

ガス冷却高速炉の熱流動に関する検討
(研究報告)

2002年8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)
2002

ガス冷却高速炉の熱流動に関する検討

大島 宏之¹ 西村 元彦²

要 旨

サイクル機構では、将来の高速炉の実用化像を構築することを目的として、実用化戦略調査研究（FS）を実施している。本報告は、FSで検討中の炉型候補概念のうちガス冷却高速炉を対象とし、ヘリウムガス冷却炉で検討されている被覆粒子型燃料について、また、炭酸ガス炉で検討されている重力落下式崩壊熱除去システムについて、それぞれの設計成立性を解析的に検討したものである。

ヘリウムガス冷却の被覆粒子燃料体に関する熱流力特性解析評価では、平成13年度設計案をベースに3次元解析モデルを構築し、多次元熱流動解析コードAQUAを用いて、定格運転条件、低流量運転条件、事故条件での熱流力特性解析、および被覆粒子燃料層入口面の圧損不均一の影響確認解析を実施した。これらの解析結果より、燃料層入口面の均一性が保たれる限り、いずれの条件においても燃料層内横方向流れは維持され除熱性能は確保できるものと判断される。但し、高圧条件において異常な低流量(0.5%以下)となる場合は、被覆粒子層内に上昇流が発生し温度が上昇することも完全には否定できないため、より正確な物性値・圧力損失相関式を取得し確認解析を行う必要がある。本解析に併せて、局所閉塞事象の考察および今後の設計の進展に伴い解決すべき熱流動的課題の摘出も行った。

炭酸ガス冷却炉の崩壊熱除去特性に関する解析評価では、炭酸ガス冷却炉EGCRを対象として、貯水タンクから蒸気発生器(SG)への重力落下注水方式による崩壊熱除去時の熱流動特性を、一次元核一熱流連成ネットワークコードMR-Xにて解析評価した。解析では、自然循環崩壊熱除去時のSG隔離開始時刻、注水開始時刻および注水流量をパラメーターとし、除熱挙動に及ぼす影響を検討した。その結果、現実的想定条件としたSG隔離開始30秒、注水開始20分とした場合には余裕を持って燃料温度制限目安を満足した。またEGCRでは、SG伝熱管の大きな熱容量が過渡時の除熱源となり、SG隔離開始時刻が60分を越える場合でも一次系内の過熱を防止する役割を担うことが明らかとなった。流動安定性については、流量逸走は生じないものの密度波振動が発生し流量変動が生じる見通しである。この振動周期は10分オーダーと長いため伝熱管の構造健全性への大きな影響は無いものと予想される。

1：大洗工学センター 要素技術開発部 流体計算工学研究グループ

2：川崎重工業株式会社

Analytical Study on Thermal-Hydraulics of Gas Cooled Fast Reactors

H. Ohshima¹, M. Nishimura²

ABSTRACT

A feasibility study has been carried out at JNC to construct new design concepts of commercialized fast reactors. This report describes two kinds of numerical investigations related to thermal-hydraulics of gas-cooled fast reactors of which design studies are being performed as part of the feasibility study.

A series of thermal hydraulic analyses was carried out using multi-dimensional analysis program AQUA in order to confirm the heat removal capability of the helium-gas-cooled fast reactor with a coated-particle-type fuel assembly design under a rated power operation, a low power/low flow and an accident conditions. The calculation results indicates that the lateral gas flow which is indispensable for normal heat removal in the fuel particle region is kept under each calculation condition and the maximum temperature does not exceed the tentative design limitation as far as the inlet surface permeability is uniform. Only in the case of high pressure and very low flow rate, a possibility that local high temperature region exceeding the design limitation appears may not be denied due to upward flow driven by buoyancy force. Improvement on knowledge of gas property functions in high temperature and pressure drop correlations are required for more accurate analysis.

Natural circulation decay heat removal characteristics of the CO₂ gas cooled fast reactor are examined using a one-dimensional nuclear-thermal-hydraulics network analysis code, MR-X equipped with correlations for the core thermal-hydraulics of gas cooled fast reactors. Simulation parameters are the shutdown time of steam generators (SGs), restart time of gravitational water feed to the SGs, and flow rate of the feed water. It was predicted that the reactor satisfied limitation of the maximum cladding temperature under the realistic operation condition of SGs with the shutdown time of 30 s and the restart time of 20 min. Moreover, the cladding temperature still satisfied the limitation, even if the restart time was postponed over 60 min after the shutdown. It was due to the high heat capacity of SG tubes that suppressed temperature rise in the primary systems. Flow instability of the gravitational water feed was also examined. It was assessed that no flow excursion would occur, though density wave instabilities would give oscillation of flow rate. Nevertheless, the period of the oscillation was predicted to be order of 10 min. Therefore, impacts to structural integrities of SG tubes were not expected to be significant.

1: Thermal-Hydraulic Research Group, Advanced Technology Division, O-arai Engineering Center,
Japan Nuclear Cycle Development Institute
2: Kawasaki Heavy Industries, Ltd.

< 目 次 >

要旨

図表リスト

第1章 緒言	1
第2章 ヘリウムガス冷却炉被覆粒子燃料体の熱流力特性評価	3
2. 1 解析対象	3
2. 2 解析モデル	3
2. 3 数値計算条件および境界条件	4
2. 4 解析ケース	6
2. 5 解析結果	6
2. 5. 1 定格運転時	6
2. 5. 2 低流量運転時	7
2. 5. 3 減圧事故時	8
2. 5. 4 被覆粒子層入口面の軸方向圧損不均一の影響	8
2. 6 局所閉塞事象について	9
2. 6. 1 流路閉塞の可能性	9
2. 6. 2 検知の可能性	10
2. 7 まとめ	10
第3章 崩壊熱除去特性解析評価	32
3. 1 評価対象	32
3. 2 解析条件	32
3. 2. 1 解析範囲	32
3. 2. 2 使用解析コード	33
3. 2. 3 工学的安全係数	33
3. 2. 4 解析モデル	34
3. 3 解析事象と判断基準	38
3. 3. 1 解析事象	38
3. 3. 2 判断基準	39
3. 3. 3 解析ケース	39
3. 4 解析結果と考察	39
3. 4. 1 定格運転状態	39
3. 4. 2 SG 再通水開始時間 t_2 のパラメーター解析 (Case-1~4)	39
3. 4. 3 SG 隔離開始時間 t_1 のパラメーター解析 (Case-4~6)	42
3. 4. 4 SG 隔離中の保有水／蒸気の除熱寄与	43
3. 4. 5 SG 軸方向メッシュ分割の影響 (Case-5, 7, 8)	44

3. 4. 6 注水流量の影響 (Case-5, 9, 10)	45
3. 5 再注水流動安定性の評価	45
3. 5. 1 密度波振動の安定判別	46
3. 5. 2 圧力降下型振動および流量逸走の可能性	49
3. 6 EGCR 除熱解析の結論	50
図の凡例説明	51
第 4 章 結言	86
<謝辞>	88
<参考文献>	89

<図表リスト>

-第2章-

表 2.1	解析ケース	12
表 2.2	圧損不均一性による解析ケース	13
図 2.1	燃料体概念図	14
図 2.2	解析メッシュ分割図（1/12 セクタモデル）	15
図 2.3	発熱分布	16
図 2.4	定格条件－流速分布－	17
図 2.5	定格条件－圧力分布－	18
図 2.6	定格条件－温度分布－	19
図 2.7	低出力低流量条件－温度分布－	20
図 2.8	低出力低流量条件－流速分布－	21
図 2.9	低出力低流量条件－圧力分布－	22
図 2.10	出力 1% の自然循環条件（温度変化）	23
図 2.11	出力 1% の自然循環条件（流速変化）	24
図 2.12	自然循環における温度時系列挙動	25
図 2.13	自然循環における流量時系列挙動	26
図 2.14	自然循環における定常温度分布	27
図 2.15	減圧時条件－温度分布－	28
図 2.16	減圧時条件－流速分布－	29
図 2.17	圧損不均一性による影響－定格時－	30
図 2.18	圧損不均一性による影響－減圧時－	31

-第3章-

表 3.1.1	解析対象炭酸ガス冷却炉主要目	52
表 3.2.1	安全解析に使用した工学的安全係数	53
表 3.2.2	炉心摩擦損失相関式一覧	54
表 3.2.3	炉心伝熱相関式一覧	55
表 3.3.1	パラメーター解析ケースマトリクス	56
図 3.1.1	EGCR 概念図	57
図 3.2.1	炭酸ガス冷却炉プラント動特性解析モデル	58
図 3.4.1	工学的安全係数を考慮した燃料ピン軸方向温度分布	59

図 3.4.2 炉内熱過渡挙動 : Case-1, t1=30s, t2=1200s	60
図 3.4.3 ホット、平均およびプランケット被覆管最高温度履歴 : Case-1, t1=30s, t2=1200s	61
図 3.4.4 炉内熱過渡挙動 : Case-2, t1=30s, t2=1800s	62
図 3.4.5 ホット、平均およびプランケット被覆管最高温度履歴 : Case-2, t1=30s, t2=1800s	63
図 3.4.6 炉内熱過渡挙動 : Case-3, t1=30s, t2=3600s	64
図 3.4.7 ホット、平均およびプランケット被覆管最高温度履歴 : Case-3, t1=30s, t2=3600s	65
図 3.4.8 炉内熱過渡挙動 : Case-4, t1=30s, t2=5400s	66
図 3.4.9 ホット、平均およびプランケット被覆管最高温度履歴 : Case-4, t1=30s, t2=5400s	67
図 3.4.10 热過渡時热収支および SG 出入り口温度 : Case-4, t1=30s, t2=5400s	68
図 3.4.11 热過渡時热収支および SG 出入り口温度 : Case-1, t1=30s, t2=1200s	69
図 3.4.12 炉内熱過渡挙動 : Case-5, t1=3s, t2=5400s	70
図 3.4.13 ホット、平均およびプランケット被覆管最高温度履歴 : Case-5, t1=3s, t2=5400s	71
図 3.4.14 热過渡時热収支および SG 出入り口温度 : Case-5, t1=3s, t2=5400s	72
図 3.4.15 炉内熱過渡挙動 : Case-6, t1=600s, t2=5400s	73
図 3.4.16 ホット、平均およびプランケット被覆管最高温度履歴 : Case-6, t1=600s, t2=5400s	74
図 3.4.17 热過渡時热収支および SG 出入り口温度 : Case-6, t1=600s, t2=5400s	75
図 3.4.18 炉内一巡自然循環流量に関わる冷却材密度分布 : Case-6, t1=600s, t2=5400s	76
図 3.4.19 浮力ヘッド、流量等の熱過渡挙動 : Case-6, t1=600s, t2=5400s	77
図 3.4.20 SG のメッシュ分割数による解析結果の比較 : t1=3s, t2=5400s	78
図 3.4.21 再通水後の注水流量が崩壊熱除去に及ぼす影響 : 倍増した場合、t1=3s, t2=5400s	80
図 3.4.22 再通水後の注水流量が崩壊熱除去に及ぼす影響 : 半減した場合、t1=3s, t2=5400s	81
図 3.5.1 密度波振動が発生した実験例	82
図 3.5.2 乾き度の線形分布を仮定した場合の飽和水／蒸気密度比とボイド率分布	83
図 3.5.3 密度波振動に対する安定判別マップと再通水時の流動条件	84
図 3.5.4 流量の変化に対する圧力損失の依存性	85

第1章 緒 言

核燃料サイクル開発機構（JNC）では、十分な安全性確保を前提とした上で、経済性、資源有効利用、環境負荷低減性および核不拡散性を評価の視点として高速炉サイクルの実用化候補概念を抽出することを目的に、実用化戦略調査研究を実施している。この実用化戦略調査研究では、炉に関しては従来 JNC の扱ってきたナトリウム冷却高速炉に加えて、選択肢としてヘリウムや炭酸ガスを利用するガス冷却炉、鉛や鉛－ビスマスの重金属冷却炉、水冷却炉等を、燃料に関しては、酸化物燃料、窒化物燃料、金属燃料等をそのスコープに取り入れ検討対象としている。本報告書は、これらの炉型候補概念のうちガス冷却高速炉を対象とし、ヘリウムガス冷却炉で検討されている被覆粒子型燃料について、また、炭酸ガス炉で検討されている重力落下式崩壊熱除去システムについて、それぞれの設計成立性を解析的に検討したものである。

ヘリウムガス冷却炉の被覆粒子型燃料は、同心二重環状のコンパートメント内外管で構成され、この間隙に被覆粒子型燃料が充填された構造となっている。冷却材であるヘリウムガスは、燃料体下部から垂直にコンパートメント内管内に流入、ここで流れの向きを水平に変えて被覆粒子燃料充填層を通過、コンパートメント外管通過後再び垂直上方に流出する。従って、定格運転時のみならずあらゆる運転モード（事故時を含む）に対して、燃料充填層内のヘリウムガス水平流が可能な限り均一に確保できるかどうかが燃料冷却性能上重要なポイントとなる。特に低流量の場合、浮力の卓越により局所的な上昇流が生じたり、ガスの温度上昇による粘性の増加により、局所的な高温領域が発生することが懸念される。本研究では、平成13年度設計案をベースに解析モデルを構築し、多次元熱流動解析コード AQUA による各種パラメータ解析を通して、被覆粒子充填層内熱流力特性を明らかにするとともに、今後の設計の進展に伴い解決すべき熱流動的課題を摘出する。

ヘリウムガス冷却炉と同時に設計検討が進められている炭酸ガス冷却炉においては、経済性向上の観点から、全交流電源喪失時には貯水タンクの水を重力落下により蒸気発生器に通水し除熱源とする方策が採られている。このため、長期の自然循環崩壊熱除去の成立性を確認することが重要である。重力落下による通水は、蒸気発生器（SG）内の圧力がブローを経て大気圧にまで下降した後に可能となる。よって本検討では、保守的にブロー中の SG 水／蒸気側の除熱には期待せず、この間 SG は隔離（水／蒸気系が断熱）されているものとして、崩壊熱除去の成立する隔離時間の余裕を調べることとする。また、再通水時の注水流量が除熱特性に及ぼす影響についても検討する。さらに、注水時の流動安定性についても検討を加える。

参考までに、冷却材が液体の場合と気体の場合で、その違いを自然循環特性を例として比較してみる。冷却材が液体の場合には、温度上昇とともに流体の粘性係数は減少するため流動抵抗が低下し、且つ高温のチャンネルでは浮力も大きくなるので、高温チャンネルの流量が相対的に増加する流量再配分が生じる。従って液体物性の温度依存

性は、発熱分布による炉心径方向の温度差は解消する方向に作用する。一方、冷却材が気体の場合は、温度の上昇とともに流体粘性は増し流動抵抗は大きくなるため、高温チャンネルの流量は低下する。さらに、層流域においては、燃料ピン束内の流動抵抗係数は流量すなわち流速に反比例するため、温度上昇→粘性（抵抗）増加→流量（流速）低下はさらなる抵抗の増加を招き、結果として流量減少と流体温度上昇の悪循環を生じさせる可能性がある。唯一、浮力だけが温度上昇とともに増加し、流量を増す方向に作用するが、浮力のゲインにあたる気体の熱膨張率は気体の絶対温度に反比例するため、高温になるほど温度上昇による浮力の増大率は低くなる。従って、ガス冷却炉においては、ナトリウム炉のように高発熱チャンネルが流量再配分によって優先的に冷却される保証はなく、自然循環崩壊熱除去の成立性については注意深い検討が必要である。

第2章にヘリウムガス冷却炉被覆粒子燃料熱流力特性解析評価を、第3章に炭酸ガス炉崩壊熱除去特性解析評価をそれぞれ示す。

第2章 ヘリウムガス冷却炉被覆粒子燃料体の熱流力特性評価

実用化戦略調査研究において、ヘリウムガス冷却炉の燃料として被覆粒子型燃料体の設計検討が進められている。ここでは、燃料体の圧力損失を小さくするため縦長のアニュラス状に設置された被覆燃料層を横方向に冷却材を通過させる設計となっているが、この横方流れが想定どおり発生し様々な運転モードにおいても確保されるかどうかが成立性の1つのポイントとなる。本章では、平成13年度に検討された燃料体設計例をベースとし、燃料体内被覆粒子燃料層における冷却特性を明らかにすることを目的として、多次元熱流動解析を実施した。以下にその内容を示す。

2. 1 解析対象

図2.1に解析対象とした被覆粒子型燃料体概念図を示す。基本体系は円筒状のコンパートメント内外管間に設置された被覆粒子燃料を、燃料体下部から流入させるヘリウムガスによって冷却するものである。被覆燃料粒子は、内径10.8[cm]、外径18.4[cm]、高さ3.2[m]のアニュラス部に充填される。冷却材であるヘリウムガスは、下部入口面より流入し中央流路を上昇、被覆粒子燃料層を内側から外側へ通過し上部出口より流出する。前回実施した解析の体系と比較して、燃料層の流れ方向が内向流から外向流になるとともに、燃料層のアスペクト比も大きくなっている^[2-1]。

以下に主な形状寸法を示す。

コンパートメント外管外径	: 0.192 [m]
コンパートメント内管外径	: 0.108 [m]
コンパートメント管肉厚	: 4.0 [mm]
燃料部高さ	: 3.2 [m]
中央流路径	: 0.1 [m]
燃料層厚さ	: 38.0 [mm]
被覆粒子燃料直径	: 1.94 [mm]
被覆粒子燃料充填率	: 60.0 [%]
総発熱量	: 6.13 [MW] (定格時、燃料体一体あたり)

2. 2 解析モデル

解析モデルは、燃料体が正六角柱、燃料部コンパートメント構造がアニュラーフィルムであることから、最外領域をポロシティとパーミアビリティで調整し、円筒座標系を用いた1/12セクタ三次元モデルとした。ここでは燃料部分のみに注目することとし、上下プランケット領域を解析対象から除外した。コンパートメントを構成する内外円筒管（肉厚4[mm]）については、その構造が現時点では不明であることから多孔板を想定し、その内部においては軸方向および周方向に流れを生じないものとしてモデル化した。

図2.2に解析モデルのメッシュ分割図を示す。メッシュ分割は、r方向×θ方向×z方向 = 22 × 8 × 132である。軸方向分割数は、入口領域18メッシュ、上下プランケット

ト 10 メッシュ、燃料領域 80 メッシュおよび出口領域 14 メッシュである。径方向分割数は、中央部流路 5 メッシュ、コンパートメント内外管 1 メッシュ、燃料領域 5 メッシュ、コンパートメント外側領域が 10 メッシュである。総メッシュ数は 15,680 メッシュである。

被覆粒子燃料層およびコンパートメント部流路はポーラスボディアプローチで模擬するとともに、圧力損失相関式としてポーラス状流路に一般に用いられる Ergun の式^[2-2]をおよび多孔板形状圧損式^[2-3]を適用した。

2. 3 数値計算条件および境界条件

数値計算条件および境界条件は以下のとおりである。

- ・使用解析コード : 多次元熱流動解析コード AQUA^[2-4]
- ・数値計算アルゴリズム : 完全陰解法
- ・乱流モデル : 使用せず
- ・被覆粒子部圧力損失相関式 : Ergun の式

$$F = \left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right) = 150 \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu v}{D_p^2} + 1.75 \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3} \frac{\rho |v| v}{D_p}$$

ε	: ポロシティ	[-]
μ	: 粘性係数	[Pa·s]
v	: 見かけの流速 (=CVEL1 × ε × v)	[m/s]
CVEL1	: 見かけの流速を調整するための流速ファクター	[-]
ρ	: 密度	[kg/m³]
D_p	: 充填物代表直径	[m]

- ・コンパートメント内外管における形状圧力損失算出式(多孔板を仮定)

$$\Delta p = K \cdot \frac{1}{2} \rho U^2$$

$$K = C \cdot (1 - \beta) / \beta^2$$

Δp	: 圧力差	[Pa]
K	: 損失係数	[-]
ρ	: 密度	[kg/m³]
U	: 流速	[m/s]
C	: 定数	[-]
β	: 壁面透過率	[-]

- ・冷却材条件

ヘリウム物性値関数を以下に示す。但し、使用範囲は 1,226°C 以上を外挿し、冷却

材温度 450 °C から 4,000 °C までとした。

【6MPa 物性式】

エンタルピー	$h = 1.0 \times 10^{-10} + 5.191 \times 10^3 T_c$	[J/kg]
熱伝導率	$\lambda = 0.17035 + 2.2678 \times 10^{-4} T_c$	[W/m°C]
粘性係数	$\mu = 2.023 \times 10^{-5} + 3.639 \times 10^{-8} T_c$	[Pa·s]
密度 (低出力)	$\rho = 5.9918 - 5.8599 \times 10^{-3} T_c + 2.6878 \times 10^{-6} T_c^2 - 5.6561 \times 10^{-10} T_c^3 + 4.4171 \times 10^{-14} T_c^4$	[kg/m³]

【0.5MPa 物性式】

エンタルピー	$h = 1.0 \times 10^{-10} + 5.191 \times 10^3 T_c$	[J/kg]
熱伝導率	$\lambda = 0.17035 + 2.2678 \times 10^{-4} T_c$	[W/m°C]
粘性係数	$\mu = 2.023 \times 10^{-5} + 3.639 \times 10^{-8} T_c$	[Pa·s]
密度 (低出力)	$\rho = 5.4555 - 5.6652 \times 10^{-4} T_c + 2.6543 \times 10^{-7} T_c^2 - 5.5656 \times 10^{-11} T_c^3 + 4.2814 \times 10^{-15} T_c^4$	[kg/m³]

ここで T_c は、ヘリウムガス温度である。

・境界条件

冷却材流入流速	: 52.8 [m/s]
	(定格時一様流速、流量 3.03 kg/s と等価)
冷却材流入温度	: 460 [°C]
冷却材出口圧力	: 6 [MPa] (質量流量連続)

壁面 : 非スリップ、断熱

・発熱分布

燃料体の発熱部は被覆粒子燃料部のみとし、発熱分布は軸方向に仮定した。図 2.3 に軸方向発熱分布を相対出力で示す。燃料体一体当たりの被覆粒子燃料部の発熱量は、6.13 [MW] である。

被覆粒子燃料部の軸方向発熱分布は、核計算より得られている出力ピーク値に対する上下端の出力値の比を相対出力比と一致させる方法で、次式のようなチョップド・コサイン分布を適応した。

$$q' = \cos(\theta * 2 * (Z - b) / L)$$

ここで、

- Z : 炉心下端からの高さ [m]
- L : 炉心発熱長 [m] (= 3.2 m)
- b : 発熱部中央高さ [m] (= 1.6 m)
- θ : コサイン分布角度 [rad.] (= 56°)

2. 4 解析ケース

表 2.1 および表 2.2 に設定した解析ケースを示す。プラント設計が未だ固まっておらず、またプラント応答も明確でないことから、ここでは 4 つの代表的な運転状態を想定するとともに、定格運転状態に対する出力比、流量比、圧力およびコンパートメント内管の形状圧損不均一性をパラメータとして 14 の解析ケースを設定した。

ケース 1 は定格運転状態でリファレンスケースである。ケース 2～4 は崩壊熱除去運転のような低流量状態を想定し、リファレンスケースとの温度分布比較の観点から出力／流量比を一定として流量を 3% から 0.5% (従って出力も 3% から 0.5%) に変化させたものである。ケース 5～7 は、出力比のみ与え流量を成り行き任せとしたもので、自然循環による除熱の可能性の感触をつかむものである。ここでは燃料の発熱のみで立ち上がる自然循環流量のみで除熱することになるが、実際にはフローコーストダウンや崩壊熱除去系などプラント応答と連成した解析が必要となる (その意味では保守側評価となる)。ケース 8～10 は減圧事故時をイメージし、低圧力 (0.5 MPa)・低流量条件での熱流力特性を見ようとするものである。特にケース 10 は、別途実施された減圧事故時プラント過渡応答予備解析の結果から得られた出力／流量比で最も保守側と思われる値を設定している。ケース 2～10 においては、浮力の卓越あるいは粘性の変化などにより横方向流れが阻害され、局所的な温度上昇領域が発生する可能性があるかどうかを確認することがポイントとなる。さらに、ケース 11～14 は横方向流れを作り出すコンパートメント内管の形状圧損不均一性の影響をいくつかの運転状態で把握するものである。

2. 5 解析結果

2. 5. 1 定格運転時

定格運転時の燃料層内流速分布および燃料部径方向圧力分布を図 2.4 および図 2.5 にそれぞれ示す。コンパートメント内管 (ガス入口側) の適度な形状圧損により、横方向流れが確保されている。昨年度の解析で対象とした内向流タイプ燃料体設計 (冷却材ガスが外側から内側に向けて流れるタイプ) では径方向流速は流れ方向に沿って増加したが^[2-1]、今回の外向流タイプでは燃料層の内側から外側までおおよそ 1.6 m/s 前後で同等となった。これは熱膨張による径方向の流速増加要因が、外側ほど流路面積が広がり流速を下げる効果と相殺するためである。また、内向流タイプで見られた燃料層下部の小さなよどみもこの解析では解消している。コンパートメント内管内の流れを径方向のみに固定した設定の影響である。軸方向流速は絶対値は径方向に比べて小さいものの、軸方向高さに対してほぼ線形に増加している。この上昇流の影響で径方向流速は燃料層上端外側で極大値を持つ。圧力分布については、燃料層入口側の圧力は軸方向に均一な分布とはならず上端で 0.127 MPa、下端で 0.091 MPa である。これは、燃料体入口からコンパートメント内管内に流入するガスの流速が上部へ移るにつれて減速するため静圧が増加し、反対にコンパートメント外側領域では上部ほど上昇流が増加したことによる。

図 2.6 には燃料層内の冷却材温度分布を示す。径方向流れの確保により燃料層外側面近傍の冷却材軸方向分布は燃料発熱分布に比較的追従する形となり、中央付近で最高温度 (920°C ($I = 11, k = 65$)) を示す。但し、軸方向流速も存在することから完全に上下対称な温度分布とはなっていない。一方、内向流タイプの解析で見られた燃料層下端の温度極大点は解消している。これは 4 mm の厚みを持つコンパートメント内管内の流れを径方向のみに固定したモデルを使用したことにより、同位置でのよどみが解消されたことによる。

以上から、昨年度の内向流タイプ解析同様、ガス入口側のコンパートメントに適度な圧力損失を設定すれば、横方向流れが確保され妥当な温度分布が得られることが確認できた。

2. 5. 2 低流量運転時

図 2.7 ~ 図 2.9 にケース 2 ~ 4 における燃料部温度分布、流速分布および圧力分布を示す。これら 3 ケースは、リファレンスケースとの比較の観点から、出力／流量比をリファレンスケース（ケース 1）と同じ条件とし、流量を（従って出力も）3 % から 0.5 % まで減少させたものである。ケース 2 (3 %) については、リファレンスケース以上にフラットに近い横方向流れが確保されており、燃料層内軸方向温度分布も発熱分布により近いものとなっている。これは入口から流入するガスの運動量がリファレンスケースに比べて激減しているため、燃料層上部側への流量の偏りがほとんど無いためである。冷却材最高温度は燃料層出口面近傍の発熱中央付近に発生し、リファレンスケースとほぼ同様の 918°C である。ケース 3 (1 %) もケース 2 と同様の傾向であるが、浮力の効果が慣性力に比べて徐々に無視できなくなりつつある影響で、横方向流れがおよそ $1/3$ になっているのに対し燃料層内の軸方向流速はケース 2 とほぼ同等のままである。従って冷却材最高温度発生位置は、燃料層上側に幾分シフトする傾向を示す。さらにケース 4 (0.5 %) になると、浮力が卓越し燃料層上部では横方向流れよりも上昇流が強くなる。このため冷却材最高温度は燃料層上部で発生し温度自体もかなり上がってしまう。

さらに、ケース 5 ~ 7 では出力を与えるものの流量は固定せず、燃料層の発熱で発生する浮力に起因する自然循環での除熱可能性をチェックした。図 2.10 ~ 図 2.11 にケース 6 (出力 1 %) について、流量ゼロの初期状態から自然循環が整定するまでの冷却材温度分布、軸方向流速分布、横方向流速の時間変化を示す（被覆燃料層のみ表示）。初期から 8 秒あたりにかけては、燃料層内に浮力による上昇流が立ち上がるため冷却材温度は急激に上昇するが、その後横方向流れにシフト・増加していくため温度は下がり 20 秒以降はほぼ強制循環時と同様の温度分布で整定する。最高温度は燃料層外側中央よりも上部に現れ強制循環と同じ 941°C である。図 2.12 ~ 図 2.14 には 3 ケースにおける冷却材温度時系列、全流量変化および整定時の冷却材温度分布を示す。出力が大きいほど温度ピークの発生および自然循環流量の立ち上がりが早いが、そのピーク温度もかなり大きくなってしまう。しかしながら、整定時の最高温度はケース 5 (出力 2 %) でも 1246°C と事故時暫定

制限温度目安以下となる。自然循環流量については、2 % 出力時に約 1.2 %、1 % 出力時に 0.99 %、0.5 % 出力時に 0.77 % となった。0.5 %出力時はケース 4 の 0.5 %強制循環流量固定に比べて自然循環流量の方が多くなっている。これよりケース 4 で見られた上昇流支配による燃料層上部温度上昇は、自然循環流量を加味することによって回避できる可能性もある。全般的に懸念された浮力による上昇流支配ということではなく、自然循環を含む低流量においても十分除熱できる可能性があることが確認された。また、燃料のみならず崩壊熱除去系による自然循環ヘッドや、フローコースダウン、系統圧損とのバランスの兼ね合いなどを考慮することにより、自然循環による除熱成立の可能性も高いと考えられる。いずれにしても、プラント設計が明確になった時点でプラント過渡応答解析等で詳細に確認する必要がある。

2. 5. 3 減圧事故時

図 2.15 および図 2.16 にケース 8～10 の解析結果を示す。それぞれ減圧時の背圧を 0.5 [MPa]として、出力／流量比を 3%/3%、1%/1%そして最も保守側なものとして 1.75% /0.5%としたものである。

ケース 8、9 の結果に見られるように、高圧時の 6.0 [MPa]の 1/12 である減圧状態においても、出力／流量比が一定 (=1.0) であるならば、安定した内向流れが確保され局所的な高温領域が発生しない。また、高圧時においては流量が低下すると最高温度発生箇所が上部へ移動する傾向が見られたが、その移動幅も減少している。内向流の均一性についても高圧時と同等である。さらに、保守側想定であるケース 10においても、燃料領域内で上昇流が卓越して局所的に温度が高くなる領域は見られなかった。これらの傾向は、減圧によって密度が低下し、温度上昇に対する浮力の効果が高圧時に比べて相対的に小さくなつたためである。なお、ケース 10 では、燃料層中央高さ付近で最高温度 (2,142 [°C]) を示した。その径方向流速分布においては、約 2,000[°C]を超える高温領域でヘリウム粘性の増加による流速低下が見られたが、軸方向温度分布を大きく歪めるものではなかった。

ケース 10においては最高温度が 2000[°C]を超えたものの、この想定はプラント過渡応答で一時的に発生する状態である。減圧事故時のプラント応答を工夫することにより、上昇流発生等による燃料内の局所的な温度上昇を伴うことなく除熱することは可能であると考えられる。

2. 5. 4 被覆粒子層入口面の軸方向圧損不均一の影響

燃料層内の径方向流れを確保するために被覆粒子層入口面 (コンパートメント内管) の圧力損失は重要な役割を果たすが、その圧力損失の不均一 (流量配分不均一) を入口面透過率を変化させることによって燃料層内温度への影響を確認した。解析ケースは表 2.2 に示すとおりである。入口面透過率は標準は 5%であるが、入口面を高さ方向に 3 等分割し上流側より 4%, 5%, 6%とした体系と 5%, 4%, 5%とした体系の 2 つを設定した。前者は相

対的に流量が大きい燃料層上部をさらに増長させるものであり、後者は最高温度点が発生する燃料層中央高さ付近の流量を相対的に減らす効果を持つものである。いずれも感度を見るための極端な例である。各運転状態において、透過率均一であるリファレンスケースと比較した結果を以下に示す。

- ・定格運転状態

定格運転状態の比較結果を図 2.17 に示す。冷却材最高温度は、ケース 11 では 1,158 [°C]、ケース 12 では 1,083 [°C] である。基準ケースであるケース 1 との温度差は、ケース 11 では 238 [°C]、同一点で 245 [°C] の上昇であった。ケース 12 でも 163 [°C] の温度上昇が見られた。入口面の圧損不均一による温度への影響は、一昨年度実施した内向流れによる体系の結果と比較すると、今回の外向流れの体系の方が温度に対する感度が高いことがわかる。これは内向流れと外向流れで被覆粒子層入口の面積が大きく異なるため突入流速にも違いが生じ、結果として圧力損失に対する透過率の感度が異なってくるためである。流路体系によって入口面における流量配分が燃料層内の温度上昇を左右するため、燃料体の設計に充分に検討する必要がある。

- ・減圧状態

減圧事故を想定した場合（出力・流量とも 1%、背圧 0.5 [MPa]）の比較結果を図 2.18 に示す。ケース 13、ケース 14 とともに、定格運転状態の最高温度より 28~60 [°C] 程度低下しているものの、同様の温度プロファイルが得られた。また、定格運転状態の結果と同様、被覆粒子層入口面の圧力損失不均一による温度への影響は、内向流タイプよりも外向流タイプの方が大きい。

以上の結果は、今回の解析で暫定的に用いたコンパートメント内管の圧力損失相関式に大きく依存するものであるため、結果もあくまで目安に過ぎないことを認識しておく必要がある。実際の材料候補が決定した段階で、それらの材料の特性を再現できる圧力損失相関式を用いた再評価が必要である。

2. 6 局所閉塞事象について

安全評価においては、燃料体内局所閉塞は考慮すべき重要事象の 1 つである。ここでは、被覆粒子燃料体構造における局所閉塞事象を考察する。

2. 6. 1 流路閉塞の可能性

どのような閉塞物を想定するかにもよるが、少なくともコンパートメント入口完全閉塞を排除するため、冷却材流入口には Na 炉と同様にエントランスノズル的なものが設置されると思われる。被覆粒子型燃料の場合は、このエントランスノズルに加えて燃料層の入口面も透過率数%程度（少なくとも被覆粒子径よりも小さい穴を有する）の構造材で構成されるため、燃料層内部まで到達し流路閉塞に寄与する物質としては、細かい砂粒のようなものしか有りえない。このような細かい粒子が入り込んだ場合はそのまま抜けてしまうか、入口面近傍で止まる可能性が高い。あるいは透過率数%の入口多孔板を通過できずに、

入口面の一部を塞ぐことが考えられる。従って、現実的な閉塞形態としては、入口多孔板もしくはそれに隣接する面状の流路閉塞が想定され得る。しかしながら、燃料破損を引き起こすだけの閉塞面を形成できる細かい粒子の量が燃料体に侵入することは考え難い。

一方、外部からの流入物とは別に、燃料粒子自身の何らかの破損で燃料層内的一部流路が閉塞する可能性もあるが、被覆材の熱伝導率が高いことから周囲のガスによる冷却は可能で、少量の破損では局所的な高温状態になるとは考え難い。

