

# 炉心槽内自然対流に関する研究

— 鉢巻型スペースパッド形状における水試験及び解析 —

(研究報告書)

2003年3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

電話：029-282-1122（代表）

ファックス：029-282-7980

電子メール：[jserv@jnc.go.jp](mailto:jserv@jnc.go.jp)

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)

2003

JNC TN9400 2003-043

2003年3月

炉心槽内自然対流に関する研究  
—鉢巻型スペーサパッド形状における水試験及び解析—  
(研究報告書)

林 謙二\*、川又 伸弘\*、上出 英樹\*

要 旨

崩壊熱除去系として DRACS (Direct Reactor Auxiliary Cooling System) を採用し、炉容器上部プレナムに冷却器 (DHX : Dipped Heat Exchanger) を配置した高速増殖炉において、自然循環状態で崩壊熱除去システムを作動させた場合に、炉心槽内に DHX からの低温流体が入り込み、燃料集合体間の隙間を自然対流し、ラッパー管外面から燃料の崩壊熱を除熱するインターラッパーフロー (IWF : Inter-wrapper Flow) が起きると考えられている。燃料集合体のラッパー管に取り付けられるスペーサパッド形状が、IWF による炉心冷却に及ぼす影響を把握するために 1/12 セクター部分モデルの水流動試験装置 (TRIF : Test Rig for Inter-wrapper Flow) を用いた自然循環試験を実施した。また、汎用 3 次元熱流動解析コード AQUA を用いた解析手法のインターラッパーフローへの適用性を確認するための実験解析を実施した。

これまでにボタン型パッドを用いた試験を実施しており、ここでは、鉢巻型スペーサパッドを取り付けた体系におけるラッパー管表面の熱流束及び炉心槽へ入り込む冷水のフローパスをパラメータにした自然循環の温度分布測定試験を行った。炉内冷却器作動時にレダンと炉心槽を結ぶ専用流路、並びにコアフォーマに設けた孔から冷水が炉心槽に多く入り込み、これらのフローパスが炉心冷却に有効であることが分かった。ボタン型スペーサパッド体系での試験結果との比較によると、ボタン型スペーサパッドでは、前述のフローパスを設けなくても、パッド部隙間からの冷水の入り込みが多いため炉心冷却には有効であることが分かった。

また、汎用 3 次元熱流動解析コード AQUA を用い集合体並びに隙間部を矩形メッシュで模擬した実験解析を行った。パッド隙間部における圧力損失係数及びラッパー管摩擦損失係数を適切に選定することにより、炉心部の一部を除き、いずれの実験ケースともに温度分布を再現でき、インターラッパーフローの熱流動解析に適用できることが分かった。

---

\* 大洗工学センター・要素技術開発部・新技術開発試験グループ

JNC TN9400 2003-043

March, 2003

Study on Natural Convection in Core Barrel  
Experimental and Numerical Results for Band Type Spacer Pads

K.HAYASHI \*, N.KAWAMATA\*, H.KAMIDE\*

ABSTRACT

In a fast reactor an Inter-Wrapper Flow (IWF) is one of significant phenomena for decay heat removal under natural circulation condition, when a direct reactor auxiliary cooling system (DRACS) is adopted for decay heat removal system. Cold coolant provided by dipped heat exchangers (DHX) of DRACS can penetrate into the core barrel (region between the subassemblies) and it makes natural convection in the core barrel. Such IWF will depend on a spacer pad geometry of subassemblies. Water experiment, TRIF (Test Rig for Inter-wrapper Flow), was carried out for IWF in a reactor core. The test section modeled a 1/12th sector of the core and upper plenum of reactor vessel. Experimental parameters were the spacer pad geometry and flow path geometries connecting the upper plenum and core barrel. Numerical simulation using AQUA code was also performed to confirm applicability of a simulation method.

An experimental series using a button type spacer pad had been carried out. Here a band type spacer pad was examined. Temperatures at subassembly wall were measured with parameter of the flow path geometries; one was a connection pipe between the upper plenum and core barrel and the other was flow hole in core former plates between the outermost subassemblies and the core barrel. It was found that these flow paths were effective to remove heat in the core in case of the band type spacer pad.

A general purpose three dimensional analysis code, AQUA, was applied to the experimental analysis. Each subassembly and inter wrapper gap region were modeled by slab mesh geometry. Pressure loss coefficient at the spacer pad was set based on the geometry. The numerical simulation results were in good agreement with measured temperature profiles in the core.

---

\* New Technology Development Group, Advanced Technology Division, O-arai Engineering Center

## 目 次

1. 緒 言	1
2. 試験装置	2
2.1 試験容器	2
2.2 模擬ラッパー管	2
2.3 除熱系	3
2.4 計測系	3
3. 試験方法	5
3.1 条件設定及び計測	5
3.2 試験パラメータ	5
4. 試験結果	6
4.1 径方向温度分布	6
4.2 温度変動	7
4.3 温度分布によるフローパターンの推定	8
4.4 ボタン型パッドとの比較	9
5. 試験解析	10
5.1 解析体系	10
5.2 解析条件	13
5.3 解析結果	13
5.4 解析結果の評価	15
6. 結 言	17
謝 辞	18
参考文献	19

## Table List

Table 3-1 Experimental Parameters	21
-----------------------------------	----

## Figure List

Fig.2-1 Flow Diagram of TRIF	22
Fig.2-2 Schematic of Test Vessel	23
Fig.2-3 Geometric Parameters	24
Fig.2-4 Schematic of Wrapper Tube Model	25
Fig.2-5 Distribution of Gap Width between Upper Spacer Pads	26
Fig.2-6 Thermocouple Positions at Wrapper Tubes(L1 and L2 Cross Sections)	27
Fig.2-7 Thermocouple Positions at Wrapper Tubes(L3 and L4 Cross Sections)	28
Fig.4-1 Measured Temperature Profiles in Horizontal Direction(Inline Traverse)	29
Fig.4-2 Measured Temperature Profiles in Horizontal Direction(Staggered Traverse)	30
Fig.4-3 Comparison of Temperature Profiles in Traverse Line	31
Fig.4-4 Measured Temperature Profiles in Horizontal Direction L1&L2	32
Fig.4-5 Temperature Fluctuation Trends(Case NC4P-03)(1)	33
Fig.4-6 Temperature Fluctuation Trends(Case NC4P-03)(2)	34
Fig.4-7 Temperature Fluctuation Trends(Case NC5P-03)(1)	35
Fig.4-8 Temperature Fluctuation Trends(Case NC5P-03)(2)	36
Fig.4-9 Temperature Fluctuation Trends(Case NC6P-03)(1)	37
Fig.4-10 Temperature Fluctuation Trends(Case NC6P-03)(2)	38
Fig.4-11 Flow Pattern Image(Case NC4P)	39
Fig.4-12 Flow Pattern Image(Case NC5P)	40
Fig.4-13 Flow Pattern Image(Case NC6P)	41
Fig.4-14 Comparision of Temperature Profiles between Spacer Pad Types	42
Fig.5-1 Calculation model of TRIF core and upper plenum	43
Fig.5-2 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC4P-03, J=3)	44
Fig.5-3 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC4P-03, J=7)	45
Fig.5-4 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC4P-03, J=9)	46
Fig.5-5 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC4P-03, J=4)	47
Fig.5-6 Radial temperature distribution in the core (Case NC4P-03, J=3)	48
Fig.5-7 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC5P-03, J=3)	49
Fig.5-8 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC5P-03, J=7)	50
Fig.5-9 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC5P-03, J=4)	51
Fig.5-10 Radial temperature distribution in the core (Case NC5P-03, J=3)	52
Fig.5-11 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC6P-03, J=3)	53

Fig.5-12 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC6P-03, J=7) . . .	54
Fig.5-13 Radial temperature distribution in the core (Case NC6P-03, J=3) . . . . .	55
Fig.5-14 Comparison of radial temperature distribution (k=2,6,8) . . . . .	56
Fig.5-15 Comparison of radial velocity distribution (k=2,6,8) . . . . .	57

## 1. 緒 言

高速増殖炉における崩壊熱除去システムとして自然循環を活用したシステムは、動的機器が無く自然現象に支配された冷却材の循環及び除熱機能によるところから、非常に信頼性の高いものであると言える。しかしながら、崩壊熱除去系の冷却システムとして、炉容器上部プレナムに冷却器 (DHX) を配置した直接炉心補助冷却システム (DRACS: Direct Reactor Auxiliary Cooling System) を作動させた場合には、炉容器内で複雑な熱流動現象が生じ、自然循環ヘッドが一時的ではあるが小さくなるものと予測される。炉容器内では、崩壊熱除去システムの作動時に炉心の上方に低温の冷却材が存在することから、この低温流体が炉心出口配管を満たし最高点に到達するまで自然循環ヘッドが小さく抑えられる現象、非発熱及び低発熱集合体内部に上部から低温流体が入り込む集合体内潜り込み現象、また、燃料集合体が装荷・配置されている炉心槽内に DHX からの低温流体が入り込み、燃料集合体間の隙間を自然対流し、ラッパ一管外面から燃料の崩壊熱を除熱するインターラッパーフロー現象が起きる。

核燃料サイクル開発機構（以下、当機構）では、自然循環による崩壊熱除去システムの評価手法を確立するために、これまでに PLANDTL-DHX 試験装置を用いた炉心部熱流動現象に関するナトリウム試験を実施し[1]～[10]、IWF が炉心部冷却に及ぼす影響を確認した。PLANDTL-DHX 試験装置の模擬燃料集合体試験部は 7 体の集合体で構成しており、IWF 現象で予測される集合体間ギャップを横方向に流れる対流は模擬できない。そのために、径方向に 6 列の模擬燃料集合体及び 2 列の模擬遮蔽体を配置した水流動試験装置 (TRIF) を製作し、炉心槽内の流況に及ぼすスペーサパッド形状の効果を評価するための水試験を行った。

前報[11]ではボタン型スペーサパッドを取り付けた燃料集合体体系の試験を行い、DHX から供給される低温流体の炉心槽への流入は、ボタン型スペーサパッド部の隙間からが支配的であり、レダンに設けた専用流路やコアフォーマに設けた孔の効果は顕著に現れなかった。

本報では、鉢巻型スペーサパッド体系での IWF による冷却効果並びに付加的な流路として上部プレナムのレダンから炉心槽を結ぶ専用流路等の効果を確認するために試験を行った結果及び汎用 3 次元熱流動解析コード AQUA を用いた実験解析について報告する。

## 2. 試験装置

Fig.2-1 に T R I F の設備構成を示す。設備は模擬ラッパー管、模擬炉心槽壁、炉内冷却器を模擬したパネルクーラー等を装着している試験容器と炉内冷却器の除熱系統及び図示は無いが熱電対の相対校正時に使用する強制循環系で構成される。そのほか、ヒータ制御系、計測系等が設けられている。

### 2. 1 試験容器

Fig.2-2 に示すように、試験体系は炉心を 30° セクタで模擬している。試験容器は下部容器と上部容器から成り、下部容器の中には炉心槽を形成するための炉内構造物を組み込んで、その内側に模擬ラッパー管を配列している。上部容器は炉容器上部プレナムを模擬し、遮蔽体にあたる非発熱ラッパー管の上方に炉上部機構 (UIS) の胴を模擬した壁を設けている。

下部容器の底板には模擬ラッパー管の配置及び固定のために設置口を開け、設置口の近傍に模擬ラッパー管の方位決め及び集合体間ギャップ幅 (6mm) を確保するために位置決めピンを設けている。この設置口に O リングの付いた模擬ラッパー管の先端ノズルを挿入しピンを合わせナットで締め付けることにより、集合体の固定及び下部容器内外のシールを行っている。

Fig.2-3 に示すように下部容器内の模擬ラッパー管は炉心燃料集合体を模擬した発熱管を 6 列、遮蔽体を模擬した非発熱管を 2 列装荷している。模擬ラッパー管群の最外周列の外側には炉心槽のバウンダリー (コアバレル) 及び水平レダンを形成する模擬炉内構造物を配置し、模擬ラッパー管とコアバレルの間に上下 2 段の炉心拘束機構 (コアフォーマ) を設置している。コアフォーマには、炉内冷却器から供給される低温流体を炉心槽内に導くために内径  $\phi 30\text{mm}$  と  $\phi 40\text{mm}$  の貫通孔をそれぞれ 3 個、2 個開けている。この貫通孔に閉止栓を取り付けることにより、炉心槽内への低温流体の流入を小さく抑えることが出来る。また、水平レダンとコアバレル壁面の間には内径  $\phi 104\text{mm}$  の連通管 (専用流路) を設け、炉内冷却器からの低温流体を積極的に炉心槽内に流入させることを可能とした。この連通管についても水平レダンのノズル部に閉止栓を取り付けることにより、連通管を通した炉心槽内への低温流体の流入を停止できる。

下部容器底板の炉心中央側に入口配管、容器の後側面には出口配管が接続しており、熱電対相対校正等の強制循環運転時に使用する。自然循環時には入口配管の孔はセクターの中心にあたる模擬ラッパー管の固定用の設置口として利用する。

### 2. 2 模擬ラッパー管

Fig.2-4 に示すように模擬ラッパー管は実証炉規模の対面間距離 (152mm) で製作しており、材質は透明アクリルである。炉心燃料の発熱部に相当する区間のラッパー管外表面に溝を設け、パイレックスガラスに酸化錫を薄く塗布した透明ガラスヒータを埋め込み発熱させている。透明ガラスヒータは通電面が水と接触しないように模擬ラッパー管のアクリル側に発熱面を当て、水に接触する外表面側は酸化錫が塗布されていない非通電面としている。ガラスヒータは

熱流束が一様な発熱条件を得られる長尺ものが製作困難なため模擬ラッパー管1面当たり軸方向に3分割し、ガラスヒータ間の接続は銅板を通電面の端に導電性の接着剤を用い貼付け、ガラスヒータ3枚を直列接続している。ガラスヒータの寸法は、設置箇所に応じて幅65mm及び幅35mmの2種類があり、どちらも長さ300mm、厚さ5mmである。抵抗はすべて80Ωを目標に製作したが、酸化錫の塗布が手作業であるためばらつきがあり、55Ω～100Ωの範囲にある。これらの仕様のガラスヒータを一様な平均熱流束を与えられるように組み合わせ、ラッパー管に取り付けた。

ラッパー管形状は、その配置により六角形(HEX)、五角形(PEN)、台形(SQU)及び平板形(壁面)がある。

模擬ラッパー管の発熱区間上方に2段の鉢巻型スペーサパッドを装着している。模擬ラッパー管をすべて装荷した場合に隣合う集合体間ギャップは6mm、スペーサパッド部の隙間は0.6mmに設計されているが、実際は、試験容器及び模擬ラッパー管の製作精度や試験容器への装荷精度により異なっている。Fig.2-5に集合体を組み立てた後に、上方から隙間ゲージを差し込んで測定した上段側スペーサパッド部隙間の値を示している。スペーサパッド部の隙間は、密着(<0.25mm)から数mmの範囲になっている。図で>2.5mmとしている部分は最大で3.5mm程度の範囲に分布している。外周側である遮蔽体領域の隙間が中心側よりも大きくなっている。それに合わせて集合体間ギャップもばらついている。中心部のガラスヒータ集合体にはスペーサパッドは無いため、中心集合体と隣合う集合体(PEN-1)間のギャップは他のギャップ部の半分になっている。

## 2. 3 除熱系

除熱系はDHXを模擬したパネルクーラー、チラーユニット、ポンプ及びタービン流量計で構成している。パネルクーラーはSUS304製のパネル型熱交換器で4枚を並列に配置し、原子炉容器の上部プレナムを模擬した上部容器に装荷した。パネルクーラー内を循環する冷水は、除熱系にある冷水タンクから供給及び戻しており、さらに冷水タンク内を別系統でチラーユニットへ循環させ、冷却及び温度制御を行いパネルクーラーの入口温度を $12^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ に制御した。

## 2. 4 計測系

熱電対出力、電磁流量計出力、ヒータ発熱量は、多点同時取込型データロガにより集録され、パソコンコンピュータに転送し処理・保存した。データ集録は、0.1秒間隔で60秒間行い、600点/チャンネルのデータを採取した。

温度計測は試験体及び装置に配置したT型熱電対( $\phi 0.5\text{mm}$ 、等級クラス1(精度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ))の出力信号を絶縁型の温度変換器を介し、信号を $0\sim 100^{\circ}\text{C}$ をDC $1\sim 5\text{V}$ の信号に変換及びニアライズしデータロガに入力している。温度変換器は温度補償素子を用いた零点補償を行っていて、温度変換精度と合わせて $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ の精度を有している。熱電対については、単体で絶

対校正を行うか、絶対校正を行った熱電対を基準熱電対として相対校正を行い、個々の校正係数を算出し、その校正係数を用いて物理量（温度）に変換している。熱電対の測定精度は、熱電対の精度、計測系の誤差を含め±0.6°C以内である。

Fig.2-6 及び 2-7 に模擬ラッパー管の熱電対配置を示している。熱電対は集合体ギャップのスタガード方向とインライン方向のそれぞれ 1 列に集中して配置している。熱電対の集合体間ギャップの軸方向配置は、集合体上部に 2 段あるスペーサパッド間 (L4)、スペーサパッド下段のすぐ下 (L3)、軸方向発熱区間の中 (L2)、発熱区間下方の非発熱部 (L1) である。

ヒータ発熱量は電源盤にある電力変換器（精度±0.5%F.S）で計測し、変換器出力：DC1～5V をデータロガに入力している。除熱系 DHX ラインの流量は、電磁流量計（精度±0.5%F.S）で計測し出力：DC1～5V をデータロガに入力している。

### 3. 試験方法

#### 3. 1 条件設定及び計測

ボタン型スペーサパッド体系の試験では粒子画像流速測定法（PIV：Particle Image Velocimetry）を用いて流速計測を実施したが、鉢巻型スペーサパッド体系では、燃料集合体間ギャップが上部でパッドにより塞がれた形状であるため、レーザースリット光をギャップに照射することができないため実施していない。本試験では、自然循環時の温度分布測定のみを行った。

試験容器に水を満たし静止している状態から、ガラスヒータの電圧を徐々に上げ所定の電力に合わせる。ガラスヒータ集合体通電の前に除熱系の冷水タンク内を循環・冷却し  $12^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$  に制御しておき、ヒータ出力が目標値に達した後、パネルクーラーの循環を行い DHX による冷却を模擬した運転を行った。

試験条件設定後、十分に安定した自然循環状態を作るために約 72 時間加熱冷却条件を一定に保ち、チェックデータを採取した。数点の温度測定ポイントについて  $0.5^{\circ}\text{C}/4$  時間以内の変動であれば十分に自然循環が安定したと判断し、本試験データを 0.1 秒周期で 1 分間採取した。

#### 3. 2 試験パラメータ

試験パラメータは、炉心槽内への冷水侵入に寄与する流路の幾何学形状と集合体発熱面の平均熱流束とした。試験時の諸条件を Table 3-1 に示す。

冷水流路の幾何学形状は、レダンの専用流路(Bypass Line)とコアフォーマの孔が開口したケース (NC4P)、レダン専用流路は閉止し、コアフォーマの孔が開口したケース (NC5P)、レダンの専用流路とコアフォーマの孔ともに閉止したケース (NC6P) である。各々の幾何学形状に対して集合体発熱面の平均熱流束を  $1,250\text{W/cm}^2$  としたケース (-01)、 $1,880\text{W/cm}^2$  としたケース (-03) を行っている。

試験時のガラスヒータ集合体の総発熱量と DHX による除熱量の比較では、総発熱量の約 95% が DHX により除熱され、残る 5% は試験容器からの放熱により系外へ排出されていた。

#### 4. 試験結果

##### 4. 1 径方向温度分布

Fig.4-1 に各体系の集合体ガラスヒーターの表面熱流束が約  $1,250\text{W/cm}^2$  の 01 シリーズと約  $1,880\text{W/cm}^2$  の 03 シリーズにおけるギャップ径方向のインライン方向の温度分布を示す。図の X 軸はギャップ流路を中心側からトレースした長さを示している。径方向位置約 1,100mm でガラスヒータ集合体流路が終わり、これ以降は非発熱区間である。DHX を模擬したパネルケーラー直下の温度の測定位置は、径方向約 1,800mm にあるが便宜上 1,400mm の位置に示している。

ケース (NC4P-01) の径方向位置 800~250mm 区間での発熱部下方にある L1 と鉢巻スペーサパッドの直下で発熱部直上にある L3 の軸方向温度差は 7~13°C 程度で、中心側に向かうに従い温度差が大きくなっている。ケース (NC4P-03) では 800~250mm 区間での L1 と L3 の軸方向温度差は 9~16°C 程度になっていて、表面熱流束により軸方向温度差に差がある。ほかのケースでも同区間の軸方向温度差は表面熱流束の違いにより、(NC5P) で 6.5~13°C が 8~15.5°C に、(NC6P) では 7.5~11.5°C が 8.5~13°C と変化し、表面熱流束が大きい方ほど温度差が大きくなっている。径方向位置 800~250mm 区間の L3 の径方向温度差を見ると NC4P-01 で 6.5°C、NC4P-03 で 7.5°C となっている。中心部の軸方向温度差は、表面熱流束の違いによる差ではなく (NC4P) で約 24°C、(NC5P) で約 25°C、(NC6P) で約 20°C である。また、非発熱区間の 1,140mm (HEX-9) の L3 の温度は、発熱区間の L3 の温度よりもケース (NC4P) では 2°C 低く、ケース (NC5P) 及び (NC6P) では、隣り合う発熱区間の温度とほぼ同じになっている。表面熱流束の違いでは、軸温度方向温度差及び径方向温度差に多少の差が出るもの、温度分布のプロファイルに大きな差はない。

これらから、炉心槽内の流れを推定すると、径方向 400~1000mm の発熱区間でのギャップ流れには浮力による上向きの流れと、外周側にある流入流路や隙間から密度差で下降する流れが径方向に広がりギャップを斜め炉中心底部に向かって下方に向かう流れがある。発熱区間で昇温されギャップを上昇した流体は、一部が鉢巻型スペーサパッド間の隙間及びコーナー部隙間から上部プレナムに抜けるが、それ以外はパッドに沿って外周側に流れる。スペーサパッドに沿って外周側に向かう高温流体は、発熱区間で上昇してくる流体と混合しながら外周側に流れる。そのために、発熱区間直上の L3 の温度にあまり差がみられず、非発熱区間でも温度が高く現れている。外周側に流れた高温流体は遮蔽体及びコアフォーマ下部のプレナムで流入する低温流体と混合しながら一部はコアフォーマの隙間から上昇して上部プレナムに流出するとともに、一部は下降し集合体ギャップに入り込み、炉心槽内を循環する自然対流を形成する。炉心槽からの流体は、スペーサパッド間の隙間、コーナー部隙間及びコアフォーマの隙間を通って流出すると考えられる。

ケース (NC4P) で径方向位置 1,140mm の非発熱区間の L3 の温度が発熱区間に比べ 2°C 低いのは、専用流路から流入する低温流体によりコアフォーマ部の温度が低下しやすいためと考えられる。各ケースともに中心部の軸方向温度上昇が大きいのは、中心ギャップ流路が行き止

