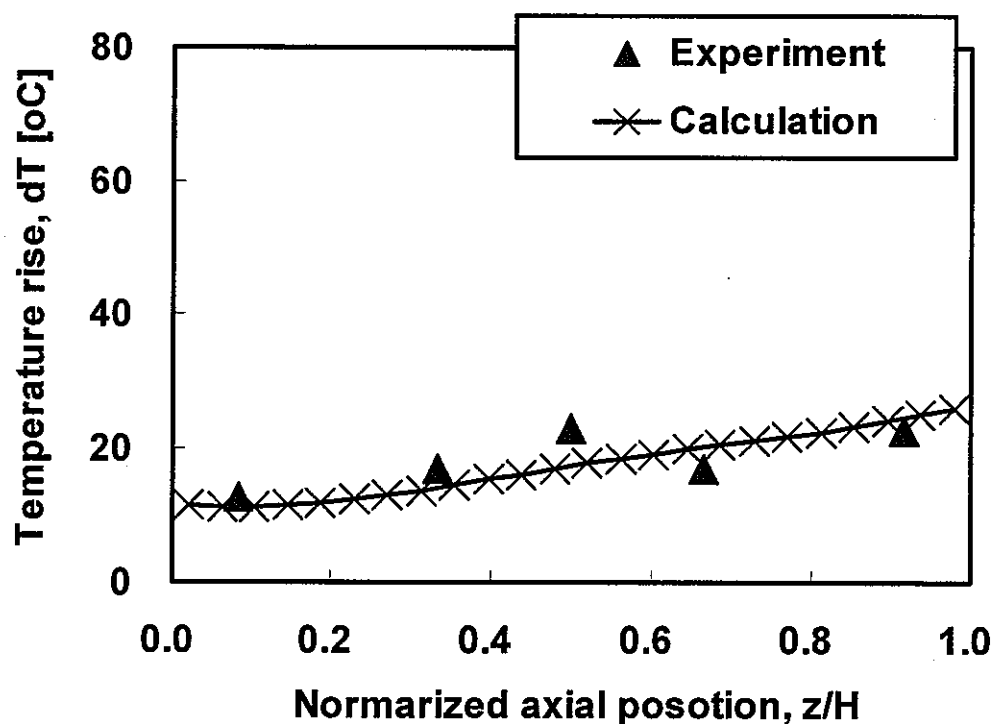


(b) Vertical profiles of heater pin surface temperature

Figure6-3 Temperature Profiles in the Porous Blockage (Type-1)
at Flow-rate 1.6[m³/h](Re=6.9x10³)

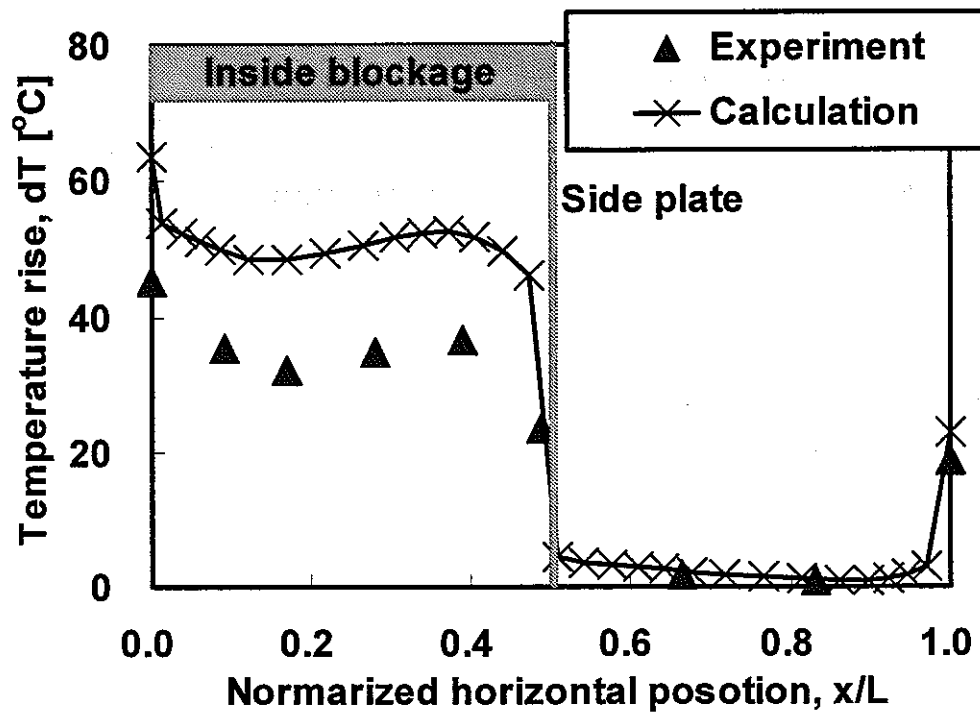


(a) Horizontal temperature profiles on upper cross-section

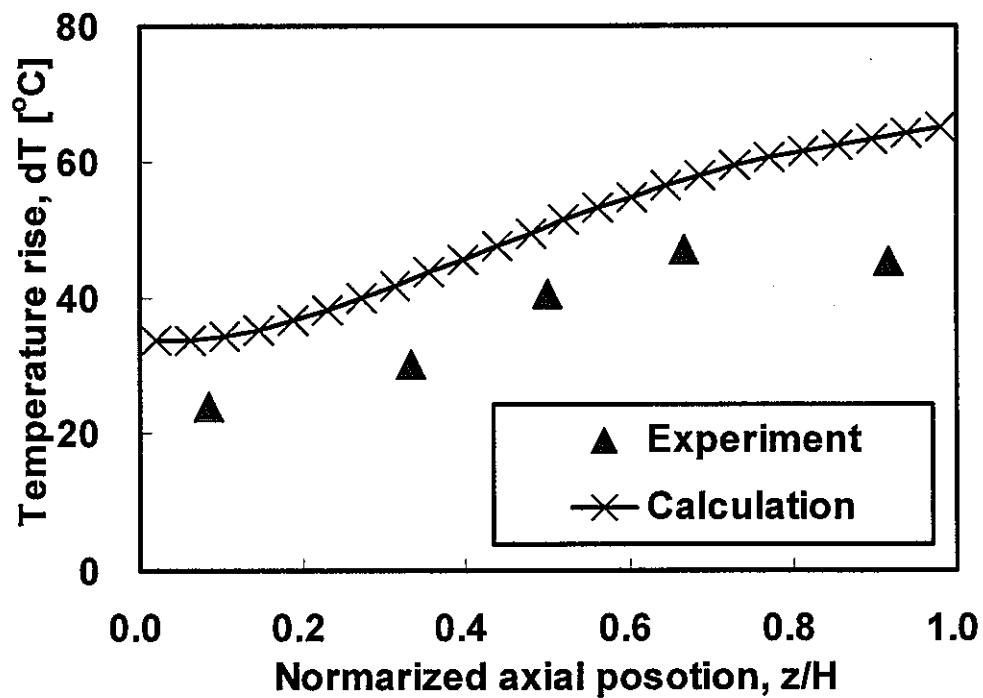


(b) Vertical profiles of heater pin surface temperature

Figure6-4 Temperature Profiles in the Porous Blockage (Type-1)
at Flow-rate 2.0[m³/h](Re=8.6x10³)

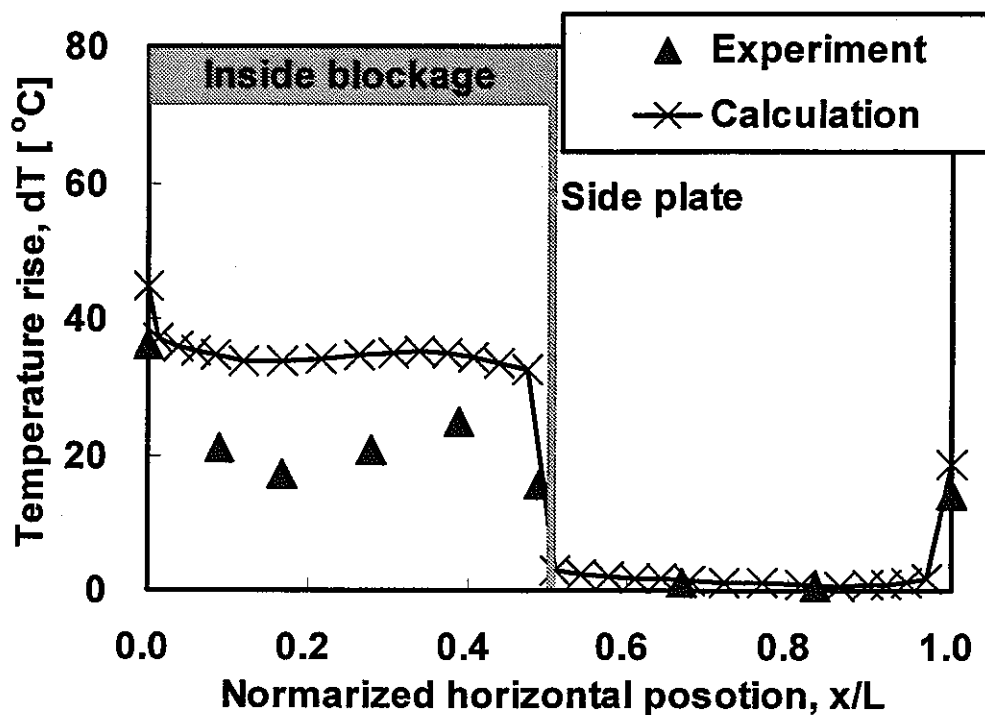


(a) Horizontal temperature profiles on upper cross-section

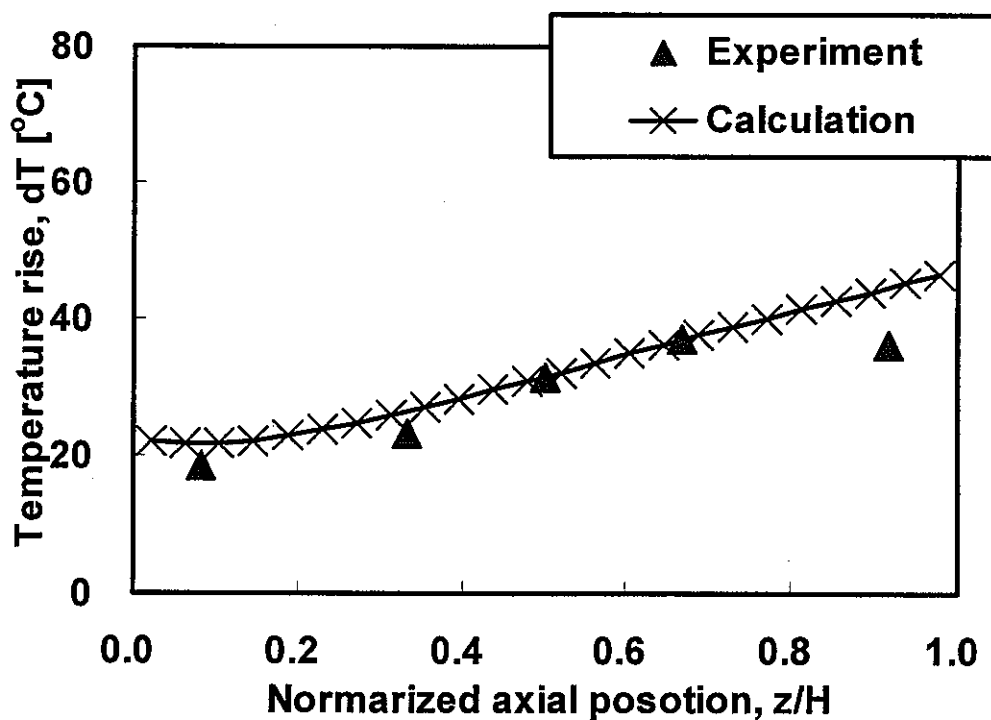


(b) Vertical profiles of heater pin surface temperature

Figure6-5 Temperature Profiles in the Porous Blockage with Side Plate(Type-2) at Flow-rate 0.8[m³/h](Re=3.5x10³)