2. 6. 2 検知の可能性

局所流路閉塞による燃料破損あるいは燃料粒子自身のランダム破損が発生した場合は、周囲の冷却ガスの流れにより FP が（燃料溶融あれば DN も）輸送され燃料破損検出系による検知ができる。設計によっては Na 炉に比べて冷却材流速も速くなるため、早期検知・早期炉停止は可能と考えられる。仮に燃料破損箇所への冷却材供給が激減するような状態が発生したとしても、ラッパー管が無いために隣接コンパートメントから流出する冷却ガスの流れにより、完全スタグナント状態は回避され破損を検知できる可能性は高いと考えられる。但し、製造時の燃料破損率を例えれば 10^{-4} とすれば、十数億の被覆粒子数に対して既に十万程度の粒子が破損していることになり、その分バックグラウンド数値が高い可能性がある。

事象進展については、ナトリウム冷却炉のように、沸騰開始と同時に伝熱劣化とボイド反応度により急激に温度が上昇して燃料溶融に至るようなことはない。従って仮に進展したとしても緩慢な変化になると考えられる。

以上より、Na 炉に比較して局所閉塞による事象進展の可能性は低いものと思われる。

2. 7 まとめ

平成 12 年度被覆粒子燃料体設計案について、多次元熱流動解析コード AQUA を用いて 3 次元熱流力特性解析を実施した。解析に際しては次の 2 点を前提条件とした。

- ・ 解析に使用した物性値関数は、高温領域（約 1200°C 以上）はすべて外挿。高温で低流量となる領域の挙動に不確定性あり。
- ・ 被覆粒子層およびコンパートメント内外管に適用した圧力損失相關式はあくまで暫定的なもの。温度レベルに大きく影響するため別途試験で確認が必要。特にコンパートメント内外管は横方向流れを確保する上で重要であるため、今後構造の検討・選定と併せて実験により相關式を獲得する必要あり。

解析により得られた知見を以下にまとめる。

・ 定格運転時

被覆粒子層入口側コンパートメント管での圧損がおよそ 0.1MPa 以上であれば、被覆粒子層の除熱に支障のない横方向流れが確保できる。このとき被覆粒子層における圧損

は入口管部圧損の数百分の1程度となり入口管が支配的となる。

・低流量運転時

定格運転時に対して出力・流量ともに0.5%～3%といった低流量・低出力状態において除熱可能性を確認したところ、減圧条件(0.5MPa)においては横方向流速が確保され定格運転時とほぼ同様な温度分布が得られ、除熱に問題がないことが確認された。一方、定格運転圧(6MPa)条件では、0.5%出力・流量条件のみ被覆粒子層で2000°Cを超える高温領域が発生した。これは減圧時に比べて密度の違いにより発生する浮力の大きさが異なることに起因する。しかしながら、流量を固定ではなく自然循環に切り替えると0.7%程度の流量および横方向流れが確保され安定した除熱が可能となる。従って、実際には燃料層自身の浮力で強制循環量に加えて流量が増大し、除熱が可能になると推察される。但し、このような低流量の場合、圧損、浮力、慣性力、粘性力のバランスで流況が異なってくるため、精度の高い予測には、実験でのデータ取得が不可欠である。

・事故（減圧＋スクラム失敗＋自然循環）条件での除熱可能性

別途実施した事故時過渡データから最も厳しいと思われる出力／流量比($P/F=3.5$)条件を摘出し、これを境界条件として燃料体内多次元熱流動解析を実施した。この結果、最高温度のレベルは高いものの横方向流れが維持されることが確認できた。

・被覆粒子層入口面（コンパートメント管）の圧損不均一の影響

入口面を高さ方向に3分割し、中央の透過率のみを下げたケース1（5%→4%）および上流側から4→5→6%（平均5%）と変化させたケース2の2つの条件について、定格運転状態、低流量・低発熱状態（定格運転圧時、減圧時）での解析を実施した。その結果、定格運転状態では最高温度が10～200°C程度、低流量・低発熱状態では10～150°C程度上昇した。このように特に定格運転時には不均一性で流量配分が変わるために、温度分布に大きな影響が出る可能性がある。但し、相関式の適用範囲の観点からこの透過率そのものの値に意味は無く、結果として現れる圧力損失の分布が重要であることに注意が必要である。解析精度を高めるためには、実際に不均一性幅およびそのときの流量配分の変動量（圧損変動分）のデータ取得が必要である。

以上から、除熱性能を確保するための被覆粒子内横方向流れの維持という観点からは、粒子層入口面の均一性が保たれる限り、致命的となるものはないとの判断される（温度レベルは設計で対応可能）。但し、高圧条件において異常な低流量(0.5%以下)では、場合によって被覆粒子層に上昇流が発生することも完全に否定しきれないため、正確な物性値・圧力損失相関式を用いた確認解析を行うとともに、発生の可能性があるならばその発生条件を明確にし、プラント状態がその条件にならないよう設計する必要がある。

表 2.1 解析ケース

解析ケース	運転状態	出力比(%)	流量比(%)	圧力[MPa]
ケース1	定格	100.0	100.0	
ケース2		3.0	3.0	
ケース3	低出力低流量	1.0	1.0	
ケース4		0.5	0.5	6.0
ケース5		2.0	—	
ケース6	自然循環	1.0	—	
ケース7		0.5	—	
ケース8	減圧事故時	3.0	3.0	
ケース9	低流量	1.0	1.0	0.5
ケース10		1.75	0.5	

表 2. 2 圧損不均一性による解析ケース

解析ケース	入口面透過率*1	運転状態	出力比 (%)	流量比 (%)	圧力 [MPa]
ケース11	4%、5%、6%	定格	100.0	100.0	6.0
ケース12	5%、4%、5%		100.0	100.0	
ケース13	4%、5%、6%	減圧事故時 低流量	1.0	1.0	0.5
ケース14	5%、4%、5%		1.0	1.0	

*1) 燃料層入口面を高さ方向に三等分し、上流側から設定した透過率である

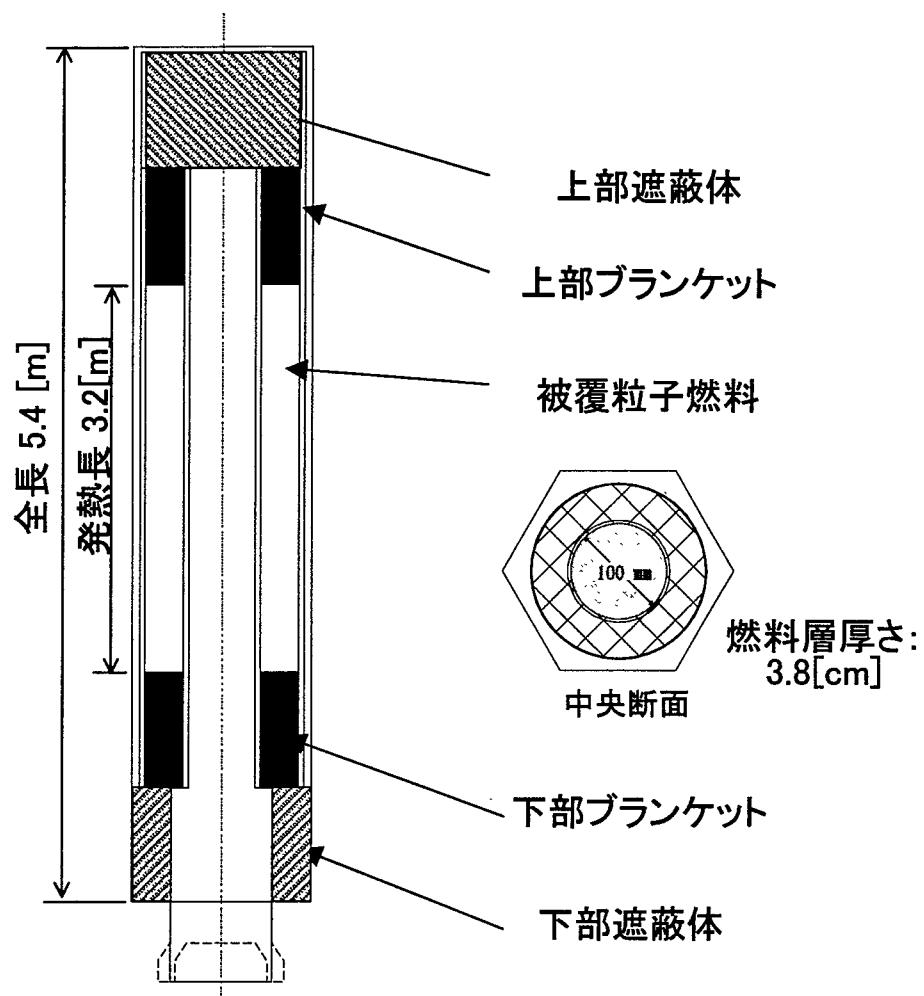


図 2.1 燃料体概念図

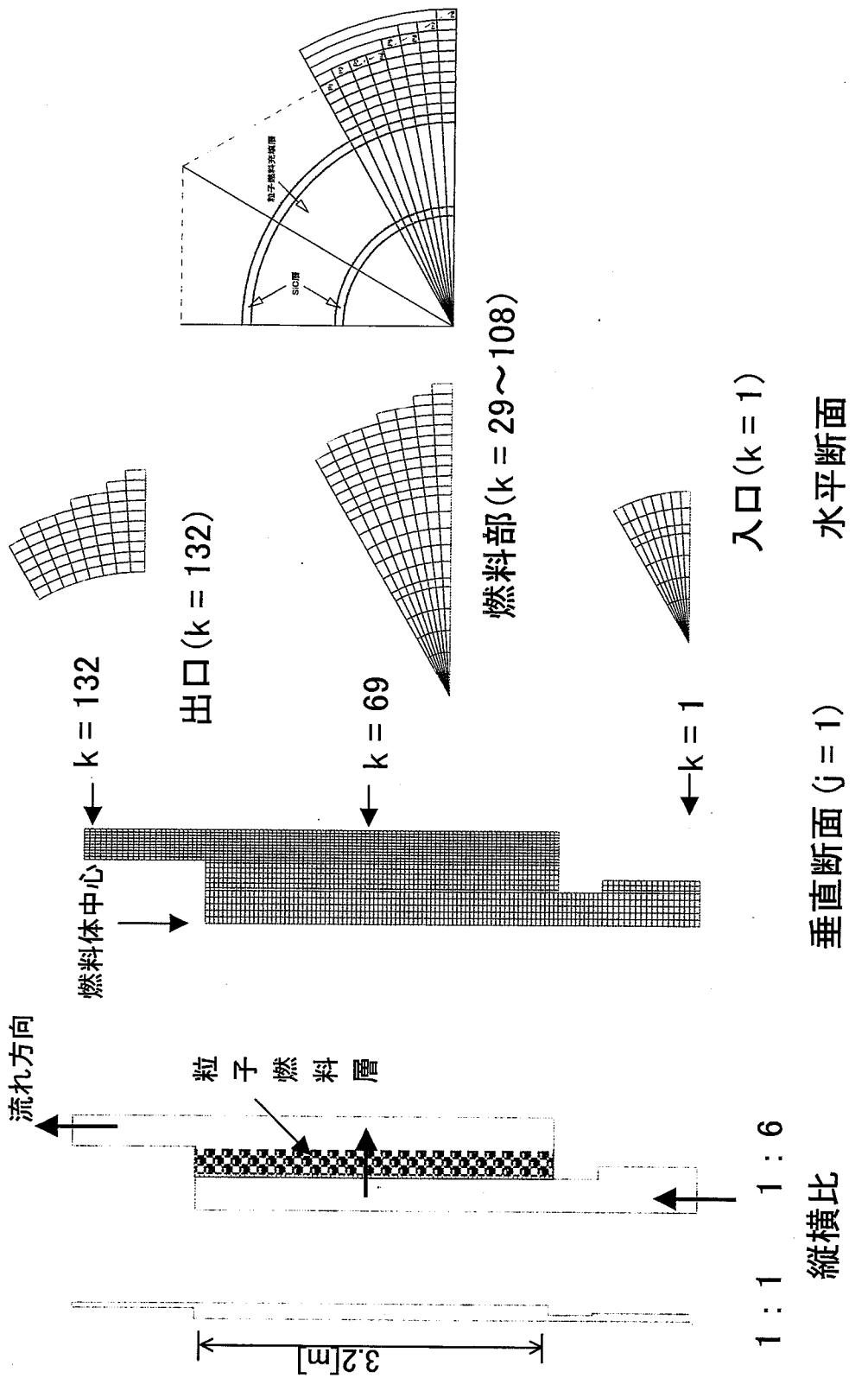


図 2.2 解析メッシュ分割図 (1/12セクタモデル)

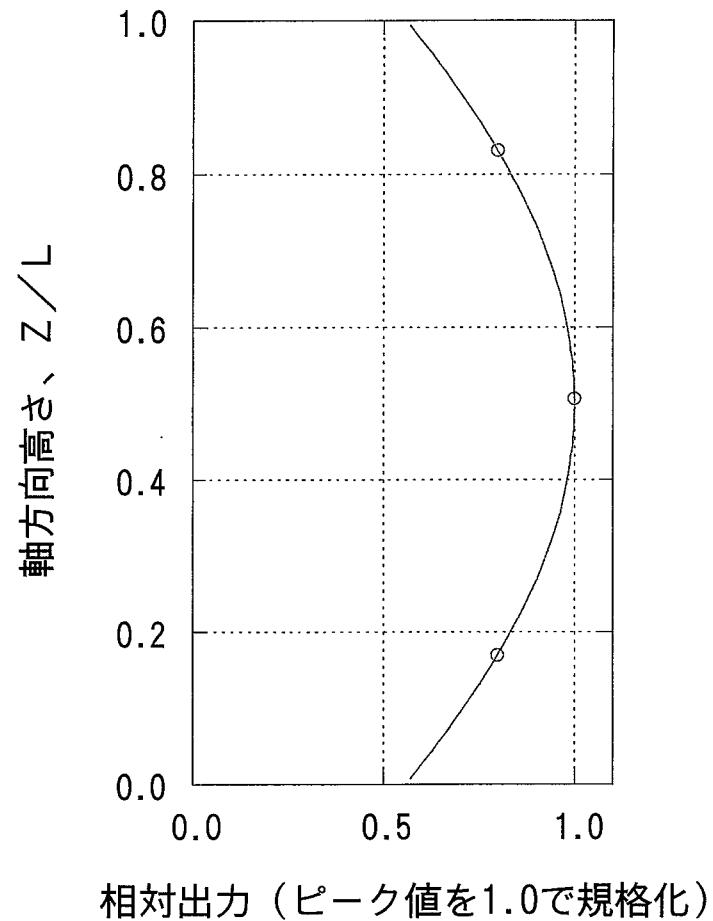


図 2.3 発熱分布

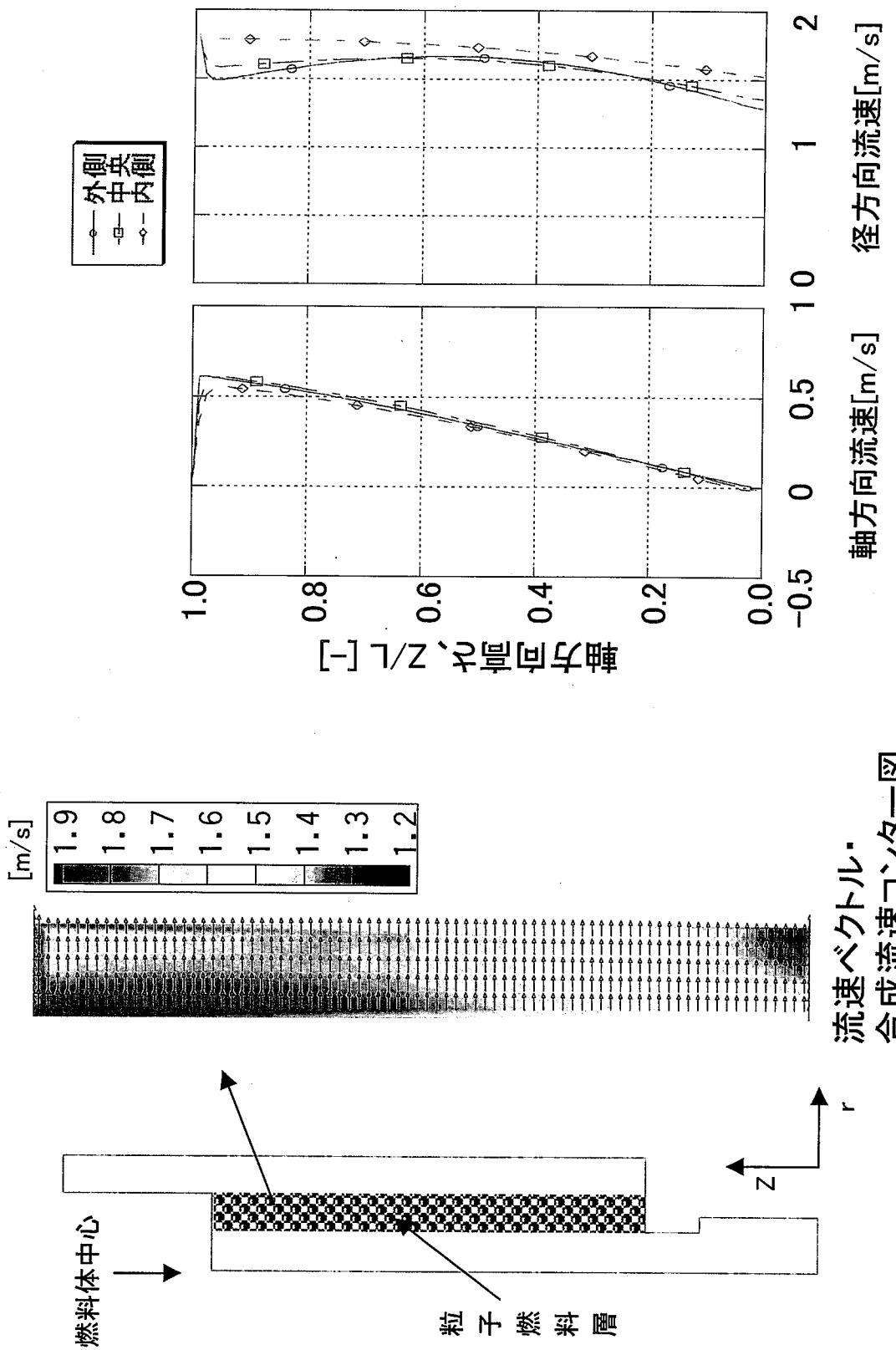


図 2.4 定格条件一流速分布一
合成流速コンター図
流速ベクトル

軸方向流速[m/s] 径方向流速[m/s]

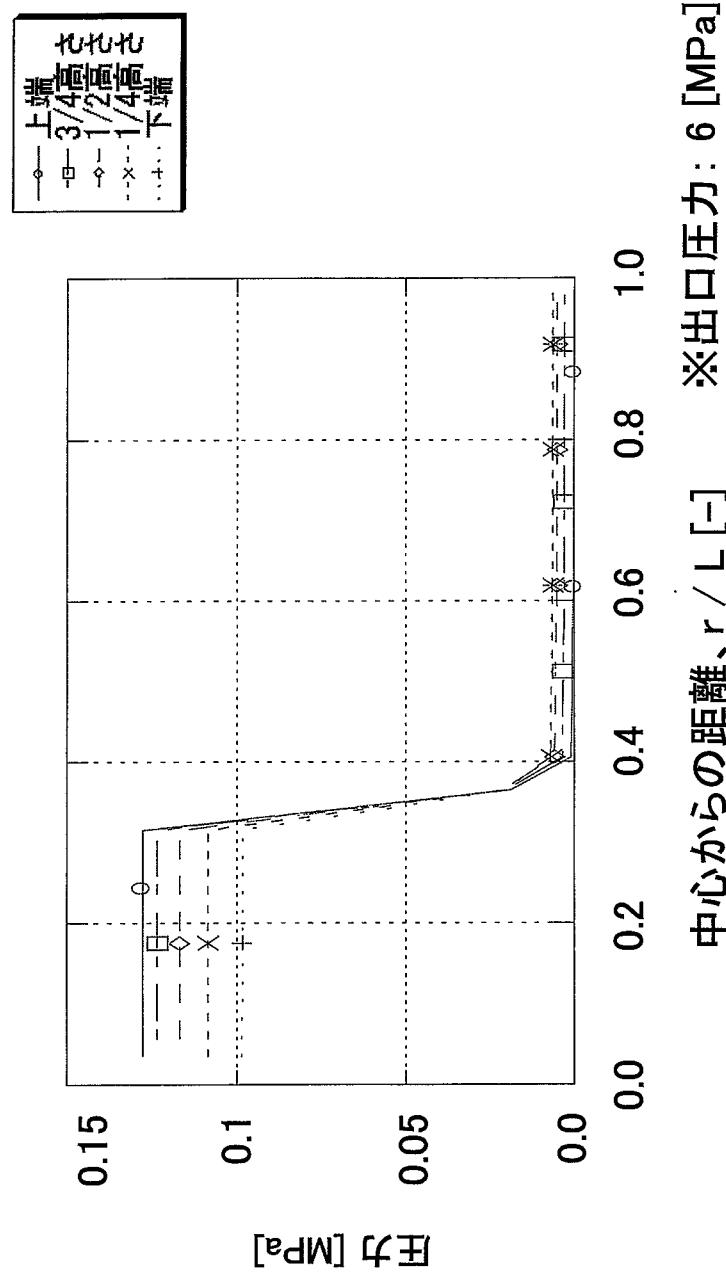
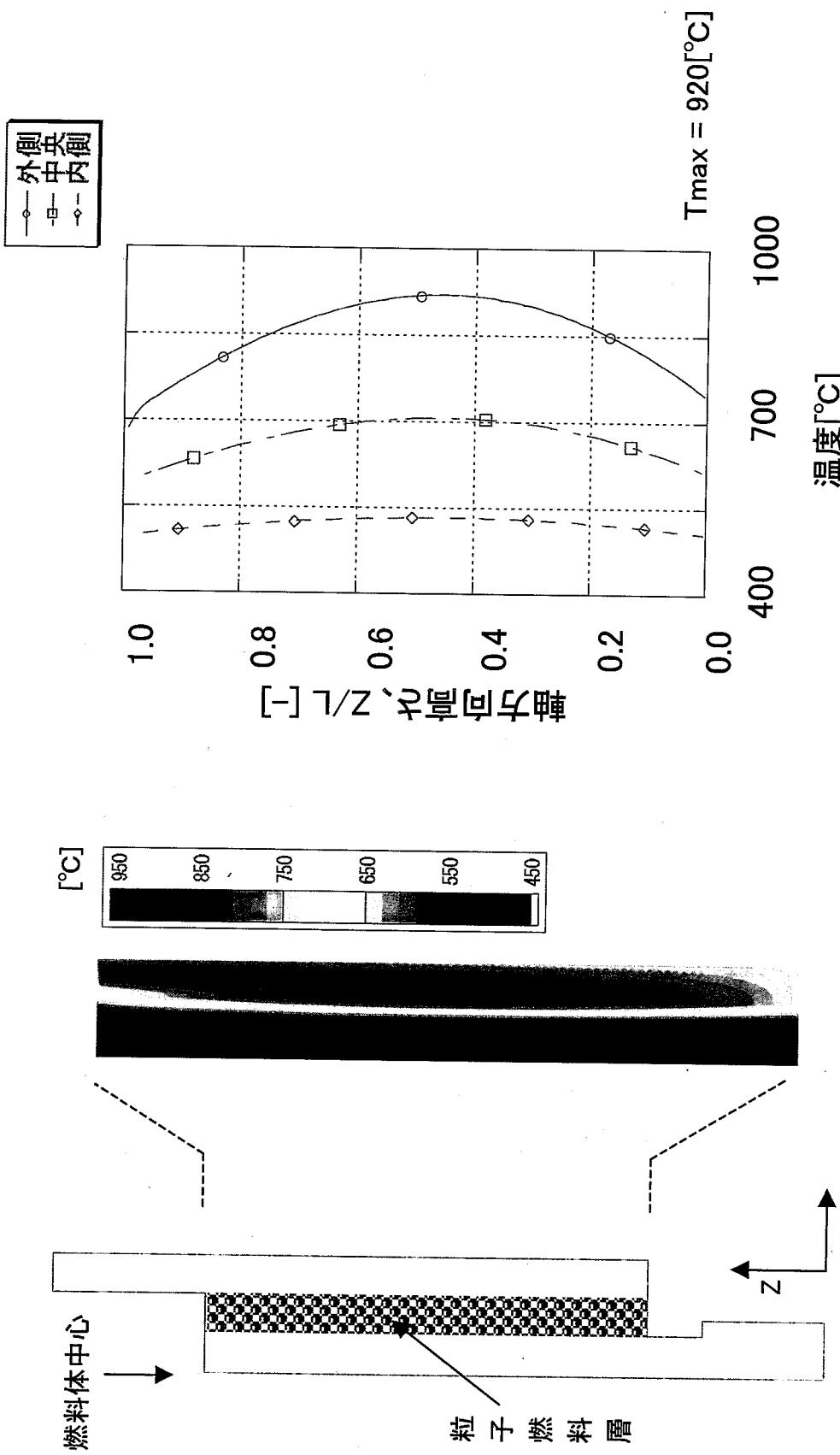


