

# 蒸気発生器の伝熱管群におけるリフラックス凝縮挙動の RELAP5 解析

## RELAP5 Analysis of Reflux Condensation Behavior in Heat Transfer Tube Bundle of a Steam Generator

南 則敏 (Noritoshi Minami)\*<sup>1</sup> 千種 俊明 (Toshiaki Chikusa)\*<sup>2</sup>  
 長江 尚史 (Takashi Nagae)\*<sup>3</sup> 村瀬 道雄 (Michio Murase)\*<sup>1</sup>

**要約** 加圧水型軽水炉のプラント停止時におけるミッドループ運転中に、余熱除去システムによる冷却機能が喪失し、複数の代替冷却に失敗した場合には蒸気発生器 (SG) によるリフラックス冷却が期待されている。フランスで実施された加圧水型軽水炉プラントを縮尺模擬した BETHSY 装置を使用し窒素ガスを注入したリフラックス冷却実験 7.2c では、34 本の伝熱管群において、炉心部で発生した蒸気が、蒸気が凝縮する凝縮管と、窒素ガスが出口プレナムから入口プレナムに向けて逆流する逆流管とに分離することが判明した。本研究では、過渡解析コード RELAP5 を用いて、SG 伝熱管群を並列流路で模擬した BETHSY リフラックス実験の解析を行い、入口プレナムと伝熱管群との間の気液界面摩擦と壁面摩擦の計算式を改良して、窒素ガスの逆流現象を再現可能にした。伝熱管群を 2 流路でモデル化した解析では、窒素ガスの再循環流量が最大となる場合の凝縮管員数は実験結果とよく一致した。また、伝熱管群を 3 流路でモデル化した解析においては、流路分割比を変えて解析した結果の平均をとることで凝縮管員数を精度よく予測できることを示した。

**キーワード** ミッドループ運転, 蒸気発生器, リフラックス冷却, 非凝縮性ガス, 伝熱管群, BETHSY 実験, RELAP5

**Abstract** In case of loss of the residual heat removal system and other alternative cooling methods under mid-loop operation during shutdown of the pressurized water reactor plant, reflux condensation in the steam generator (SG) may be an effective heat removal mechanism. In reflux condensation experiments 7.2c with injection of nitrogen gas using the BETHSY facility in France, which is a scale model of a pressurized water reactor plant, 34 heat transfer tubes were divided into two kinds of flow patterns, which were steam forward flow and nitrogen reverse flow. In this study, we simulated the BETHSY experiments using the transient analysis code RELAP5. Modifying calculation equations for interfacial friction force and wall friction force between the inlet plenum and heat transfer tubes, nitrogen reverse flow was successfully simulated. In calculations with alteration of the flow area ratio of two flow channels for the heat transfer tube bundle, the number of active tubes with the maximum nitrogen recirculation flow rate agreed rather well with the observed number of active tubes. In calculations with three flow channels for the heat transfer tube bundle, the average number of active tubes in several calculations with different flow area ratios of the three flow channels predicted the number of active tubes well.

**Keywords** mid-loop operation, steam generator, reflux cooling, non-condensable gas, heat transfer tube bundle, BETHSY experiments, RELAP5

## 1. はじめに

加圧水型軽水炉 (pressurized water reactor : PWR) プラントの停止時におけるミッドループ運転時には余熱除去 (residual heat removal : RHR) システムにより崩壊熱の除去が行われる。ミッドループ運転中に RHR ポンプをはじめとする除熱機能が喪失し

た場合の有効な炉心冷却手段の一つとして、蒸気発生器 (steam generator : SG) によるリフラックス冷却が期待されている。リフラックス冷却は、原子炉容器内で 1 次冷却材が沸騰して発生した蒸気を伝熱管内で凝縮させ、凝縮水が重力で炉心に還流されて炉心の冷却を維持するものである。

3 ループ PWR プラントを縮尺模擬したフランス

\* 1 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所

\* 2 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所 現在 コンピュータソフト開発(株)

\* 3 (株)原子力安全システム研究所 技術システム研究所 現在 関西電力(株)

の BETHSY 装置を使用し、窒素ガスを注入したりフラックス冷却実験シリーズ 7.2c<sup>(1)(2)</sup>では、34本の伝熱管群において、炉心部で発生した蒸気が流入して凝縮する凝縮管と、窒素ガスが出口プレナムから入口プレナムに向けて逆流する逆流管とに分離することが判明した。

本研究では、ミッドループ運転中事故時の SG リフラックス冷却を精度よく評価することを目的とし、まず蒸気と空気との混合気体を用いた凝縮伝熱実験<sup>(3)~(5)</sup>により、リフラックス冷却条件に適用可能な凝縮熱伝達相関式を開発した。また BETHSY リフラックス冷却実験<sup>(1)(2)</sup>を対象として、SG 伝熱管群を並列流路として扱う定常 1 次元解析<sup>(6)</sup>を行い、窒素の逆流が発生するメカニズムならびに凝縮管員数の決定因子を明らかにした。前報<sup>(7)</sup>では、主に層流領域を対象とした凝縮熱伝達率の実験式<sup>(3)(4)</sup>の適用範囲を乱流領域に拡張したその後の改良<sup>(5)</sup>、改良した凝縮熱伝達実験式の RELAP5/SCDAPSIM/MOD3.2<sup>(8)</sup>への組み込みと凝縮伝熱実験<sup>(3)~(5)</sup>の再現解析による妥当性の確認について述べた。また、改良した凝縮熱伝達実験式を BETHSY リフラックス冷却実験の定常 1 次元解析に適用して、リフラックス凝縮における凝縮熱伝達率相関式の精度の重要性を示し、改良した凝縮熱伝達相関式の適用性の高さを確認した。

本論文では、BETHSY リフラックス冷却実験を対象として、改良した凝縮熱伝達相関式<sup>(5)(7)</sup>を組み込んだ RELAP5/SCDAPSIM/MOD3.2 を用いて BETHSY 実験解析を実施し、SG 伝熱管群での異なる流動状態の再現性を確認するとともに、SG 伝熱管群を模擬する場合の流路分割数と分割比率について検討することとした。

まず、伝熱管群を 2 流路模擬にて解析を行ったところ、窒素ガス注入後 2 流路とも気相流量が大きく変動し、逆流は再現できなかった。

そのため、水力直径をパラメータにして気液界面摩擦を変更した解析を行い、窒素ガスの逆流を再現できなかった要因を解明し、逆流が再現できるよう計算式を改良するとともに、逆流管本数を精度よく予測するため、SG 伝熱管群の模擬方法（流路分割数・分割比率）の検討を行った。