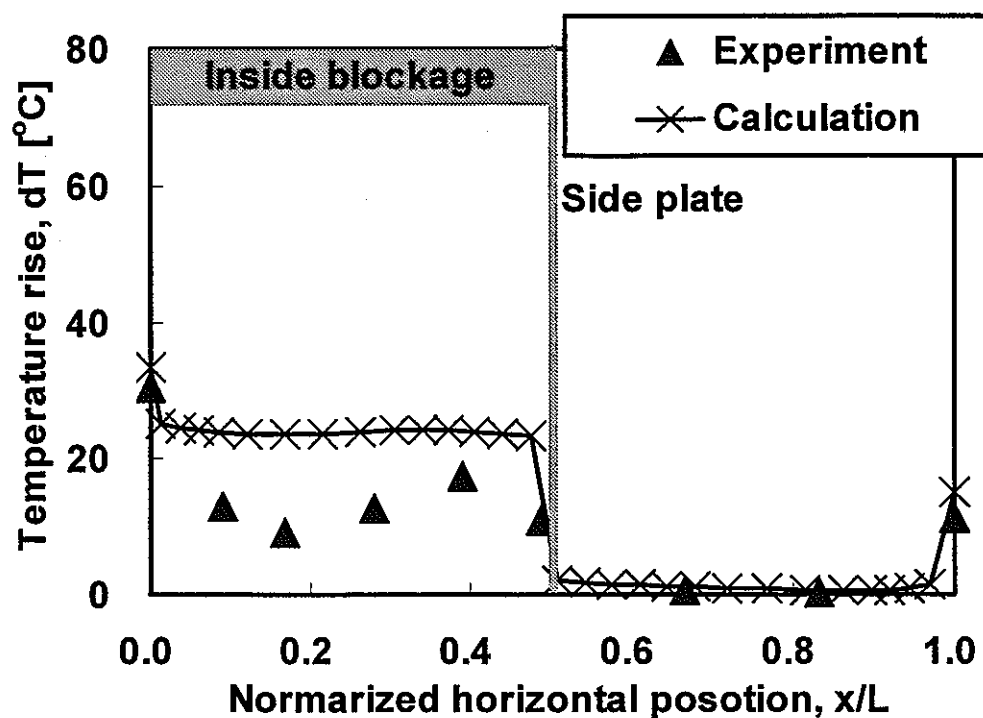


(a) Horizontal temperature profiles on upper cross-section

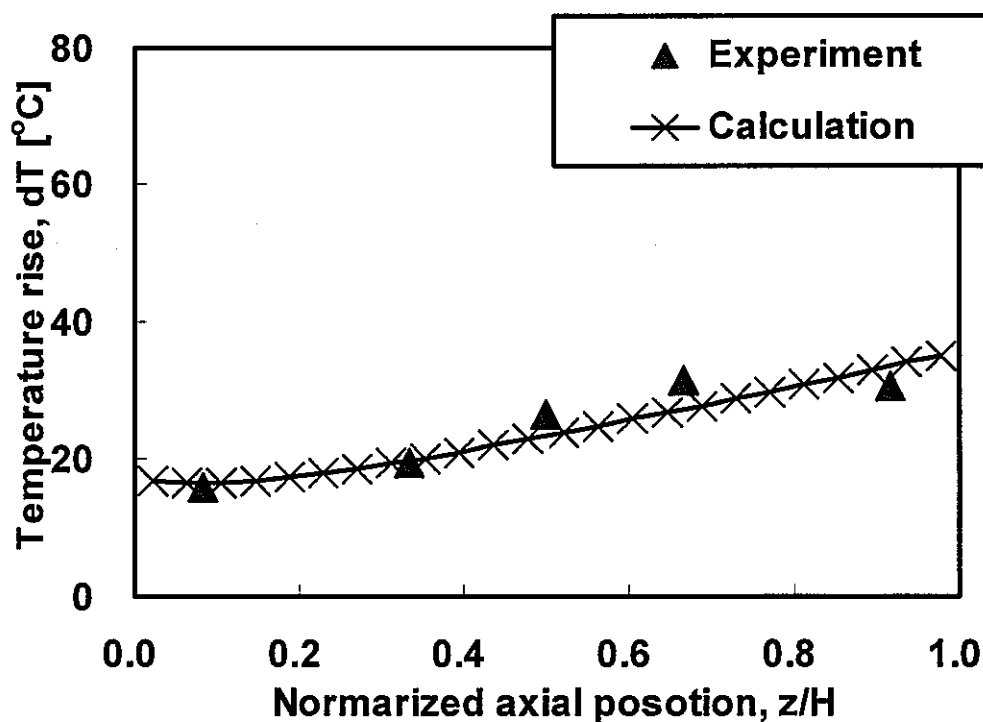


(b) Vertical profiles of heater pin surface temperature

Figure 6-6 Temperature Profiles in the Porous Blockage with Side Plate (Type-2) at Flow-rate 1.2[m³/h] (Re=5.2x10³)

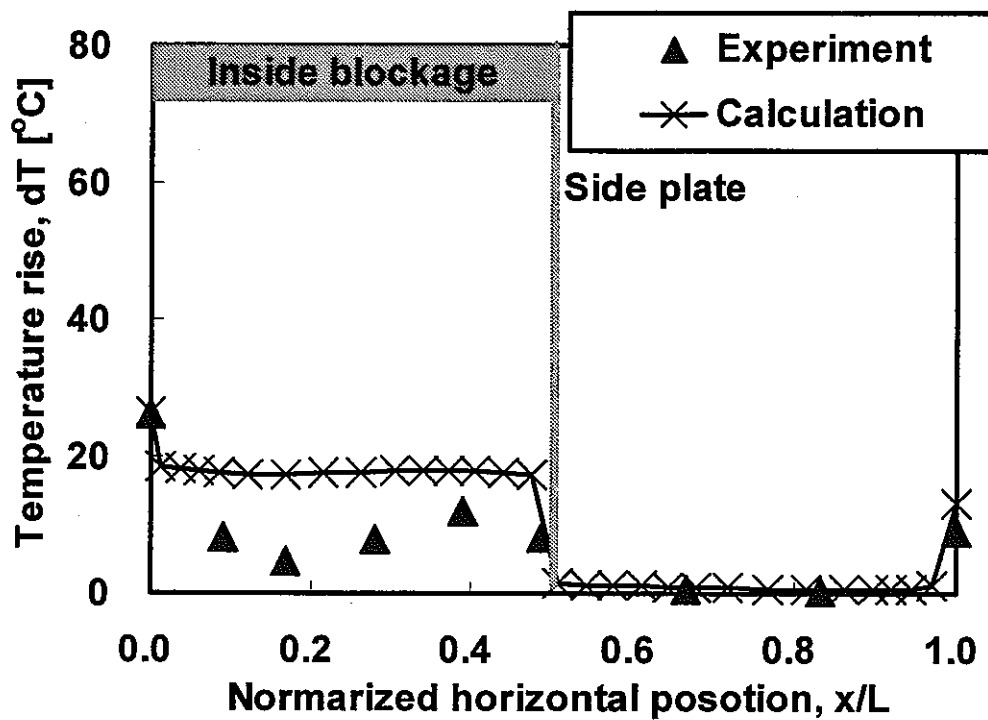


(a) Horizontal temperature profiles on upper cross-section

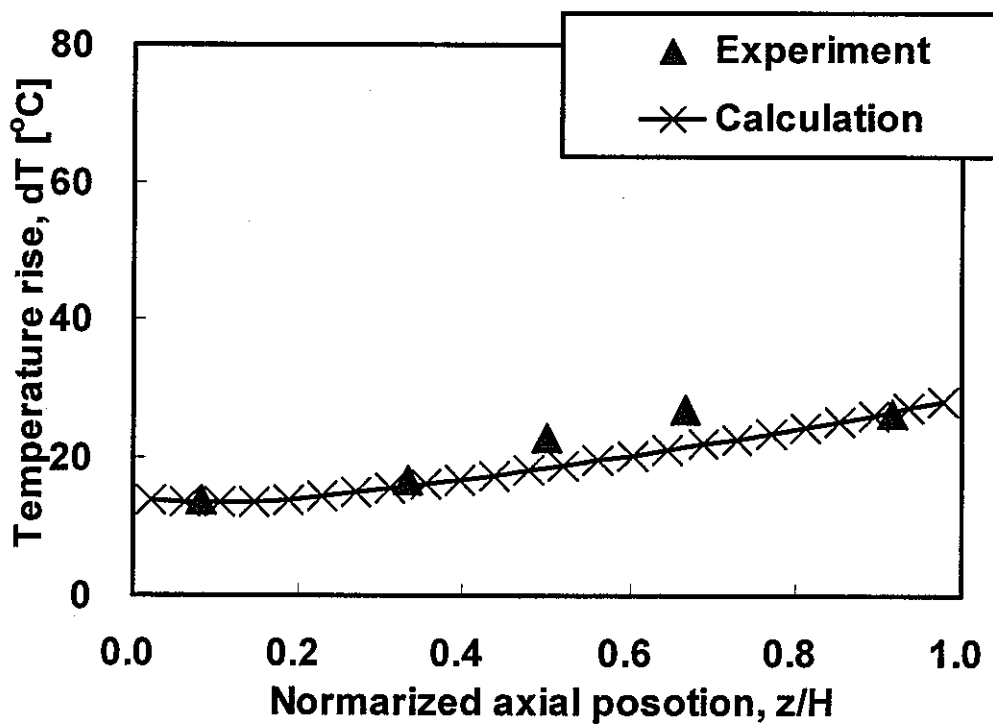


(b) Vertical profiles of heater pin surface temperature

Figure6-7 Temperature Profiles in the Porous Blockage with side Plate(Type-2) at Flow-rate 1.6[m³/h](Re=6.9x10³).

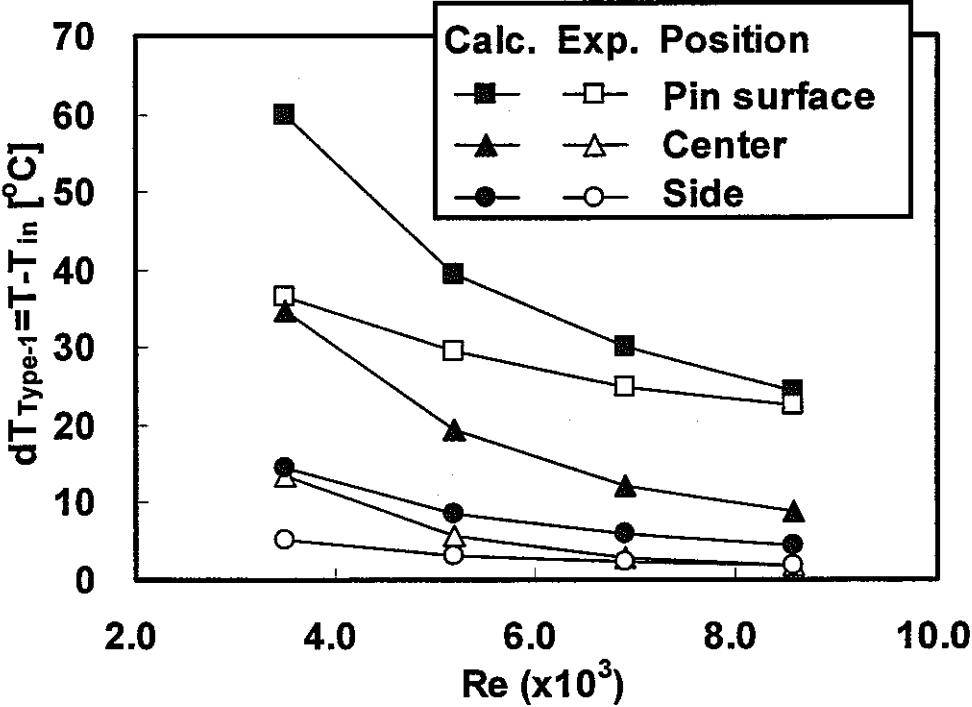


(a) Horizontal temperature profiles on upper cross-section

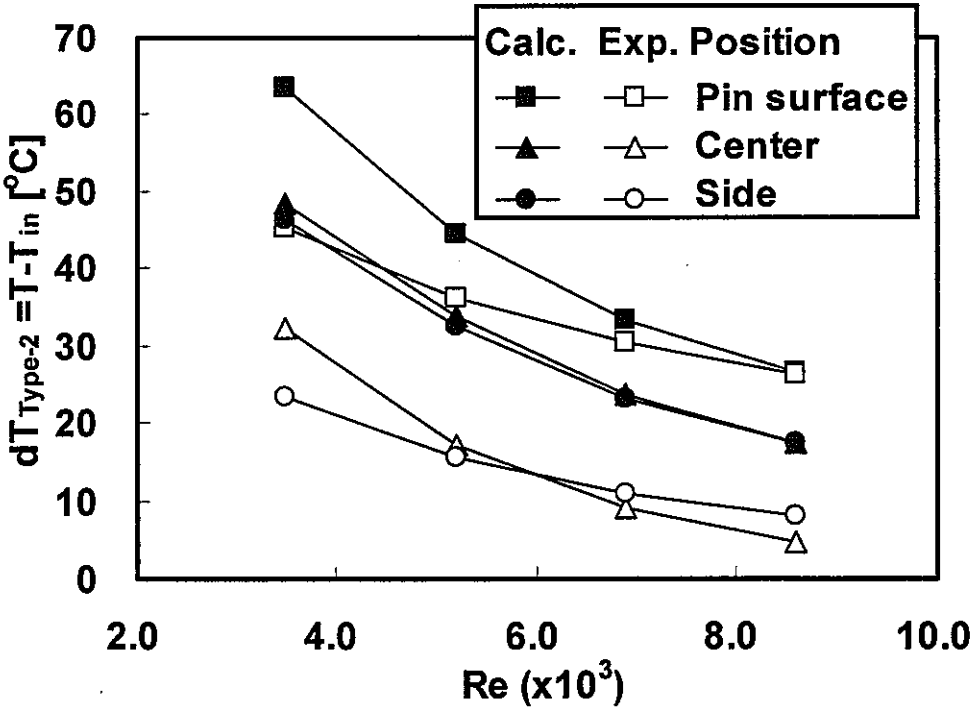


(b) Vertical profiles of heater pin surface temperature

Figure6-8 Temperature Profiles in the Porous Blockage with Side Plate(Type-2) at Flow-rate 2.0[m³/h](Re=8.6x10³).

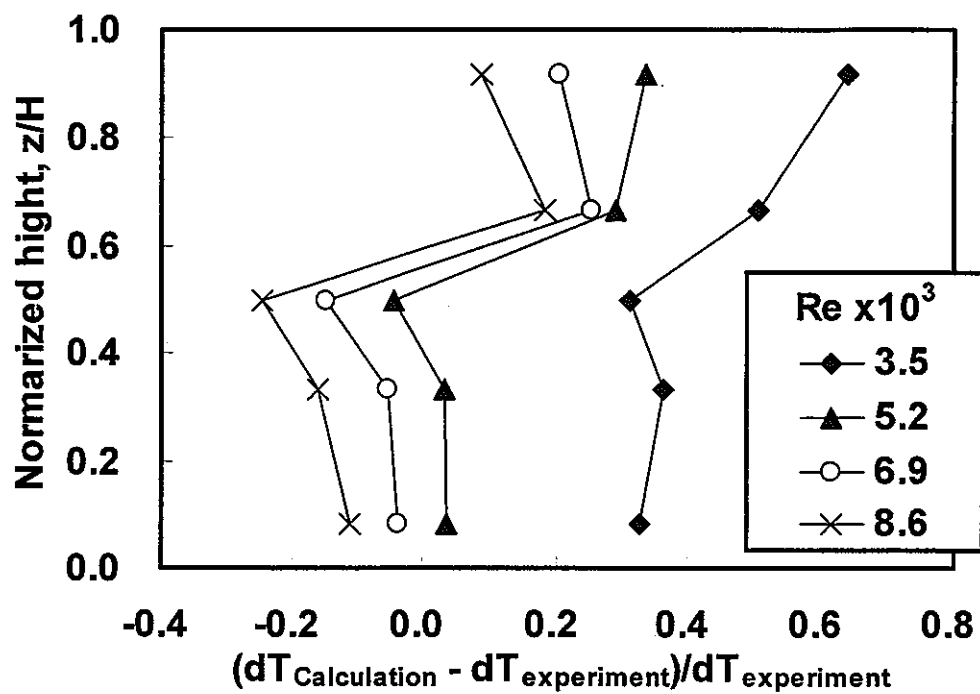


(a) Porous blockage (Type-1)

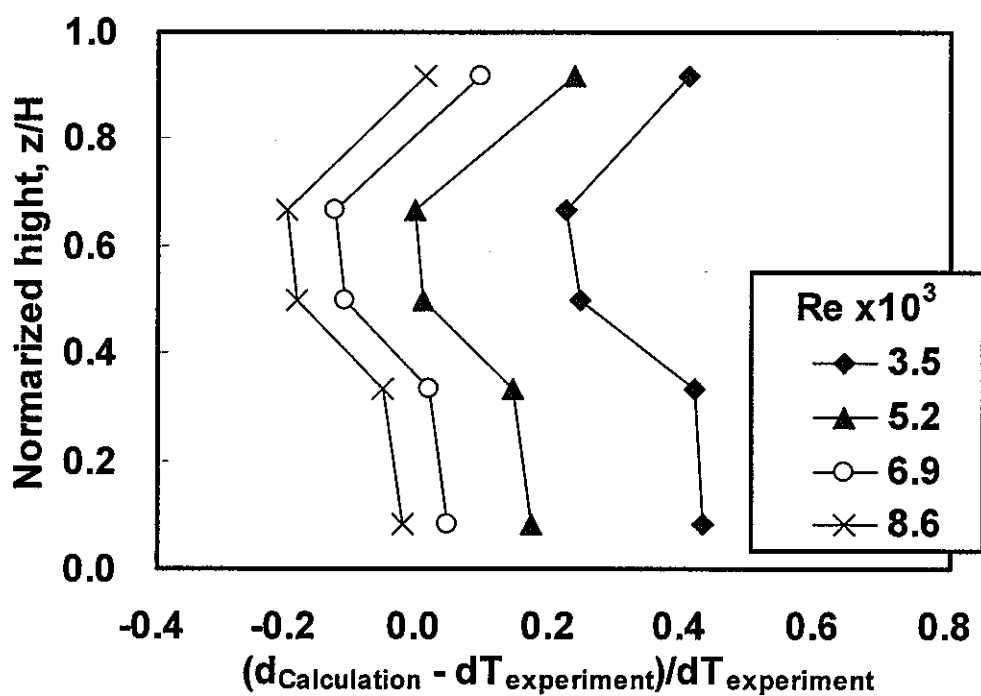


(b) Porous blockage with side plate (Type-2)

Figure6-9 Temperature Differences between Calculation and Experiment in the Porous Blockage.