図 2.5 定格条件一圧力分布一



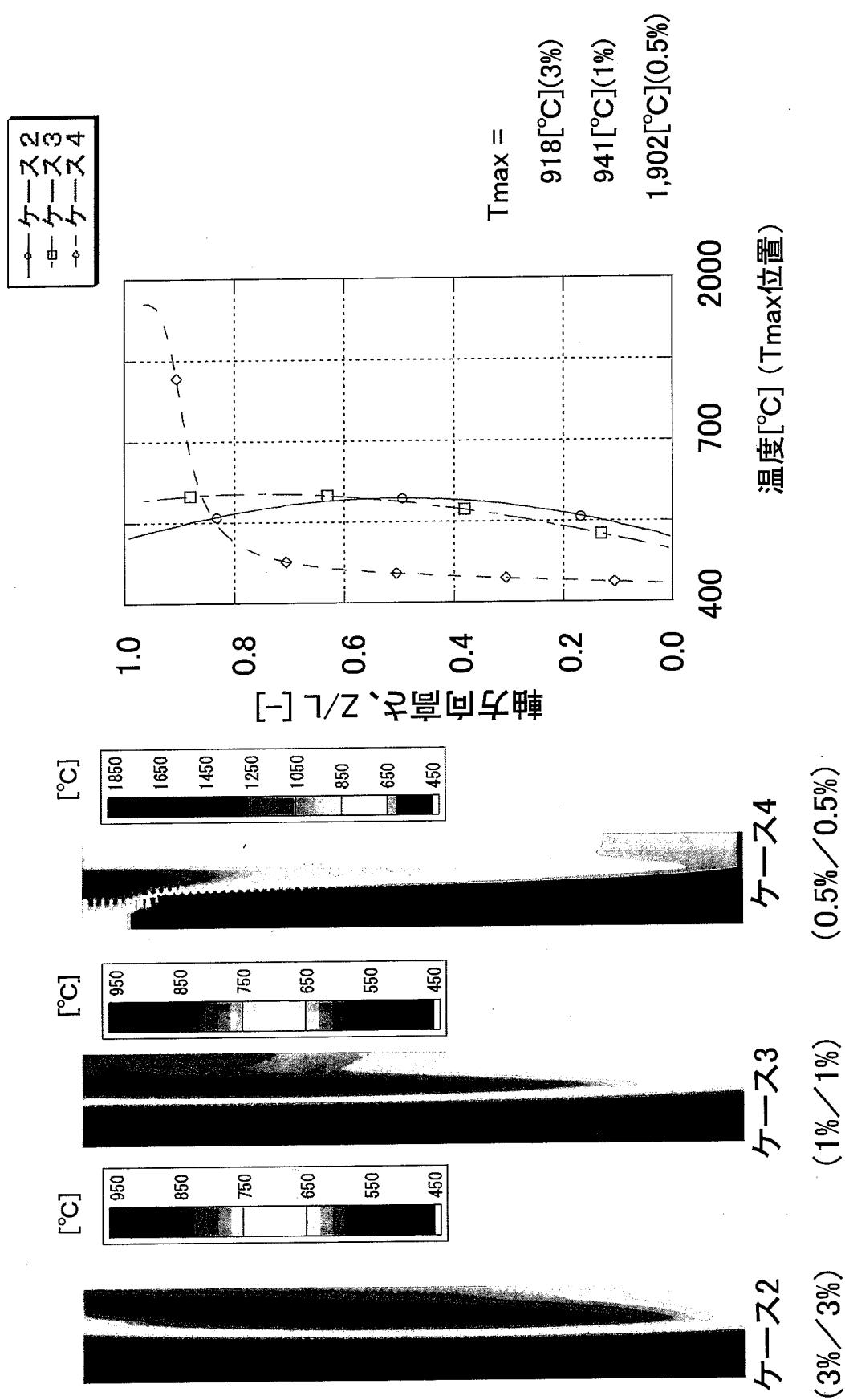


図 2.7 低出力低流量条件—温度分布—

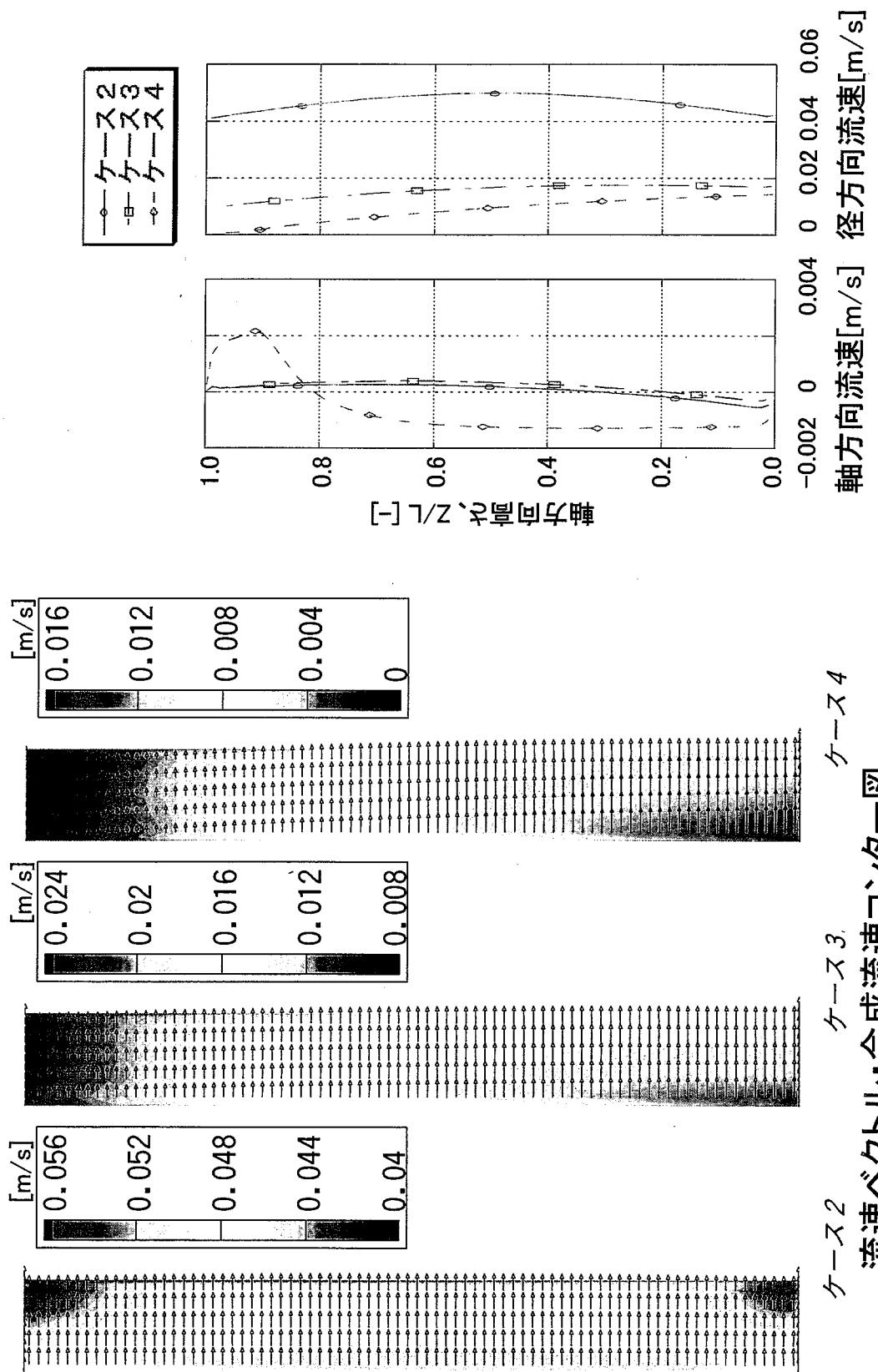
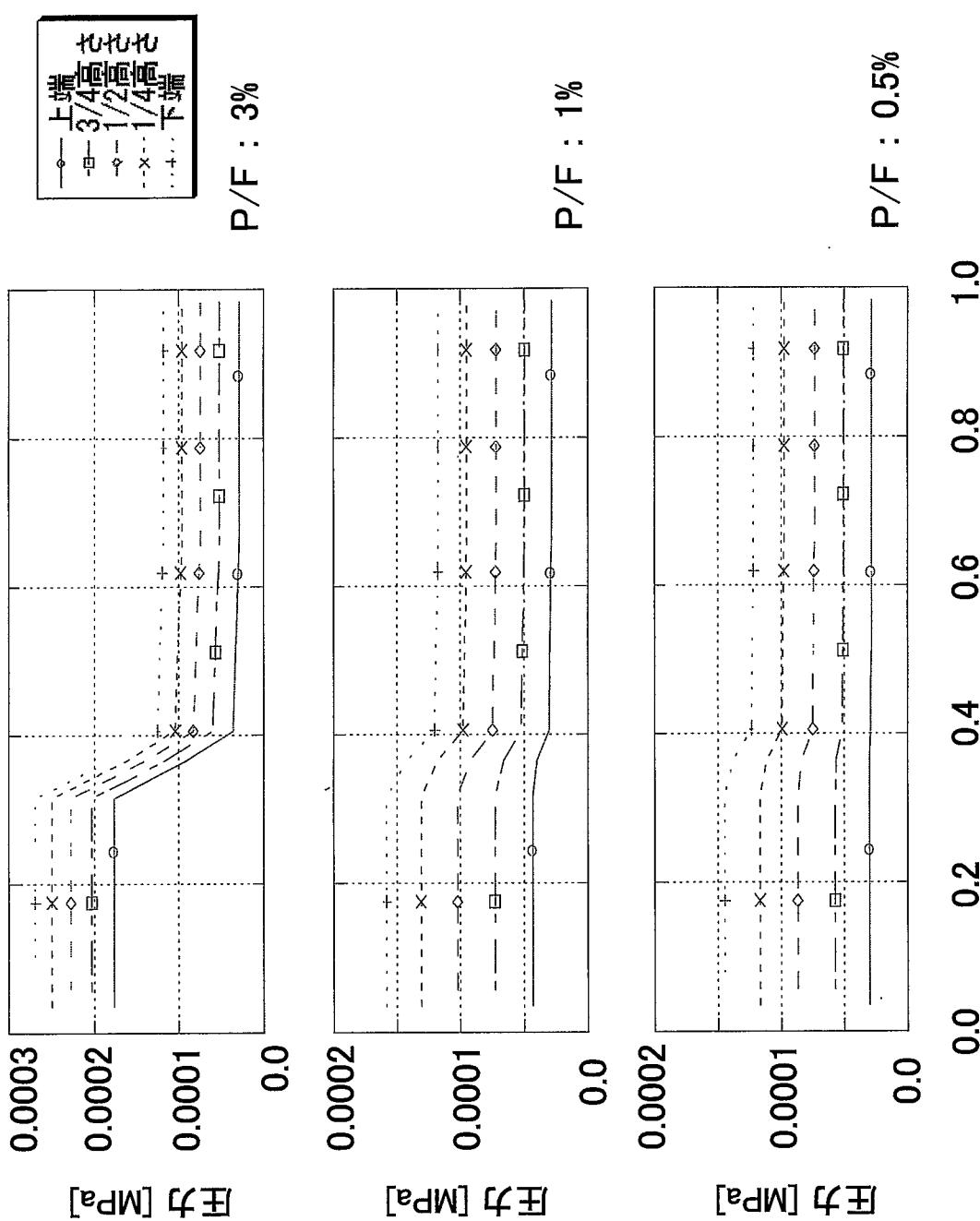
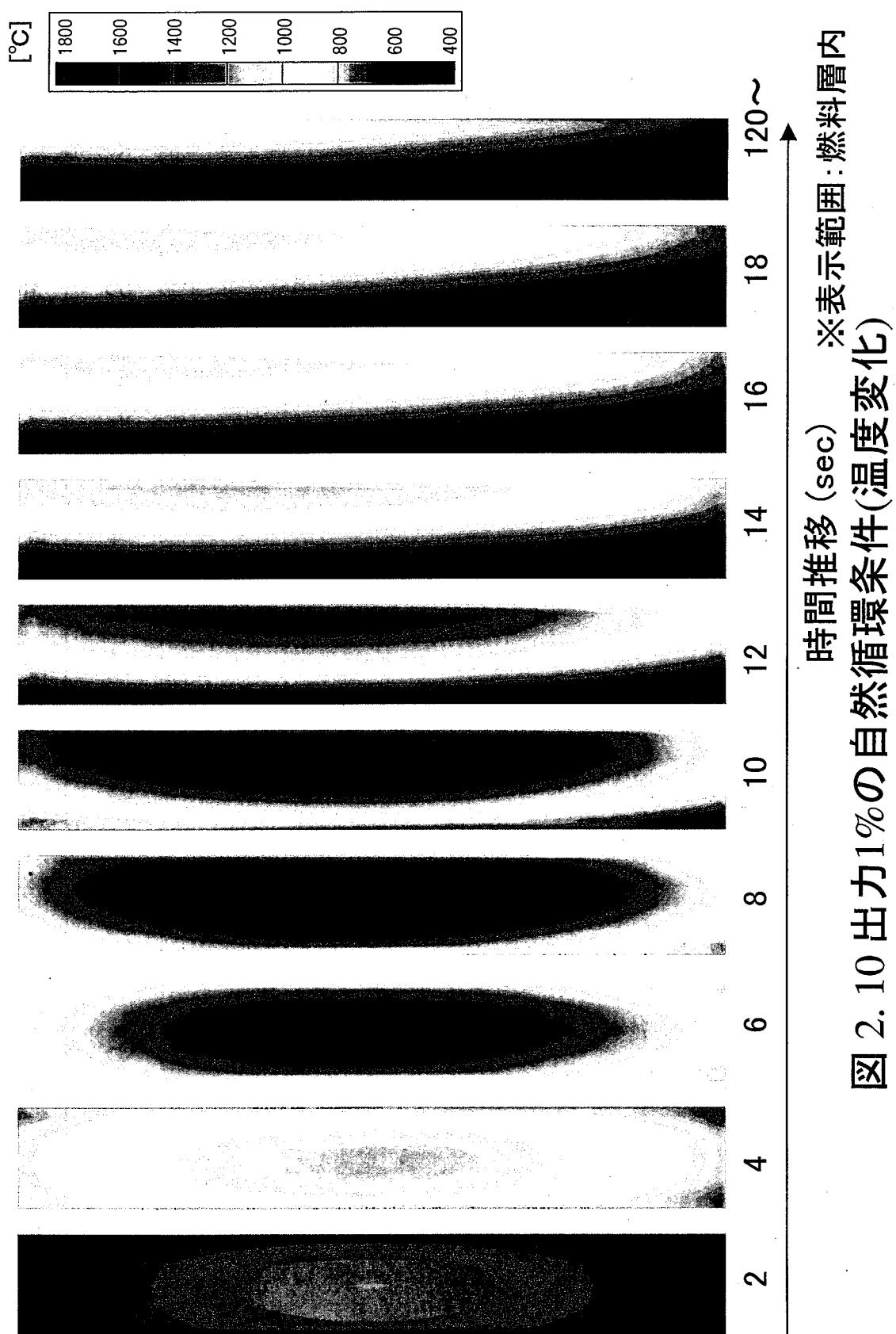
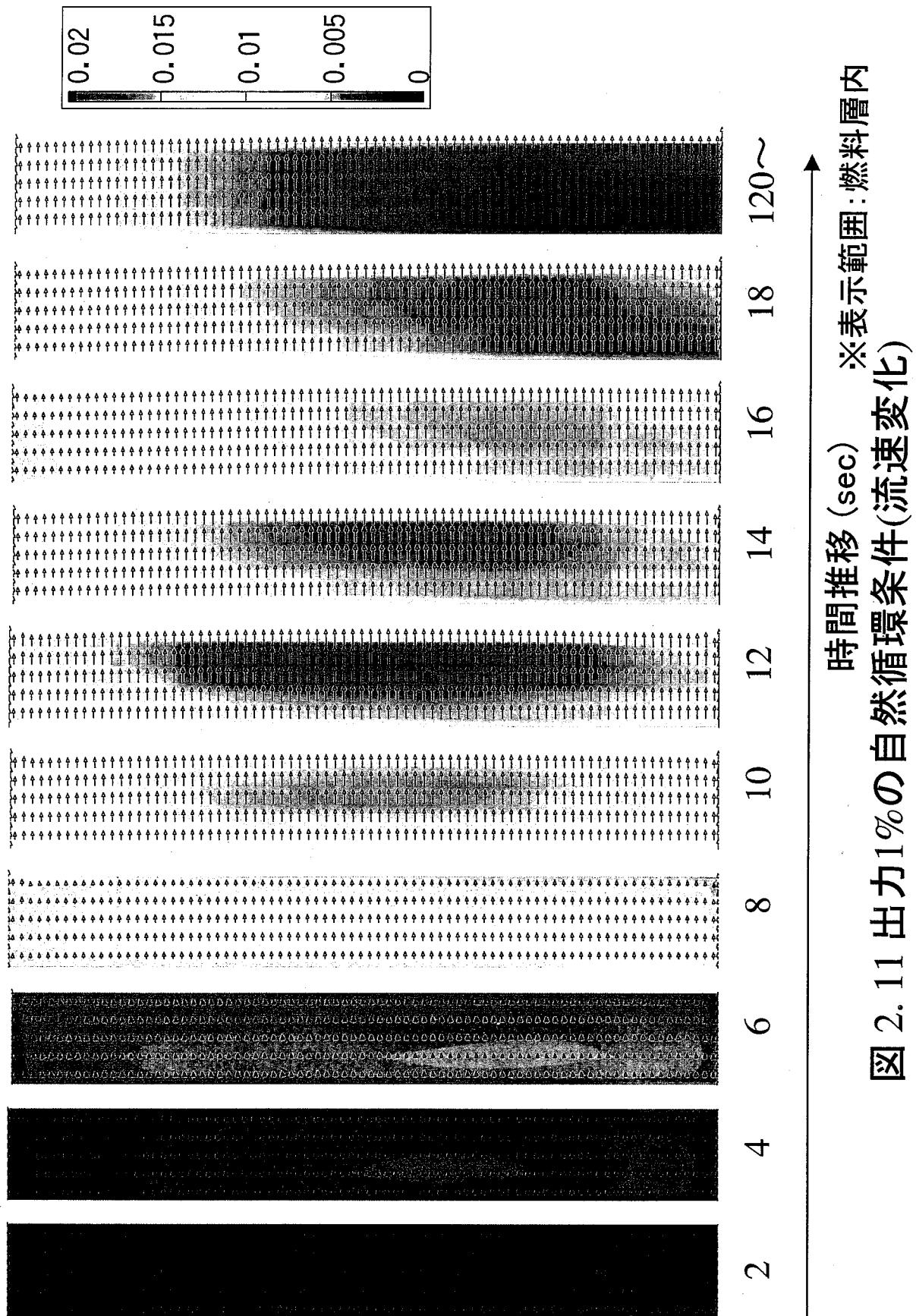


図 2.8 低出力低流量条件一 流速分布一

ケース2 ケース3 ケース4
流速ベクトル・合成流速コンター図







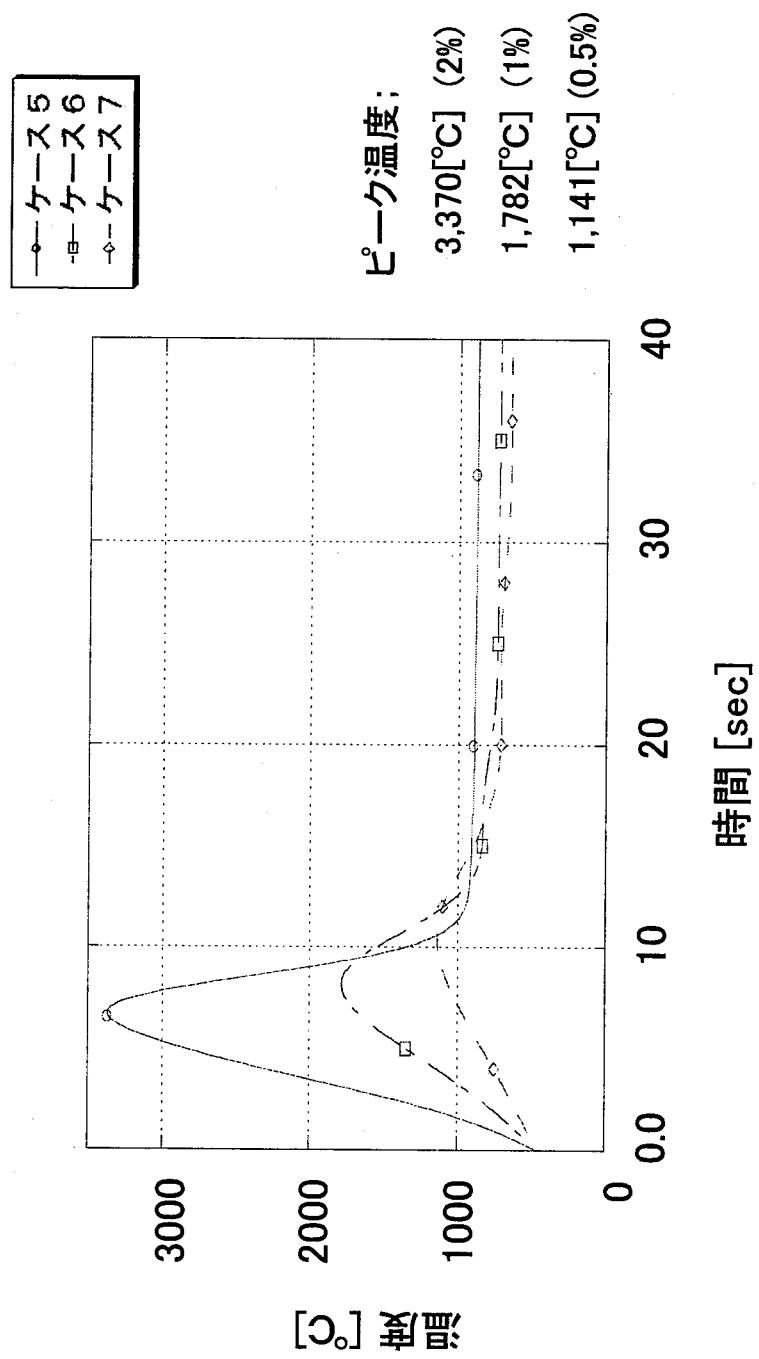


図 2.12 自然循環における温度時系列挙動

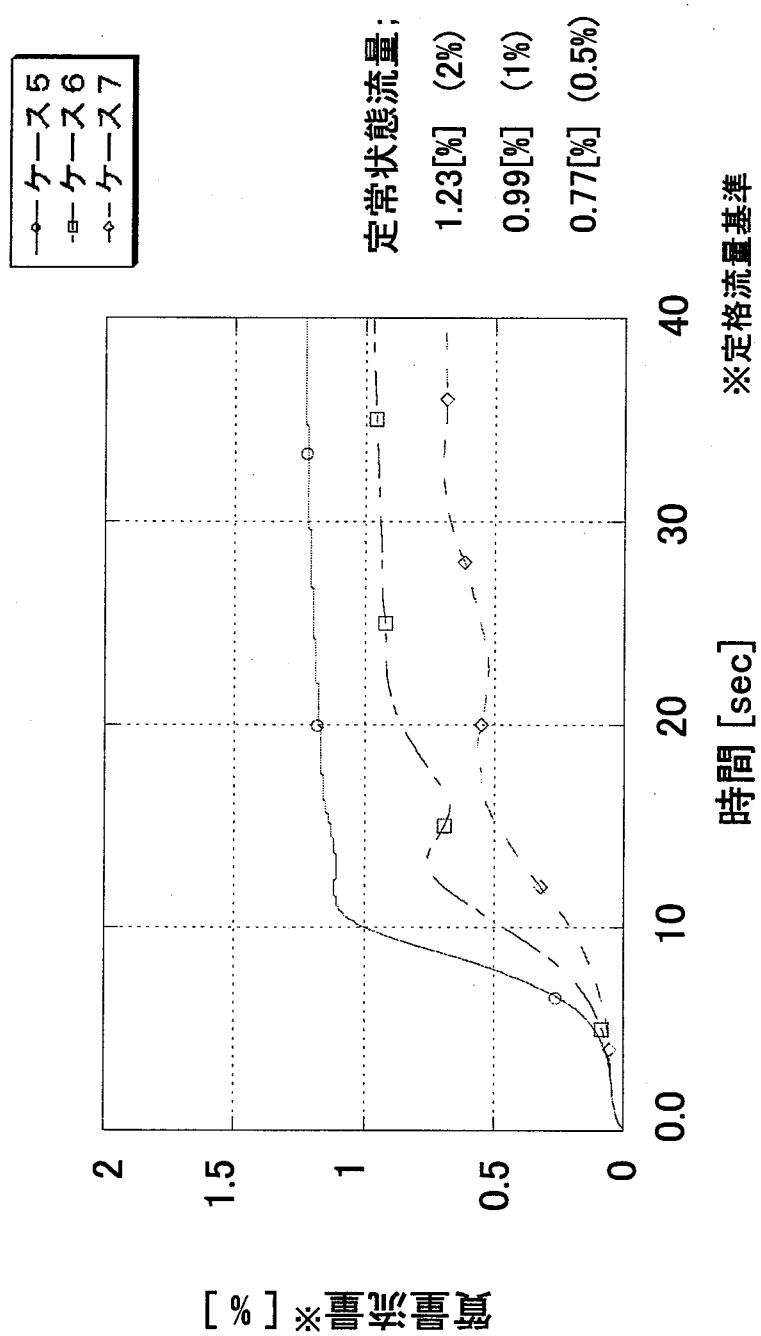


図 2.13 自然循環における流量時系列挙動

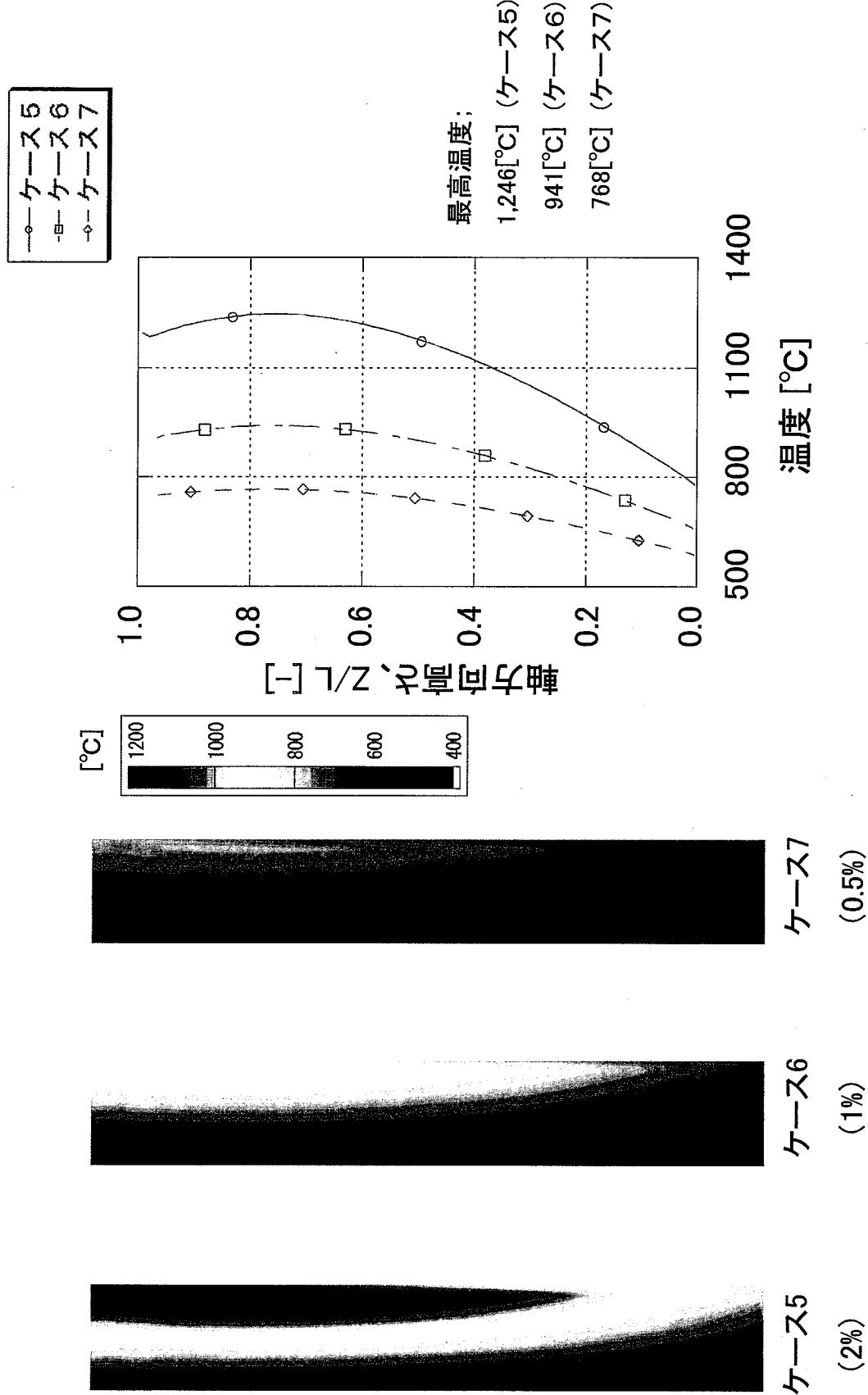


図 2.14 自然循環における定常温度分布

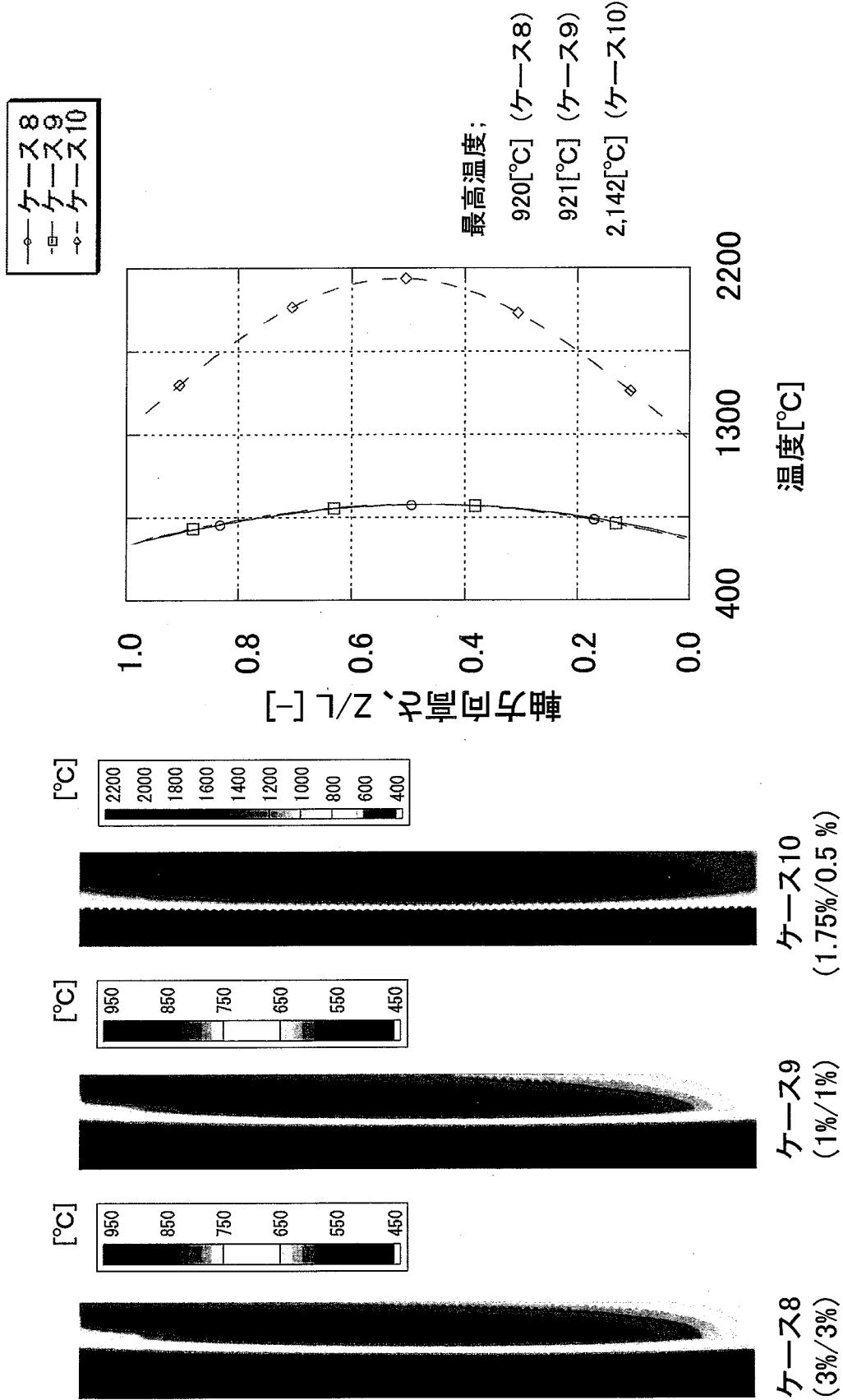


図 2.15 減圧時条件一温度分布—

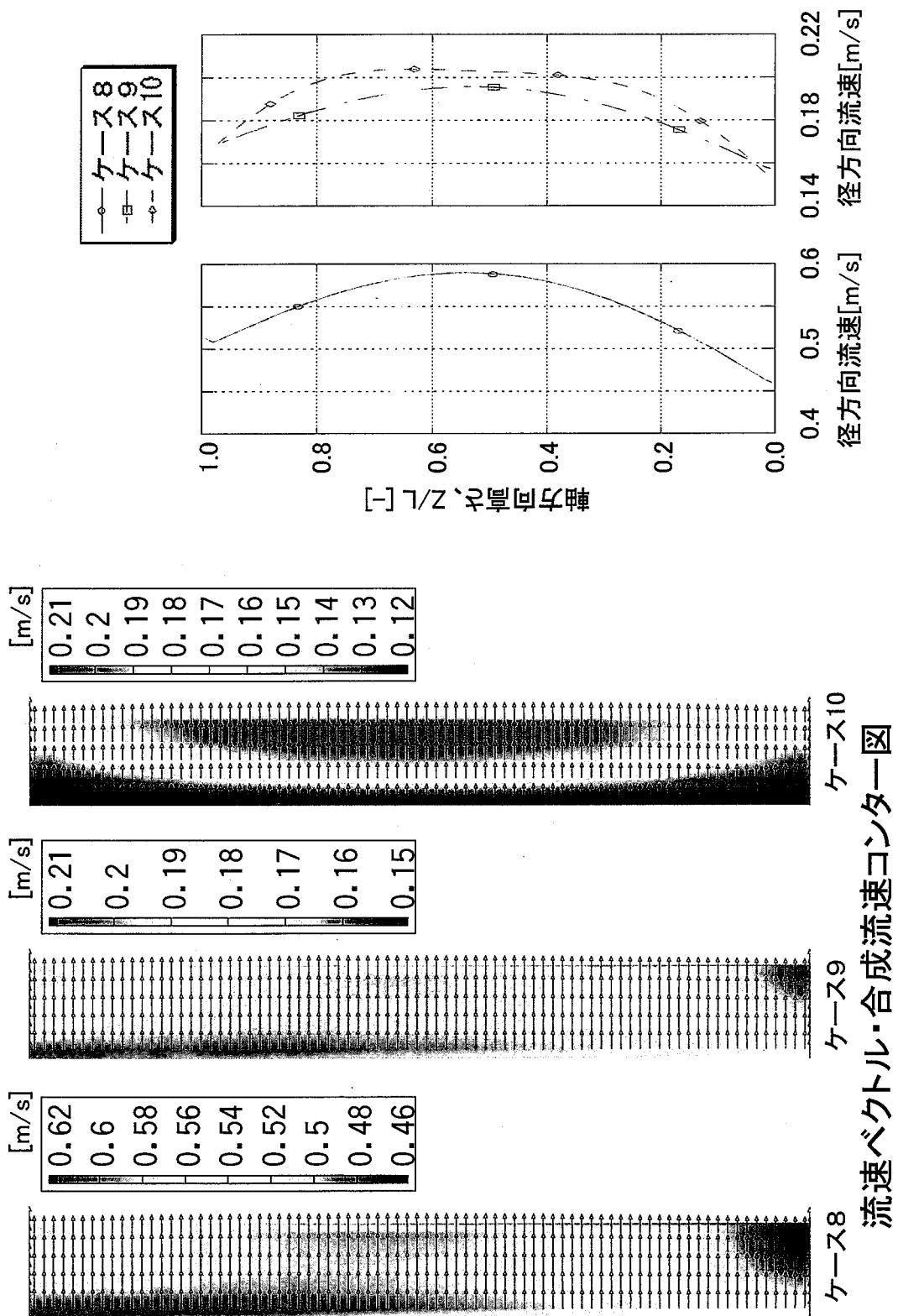


図 2.16 減圧時条件一流速分布一

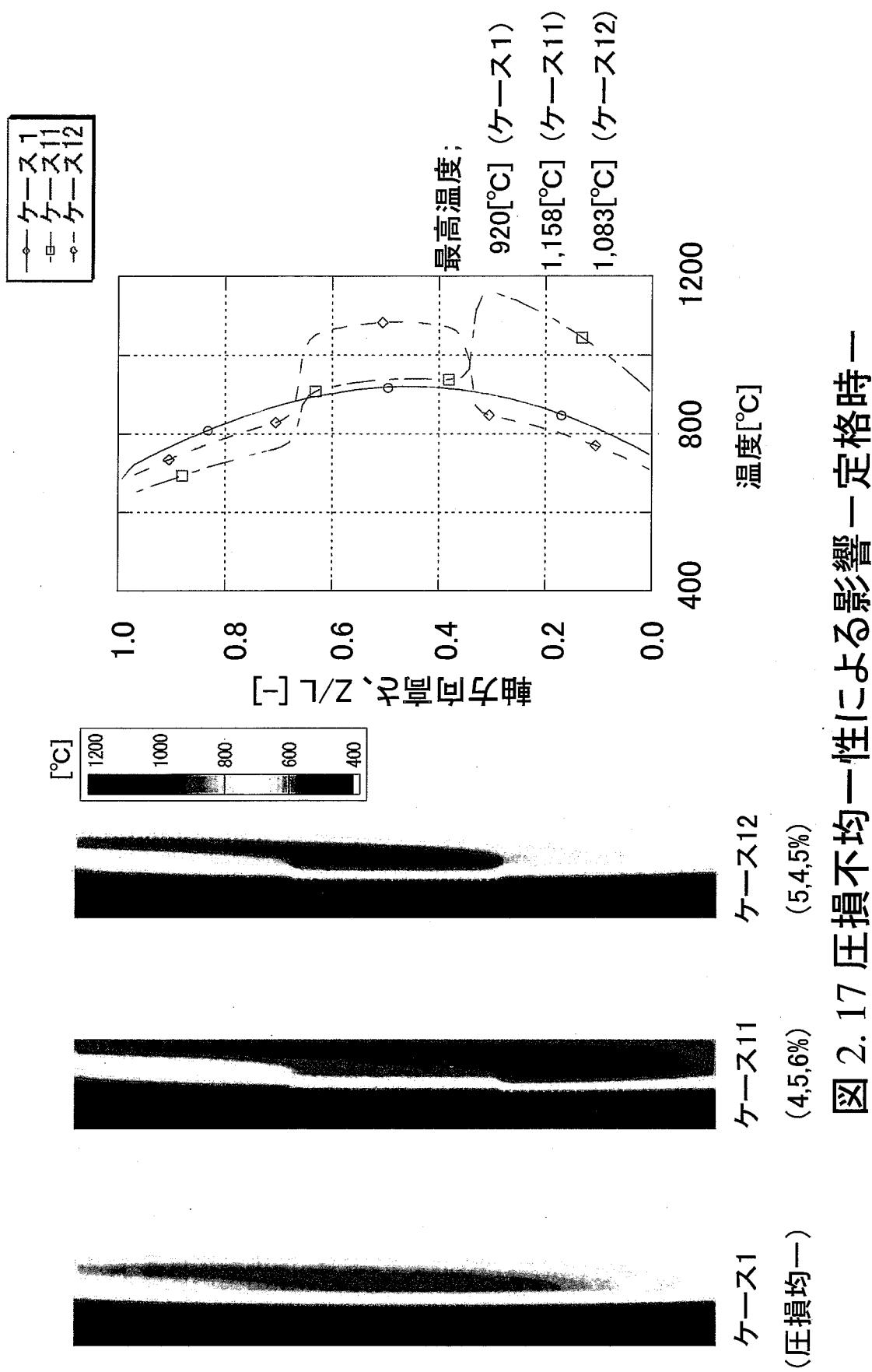


図 2. 17 圧損不均一性による影響—一定格時—

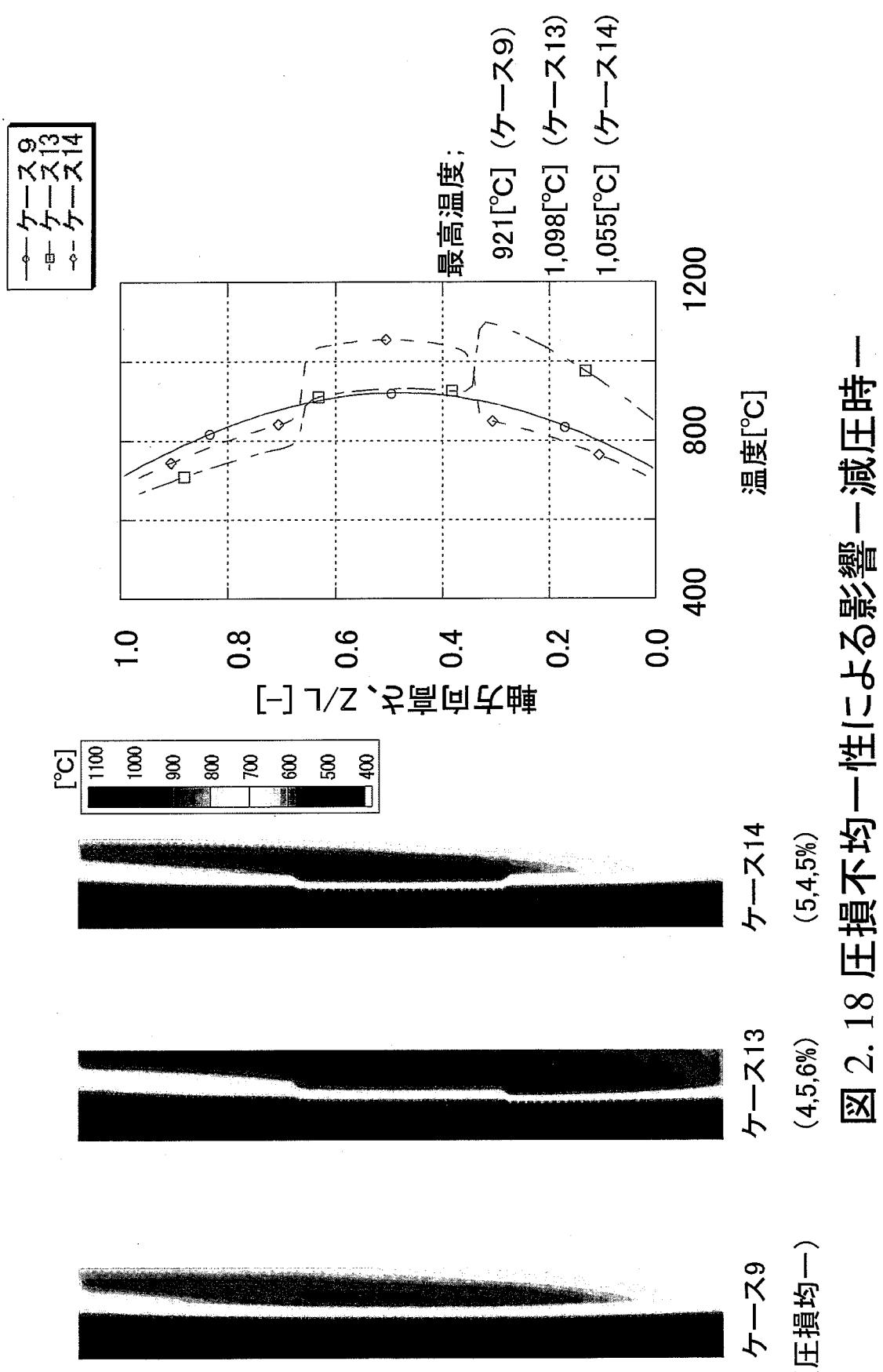


図 2.18 圧損不均一性による影響—減圧時—

(圧損均一)

第3章 崩壊熱除去特性解析評価

炭酸ガス冷却高速増殖炉 EGCR を対象として、全電源喪失事故時の一次系冷却材自然循環、および SG 水／蒸気系の貯水タンクからの重力落下強制通水による崩壊熱除去事象の動特性解析を行い、除熱の成立性を検討・評価する。

3.1 評価対象

炭酸ガス冷却高速炉 EGCR⁽³⁻¹⁾を評価対象とする。表 3.1.1 に解析対象主要目を、図 3.1.1 に EGCR 概念図を示す。なお現状では、EGCR の崩壊熱除去系二次系以降に関する公開設計データが無いため、本検討において仕様を暫定した。