まりとなりギャップ部を通過する流量が少なくなるためと考えられる。

ケース (NC4P) と (NC5P) については、発熱部より下方にある L1 の温度が DHX 直下温度と大差ないが、全ての流路を閉じたケース (NC6P) では L1 の温度が DHX 直下温度よりも高くなっている。低温流体の流入孔を閉止したことによる影響が現れている。ケース (NC6P) でも、遮蔽体領域のスペーサパッド間が数ミリ開いているため、専用流路とコアフォーマの流入孔を塞いでも炉心槽に流入する低温流体は存在し、集合体間ギャップの冷却に寄与している。

Fig.4-2 にスタガード方向のギャップ間温度分布を示す。スタガード方向は中心側からギャップ長さをトレースしてみると、径方向位置約 1,270mm が発熱区間の終端となる。

各ケースの径方向位置 600mm (HEX-2) の L3、L4 の温度が低く現れており、集合体 HEX-2 上部からスペーサパッド間の隙間及びコーナー部隙間を通り低温流体が流入していると考えられる。ケース (NC4P) と (NC5P) の発熱区間の 1,140mm (HEX) の L3 の温度が非発熱区間と同程度の値を示しているのは、外周側集合体 HEX-13、HEX-10 のスペーサパッド間の隙間が 2mm 以上あり、そこからの低温流体の流入が多いためである。

集合体表面の熱流束による温度分布の差は、インライン方向及びスタガード方向ともに顕著な差はないため、以後の温度分布等の評価は、表面熱流束が約 1,880W/m<sup>2</sup> の 03 シリーズの結果のみを用いて行う。

Fig.4-3 に各試験体系の熱流束が約 1,880W/m<sup>2</sup> の条件でのインライン方向とスタガード方向の温度分布の比較を示す。スタガード方向のギャップ間温度分布は発熱上部、下部とともにインライン方向の温度分布と局所的な差はあるが、径方向の全般的なプロファイルにはあまり差がない。

Fig.4-4 に各ケースにおけるインライン方向とスタガード方向の L3 及び L1 温度の比較を示す。DHX 直下の温度は各ケース共に差がないので 1 点のみ表示した。炉心槽に低温流体を流入させる流路を確保するほど (NC6P : 流入孔なし、NC5P : コアフォーマ流入孔、NC4P : コアフォーマ流入孔 + 専用流路)、300mm より外側で集合体ギャップ温度は低くなっている。インターラッパーフローを積極的に活用すると炉心温度を下げる効果があることが分かる。また、流入流路を設けなくても集合体自立状態で生じるスペーサパッド間の隙間及びコーナー部隙間などから低温流体が炉心槽に入り込み自然対流によりギャップ部を冷却できることを示している。

## 4. 2 温度変動

Fig.4-5～4-10 に各体系の熱流束が約 1,880W/m<sup>2</sup> の条件でのケースにおける集合体 PEN-01、PEN-02、HEX-02、HEX-05、HEX-07、HEX-08、HEX-09、HEX-10、HEX-11、及び HEX-12 のギャップ部の温度変動を示している。熱電対の位置は、集合体の記号と取付け面を示すアルファベットで区別している。

ケース (NC4P-03) は、中心側にある PEN-01 のスペーサパッド中段の温度 L4 に小さな揺

らぎがみられるが、各部とも温度は安定しており高温と低温の流体の混合に伴う温度変動が観測されていない。コアフォーマ流入孔及び専用流路から低温流体が多く流入するため、密度差で温度の高い流体は炉心槽から押し出され、集合体間ギャップから定常に流出していると考えられる。HEX-02 及び HEX-05 の L3 と L4 の温度はほぼ同じ値を示していて、PEN-01 や PEN-02 の L3 と L4 は温度差がある。HEX-02 や HEX-05 では、スペーサパッド面間の隙間を抜ける流れがあり、PEN-01 や PEN-02 ではスペーサパッド面間の隙間を抜ける高温流体の流れがあまりないと考えられる。

ケース (NC5P-03) では、PEN-01 の L3 及び L4 の温度に約 3°C の連続した変動がある。PEN-01 ではスペーサパッド下方の高温流体がコーナー部隙間を抜け、2段のスペーサパッド間の空間で熱電対近傍に揺らぎながら接近していて、L4 の温度が高い側に細かな変動が現れている。スペーサパッド下方から上方に抜けた高温流体の入れ替わりに2段のスペーサパッド間の空間から流体がスペーサパッド下方に入り、L3 の温度が変動しているものと考えられる。

ケース (NC6P-03) は、PEN-01 の L4 で約 1.5°C の細かな温度変動が見られ、スペーサパッドの下方にある高温流体が量は少ないが連続的にスペーサパッド隙間から上方に抜けているためと考えられる。また、遮蔽体側 (HEX-10～HEX-12) の L4 の温度が 4～5°C 変動しており、遮蔽体とコアフォーマの隙間や集合体間隙間から流入した低温流体が、2段のスペーサパッドの間に入り込んでいる。

#### 4. 3 温度分布によるフローパターンの推定

前項までの温度分布から推定した各試験体系における炉心槽内のフローパターンを Fig.4-11～4-13 に示す。

Fig.4-11 に示した専用流路とコアフォーマの流入孔を開けた体系の NC4P の場合は、炉心槽の外周側に配置された各流入孔から低温流体が槽内の低層に入り込む。発熱区間では加熱され浮力効果で上昇する流れが生じ、内側に行くほどギャップ温度が高くなり上昇する流れが大きくなる。上昇した流れの一部はスペーサパッドの隙間部及びコーナー部隙間から上部プレナムに抜けたが、隙間を抜けられない高温流体はスペーサパッドの下面に沿って外周側に向かい、遮蔽体領域及びコアフォーマ下方の空間で低温流体と混合し集合体ギャップに流れ、炉心槽内の自然対流を形成する。また、外周側に向かう高温流体の一部はコアフォーマの隙間部から上部プレナムに流出している。さらに、上部プレナム-炉心槽の大きな自然対流も形成されている。

Fig.4-12 に示した専用流路を塞いだ体系の NC5P の場合は、炉心槽下部に横方向に供給される流れが無いことから、コアフォーマの孔から流入した低温流体を横方向に曲げる要素が弱く低温流体は下方まで降下すると考えられる。全体的なフローパターンは NC4P の場合と同じである。

Fig.4-13 に示した専用流路とコアフォーマの流入孔を両方とも塞いだ体系の NC6P の場合は、コアフォーマと遮蔽体との隙間や集合体スペーサパッドの隙間から低温流体が入り込むが

量的には他のケースよりも少ない。炉心槽内では、ギャップの横向きの流れは小さく浮力による上昇流が大きい。上部プレナムー炉心槽の大きな自然対流も他のケースと同様に形成されている。

#### 4. 4 ボタン型パッドとの比較

前報[11]で報告したボタン型スペーサパッド体系と鉢巻型スペーサパッド体系との温度分布の比較を Fig.4-14 に示す。両方とも専用流路とコアフォーマの流入孔を塞いだ体系のインライン方向の温度分布である。

ボタン型スペーサパッド体系では、集合体列の外周側の遮蔽体上方の温度が DHX 温度に近くまで下がっており、遮蔽体域の上部から冷水が流入している。しかし、鉢巻型スペーサパッド体系では遮蔽体域は顕著な温度低下ではなく、L1 と L3, L4 に約 7 °C の温度差があることから、遮蔽体及び炉心集合体の上方からの冷水の入り込みは少なく、冷水はコアフォーマと遮蔽体のスペーサパッド間の隙間から入り込んでいると考えられる。

全体的温度分布を見るとボタン型スペーサパッド体系は、鉢巻型スペーサパッド体系よりも炉心槽内に入り込む冷水の量が多いため、炉心槽内温度は低くなっている、DHX を用いた自然循環による炉心冷却にはボタン型スペーサパッドが有効であることが示されている。

## 5. 試験解析

これまで、集合体内熱流動現象や集合体間熱移行現象を解析する手法として汎用3次元熱流動解析コードAQUAを適用し、7集合体37ピン束試験、3集合体61ピン束試験、単一集合体部分発熱169ピン束試験などのデータを解析して検証してきた。

ここでは、炉心全体の熱流動現象について、集合体間ギャップ領域を含めて評価する手法を開発・検証するため、今回、鉢巻き型スペーサパッド体系での自然循環試験（TRIF試験）を対象に、AQUAコードのVER.7.2 [12]を用いて定常解析を実施した。鉢巻き型スペーサパッドを集合体間パッドに用いる場合、集合体間ギャップ間の流れはボタン型パッドに比べ、流速がより遅くなるとともに、フローパターンが複雑になると予想される。このような場に対する解析手法の適用性を検討する。

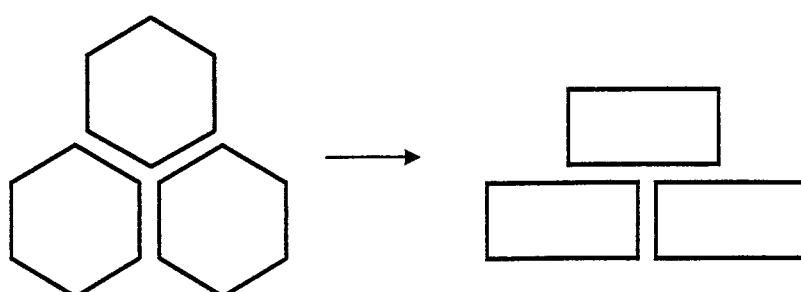
### 5. 1 解析体系

解析対象は、Fig.2-2に示すTRIF試験装置の体系である。以下にモデル化の考え方を示す。

#### (1) メッシュ分割

集合体間の隙間部を通るインターラッパーフローと集合体内部の熱流動の熱的相互作用を考慮するため、AQUAコードを用いた本解析手法は、燃料集合体内流路、集合体間ギャップ流路、上部プレナム領域を、同一の解析メッシュ体系内でモデル化し、これらの領域間の熱流動的相互作用を含めて、現象を解析する点に特徴がある。これまでに、7集合体37ピン束試験、並びに、ボタンパッド体系でのTRIF試験に適用し、その有効性を明らかにしてきた[13] [14]。ここで対象にしているTRIF試験では、集合体の内部熱流動を扱っていないが、径方向反射体を含む全炉心にわたるインターラッパーフローの流れを見ることが出来る。メッシュ分割図を、Fig.5-1に示す。

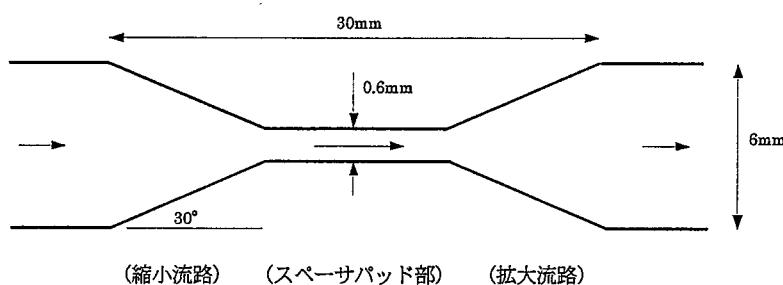
六角形である集合体のモデル化については、下図に示すように、矩形に扁平させてモデル化している。集合体間ギャップ流路は元の形状と流路幅を一致させ、本来はY字型の接合形状であるのものをT字型としている。集合体の周の長さを保存することにより、集合体と集合体間ギャップ流路との接触面積、すなわちインターラッパーフローとの伝熱面積が保存されている。また、隣り合う集合体間の温度差による熱移行についても模擬できる。



試験装置の模擬DHXについては、パネル状の熱交換器の表面温度を試験結果のDHX冷却水温度に設定し、流体との熱伝達率を与えて解析した。

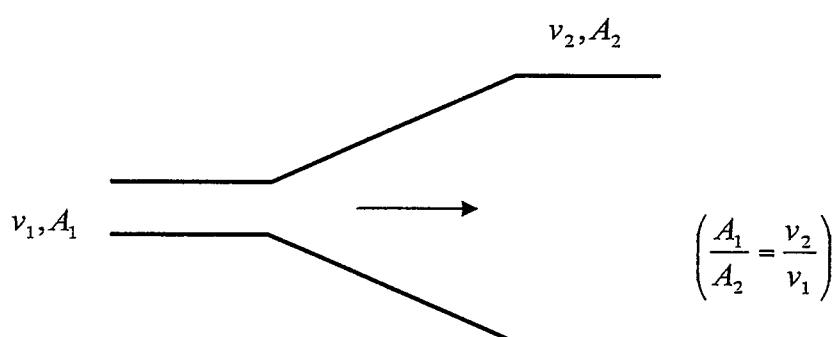
### (2) 鉢巻き型スペーサパッドの圧力損失係数

集合体間ギャップ部の流れは、浮力と流動抵抗とのバランスで形成されることから、流動抵抗の設定が重要である。今回の試験解析では、鉢巻き型スペーサパッドの圧力損失係数の値が大きいため、この値が、解析結果に大きな影響を与えることが考えられる。鉢巻き型スペーサパッド部の流路形状を、下図に示す。圧力損失係数については、文献[15]を参考にして算出した。



縮小流路の形状抵抗係数については、文献[15]の「4. 3. 2 細まり管（ノズル）」によれば、「ゆるやかに細まる管における流れの損失はほとんど摩擦損失のみで一般にその値は小である。」と述べられている。このため、今回の解析では、縮小流路の形状抵抗係数については無視し、拡大流路の形状抵抗係数についてのみ考慮することとした。

拡大流路の形状抵抗係数 $\xi$ については、次のように評価した。



上図の拡大流路における圧力損失 $h$ は、圧力損失係数 $\xi$ を用いて、次式で表される。

$$h = \xi \cdot \frac{1}{2} \rho (\nu_1 - \nu_2)^2 = \xi \cdot \frac{1}{2} \rho \nu_1^2 = \xi \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \times \frac{1}{2} \rho \nu_2^2$$

ここで、 $\nu_1, A_1$  は上流側の流速と流路面積、 $\nu_2, A_2$  は下流側の流速と流路面積である。

$$\xi \cdot \frac{1}{2} \rho (\nu_1 - \nu_2)^2 = \xi \cdot \frac{1}{2} \rho \nu_1^2$$

$$\xi = \xi \cdot \frac{(\nu_1 - \nu_2)^2}{\nu_1^2} = \xi \cdot \left( 1 - \frac{\nu_2}{\nu_1} \right)^2 = \xi \cdot \left( 1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2$$

次に、文献[15]の図 4.10 から、 $\xi = 1 \sim 1.2$  とする。また、上流側の流路幅 (Fig.2-5 に示す実測したパッド間ギャップの加重平均値 0.786mm) と下流側の流路幅 (集合体間ギャップ 6mm) を用いると、流路面積比は、

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{0.786(\text{mm})}{6.0(\text{mm})}$$

であるので、

$$\xi = 1 \times \left( 1 - \frac{0.786}{6.0} \right)^2 \sim 1.2 \times \left( 1 - \frac{0.786}{6.0} \right)^2$$

である。

故に、試験装置の拡大流路の形状抵抗係数は、

$$\xi = 0.755 \sim 0.91$$

の範囲である。

また、AQUAコードに用いる圧力損失係数の値は、パッド部の流路の狭まりを直接模擬できないため、6mm幅の流路の流速に対して定義する必要がある。そこで、集合体間のギャップ6mmおよび実測したパッド間ギャップの加重平均値0.786mmを用いて算出すると、

$$\xi = 0.755 \times \left( \frac{6.0}{0.786} \right)^2 \sim 0.91 \times \left( \frac{6.0}{0.786} \right)^2$$

である。

故に、圧力損失係数は、

$$\xi = 44.0 \sim 53.0$$

の範囲になる。今回の解析では、鉢巻き型スペーサパッドの圧力損失係数として、中間的な値50.0を使うこととした。

## 5. 2 解析条件

今回解析した試験ケースは、フローホールおよびバイパスラインがある条件 (NC4P-03) 、フローホールのみがある条件 (NC5P-03) 、フローホールおよびバイパスラインがない条件 (NC6P-03) の3ケースである。

解析に使用した主なモデルは次の通りである。

- ・乱流モデル : 使用しない ( ITURKE = 0 )
- ・運動量計算 : 完全陰解法 ( ISYMCH = 3 )
- ・エネルギー計算 : 完全陰解法 ( IFITEN = 3 )
- ・運動量対流項 : QUICK-FRAM法 ( IFMMO = 0 )
- ・エネルギー式対流項 : QUICK-FRAM法 ( IFMEN = 0 )

## 5. 3 解析結果

解析結果については、温度分布や流速分布の他、水平断面内の温度分布で整理した。

### (1) バイパスラインおよびフローホールがある場合

試験ケース NC4P-03 の解析結果を、J=3の鉛直断面についてFig.5-2 に、J=7の鉛直断面についてFig.5-3に示す。フローホールがある鉛直断面J=4をFig.5-4に、バイパスラインがある鉛直断面J=9をFig.5-5に、それぞれ示す。また、半径方向の温度分布については、試験結果と重ねてFig.5-6に示す。

DHXで冷却された低温の冷却水は、炉心部分の高い温度の冷却水と混合することなく、バイパスラインを通って、炉心下部に供給されるため、Fig.5-2に示すように、DHX下部の冷却水温度と炉心下部の冷却水温度が等しくなっている。その後、冷却水は、燃料集合体間ギャップ流路を上昇しながら温度上昇し、DHXに戻る。また、J=7の鉛直断面について見てみると、Fig.5-3に示すように、J=3の鉛直断面と比較して、上部プレナムの流速分布には違いがあるが、炉心部については、流速分

布、温度分布とともに、大きな差は認められない。

DHXで冷却された低温の冷却水は、主に、Fig.5-4に示すように、バイパスラインを通して流れている。また、DHXで冷却された低温の冷却水の一部が、フローホールを通して下降しているのが、Fig.5-5から分かる。

半径方向 ( $I=1 \sim 80$ ,  $J=3$ ) の温度分布は、Fig.5-6に示すように、解析結果を試験結果と比較すると、中心部分の温度上昇および発熱部下端中心付近の放熱による温度低下を除けば、発熱部下端温度および発熱部上端温度ともに、試験結果の温度分布と、良く一致している。

## (2) フローホールのみがある場合

試験ケース NC5P-03 の解析結果を、 $J=3$ の鉛直断面についてFig.5-7 に、 $J=7$ の鉛直断面についてFig.5-8に示す。フローホールがある鉛直断面 $J=4$ をFig.5-9に示す。また、半径方向の温度分布については、試験結果と重ねてFig.5-10に示す。

DHXで冷却された低温の冷却水は、フローホールを通過した後、燃料集合体の外周部や下部に流入するが、DHXで冷却された低温の冷却水の一部は、Fig.5-7の矢印で示す近傍で、フローホールを通過する下降流が、炉心上部の高い温度の冷却水を巻き込んで混合することにより温度上昇する。このため、炉心下部および炉心外周部の温度が、DHX下部温度よりやや高くなっている。 $J=7$ の鉛直断面について見てみると、Fig.5-8に示すように、 $J=3$ の鉛直断面と比較して、上部プレナムの流速分布には違いがあるが、炉心部の流速分布、温度分布ともに、大きな差は認められない。また、Fig.5-9から、フローホールを通した自然循環の流動状況が分かる。Fig.5-4と比較して、バイパスラインがないため、フローホールにおける下降流の流速が大きくなっている。

DHXで冷却された冷却水は、解析結果では、Fig.5-10に示すように、DHX下部の温度18°Cから1.5°C上昇して19.5°Cになっており、発熱部下端中心付近の放熱による温度低下を除けば、試験結果の発熱部下端温度を、ほぼ再現している。発熱部上端温度も、試験結果の中心部分の温度上昇を除けば、試験結果の温度とほぼ一致しており、炉心部の発熱による温度上昇を再現しているといえる。

## (3) バイパスラインおよびフローホールがない場合

試験ケース NC6P-03 の解析結果を、 $J=3$ の鉛直断面についてFig.5-11に、 $J=7$ の鉛直断面についてFig.5-12に示す。また、半径方向の温度分布については、試験結果と重ねてFig.5-13に示す。

バイパスラインおよびフローホールがない条件では、Fig.5-11から分かるように、バイパスラインあるいはフローホールがないために、DHXで冷却された冷却水は、炉心上部を中心に向かって流れ込み、コアフォーマーの内側の流路を通過して流下している。その際に、DHXで冷却された冷却水は、Fig.5-12の矢印で示す近傍で、炉心側の高い温度の冷却水を巻き込んで混合することにより温度上昇している。このため、炉心下部および炉心周辺部の温度が、DHX下部温度より高くなっている。また、 $K=7$ の鉛直断面について見てみると、Fig.5-12に示すように、 $K=3$ の鉛直断面と比較して、上部プレナムの流速分布には違いがあるが、炉心部の流速分布、温度分布ともに、大きな差は認められない。

半径方向 ( $I=1 \sim 80$ ,  $J=3$ ) の温度分布は、Fig.5-13に示すように、解析結果を試験結果と比較すると、中心部分の温度上昇および発熱部下端の放熱による温度低下については再現できていないが、DHXで冷却された低温の冷却水が炉心上部の高い温度の冷却水と混合してDHX下部の温度18°Cから22~23°Cに上昇する現象を、概略再現している。また、発熱部上端温度についても、試験結果と概略合っている。しかし、試験結果では、外周部分まで温度が高くなっているのに対して、解析結果では、外周部分の温度が低くなっている。

#### 5. 4 解析結果の評価

今回の解析を見てみると、炉心中央部の流れは3ケースとも、概略同様な流れになっているが、炉心周辺および炉心下部温度、および、下降流による巻き込み現象の2点が各解析ケースで異なっている。

##### (1) 炉心発熱による自然循環

スペーサパッドの圧力損失係数の値は、その値が大きいために、解析結果、特に自然循環流量を決定づける重要な要素になっている。炉心出入口温度差が、それぞれの解析結果において、解析と試験で良く一致していることから、全体としての自然循環流量の解析値が試験結果を良く再現していると思われる。このことから、今回の解析で設定したスペーサパッドの圧力損失係数の値が、実際の圧力損失係数に近い値になっていると判断できる。

今回の解析では、スペーサパッドの圧力損失係数について、実測したギャップの寸法の加重平均値を用いて算出したが、実機の解析等で精度の高い解析を実施する際には、スペーサパッドの圧力損失係数について、良く検討する必要があると思われる。

##### (2) 形状パラメータが温度分布に及ぼす影響

バイパスラインおよびフローホールがある試験ケース（NC4P-03）およびフローホールのみがある試験ケース（NC5P-03）、フローホールおよびバイパスラインがない条件（NC6P-03）の3ケースについて、半径方向の温度分布を重ねてFig.5-14に示す。形状パラメータが温度分布に及ぼす影響については、Fig.5-14に示すように、各解析ケース間で、分布形状には大きな違いはないが、炉心下部の温度が各ケースで異なっていて、その温度差だけ全体に温度が高くなっている。このことは、次節で述べるように、炉心部での流速が、各ケース間で大きな差がないと推定できる。

##### (3) 下降流による巻き込み・混合現象

バイパスラインおよびフローホールがある試験ケース（NC4P-03）およびフローホールのみがある試験ケース（NC5P-03）、フローホールおよびバイパスラインがない条件（NC6P-03）の3ケースについて、半径方向の流速分布を重ねてFig.5-15に示す。下部と中央部の流速分布は、3ケースとも大きな差はないが、上部の流速分布は、バイパスラインおよびフローホールがない試験ケース（NC6P-03）において、炉心上部の外周部から冷却水が下降して炉心部に流入している点が、