## 2. BETHSY リフラックス実験

BETHSY 装置は、電気出力 900 MW の 3 ループ PWR を、高さを実寸長、容積・流量・熱出力を 1/100 で模擬している。BETHSY 装置を用いたリフラックス実験<sup>(1)(2)</sup>の主な条件と結果を表 1 に示す。

表 1 BETHSY リフラックス実験 7.2c の条件と結果<sup>(1)(2)</sup>

実験フェーズ	条件			結果	
	炉心出力 (kW)	2 次側圧力 (MPa)	窒素ガス注入量 (kg)	1 次系圧力 (MPa)	凝縮管員数
7.2c/1.2	98.5	0.2	0.32	0.38	24
7.2c/1.3	98.5	0.2	0.65	0.55	21
7.2c/1.4	99.0	0.2	1.08	0.78	19

実験では、窒素ガス存在下での SG による凝縮熱特性の測定を目的とし、1 ループのみ使用し、残りの 2 ループは隔離されている。模擬炉心の出力を約 98kW（定格熱出力の約 (1/3) %、蒸気発生量 47g/s）で一定、2 次系圧力を 0.2 MPa で一定とし、入口プレナムの上流に一定量の窒素ガスを徐々に注入し、定常状態に至る過渡変化を測定している。

1 次系圧力と凝縮管の員数は、非凝縮性ガスの注入を終了した後の定常状態での値を示す。伝熱管 34 本の全数で入口温度を測定しており、1 次系飽和温度に近いものを凝縮管、2 次系飽和温度に近いものを非凝縮管と判定している。伝熱管の内径は 19.68 mm、平均長さは 19.45 m である。そのうちの 1 本の伝熱管では管内中心部の軸方向温度分布を測定している。

## 3. 伝熱管群を 2 流路で模擬した BETHSY 実験解析

前報<sup>(7)</sup>では、BETHSY 装置でのリフラックス冷却実験を対象として、SG 伝熱管群を並列流路として扱う定常 1 次元解析により伝熱・流動特性を計算し、SG 伝熱管の高温側と低温側との密度水頭差により逆流が生じることを明らかにした。また、気体流量に対する出入口プレナム間差圧、蒸気が流入する凝縮管の員数を評価し、窒素ガスの再循環流量が最大となる場合の凝縮管員数が実験結果とよく一致することを示した。

本報では、BETHSY 実験を RELAP5 で解析し、伝熱管群での異なる流動状態の再現性を確認すると

ともに、伝熱管流路を分割する場合の分割数・分割比率について検討した。

### 3.1 RELAP5 解析モデルと解析条件

SG 伝熱管群を 1 流路で模擬したケースと、2 流路に分割して模擬したケースを解析した。SG 伝熱管を 2 流路に分割したケースでは、流路断面積と伝熱面積を BETHSY 実験 7.2c/1.3 実験結果における凝縮管と逆流管の員数の比率 (21:13) で分割した。2 流路の場合のノード分割を図 1 に示す。BETHSY 装置の詳細な形状データが不明であるため、国内 PWR の標準的な SG 形状データを参考にした。SG 出入口プレナムには凝縮水をドレンするための機構を付加した。この実験では窒素ガス注入後の定常状態の確立が重要であり時間変化そのものは重要でないため、解析では実験の時間スケールを忠実に模擬していないが、蒸気及び窒素ガスの注入量は実験条件を模擬し、初期は 47 g/s の蒸気のみ注入とし、その後 1000 秒毎に 0.32kg, 0.33kg, 0.43kg の窒素ガスを、伝熱管内の流動に対して外乱とならないようにそれぞれ 100 秒間をかけて準静的に入口プレナムに注入した。SG2 次側は伝熱管群が常時冠水するよう

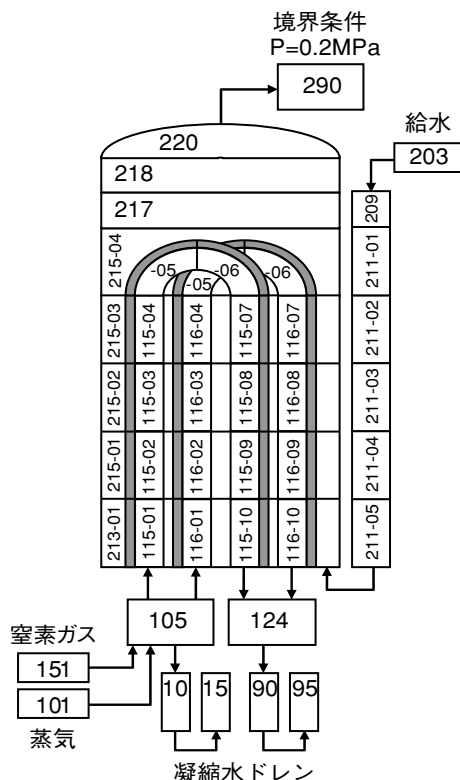


図 1 BETHSY 実験解析 RELAP5 ノード分割図

0.2MPa における飽和水を給水した。

解析コードは、改良した凝縮熱伝達相関式<sup>(5)(7)</sup>を組み込んだ RELAP5/SCDAPSIM/MOD3.2<sup>(8)</sup>の RELAP5 を使用した。RELAP5 では、凝縮熱伝達率  $h_c$  は (1) 式で定義されている。 $h_f$  は凝縮液膜の熱伝達率、 $h_i$  は界面熱伝達率である。

$$\frac{1}{h_c} = \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_i} \quad (1)$$

RELAP5 では、液膜熱伝達率  $h_f$  に Nusselt の層流理論による熱伝達率を使用されているが、液膜レイノルズ数  $Re_f$  が大きい範囲で熱伝達率を過小評価する。そこで、Chun ら<sup>(9)</sup> 及び Chataing ら<sup>(10)</sup> による純粋蒸気での実験データを用いて、Nusselt の層流理論による熱伝達率を修正した次の (2) 式<sup>(5)</sup>を導出し、RELAP5 に組み込んだ。

$$Nu_f = \frac{h_f L}{\lambda_f} = \max \left\{ \left[ \frac{4}{3} \left( 1 - \frac{\rho_g}{\rho_f} \right) \right]^{1/3} Re_f^{-1/3}, 0.82 \left( 1 - \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{1/3} Re_f^{-1/4} \right\} \quad (2)$$

$$L = \left( \frac{v_f^2}{g} \right)^{1/3}, Nu_f \geq \frac{2L}{d_{w,i}}, Re_f = \frac{j_f d_{w,i}}{v_f} \geq 0.1 \quad (3)$$

(2) 式における右辺第 1 項は Nusselt の層流理論による熱伝達率である。ヌセルト数  $Nu_f$  の下限値は管が液単相で満たされた場合に対応する。液膜レイノルズ数  $Re_f$  の下限値は RELAP5 と同様である。