3.2 解析条件

3.2.1 解析範囲

原子炉容器内構造物、一次主冷却系および崩壊熱除去系を解析対象とする。また、炉心定格運転状態から事故事象へ至る過渡時については、ANS 標準の崩壊熱曲線より崩壊熱を求めることとする。以下に模擬対象別にモデル化の要点を述べる（図 3.2.1 参照）。

(1) 燃料集合体

燃料集合体は、炉心流量配分を決定するためのノミナルな発熱量を与える平均チャンネルモデルと、ホットテストチャンネルを模擬するために径方向ピーキング係数および工学的安全係数を考慮した発熱量を与えるホットチャンネルモデルからなる。平均チャンネルモデルは、径方向の出力分布を考慮するため燃料炉心領域を 3 つに分けた各々の領域に対応する 3 チャンネル、およびプランケット集合体を模擬する 1 チャンネルの計 4 チャンネルからなる。これら平均チャンネルに対して、連続の式およびベルヌーイの式を連立させた一次元多チャンネル計算により流量配分を計算する。一方、ホットチャンネルは燃料炉心 3 領域個々に対して設定している。当モデルでは、中心領域のホットチャンネルが最高温度チャンネルに該当する。ホットチャンネルの流量は、平均チャンネルの流量配分により決定した炉心出入り口差圧と、ホットチャンネルの圧力損失が均衡するように求められる。

(2) 蒸気発生器（以下 SG）

SG 伝熱管の熱容量を考慮し、水／蒸気の熱物性値を近似式により模擬することにより SG 隔離中以外の過渡時における熱交換を考慮する。

(3) ガス循環機

強制循環流量を境界条件として与え、ガス循環機内の圧力損失を考慮する。但し、ガス循環機の動特性を陽に模擬することはしない。

(4) 水／蒸気系

SG を模擬する。水／蒸気系流量は入力により指定することとする。

3.2.2 使用解析コード

本検討においては、ガス冷却高速炉用核熱結合炉心動特性コード MR-X⁽³⁻²⁾を使用する。当コードは、ピン燃料を用いるガス冷却型高速炉を対象として定常および非定常状態における原子炉内温度分布、炉心チャンネル（燃料集合体）流量配分および原子炉出力を求める核熱結合の炉心動特性解析コードである。

核的には、炉心を1点近似モデルで模擬し、原子炉出力は1点近似動特性方程式に従うものとする。反応度補償としては、ドップラ効果、制御棒挿入効果等を考慮できる。炉心への外乱は、制御棒引抜き等による反応度外乱、原子炉圧力の変動、送風機停止等による強制循環流量および冷却材入口温度の変動を扱うことができる。

3.2.3 工学的安全係数

炉心主要諸元の誤差に起因するホットスポットの燃料被覆管肉厚中心温度を評価する。ここでは、電気出力 300MWe のヘリウムガス冷却高速炉に対する既往誤差評価データー⁽³⁻³⁾を参照し、前節の暫定諸元素の解析結果に適用する。表 3.2.1 に誤差要因および工学的安全係数を示す。工学的安全係数はサブチャンネル内のバルク温度上昇、境膜温度差、および被覆管肉厚部温度上昇に対し、それぞれ F_b 、 F_f および F_{cl} が定められる。誤差要因は統計誤差および累積誤差に分類される⁽³⁻³⁾。統計誤差は寸法公差等ランダムに増減方向にふれる誤差であり、その誤差因子 f_{sij} を加算することにより全統計誤差 F_{si} が求まる。すなわち、

$$F_{si} = 1 + \sqrt{\sum_j (f_{sij} - 1)^2} \quad (3.2.2.1)$$

ここで、 i は工学的安全係数の種類 b,f および cl であり、 j は因子を表す。

一方、累積誤差は炉心入口温度やピーピング等全炉心に影響を及ぼす誤差であり、全累積誤差 F_{ci} は、その因子 f_{cij} を乗算することで求められる。

$$F_{ci} = \prod_j f_{cij} \quad (3.2.2.2)$$

そして、 i に対する工学的安全係数 F_i は次式で与えられる。

$$F_i = F_{si} \cdot F_{ci} \quad (3.2.2.3)$$

さらに本解析では、安全係数を出力に関わる因子とそれ以外の因子に分けた。表中の斜体文字が出力に関わる因子である。出力に関わる安全係数は、サブチャンネル内の冷却材温度上昇、境膜温度差および燃料被覆管表面-中心温度差に対して異なる値を持つ項目もあるが、ここでは三者の最大値を基に算定する。その結果求められた出力に対する安全係数は 1.09 である。ホットテストチャンネルを代表する燃料の発熱率には、安全係数 1.09 に加えて局所効果による出力ピーキング係数 1.3 を乗じて解析を実施する。従って、ホットテストチャンネルの出力は $1.3 \times 1.09 = 1.42$ 倍した条件にて解析を実施する。さらに、燃料ペレットおよび被覆管の最高温度は、得られた解析結果の冷却材温度上昇、境膜温度差および燃料被覆管表面-中心温度差に対して、出力以外の安全係数として、それぞれ 1.030、1.152 および 1.020 を乗じて評価する。

3.2.4 解析モデル

3.2.4.1 炉心部（伝熱流動相関式の組込・検証）

燃料炉心部を一次元多チャンネルモデルとし、代表する集合体モデルを 3 種類設けて集合体発熱量の炉心径方向分布を考慮した。また、プランケット集合体を模擬するチャンネルを付加した。さらに、先の工学的安全係数を発熱量に加味したホットテストピンを模擬するための最高温度サブチャンネルを組み込んだ。炉心モデルの軸方向分割数はガスプレナム 1、下部プランケット 4、発熱部 14 および上部プランケット 4 とした。

炉心部の圧力損失および伝熱相関式には機構にて検証を行い選定したもの用いた⁽³⁻⁴⁾。表 3.2.2 に炉心摩擦損失相関式の一覧を、表 3.2.3 に炉心伝熱相関式の一覧を示す。詳細については参考文献(3-4)を参照願いたい。

3.2.4.2 熱交換器部

(1) SG および補助炉心冷却器

① 脊側 1 次系

a. 圧力損失相関式

当熱交換器の脊側直交流に対して、HEDH⁽³⁻⁵⁾の千鳥配列管群直交流の圧力損失相関式を適用する。すなわち、

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho}{2} u_{\max}^2$$

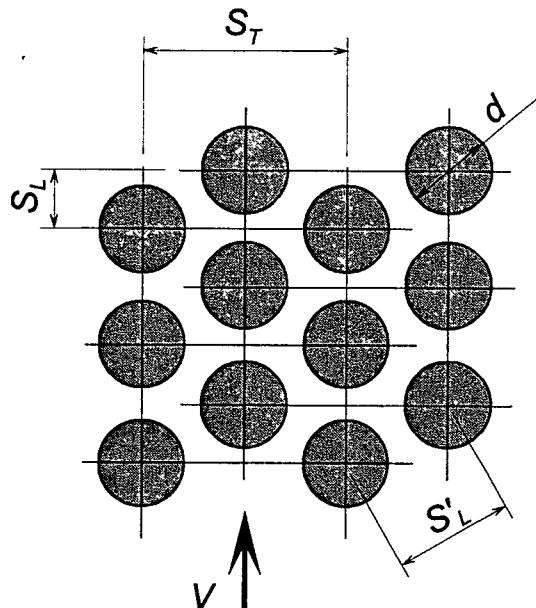
(3.2.3.1)

ここで、

 ζ : 壓力損失係数

$$\zeta = N_t Eu$$

(3.2.3.2)

 ρ : 流体密度 N_t : 管列数

Eu : Euler 数

$$7000 < Re$$

$$Eu = 5.2 \left(\frac{1}{S_T/d - 1} \right)^{0.25} Re^{-0.29}$$

(3.2.3.3)

$$Re \leq 7000$$

$$Eu = 1.42 \left(\frac{1}{S_T/d - 1} \right)^{0.33} Re^{-0.15} \quad (3.2.3.4)$$

Re : Reynolds 数

$$Re = \frac{u_{\max} d}{\nu} \quad (3.2.3.5)$$

 u_{\max} : 最大流速

$$u_{\max} = \frac{S_T}{2(S'_L - d)} V \quad (3.2.3.6)$$

V : 管群が無い場合の見かけの流速

d, S_T, S_L, S'_L : 前頁の図参照

である。EGCR では、SG および補助炉心冷却器は共に、 d, S_T, S_L ならびに S'_L はそれぞれ、24.0、51.5、25.75 および 36.4mm である。また、伝熱管肉厚 t は 2.2mm である。

b. 伝熱相関式

管外表面熱伝達率は次式で定義される。

$$\alpha = \text{Nu} \frac{\lambda}{d} \quad (3.2.3.7)$$

ここで、

レイノルズ数 1000 以上の領域では管群直交流の相関式を、1000 以下の領域については管群に対して整理・検証された相関式が無いため円柱直交流の相関式を用いることとする⁽³⁻⁶⁾。なお本解析対象において、レイノルズ数が 1000 以下となるのは減圧事故と自然循環崩壊熱除去の重ね合わせ事象のみである。

Nu : Nusselt 数

$$2 < S_T / S_L, 1000 < \text{Re} < 2.0 \times 10^5$$

$$\text{Nu}_t = 0.40 \text{Re}^{0.60} \text{Pr}^{0.36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0.25} \quad (3.2.3.8)$$

$40 < \text{Re}$

$$\text{Nu}_t = 0.51 \text{Re}^{0.50} \text{Pr}^{0.37} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0.25} \quad (3.2.3.9)$$

$\text{Re} \leq 40$

$$\text{Nu}_t = 0.75 \text{Re}^{0.40} \text{Pr}^{0.37} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0.25} \quad (3.2.3.10)$$

$$\text{Nu} = \max[4.36, \text{Nu}_t] \quad (3.2.3.11)$$

Pr : Prandtl 数

λ : 流体の熱伝導率

d : 伝熱管外径

添字

w : 壁面（管外面）における値

である。

② 管側 2 次系

a. 圧力損失相関式

円管内流の摩擦損失相関式として、層流の理論解および Blasius の式を適用する。すなわち、

$$\Delta P = f \frac{L}{d_i} \frac{\rho}{2} u^2 \quad (3.2.3.12)$$

ここで、

f : 摩擦損失係数

$$f_t = 0.3164 \text{Re}^{-0.25} \quad (3.2.3.13)$$

$$f_l = 64/\text{Re} \quad (3.2.3.14)$$

$$f = \max[f_t, f_l] \quad (3.2.3.15)$$

L : 流路長

u : 管内流速

d_i : 管内径

である。EGCR の SG における d_i は 19.6 である。

b. 伝熱相関式

層流 Nusselt 数の理論解および円管内の流れに対する Dittus-Boelter の相関式を用いる。すなわち、

$$\alpha = \text{Nu} \frac{\lambda}{d_i} \quad (3.2.3.16)$$

ここで、

Nu : Nusselt 数

$$\text{Nu}_t = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (3.2.3.17)$$

$$\text{Nu} = \max[4.36, \text{Nu}_t] \quad (3.2.3.11)$$

d_i : 伝熱管内径

である。

c. SG 水側温度の取扱

定格運転時（定常時）の SG 内温度分布は、一次側冷却材である炭酸ガスの SG 出口温度が炉心入口温度と一致するように指定値として与えた。SG 内水／蒸気系の加熱による熱計算は熱過渡と同時に開始した。この時、水／蒸気系の流量は一次系と同じ半減時間 5 秒にてコーストダウンさせた。なお、水／蒸気の熱物性は付録の近似式により模擬した。水／蒸気系ブロー中は、SG は隔離されるものとし、水／蒸気と伝熱管との間を断熱とした。ただし、SG 隔離中も伝熱管外面と一次冷却材との熱交換は考慮した。すなわち、SG 隔離中も伝熱管の熱容量は除熱（蓄熱）源として有効となるモデルとした。SG 内の水／蒸気は、再通水開始を境に前後の圧力を 20.0MPa および 0.1MPa として物性値を切り替えた。SG ブロー中における蒸気の断熱膨張と温度低下およびこれに伴う除熱効果は保守的に無視した。

3.2.4.3 ガス循環機

設計データに基づき、定格時に 0.17MPa の圧力損失が発生する圧力損失係数を与え、熱過渡中も圧力損失係数は一定と仮定し、流速の 2 乗にて圧力損失を求めるようにモデル化した。

3.3 解析事象と判断基準

3.3.1 解析事象

全交流電源喪失時の定格運転状態からスクラム、自然循環状態に至る熱過渡事象を解析する。定格状態は、SG 二次側の温度を指定し、一次系内の温度分布を求める。

ガス循環機トリップから自然循環に至るシーケンスおよび解析条件は次の通りとする。

- 0.0 秒 : ガス循環機トリップ、流量半減時間 5 秒（一次・二次系とも同じ半減時間を適用）
- 1.5 秒 : 原子炉スクラム
- t_1 秒 : SG 隔離（水／蒸気系との熱交換停止）
- t_2 秒 : SG 再通水開始

なお SG 再通水開始後の注水流量は、 1000 m^3 の貯水タンクの水を 24 時間で使い切るものとして、 11.6 l/s の強制通水流量を与えた。また注水温度は 40°C とした。なお、注水流量を倍および半分の 23.2 l/s と 5.8 l/s の場合についても計算を行い、崩壊熱除去挙動への影響を検討する。

3.3.2 判断基準

燃料ペレット最高温度の制限目安は融点の 2650°C とする。また、燃料被覆管最高温度は定格時 830°C 、設計基準事象に対して 900°C 、および設計基準外事象は暫定 1200°C を安全性成立の制限目安とする。

3.3.3 解析ケース

表 3.3.1 に解析ケースの一覧を示す。

3.4 解析結果と考察

3.4.1 定格運転状態

図 3.4.1 に工学的安全係数を反映した定格運転時の燃料ピン軸方向温度分布を示す。燃料ペレット中心および被覆管肉厚中心とともに十分な余裕をもって制限目安温度を満足している。なお当解析における炉心部の圧力損失は 0.43 MPa 、SG 伝熱管部の圧力損失は 0.12 MPa であった。

3.4.2 SG 再通水開始時間 t_2 のパラメーター解析 (Case-1~4)

解析結果を以下の図に示す。なお図中凡例の説明は本文 3 章の後を参照方。

図 3.4.2 炉内熱過渡挙動 : Case-1, $t_1=30\text{s}$, $t_2=1200\text{s}$

図 3.4.3 ホット、平均およびプランケット被覆管最高温度履歴 : Case-1, $t_1=30\text{s}$, $t_2=1200\text{s}$

図 3.4.4 炉内熱過渡挙動 : Case-2, $t_1=30\text{s}$, $t_2=1800\text{s}$

図 3.4.5 ホット、平均およびブランケット被覆管最高温度履歴 : Case-2, t1=30s, t2=1800s

図 3.4.6 炉内熱過渡挙動 : Case-3, t1=30s, t2=3600s

図 3.4.7 ホット、平均およびブランケット被覆管最高温度履歴 : Case-3, t1=30s, t2=3600

図 3.4.8 炉内熱過渡挙動 : Case-4, t1=30s, t2=5400s

図 3.4.9 ホット、平均およびブランケット被覆管最高温度履歴 : Case-4, t1=30s, t2=5400s

図 3.4.10 熱過渡時熱収支および SG 出入り口温度 : Case-4, t1=30s, t2=5400s

図 3.4.11 熱過渡時熱収支および SG 出入り口温度 : Case-1, t1=30s, t2=1200s

図 3.4.3 および図 3.4.5において再通水時に流量が一時的に極大値を示すのは、伝熱管下部が水に満たされて、SG 下部の一次系冷却材も温度が低下し、自然循環ヘッドが増すためである。この後、炉心部も急冷されるため自然循環ヘッドおよび流量は減少する。一方、Case-3 および 4 (図 3.4.7 および図 3.4.9 参照) においては、隔離時間の長期化により SG が加熱され、再通水後 SG 下部が水で満たされるまでに時間がかかるためである。ちなみに、SG 最下部のメッシュが再通水後に 100°C に達するまでに要する時間は、Case-2 および 4 において、それぞれ約 440 秒および約 2000 秒である。

Case-4 (図 3.4.8(b)参照) の結果において、燃料被覆管ピーク温度 907°C は 6020s にて発生している。燃料被覆管制限目安温度 900°C を越える時刻は約 5700s である。ピーク温度が制限目安を 7°C 上回っているが、再通水直前の燃料被覆管最高温度の上昇率は 0.066°C/s であることから、再通水を 110s 前倒し 5290s (88min) に開始すれば当計算モデルにおいて制限目安は満足できるものと内挿される。なお、図 3.4.8(b)において、ガスバルク温度が 3000s 付近で大きく変化している理由は次の通りである。図の冷却材バルク温度は炉心内の燃料被覆管最高温度を呈した被覆管温度計算点に接する冷却材の温度計算点の値を抽出しており、冷却材バルク温度の最高値をトレースしているのではない。従って、燃料被覆管最高温度を呈する位置 (ピン) が変わると、冷却材バルク温度の参照位置もそれに従属して変わるために、冷却材バルク温度のプロットが大きく変化することともあり得る。着目中の図では、約 3000 秒を境に燃料被覆管最高温度を示す燃料ピンが異なっている。すなわち、2860 秒においては、ホットテストチャンネルの被覆管が最高温度を示し、3040 秒においては径方向ブランケットの被覆管が最高温度を示している。ブランケットチャンネルはホットテストチャンネルや平均チャンネルよりも流量が少なく、ピン表面熱流束も低いために冷却材バルク温度は高い。従って、3000 秒を境とした冷却材バルク温度曲線の急激な変化は、参照燃料ピンすなわち参照チャンネルが異なるために生じたものであ

る。この点を明らかにするために、図 3.4.9 にホットテストチャンネル、平均チャンネルおよび径方向プランケットの温度挙動を個別にプロットして示す。図において、プランケットの被覆管温度が一時的にホットテストチャンネル被覆管温度を越えている。この原因は以下による。

- 1) ドライバー燃料ピンにはリブがあり、フローコーストダウンにともなうレイノルズ数低下により、リブの効果がなくなり、摩擦損失係数の値はほぼ半減する。
- 2) プランケットにはリブがないので、流量減による摩擦損失係数の低下は無い。
- 3) 逆に、プランケットピンはドライバーピンよりも P/D が小さく、従って水力等価直径も小さいため、ドライバー燃料が乱流／遷移域にあってもプランケットは遷移／層流域にあり、流量の低下は摩擦損失係数の増加をもたらす。

参考までに、Case-1 の過渡初期の有効発熱部上端における摩擦損失係数の比（プランケットチャンネル／平均チャンネル）の変化を以下に示す。

時刻(s) 摩擦損失係数比

0	0.44
18	1.28
36	1.46
47	2.64
56	3.16
70	4.26
88	7.14

上記の通り、流量減によりプランケットチャンネルの摩擦損失係数が相対的に大きくなるため、プランケットチャンネルと平均チャンネルの流量配分比は定格時よりも小さくなり、結果としてプランケットチャンネルの温度は高くなる。継いで、図において、平均チャンネルとホットチャンネルのバルク温度はほとんど同じであり、発熱差分に対応した温度差が出ない原因について述べる。これは、ホットチャンネルの流量が平均チャンネルよりも大きくなっているためである。すなわち、平均-ホットテストチャンネルの間で流量再配分が生じている。なお、流体の熱伝達率は流速 (Reynolds 数) の 0.8 乗に比例するため、流量差による熱伝達率の差が、ホットチャンネルと平均チャンネルの熱流束差を補い、境膜温度

差が同じになることは無い。当事象においては、炉内が加圧されていること、ガスの混合平均温度がそれほど高くないこと、実際にホットチャンネルに流量再配分により平均チャンネルよりも高い自然循環流量が確保されていることを勘案すると、粘性増大→摩擦損失増大→温度上昇→粘性増大の悪循環は生じていないと判断できる。レイノルズ数が 1000 以下になるとレイノルズ数の低下、すなわち粘性係数の増大に対する摩擦損失係数の増大が顕著となり、上記悪循環を生じ易くなるものと考えられる。一方当解析においては、過渡開始一時間時点の平均チャンネルのレイノルズ数は 4000 程度以上であり温度上昇による粘性係数増大の効果が流量再配分を抑制しない結果になったものと考えられる。

次に、全解析ケースの代表として Case-4 の熱収支過渡挙動に着目する（図 3.4.10 参照）。SG が隔離されている 30s～5400s 間においては水蒸気系への除熱量は 0 である。しかしながら SG 伝熱管の熱容量が大きいため、スクラム後 100s から再通水開始 5400s の間において崩壊熱の約 70% の除熱に寄与し続けている。その結果、SG 伝熱管が一次系内の実質的な温度境界条件となり、伝熱管の温度上昇に従ってコールドレグ温度および炉心等系内の温度が順次上昇する。ちなみに伝熱管の重量は約 1050t である。再通水開始の 5400s 以後は、水／蒸気系によりそのエンタルピー上昇と質量流量の積に該当する熱量が除去される。一方、伝熱管が冷却された結果、一次冷却材から伝熱管への除熱量は増加し崩壊熱量を上回るため、コールドレグおよび一次系内の温度は急激に下降する。再通水後の除熱は、水が蒸発する SG 下部において支配的になれる。SG 隔離時間が最も短い Case-1 についても隔離中の伝熱管による除熱への寄与、および再通水後は炉心温度が単調に低下する挙動は基本的に Case-4 と同じである（図 3.4.11 参照）。

3.4.3 SG 隔離開始時間 t_1 のパラメーター解析（Case-4～6）

SG 再通水開始時間をパラメーターとした場合の解析結果を以下の図に示す。

図 3.4.12 炉内熱過渡挙動：Case-5, $t_1=3s$, $t_2=5400s$

図 3.4.13 ホット、平均およびプランケット被覆管最高温度履歴：Case-5, $t_1=3s$, $t_2=5400s$

図 3.4.14 熱過渡時熱収支および SG 出入り口温度：Case-5, $t_1=3s$, $t_2=5400s$

図 3.4.15 炉内熱過渡挙動：Case-6, $t_1=600s$, $t_2=5400s$

図 3.4.16 ホット、平均およびプランケット被覆管最高温度履歴：Case-6, $t_1=600s$, $t_2=5400s$

図 3.4.17 熱過渡時熱収支および SG 出入り口温度：Case-6, $t_1=600s$, $t_2=5400s$

図 3.4.18 炉内一巡自然循環流量に関わる冷却材密度分布：Case-6, $t_1=600s$,

t2=5400s

図 3.4.19 浮力ヘッド、流量等の熱過渡挙動：Case-6, t1=600s, t2=5400s

SG 隔離開始時刻 t_1 が早まるにつれて SG 隔離中の被覆管および伝熱管出口（SG 上部）の温度、すなわち一次系内の温度が高めに推移する（図 3.4.12 と図 3.4.15、図 3.4.13 と図 3.4.16 を比較参照）。燃料被覆管ピーク温度および熱過渡挙動については t_1 による影響は再通水開始時刻 t_2 ほど大きな影響は無い。

ここで、再通水後にホット・コールドレグ温度差が大きくなっているにも関わらず自然循環流量が減少している原因について述べる。図 3.4.18 に示すように再通水直前の 5378sにおいては、炉心発熱部から上部における温度が同じ高さ位置における SG 内の温度よりも高温であるため、冷却材密度は炉心側が SG 側よりも小さく、正の浮力ヘッドが大きい。一方、再通水後の 13400sにおいては、隔離中に加熱された SG の伝熱管が上部において ($z > 8000\text{mm}$) 冷め切らず、炉心を通過し SG に流入する冷却材を加熱する状況が生じている。このため、 $z > 8000\text{mm}$ においては負の浮力ヘッドが生じ、一次系下部領域 ($z < 8000\text{mm}$) の正の浮力ヘッドを打ち消している。その結果、一次系全体の正の浮力ヘッドが小さくなり、自然循環流量も小さくなる。この状況は、図 3.4.19 に示した、一次系一巡浮力ヘッドの履歴にも明確に現れており、再通水開始時刻 5400s を境にヘッドが減少していることがわかる。これは、1)SG の伝熱管熱容量が炉心と比較して大きいために、再通水後は SG 上部の伝熱管の温度低下が炉心よりも遅れること、2)SG の入口が炉心発熱部よりも低い位置にあり、かつ再通水後の除熱は SG 下部における水の沸騰により行われるため、炉心側-SG 側の伝熱中心差が小さくなることに原因がある。なお、例えば図 3.4.16 に示す Case-6 の 8181、9981 および 12770 秒のように、再通水後の過渡挙動において燃料被覆管温度およびバルク温度が階段状に低下する傾向が見られる。これは、水で満たされる SG 水／蒸気側の計算セルが 1 メッシュ上方に進行する際に、除熱量および自然循環ヘッドが一時的に急増するために一次系流量が増加し炉心部を冷やす結果生じている。しかしながら、一旦炉心が急冷されると再び自然循環ヘッドは減少し、一巡流量も低下するため炉内温度の降下は再び緩慢となる。

再通水時の伝熱管最高温度は隔離時間が長い点で最も厳しい条件の Case-5において 700°C を越えており、伝熱管は外圧による圧縮応力が作用する環境下にあるとは言え、設計においては構造健全性への影響を評価すべきである。

3.4.4 SG 隔離中の保有水／蒸気の除熱寄与

当解析モデルでは、SG ブロー中の水／蒸気系による除熱を保守的に無視している。しかし実際には、SG 内保有水の蒸発による除熱、および蒸気のブローに伴う断熱膨張による温度降下とそれに伴う除熱が存在する。ここではこれら保有水／蒸気の除

熱への寄与について考察する。

(1) 保有水の蒸発による除熱

当評価において解析した SG 隔離開始時間のパラメーター設定範囲では、隔離時点において SG 内の半分以上は水で満たされている。そこで、これらの水の蒸発潜熱による除熱量を見積もる。

$$\text{蒸発による除熱量} = \text{蒸発潜熱} \times \text{水の密度} \times \text{保有水体積}$$

において、圧力 20MPa の水の蒸発潜熱は約 0.8MJ/kg、沸点における水の密度は約 600kg/m³、および保有水体積は SG 伝熱管内体積の半分として 140m³ とすると、保有水の蒸発により約 67GJ の除熱が可能である。当評価では最も長い SG 隔離時間として約 90 分を設定した。原子炉スクラム後 90 分の積算崩壊熱量は約 300GJ なので、保有水の蒸発により、90 分間の崩壊熱量の 22%程度を除去できるものと期待できる。従って、この点を無視した当解析モデルは除熱評価において保守側の仮定をおいていることが確認できた。

(2) 蒸気相断熱膨張による除熱

当プラントの SG 出口条件である温度 490°C、圧力 20MPa の過熱蒸気が大気圧まで断熱膨張した場合、完全ガス近似により温度降下を計算すると、減圧後の温度は沸点を下回る。そこで、ブロー開始前の圧力 20MPa における飽和蒸気が、大気圧まで減圧し飽和水に凝縮するものと仮定し、減圧から凝縮に伴う際の熱落差（比エンタルピー差）が除熱に寄与するものと仮定して見積を行いう。

$$\begin{aligned} \text{断熱膨張に伴う除熱量} &= (20\text{MPa} \text{ 飽和蒸気の比エンタルピ} - \text{大気圧飽和水} \\ &\quad \text{の比エンタルピ}) \\ &\quad \times \text{飽和蒸気初期密度} \\ &\quad \times \text{SG 内蒸気部の体積} \end{aligned}$$

$$\text{断熱膨張に伴う除熱量} = (2.5 \times 10^6 - 4.2 \times 10^5) \times 143 \times 140 = 4.2 \times 10^{10} (\text{J})$$

よって、蒸気ブローに伴う断熱膨張と温度降下により 42GJ の除熱が期待できる。これは SG 隔離中 90 分間の積算崩壊熱量の約 14%に相当する。従って、この点でも当モデルは保守側の評価を行っている。

3.4.5 SG 軸方向メッシュ分割の影響 (Case-5,7,8)

3.4.3 項の図 3.4.18 および 19において考察したように、本解析体系では、SG 内温度分布が自然循環ヘッドに大きな影響図を及ぼしている。従って、SG のメッシュ分割が解析結果を左右する可能性があるので、SG のメッシュ分割数をリファレンス (Case1~6) の 18 から 36 および 72 へと増倍させた解析を実施し影響を調べた。そ

の結果を図 3.4.20 に示す。

全体の傾向および過渡時最高温度に大きな差はないものの、再通水後のコールドレグおよび燃料ピン温度の下降挙動に差異が見られる。特に、72 分割とした Case-8 が他の 2 ケースと比べて、再通水から 7200 秒間のコールドレグ温度の下降が速く、その影響により燃料温度の下降も速まっている。この原因は、メッシュ巾が小さい程 SG 水側入口計算セルが保有するエンタルピが低くなり温度の下降が速くなるため、これと熱交換を行う一次系ガスの SG 出口温度すなわちコールドレグ温度もその影響を受けるからである。ちなみに、SG の水側入口メッシュの温度が 100°C に達する時刻は、SG 分割数 18,36 および 72 に対して 7461 秒、6471 秒および 5751 秒となっている。メッシュ分割の影響をさらに少なくするためにには、水／蒸気系の乾き度を考慮した伝熱相関式を適用することが考えられる。一方、熱過渡における燃料被覆管最高温度は SG のメッシュ分割数 18,36 および 72 に対してそれぞれ 908°C、910°C および 911°C であり大差なく、本検討の眼目である SG 隔離時間と除熱成立の関係を調べる上で、SG 分割数の影響は小さいと言える。

3.4.6 注水流量の影響 (Case-5,9,10)

再通水後の注水料が崩壊熱除去に及ぼす影響を検討するため、注水流量をリファレンスの 11.6 l/s に対し、倍増させた 23.2 l/s および半減させた 5.8 l/s とした場合の解析を実施した。図 3.4.21 および 22 に解析結果の過渡挙動を示す。注水流量を倍増したケースでは、再通水後の炉内温度の下降が著しい。また、SG 下部からブランケット下部にかけての過冷却による自然循環の停滞あるいは逆流は発生していない。約 13000 秒において、一次系一巡流量は急増し一次系内温度は急激に降下しているが、これは、それまで SG の 6 割程度までしか達していなかった水が全長を満たすようになるため、自然循環ヘッドおよび除熱量が一気に増加した結果である。この原因是、SG 熱容量の影響により、再通水開始から 3000 秒程度経過すると SG 伝熱管最高温度は上端ではなく SG 下部から 6 割程度の位置に停滞するようになり、その部分を水（蒸発域）の先端が通過すると一気に上端（出口）まで達するためである。

一方、流量を半減した場合は、再通水後にホットテスト燃料の温度は冷却材バルク温度およびコールドレグ温度につられて一旦低下するが、コールドレグ温度以外は 7200 秒以降再び上昇を開始する。また、コールドレグ温度も 13000 秒あたりから、ホットレグ (SG 入口) 温度上昇の影響から再び上昇に転ずる。結果として過渡開始から 14400 秒 (4 時間) が経過しても炉内の温度が下降しない状況にあり、注水流量の半減は除熱量の不足をもたらす。

3.5 再注水流動安定性の評価

実プラントで最も多く直面する密度波振動による流動不安定は以下の条件で発生

し易く、再注水時の条件と照らし合わせて検討する必要がある。すなわち、

- 1) 過熱区間が長い、
- 2) 入口流量が少ない、
- 3) 系統圧力が低い、
- 4) 出口クオリティ（熱負荷）が高い。

本体系はこれらすべての条件に該当する。密度波振動の例として、図 3.5.1 に滝谷らの実験結果⁽³⁻⁷⁾を示す。実際に密度波振動を来たした図中の条件と比較しても、再通水の条件は上記 1) ~4)に関して不安定側にある。従って、SG 入口には相応の大きな圧力損失を与えるオリフィスを設ける必要がある。よって、本項では振動学的理論検討に基づき、滝谷により提案された判定判別法⁽³⁻⁸⁾を適用し再通水時の安定判別を行うとともに必要となる入口圧力損失を検討する。また、流量変化に対する圧力損失の増減に関連して発生する流量逸走の有無についても検討を加える。

3.5.1 密度波振動の安定判別

強制循環貫流蒸発管系においてしばしば発生する密度波振動による流動不安定の安定限界は次式により近似される^(3-8, 3-9)。

$$y > 1 - \frac{1}{1 - (\rho_g / \rho_l)} \frac{1 + 0.5(\tau_p / \tau_B)}{1 + b(\tau_p / \tau_B)} \quad (3.5.1)$$

ここで、

y : 伝熱管入口部（オリフィスを含む）圧力損失 ΔP_{in} および予熱部圧力損失 ΔP_p と全圧力損失 ΔP の比。全圧力損失は入口（オリフィス）から伝熱管出口部までの圧力損失を含む。すなわち、

$$y = \frac{(\Delta P_{in} + \Delta P_p)}{\Delta P} \quad (3.5.1.a)$$

ρ_g : 飽和蒸気の密度

ρ_l : 飽和液の密度

τ_p : 予熱部の流動に要する通過時間

τ_B : 蒸発部（サブクール沸騰域、核沸騰域および膜沸騰域）の流動に要する通過時間

b : 予熱部における伝熱量 Q と流量 G との関係を表すパラメーター

$$\frac{Q_p}{Q_{p0}} = b + (1-b) \frac{G}{G_0} \quad (3.5.2)$$

である。ここで 0 は振動を起こす前の初期状態を表す。

上式において、 $b=1$ は加熱量一定を表し、 $b=0$ は加熱量が流量に比例することを表す。ここで、この安定判別を保守側に近似化する。すなわち、 $b=1$ とし、通過時間を次式により予熱域長 L_p と入口から蒸発部終了点までの距離 L_p+L_b との比に変換する。

$$\frac{L_p}{L_p + L_b} = \left\{ 1 + \frac{\tau_B}{\tau_p} (1 - \hat{\alpha}) \right\}^{-1} \quad (3.5.3)$$

ここで、

$\hat{\alpha}$: 蒸発部の平均ボイド率。蒸発域の乾き度 x が直線的に上昇するものと仮定して数値積分により算出した。なお局所のボイド率 α は次式⁽³⁻⁷⁾により求めた。（図 3.5.2 参照）

$$\alpha = \left\{ 1 + \left(\frac{1}{x} - 1 \right) \frac{\rho_g}{\rho_l} S \right\}^{-1} \quad (3.5.4)$$

S : スリップ比、Thom の式⁽³⁻⁷⁾により計算した。

$$S = 0.93 \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.11} + 0.07 \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.561} \quad (3.5.5)$$