他の2ケースと大きく異なっているのが分かる。

また、Fig.5-10やFig.5-13において、解析結果の炉心下部温度が、試験結果を概略再現していることは、DHXから流下する冷却水が、コアフォーマーと燃料集合体間の流路を通過する際に生ずる、炉心上部の冷却水の巻き込み・混合現象をほぼ再現していると判断される。

以上のことから、AQUAコードを用いた本解析手法は、スペーサパッドの圧力損失係数の値を適切に設定することで、自然循環およびインターラッパーフロー現象を精度良く解析できると言える。

## 6. 結 言

高速増殖炉の燃料集合体ラッパー管に鉢巻型スペーサパッドを取り付けた体系での自然循環による崩壊熱除去時のインターラッパーフロー現象を模擬した水流動試験、及び汎用3次元熱流動解析コードAQUAを用いて実験解析を行い、解析モデルの適用性の評価を行った。その結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 本実験では、ラッパー管及び鉢巻型スペーサパッドの製作精度により、スペーサパッド部に隙間があり、専用流路及びコアフォーマに設けたフローホールがない場合でも、その隙間から冷水は炉心槽に入り込み冷却に寄与する。特に、隙間が大きかった燃料集合体外周列とコアフォーマとの隙間部からの入り込みが多い。これらにより特別な流路を設けない場合でも、集合体間の流れにより集合体外壁を冷却できることが分かった。  
実機においても燃料集合体の挿入性・引き抜き性を確保するためのクリアランスに起因する隙間があり、DHXからの低温流体は炉心槽に入り込むと考えられる。
- (2) 鉢巻型スペーサパッドのインライン方向とスタガード方向では、温度分布に差がなく、炉心の周方向に温度の不均一が生じることはない。
- (3) 集合体間の隙間がスペーサパッド部で制限される体系では、コアフォーマ部のフローホール並びにレダンから炉心槽を結ぶ専用流路は、炉心の冷却に一定の効果があることがわかった。
- (4) ボタン型スペーサパッドを用いた場合は、冷水がパッド部に生じる大きな隙間から炉心槽内に入り込むためレダンと炉心槽を結ぶ専用流路、コアフォーマのフローホールの効果は顕著ではなく、鉢巻型スペーサパッドを用いた場合にはそれぞれの流路の効果は大きい。炉心槽内のインターラッパーフローの効果を期待した炉心冷却にはボタン型スペーサパッドの採用が有効である。
- (5) 汎用3次元熱流動解析コードAQUAを用い集合体並びに隙間部を矩形メッシュで模擬した実験解析を行い、パッド隙間部における圧力損失係数及びラッパー管摩擦損失係数を適切に選定することにより、炉心部の一部を除き、何れの実験ケースともに温度分布を再現でき、本手法がインターラッパーフローの熱流動解析に適用できることが分かった。

### 謝 辞

本研究の実施にあたり、水流動試験の準備、試験実施およびデータ整理に亘り、常陽産業㈱の試験員各位には、多大なご尽力を頂きました。さらに、インプットデータの作成や作図処理について、原子力システム（株）の長沢一嘉氏に多大なるご協力を頂きました。ここに改めて感謝の意を表します。

## 参考文献

- [1]林謙二、上出英樹、他：高速炉における自然循環崩壊熱除去に関する研究(VI)、日本原子力学会「94年春の年会」予稿集、H28 (1994)
- [2]林謙二、小松崎清美、他：Na 体系での集合体内潜り込み現象初生条件、日本原子力学会「95年秋の大会」予稿集、E54 (1995)
- [3]上出英樹、林謙二、他：高速炉の自然循環におけるインターラッパーフロー現象の評価、日本原子力学会「95年秋の大会」予稿集、E55 (1995)
- [4]桃井一光、林謙二、他：インターラッパーフロー現象に関するナトリウム過渡試験、日本原子力学会「96年春の年会」予稿集、C20 (1996)
- [5]桃井一光、林謙二、他：Na 過渡試験による自然循環時の炉心部熱流動に関する研究、日本原子力学会「97年春の年会」予稿集、F2 (1997)
- [6]木村暢之、西村元彦、他：高速炉の自然循環崩壊熱除去時の炉内熱流動現象に関する研究、日本原子力学会「98年秋の大会」予稿集、G34 (1997)
- [7]上出英樹、林謙二、他：高速炉の自然循環特性に関する研究、日本原子力学会「98年春の年会」予稿集、H45 (1998)
- [8]H.Kamide, et al., "Investigation of Inter-wrapper Flow in Fast Reactors During Natural Circulation Decay Heat Removal -Seven-subassembly Sodium Experiments-", Proc. Int. Mtg. on Advanced Reactors Safety (ARS'97), Orlando, Florida, June 1-5, p.1141 Nuclear Tech(1997)
- [9]H.Kamide, K.Hayashi, et al., "Experimental Study of Core Thermohydraulics in Fast Reactors during Transition from Forced to Natural Circulation -Influence of Inter-Wrapper Flow-", Proc. 8th Int. Top. Mtg. on Nuclear Reactors Thermo-Hydraulics (NURETH-8), Kyoto, Japan, Sep 30-Oct.4, Vol.2 p.922 NED(1997)
- [10]H.Kamide, N.Kimura, et al., "Experimental Study on Inter-wrapper flow during Natural Circulation in Fast Reactors -Influence on Natural Circulation Flow and Core Temperatures-", Proc. 6th Int. Conf. on Nuclear Engineering (ICONE-6), SAN Diego, California, May 10-14, ICONE-6197 JSME(1998)
- [11] 安田明洋、宮越博幸、他：インターラッパーフロー自然循環水流動可視化実験 一ボタン型ラッパ管パッド形状における試験および解析結果一、JNC TN9400 99-072 (1999)
- [12]村松寿晴、「単相多次元熱流動解析コード AQUA 乱流モデル利用手引書」、PNC TN9460 94-003 (1994)
- [13] H. Kamide, K. Hayashi, T. Isozaki and M. Nishimura, Investigation of thermohydraulics in fast reactors (Interwrapper flow during natural circulation), Nuclear Technology, Vol.133, pp.77-91 (2001)
- [14] H. Kamide, K. Nagasawa, N. Kimura and H. Miyakoshi, Evaluation method for core thermohydraulics during natural circulation in fast reactors, JSME Int. Journal, Series B,

JNC TN9400 2003-043

Vol.45, No.3, pp.577-585 (2002)

[15]日本機械学会、「管路・ダクトの流動抵抗（第4章 各種の管路要素の抵抗）」

**Table 3-1 Experimental Parameters**

Case Name	Geometry Parameters				Heat Flux (Ave.) (W/m <sup>2</sup> )	Flow Rate (m <sup>3</sup> /h)	Inlet Temp. (°C)	Outlet Temp. (°C)	Direct Heat Exchanger (DHX) Condition	Under DHX Temp. (°C)
	Spacer Pad	Flow Hole of Core Former	Bypass Line	Band Type						
	Closed	Opened	Closed	Opened						
NC4P-01	○	○	○	○	1,255	4.84	12.5	13.5	5,513.5	16.5
NC4P-03	○	○	○	○	1,867	4.92	12.5	14.0	8,217.1	17.9
NC5P-01	○	○	○	○	1,257	4.80	12.6	13.6	5,880.6	16.8
NC5P-03	○	○	○	○	1,881	4.82	12.5	14.0	8,451.7	18.0
NC6P-01	○	○	○	○	1,249	4.89	12.5	13.4	5,519.7	16.7
NC6P-03	○	○	○	○	1,876	4.76	12.4	13.9	8,289.9	18.0

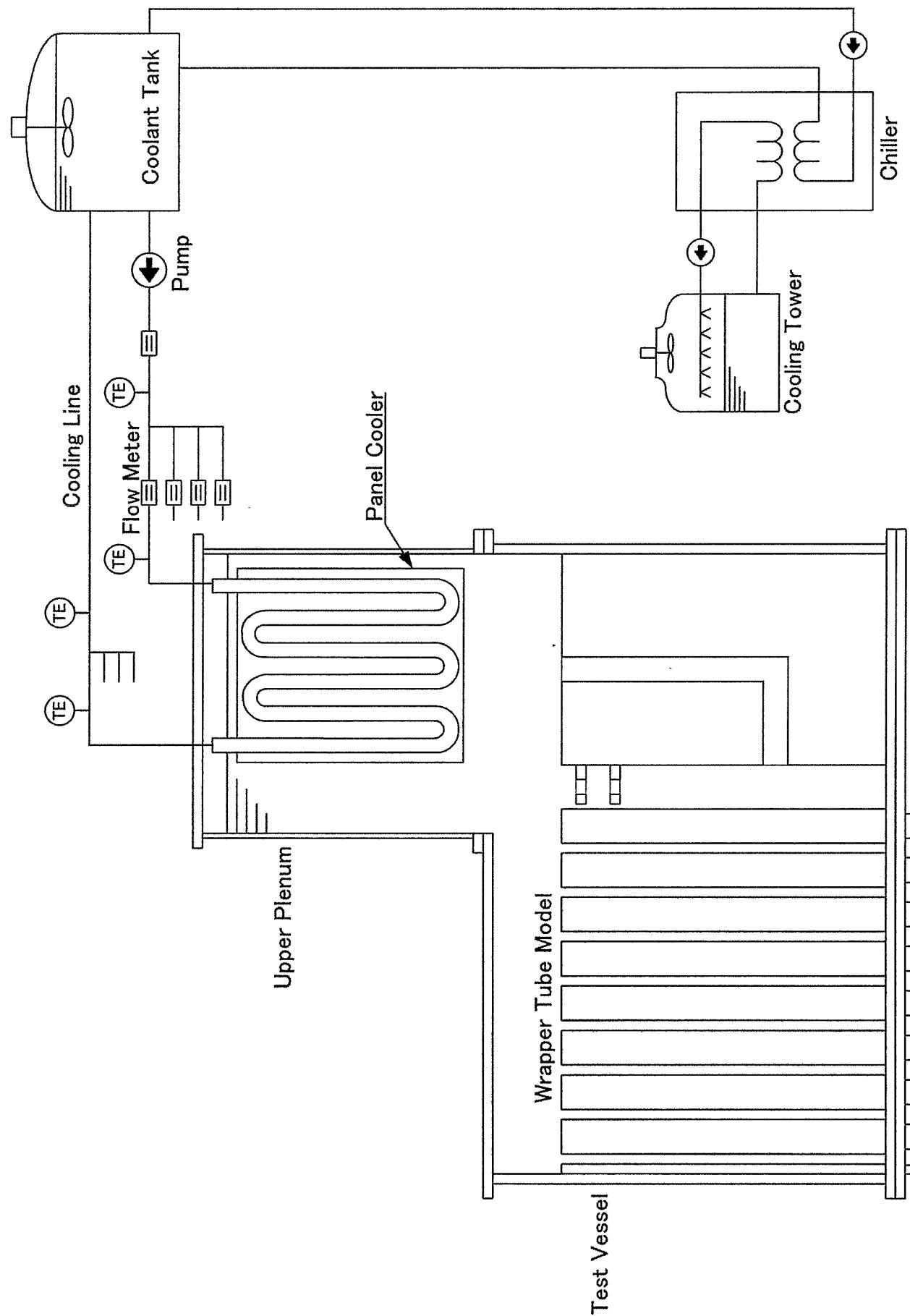


Fig. 2-1 Flow Diagram of TRIF

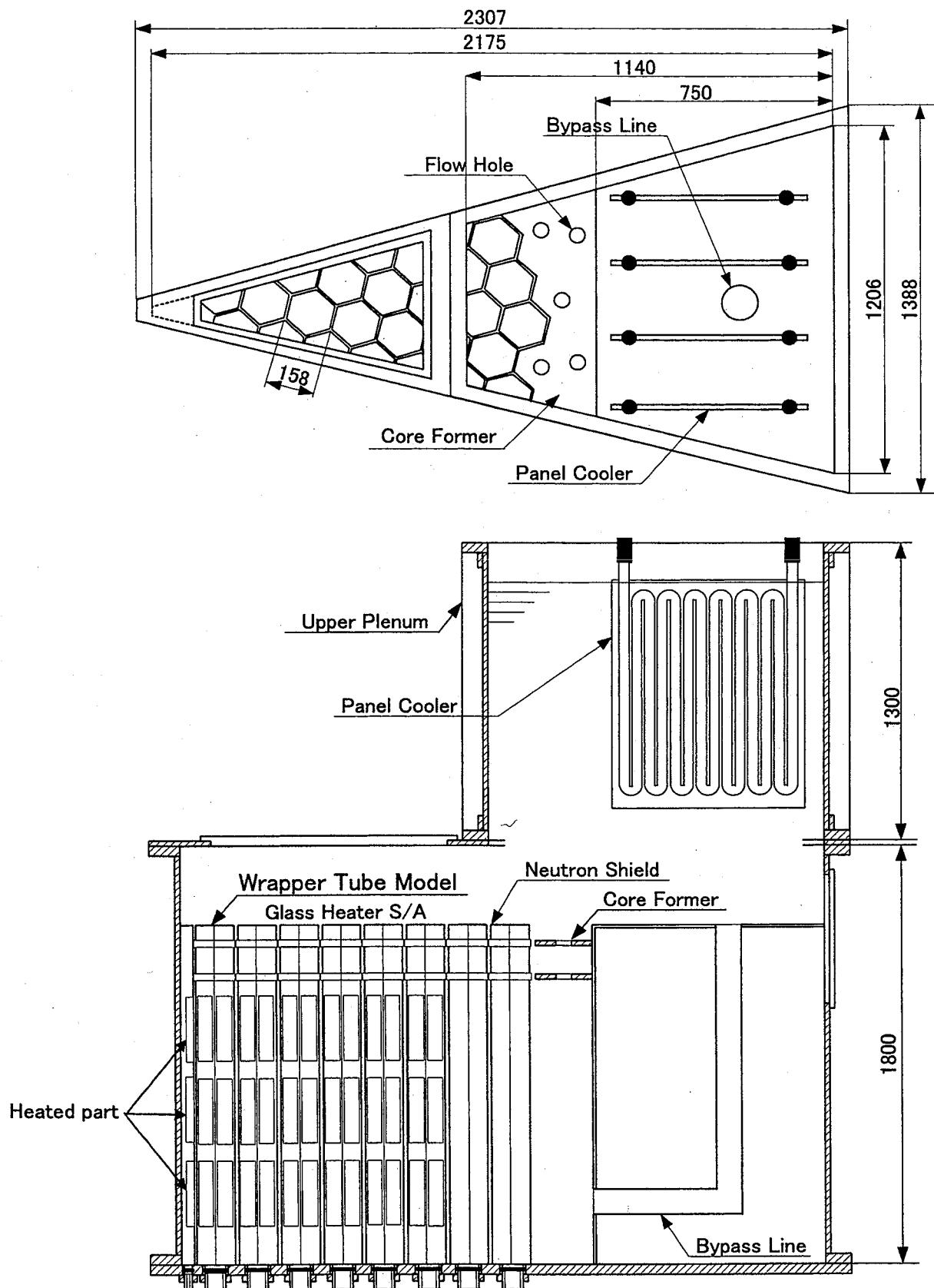
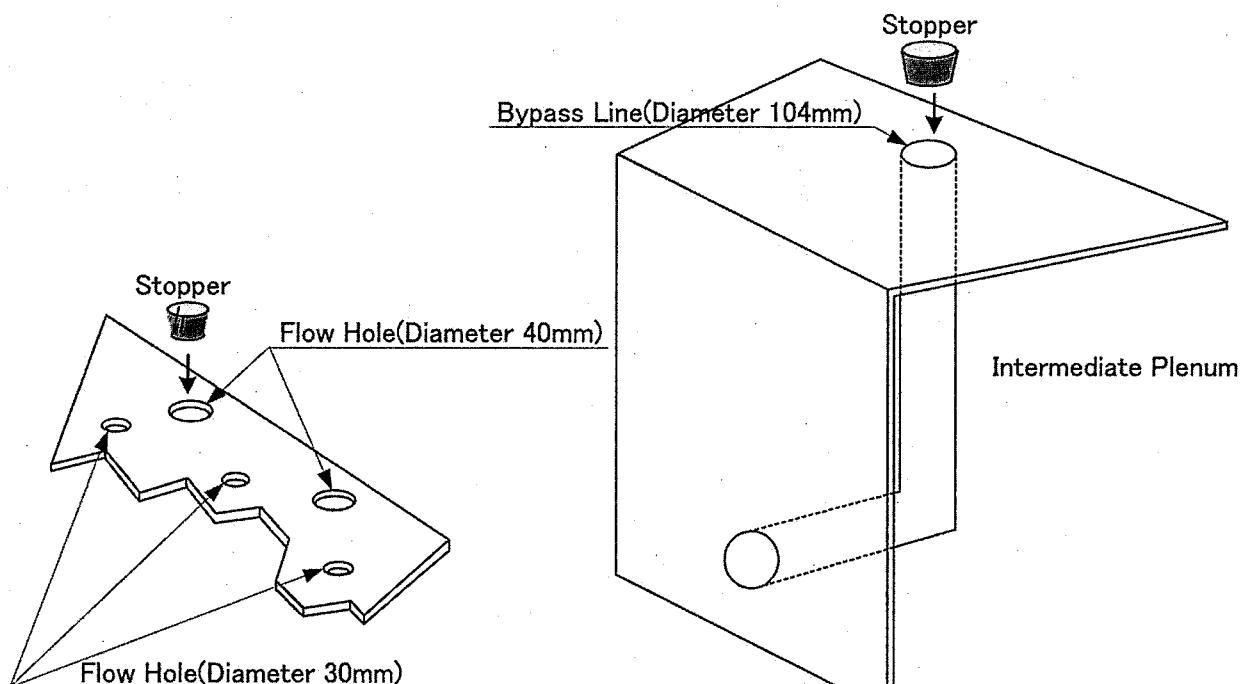
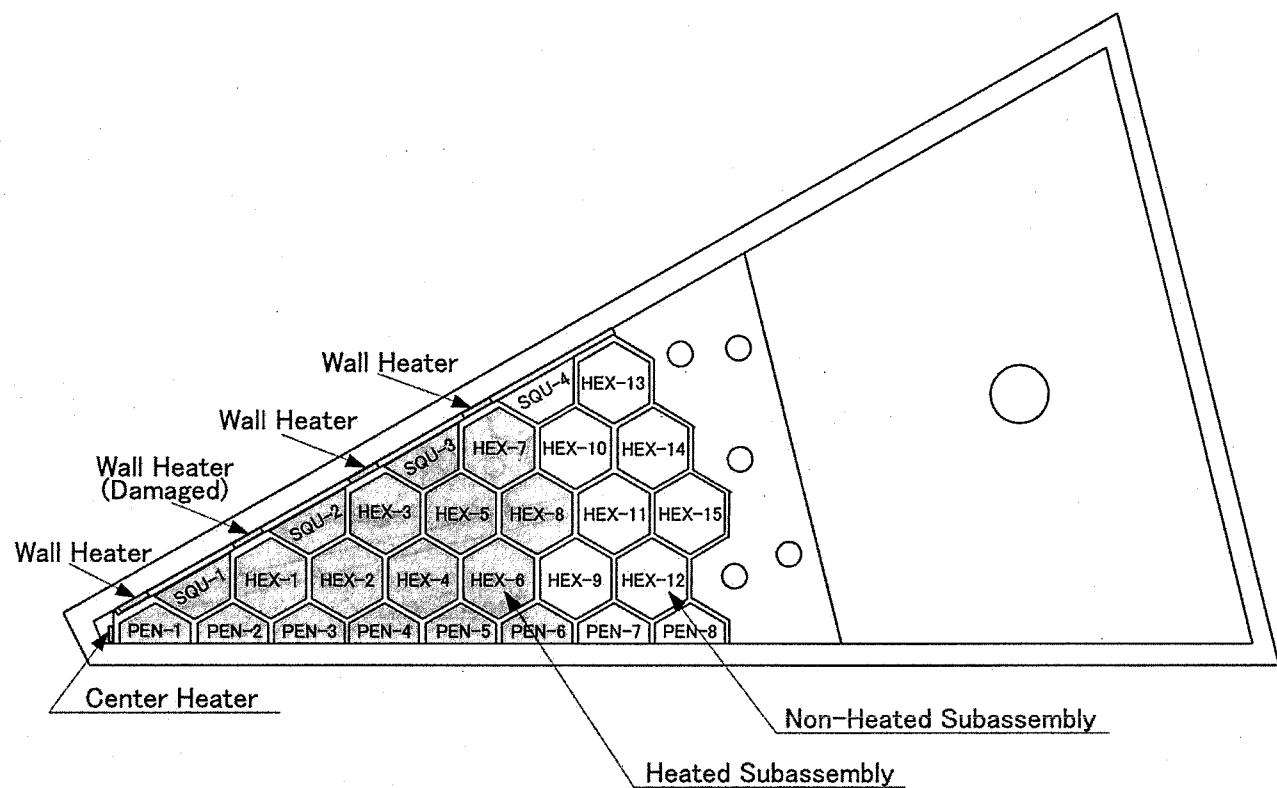