(a) Porous blockage (Type-1)



(b) Porous blockage with side plate (Type-2)

Figure 6-10 Temperature Differences between Calculation and Experiment on Heater Pin Surface in the Porous Blockage.

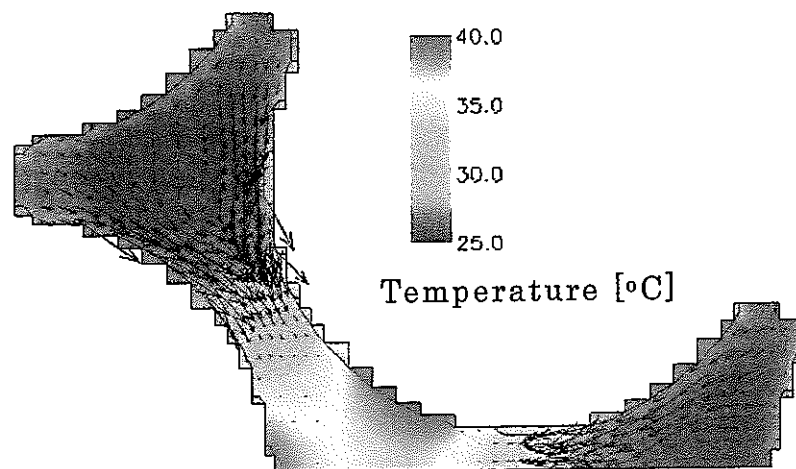
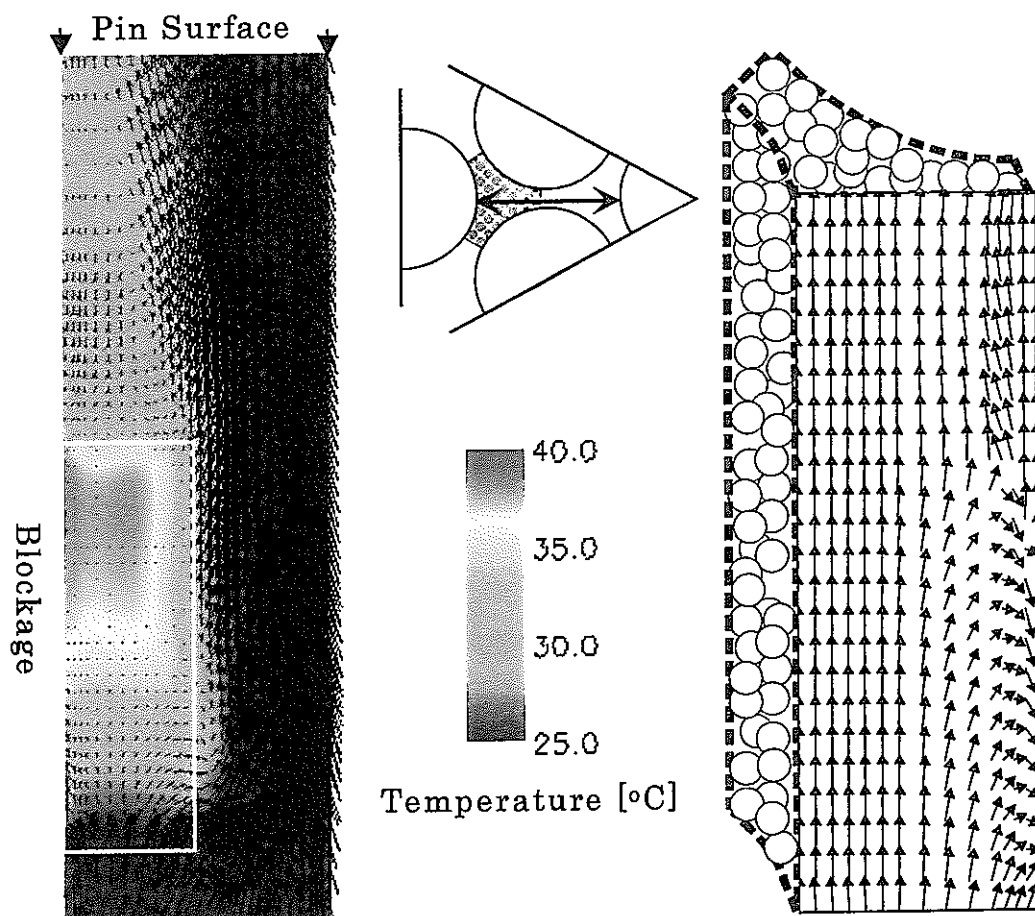


Figure6-11 Horizontal Distribution of Temperature and Vector Field on Upper Cross-section of Porous Blockage (Type-1) at Flow-rate 1.6[m³/h](Re=6.9x10³).



(a)Temperature and Vector field (b) Flow direction in the blockage (Vector length is constant)

Figure6-12 Vertical Distribution of Temperature and Vector Field at Flow-rate 1.6[m³/h](Re=6.9x10³) in Type-1.

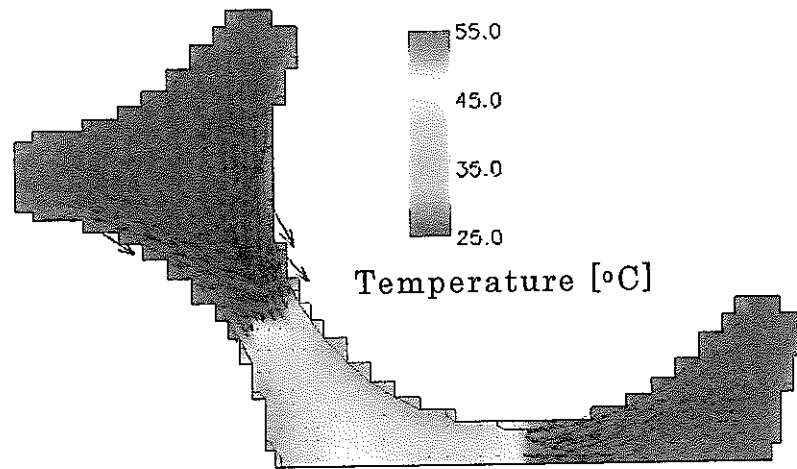
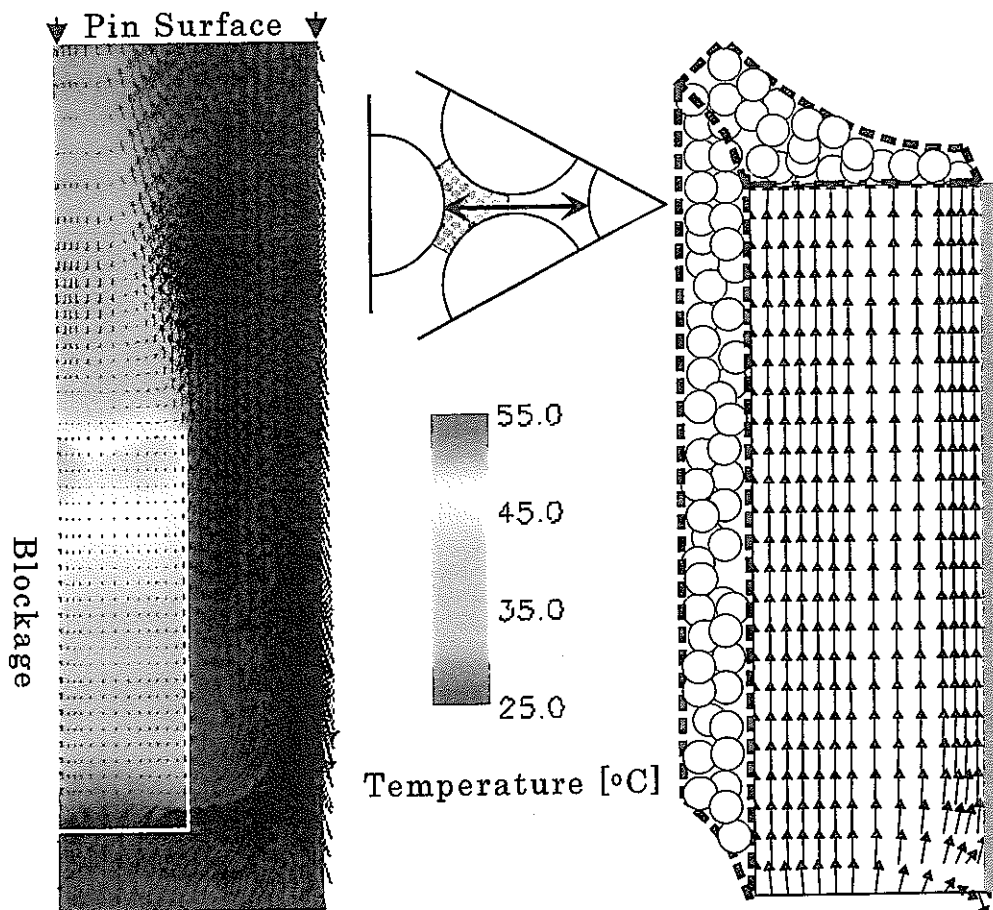
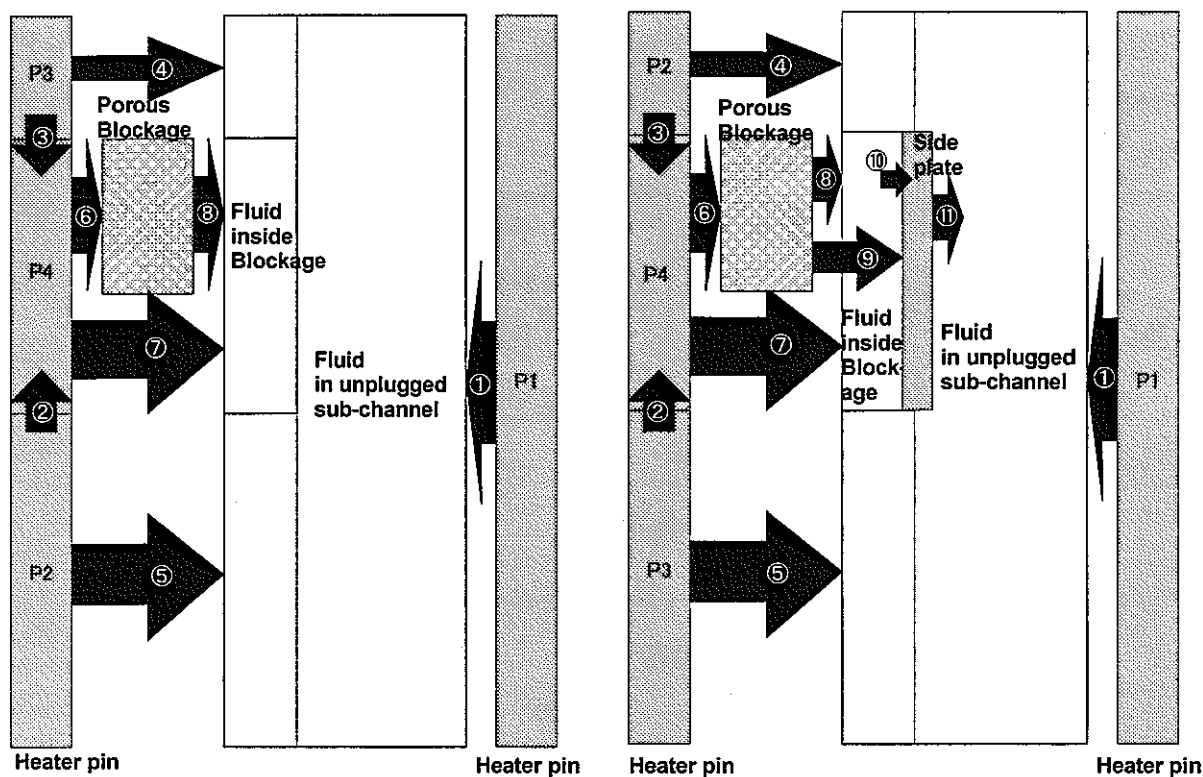


Figure6-13 Horizontal Distribution of Temperature and Vector Field on Upper Cross-section of Porous Blockage with Side Plate (Type-2) at Flow-rate 1.6[m³/h](Re=6.9x10³).



(a)Temperature and Vector field (b)Flow direction in the blockage (Vector length is constant)

Figure6-14 Vertical Distribution of Temperature and Vector Field at Flow-rate 1.6[m³/h](Re=6.9x10³) in Type-2.