である。本検討では、滝谷⁽³⁻⁸⁾と同様に均質流として $S=1$ でかつ一定とした場合、および非均質流として(3.5.5)式を適用した場合について安定限界曲線を計算した。図 3.5.3 に、横軸に(3.5.3)式による領域長比、縦軸に安定限界 γ を示したマップを示す。均質流（図(a)）を仮定した方が非均質流（図(b)）の場合よりも保守側に安定限界を予測することが分かる。再注水時の安定判別を行うに当たって、除熱解析を実施したケースの中から、最も現実的運用に近い条件と考えられる Case-1 に着目し、3650 秒時点の SG の温度分布を基に検討を実施した。具体的には、着目時刻の SG 交換熱量、給水温度および炭酸ガス入口温度等の条件を、SG 設計コード SGD に入力し、予熱部、蒸発部ならびに過熱部の長さ、および圧力損失を求めた。なお、伝熱および圧力損失計算においてサーペンタイン曲がり部の影響は無視した。計算の結果、着目条件における飽和水／飽和蒸気密度比は 553 であり、入口オリフィスを備えない場合の伝熱管入口部および予熱部の圧力損失と全圧力損失との比は 0.019 となることから、当該密度比の安定限界よりも大幅に不安定側となることが明らかとなつた。一方、再通水条件下で入口において 1.95 kgf/cm^2 のオリフィス圧力損失を与えた場合の入口-予熱域圧力損失と全圧力損失との比は 0.504 となり密度波振動を防止できる見通しである。安定限界曲線が加熱、流动条件によらず上限値 0.5 に漸近することから、入口-予熱域と全域との圧力損失の比が 0.5 を越えていれば、幅広い運転条件に対して密度波振動を防止できることも期待できる。但し、今回無視したサーペンタイン曲がり部の圧力損失を考慮した場合にはさらにオリフィスの圧力損失を大きくする必要が生じる可能性がある。また、極低流量の再通水時に 1.95 kgf/cm^2 の圧力損失を与えるオリフィスは、定格運転時には過剰な圧力損失を与えるため、何らかの可変・調整機構が必要である。さらに、自由落下による通水を行うためには貯水タンクの設置位置を現設計計画よりも高くする必要がある。

一方で、本検討対象である 24 時間の長期にわたる自然循環崩壊熱除去は稀有な設計基準外事象であることから、流動不安定がもたらす可能性がある伝熱管等の熱疲労が許容できるのであれば、再通水時の流動安定性確保のための特段の対策は施すことなく、流動不安定を許容しつつ通水除熱を行うことも考えられる。ちなみに、密度波振動の周期は SG 伝熱管を水／蒸気が通過する時間の 1-2 倍⁽³⁻⁷⁾であり、本体系の再通水条件における振動周期は 10~20 分オーダーとなる。伝熱管肉厚部の熱応力は、この温度変動により肉厚部に温度勾配が生じた場合に発生する。現設計の伝熱管肉厚は 2.2mm であり、10 分周期の温度変動には肉厚全体が追従するため、肉厚部温度勾配による熱応力の発生は無視できるレベルと考えられる。また、サーペンタイン式の伝熱管においては、そのサポートが適切に為されていれば、全長の伸縮による発生熱応力は小さいことから、熱疲労による損傷は極めて小さいものと予測される。

3.5.2 圧力降下型振動および流量逸走の可能性

単位長さ当たりの気液二相部および過熱域の圧力損失は、水単相部よりも大きいため、条件によっては、流量の増加により水単相部が伸長し、二相および過熱域が短縮化され、伝熱管全長にわたる圧力損失が減少する場合がある。この場合流量は、給水駆動力と圧力損失が釣り合う点まで増加する。このような圧力損失の流量依存性に起因する流動不安定は、ポンプ特性との関係から、次式を満足することによって安定となることが知られている⁽³⁻⁹⁾。

$$\left(\frac{\partial P}{\partial G} \right)_{PUMP} < \left(\frac{\partial P}{\partial G} \right)_{TUBE} \quad (3.5.6)$$

ここで、上式左辺はポンプ吐出圧力の流量依存性を示し、右辺は伝熱管圧力損失の流量依存性を示している。本検討対象である再注水は重力落下によるため、SG 出口ヘッダーからブロー弁までの圧力損失を無視すれば左辺は 0 となる。従って、右辺が正であれば流量逸走は発生しない。

そこで、先に着目した Case-1、3650 秒時点を例に、SGD コードの計算結果を基に、流量が変化した場合の伝熱管内圧力損失の依存性を外挿・検討する。伝熱管全圧力損失 ΔP の外挿には次式を適用する。

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = \left[\left(\frac{G}{G_0} \right)^3 (\Delta P_P + \Delta P_B) + \left\{ L_T - \left(\frac{G}{G_0} \right) (L_P + L_B) \right\} \left(\frac{G}{G_0} \right)^2 \Delta P_S \right] / \Delta P_0 \quad (3.5.7)$$

ここで、添字 0 は初期状態 (Case-1、3650 秒の状態) を、 L_T は伝熱管全長を、添字 S は過熱域を表す。上式において、予熱部および蒸発部の長さは流量に比例し、各領域の管摩擦係数は流量に依存せず一定であるものと仮定した。また、入口オリフィスは考慮していない。図 3.5.4 に流量の変化に対する伝熱管全圧力損失倍率の依存性を示す。再通水条件近傍では流量に対する圧力損失の負の勾配はなく、流量を 6 倍程度以上とした場合に負の勾配が発生している。本検討は外挿に基づく結果であることから、初期状態から離れた流量条件における圧力損失見積の定量性には課題はあるものの、少なくとも、再通水条件の近傍において圧力降下型の振動を生じさせるような兆候はないものと考えられる。

3.6 EGCR 除熱解析の結論

炭酸ガス冷却高速増殖炉 EGCR を対象として、全電源喪失事故時の一次系冷却材自然循環、および SG 水／蒸気系の貯水タンクからの重力落下強制通水による崩壊熱除去事象の動特性解析を実施した。その結果、現実的想定条件として、SG 隔離開始時刻 30 秒、再通水時刻 20 分とした場合の燃料被覆管最高温度は 700°C 以下であり、制限目安 900°C を余裕を持って満足した。また、SG 隔離開始時刻 3 秒、再通水時刻 90 分の非常に厳しい条件においても、燃料被覆管最高温度は制限目安 900°C を 10°C 程度越えるに過ぎず、SG 伝熱管の大きな熱容量が過渡時の除熱源として有効であることが明らかとなつた。また再通水時において、圧力降下型の振動および流量逸走は発生しない見通しである。一方、課題として以下の点が明らかとなつた。

- 1) 隔離時間が長い点で最も厳しい条件の Case-5 において伝熱管最高温度は 700°C を越えている。隔離時間が長く伝熱管温度が高くなる場合には、伝熱管には外圧による圧縮応力が作用する環境下にあるとは言え、設計においては構造健全性への影響を評価すべきである。
- 2) 再通水時の流動安定性を担保するために密度波振動を防止するには、再通水の条件下で約 2 kgf/cm^2 の圧力損失を与える入口オリフィスが必要となり、このようなオリフィスは定格時に過大な圧力損失を与えるため、絞りに対する可変機構等が必要となる。
- 3) このオリフィスを敷設した場合は、流量確保のため貯水タンクの設置位置を現設計よりも高くして水頭圧を上げる必要がある。
- 4) 評価上の課題として、再通水以降の熱過渡挙動に SG メッシュ分割数に対する依存性がみられ、この点を改善するには乾き度を考慮した伝熱相関式を適用することが考えられる。

— 図の凡例説明 —

Average Ch. Bulk	: 平均チャンネルの冷却材混合平均温度
Average Ch. Clad	: 平均チャンネルの燃料被覆管最高温度
Average Ch. Pellet	: 平均チャンネルのペレット最高温度
Clad Hottest	: 安全係数を考慮した燃料被覆管肉厚中心温度
Clad Ave.	: 平均チャンネルの燃料被覆管ノミナル最高温度
Cold Leg	: 一次冷却材 SG 出口温度 (SG 下部)
Flow	: 定格比一次系一巡流量
FLWAVE	: 平均チャンネルの定格比流量
FLWBLK	: 径方向ブランケットチャンネルの定格比流量
FLWHOT	: ホットチャンネルの定格比流量
Gas Bulk	: 被覆管最高温度発生位置の冷却材混合平均温度
Hottest Ch. Bulk	: ホットチャンネルの冷却材混合平均温度
Hottest Ch. Clad	: ホットチャンネルの燃料被覆管最高温度
Hottest Ch. Pellet	: ホットチャンネルのペレット最高温度
Hot Leg	: 炉心出口温度
Hotspot Gas Bulk	: ホットスポット発生位置の冷却材混合平均温度
Pellet Hotspot	: 安全係数を考慮したホットスポットペレット中心温度
Power	: 定格比炉心出力
Qtube	: 一次系冷却材から SG 伝熱管への除熱量
Qwater	: SG 伝熱管から水／蒸気系への除熱量
Steam	: SG 出口水／蒸気温度
TBLKAVE	: 平均チャンネル燃料被覆管ノミナル最高温度発生位置の冷却材混合平均温度
TBLKBLNK	: 径方向ブランケットチャンネル燃料被覆管ノミナル最高温度発生位置の冷却材混合平均温度
TBLKHOT	: ホットチャンネル燃料被覆管ノミナル最高温度発生位置の冷却材混合平均温度
TCAVE	: 平均チャンネル燃料被覆管ノミナル最高温度
TCBLNK	: 径方向ブランケットチャンネル燃料被覆管ノミナル最高温度
TCHOT	: ホットチャンネル燃料被覆管ノミナル最高温度
Tube inlet	: 水／蒸気系 SG 入口伝熱管温度 (SG 下部)
Tube outlet	: 水／蒸気系 SG 出口伝熱管温度 (SG 上部)

表 3.1.1 解析対象炭酸ガス冷却炉主要目

炉心熱出力	(MWt)	3600
冷却材ガス圧力	(MPa)	4.2
ガス循環流量	(kg/s)	11952
原子炉出口／入口温度	(°C)	530／266
燃料集合体		
集合体体数	(体)	616
燃料ピン本数	(本／集合体)	397
燃料ピン径	(mm)	7.29
燃料ピン肉厚	(mm)	0.42
ピンピッチ	(mm)	10.36
ラッパ管内対面距離	(mm)	207.77
有効発熱長	(mm)	1200
粗面長	(mm)	1200
リブ高さ	(mm)	0.022
リブ巾	(mm)	0.011
リブピッチ	(mm)	0.150
二次系ホットレグ／コールドレグ温度	(°C)	490／140
給水圧力	(MPa)	20.0
二次系ループ数		12
SG		
基數	(基)	12

表 3.2.1 安全解析に使用した工学的安全係数

	誤差 3· σ	サブチャン ネル温度係 数	境膜温度差 係數	被覆管表面- 肉厚中心間
統計誤差				
寸法公差				
燃料棒ピッチ	0.50	1.011	1.001	1.000
グリッドスペーサー	1.00	1.000	1.000	1.000
彎曲	1.00	1.000	1.000	1.000
燃料被覆管				
外径	0.27	1.003	1.000	1.000
平均肉厚(内径)	0.31	1.000	1.000	1.034
肉厚の周方向分布	4.80	1.000	1.000	1.030
ペレット				
外径	0.64	1.015	1.015	1.014
密度(局所効果)	3.50	1.000	1.035	1.035
富化度(領域効果)	0.50	1.006	1.000	1.000
オリフィス校正誤差	5.00	1.050	1.040	1.000
粗面リブ高さ	10.00	1.016	1.000	1.000
ラッパー管のスウェリン ホットスポット発生位置		1.000	1.000	1.000
相関式および物性値				
冷却材				
比熱	0.50	1.000	1.002	1.000
密度	0.50	1.000	1.002	1.000
動粘性係数	4.50	1.000	1.030	1.000
熱伝導率	7.20	1.000	1.040	1.000
被覆管熱伝導率	10.00	1.000	1.000	1.000
熱伝達率(境膜係数)	10.00	1.000	1.100	1.000
摩擦係数	10.00	1.002	1.007	1.000
統計誤差の合計	3· σ	1.056	1.125	1.116
	2· σ	1.037	1.083	1.077
累積誤差				
熱流動解析				
径方向ピーキング	2.00	1.020	1.020	1.020
軸方向ピーキング	}	1.040	1.050	1.050
制御棒によるピーキング				
ガンマ発熱				
入口プレナムの偏流	0.50	1.005	1.004	1.000
入口温度 ^b	6°C	1.005	1.004	1.000
熱伝達率の軸方向分布	-70.00	1.000	1.067	1.000
熱伝達率の燃料ピン周方向分布	-11.00	1.000	1.050	1.000
累積誤差の合計		1.071	1.210	1.071
工学的安全係数合計	3· σ	1.131	1.361	1.195
	2· σ	1.111	1.311	1.153
工学的安全係数の分離				
出力に関わる安全係数	3· σ		1.090	
	2· σ		1.077	
出力以外の統計誤差		1.000	1.000	1.000
出力以外の累積誤差		1.030	1.152	1.020
出力以外の安全係数		1.030	1.152	1.020

a : 1.000 に近い値

b : 工学的安全係数に加えて炉心入口温度に 6°Cを加算する必要有り

表 3.2.2 炉心摩擦損失相関式一覧

	層流域 : $\text{Re} \leq \text{Re}_L$	遷移域 : $\text{Re}_L < \text{Re} < \text{Re}_T$	乱流域 : $\text{Re} \geq \text{Re}_T$
粗面	<p>層流-遷移域臨界レイノルズ数 (Cheng-Todreas の式) $\text{Re}_L = 300 \times 10^{1.7(P/D-1.0)}$ 記号は下記に同じ</p> <p>摩擦損失相関式 Modified-Sparrow の式</p> $f = \frac{K}{\text{Re}} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)$ $K = -128 + 260(P/D) - 60(P/D)^2$ <p>ここで、 P : ピンピッチ、 D : ピン径、粗面の場合はリブの体積を考慮したピン外径 d_{vol} を用いる</p> $d_{vol} = 2r_{vol}$ $r_{vol} = 0.5\sqrt{(D-2h)^2 + D^2w/p - (D-2h)^2w/p}$ T_w : 被覆管壁の温度、 T_b : 冷却材のバルク温度 適用範囲 : $1.3 < P/D < 1.5$	<p>$5 < h^+ < 70$ に対して</p> $f = f_R(\text{Re}_R) + [3\{f_s(\text{Re}_S) - f_R(\text{Re}_R)\} + C\text{Re}_S \dot{f}_s(\text{Re}_S)](\phi - 1)^2$ $+ [2\{f_s(\text{Re}_S) - f_R(\text{Re}_R)\} + C\text{Re}_S \dot{f}_s(\text{Re}_S)](\phi - 1)^3$ $\text{Re}_S = \text{Re}(h^+ = 5)$ $\text{Re}_R = \text{Re}(h^+ = 70)$ $\dot{f}_s(\text{Re}) = \frac{d}{d(\text{Re})} f_s(\text{Re})$ $\phi = \frac{\log_{10} \text{Re} - \log_{10} \text{Re}_S}{\log_{10} \text{Re}_R - \log_{10} \text{Re}_S}$ $C = (\log_{10} \text{Re}_R - \log_{10} \text{Re}_S) \ln 10$ <p>ここで、 $\text{Re}(h^+ = 5)$ と $\text{Re}(h^+ = 70)$ の値は、繰り返し法を用いて以下の式を解くことにより求める</p> $\text{Re}(h^+ = 5) : (h/D_{vol}) \text{Re} \sqrt{f_s(\text{Re})/8} - 5 = 0$ $\text{Re}(h^+ = 70) : (h/D_{vol}) \text{Re} \sqrt{f_R(\text{Re})/8} - 70 = 0$ <p>$f_R(\text{Re})$: Baumann の式による摩擦損失係数 $f_s(\text{Re})$: 推奨された平滑面圧力損失相関式。但し、ここでの $f_s(\text{Re})$ はリブを考慮した体積平均による水力等価直径 D_{vol} を用いる。</p> $D_{vol} = \frac{2(r_0^2 - r_{vol}^2)}{r_{vol}}, \quad r_0 = \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{2\pi}} P, \quad r_{vol} = 0.5\sqrt{(D-2h)^2 + D^2w/p - (D-2h)^2w/p}$	<p>遷移域-乱流臨界レイノルズ数 (Cheng-Todreas の式) $\text{Re}_T = 10000 \times 10^{0.7(P/D-1.0)}$ 記号は層流域の欄参照</p> <p>$h^+ \geq 70$ の完全粗面に対して</p> <p>Baumann の式</p> $\sqrt{8/f} = 2.5 \ln(L/h) + R - G$ $R_0 = a_1(p/h)^{a_2} + a_3(p/h)^{a_4}$ $a_1 = 18.5(h/w)^{-0.9473}$ $a_2 = -1.143(h/w)^{-0.147}$ $a_3 = 0.33(h/w)^{0.1483}$ $a_4 = 0.758(h/w)^{-0.11}$ $R_{k1,k2} = 2.900 + 1.490(h/L) - 1.972(h/L)^2$ $R_{0k1,k2} = 2.900$ $R = R_0 + (R_0/R_{0k1,k2})(R_{k1,k2} - R_{0k1,k2})$ $G = 3.75, \quad L = D_{vol}/2$ $h^+ = hu^*/\nu = (h/D_{vol}) \text{Re} \sqrt{f/8}$ <p>ここで、</p> <ul style="list-style-type: none"> u^* : 摩擦速度 D_{vol} : リブを考慮した体積平均による等価直径 p : リブピッチ h : リブ高さ w : リブ幅 <p>適用範囲 : $R_0 < 10$、$1 < p/h < 40$、$0.3 < h/w < 8$</p>
平滑面		<p>平滑面および粗面で $0 < h^+ \leq 5$ の場合</p> $f_{TR} = (1-\psi) f_L + \psi' f_T, \quad \gamma = 9/10$ $\psi = \frac{\log_{10} \text{Re} - \log_{10} \text{Re}_L}{\log_{10} \text{Re}_T - \log_{10} \text{Re}_L}$ <p>ここで、 f_L : 修正 Sparrow 式より求める圧損係数 f_T : Martelli 式より求める圧損係数 粗面の場合はリブを考慮した体積平均による水力等価直径を用いる</p>	<p>Martelli の式</p> $f = 1.04(0.0056 + 0.5 \text{Re}^{-0.32})$ <p>適用範囲 : $\text{Re} > 10^4$、$1.3 < P/D < 1.5$</p>

表 3.2.3 炉心伝熱相関式一覧

	層流域 : $Re \leq Re_L$	遷移域 : $Re_L < Re < Re_T$	乱流域 : $Re \geq Re_T$
粗面	<p>Miyatake の式</p> $Nu = \frac{3.1(P/D-1)^{0.1} + 324(P/D-1)^{1.6}}{1 + 69.5(P/D-1)^{2.4}}$ <p>ここで</p> $Nu = \alpha \frac{D}{\lambda}$ <p>D : ピン径、粗面の場合はリブの体積を考慮したピン外径 d_{vol} を用いる</p> $d_{vol} = 2r_{vol}$ $r_{vol} = 0.5\sqrt{(D-2h)^2 + D^2 w/p - (D-2h)^2 w/p}$ <p>適用範囲 : $1.1 \leq P/D \leq 4.0$</p>	<p>$5 < h^+ < 70$</p> $h = (1-\phi)^\gamma h_S + \phi^\gamma h_R$ $\phi = \frac{\log_{10} Re - \log_{10} Re_S}{\log_{10} Re_R - \log_{10} Re_S}$ $\gamma = 1.0$ $Re_S = Re(h^+ = 5) : (h/D_{vol}) Re \sqrt{f_S(Re)/8} - 5 = 0$ $Re_R = Re(h^+ = 70) : (h/D_{vol}) Re \sqrt{f_R(Re)/8} - 70 = 0$ <p>ここで、</p> <p>h_S : 推奨された熱伝達相関式より求めた熱伝達率。但し、リブを考慮した体積平均による水力等価直径 D_{vol} (下欄参照) を用いる。</p> <p>h_R : Webb 式より求めた熱伝達率</p>	<p>$h^+ \geq 70$ の完全粗面の場合 Webb の式</p> $St = \frac{\xi/8}{1 + \sqrt{\xi/8} [4.5(h^+)^{0.28} Pr^{0.57} - 0.95(p/h)^{0.53}]}$ $\sqrt{8/\xi} = 2.5 \ln[D_{eq}/2h] - 3.75 + 0.95(p/h)^{0.53}$ $h^+ = hu^*/\nu = (h/D_{eq}) Re \sqrt{\xi/8}$ <p>ここで、</p> <p>h^+ : ラフネスレイノルズ数</p> <p>u^* : 摩擦速度</p> <p>D_{eq} : 等価直径</p> <p>h : リブ高さ</p> <p>p : リブピッチ</p> <p>適用範囲 : $0.004 < h/D_{eq} < 0.08$、$10 < p/h < 40$、$0.71 < Pr < 37.6$</p>
平滑面		<p>平滑面および粗面で $0 < h^+ \leq 5$ の場合</p> $h_{TR} = (1-\psi)^\gamma h_L + \psi^\gamma h_T$ $\psi = \frac{\log_{10} Re - \log_{10} Re_L}{\log_{10} Re_T - \log_{10} Re_L}$ $\gamma = 1.0$ <p>ここで、</p> <p>h_L : Sparrow の式より求めた熱伝達率</p> <p>h_T : 修正 Petukhov 式より求めた熱伝達率</p> <p>粗面の場合はリブを考慮した体積平均による水力等価直径 D_{vol} を用いる。</p> $D_{vol} = \frac{2(r_0^2 - r_{vol}^2)}{r_{vol}}, \quad r_0 = \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{2\pi}} P,$ $r_{vol} = 0.5\sqrt{(D-2h)^2 + D^2 w/p - (D-2h)^2 w/p}$	<p>修正 Petukhov の式</p> $Nu = Nu_{cur} \left[1 - \phi(Pr) \left[\frac{D_2}{D_1} \right]^{n(Pr)} \left(\frac{T_w}{T_{in}} \right)^{-0.2} \right]$ $Nu_{cur} = \frac{(\xi/8) Re Pr}{k + 12.7 \sqrt{(\xi/8)(Pr^{2/3} - 1)}}$ $\xi = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2}$ $k = 1.07 + 900/Re - 0.63/(1+10Pr)$ $\phi(Pr) = 0.45/(2.4 + Pr)$ $n(Pr) = 0.16 Pr^{-0.15}$ $D_2 = \sqrt{\frac{2\sqrt{3}}{\pi}} P$ $Re = \frac{u_m(D_2 - D_1)}{\nu}, \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha}$ <p>ここで、u_m : 冷却材平均流速、D_1 : ピン径、T_w : 管壁の温度、T_m : 流路の入口部冷却材温度</p> <p>適用範囲 : $4 \times 10^3 < Re < 6 \times 10^5$、$0.6 < Pr < 1.5$</p>

表 3.3.1 パラメーター解析ケースマトリクス

CASE NO.	SG 隔離開始時間 (s)	再通水開始時間 (s)	再通水後の注水流量 (l/s)	再通水後の注水温度 (°C)	SG 軸方向メッシュ分割数
1	30	1200	11.6	40	18
2	↑	1800	↑	↑	↑
3	↑	3600	↑	↑	↑
4	↑	5400	↑	↑	↑
5	3	5400	↑	↑	↑
6	600	↑	↑	↑	↑
7	3	5400	↑	↑	36
8	↑	↑	↑	↑	72
9	↑	↑	23.2	↑	72
10	↑	↑	5.8	↑	72

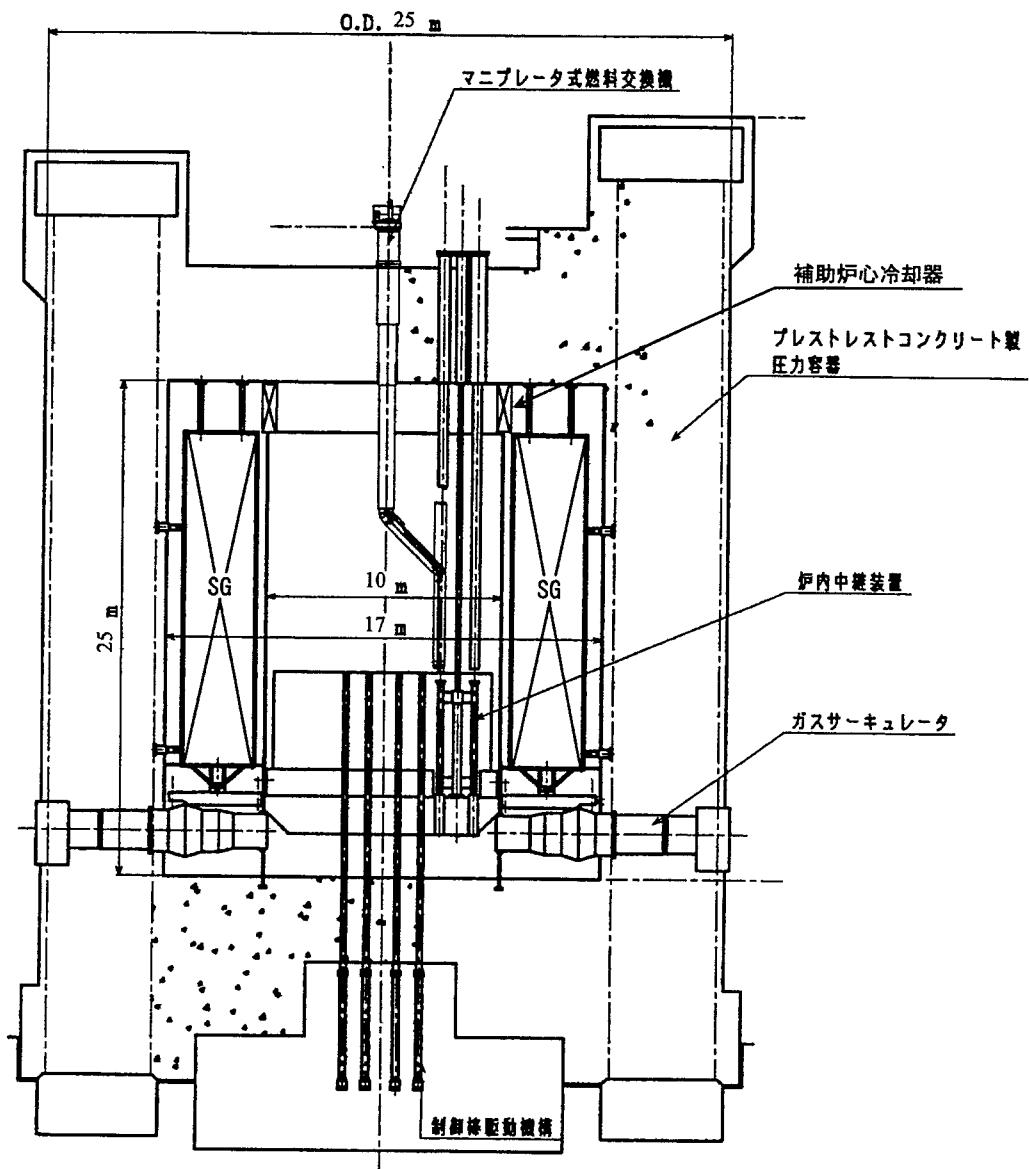


図 3.1.1 EGCR 概念図

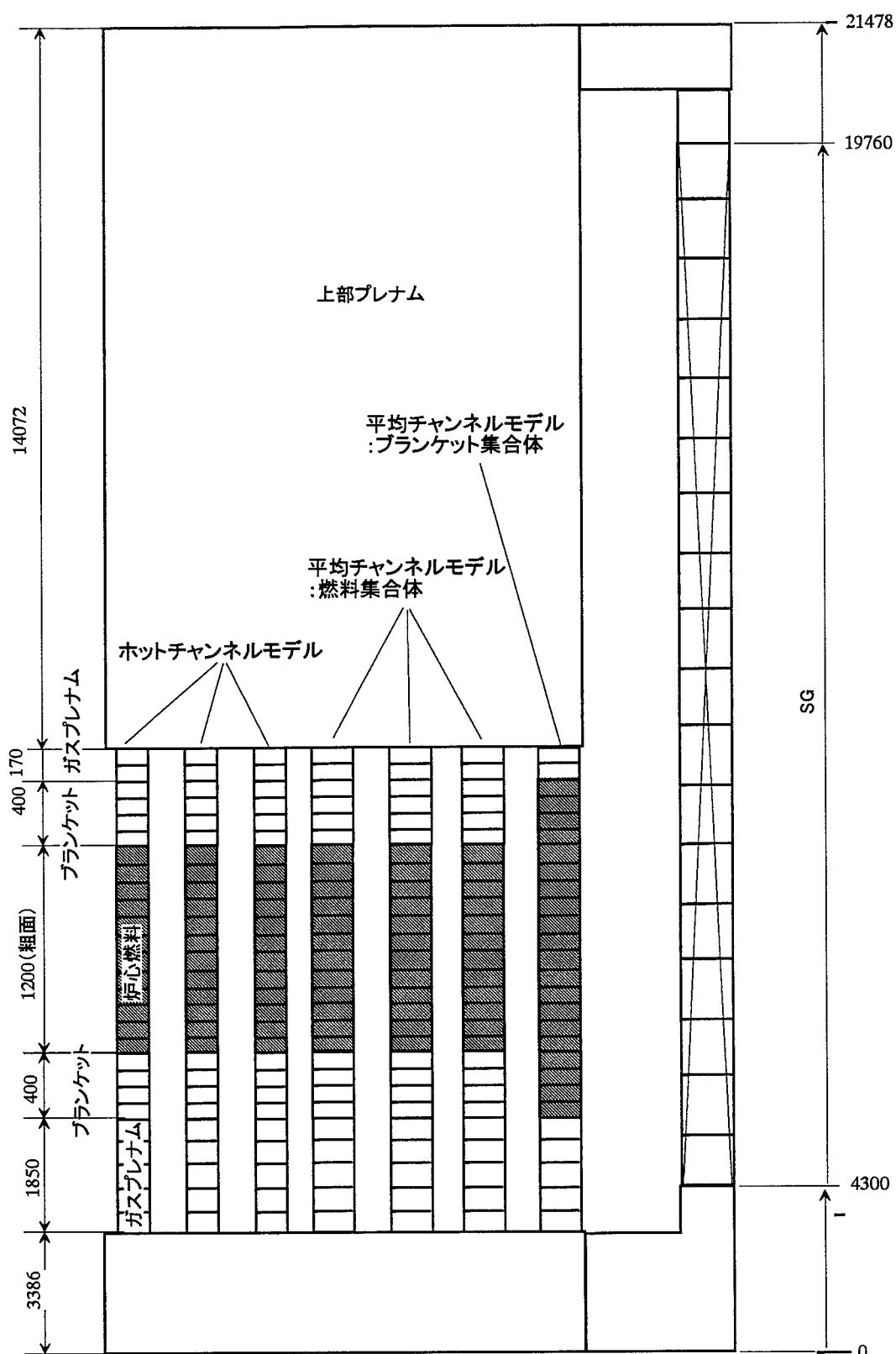


図 3.2.1 炭酸ガス冷却炉プラント動特性解析モデル

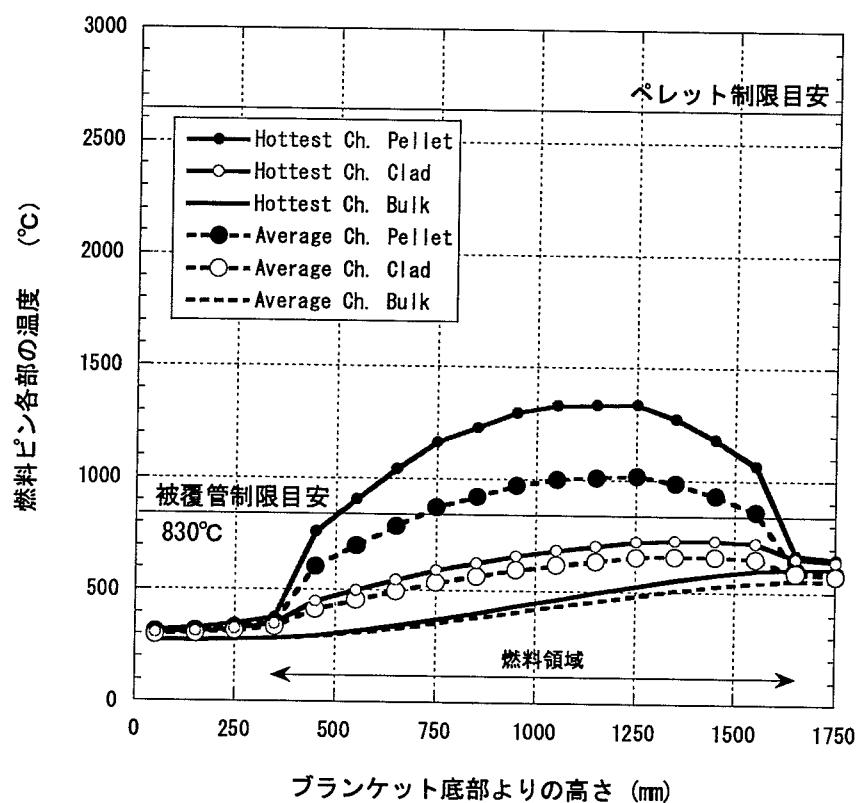
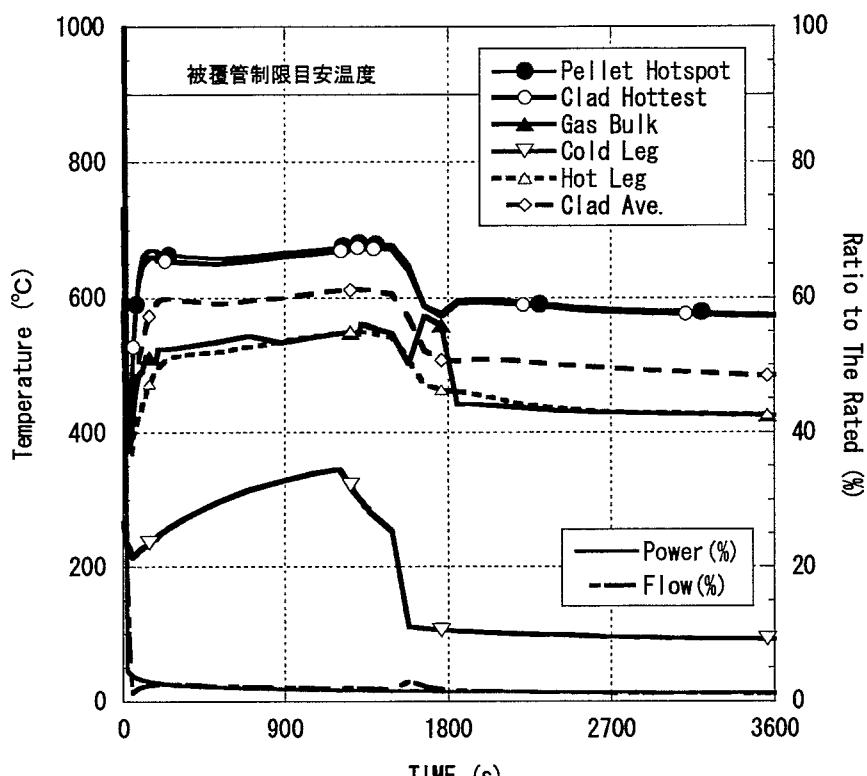
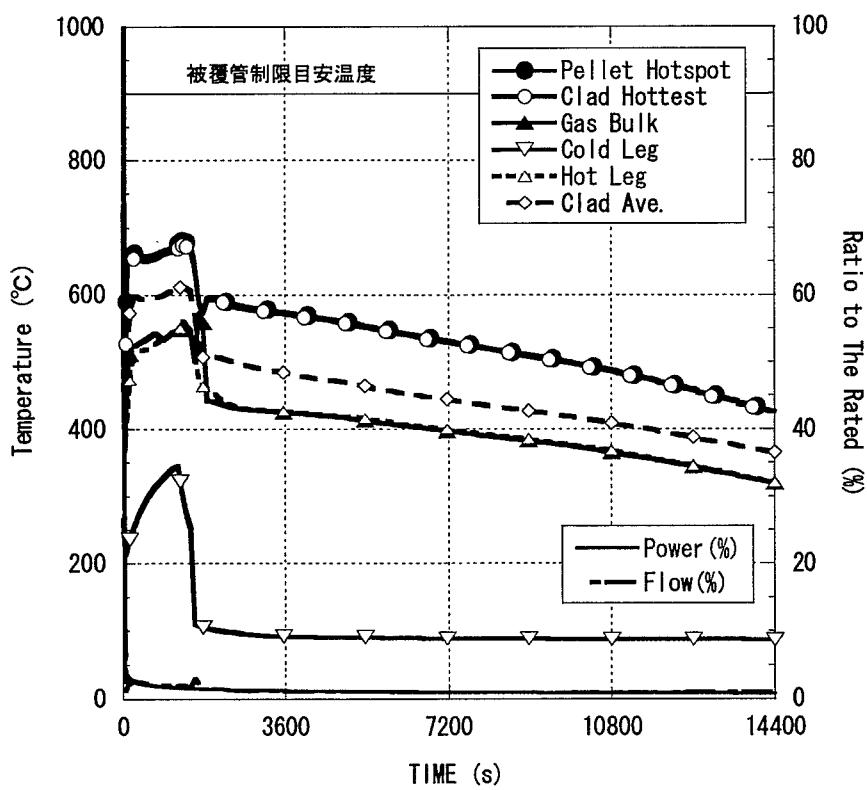