RELAP5 では、界面熱伝達率  $h_i$  に物質伝達と熱伝達の相似則に基づく Nithianandan ら<sup>(11)</sup> の相関式が使用されているが熱伝達率を過小評価する。そこで、蒸気と空気との混合気体を用いた凝縮熱伝達実験<sup>(3)~(5)</sup>での測定値を用いて (4) 式<sup>(5)(7)</sup>を導出し、RELAP5 に組み込んだ。

$$Nu_i = \frac{h_i d_{w,i}}{\lambda_g} = 120 \left( \frac{P_{steam}}{P_{air}} \right)^{0.75} \max(1.0, a Re_g^b),$$

$$Re_g = \frac{j_g d_{w,i}}{v_g} \leq 10,000, a = 0.0035, b = 0.8 \quad (4)$$

$$Nu_i = \frac{h_i d_{w,i}}{\lambda_g} \geq 4.36, 0.0054 \leq \frac{P_{steam}}{P_{air}} \leq 120,$$

$$Re_g = \frac{j_g d_{w,i}}{v_g} \leq 10,000 \quad (5)$$

$Re_g$ は蒸気・空気混合気体のレイノルズ数,  $P_{steam}$ は蒸気分圧,  $P_{air}$ は空気分圧である. ヌセルト数  $Nu_i$ の下限値は蒸気凝縮のない気体の層流に対する対流熱伝達に対応する. その他の適用限界は相関式を導出した実験範囲に対応する.

### 3.2 解析結果

1 流路模擬と 2 流路模擬の場合の伝熱管入口での気相流量の経時変化を図 2 に示す. 純蒸気 (7.2c-1.1) の状態では 1 流路, 2 流路とも全ての伝熱管に蒸気が流入し凝縮している. 窒素ガスの注入後は 1 流路模擬の場合は, ほぼ一定で推移するが, 2 流路模擬の場合は流路 1, 流路 2 とも振動が発生し, 逆流を再現しなかった.

SG 出入口プレナムと伝熱管群との間のジャンクションの水力等価直径をパラメータとして気液界面摩擦を変更した解析結果を表 2 に示す. 窒素ガス量が増加するにつれ, また気液界面摩擦が小さいほど逆流が生じやすい結果となっていることがわかる.

一方, 流路面積が大きい流路で逆流が発生しやすい傾向があり, 1 次元定常計算の結果<sup>(7)</sup>と異なっている. これは, 逆流の発生を妨げる要因があること

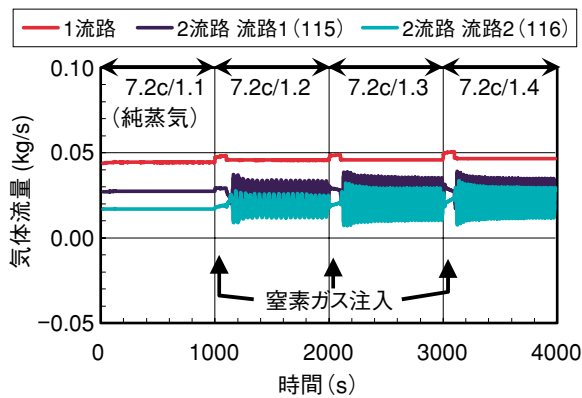


図 2 SG 伝熱管入口気相流量の経時変化

表 2 気液界面摩擦の影響

界面摩擦	7.2c-1.2		7.2c-1.3		7.2c-1.4	
	流路 1	流路 2	流路 1	流路 2	流路 1	流路 2
100%	×	×	×	×	×	×
80%	×	×	×	○	×	○
72%	×	×	△	×	○	×
63%	×	×	○	×	○	×
50%	×	×	○	×	○	×

流路 1 : 流路 2 = 21 : 13 × : 凝縮 △ : 停滞 ○ : 逆流

を示している. そこで, 気液界面摩擦の算出過程を中心に調査を行った.

### 3.3 計算式の修正

RELAP5 では圧力はボリューム中心で定義され, 摩擦損失は上流  $i$  と下流  $k$  の中心間で計算されるためボリュームの長さの寄与を面積比で配分する式として, (6)式に示す計算式を用いて気液界面摩擦および壁面摩擦を算出している.

$$\frac{A_j(j)}{A_v(i)} \cdot \frac{0.5L_v(i)}{0.5L_v(i)+0.5L_v(k)} + \frac{A_j(j)}{A_v(k)} \cdot \frac{0.5L_v(k)}{0.5L_v(i)+0.5L_v(k)} \quad (6)$$

$A_j$ はジャンクション面積,  $A_v$ はボリューム面積,  $L_v$ はボリューム高さ,  $(i)$ ,  $(k)$  はそれぞれ上流側, 下流側のボリュームである. 本式においては流路面積比  $A_j/A_v$ が使用されているが, この比を SG 出入口プレナムと伝熱管のボリューム間に適用すると, 伝熱管の流路面積が大きい流路で逆流が発生しやすくなる. そこで, この不具合を解消するため流路面積比を水力等価直径比に変更した(7)式を考える.

$$\left[ \frac{D_j(j)}{D_v(i)} \right]^2 \cdot \frac{0.5L_v(i)}{0.5L_v(i)+0.5L_v(k)} + \left[ \frac{D_j(j)}{D_v(k)} \right]^2 \cdot \frac{0.5L_v(k)}{0.5L_v(i)+0.5L_v(k)} \quad (7)$$

ここで,  $D_j$ はジャンクション水力等価直径,  $D_v$ はボリューム水力等価直径である.

次項以降では, この(7)式を適用して解析を行った.

### 3.4 計算式修正後の解析結果

SG 伝熱管入口での気相流量の経時変化について, 修正した計算式を界面摩擦項と壁面摩擦項に適用し 3.2 項と同様に, 1 流路模擬及び 2 流路模擬にて解析を行った結果を図 3 に示す. 1 流路模擬では気相流量は窒素注入時のわずかな変動を除いて一定であり, 蒸気注入量と同等である.

2 流路模擬の場合, 7.2c-1.1 では 2 流路とも凝縮管であり流量比は流路分割数に比例している. 窒素を注入した 7.2c-1.2 の場合には, 伝熱管 21 本に相当する流路 1 の気相流量は増加する一方で, 13 本に相当する流路 2 では逆流管となり, 窒素ガスと凝縮しなかった蒸気の混合気体が循環している.