Fig. 2-2 Schematic of Test Vessel



Core Former with Flow Holes

Intermediate Plenum with Bypass Line

Fig. 2-3 Geometric Parameters

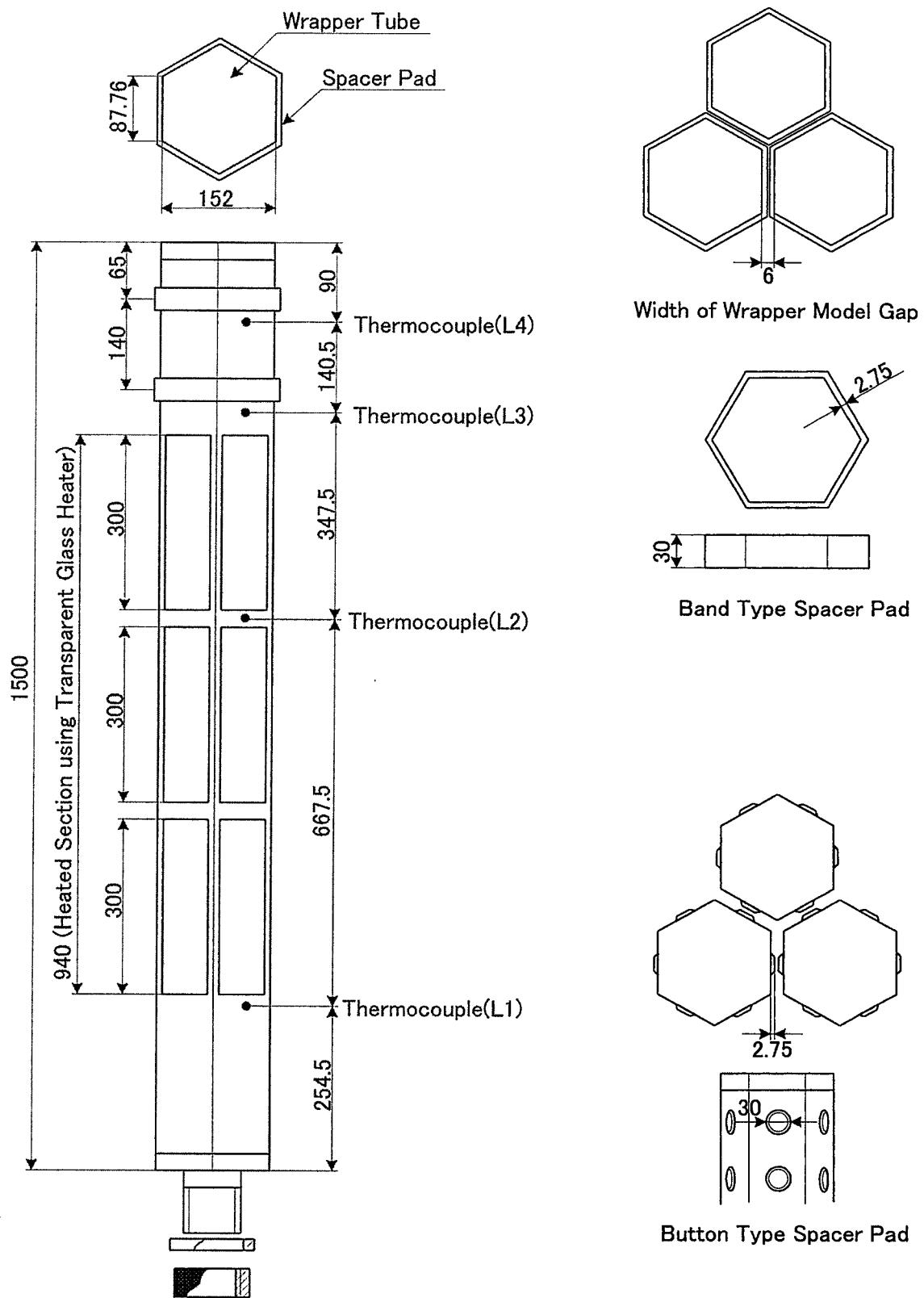


Fig. 2-4 Schematic of Wrapper Tube Model

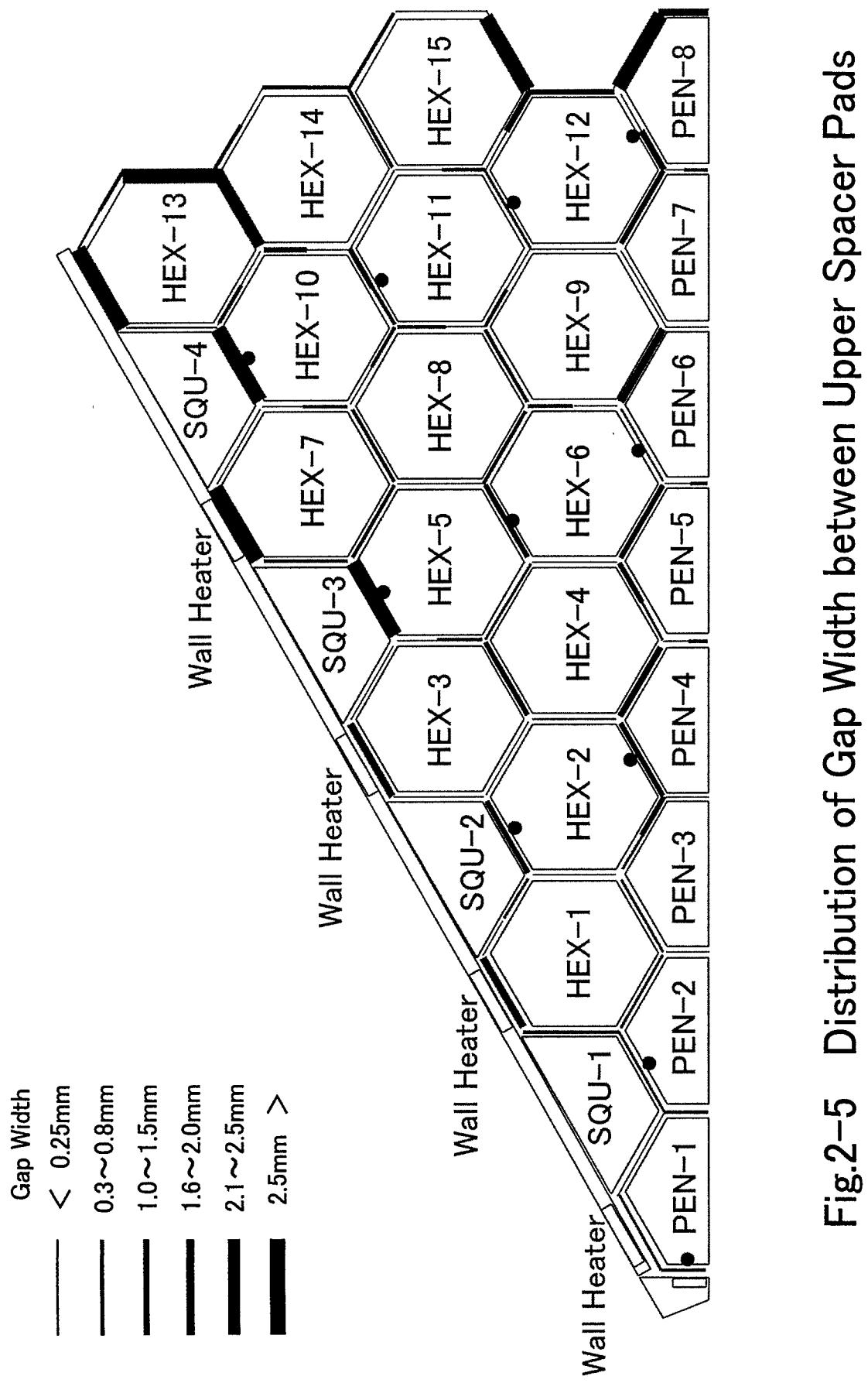


Fig.2-5 Distribution of Gap Width between Upper Spacer Pads

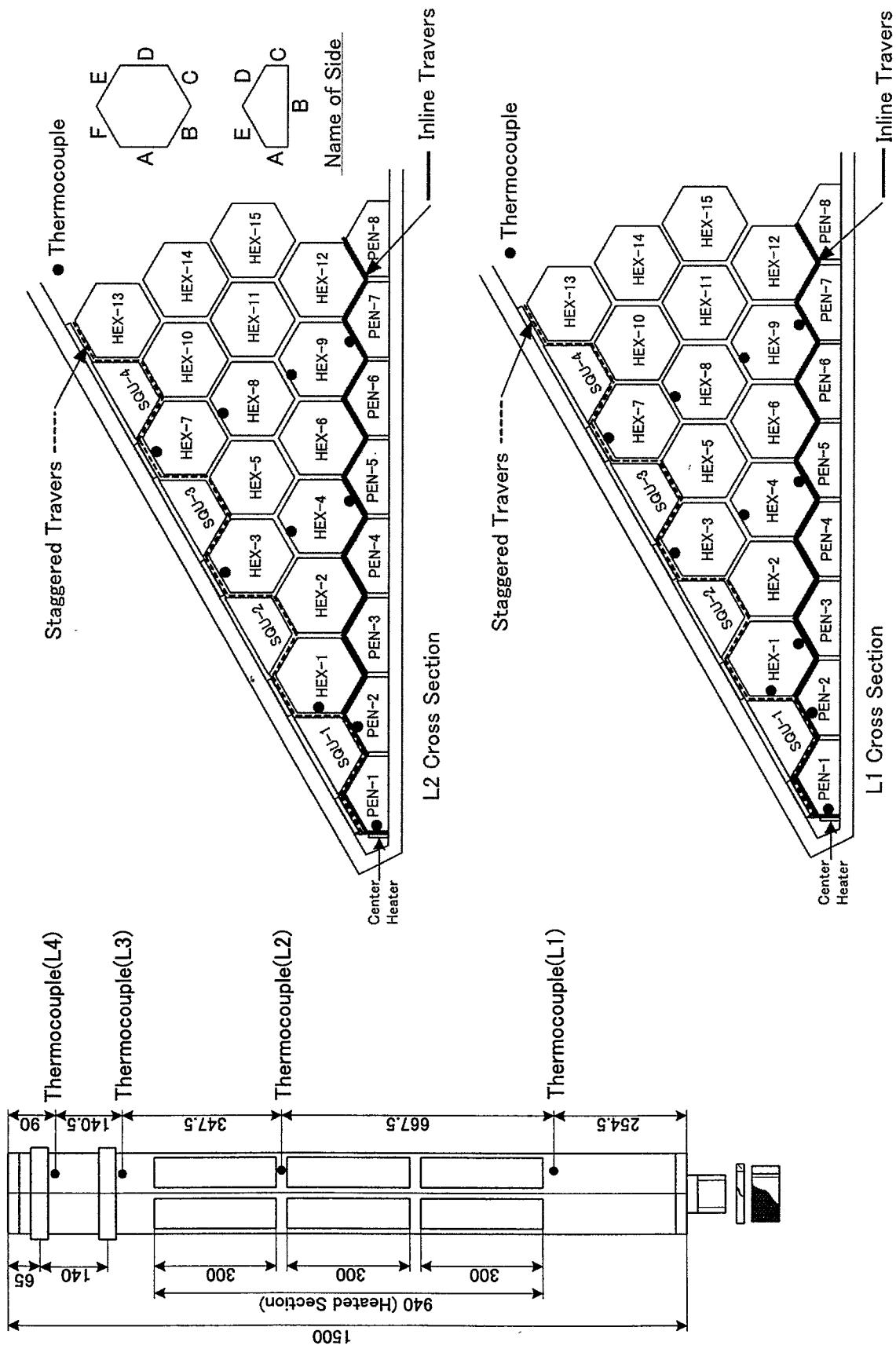


Fig. 2-6 Thermocouple Positions at Wrapper Tubes(L1 and L2 Cross Sections)

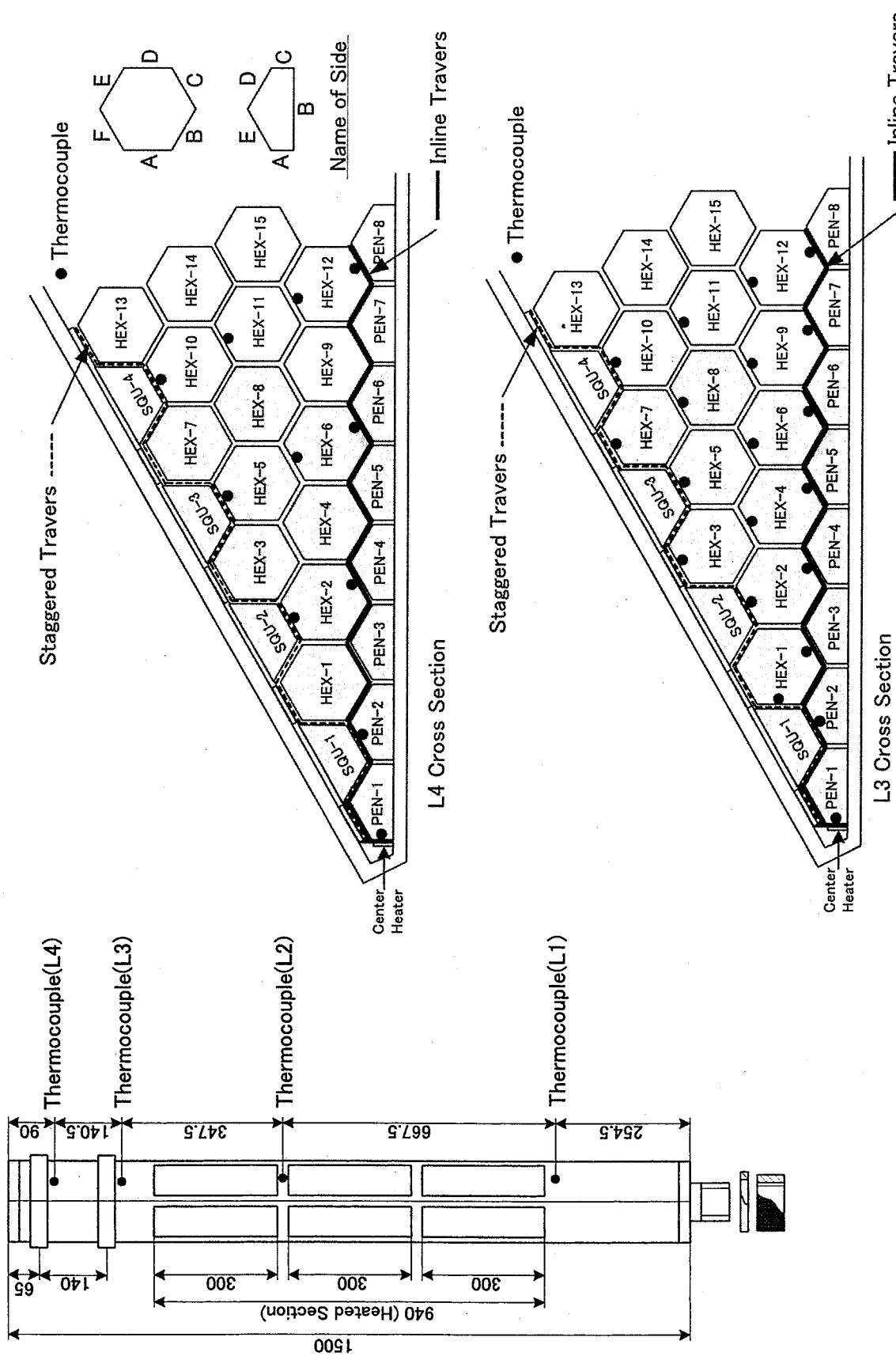
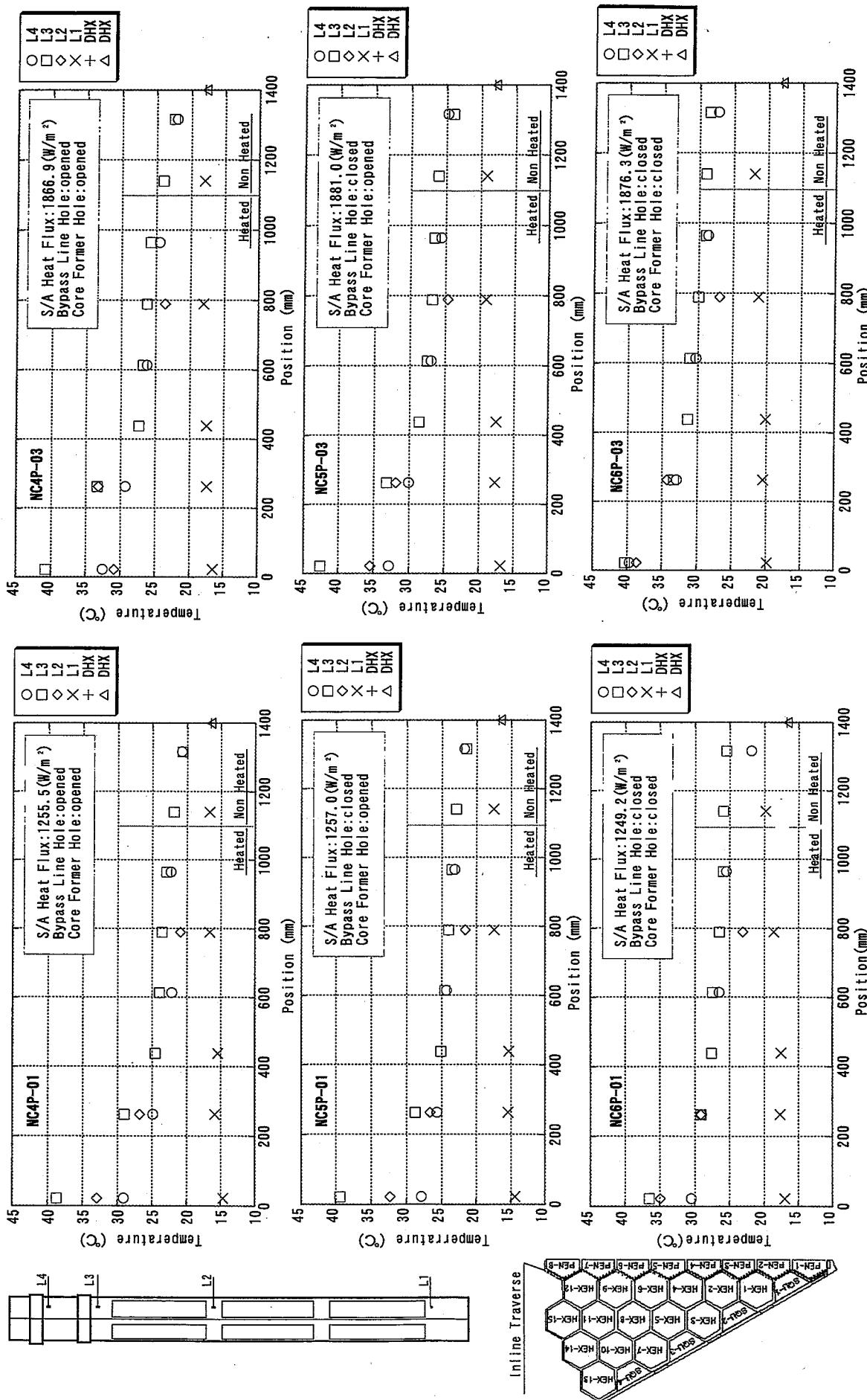


Fig. 2-7 Thermocouple Positions at Wrapper Tubes(L3 and L4 Cross Sections)



**Fig. 4-1 Measured Temperature Profiles in Horizontal Direction(Inline Traverse)**

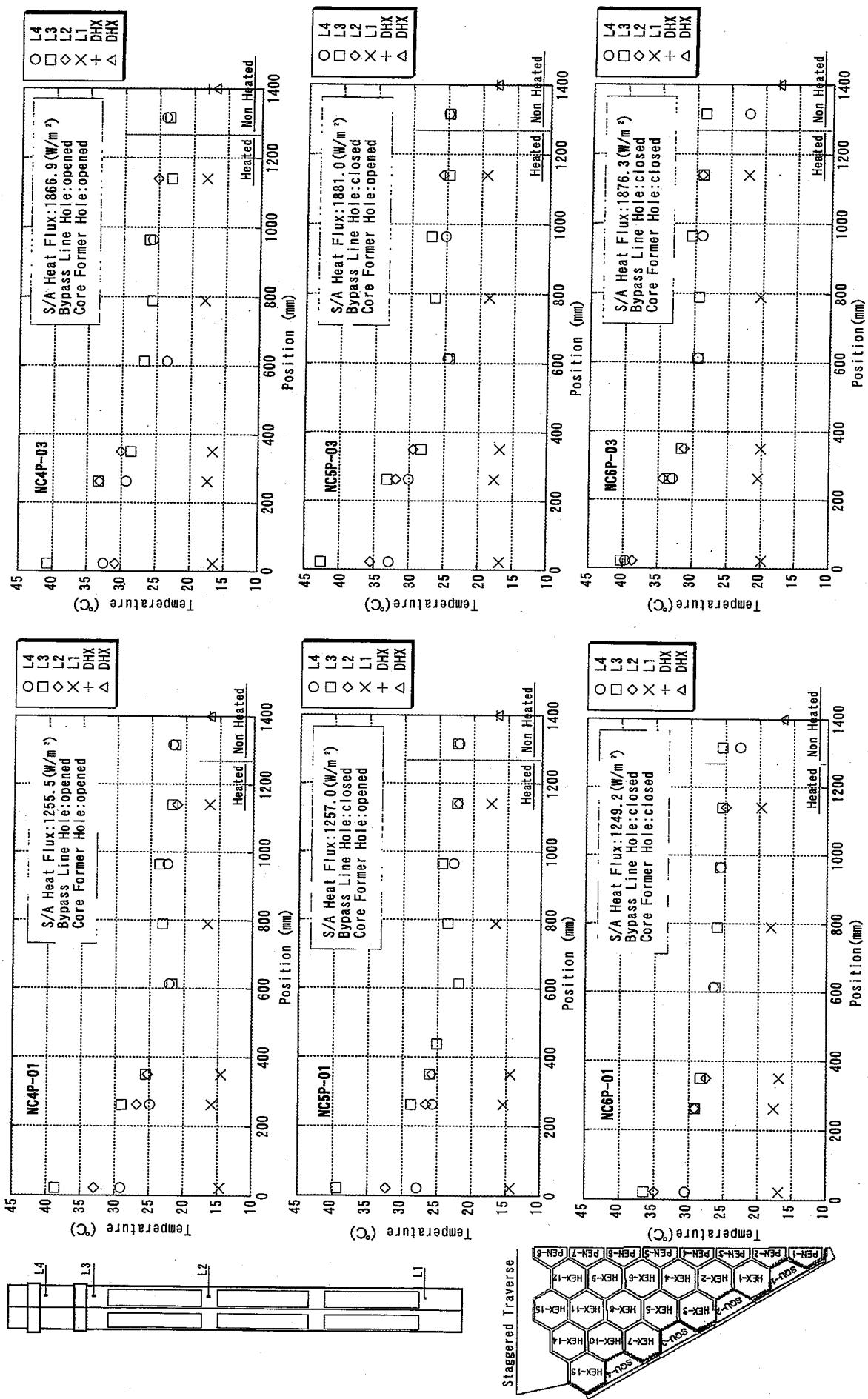


Fig. 4-2 Measured Temperature Profiles in Horizontal Direction(Staggered Traverse)