図 3.4.1 工学的安全係数を考慮した燃料ピン軸方向温度分布



(a) 短期挙動



(b) 長期挙動

図 3.4.2 炉内熱過渡挙動 : Case-1, t1=30s, t2=1200s

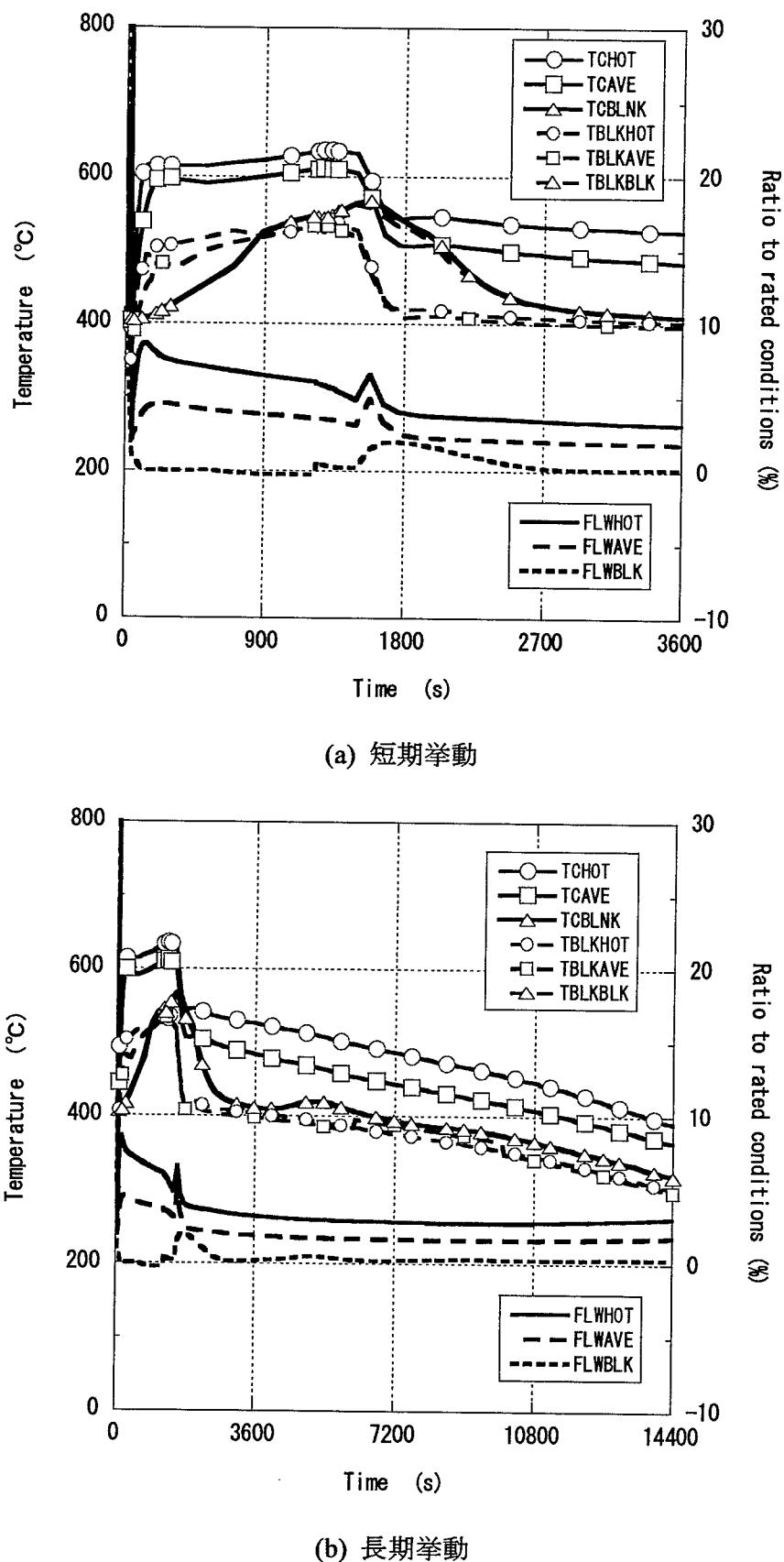
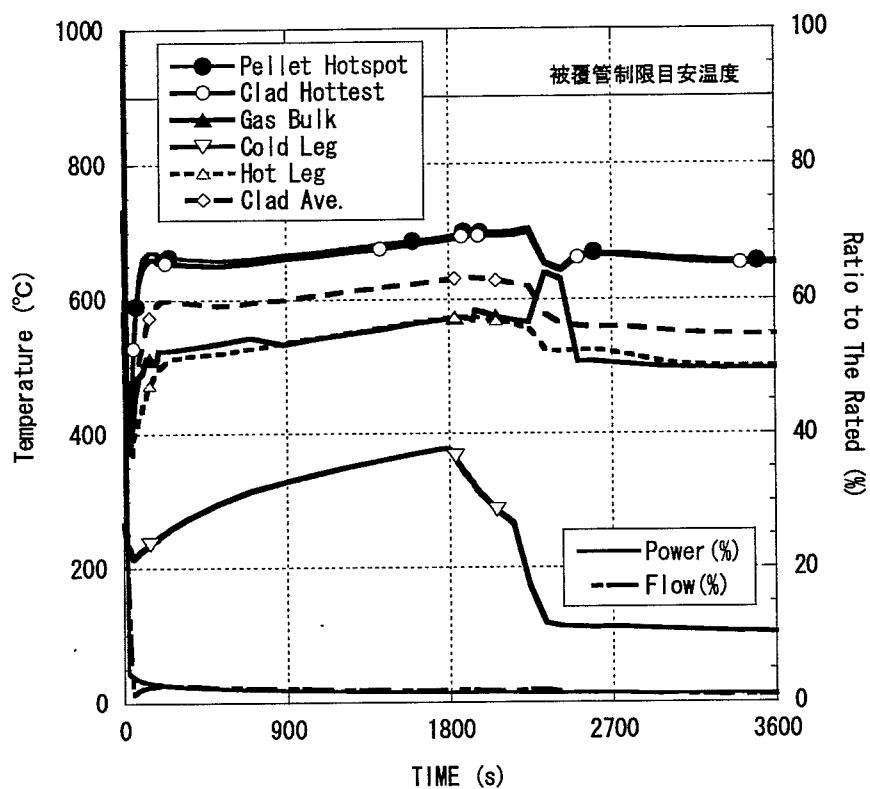
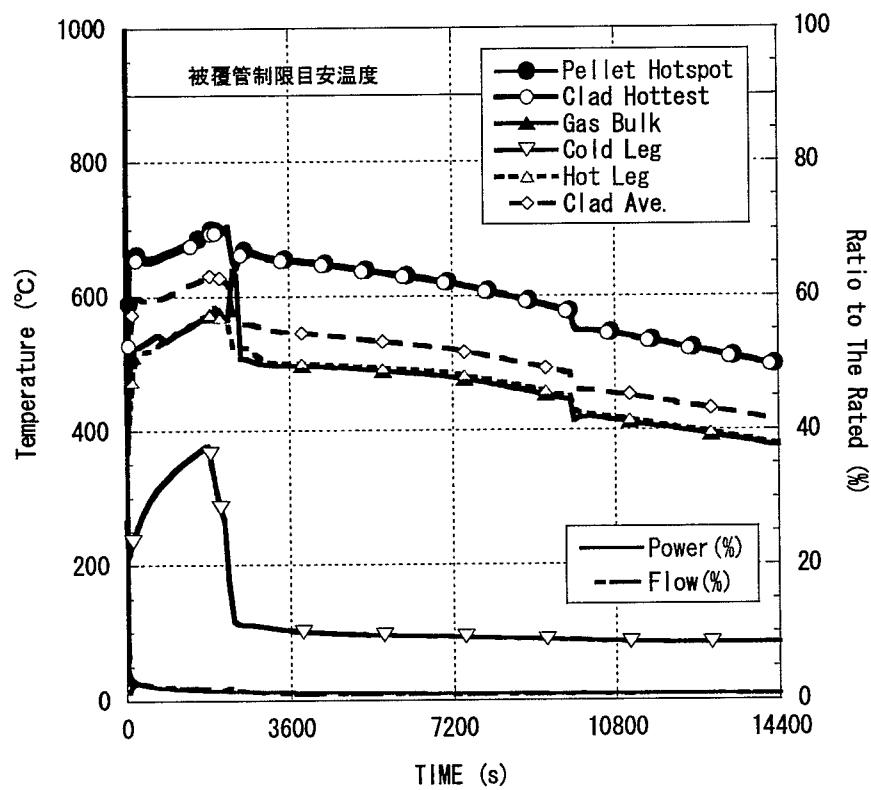