(a) Type-1: Porous Blockage
(Case-B, Normal type)

(b) Type-2: Porous Blockage
with side plate
(Case-D, Tube type)

< Heat transfer path >

P1: Heater pin in unplugged subchannel.

P2: Heater pin up-stream side of blockage.

P3: Heater pin down-stream side of blockage.

P4: Heater pin in the Blockage.

① Heater pin-Fluid in unplugged subchannel.

② Conduction in the heater pin.

③ Conduction in the heater pin.

④ Heater pin-Fluid in wake region.

⑤ Heater pin-Fluid upstream side of blockage.

⑥ Heater pin-Blockage in the blockage

⑦ Heater pin-Fluid in the blockage

⑧ Blockage-Fluid in the blockage

⑨ Blockage-Side plate in Type-2.

⑩ Fluid-Side plate in Type-2.

⑪ Side plate-Fluid of unplugged subchannel in Type-2.

Figure6-15 Illustrations of Heat Transfer in Calculation.

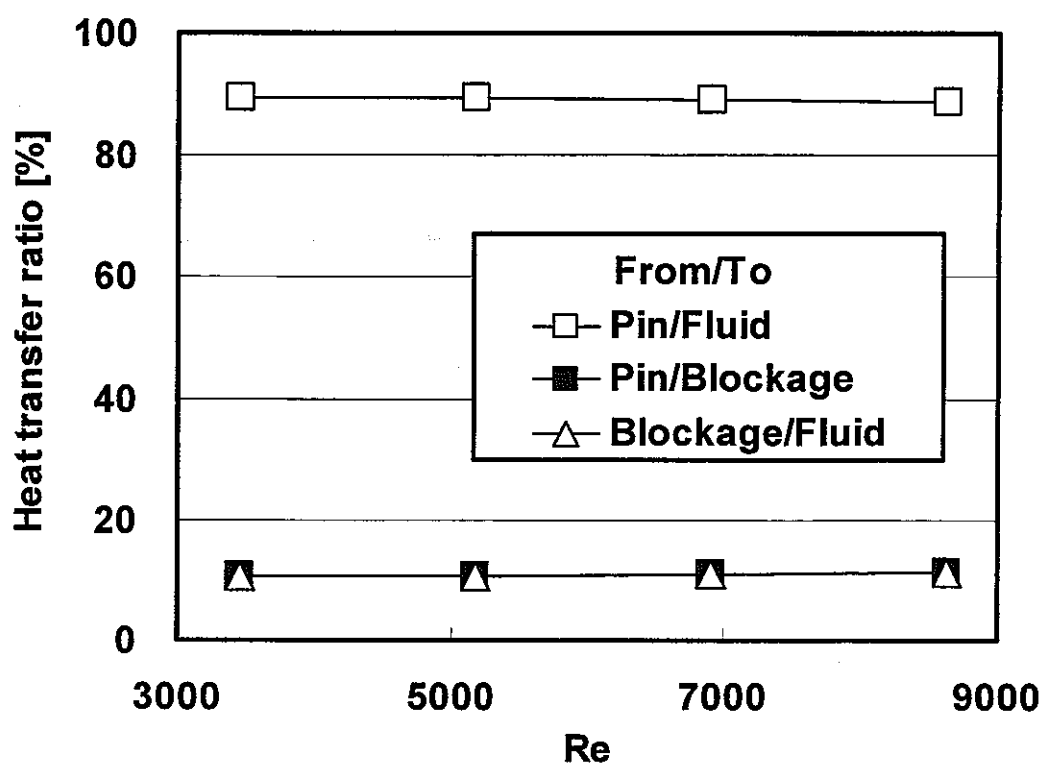


Figure6-16 Estimated Heat Transfer Rate in the Porous Blockage (Type-1).

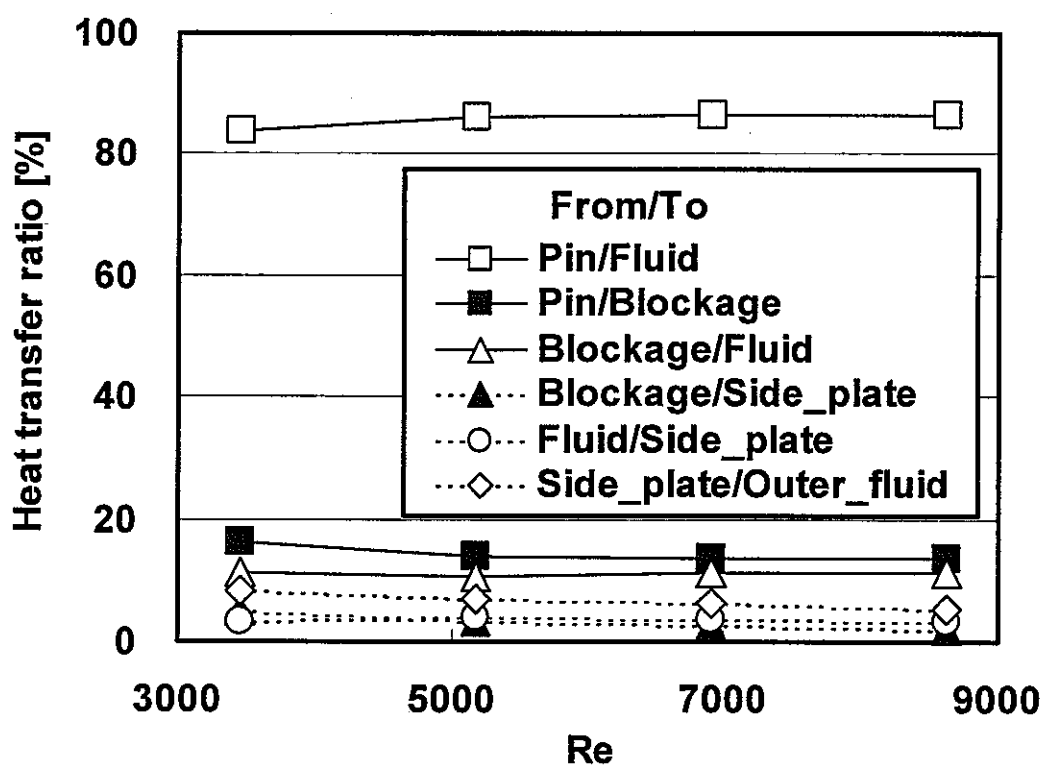
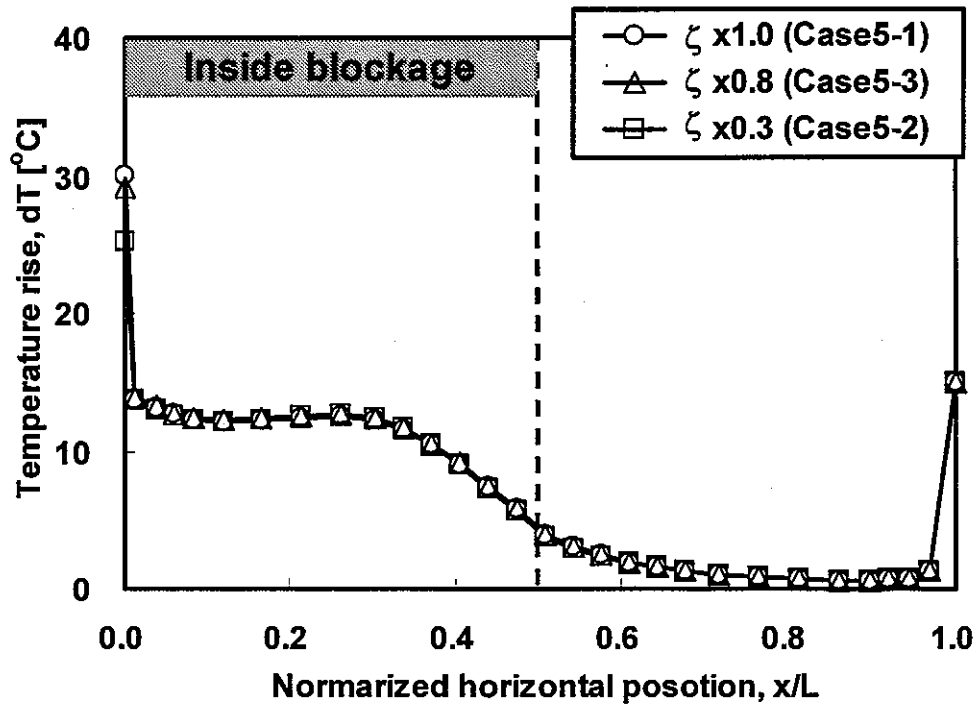
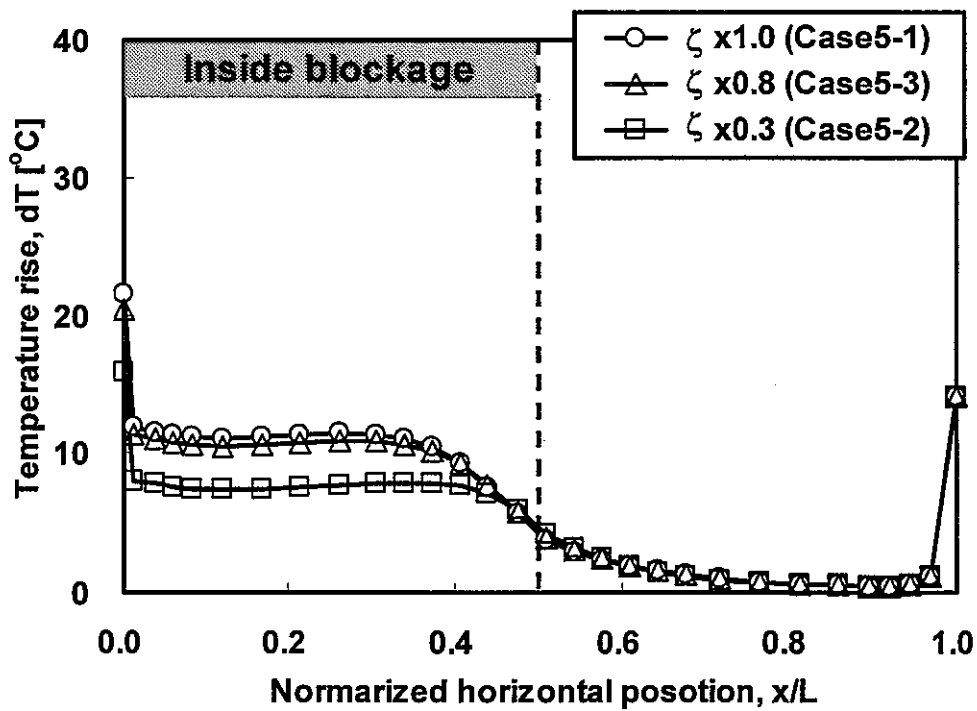


Figure6-17 Estimated Heat Transfer Rate in the Porous Blockage with Side Plate (Type-2).

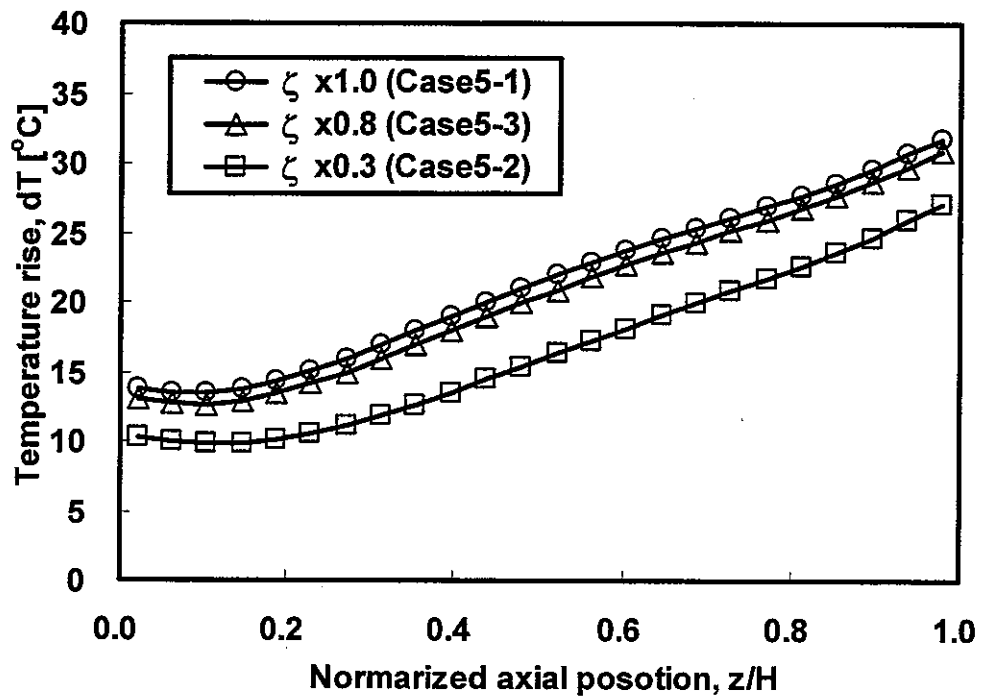


(a) Horizontal temperature profiles on upper cross-section

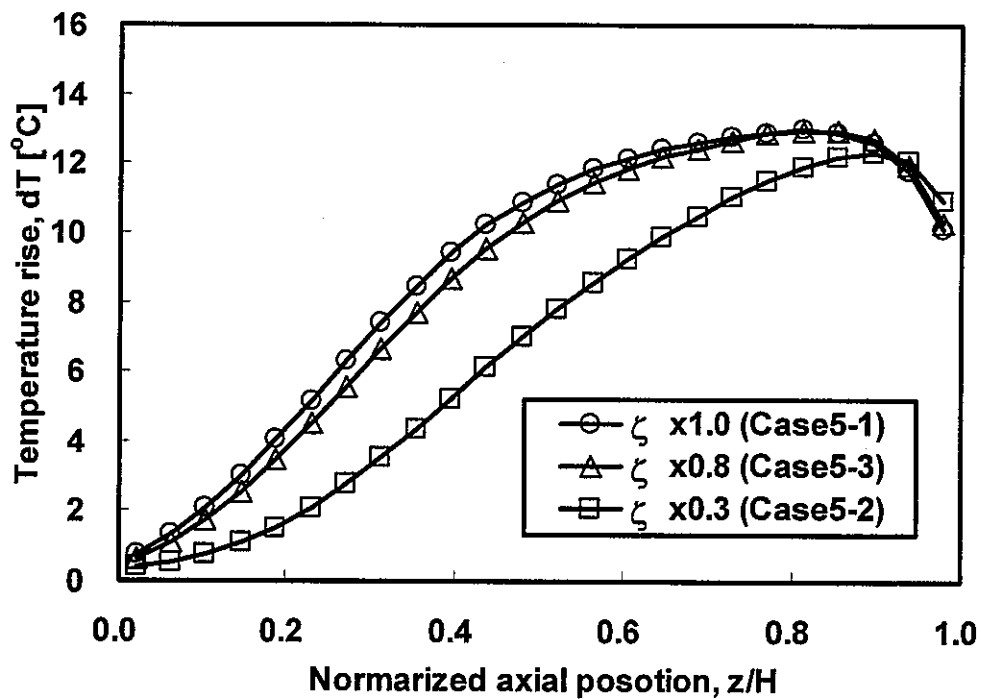


(b) Horizontal temperature profiles on middle cross-section

Figure7-1 Comparisons of Temperature Profiles in the Porous Blockage under Different Magnitude of Flow Resistance.