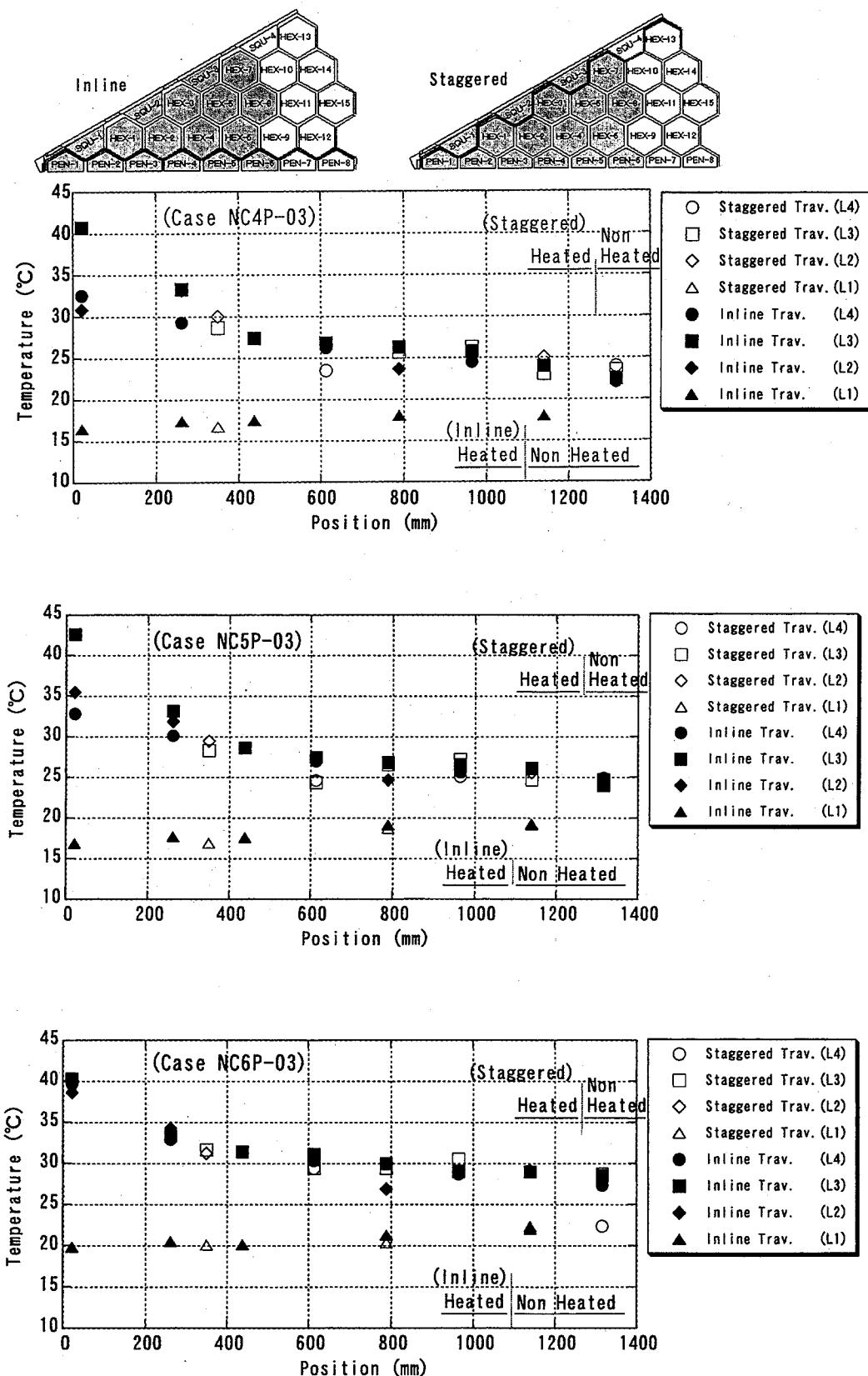


Fig.4-3 Comparison of Temperature Profiles in Traverse Line

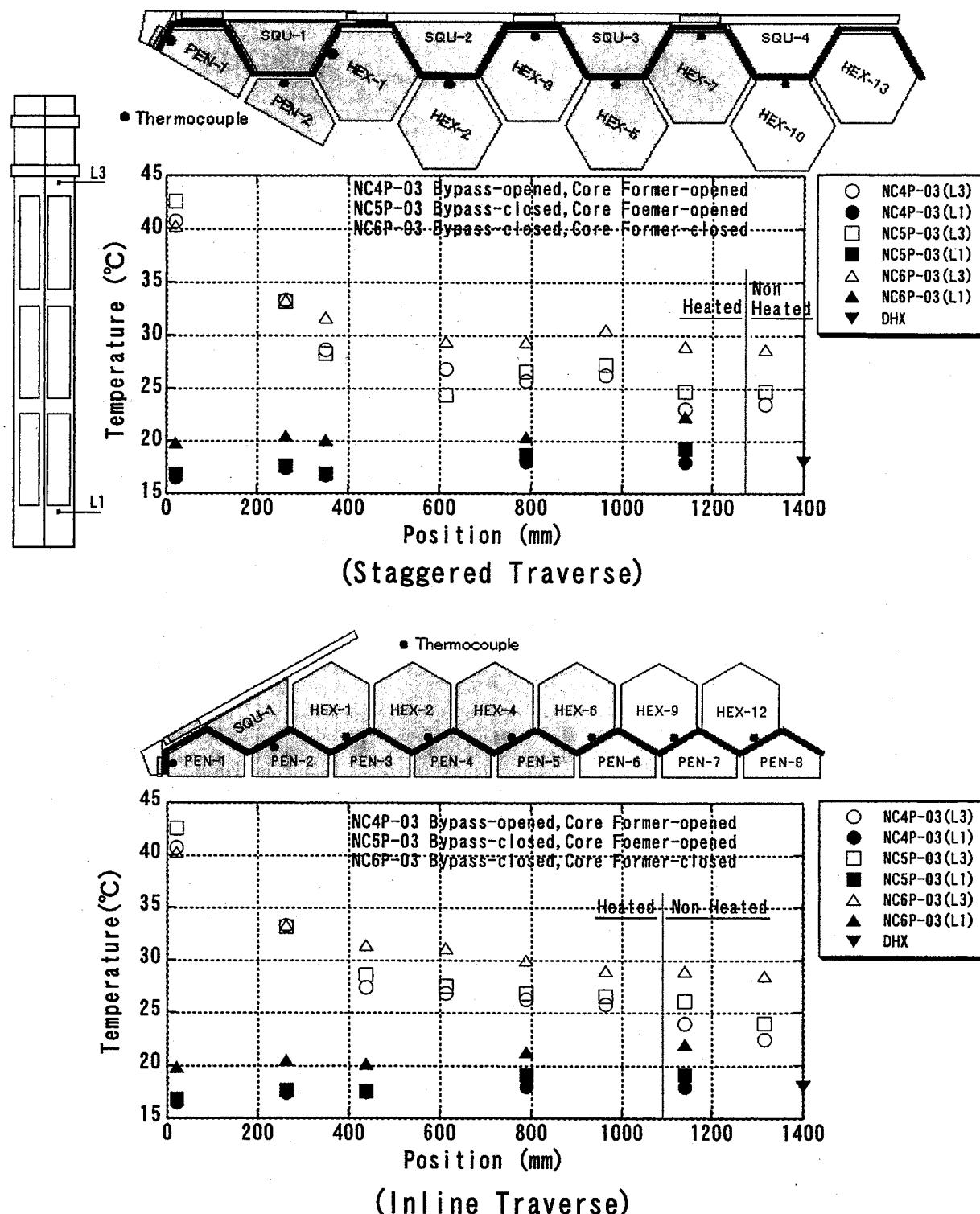


Fig.4-4 Measured Temperature Profiles in Horizontal Direction L1&L3

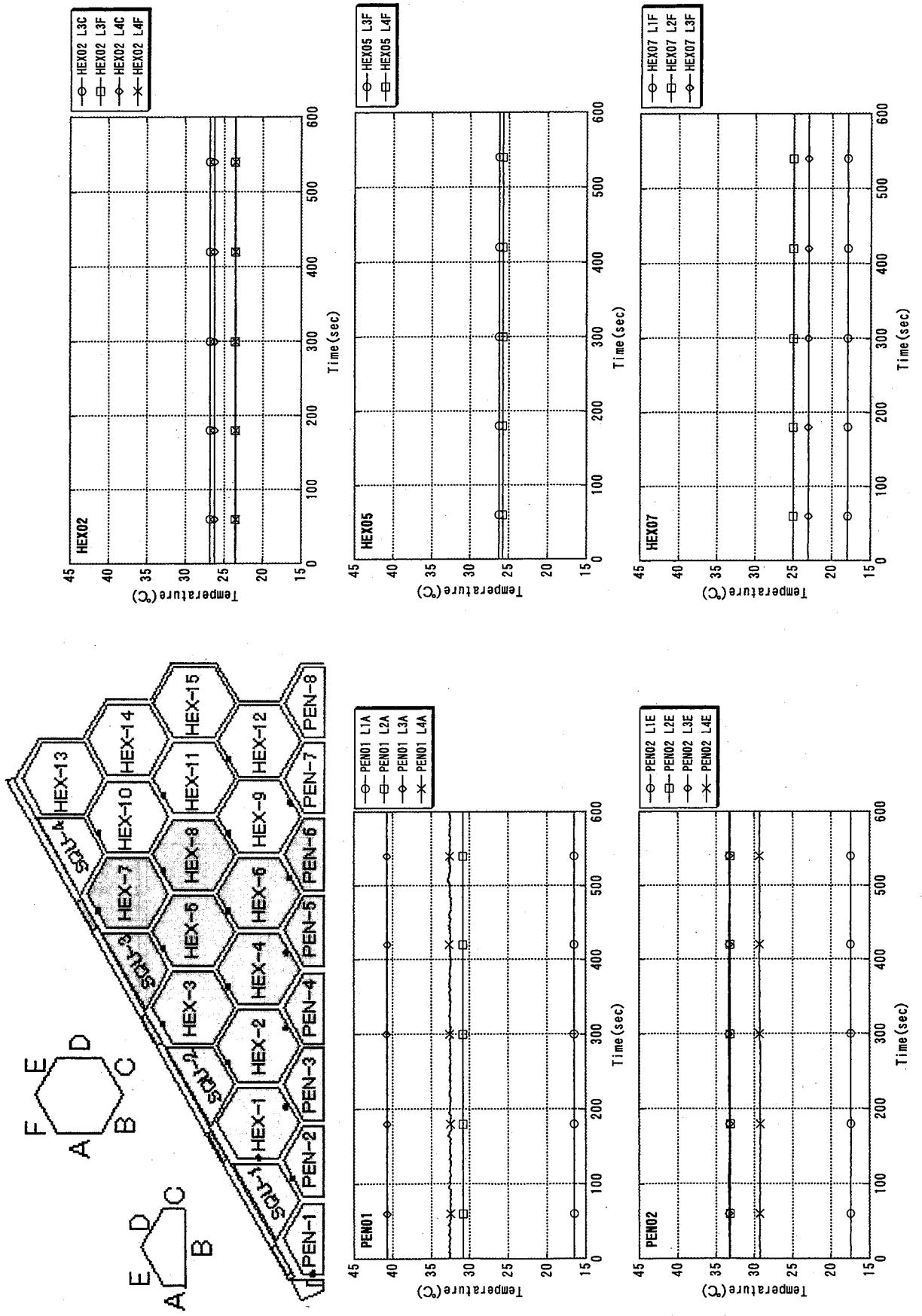


Fig. 4-5 Temperature Fluctuation Trends (Case NC4P-03)

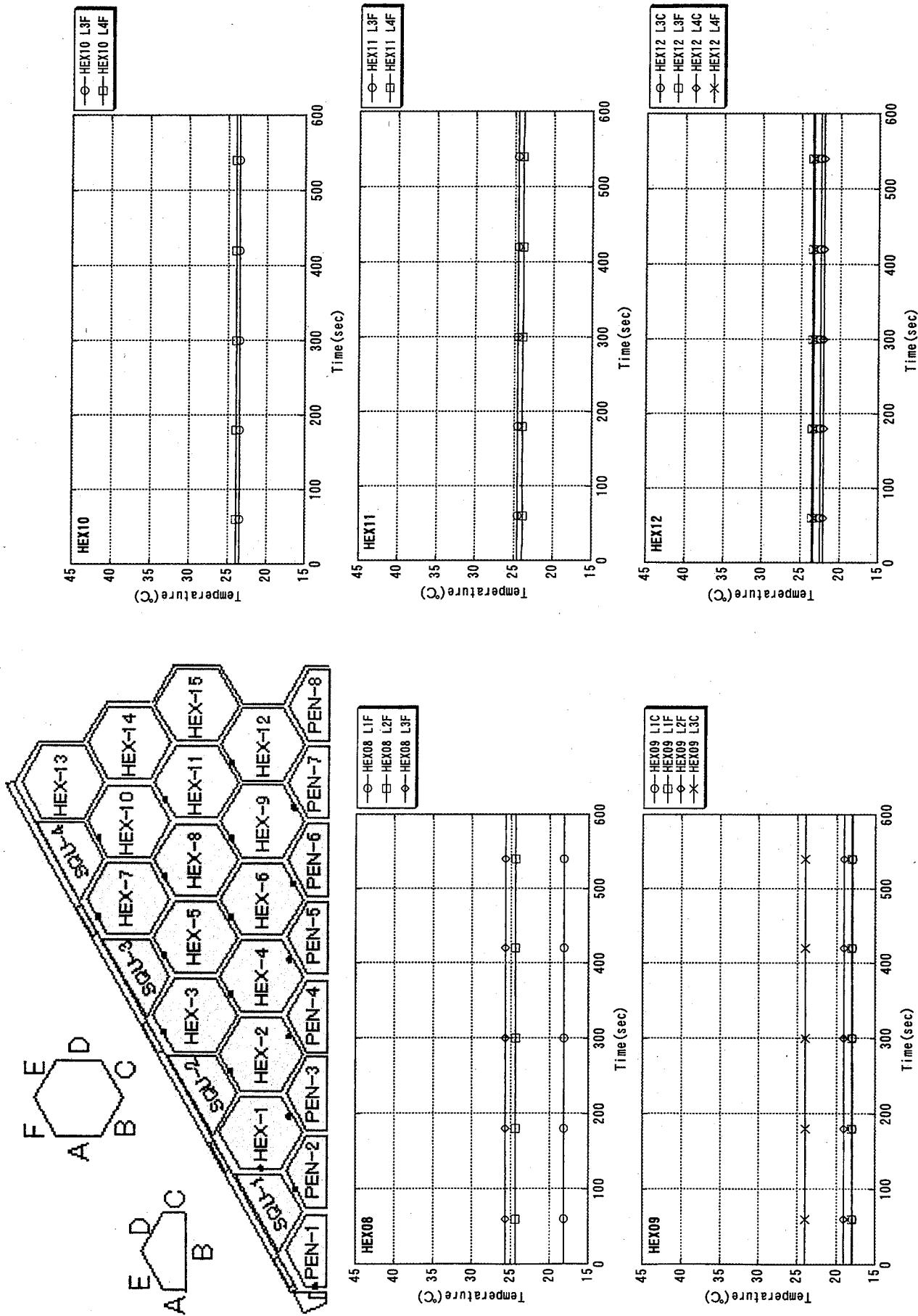
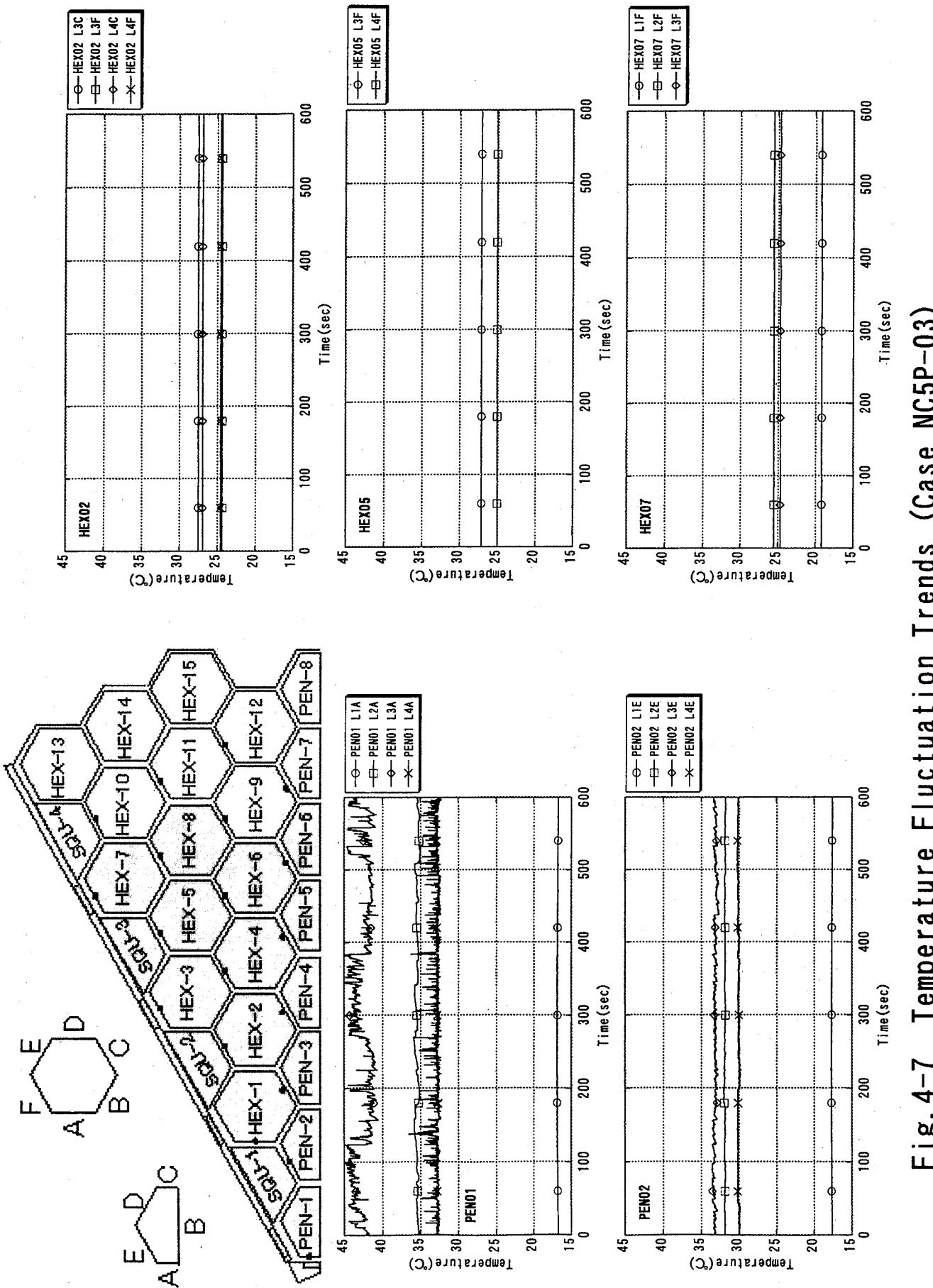


Fig. 4-6 Temperature Fluctuation Trends (Case NC4P-03)



**Fig. 4-7 Temperature Fluctuation Trends (Case NC5P-03)**

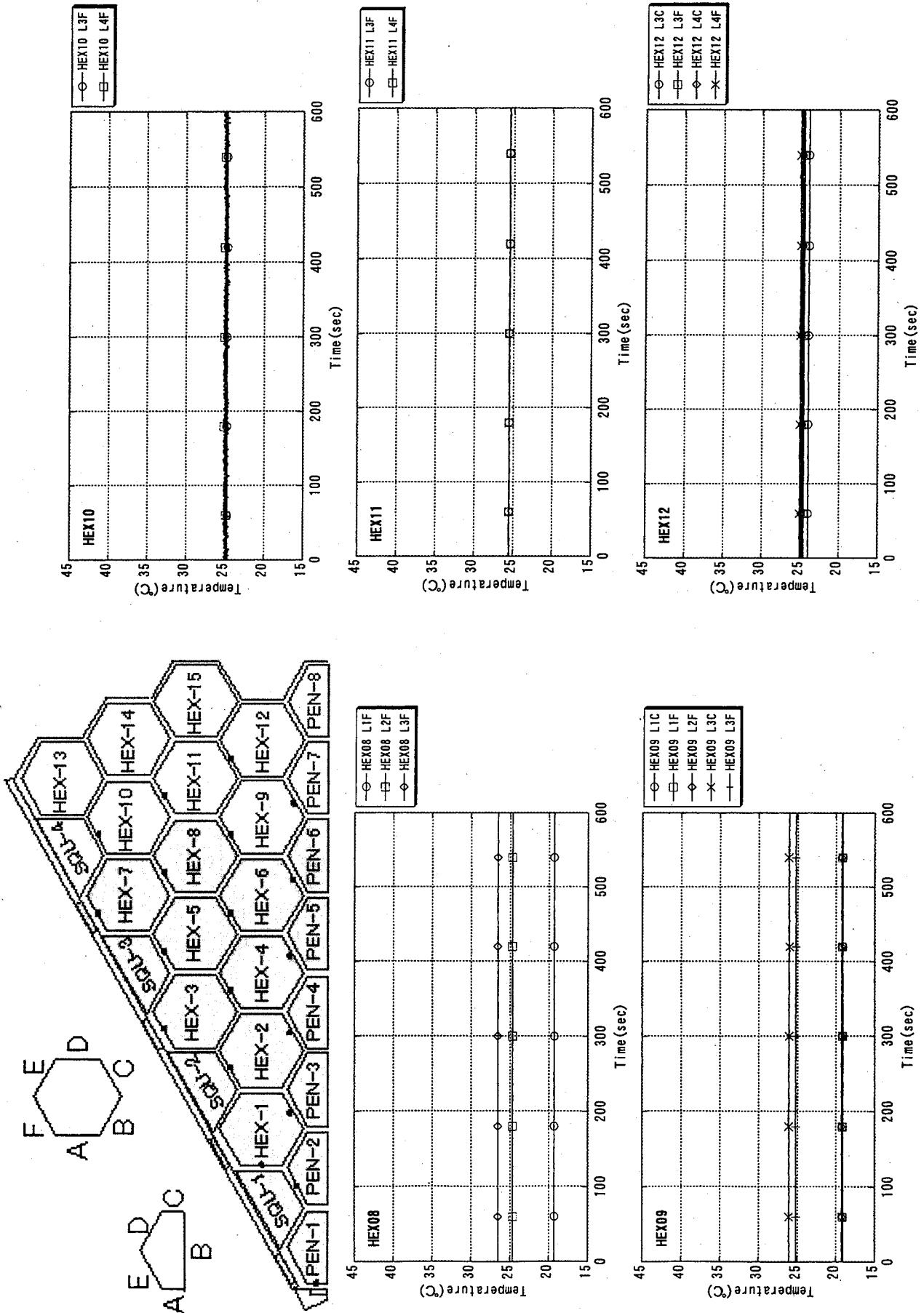


Fig. 4-8 Temperature Fluctuation Trends (Case NC5P-03)

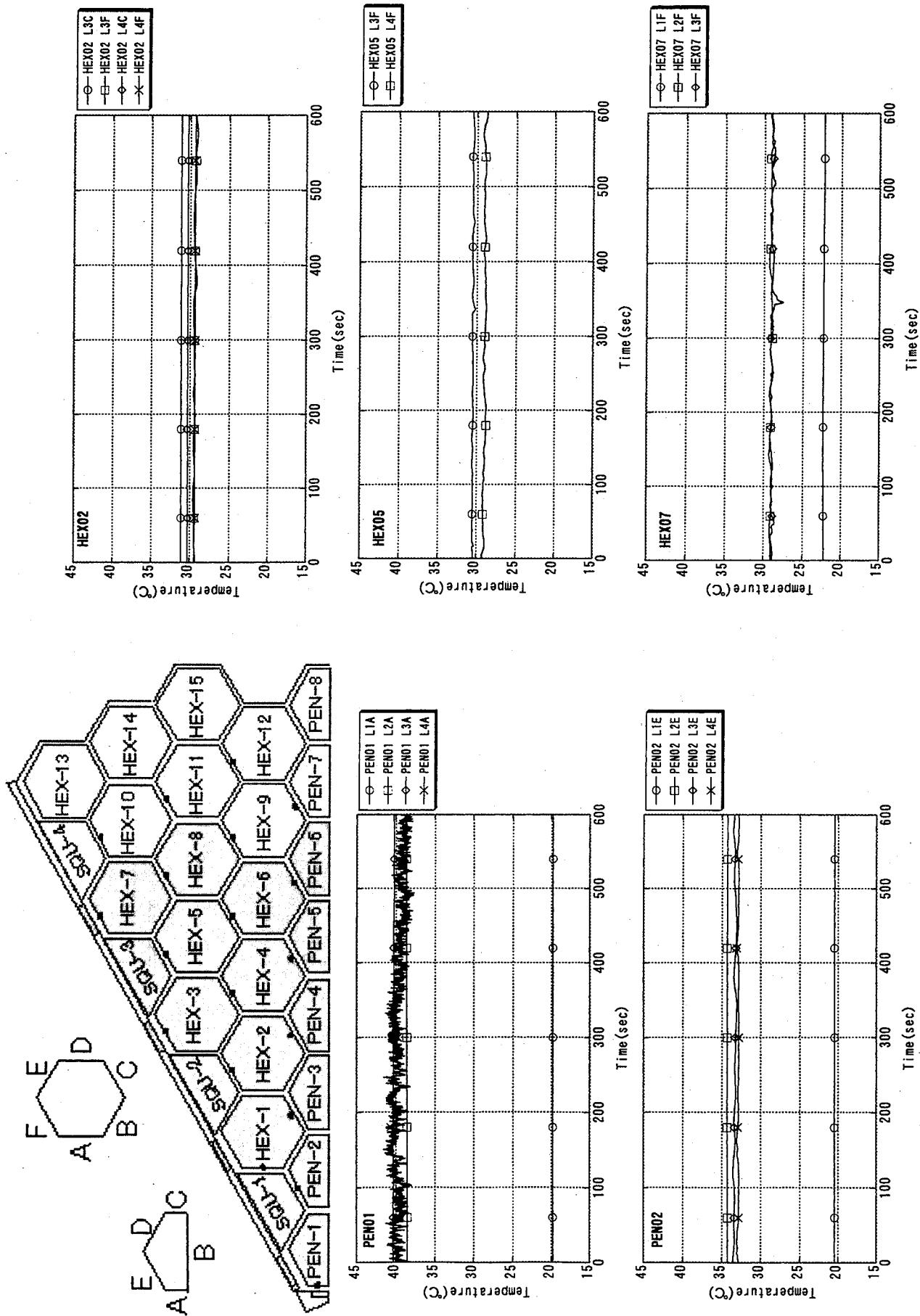


Fig. 4-9 Temperature Fluctuation Trends (Case NC6P-03)