7.2c-1.3, 7.2c-1.4 において窒素ガス注入中は気体が順流に転じているが, 注入後には窒素が逆流し

ている。また、窒素ガス注入量の増加に伴い流路2での逆流量が増加し、流路1に再循環する気相流量が増加する結果となった。

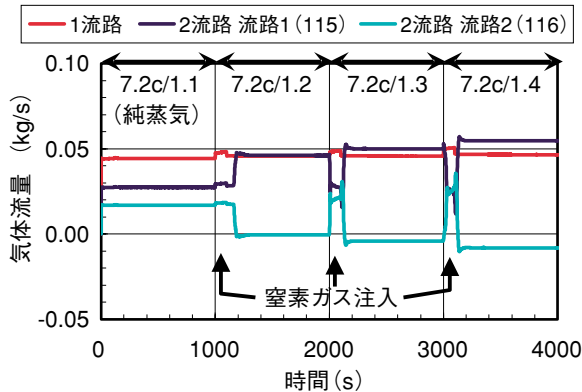


図3 計算式修正後のSG伝熱管入口気相流量

### 3.5 凝縮管員数の予測

前報<sup>(7)</sup>のSG伝熱管群を並列流路として扱った定常1次元解析より、窒素ガスの再循環流量が最大となる場合の凝縮管員数が実験結果とよく一致するという知見を得た。図4はRELAP5を用いて流路分割比を17:17から33:1まで変化させた場合の窒素再循環流量を示している。窒素再循環流量が最大となる凝縮管員数が、実験結果とその差4つ以内で一致している。ここで各実験フェーズの再循環流量が最大となる時の凝縮管員数を実験結果及び前報の1次元定常解析結果における凝縮管員数と比較して表3に示す。解析結果から得られた凝縮管員数の予測値は、実験結果および1次元定常解析と比較して過大な評価となっている。

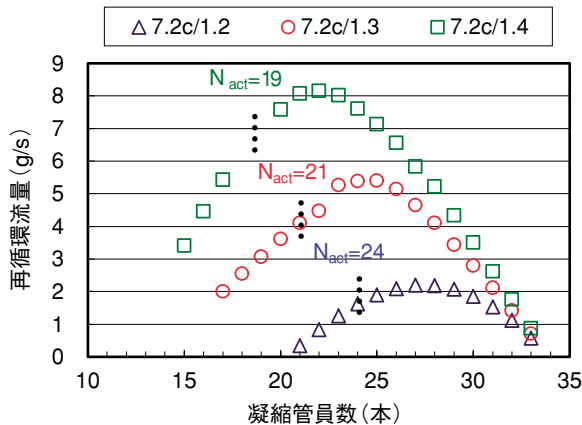


図4 凝縮管員数と窒素ガス再循環流量の関係

表3 凝縮管員数の比較 (単位: 本)

実験フェーズ	7.2c/1.2	7.2c/1.3	7.2c/1.4
実験結果	24	21	19
1次元定常解析 (前報 <sup>(7)</sup> )	31	22~23	20
RELAP5 解析結果	27	25	22

### 3.6 SG 出口プレナム体積と気液界面摩擦の影響

ここではRELAP5解析における主な不確定性要素である、SG出入口プレナム体積と気液界面摩擦の影響について考察する。気液界面摩擦係数は流路の形状やサイズ、流動状態、物性に依存することが知られている。またBETHSY装置の具体的な形状データが不明であるため、SGデータについて国内の主要PWRプラントから取得しており、そのSG出口プレナム体積をおよそ $0.05\text{m}^3$ としている。一方で、BETHSY実験の窒素注入量と1次元系圧力とから定常1次元解析で求めたSG出口プレナムの体積はおよそ $0.02\text{m}^3$ としている<sup>(6)</sup>。そこで気液界面摩擦を60%にした場合(図5)と出入口プレナム体積を $0.02\text{m}^3$ に変えた場合(図6)について評価した。

気液界面摩擦を60%にした解析では7.2c-1.2において2ケースで窒素の逆流が計算できたのみであったが、7.2c-1.3、7.2c-1.4では多くのケースで窒素の逆流が計算でき、凝縮管員数の予測値も実験値とよく一致している。

SG出入口プレナム体積を $0.02\text{m}^3$ に変えた解析では、凝縮管員数の予測値は実験結果と比較して1~2本過小評価するものにより一致している。また、 $0.05\text{m}^3$ の場合(図4)と比較すると、窒素ガスの再循環流量は増加している。これは、プレナム体積を小さくすることで窒素ガス分圧が高くなったためと考えられる。

次に、1流路模擬と2流路模擬(SG出入口プレナム体積 $0.05\text{m}^3$ )の入口プレナム圧力の経時変化を実験結果とあわせて図7に示す。1流路模擬の場合、2流路模擬の場合よりも高く、実験とはほぼ一致する結果となった。2流路模擬にて圧力が低く評価されたのは、窒素ガスが循環することでより多くの体積を窒素ガスが占有したためと考えられる。

従って、SGプレナム圧力について合理的な保守性を確保する必要がある場合には、圧力を高めに評価すると考えられる1流路模擬とするのが良い。

一方、2流路模擬の解析では、入口プレナムを1

ノードで模擬しており、入口プレナムで完全混合となっているが、実現象では逆流した窒素ガスが入口プレナムで完全混合することなく伝熱管に流入している可能性がある。

図8に出入口プレナム体積を変えた場合のSG入口圧力の経時変化を示す。プレナム体積が0.05 m<sup>3</sup>の場合には、実験結果を過小評価したが、0.02 m<sup>3</sup>とした場合には実験結果とよく一致した。

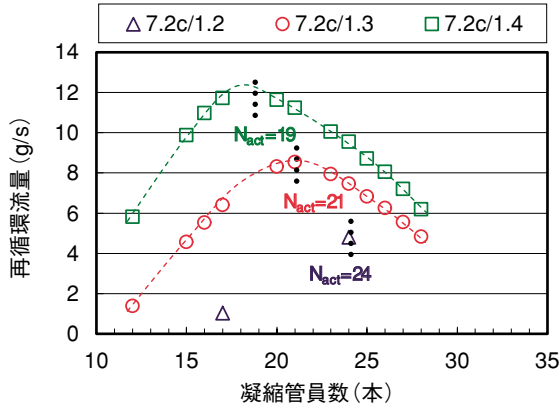


図5 凝縮管員数と窒素ガス再循環流量の関係 (気液界面摩擦：60%)

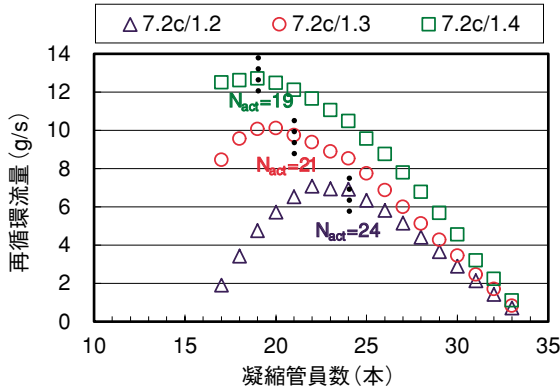


図6 凝縮管員数と窒素ガス再循環流量の関係 (SG 出入口プレナム体積：0.02m<sup>3</sup>)