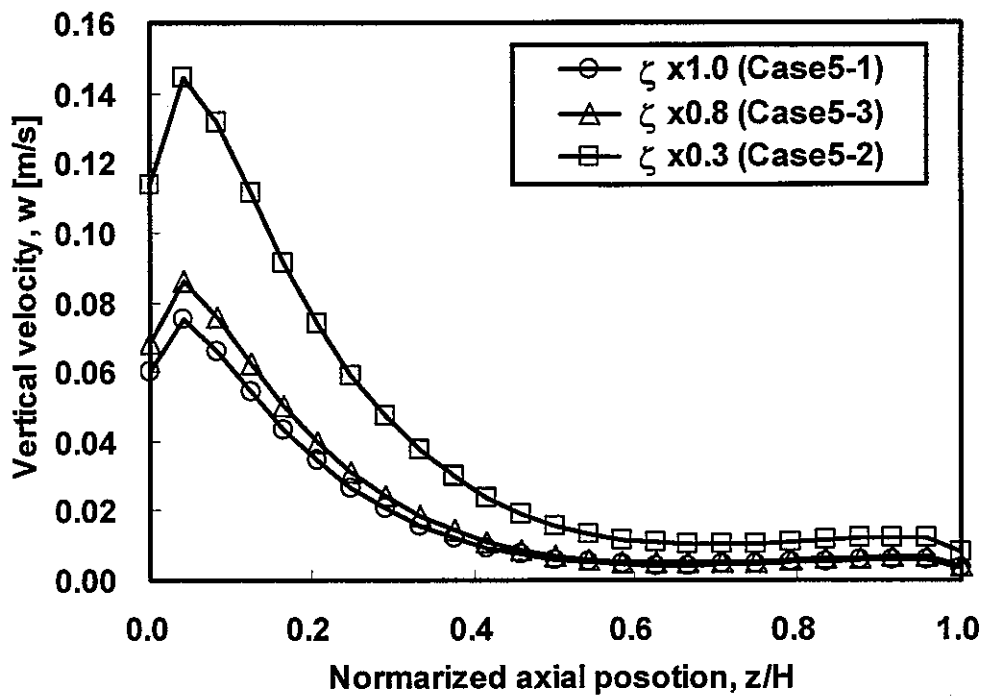


(a) Heater pin surface temperature in the blockage

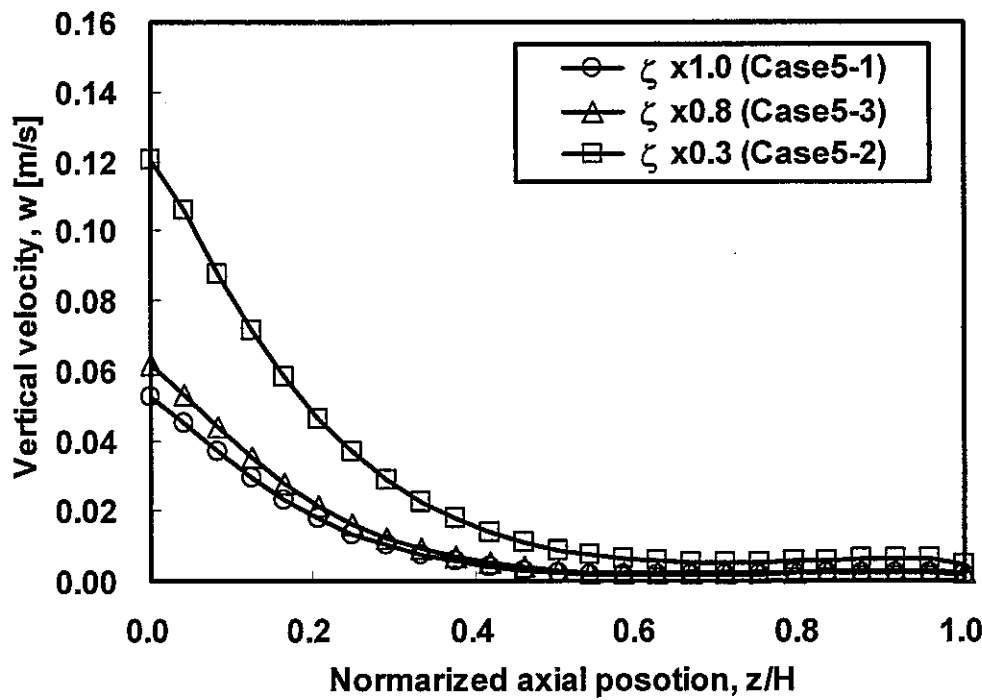


(b) Sodium temperature at the centre position in the blockage

Figure7-2 Comparisons of Axial Distribution in the Porous Blockage under Different Magnitude of Flow Resistance.

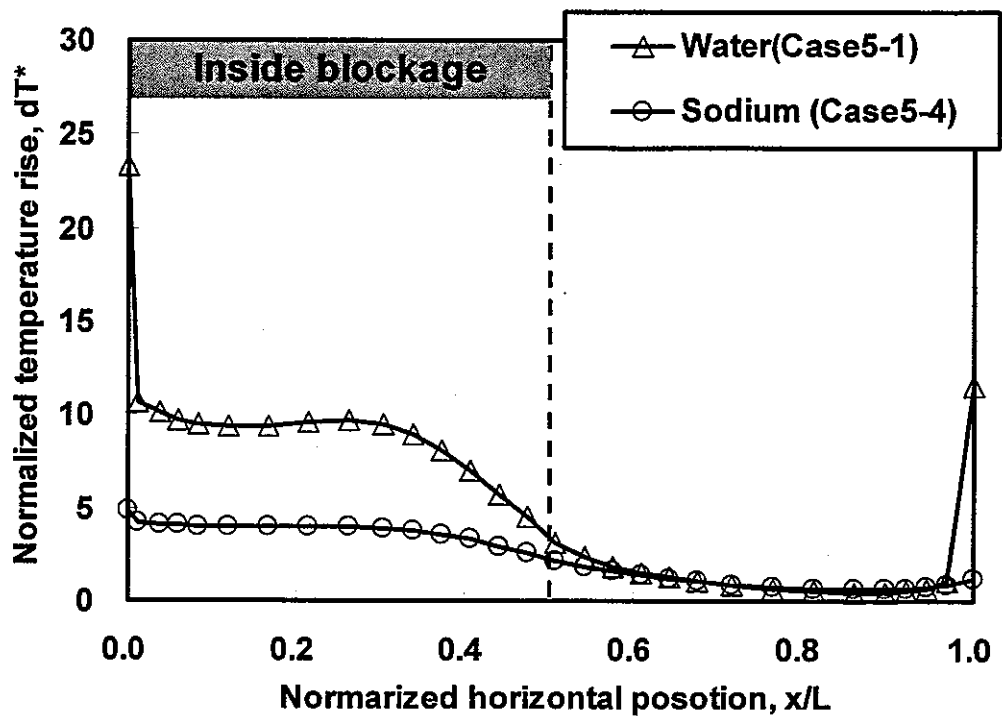


(a) Wall side position in the porous blockage

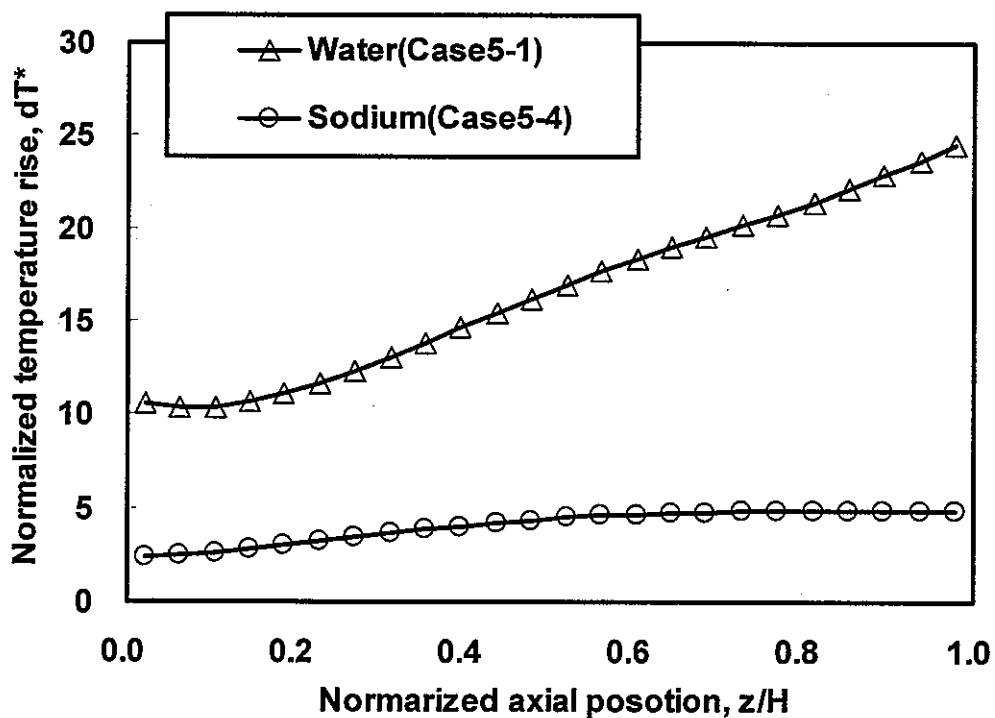


(b) Centre position in the blockage

Figure7-3 Comparisons of Vertical Velocity in the Porous Blockage under Different Flow Resistance Parameter.

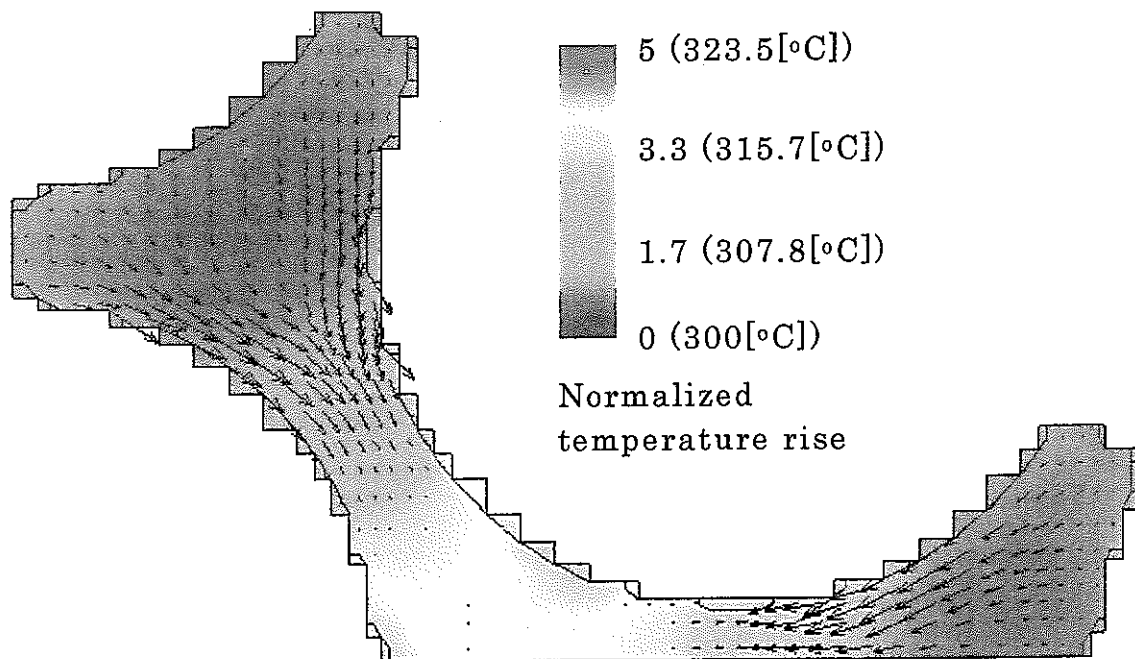


(a) Horizontal temperature profiles on upper cross-section

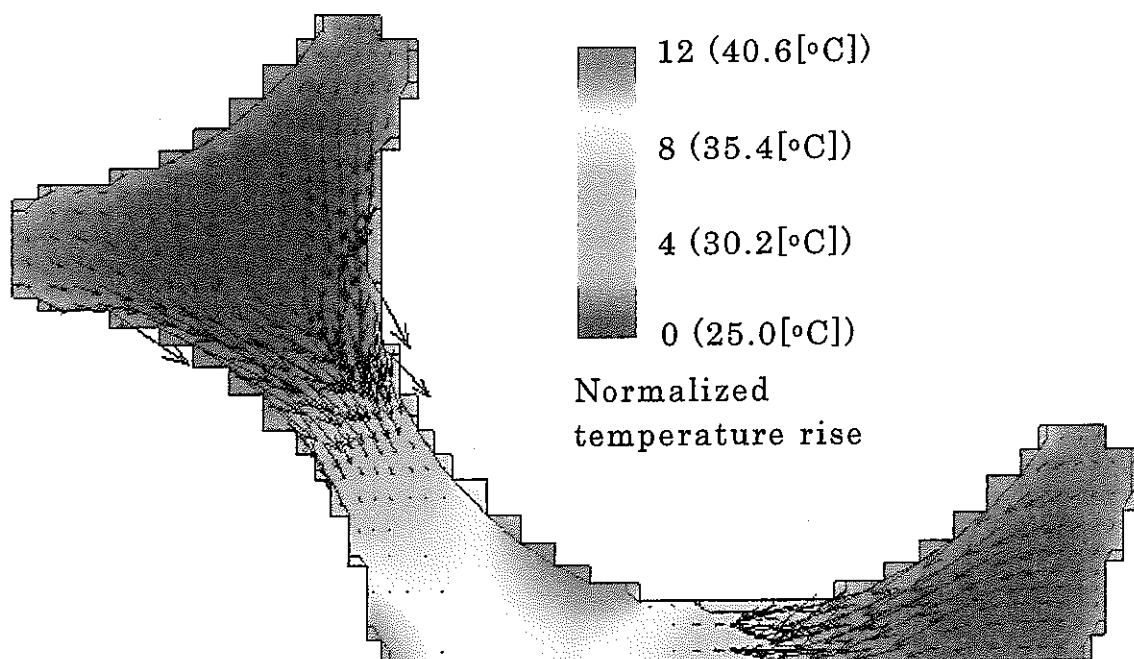


(b) Vertical profiles of heater pin surface temperature

Figure 7-4 Comparisons of Temperature Distribution in the Porous Blockage under Different Working Fluid, Water and Sodium.