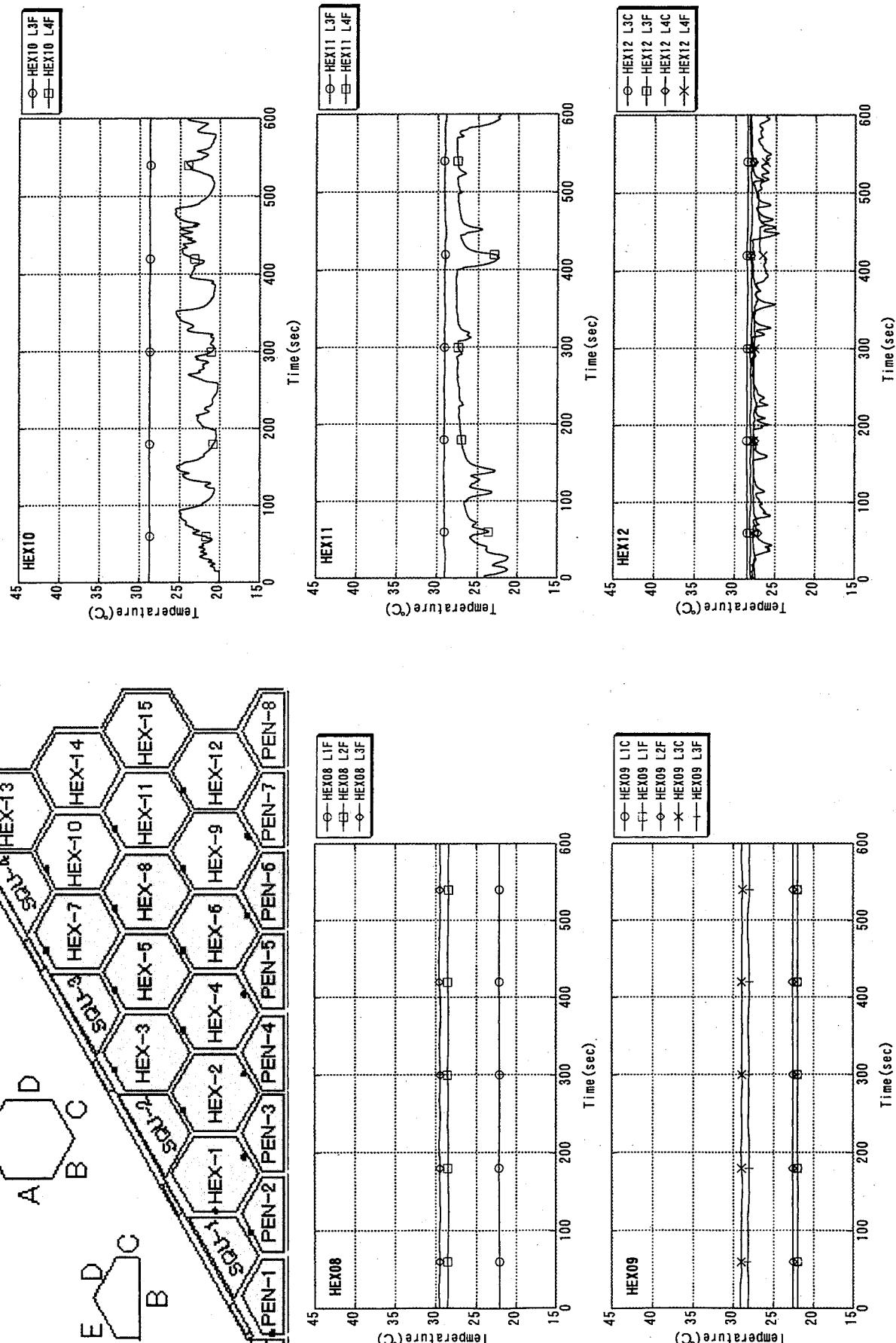
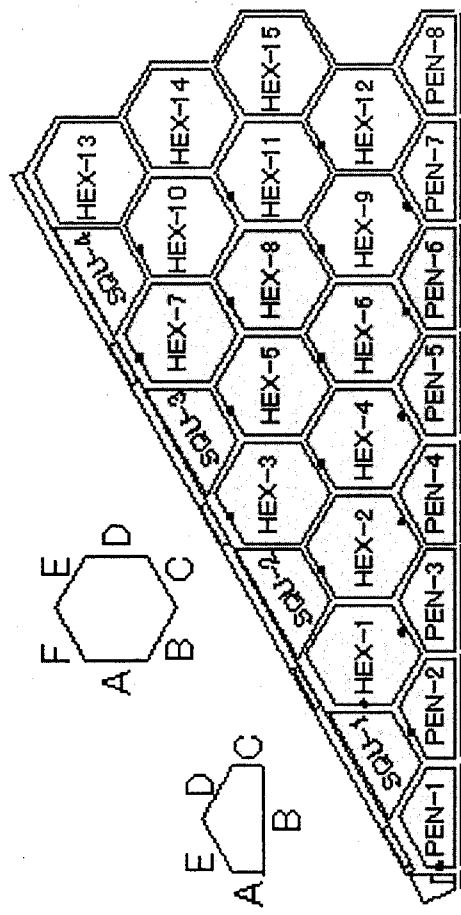


Fig. 4-10 Temperature Fluctuation Trends (Case NC6P-03)

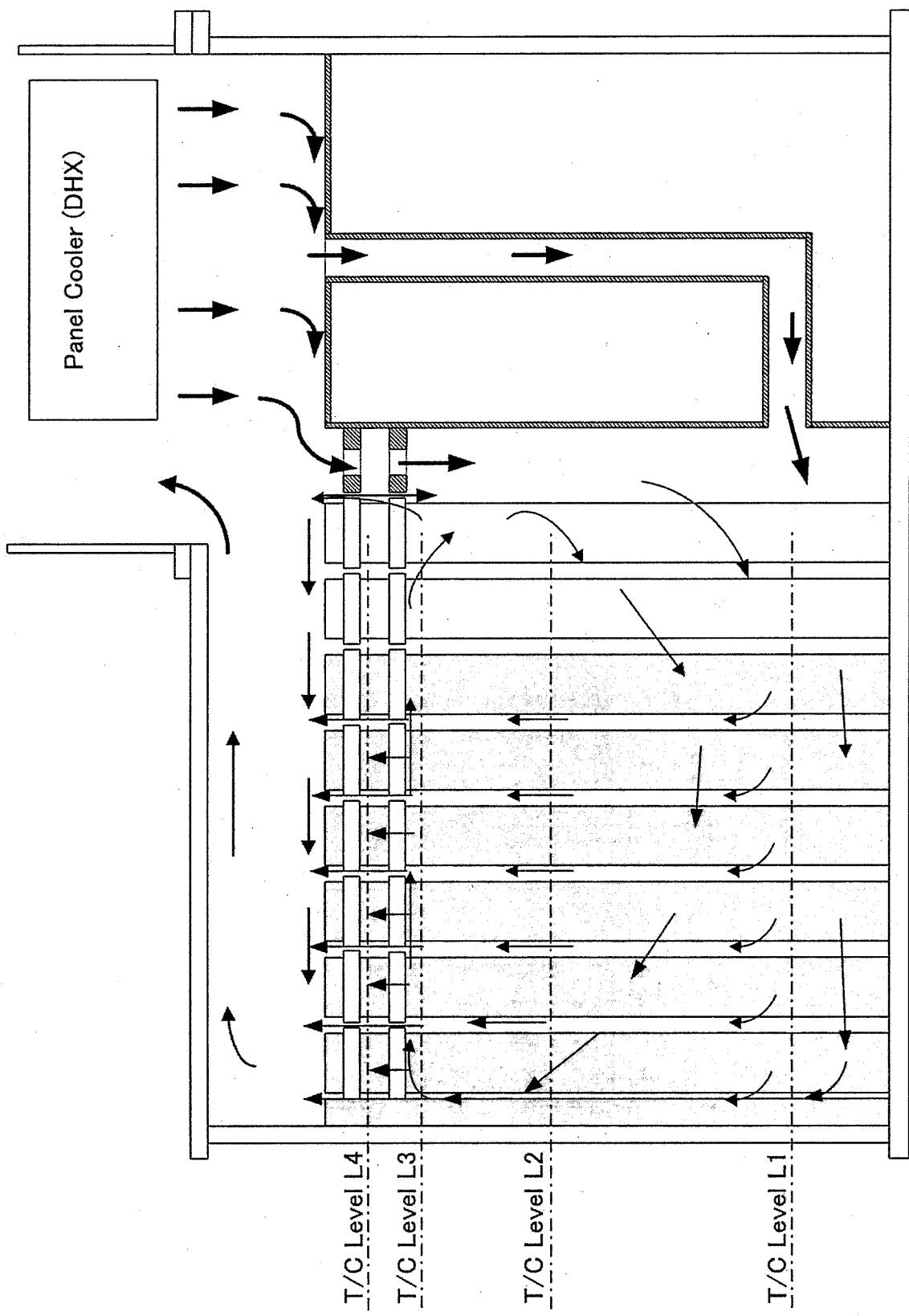


Fig. 4-11 Flow Pattern Image (Case NC4P)

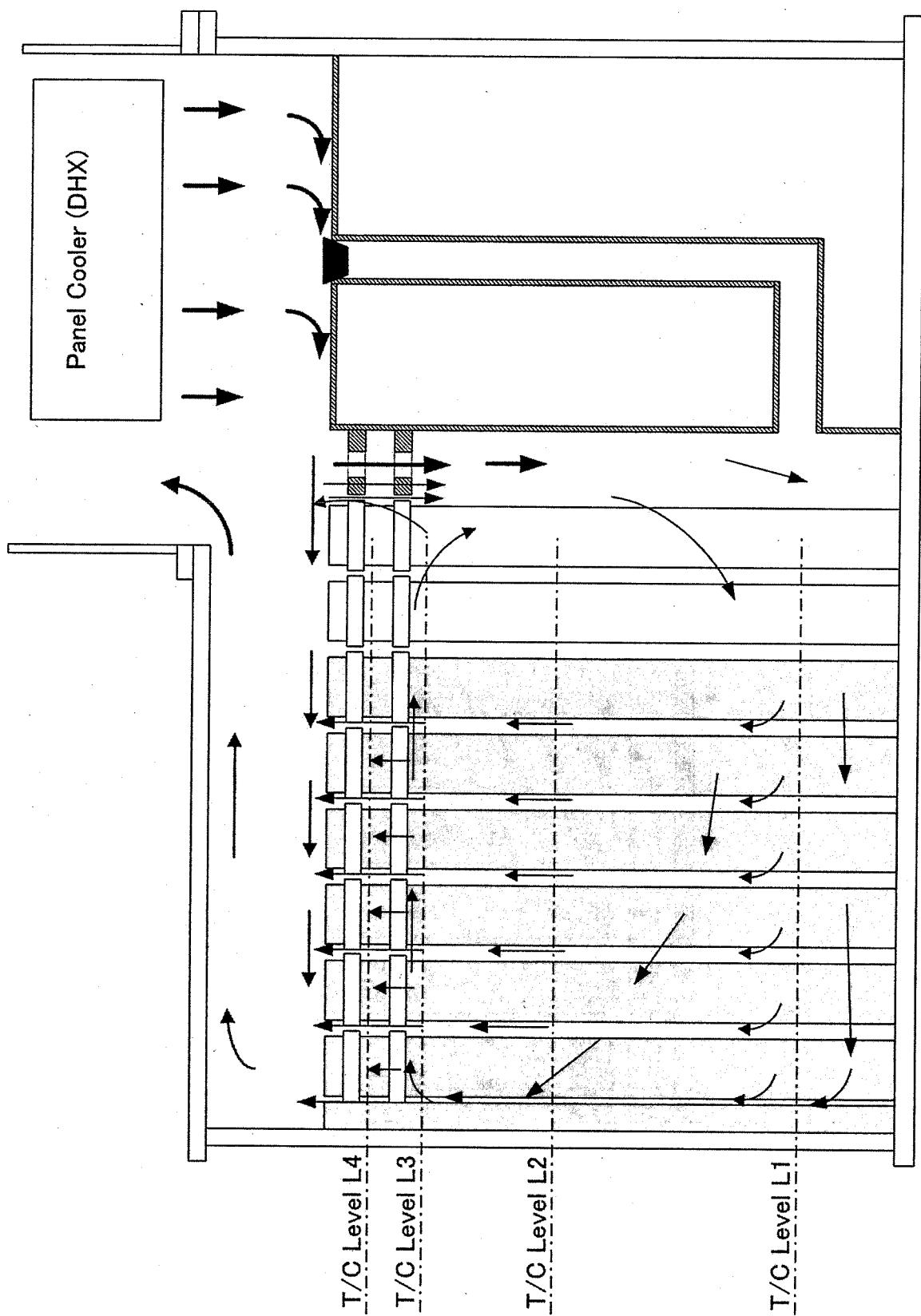


Fig. 4-12 Flow Pattern Image (Case NC5P)

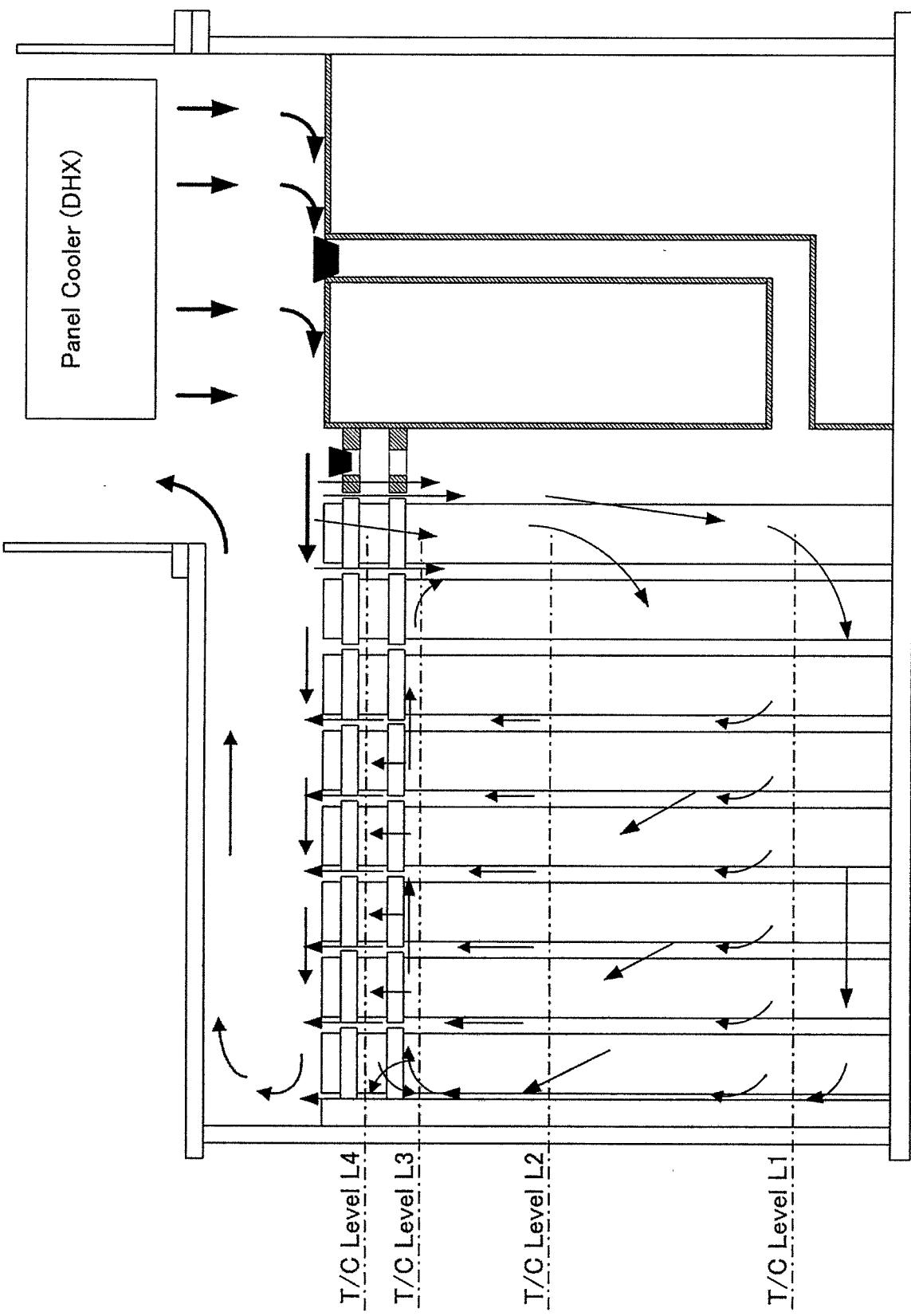


Fig. 4-13 Flow Pattern Image (Case NC6P)