図 3.4.3 ホット、平均およびブランケット被覆管最高温度履歴 : Case-1, t1=30s, t2=1200s

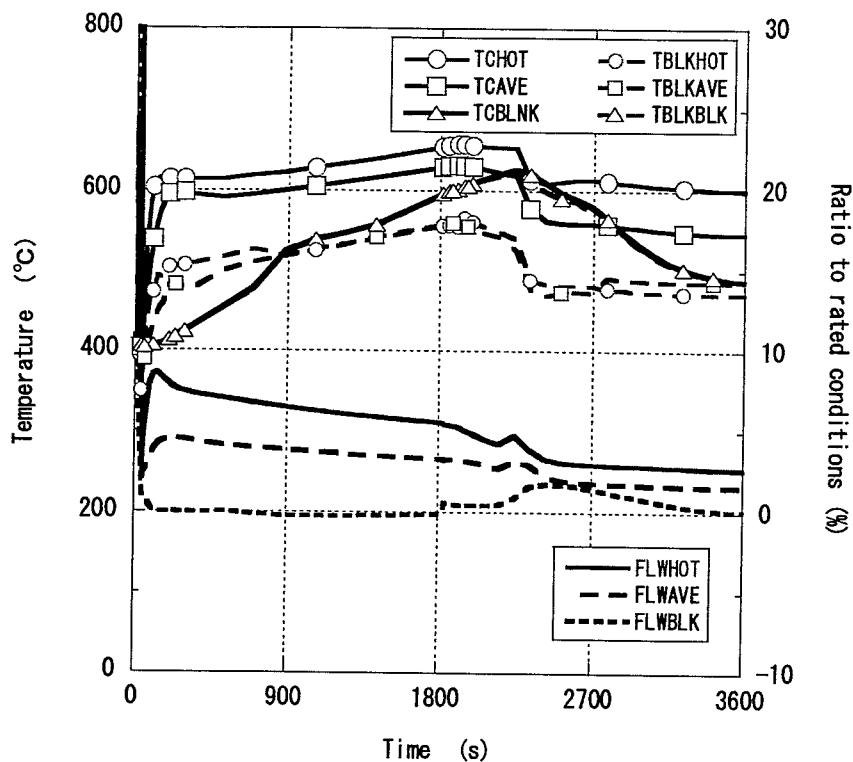


(a) 短期挙動

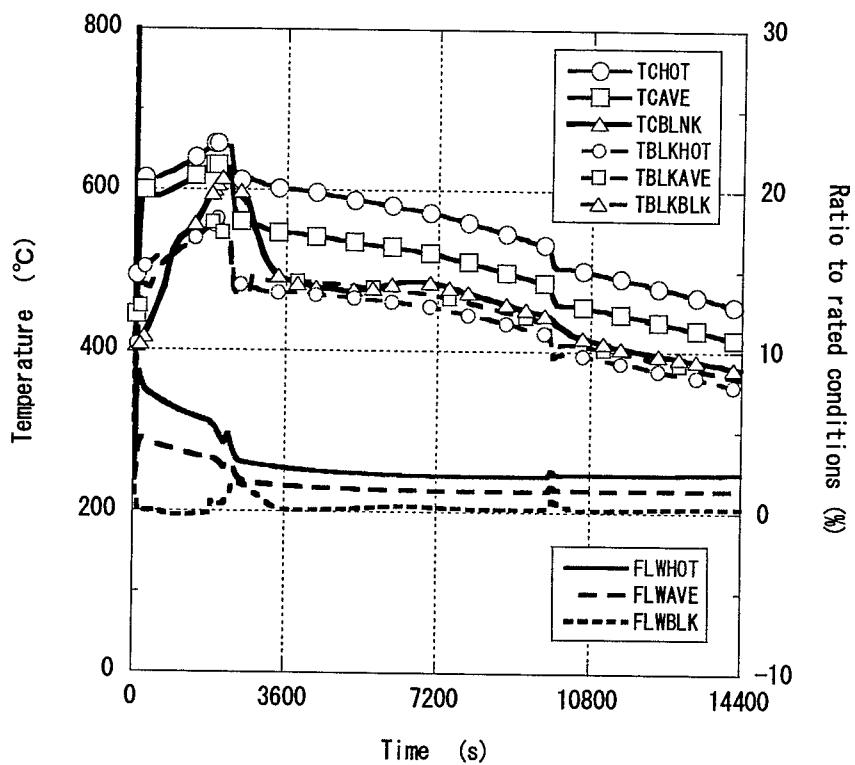


(b) 長期挙動

図 3.4.4 炉内熱過渡挙動 : Case-2, t1=30s, t2=1800s

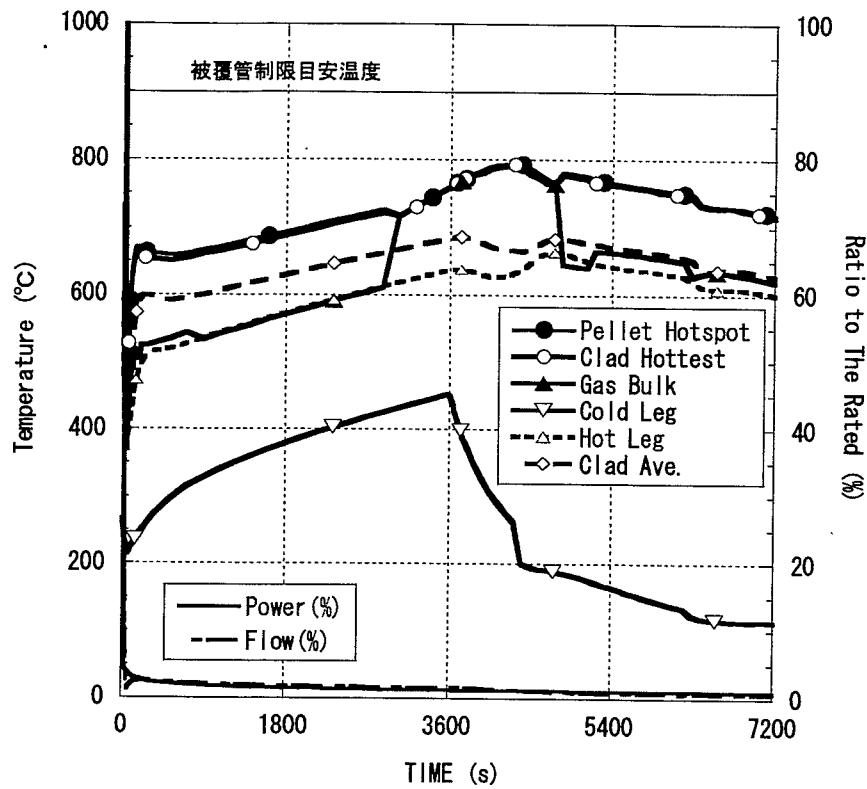


(a) 短期挙動

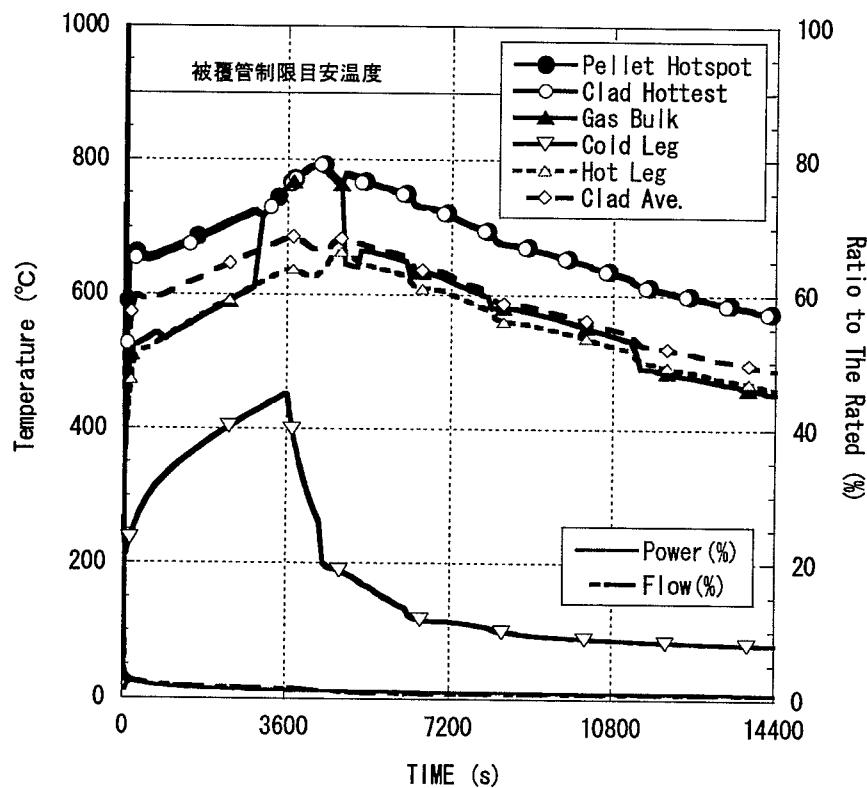


(b) 長期挙動

図 3.4.5 ホット、平均およびプランケット被覆管最高温度履歴 : Case-2, t1=30s, t2=1800s

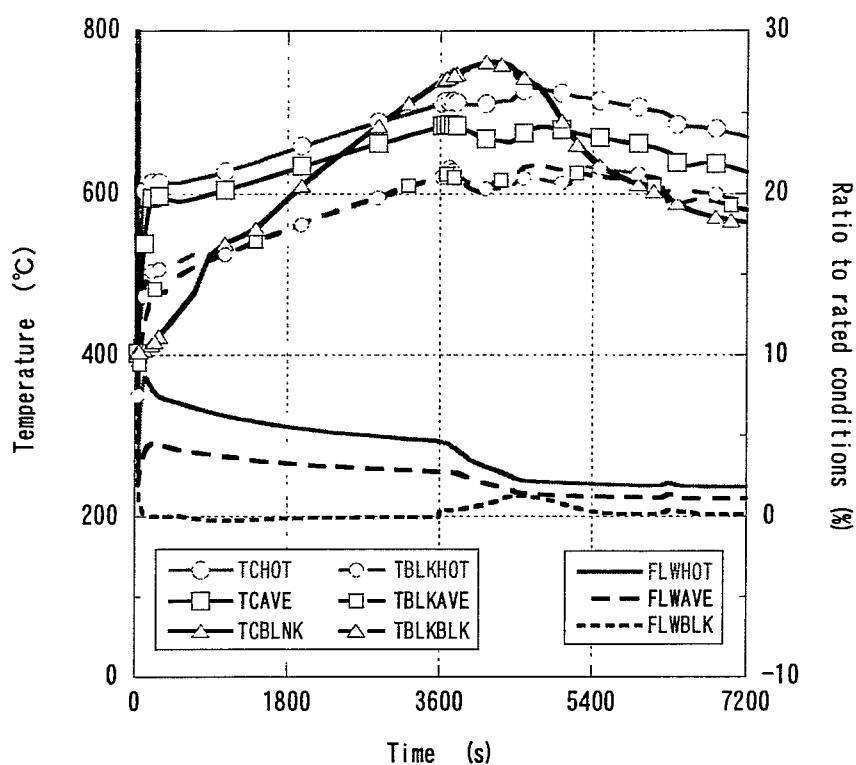


(a) 短期挙動

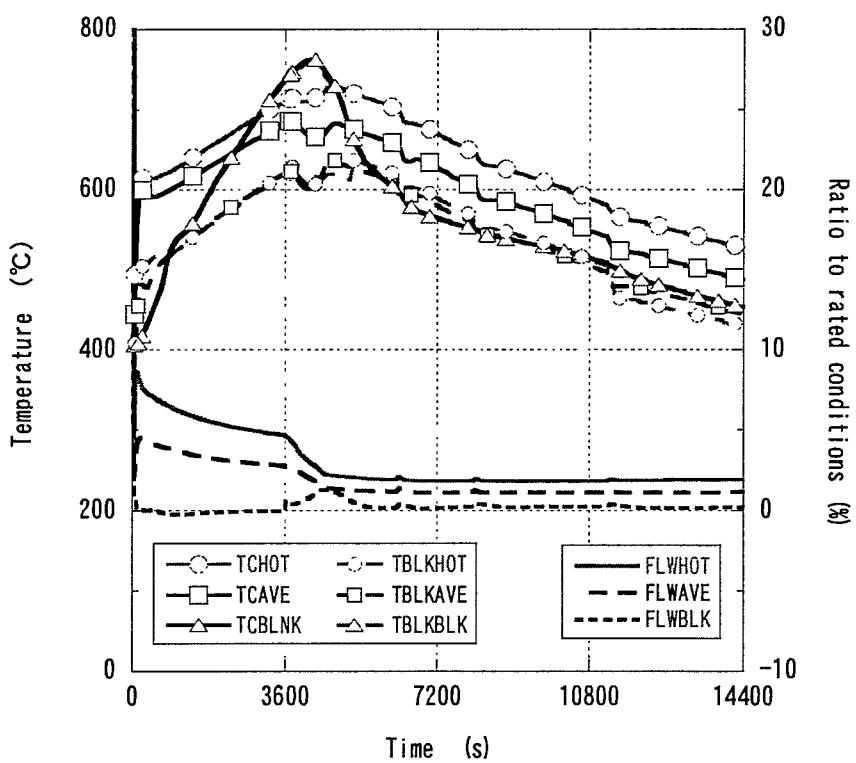


(b) 長期挙動

図 3.4.6 炉内熱過渡挙動 : Case-3, t1=30s, t2=3600s

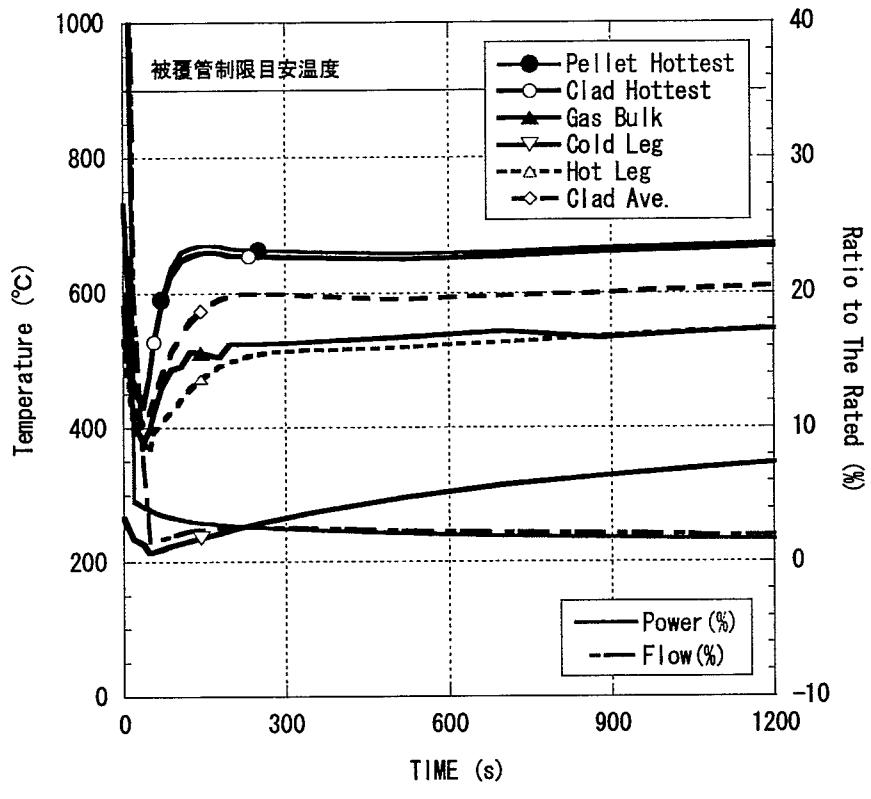


(a) 短期挙動

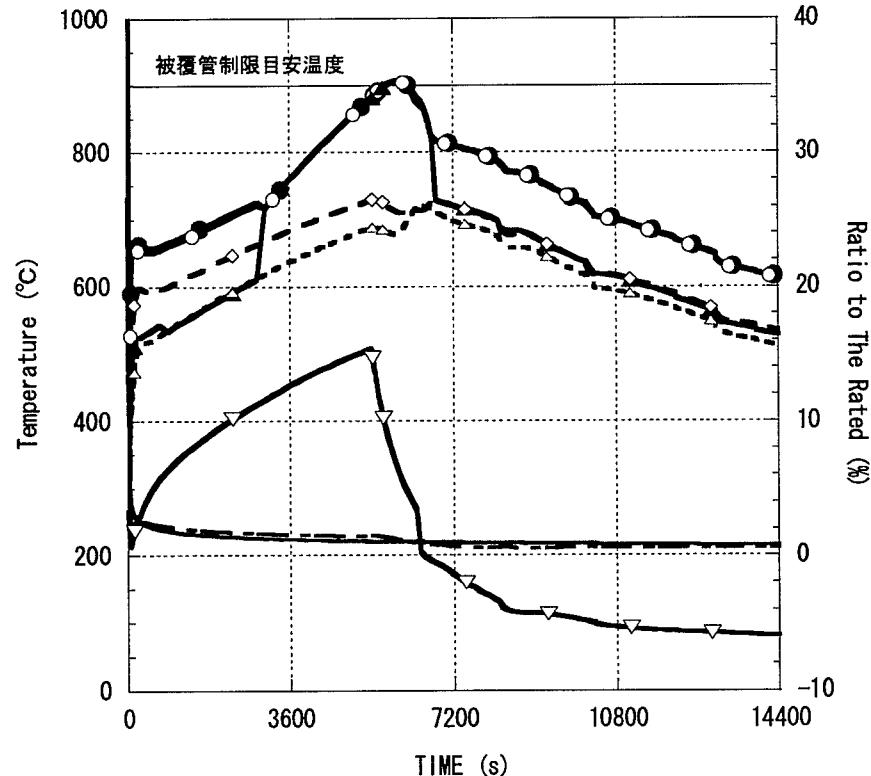


(b) 長期挙動

図 3.4.7 ホット、平均およびブランケット被覆管最高温度履歴 : Case-3, t1=30s, t2=3600s



(a) 短期挙動



(b) 長期挙動

図 3.4.8 炉内熱過渡挙動 : Case-4, t1=30s, t2=5400s

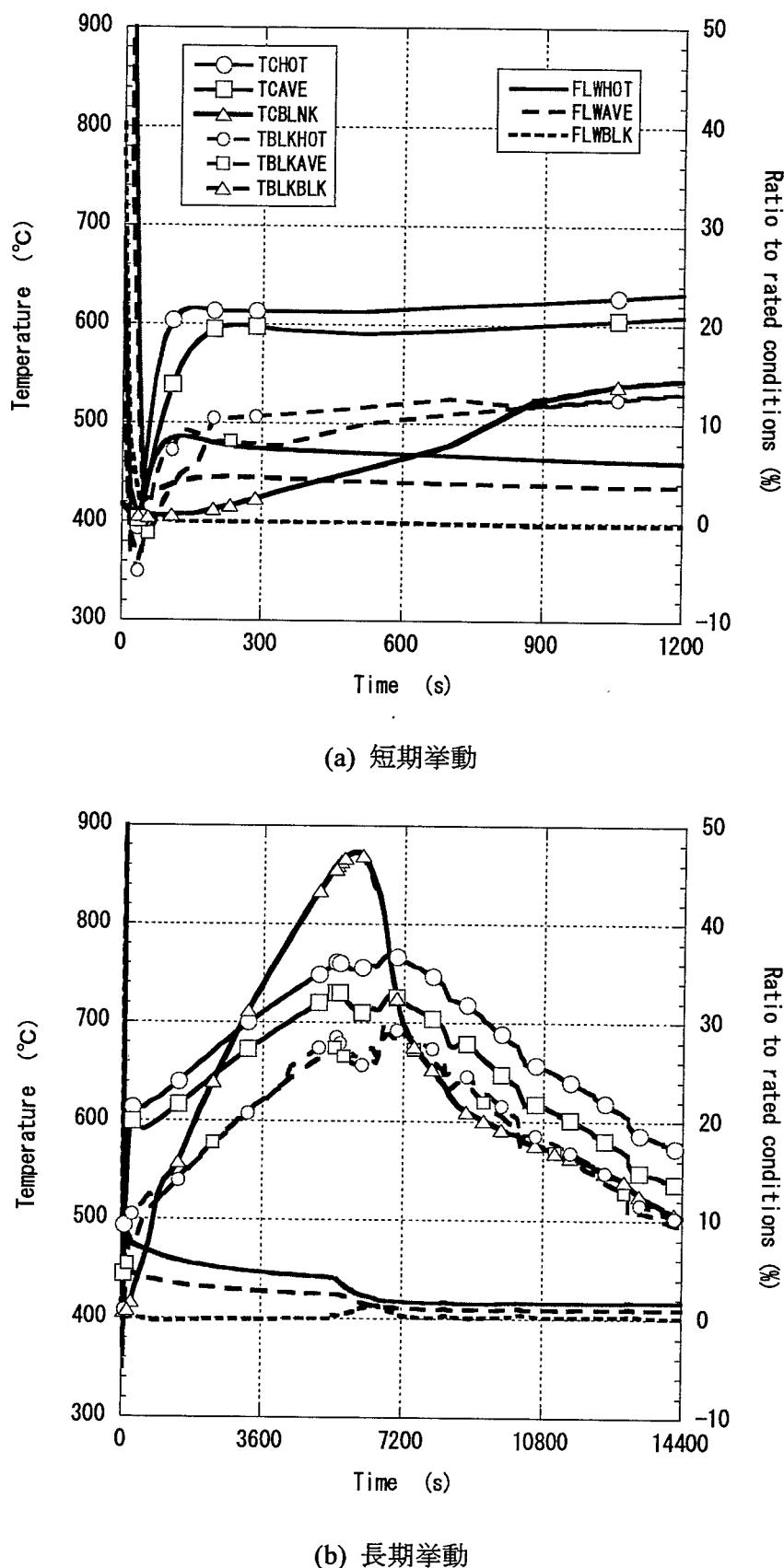


図 3.4.9 ホット、平均およびブランケット被覆管最高温度履歴 : Case-4, t₁=30s, t₂=5400s

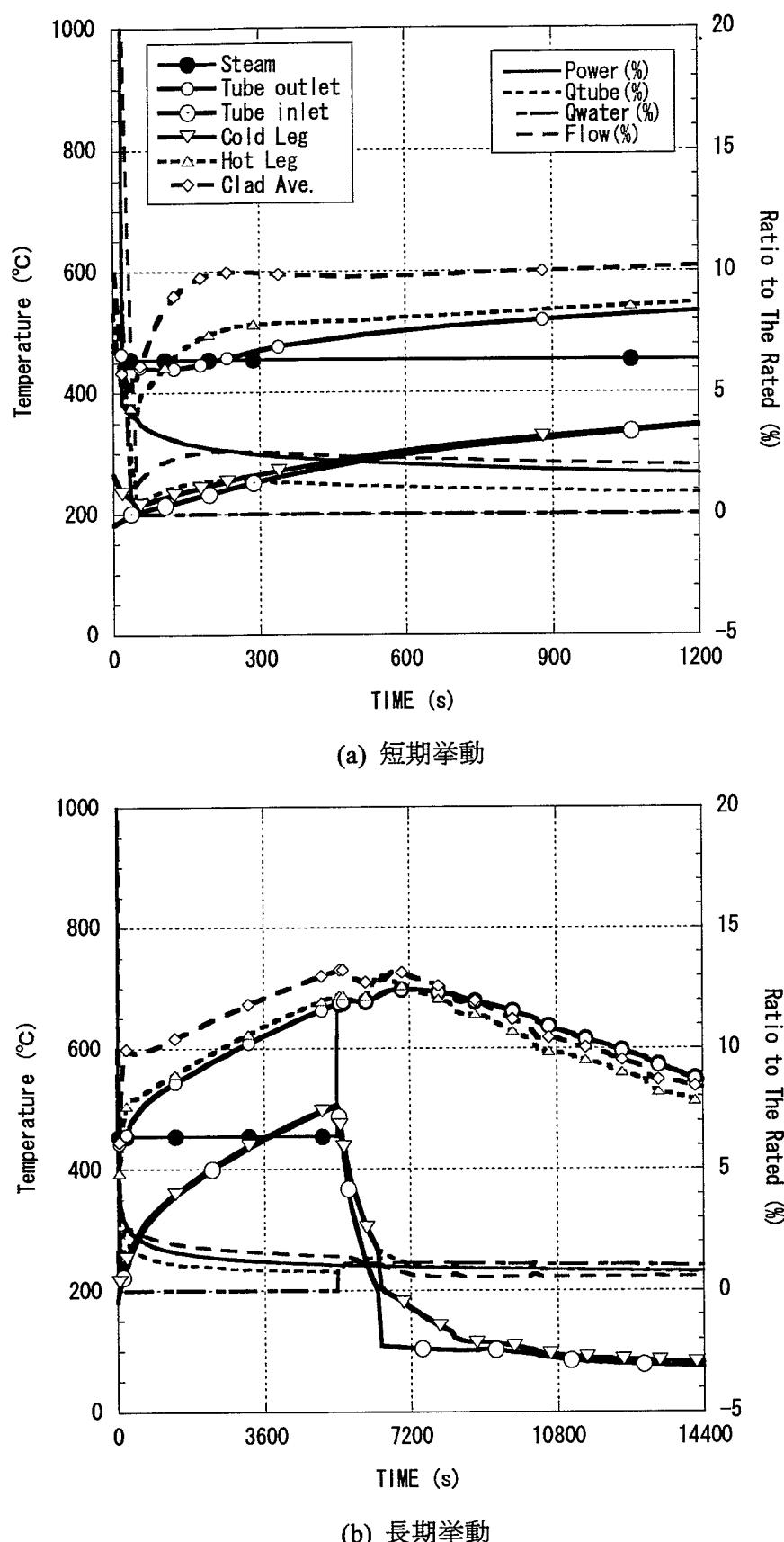


図 3.4.10 热過渡時热収支および SG 出入り口温度 : Case-4, t1=30s, t2=5400s

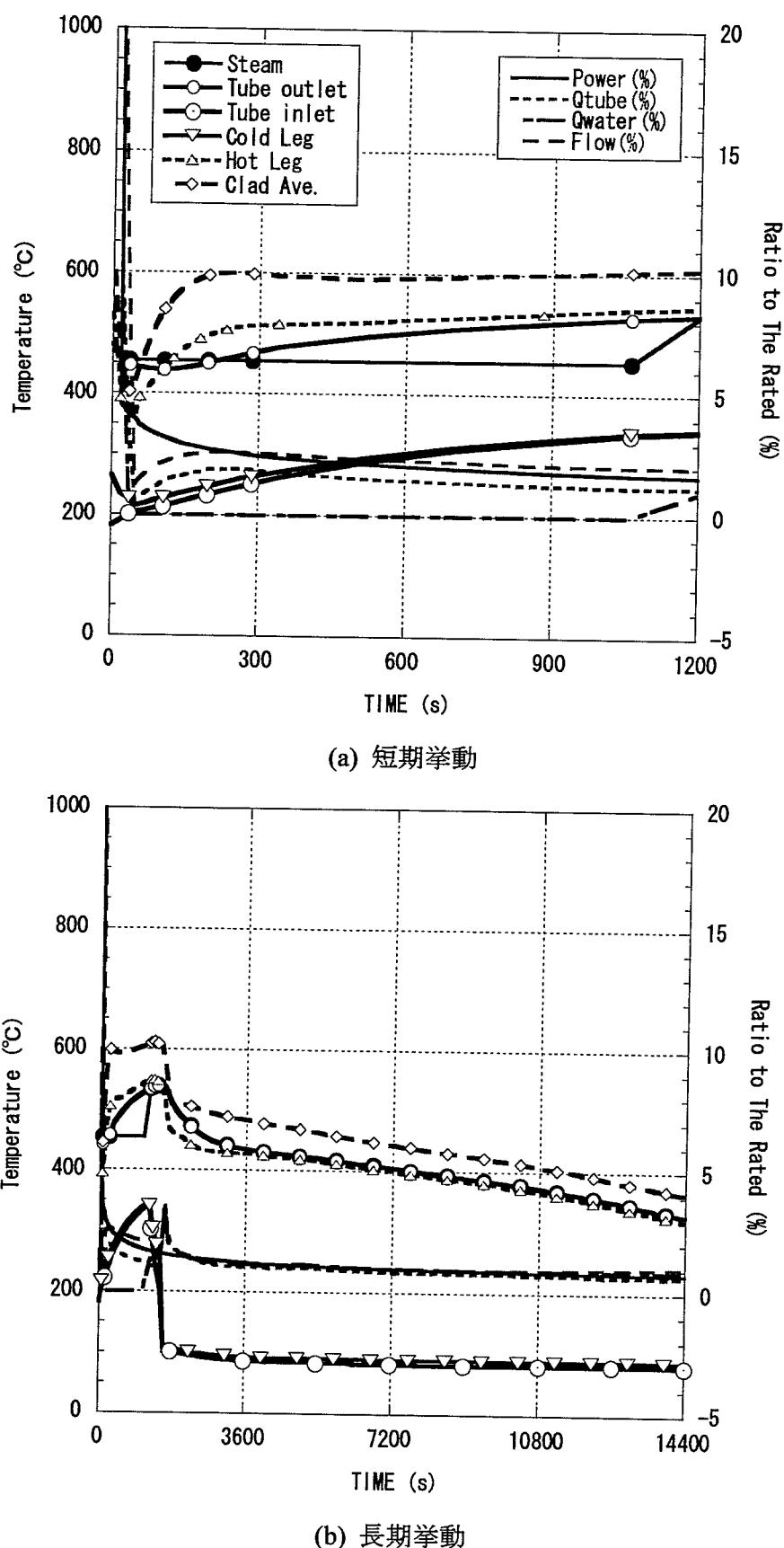


図 3.4.11 热過渡時热収支および SG 出入り口温度 : Case-1, t1=30s, t2=1200s

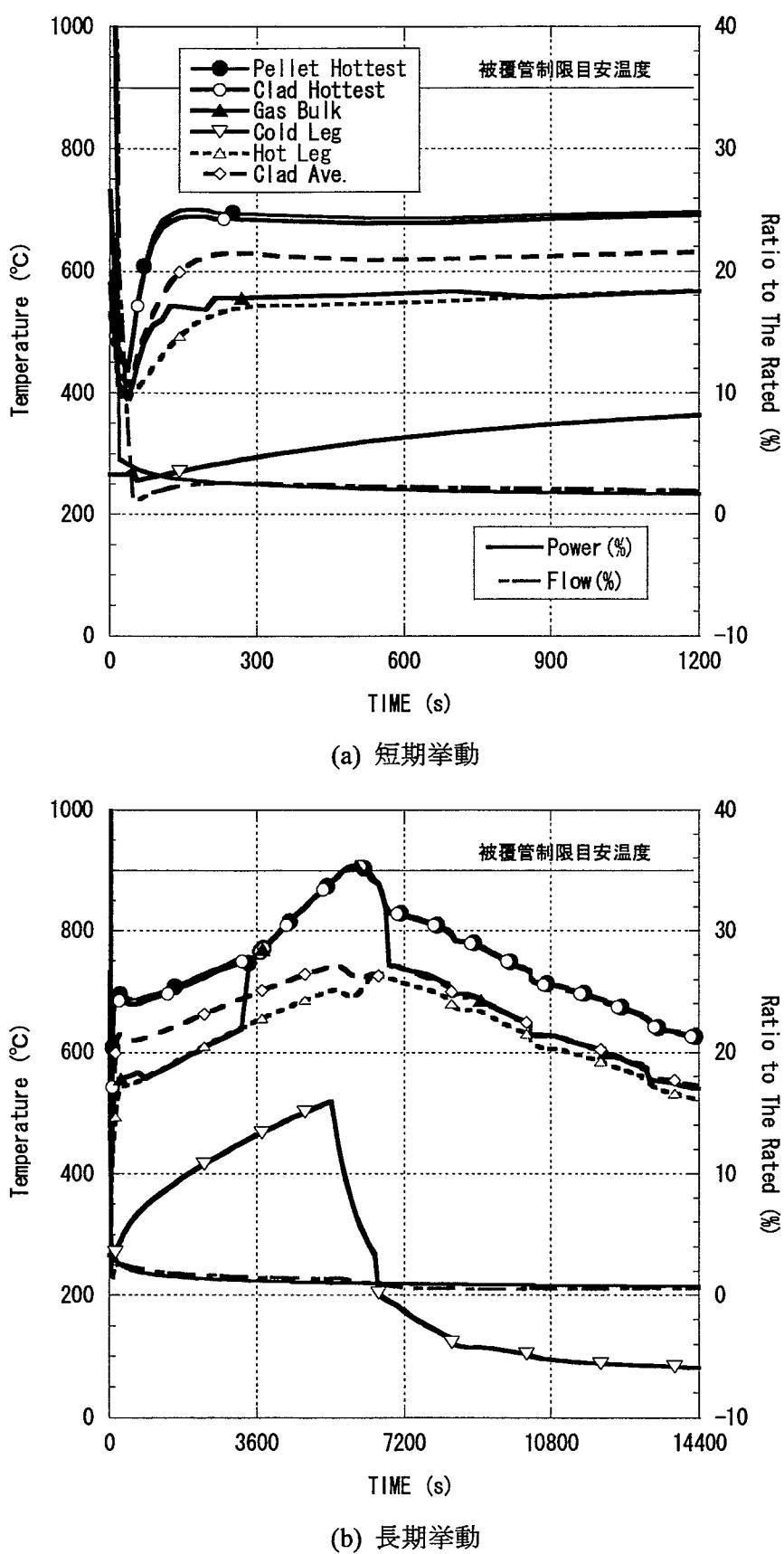


図 3.4.12 炉内熱過渡挙動 : Case-5, t1=3s, t2=5400s

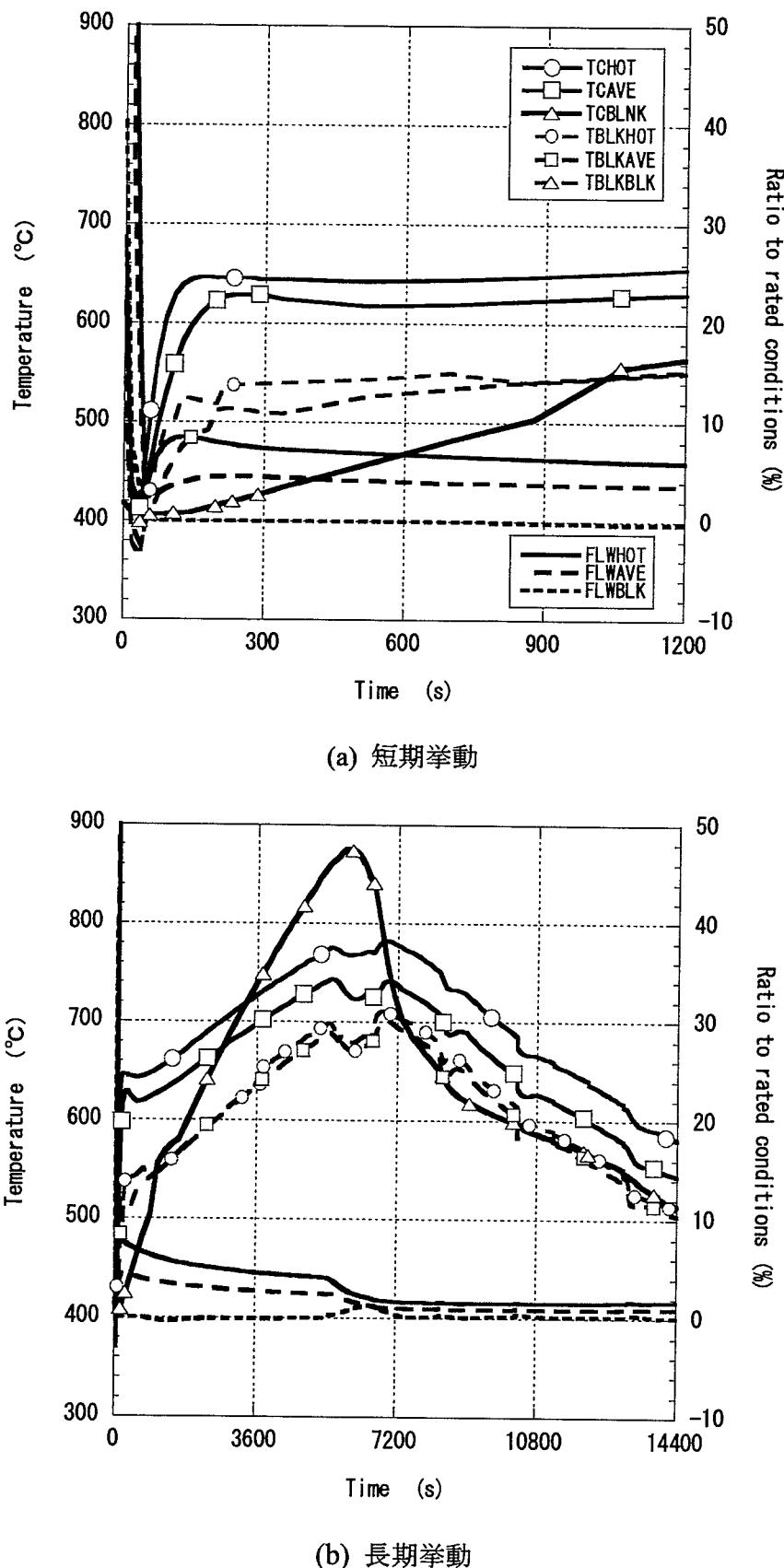
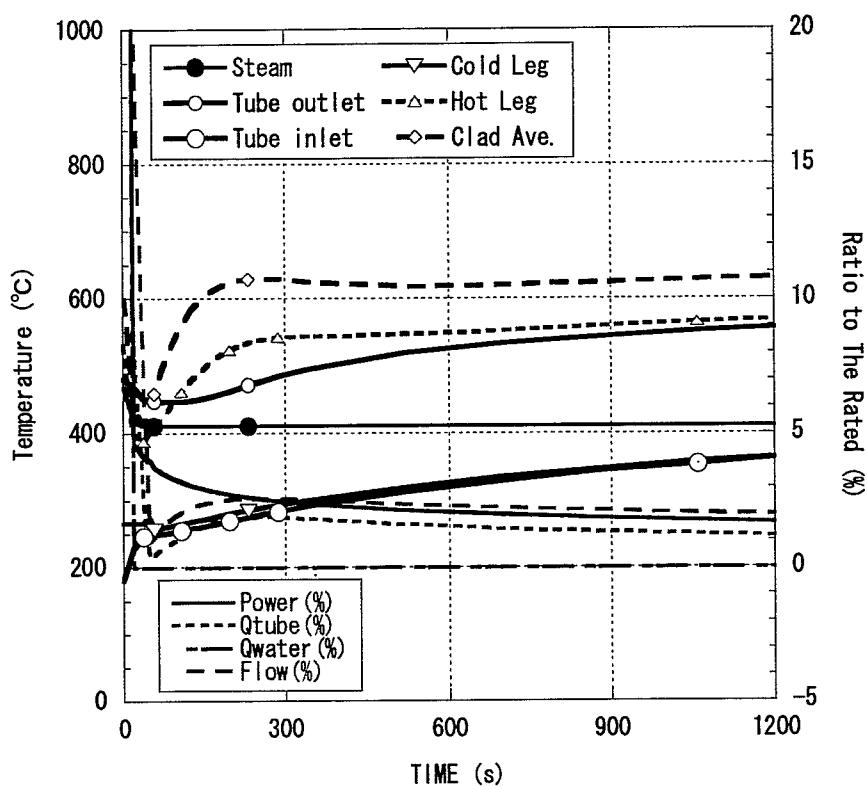
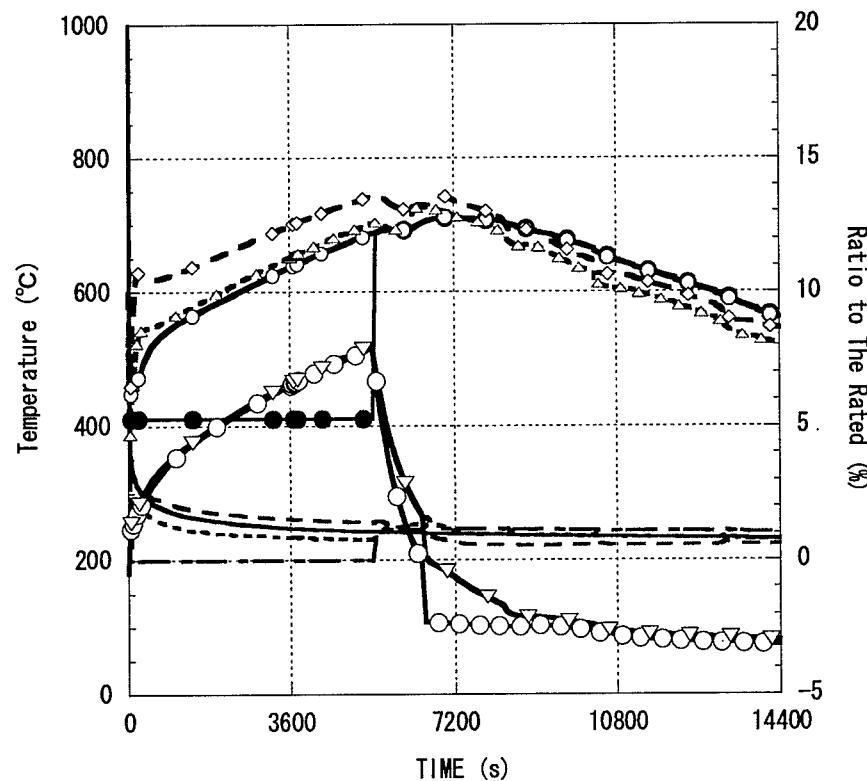


図 3.4.13 ホット、平均およびプランケット被覆管最高温度履歴 : Case-5, $t_1=3\text{s}$, $t_2=5400\text{s}$



(a) 短期挙動



(b) 長期挙動

図 3.4.14 热過渡時热収支および SG 出入り口温度 : Case-5, t1=3s, t2=5400s

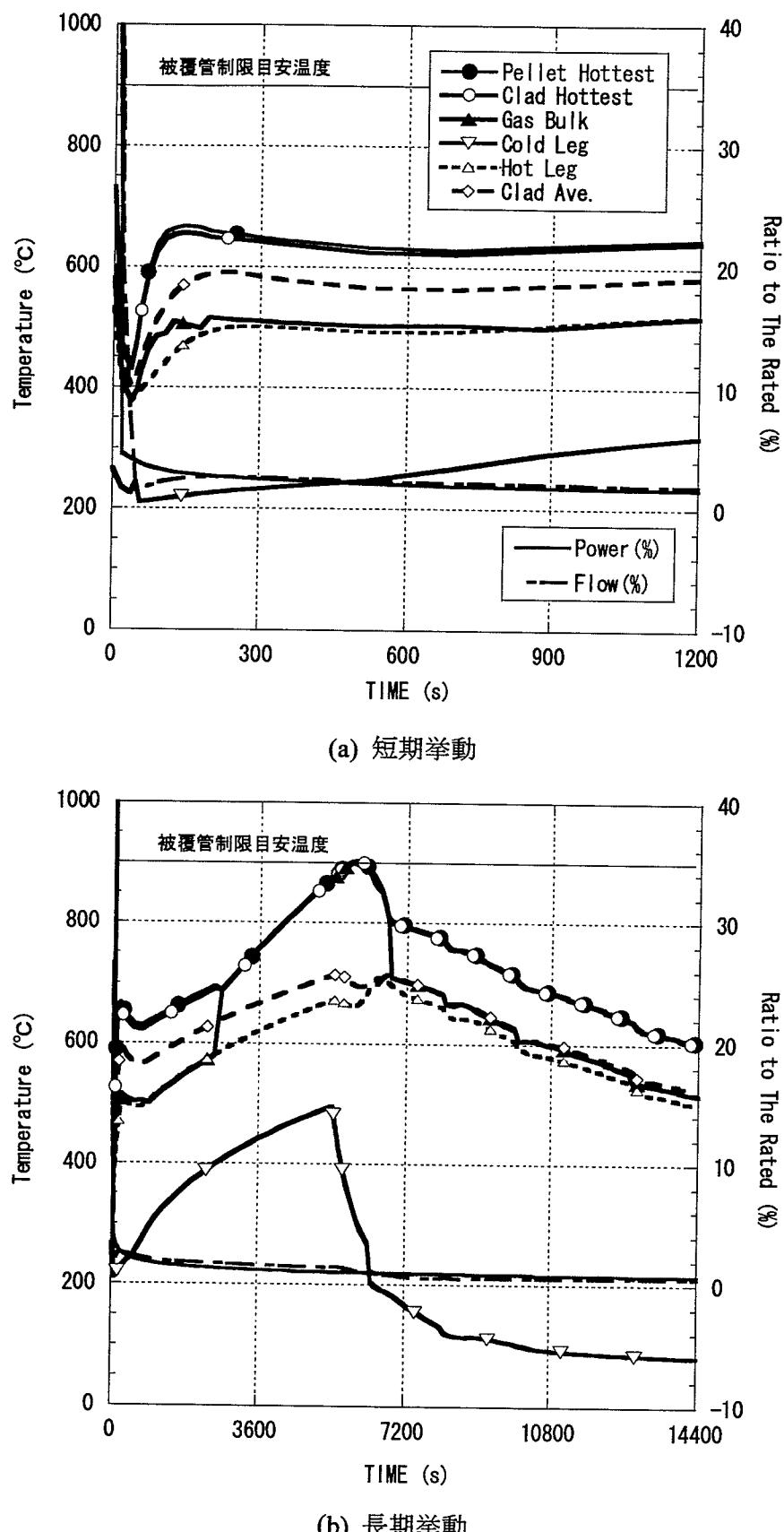


図 3.4.15 炉内熱過渡挙動 : Case-6, t1=600s, t2=5400s

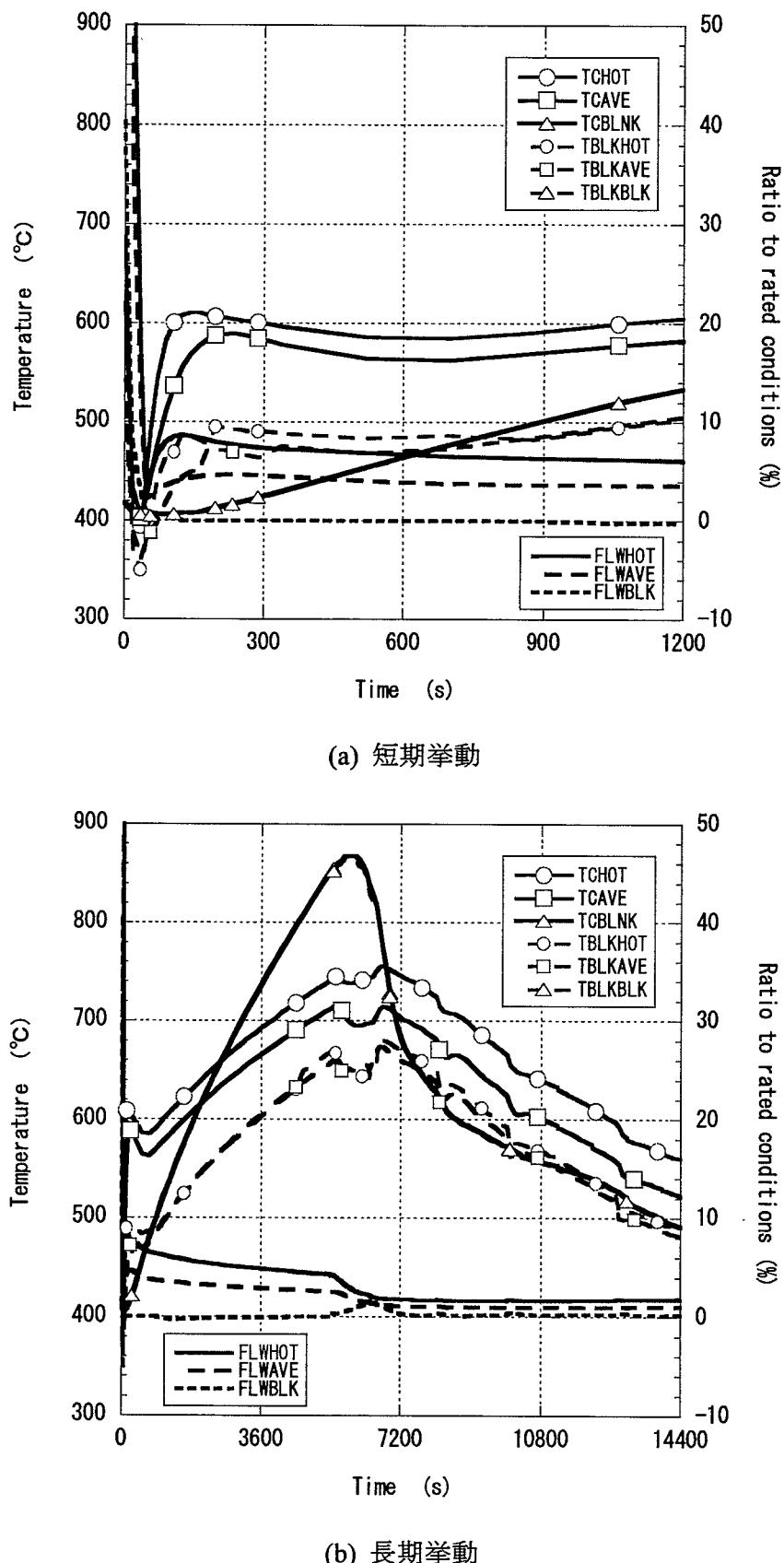


図 3.4.16 ホット、平均およびブランケット被覆管最高温度履歴
: Case-6, $t_1=600\text{s}$, $t_2=5400\text{s}$

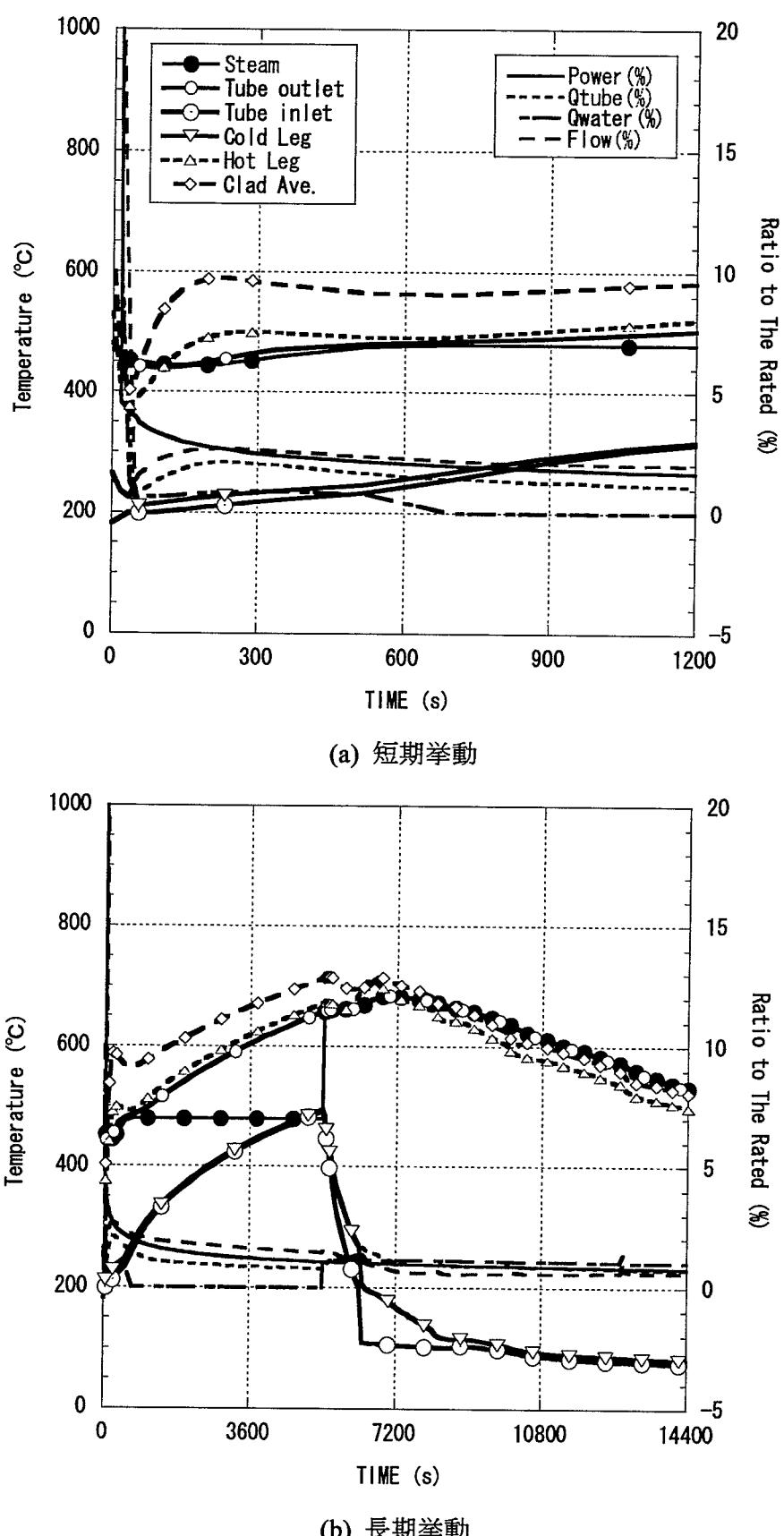


図 3.4.17 熱過渡時熱収支および SG 出入り口温度 : Case-6, t1=600s, t2=5400s

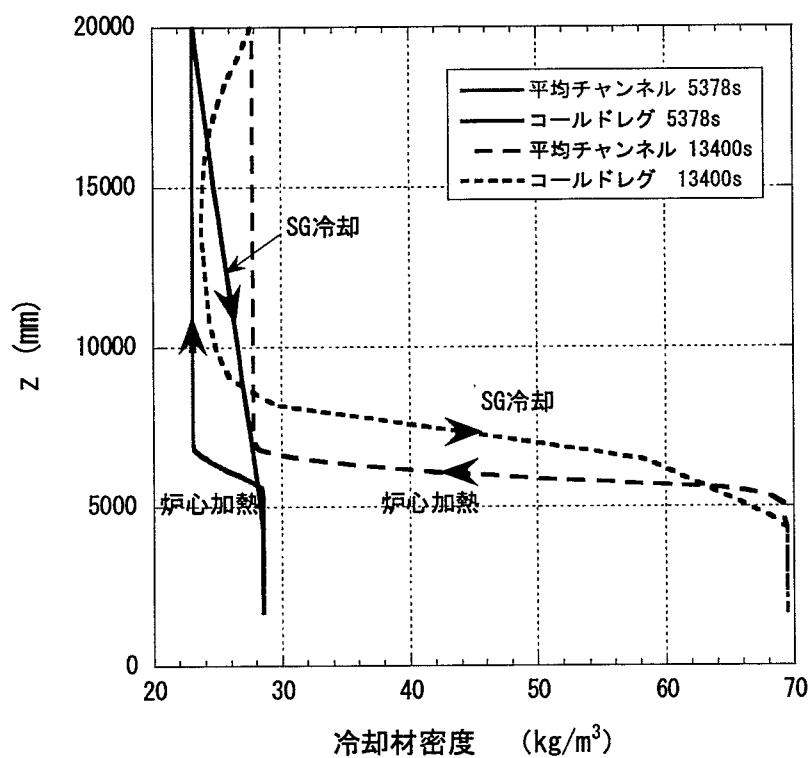


図 3.4.18 炉内一巡自然循環流量に関わる冷却材密度分布 : Case-6, t1=600s, t2=5400s

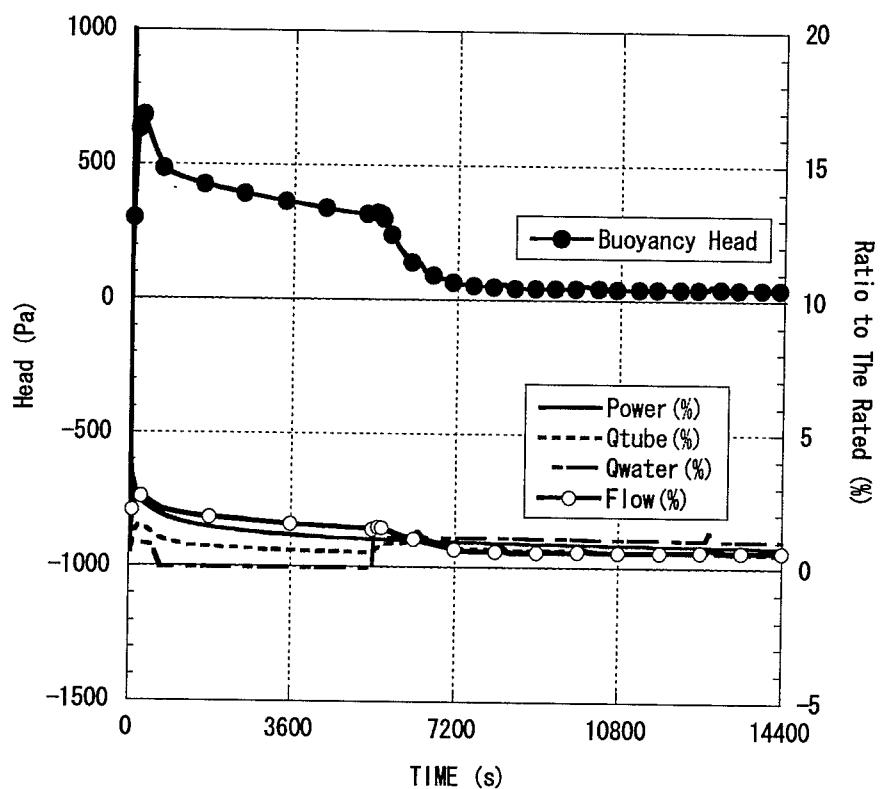
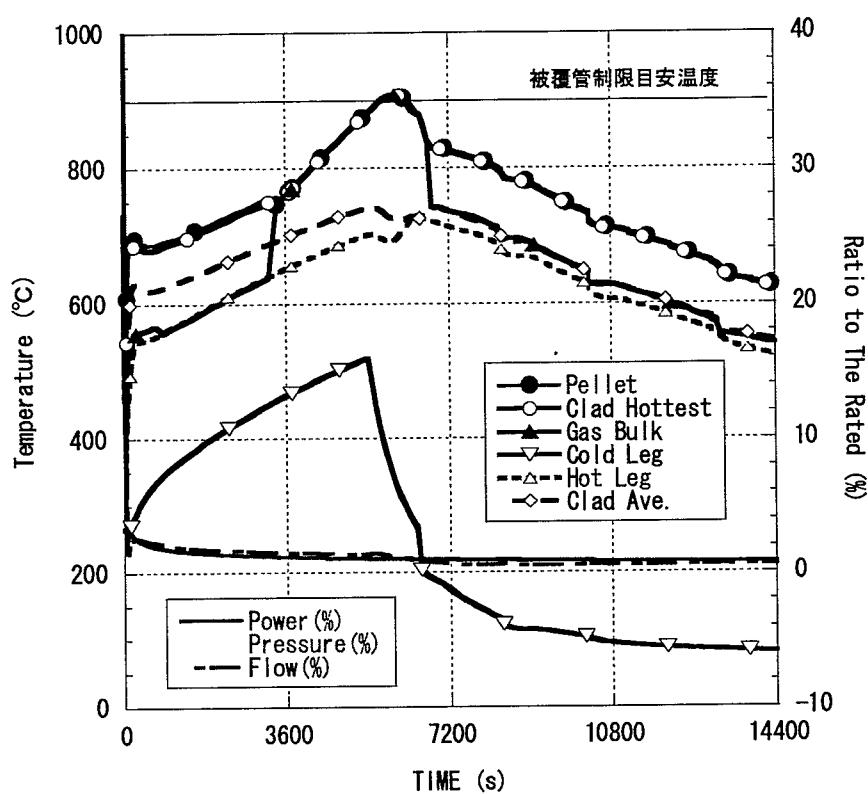
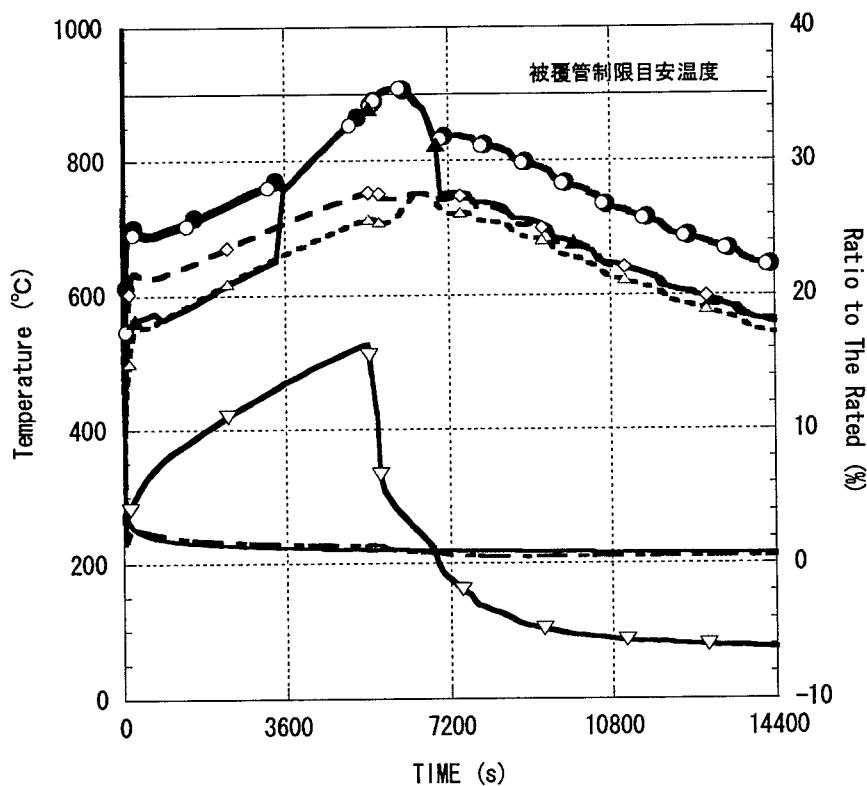