(a) Sodium as working fluid



(b) Water as working fluid

Figure7-5 Horizontal Distributions of Temperature and Vector Field on Upper Cross-section of Porous Blockage(Type-1) under Different Working Fluid, Water and Sodium.

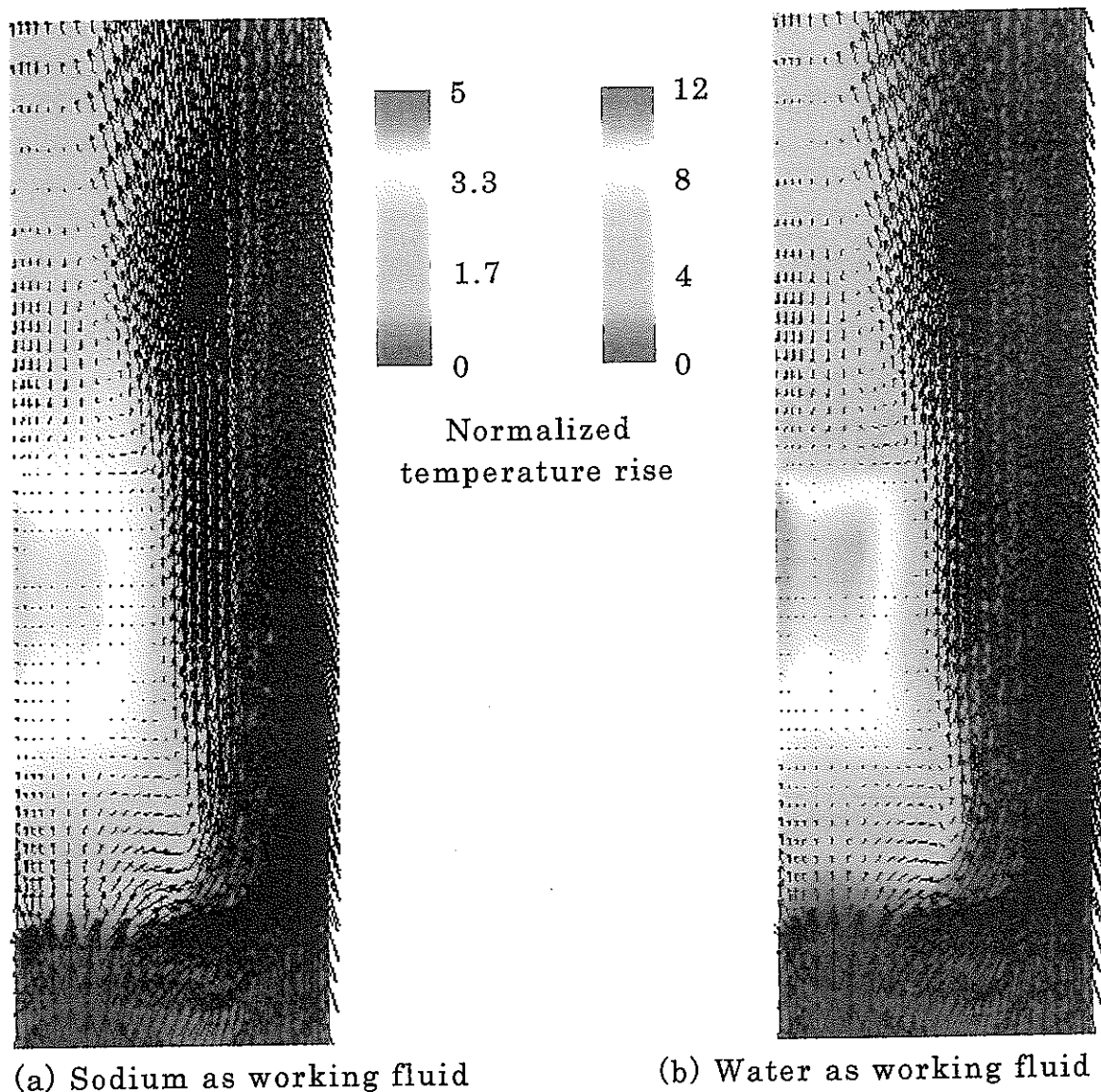


Figure7-6 Comparisons of Vertical Distribution
of Temperature and Vector Field in Type-1
under Different Working Fluid, Water and Sodium.

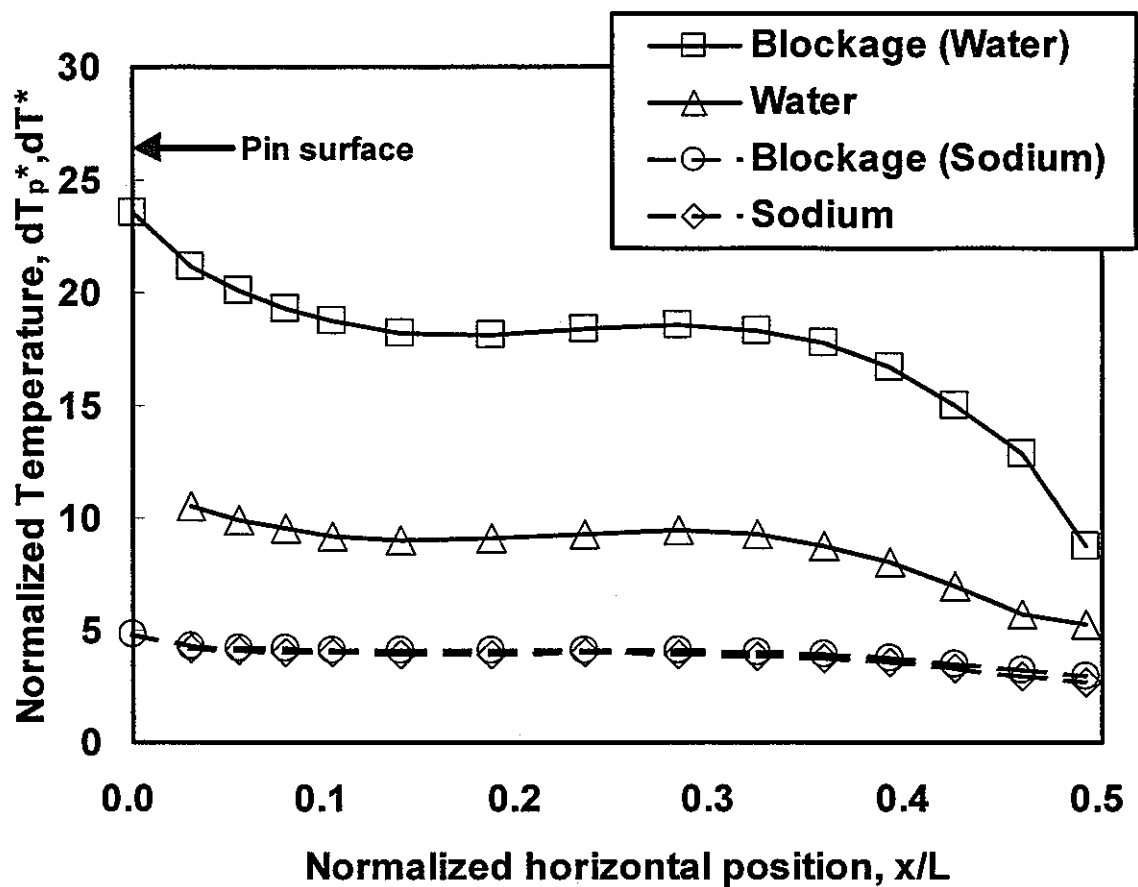


Figure7-7 Comparisons of Horizontal Distribution of Blockage and Fluid Temperature in Blockage(Type-1) under Different Working Fluid, Water and Sodium.

付 録

付録 1 空隙率・透過率の考え方

付録 2 解析コードの改良

付録 3 相関式入力係数

付録 1 空隙率・透過率の考え方

ポーラス状閉塞物を構成する粒子形状、粒子径、粒子配列等の組み合わせによって様々な形態の閉塞が生じ、閉塞物内部では空隙率が空間的に一様ではなく閉塞物中心部と側面で異なる。実際、空隙率はポーラス状閉塞物の側面から中心部にかけて、粒子配置によって空隙率が変化しながら減少していく。この空隙率分布を正確に反映することは不可能であるため、計算セル内で空間平均された空隙率分布を用いてポーラス状閉塞物をモデル化し計算せざるを得ない。また、測定可能な空隙率は多孔質体側面および体積平均空隙率のみであり、一般に多孔質体側面での空隙率は 0.5 程度になることが知られている。よって、空隙率分布については、以下の方法によりモデル化する。

<空隙率>

- (1) ヒータピンあるいは壁を模擬している固体セルに面で接触している閉塞物セルに対して空隙率 0.5 (あるいは実測値) を与える
- (2) 閉塞物端面の流体セルと接する閉塞物セルに対して空隙率 0.5 (あるいは実測値) を与える。
- (3) 閉塞物内部 (固体セルあるいは流体セルと接していない) セルについては、全セル体積平均空隙率が、測定した重量平均空隙率と一致するように設定する。閉塞物内部の空隙率は、壁面の空隙率 ε_{wall} および重量平均空隙率 $\varepsilon_{average}$ とそれぞれのセル体積から次の方法で求める。

$$\begin{aligned} \sum_{n_1} (\varepsilon_{wall} \cdot \Delta V_{wall}) + \sum_{n_2} (\varepsilon_{inner} \cdot \Delta V_{inner}) &= (\varepsilon_{average} \cdot V_{blockage}) \\ \varepsilon_{inner} \cdot \sum_{n_2} (\Delta V_{inner}) &= (\varepsilon_{average} \cdot V_{blockage}) - \sum_{n_1} (\varepsilon_{wall} \cdot \Delta V_{wall}) \\ \varepsilon_{inner} &= \frac{(\varepsilon_{average} \cdot V_{blockage}) - \sum_{n_1} (\varepsilon_{wall} \cdot \Delta V_{wall})}{\sum_{n_2} (\Delta V_{inner})} \end{aligned} \quad (A1)$$

計算セル境界で流動抵抗を計算する場合、計算セル境界での流速とセル境界面の透過率を与える必要がある。本解析手法の構築では、以下の方法により透過率を与えている。

<透過率>

- (1) 閉塞物セル間の境界面での透過率は、隣接するセルにおける空隙率の算術平均を透過率とする。

- (2) 流体セルと閉塞物セルとの境界では閉塞物セルの空隙率の値を透過率とする。

隣接するセル内で空隙率が等しければ空隙率の値を透過率としてよいが、空隙率の異なるセル境界で隣接するセルの空隙率の平均値を透過率とすることは厳密には正しくない。以下では、この平均値を用いた評価手法の妥当性について検討する。

Figure A1-1 に示すような内部に多孔質体を含む、断面積 S の円管内一次元流路を考える。多孔質体は断面内で一様に詰まっており壁効果は無視できるとする。この体系で Fig.A1-2 に示すメッシュ配置により計算する場合を考える。本解析手法と同様に、セル中心では温度や圧力等のスカラー量と空隙率が定義され、セル境界では流速と透過率が定義される。Fig.A1-1 に示すような体系で、閉塞物端面での空隙率 0.5、体積平均空隙率 0.4 のみが分かっているものとする。閉塞物入口セル P には空隙率 ($\varepsilon_P=0.5$) を与え、平均空隙率 0.4 となるように内部セル E には ($\varepsilon_E=0.3667$) を与える。セル P の長さを単位長さ 1 とし、セル E の長さを変化させてセル P-E 間の境界面における透過率 γ_e を求める。真の空隙率分布として、FigA1-3 および式 (A2) で表せるような空隙率 (透過率) 分布を仮定する。閉塞物是对称を考慮して上流側の領域 ($x<0.4$) のみを考える。

$$\gamma(x) = \text{MAX} \left[\frac{(0.35-0.55)}{2.0} \cdot x + 0.55, 0.35 \right], \quad (0.0 < x < 0.4) \quad (\text{A2})$$

式 (A2) に示す空隙率分布 ($x=1.0$) から求められる真の透過率は 0.45 である。ただし、計算ではセル内の空隙率・透過率は一定であると仮定する。セル境界面での透過率の評価方法として以下の方法が考えられる。

- (1) 算術平均

$$\gamma_e = \frac{1}{2}(\varepsilon_P + \varepsilon_E) = \frac{1}{2}(0.5 + 0.3667) = 0.4334 \quad (\text{A3})$$

- (2) セル幅による重み付け平均

$$\begin{aligned} & (\text{CV内に含まれる固体相の質量}) = \\ & (\text{セルP内に含まれる固体相の質量}) + (\text{セルE内に含まれる固体相の質量}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (1-\gamma_e) \cdot \rho_s \cdot S \cdot \frac{1}{2}(\Delta X_P + \Delta X_E) &= (1-\varepsilon_P) \cdot \rho_s \cdot S \cdot \frac{1}{2}(\Delta X_P) + (1-\varepsilon_E) \cdot \rho_s \cdot S \cdot \frac{1}{2}(\Delta X_E) \\ (1-\gamma_e) &= \frac{(1-\varepsilon_P) \cdot \Delta X_P + (1-\varepsilon_E) \cdot \Delta X_E}{(\Delta X_P + \Delta X_E)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\gamma_e &= 1 - \frac{(1-\varepsilon_P) \cdot \Delta X_P + (1-\varepsilon_E) \cdot \Delta X_E}{(\Delta X_P + \Delta X_E)} \\
&= \frac{\varepsilon_P \cdot \Delta X_P + \varepsilon_E \cdot \Delta X_E}{\Delta X_P + \Delta X_E}
\end{aligned} \tag{A4}$$