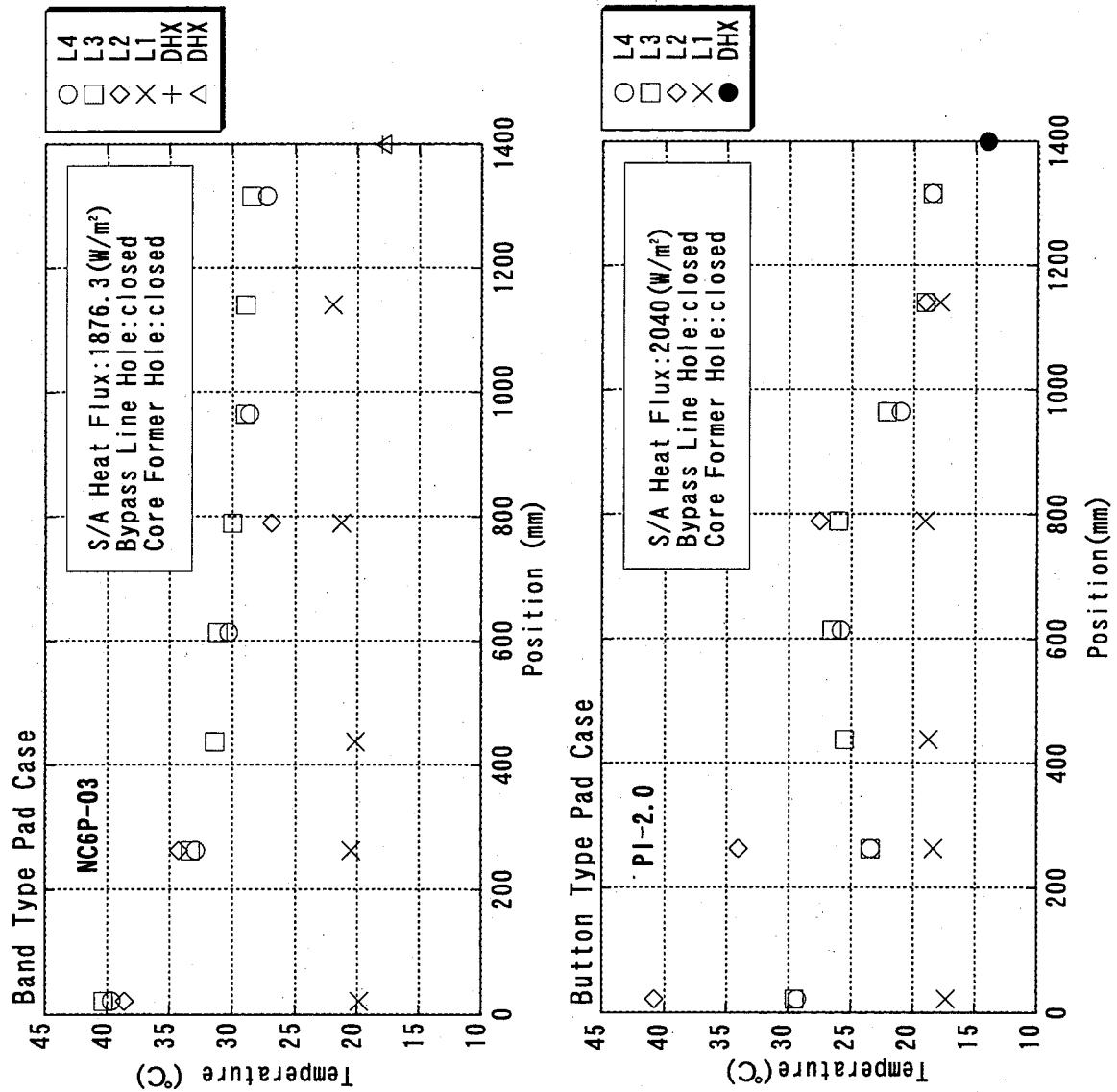


Fig. 4-14 Comparison of Temperature Profiles between Spacer Pad Types

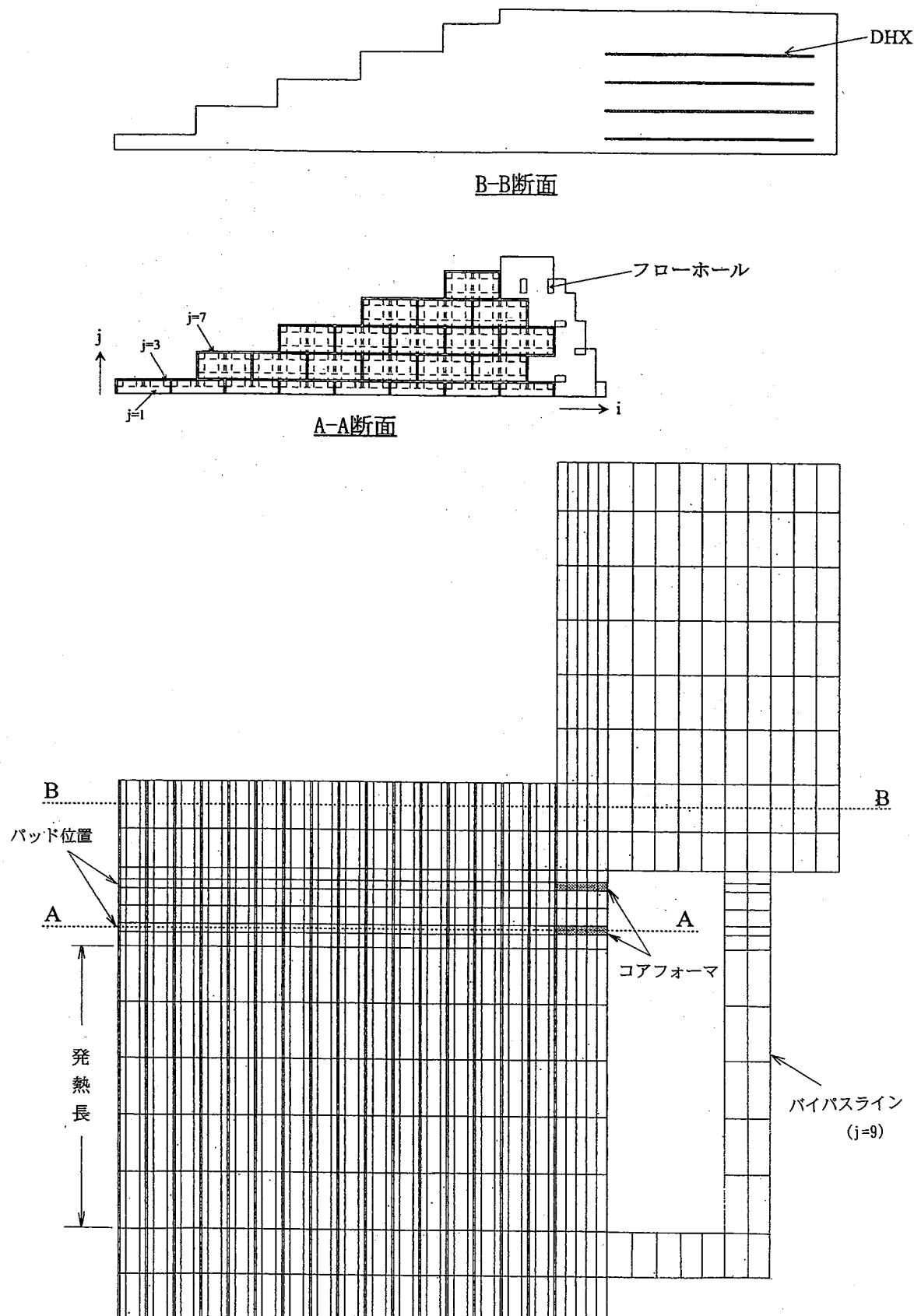


Fig.5-1 Caiculational model of TRIF core and upper plenum

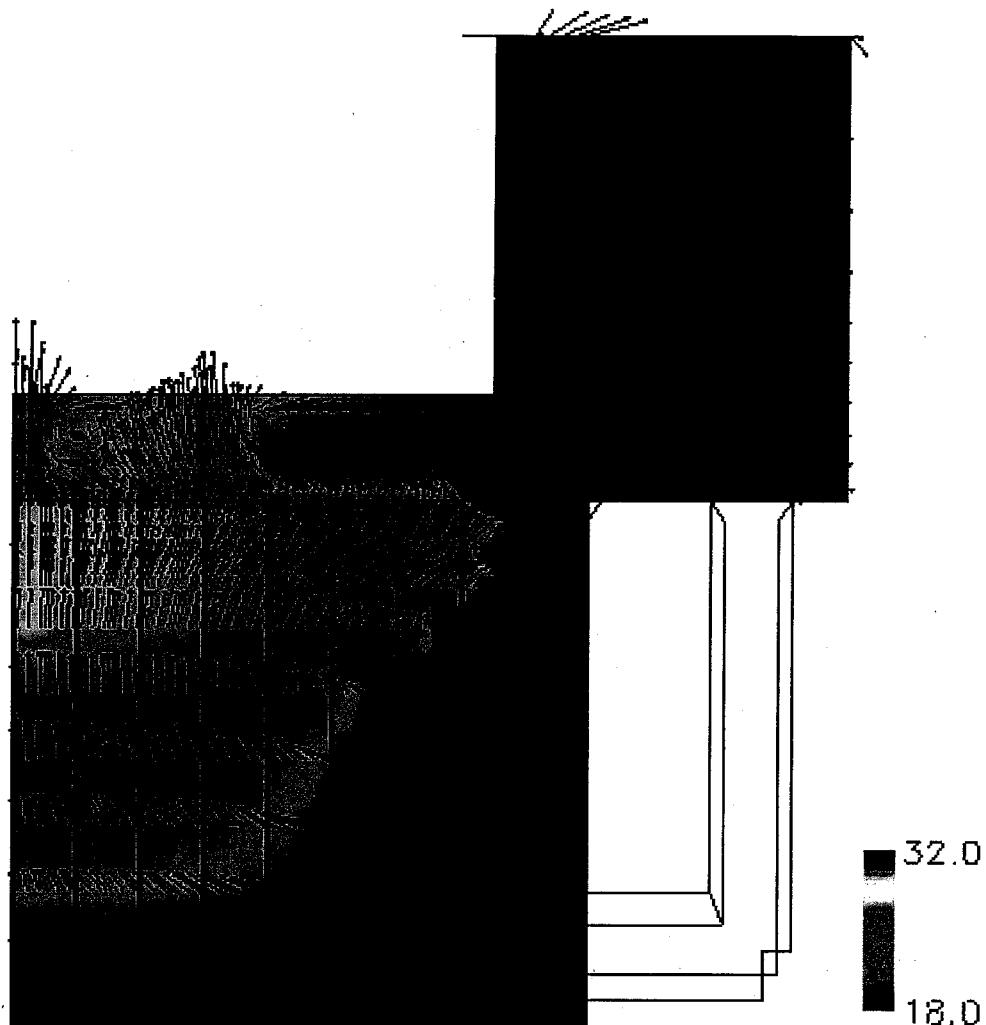


Fig.5-2 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC4P-03, J=3)

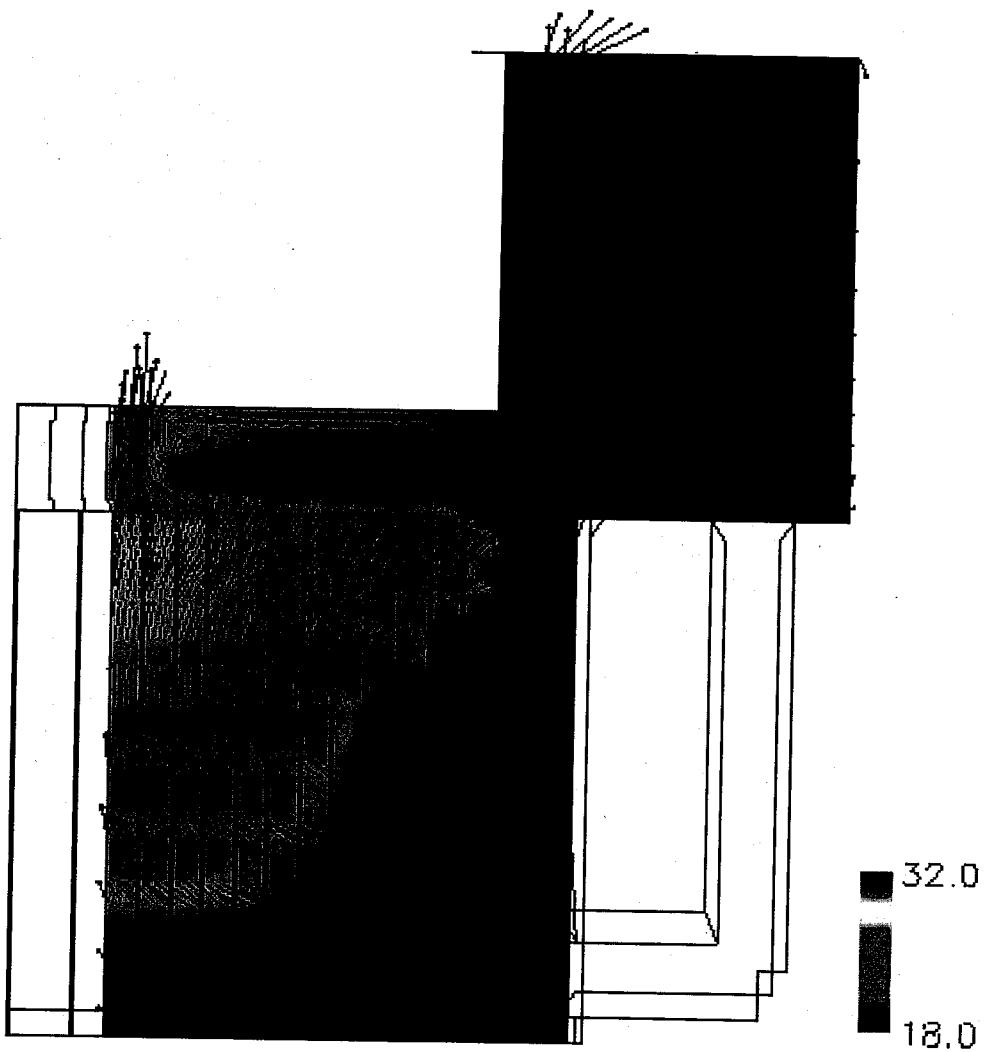


Fig.5-3 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC4P-03, J= 7 )

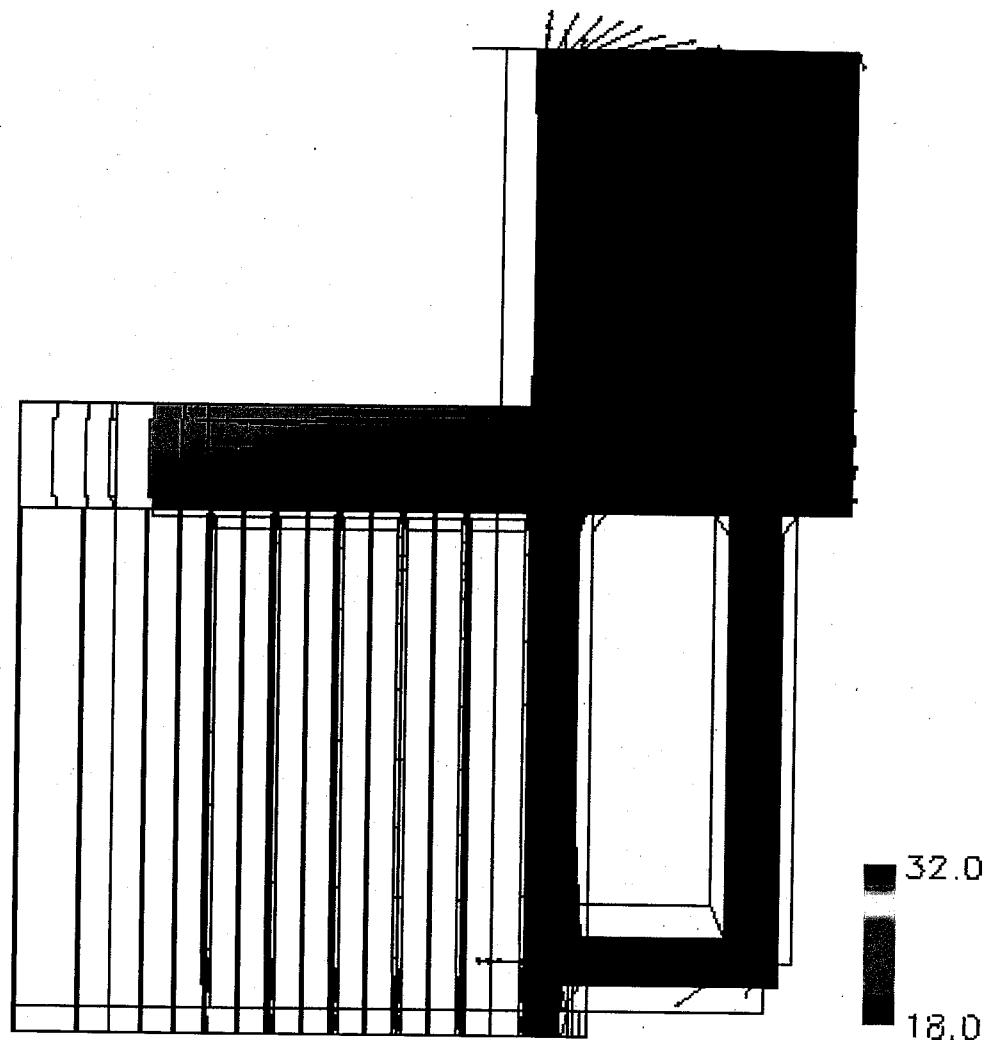


Fig.5-4 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC4P-03, J=9)

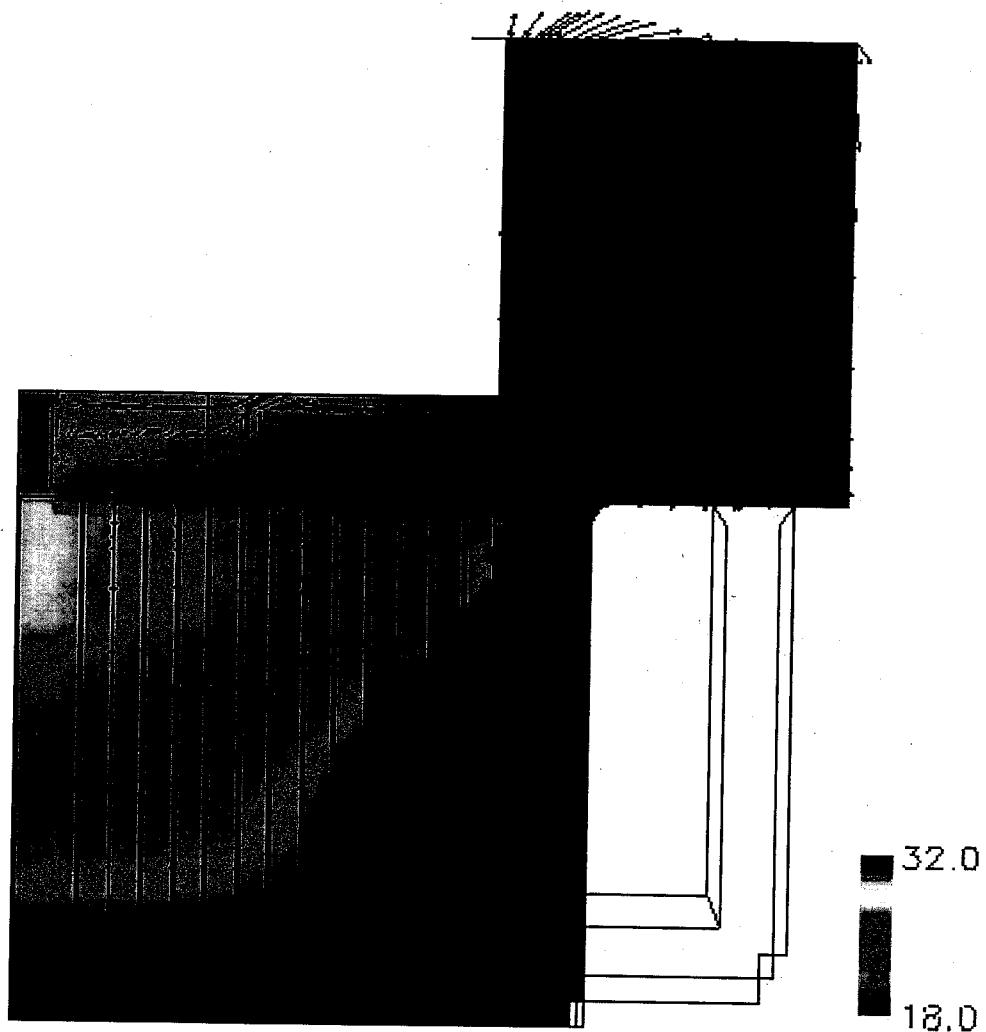


Fig.5-5 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC4P-03, J=4)

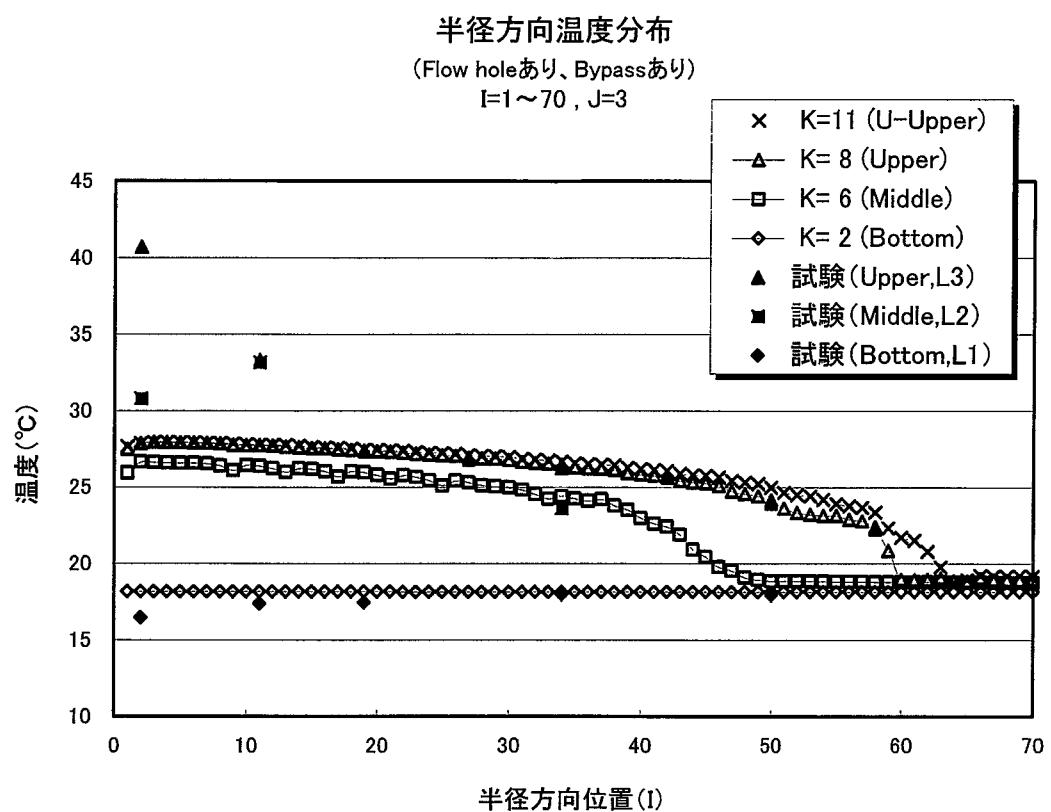


Fig.5-6 Radial temperature distribution in the core (Case NC4P-03, J=3)

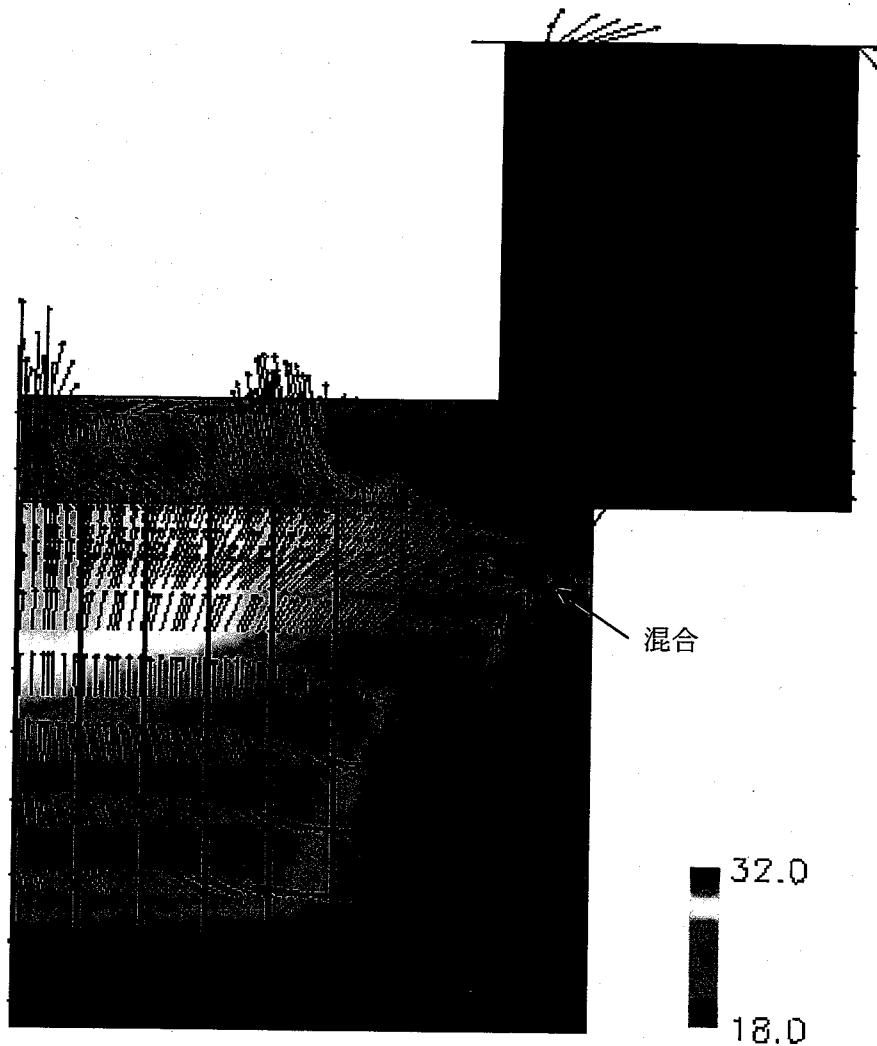


Fig.5-7 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC5P-03, J=3)

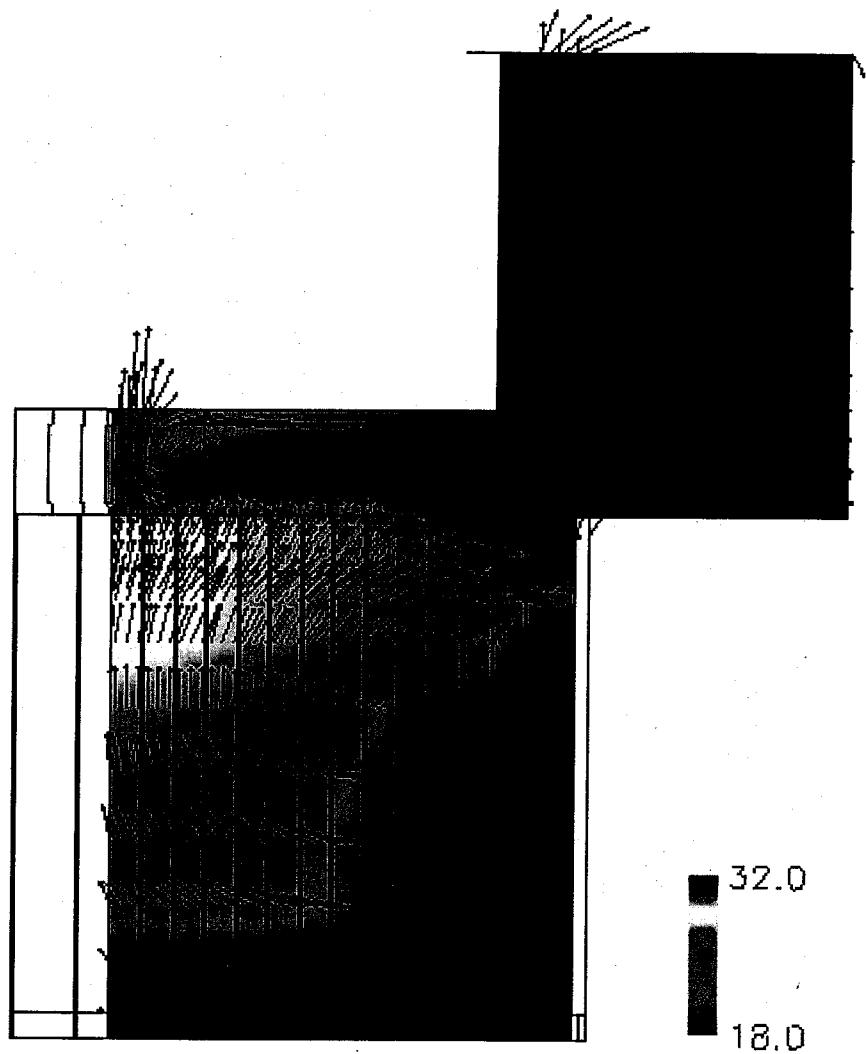


Fig.5-8 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC5P-03, J=7)