図 3.4.19 浮力ヘッド、流量等の熱過渡挙動：Case-6, t1=600s, t2=5400s

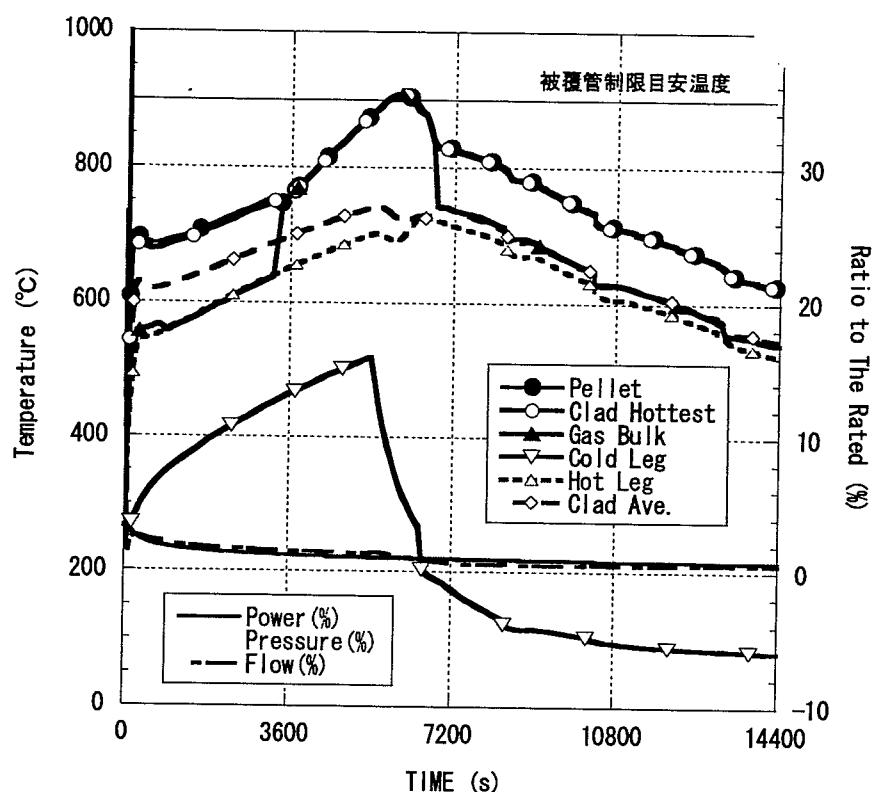


(a) Case-5 : 分割数 18

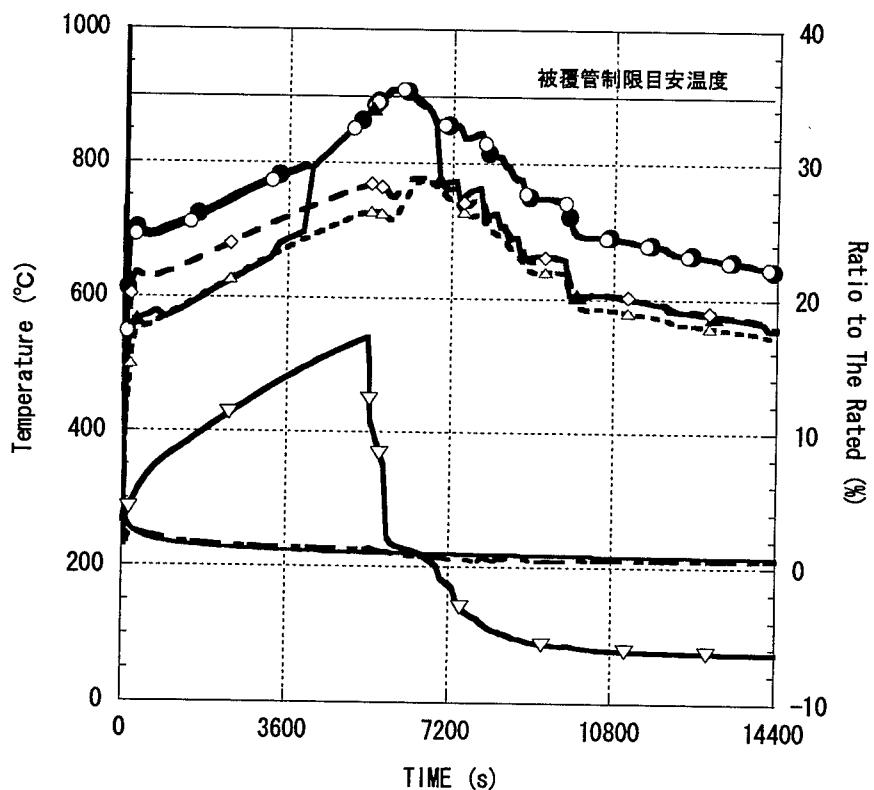


(b) Case-7 : 分割数 36

図 3.4.20 SG のメッシュ分割数による解析結果の比較 : $t_1=3\text{s}$, $t_2=5400\text{s}$ (1/2)

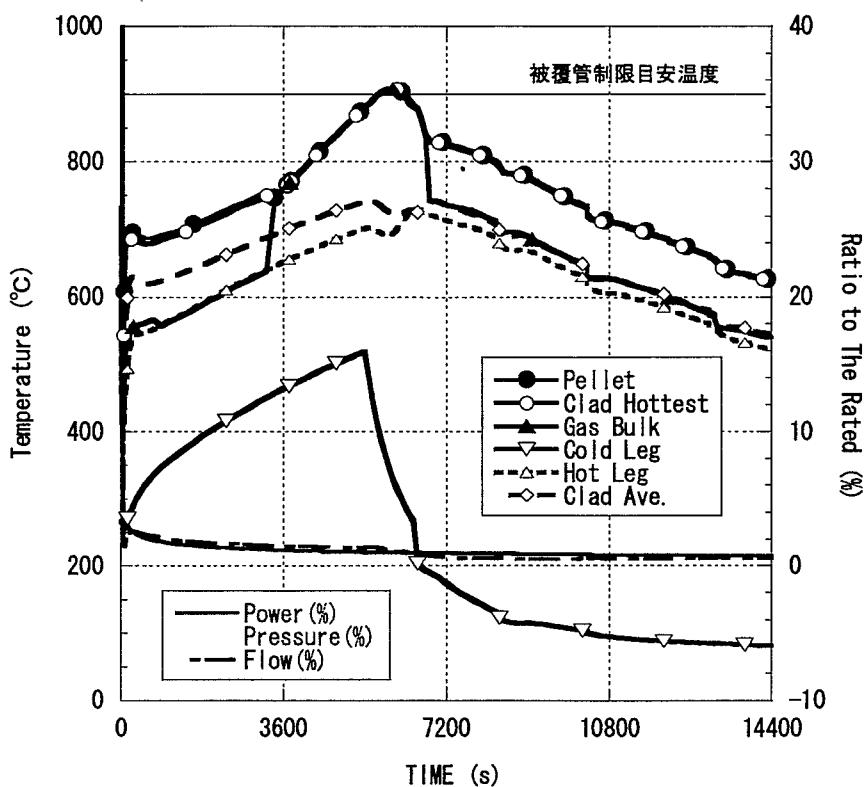


(a) Case-5 : 分割数 18

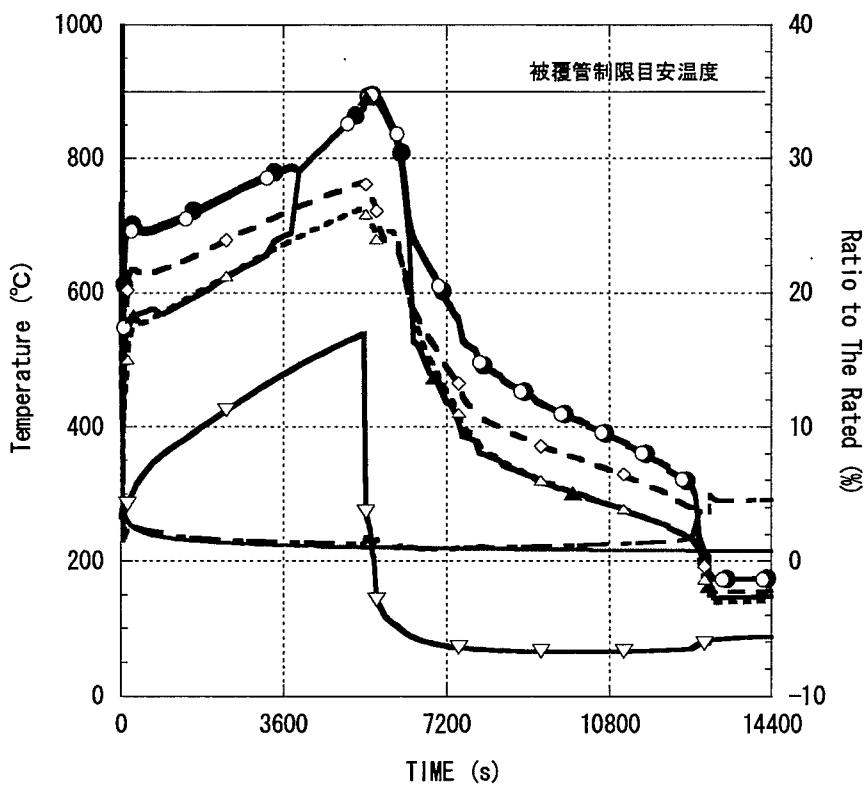


(b) Case-8 : 分割数 72

図 3.4.20 SG のメッシュ分割数による解析結果の比較 : $t_1=3\text{s}$, $t_2=5400\text{s}$ (2/2)

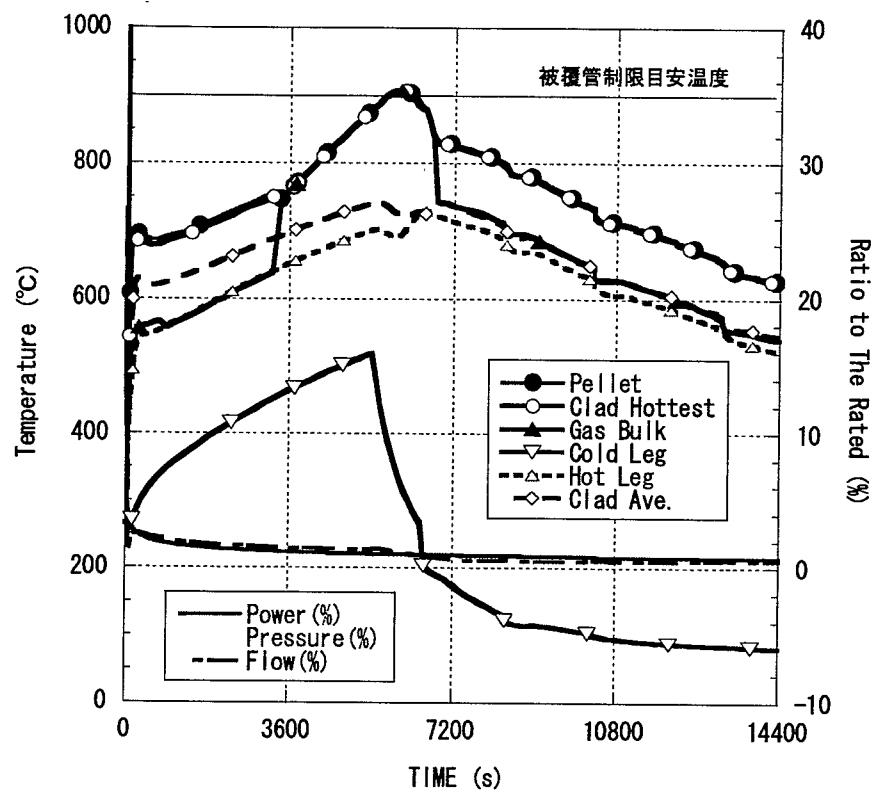


(a) Case-5 : 注水量倍増 11.6 l/s

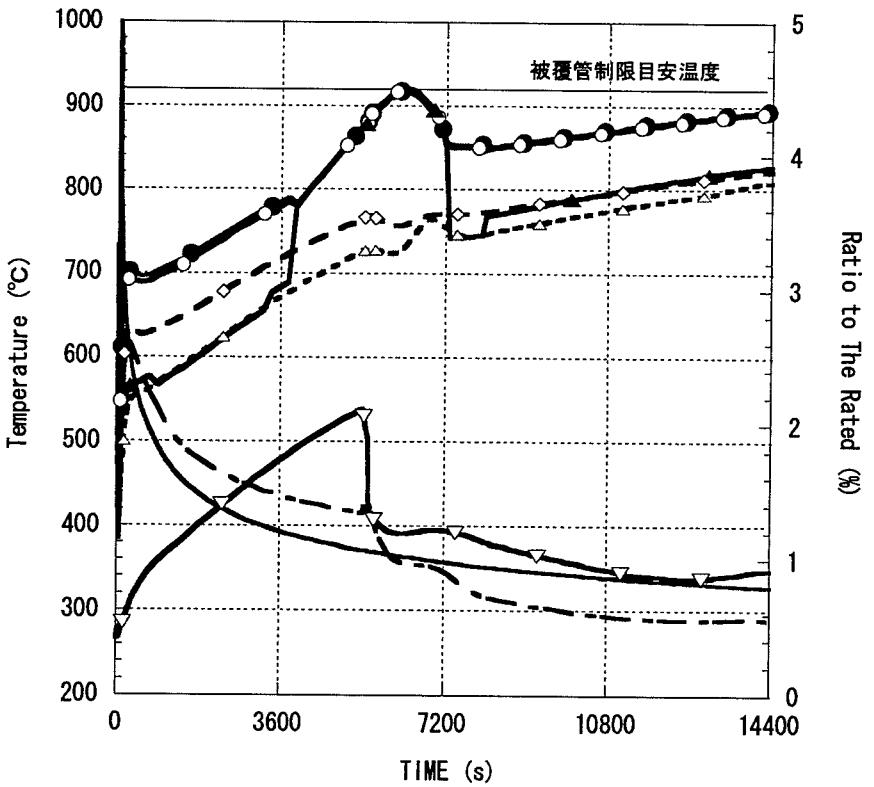


(b) Case-9 : 注水量倍増 23.2 l/s

図 3.4.21 再通水後の注水流が崩壊熱除去に及ぼす影響:倍増した場合、 $t_1=3\text{s}$, $t_2=5400\text{s}$



(a) Case-5 : 注水量倍増 11.6 l/s



(b) Case-9 : 注水量半減 5.8 l/s

図 3.4.22 再通水後の注水流量が崩壊熱除去に及ぼす影響:半減した場合、 $t_1=3\text{s}$, $t_2=5400\text{s}$

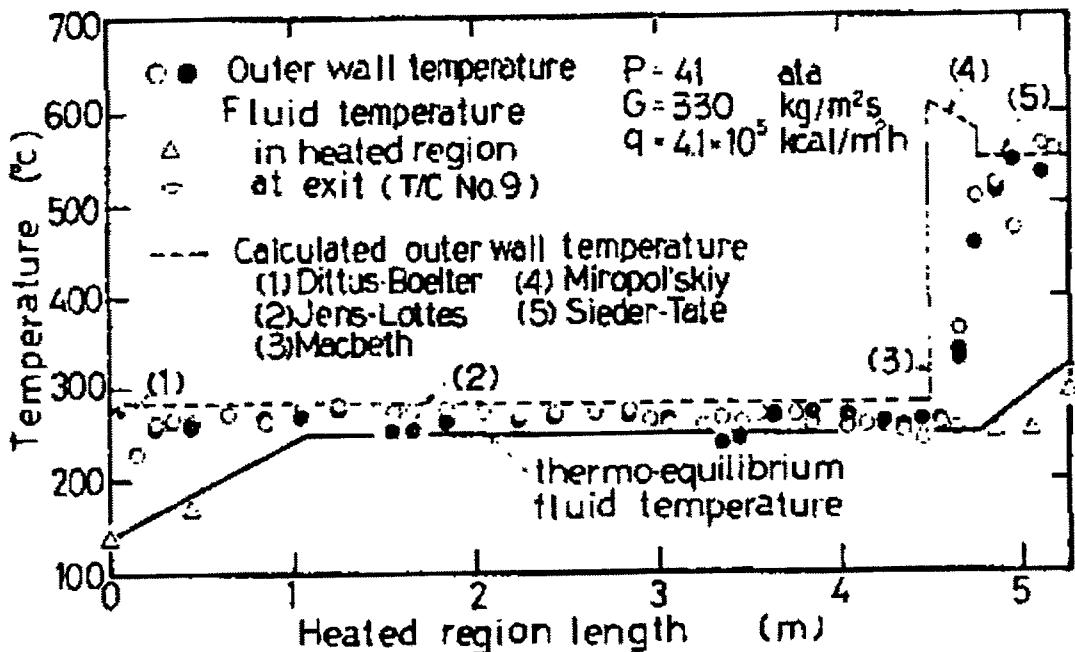


Fig. 4 Temperature profiles along tube axis (typical case close to threshold of flow oscillations)

(a) 密度波振動発生限界近傍の定常時 SG 内温度分布

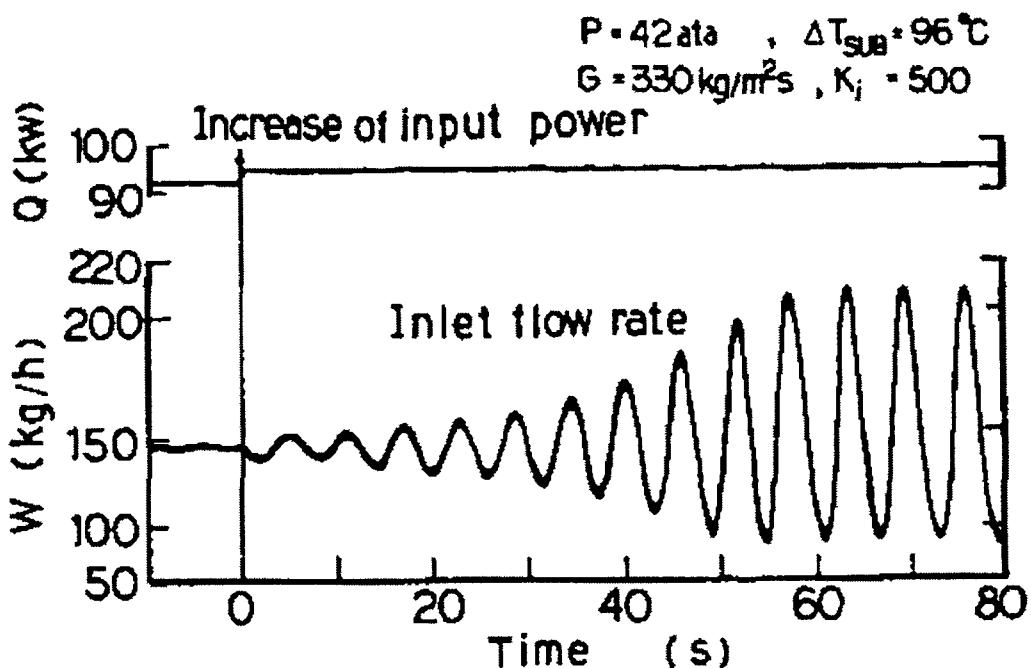
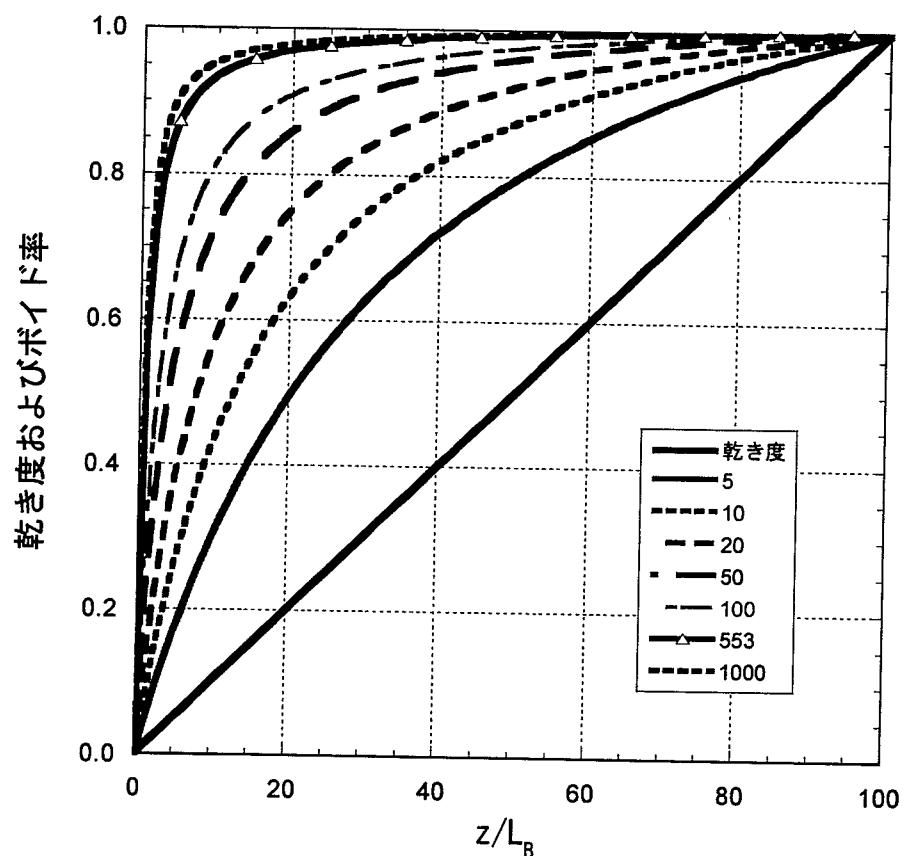


Fig. 5 Typical trace of flow oscillation onset

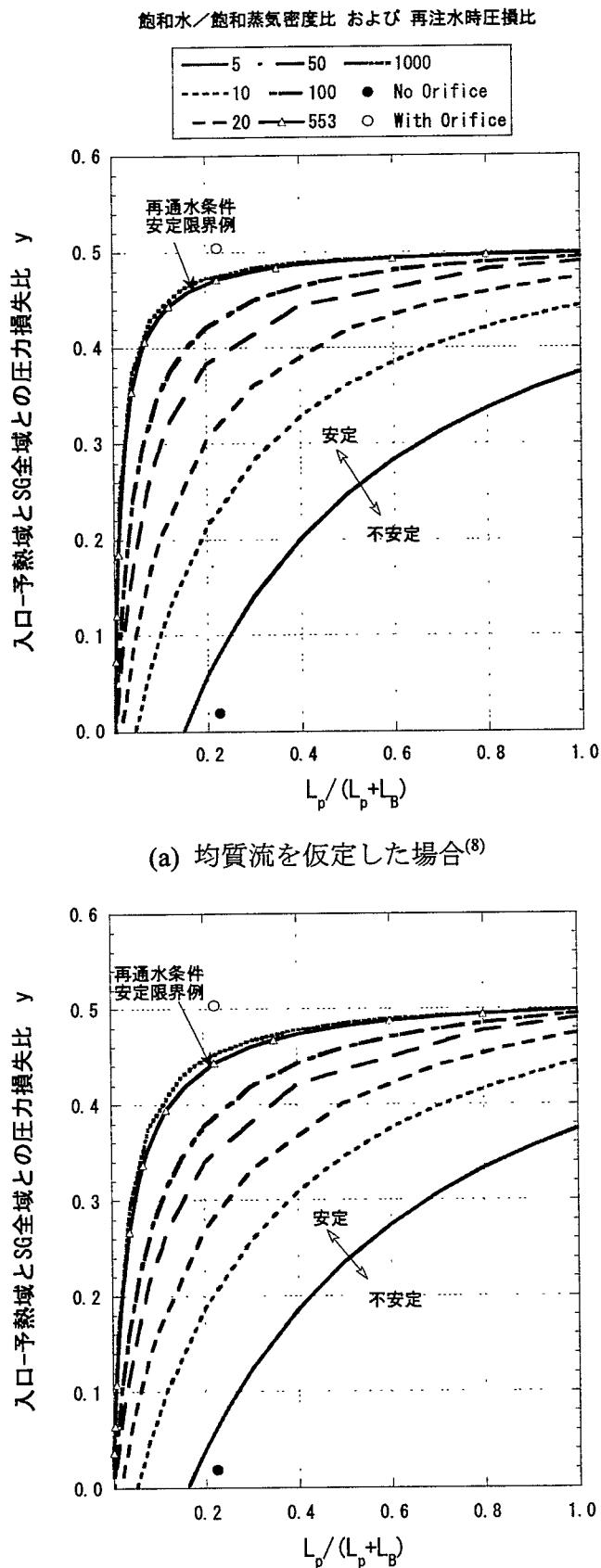
(b) 密度波振動発生時の典型的流量変動波形

図 3.5.1 密度波振動が発生した実験例⁽⁷⁾



注：凡例の数値は飽和水／蒸気密度比

図 3.5.2 乾き度の線形分布を仮定した場合の飽和水／蒸気密度比とボイド率分布



(b) 非均質流とスリップ比を考慮した場合

図 3.5.3 密度波振動に対する安定判別マップと再通水時の流動条件

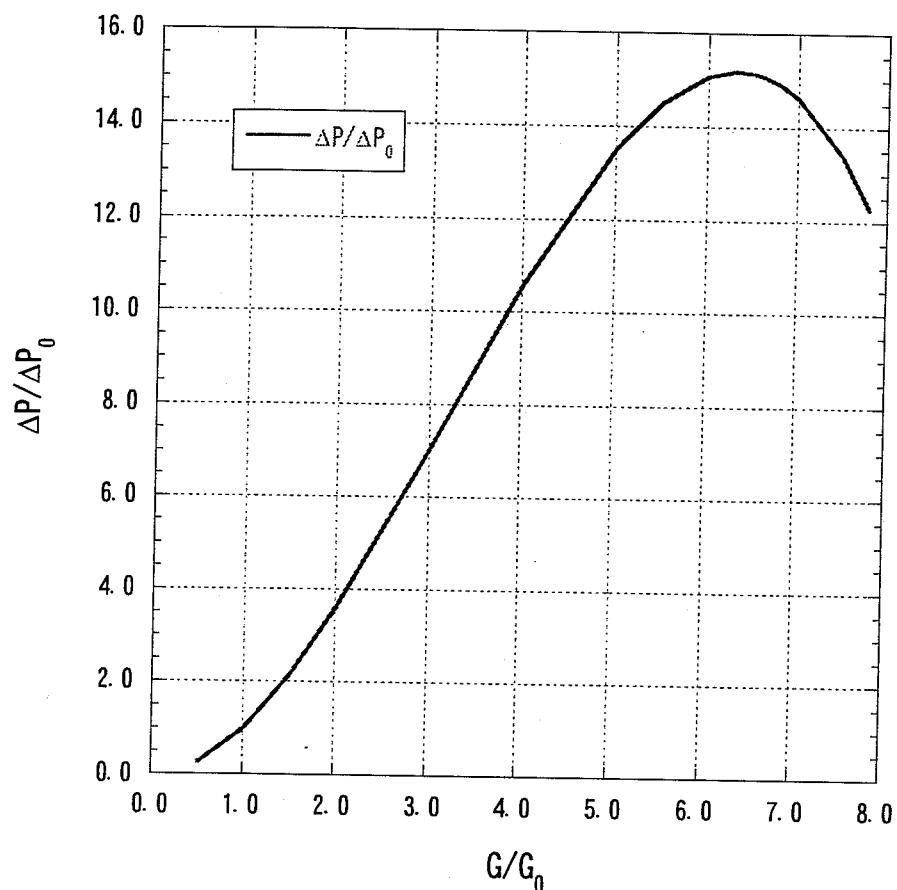


図 3.5.4 流量の変化に対する圧力損失の依存性

第4章 結 言

ヘリウムガス冷却炉被覆粒子燃料の平成12年度設計案に対して熱流力特性解析を実施するとともに、炭酸ガス冷却炉 EGCR を対象に、貯水タンクから SG への重力落下注水方式による崩壊熱除去時の熱流動特性を評価した。これらの解析により得られた知見を以下にまとめる。

● ヘリウムガス冷却炉被覆粒子燃料内熱流力特性解析

多次元熱流動解析コード AQUA を用いて、いくつかの仮定のもと、定格運転条件、低流量運転条件（出力・流量ともに 0.5%～3%といった低流量・低出力状態）、事故条件（減圧＋スクラム失敗＋自然循環下で最も厳しい出力／流量比固定）における 3 次元熱流力特性解析、および被覆粒子層入口面（コンパートメント管）の圧損不均一の影響確認解析を実施した。これらの結果から、除熱性能を確保するための被覆粒子内横方向流れの維持という観点からは、粒子層入口面の均一性が保たれる限り、致命的となるものではないと判断される。但し、高圧条件において異常な低流量(0.5%以下)では、場合によって被覆粒子層に上昇流が発生することも完全に否定しきれないため、正確な物性値・圧力損失相関式を用いた確認解析を行うとともに、発生の可能性があるならばその発生条件を明確にし、プラント状態がその条件にならないよう設計する必要がある。

今後設計研究の進展に伴い解決すべき熱流動的課題は次のとおりである。

不確定性が大きく且つ燃料性能に影響が大きいもの

- ・ 被覆燃料層内の周方向均一流の確保（偏流が大きい実験データあり）

構造健全性確保に確認が必要なもの

- ・ 隣接コンパートメント間の冷却材ミキシング特性 (thermal striping 影響等) 及び 冷却材対向流相互作用の影響
- ・ 燃料交換時等自然循環除熱の成立性
- ・ 被覆粒子燃料構造に対する内部温度差の影響
- ・ 内管近傍燃料粒子の除熱性

設計で明確にすべきもの

- ・ 上下ブランケット層と燃料層の流量配分方法の明確化
- ・ 燃料層出入口面多孔板（内管・外管）の構造（材料の選定と構造成立性）

評価精度向上に必要なもの

- ・ 高温領域でのヘリウム物性値の取得
- ・ 粒子層、多孔板に関する高精度の圧力損失相関式の取得

●炭酸ガス冷却炉崩壊熱除去特性評価

炭酸ガス冷却炉 EGCR を対象に、貯水タンクから SG への重力落下注水方式による崩壊熱

除去時の熱流動特性を、一次元核－熱流連成ネットワークコード MR-X にて評価した。パラメーターとして自然循環崩壊熱除去時の SG 隔離開始時刻、再通水開始時刻および注水流量を取り上げ、除熱挙動に及ぼす影響を検討した。その結果、現実的想定条件として SG 隔離開始 30 秒、再注水開始 20 分とした場合には余裕を持って制限目安を満足した。また EGCR では、SG 伝熱管の大きな熱容量が過渡時の除熱源となり、SG 隔離時間が 60 分を越える場合でも一次系内の過熱を防止する役割を担うことが明らかとなった。

<謝 辞>

本研究を実施するにあたり、原子力システム株式会社の後藤博政氏および株式会社エヌデーデーの今井康友氏には、解析評価作業で多大なご支援をいただいた。また、炭酸ガス炉崩壊熱除去特性評価では、川崎重工業株式会社の前川勇氏より様々なご助言をいただいた。謹んでここに感謝の意を表します。

－ 参考文献 －

- (2-1) 大島宏之、永田武光、橋本昭彦、後藤博政、「実用炉心・燃料体の熱流動評価」, JNC TN9400 2001-111, サイクル機構研究報告書, 2001.
- (2-2) S. Ergun, "Fluid Flow Through Packed Columns," Chem. Eng. Progress Vol. 48, 2, p89, 1952.
- (2-3) 日本機械学会編、「管路・ダクトの流体抵抗」、日本機械学会、1979.
- (2-4) 前川 勇、村松 寿晴、松本 雅彦、「単相多次元熱流動解析コード AQUA」、JNC TN9520 87-012、サイクル機構レポート、1987.

- (3-1) 小江秀保、木曾芳広、小林順、梅津陽一郎、一宮正和, “実用化戦略調査研究 フェーズI 平成11年度報告書 – ガス冷却炉 –”, JNC TN9400 2000-073, サイクル機構研究報告書, 2000.
- (3-2) 小林 武、藤井 貞夫, “ガス冷却高速炉用核熱結合炉心動特性コード取り扱い説明書”, 社内資料, 川崎重工業株式会社, 1979.
- (3-3) G. Melese and R. Katz, Thermal and Flow Design of Helium-Cooled Reactors, ANS, 1985.
- (3-4) 大島宏之、堺公明、永田武光、山口彰、西義久、植田伸幸、木下泉, “多様な冷却系システムの熱流動評価(研究報告)”, JNC TN9400 2000-077, サイクル機構研究報告書, 2000.
- (3-5) A. Zukauskas and R. Ulinskas, “Banks of plain and finned tubes, in Heat Exchanger Hand Book”, Hemisphere Publishing Corp., pp.2.2.4-1-2.2.4-17 1983.
- (3-6) 伝熱工学資料, 日本機械学会編, pp.61-64, pp.257-258, 1986.
- (3-7) K. Takitani and T. Takemura, “Density wave instability in once-through boiling flow system, (I) Experiment”, Jr. Nucl. Science and Tech., Vol. 15, 5, pp. 355-364, 1978.
- (3-8) K. Takitani, “Density wave instability in once-through boiling flow system, (II) Lumped parameter model with moving boundaries”, Jr. Nucl. Science and Tech., Vol. 15, 6, pp. 389-399, 1978.
- (3-9) 藤井 照重、赤川 浩爾、伊藤 裕, “気液二相流の動的配管計画”, 日刊工業新聞社, pp.57 – 59, 1999.