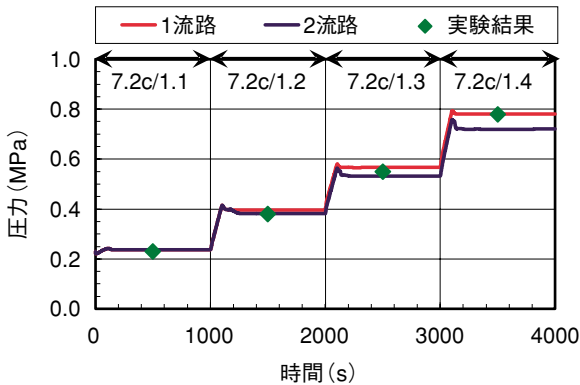


図7 SG 入口プレナム圧力 (1 流路模擬と 2 流路模擬の比較)

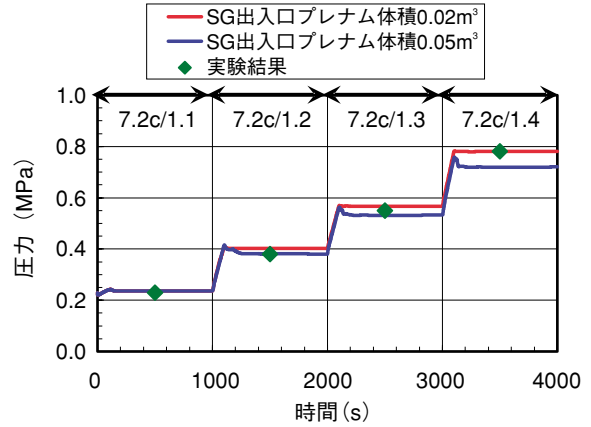


図8 SG 入口プレナム圧力 (SG 出入口プレナム体積 0.05m<sup>3</sup>と 0.02m<sup>3</sup>の比較)

#### 4. SG 伝熱管群 3 流路分割による解析への拡張の検討

前節の伝熱管群を 2 流路に分割した場合の解析結果の検討から、広範囲の条件に対応できるより汎用的な解析モデルとして、伝熱管群を 3 流路に分割する検討を実施した。3 流路に分割することにより窒素ガス（非凝縮性ガス）蓄積量の微小な変化にもほぼ連続的に対応できると予想され、より精度の高い現象の予測が可能となると期待される。

##### 4.1 解析条件

ノード分割は、図1に示した伝熱管 2 流路分割の体系に、第3の伝熱管流路としてノード 117 を加えた。その他の解析条件は 2 流路分割の場合と同様である。本研究の不確定要素の影響を評価するため、表4に示すように SG 出入口プレナム体積を変化させた場合と、気液界面摩擦を変化させた場合についての 4 ケースについて解析を行った。また 3 流路分割の解析では、流路の流動状態の切り替わりの様子を確認するために、表5に示す流路分割比を変えた 4 ケースについて評価を行った。

表4 解析条件

ケース	摩擦項補正式	SG 出入口プレナム体積	気液界面摩擦
A	修正後	0.05m <sup>3</sup>	100%
B	修正後	<b>0.02m<sup>3</sup></b>	100%
C	修正後	0.05m <sup>3</sup>	<b>60%</b>
D	修正後	<b>0.02m<sup>3</sup></b>	<b>60%</b>

表5 3流路分割比

ケース	流路1 (115)	流路2 (116)	流路3 (117)
a	55%	30%	15%
b	45%	35%	20%
c	45%	30%	25%
d	40%	35%	25%

### 4.2 解析結果

図9には、ケースAにおける各流路分割比でのSG伝熱管入口気相流量を解析した結果を、図10には凝縮管割合の時間変化を示している。ケースB～Dについても同様の解析を行い、SG伝熱管入口気相流量を解析した結果をそれぞれ図11、13と15に、凝縮管割合の時間変化をそれぞれ図12、14と16に示す。

ケースAはSG出入口プレナム体積、気液界面摩擦を変更する前の結果である。流路分割比によっては不安定な結果となるものがあり、ケースA-bとケースA-cについてはフェーズ7.2c-1.2において窒素の逆流は計算できなかった。また、ケースA-cとケースA-dについては、計算の途中で逆流管となる流路が入れ替わる現象が発生した。ケースAでは多くの場合、実験結果と比較して、図5に示す2流路の場合と同様に、凝縮管員数を過大評価する傾向が見られた。

ケースBはSG出入口プレナム体積を0.05m<sup>3</sup>から0.02m<sup>3</sup>に減少させた場合の解析結果である。いずれの流路分割比の場合も窒素注入後に窒素の逆流管が発生した。また、窒素をさらに注入しても凝縮管員数に変化はなかった。一方、2つの凝縮管の間で振動が発生しており、ケースB-aを除いて窒素をさらに注入しても振動が続く結果となった。

ケースCは気液界面摩擦を60%に変更した場合の解析結果である。窒素の注入後に窒素の逆流管が発生した。また、窒素をさらに注入しても凝縮管員数に変化はなかった。計算はいずれも安定しており、凝縮管の間での振動は発生しなかった。

ケースDはSG出入口プレナム体積、気液界面摩擦の両方を減少させた場合の解析結果である。計算結果はいずれも安定しており、凝縮管の間での周期振動は発生しなかった。一方、ケースDの多くは実験結果と比較して過小評価となった。