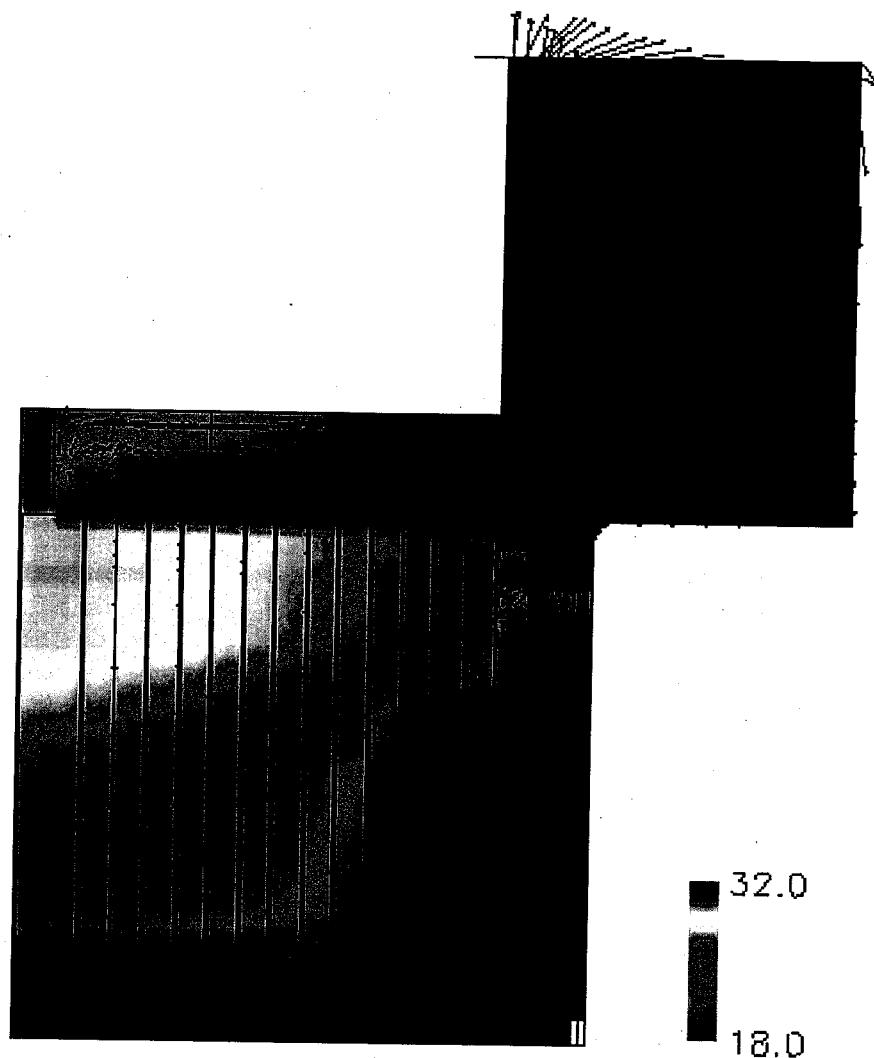


Fig.5-9 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC5P-03, J=4)

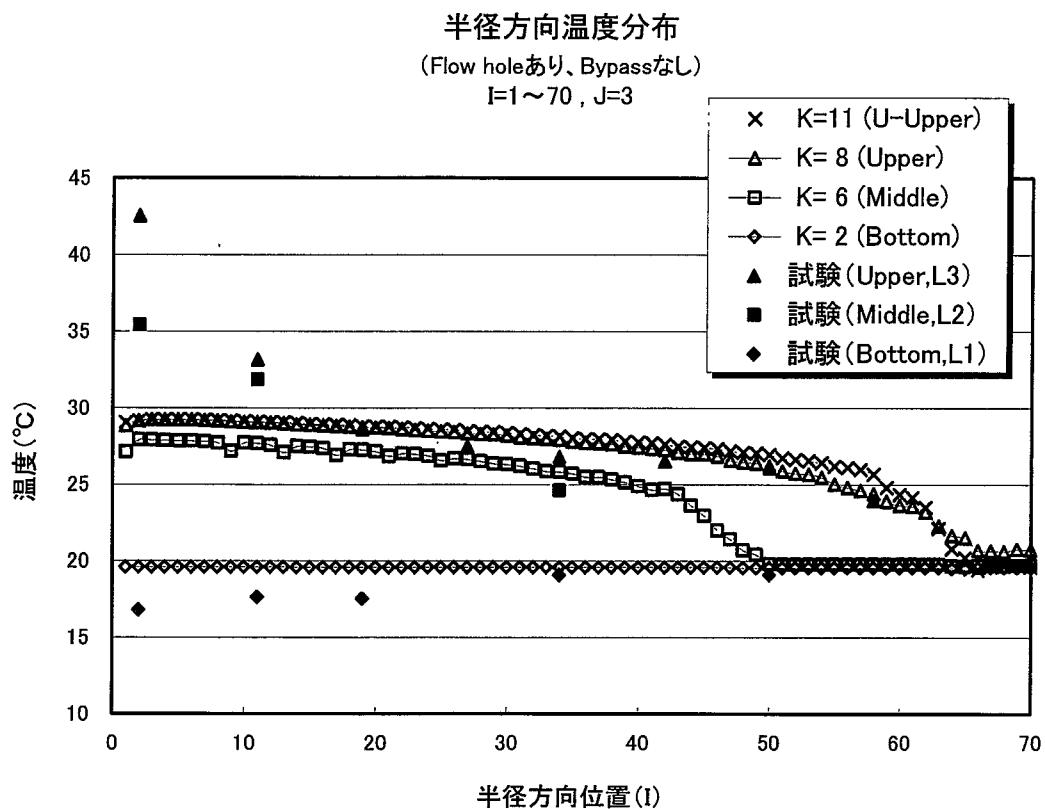


Fig.5-10 Radial temperature distribution in the core (Case NCSP-03, J=3)

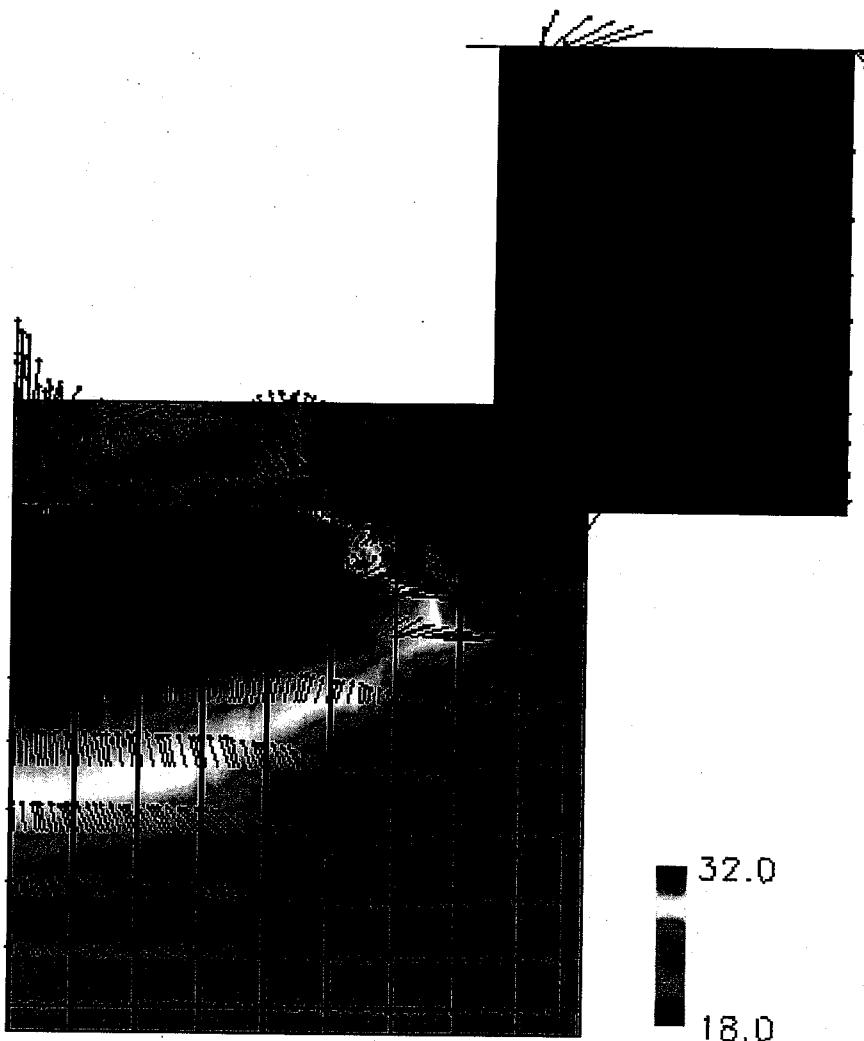


Fig.5-11 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC6P-03, J=3)

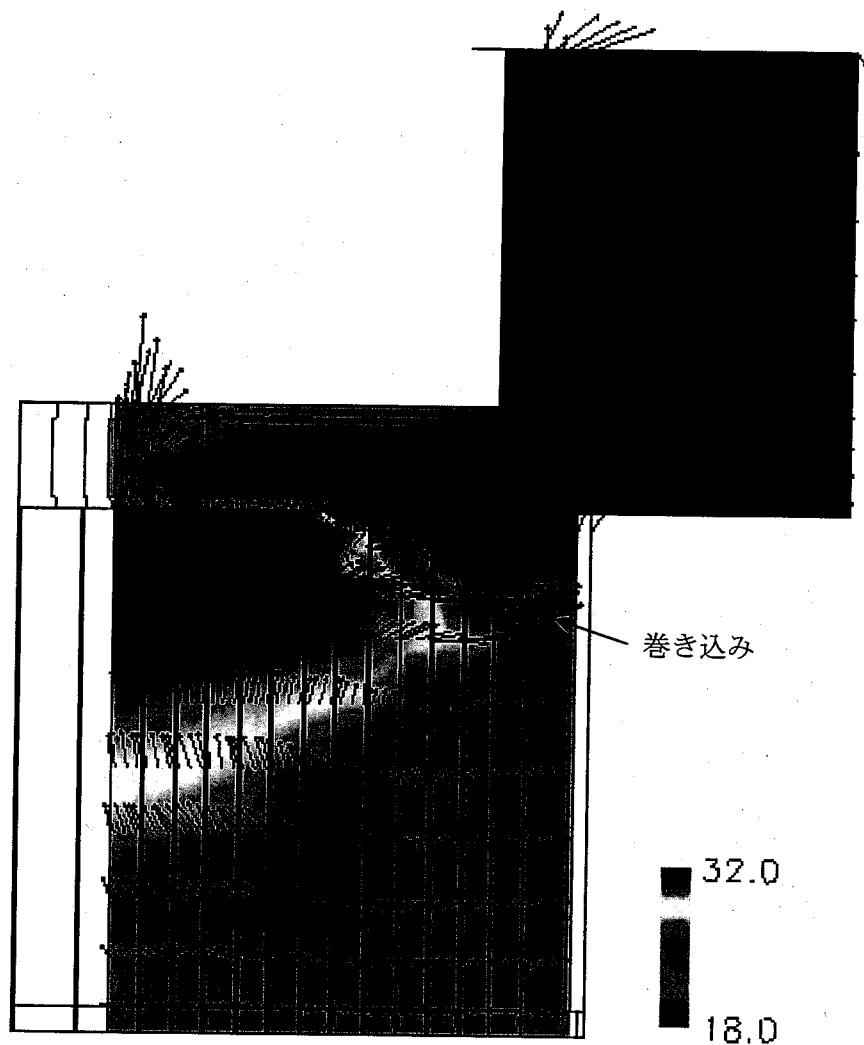


Fig.5-12 Velocity and temperature field in vertical cross section (Case NC6P-03, J=7)

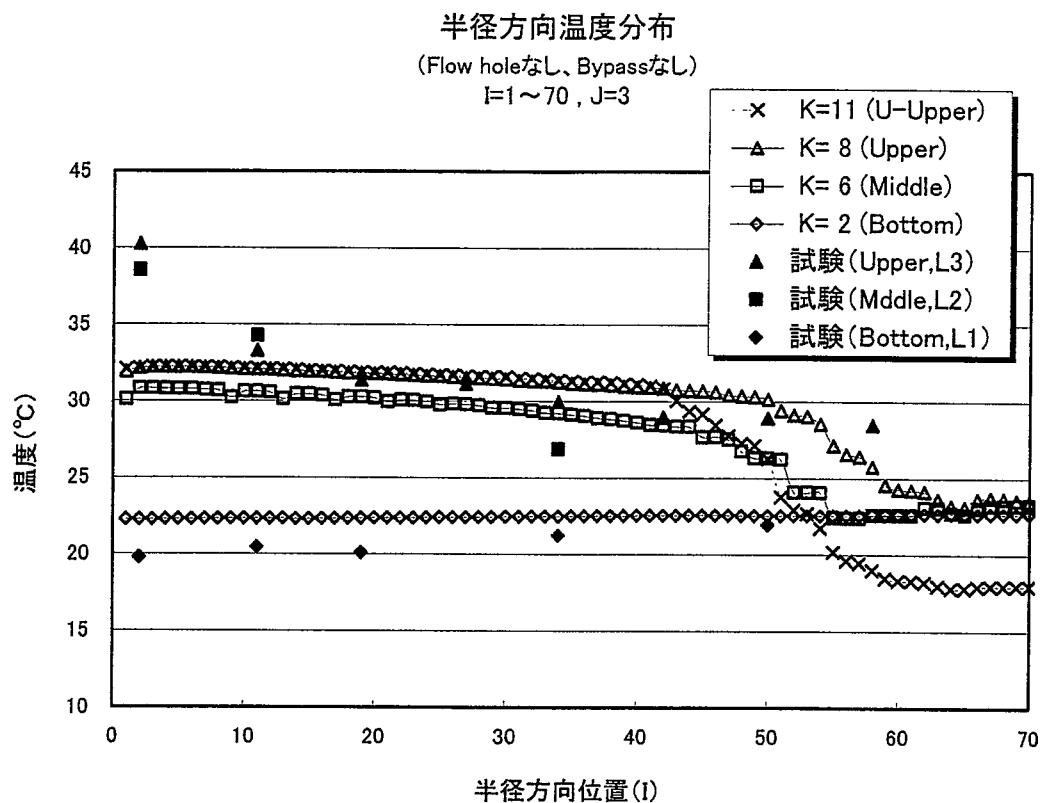


Fig.5-13 Radial temperature distribution in the core (Case NC6P-03, J=3)

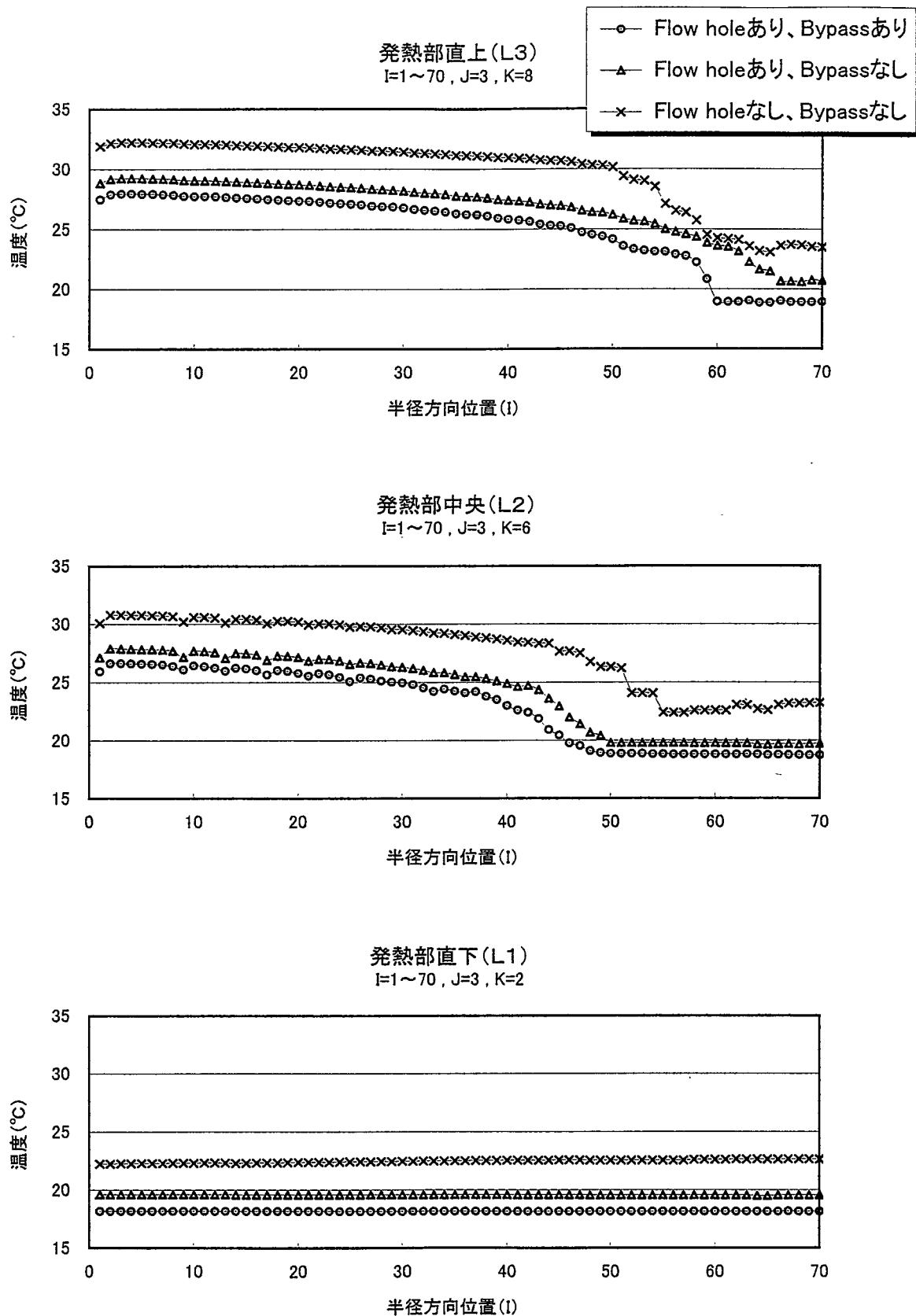


Fig.5-14 Comparison of radial temperature distribution (k=2,6,8)

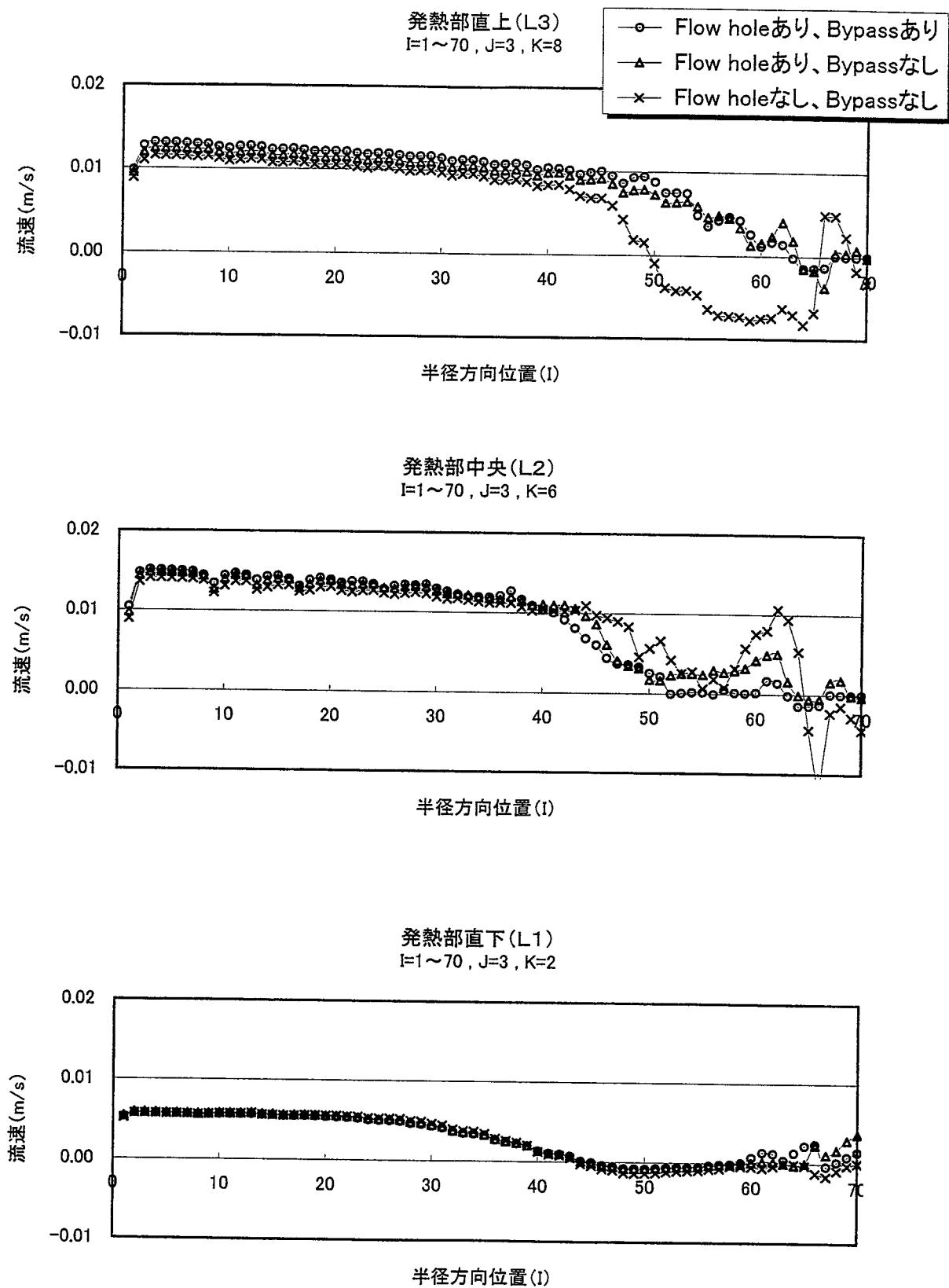


Fig.5-15 Comparison of radial velocity distribution ( $k=2, 6, 8$ )