(3) 流動抵抗保存

隣接セル P-E 間の流動抵抗はセル内の流速 u を用いて次の様に評価される。

$$\begin{aligned}
P_E - P_P &= - \int_{\frac{\Delta X_P}{2}}^{\frac{\Delta X_P}{2} + l} \left\{ \varsigma(\gamma) \cdot \rho \frac{\gamma \cdot S}{2} u^2 \right\} \cdot dx \\
l &= \frac{1}{2} (\Delta X_P + \Delta X_E)
\end{aligned} \tag{A5}$$

流入流量を Q とすると、多孔質体のない箇所での断面平均流速 V は、

$$V = \frac{Q}{S}$$

となる。また、多孔質体内の透過率 γ である任意の断面における断面平均流速 u は次のように表せる。

$$u = \frac{Q}{\gamma \cdot S} = \frac{V}{\gamma}$$

よって、隣接セル P-E 間の流動抵抗は次のように評価できる。

$$\begin{aligned}
P_E - P_P &= - \int_{\frac{\Delta X_P}{2}}^{\frac{\Delta X_P}{2} + l} \left\{ \varsigma(\gamma) \cdot \rho \frac{\gamma \cdot S}{2} \left(\frac{V}{\gamma} \right)^2 \right\} \cdot dx \\
&= - \rho S \frac{V^2}{2} \int_{\frac{\Delta X_P}{2}}^{\frac{\Delta X_P}{2} + l} \left\{ \varsigma(\gamma) \frac{1}{\gamma} \right\} \cdot dx
\end{aligned} \tag{A6}$$

$$\begin{aligned}
\varsigma(\gamma) &= \frac{A}{D_p} \cdot \frac{(1-\gamma)^2}{\gamma^2} \cdot \frac{1}{\text{Re}_D'} + \frac{B}{D_p} \cdot \frac{(1-\gamma)}{\gamma} \\
\text{Re}_D' &= \frac{\rho \cdot D_p \cdot U}{\mu} = \frac{\rho \cdot D_p}{\mu} \cdot \left(\frac{V}{\gamma} \right)
\end{aligned} \quad , \quad (A, B \text{ は実験定数})$$

$$\begin{aligned}
P_E - P_P &= - \rho \cdot S \frac{V^2}{2} \int_{\frac{\Delta X_P}{2}}^{\frac{\Delta X_P}{2} + l} \left\{ K \frac{(1-\gamma)^2}{\gamma^2} + L \cdot \frac{(1-\gamma)}{\gamma^2} \right\} \cdot dx \\
K &\equiv \frac{A}{D_p} \cdot \frac{\mu}{\rho \cdot D_p \cdot V}, \quad L \equiv \frac{B}{D_p}
\end{aligned} \tag{A7}$$

ここで、計算コード内においてはセル内で透過率一定としているから透

過率はセル内の空隙率と同じ値をとり、各セル内の空隙率を用いて、

$$P_E - P_P = -\rho \cdot S \frac{V^2}{2} \left\{ K \frac{(1-\varepsilon_P)^2}{\varepsilon_P^2} + L \cdot \frac{(1-\varepsilon_P)}{\varepsilon_P^2} \right\} \frac{\Delta x_P}{2} \\ - \rho \cdot S \frac{V^2}{2} \left\{ K \frac{(1-\varepsilon_E)^2}{\varepsilon_E^2} + L \cdot \frac{(1-\varepsilon_E)}{\varepsilon_E^2} \right\} \frac{\Delta x_E}{2} \quad (A8)$$

となる。一方、解析コード上では点 P・E 間の流動抵抗はセル境界で定義される流速と透過率により次式で評価される。

$$P_E - P_P = - \left\{ \zeta(\gamma_e) \cdot \frac{\rho}{2} (\gamma_e \cdot S) \cdot u_e^2 \right\} \cdot l \\ = -\rho \cdot S \frac{l}{2} \cdot V^2 \left\{ K \cdot \frac{(1-\gamma_e)^2}{\gamma_e^2} + L \cdot \frac{(1-\gamma_e)}{\gamma_e^2} \right\} \quad (A9)$$

式 (A8) と式 (A9) が整合するためには、次式を満たさなければならない。

$$P_E - P_P = -\rho \cdot S \frac{l}{2} \cdot V^2 \left\{ K \cdot \frac{(1-\gamma_e)^2}{\gamma_e^2} + L \cdot \frac{(1-\gamma_e)}{\gamma_e^2} \right\} \\ = -\rho \cdot S \frac{V^2}{2} \left\{ K \frac{(1-\varepsilon_P)^2}{\varepsilon_P^2} + L \cdot \frac{(1-\varepsilon_P)}{\varepsilon_P^2} \right\} \frac{\Delta x_P}{2} - \rho \cdot S \frac{V^2}{2} \left\{ K \frac{(1-\varepsilon_E)^2}{\varepsilon_E^2} + L \cdot \frac{(1-\varepsilon_E)}{\varepsilon_E^2} \right\} \frac{\Delta x_E}{2}$$

ここで、 γ_e について解けば流動抵抗が保存されるように、境界面における透過率が求められる。

$$\left\{ K \cdot \frac{(1-\gamma_e)^2}{\gamma_e^2} + L \cdot \frac{(1-\gamma_e)}{\gamma_e^2} \right\} \\ = - \left\{ K \frac{(1-\varepsilon_P)^2}{\varepsilon_P^2} + L \cdot \frac{(1-\varepsilon_P)}{\varepsilon_P^2} \right\} \frac{\Delta x_P}{2 \cdot l} - \left\{ K \frac{(1-\varepsilon_E)^2}{\varepsilon_E^2} + L \cdot \frac{(1-\varepsilon_E)}{\varepsilon_E^2} \right\} \frac{\Delta x_E}{2 \cdot l} \equiv M \\ K \frac{(1-\gamma_e)^2}{\gamma_e^2} + L \frac{(1-\gamma_e)}{\gamma_e^2} = M \\ (K-M) \cdot \gamma_e^2 - (2K+L) \cdot \gamma_e + (K+L) = 0 \\ \gamma_e = \frac{(2K+L) - \sqrt{(2K+L)^2 - 4(K-M)(K+L)}}{2(K-M)} \quad (A10)$$

FigureA1・4 に算術平均 (式 (A3))、加重平均 (式 (A4))、流動抵抗保存 (式 (A10)) により評価した透過率を示す。定義の通り算術平均

により評価するとセル長さに依存しないが、その他はセル長さに依存して変化する。ただし、セル内で透過率一定としているため、いずれの方法によっても式 (A2) で表される真値 ($\gamma_e=0.45$) を再現することはできない。

次に、これら透過率 (図 3) を用いて、次式にてセル境界での流動抵抗を求め真値 ($\gamma_e=0.45$) と比較する。分布関数 (式 A1) から求められる隣接セルの中心 2 点間 (P-E 間) の流動抵抗は、

$$\begin{aligned}
 P_E - P_P &= - \int_{0.5}^{0.5+l} \left\{ \zeta(\gamma) \cdot \rho \frac{\gamma \cdot S}{2} \left(\frac{V}{\gamma} \right)^2 \right\} \cdot dx = - \rho \cdot S \frac{V^2}{2} \int_{0.5}^{0.5+l} \left\{ \zeta(\gamma) \frac{1}{\gamma} \right\} \cdot dx \\
 P_E - P_P &= - \rho \cdot S \frac{V^2}{2} \int_{0.5}^{0.5+l} \left\{ K \frac{(1-\gamma)^2}{\gamma^2} + L \cdot \frac{(1-\gamma)}{\gamma^2} \right\} \cdot dx \\
 K &\equiv \frac{A}{D_p} \cdot \frac{\mu}{\rho \cdot D_p \cdot V}, \quad L \equiv \frac{B}{D_p}
 \end{aligned} \tag{A11}$$

また、点 P-E 間の空隙率分布は次式で与えられているから、

$$\gamma(x) = \text{MAX}[-0.1x + 0.55, 0.35]$$

($\Delta x_E/2$) ≤ 1.0 のとき x で微分して、

$$\begin{aligned}
 \frac{d\gamma}{dx} &= -0.1, & x: 0.5 \rightarrow x_1 \\
 & & \gamma: 0.5 \rightarrow (-0.1x_1 + 0.55)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_E - P_P &= - \rho \frac{V^2}{2} \int_{0.5}^{\varepsilon_E} \left\{ K \frac{(1-\gamma)^2}{\gamma^2} + L \cdot \frac{(1-\gamma)}{\gamma^2} \right\} \cdot (-10.0) d\gamma \\
 &= - \rho \frac{V^2}{2} (-10.0) \left\{ (K+L) \left(\frac{1}{0.5} - \frac{1}{\varepsilon_E} \right) - (2K+L) \log \left(\frac{\varepsilon_E}{0.5} \right) + K(\varepsilon_E - 0.5) \right\} \\
 \varepsilon_E &= -0.1(\Delta x_P + \Delta x_E/2) + 0.55
 \end{aligned}$$

FigureA1-5 にそれぞれの方法によって求めた透過率を用いて評価した流動抵抗と真値とを比較して示す。＜加重平均＞がもっとも真値に近く、続いて＜算術平均＞が真値に近い。＜流動抵抗保存＞により求める場合、真の分布関数とセル内の平均空隙率分布が整合しているとき、セル境界において正しい流動抵抗を与えるが、解析ではステップ状の空隙率分布を仮定しているため流動抵抗の精度が落ちている。

現在のように空隙率にステップ状の変化を仮定している場合、簡易な手法として算術平均を用いても大きな間違いにはならないと考えられる。

第一セル（セル P）の長さを一定とし多孔質体内の空隙率分布を一次関数で仮定したが、実際の空隙率分布（透過率）は壁面から離れるに従って指数関数的に減少する。ただし、このようなモデルを正確に計算コードへ反映するには、空間の空隙率分布を面分布関数等で記述し、壁から閉塞物内部のセル境界までの距離によって平均空隙率・透過率を計算して流動抵抗係数を求める必要がある。現在のように、固体セルに面で接触している流体セルに対してのみ疎な空隙率を与え、入力データ上に空隙率、透過率、流動抵抗係数等を記述する方法では場合分けが多く存在するため対応が難しい。

今回の検討では、セル長さが閉塞物を構成する粒子径の 0.5～2.0 倍の範囲で設定されているものと仮定している。セル長さと閉塞物を構成する粒子径の関係は、閉塞物を連続体として扱えるか否かに関係しており非常に重要である。直径よりもセル長さが極端に小さい場合、閉塞物を連続体として扱うことができなくなる。つまり、連続体を仮定して求められた物理相関式が適用できなくなる。現在、最小セル長さとして粒子径程度が妥当と考えている。