全解析ケースの傾向としては、いったん流動状態

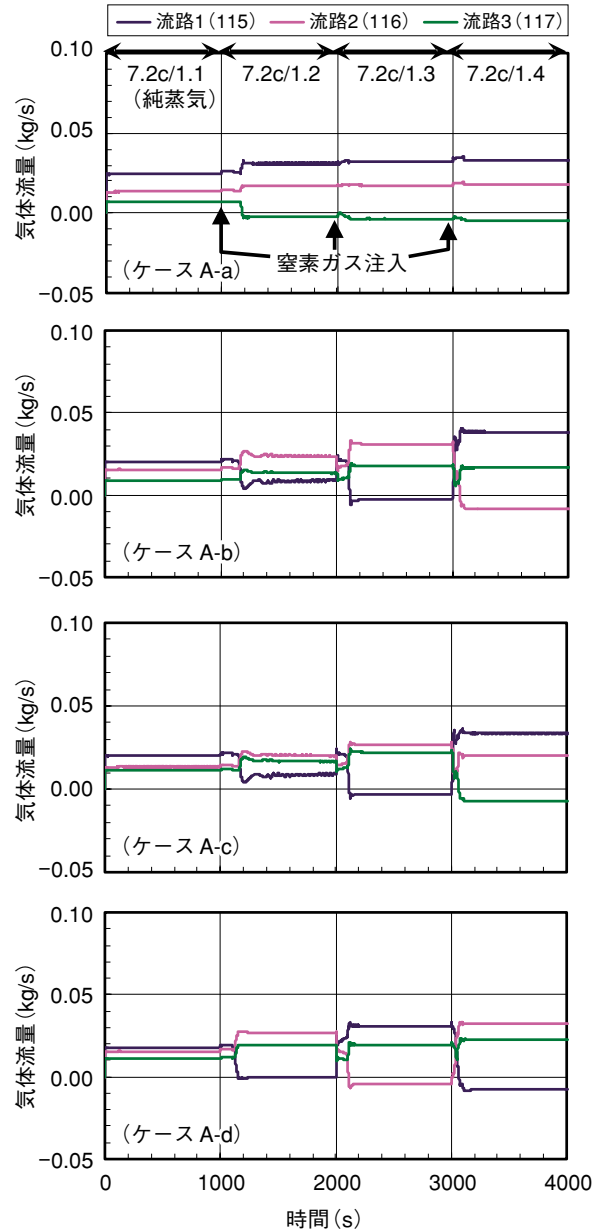


図9 3流路分割伝熱管入口気相流量 (ケースA)

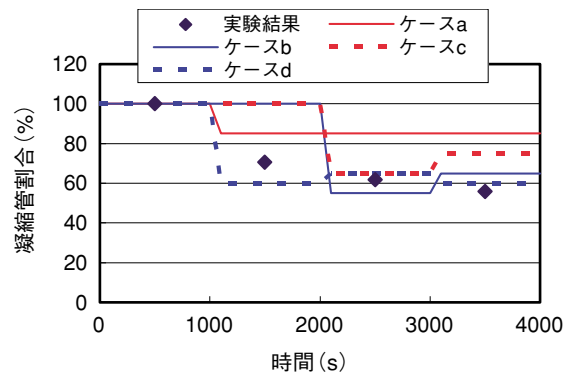


図10 3流路分割凝縮管割合 (ケースA)

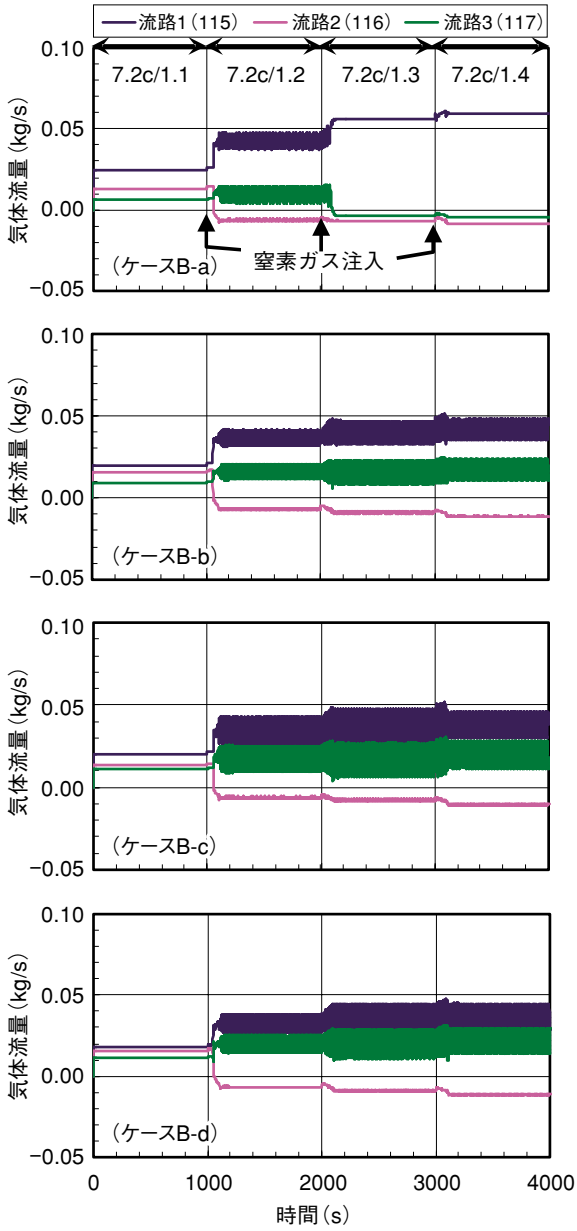


図 11 3 流路分割伝熱管入口気相流量 (ケース B)

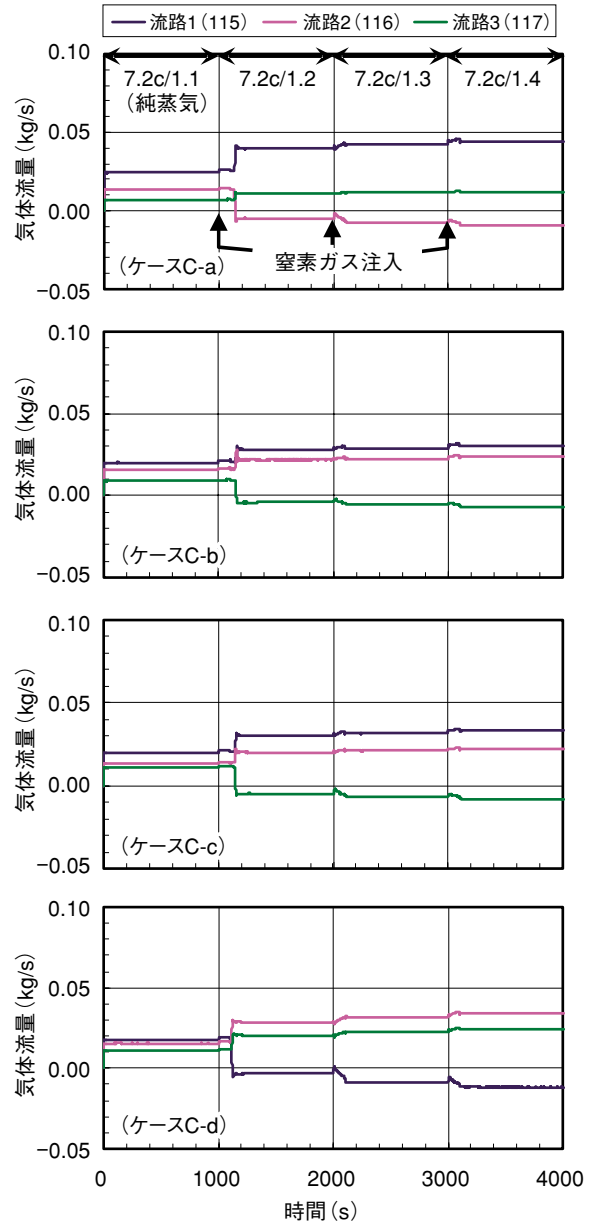


図 13 3 流路分割伝熱管入口気相流量 (ケース C)

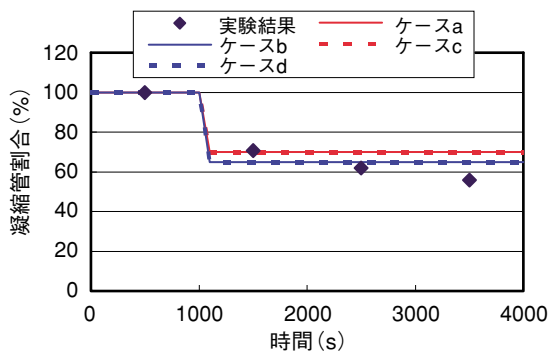


図 12 3 流路分割凝縮管割合 (ケース B)

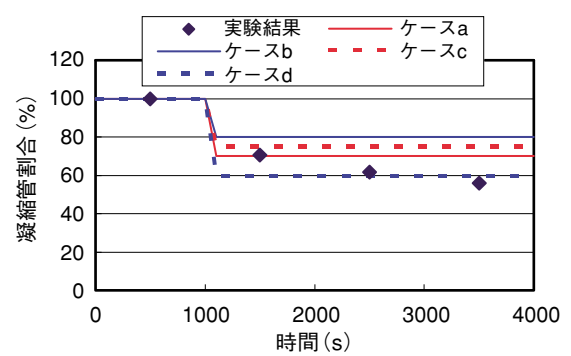


図 14 3 流路分割凝縮管割合 (ケース C)



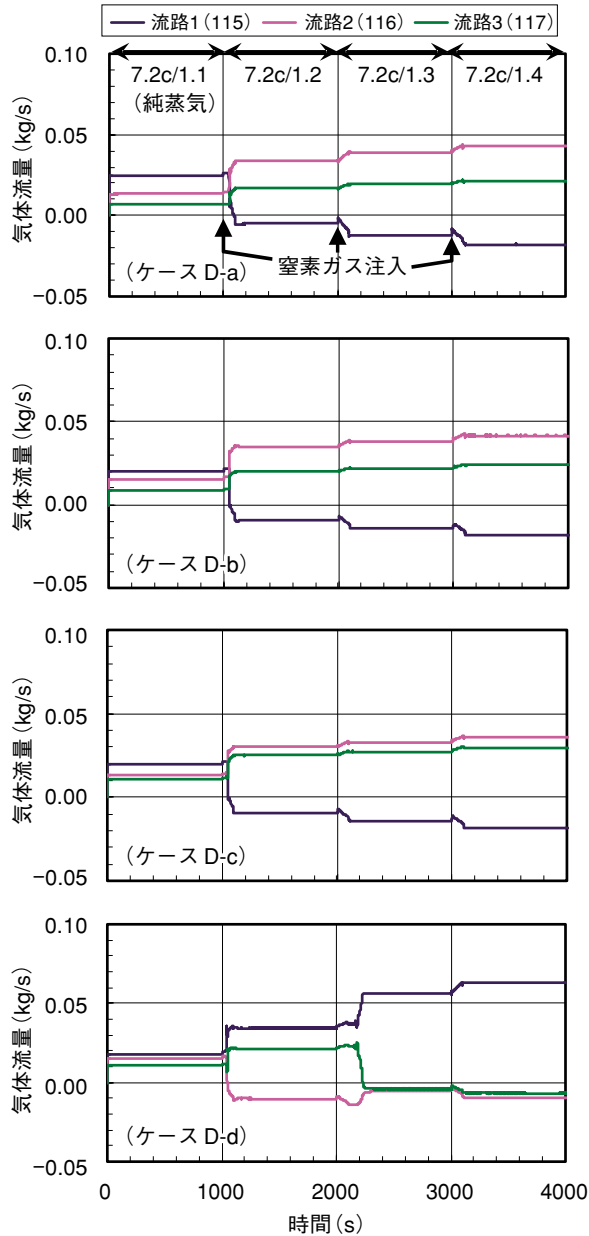


図15 3流路分割伝熱管入口気相流量 (ケースD)

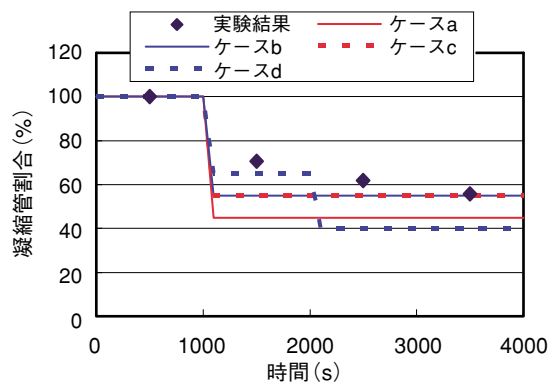


図16 3流路分割凝縮管割合 (ケースD)

が凝縮管から窒素の逆流管に切り替わると逆の現象は起きにくく、また他の流路が逆流管に移行するといった事象も発生しなかった。

図17は解析条件ごとの凝縮管の平均値を示している。各解析ケース単独の計算結果からは凝縮管員数を予測するのは困難であるが、異なる流路面積割合で計算した複数の結果を平均化することで、計算条件を変更した場合の凝縮管員数の解析結果は、2流路分割の場合の解析結果と同様の傾向を示した。すなわち基本ケースであるケースAでは凝縮管員数の平均は実験結果と比較して過大評価となり、SG出入口プレナム体積もしくは気液界面摩擦を減少させたケースBやケースCは実験結果とよく一致し、両方を減少させたケースDでは実験結果と比較して過小評価となった。

3流路分割解析の結果から、SG出入口プレナム体積や、気液界面摩擦係数を適切に評価し、複数の解析結果を統計処理することで精度よく現象を予測できることが分かった。

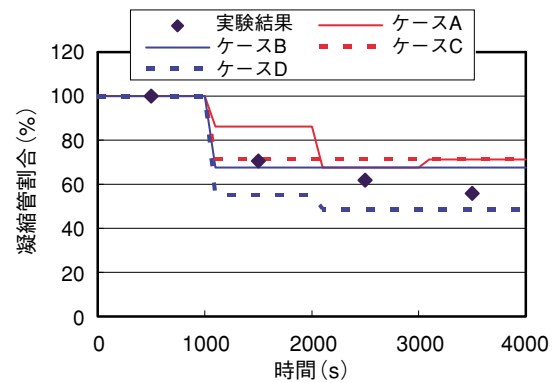


図17 3流路分割凝縮管割合 (ケースa～dの平均)