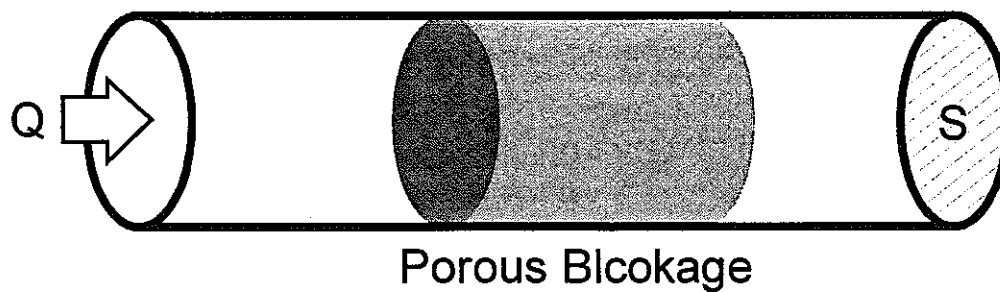


Fig.A1-1 1-Dimensional Pipe Flow with Porous Blockage

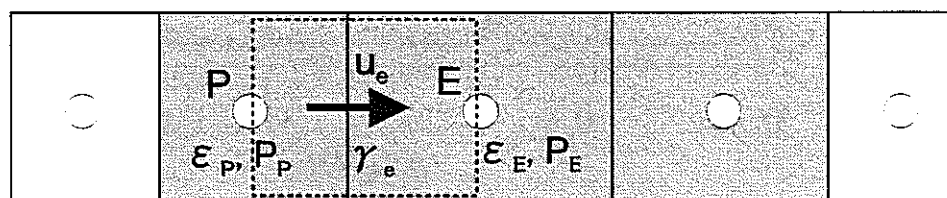


Fig.A1-2 Mesh Arrangement in Pipe Flow

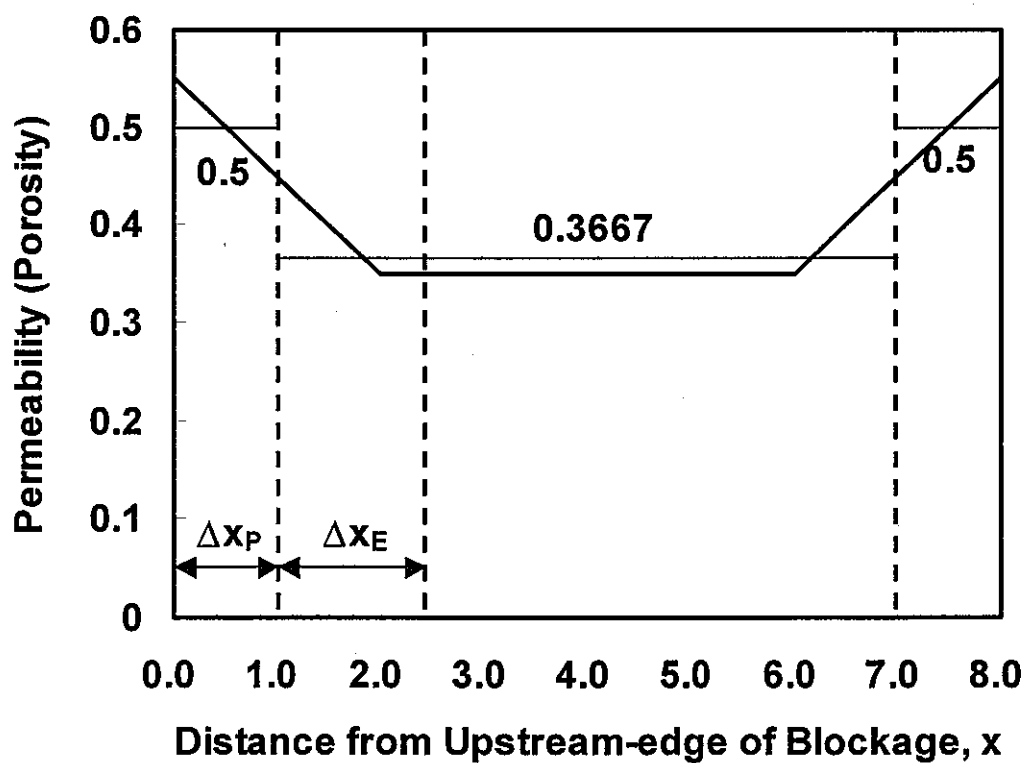
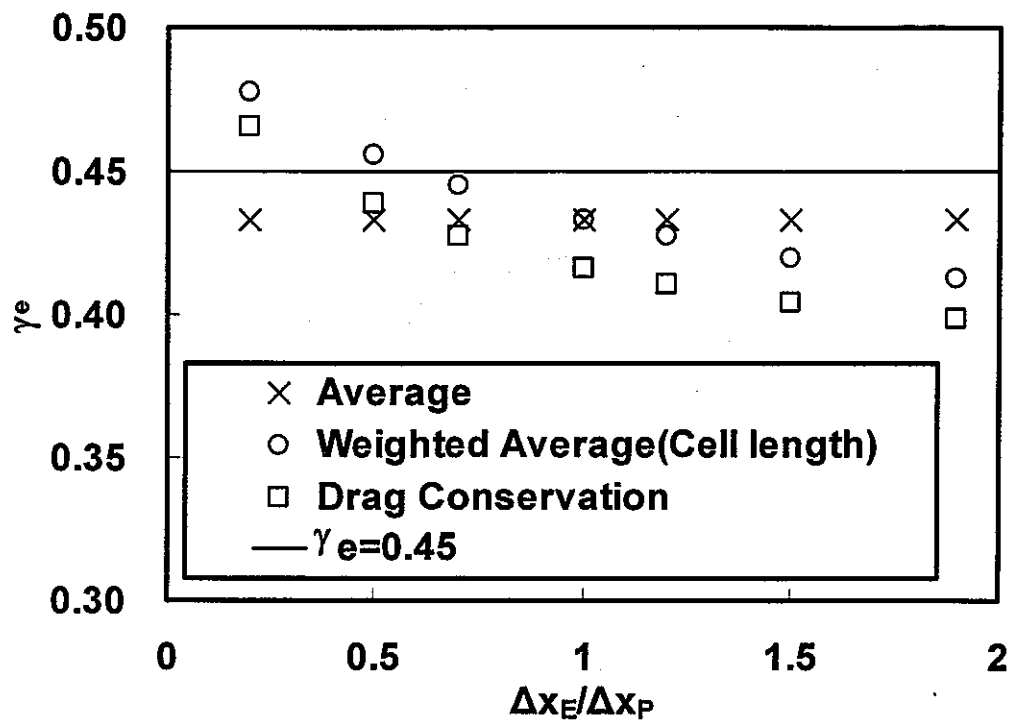
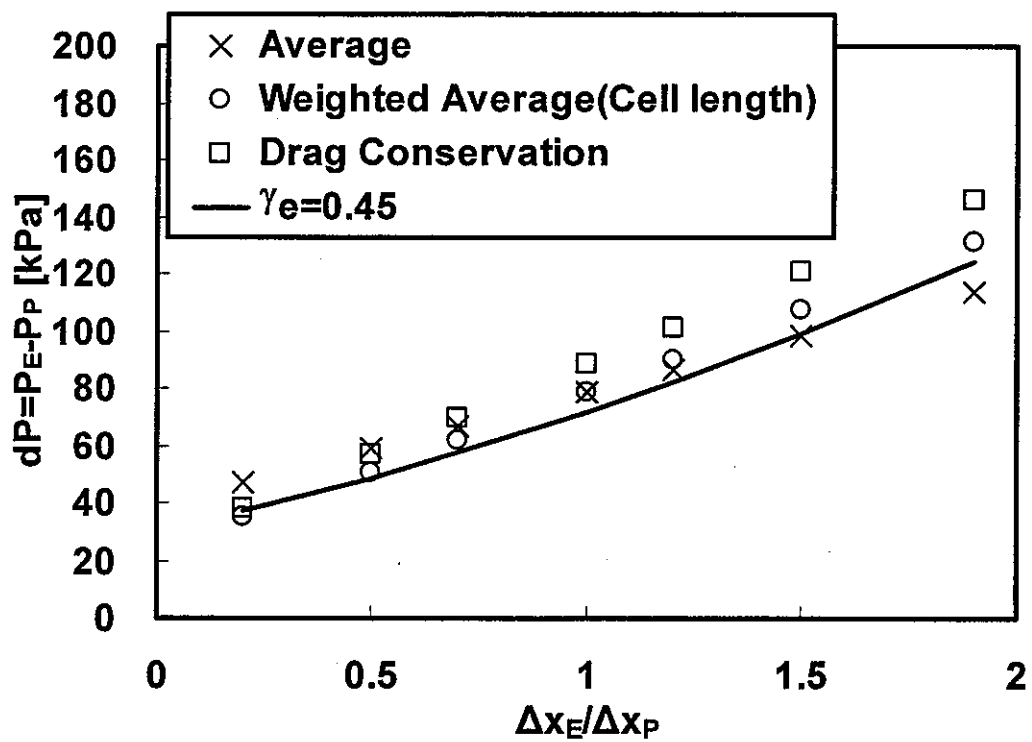


Fig.A1-3 Porosity Distribution in the Porous Blockage



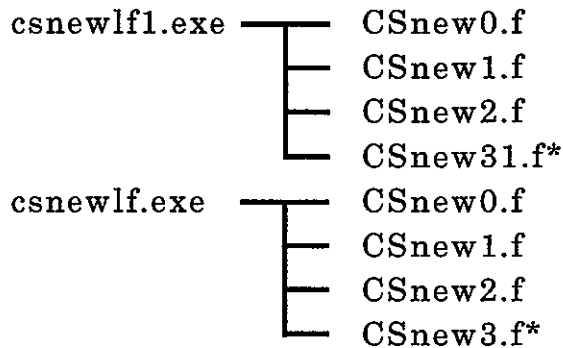
FigureA1-4 Comparison of Permeability Distribution



FigureA1-5 Comparison of Pressure Drop

付録 2 解析コードの改良

本解析手法の構築では、汎用多次元熱流動解析コード **CASCADE** を採用し、ポーラスボディ・モデルおよびサーマルストラクチャ・モデルを使用している。計算に際しては、以下の4つのモジュールをコンパイル・リンクして実行ファイル<csnewlf1.exe>を作成した。



オリジナルモジュール<CSnew3.f>では、流動抵抗を評価する際に速度成分の二乗で評価するが、改良したモジュール<CSnew31.f>は、本文第 4.4.3 項で述べたように合成流速と速度成分の積で評価できるように改良したものである。以下に、<CSnew31.f>で修正を加えた箇所について示す。

TableA2 Modification of < CSnew31.f >

(Line 5130~)	
C-TANAKA	
	$VABS = \sqrt{KU \cdot U0 \cdot U0 + KV \cdot V0 \cdot V0 + KW \cdot W0 \cdot W0}$
C-TANAKA	
(Line 5162~)	
C-TANAKA	
	$SP(IJK) = -0.5 \cdot CD \cdot RVNET \cdot ABS(U0) / (CL2 + ICL \cdot DXA(I))$
	$SP(IJK) = -0.5 \cdot CD \cdot RVNET \cdot VABS / (CL2 + ICL \cdot DXA(I))$
C-TANAKA	
(Line 5357~)	
C-TANAKA	
	$VABS = \sqrt{KU \cdot U0 \cdot U0 + KV \cdot V0 \cdot V0 + KW \cdot W0 \cdot W0}$
C-TANAKA	
(Line 5380~)	
C-TANAKA	
C	$SP(IJK) = -0.5 \cdot CD \cdot RVNET \cdot ABS(V0)$
C 1	$/ (CL2 + ICL \cdot RADP \cdot DYA(J))$
	$SP(IJK) = -0.5 \cdot CD \cdot RVNET \cdot VABS$
1	$/ (CL2 + ICL \cdot RADP \cdot DYA(J))$
C-TANAKA	
(Line 5582~)	
C-TANAKA	
	$VABS = \sqrt{KU \cdot U0 \cdot U0 + KV \cdot V0 \cdot V0 + KW \cdot W0 \cdot W0}$
C-TANAKA	
(Line 5612~)	
C-TANAKA	
C	$SPOLG = -0.5 \cdot CD \cdot RVNET \cdot ABS(W0) / (CL2 + ICL \cdot DZA(K))$
	$SPOLG = -0.5 \cdot CD \cdot RVNET \cdot VABS / (CL2 + ICL \cdot DZA(K))$
C-TANAKA	

付録 3 相関式入力係数

1) 流動抵抗評価式の係数一覧

Porosity, ε	Ergun		JNC[20]		係数 C
	係数 A	係数 B	係数 A	係数 B	
0.55	2.864	2.008E+2	2.005	1.935E+2	-1
0.525	3.167	2.456E+2	2.217	2.366E+2	
0.505	3.431	2.882E+2	2.401	2.777E+2	
0.5	3.500	3.000E+2	2.450	2.890E+2	
0.48	3.792	3.521E+2	2.654	3.392E+2	
0.46	4.109	4.134E+2	2.876	3.983E+2	
0.458	4.142	4.201E+2	2.899	4.047E+2	
0.433	4.583	5.144E+2	3.208	4.956E+2	
0.4125	4.985	6.085E+2	3.489	5.862E+2	
0.365	6.089	9.080E+2	4.262	8.747E+2	
0.4	5.250	6.750E+2	3.675	6.503E+2	

$$R_i = \frac{\Delta P}{\Delta x_i} = \zeta \frac{1}{D} \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot (u_i \cdot V)$$

$$\zeta = A + B \cdot \text{Re}^C$$

$$\zeta = \frac{3.5}{D} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} + \frac{300}{D} \cdot \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^2} \cdot \frac{1}{\text{Re}} \quad (\text{Ergun})$$

$$\zeta = \frac{2.45}{D} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} + \frac{289}{D} \cdot \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^2} \cdot \frac{1}{\text{Re}} \quad (\text{JNC})$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D}{\nu}, \quad V = \sqrt{ku \times u^2 + kv \times v^2 + kw \times w^2}$$

2) 伝熱相関式の係数一覧

$$\text{Nu} = A + B \cdot \text{Re}_D^*{}^C \cdot \text{Pr}^D$$

2-1) ヒータピン-流体間

①閉塞領域内 (国井の式)

$$\text{Nu} = \frac{h_w D}{k_f} = (2.6 \times \varepsilon^{1/2}) \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot (\text{Re}_D^*)^{1/2}$$

Porosity, ε	係数 A	係数 B	係数 C	係数 D	CASCADE (Name list)
0.5	0.0	1.838	0.333	0.5	&NUSELT

*固体壁に接する空隙率は 0.5 とする。

② 閉塞領域外

②－１ 層流熱伝達

$$Nu = \frac{h_w d}{k_f} = 1, \quad d = \frac{\Delta x_i}{2} \quad (=DHTO, DHTI)$$

②－２ 乱流熱伝達

(１) 壁関数を使用

$$NHTO = 0.01$$

(２) Dittus-Boelter の式 (水を対象とした解析)

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

(３) Subbotin の式 (ナトリウムを対象とした解析)

$$Nu = 5 + 0.025 \cdot Pe^{0.8}$$

２－２) ヒータピン－閉塞物 (Olbrich の式)

$$h_{wp} = \frac{2.12}{D} \cdot k_{rp}$$

Diameter [m]	k_{rp}	h_{wp}	Fluid	Temp.	CASCADE
1.0x10 ⁻³	2.399	5.09x10 ³	Water	300[K]	構造体間 熱伝導
	18.38	3.90x10 ⁴	Sodium	600[K]	

*固体壁に接する周辺の空隙率は 0.5 とする。

 k_{rp} は閉塞物内等価熱伝導率であり、(12)式で得られる k_p の値を用いる。

２－３) 閉塞物－流体間 (白井の式、Walton の式)

< 遷移ペクレ数 Pe_C^* >

$$Pe_C^* = Pr \cdot Re_D^*$$

$$Pe_C^* < 1460, \quad (Water : Pr = 5.85)$$

$$Pe_C^* < 0.0145, \quad (Sodium : Pr = 0.0058)$$

① 白井の式

$$Nu = \frac{h_{fp} D}{k_f} = \frac{2.0}{\varepsilon} + 0.75 \left(\varepsilon^{-1/2} \right) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(Re_D^* \right)^{1/2}$$

Porosity, ε	係数 A	係数 B	係数 C	係数 D	CASCADE
0.55	3.636	1.011	0.333	0.5	&NUSELT
0.5	4.000	1.061			
0.365	5.479	1.241			
0.46	4.348	1.106			
0.4	5.000	1.186			

② Walton の式

$$Nu = \frac{h_p D}{k_f} = 0.016 \cdot (\varepsilon^{1.3}) \cdot Pr^{0.67} \cdot (Re_D^*)^{1.3}$$

Porosity, ε	係数 A	係数 B	係数 C	係数 D	CASCADE
0.55	0.0	0.0074	0.67	1.3	&NUSELT
0.5		0.0065			
0.365		0.0043			
0.46		0.0058			
0.4		0.0049			

2－4）閉塞物等価熱伝導係数（Zehner and Schlunder の式）

$$\frac{k_p}{k_f} = \sqrt{(1-\varepsilon)} \cdot \frac{2}{(1-k_f B/k_s)} \left[\frac{(1-k_f/k_s)B}{(1-k_f B/k_s)^2} \ln \left(\frac{k_s}{k_f B} \right) - \frac{B+1}{2} - \frac{B-1}{(1-k_f B/k_s)} \right]$$

$$B = 1.25 \left(\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right)^{10/9}$$

Porosity, ε	k_{rp}	k_f	k_s	Temp.	CASCADE
0.55	2.040	0.6104 (Water)	16.0	300[K]	&PRPM
0.5	2.399				
0.365	3.628				
0.46	2.719				
0.4	3.265				
0.55	18.25	75.26 (Sodium)	19.0	600[K]	
0.5	18.38				
0.46	18.47				
0.365	18.63				
0.4	18.58				

< 物性値 >

(SUS304、 600[K])

密度：7.81x10³

比熱：5.56x10²x(1-0.4)=3.336x10²