## 5. 解析の不確定性についての考察

今回の解析では、気液界面摩擦係数は主として環状噴霧流の相関式が使用されている。この相関式は気液上昇流実験での測定値に基づいているが、本解析では気液対向流に適用している。解析結果と実験結果との比較から気液界面摩擦を過大評価している傾向があるが、気液界面摩擦は諸条件により大きく異なり不確実性が大きいことを考慮すれば許容範囲内であり、気液界面摩擦の相関式を改良する必然性はないと考える。

出入口プレナム容積については、国内PWRの標

準的な SG 形状データに基づく約  $0.05 \text{ m}^3$ 、および定常 1 次元解析を用いて BETHSY 実験結果から逆算した約  $0.02 \text{ m}^3$  を使用した。本解析において解析結果に影響するのは実際の出入口プレナム容積ではなく、空間容積と窒素ガスの存在量である。伝熱管群を複数の流路で模擬して窒素ガスの逆流を評価する場合、RELAP5 ではボリューム内で蒸気とガスの完全混合を仮定するため、入口プレナムの分割方法に注意する必要がある。本解析では入口プレナムを 1 領域として扱ったが、蒸気流量と比較して窒素ガスの循環流量が小さいことから入口プレナム内の窒素ガス量は少なく、解析結果への影響は無視できる程度であった。一方、出口プレナム側の空間容積は 1 次系圧力の計算値に影響する。出口プレナム側の空間容積は、形状データだけでなく、コールドレグ側の水位に依存する。本解析では SG のみを解析対象としたが、コールドレグ側の水位と出口プレナム側の空間容積を評価するには 1 次系全体を対象として解析する必要がある。

## 6. 結論

PWR プラント停止時のミッドループ運転中の RHR 系統などの冷却機能を喪失した場合を想定した BETHSY リフラックス冷却実験について、熱水力過渡解析コード RELAP5 を用いて、SG 伝熱管群を 2 流路ならびに 3 流路で模擬し BETHSY 実験解析を行った。

- (1) RELAP5 ではジャンクションとボリューム間の流路面積比 ( $A_j/A_v$ ) が気液界面摩擦と壁面摩擦の計算の補正項に組み込まれているが、この補正項によって流路間に異なる摩擦力が発生し、窒素の逆流を計算できなかった。そこでこの補正項をジャンクションとボリューム間の水力等価直径比の二乗 ( $D_j/D_v$ )<sup>2</sup> に変更した。この修正により、窒素の逆流を再現することができた。
- (2) RELAP5 を用いて SG 伝熱管群 2 流路模擬で流路分割比を変化させた解析を行った結果、窒素が再循環する流量が最大の時の凝縮管の員数が実験結果 19 本から 24 本に対して 4 本以内で一致した。さらに本研究での不確定性要素である、SG 出入口プレナム体積および気液界面摩擦が凝縮管員数の予測に影響しており、SG 出入口プレナム体積を減少させた解析では、実験

結果と 2 本以内でよく一致した。また、合理的な保守性を担保するには圧力を高めに評価する 1 流路模擬がよいことを示した。

- (3) SG 伝熱管群 3 流路模擬では、窒素を注入し窒素の逆流管が発生した後に凝縮管の挙動が不安定になるケースもあるが、異なる流路面積割合で計算した複数の結果を平均化することで、凝縮管員数を精度よく予測することができた。

## 文献

- (1) B. Noel, R. Deruaz, "Reflux condenser mode with non-condensable gas: assessment of Cathare against Bethsy test 7.2c," Nuclear Engineering and Design, 149, p.291 (1994).
- (2) B. Noel, D. Dumont, "Effect of Non-Condensable Gas on Steam Generator Condensation Heat Transfer: BETHSY Test 10.2," Proceedings of fifth International Conference on Nuclear Engineering, ICONE5-2536, Nice, France, May 26-30 (1997).
- (3) 長江尚史, 村瀬道雄, 呉鉄軍, Karen Vierow, "気液対向流条件での蒸気・空気混合気体のリフラックス凝縮伝熱," INSS JOURNAL, vol. 11, p.291 (2004).
- (4) T. Nagae, M. Murase, T. Wu, K. Vierow, "Evaluation of Reflux Condensation Heat Transfer of Steam-Air Mixtures under Gas-Liquid Countercurrent Flow in a Vertical Tube," J. of Nuclear Science and Technology, 42 [1], p.50 (2005).
- (5) T. Nagae, M. Murase, T. Chikusa, et al., "Reflux Condensation Heat Transfer of Steam-Air Mixture under Turbulent Flow Conditions in a Vertical Tube," J. of Nuclear Science and Technology, 44 [2], p.171 (2007).
- (6) 村瀬道雄, 長江尚史, "リフラックス冷却時の蒸気発生器 U 字管での非凝縮性ガス再循環解析," 混相流, 19 [2], p.136 (2005).
- (7) 村瀬道雄, 長江尚史, 千種俊明, 南則敏, "蒸気発生器の伝熱管群におけるリフラックス凝縮時の非凝縮性ガス挙動," INSS JOURNAL, vol. 14, p.361 (2007).
- (8) The SCDAP/RELAP5 Development Team, "SCDAP/ RELAP5/MOD3.2 Code Manuals,"

- NUREG/CR-6150, INEL-96/0422, Rev. 1, Idaho Engineering and Environmental Laboratory (1997) .
- (9) M.H. Chun, K.W. Won, I.C. Chu, "An Experimental Investigation of Reflux Condensation Phenomena in Multiple U-Tubes with and without Noncondensable Gas," Proceedings of 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, HTD-369-2, p.99, New York (NY) , Nov. 11-16 (2001) .
- (10) T. Chataing, P. Clement, J. Excoffon, et al., "A general Correlation for Steam Condensation in Case of Wavy Laminar Flow along Vertical Tubes," Proceedings of Ninth International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics, San Francisco (CA), Oct. 3-8 (1999) .
- (11) C.K. Nithianandan, C.D. Morgan, N.H. Shah, F.R. Miller, "RELAP5/MOD2 Model for Surface Condensation in the Presence of Noncondensable Gases," Proc. 8th International Heat Transfer Conference, San Francisco, CA, August 17-22, Vol.4, p.1627, (1986) .