

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

Behavior of Non-condensable Gas in Heat Transfer Tube Bundle of a Steam Generator during Reflux Condensation

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

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る。ミッドループ運転中、1次冷却材システムには非凝縮性ガス (空気) が存在することから、これまでに、蒸気と空気の混合気体の凝縮伝熱実験を実施し、主として層流条件での凝縮熱伝達率の相関式を開発した。本論文では、その後に実施した乱流条件での追加実験データを用いて熱伝達相関式を改良し、改良した相関式を過渡解析コード RELAP5 に組み込んで凝縮伝熱実験の再現解析を行い、相関式の妥当性を確認した。また、蒸気凝縮と窒素ガスの逆流という異なる流動状態が観察された BETHSY リフラックス凝縮実験を対象として、伝熱管群を並列流路として扱う1次元解析により、逆流が生じるメカニズムと凝縮管員数の決定因子を明らかにした。

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, 熱伝達率, 伝熱管群

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. Because non-condensable gas (air) is present in reactor coolant system in mid-loop operation, in the previous study, condensation experiments with steam-air mixture were conducted and empirical correlations of the local heat transfer coefficients were derived mainly for laminar flow. In this paper, the heat transfer correlations were improved using additional data for turbulent flow, and the correlations were introduced into the transient analysis code RELAP5 and were validated by analyses for the condensation experiments. Then, for the BETHSY reflux condensation experiments in which different flow patterns were observed in 34 SG heat transfer tubes (steam condensation occurred in some heat transfer tubes and nitrogen reverse flow occurred in others), the thermal-hydraulics in the heat transfer tube bundle was calculated by one-dimensional analysis using a parallel channel model with the improved correlations, and we explained the mechanism of different flow patterns and the primary factor that determined number of tubes with steam condensation.

Keywords mid-loop operation, steam generator, reflux cooling, non-condensable gas, heat transfer coefficient, heat transfer tube bundle

1. はじめに

加圧水型軽水炉 (pressurized water reactor : PWR) では、プラント停止中にミッドループ運転と呼ばれる1次冷却材の水位を1次冷却システム配管の中央部付近まで低下させた運転状態がある。ミッドループ運転は、蒸気発生器 (steam generator : SG) のノズル蓋取付け・取外し作業、1次冷却材ポンプシール部の作業等を目的としており、この期間中、

炉心の崩壊熱は余熱除去 (residual heat removal : RHR) システムによって冷却されている。電源喪失等により RHR システムの冷却機能が喪失し、他の複数の代替冷却手段も失敗した場合には、炉心冷却手段の一つとして SG によるリフラックス冷却が期待される。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。SG によるリフラックス冷却の概念図

* 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 関西電力(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 コンピュータソフト開発(株)

を図1に示す。

ミッドループ運転では、1次冷却系統内に非凝縮性ガス（空気）が存在する。一般に非凝縮性ガスは蒸気凝縮の妨げとなることが知られている。また、SGによるリフラックス冷却時には伝熱管の上流部では非凝縮性ガスを含む蒸気が伝熱管内を上昇し、凝縮水が重力落下する気液対向流状態となる。したがって、SGによるリフラックス冷却の効果を評価するには、非凝縮性ガスが存在し、かつ、気液対向流条件での凝縮伝熱特性を明らかにする必要がある。

非凝縮性ガス存在下における伝熱管内のリフラックス凝縮挙動は、Naffら⁽¹⁾、Noelら⁽²⁾、Liuら⁽³⁾によって確認されてきた。非凝縮性ガスが存在する場合の凝縮熱伝達率は多く測定されているが、気液対向流条件での測定は非常に少ない。Chataingら⁽⁴⁾⁽⁵⁾は、気液下降流、気液対向流条件における局所熱伝達率の実験式を提案しているが、純粋蒸気に限られている。Moonら⁽⁶⁾は、気液対向流条件で非凝縮性ガスを含む凝縮熱伝達率を測定し、純粋蒸気での熱伝達率に対する劣化係数として実験式を提案している。しかし、適用範囲が乱流条件に限られており、層流条件に適用すると熱伝達率を過大評価する。Chunら⁽⁷⁾は、伝熱管群をプールに漬けた実験を実施し、非凝縮性ガスの影響を含む熱伝達率の実験式を提案しているが、大気圧条件で熱伝達率が高い範囲に限られている。

そこで、長江ら⁽⁸⁾⁽⁹⁾は、圧力0.1～0.4MPaで内径19.3mmの鉛直単管を用いた気液対向流での蒸気・空気混合気体のリフラックス凝縮熱伝達実験データ⁽¹⁰⁾を基に、主に層流条件を対象とする凝縮熱伝達

率の実験式を導出した。この実験式の特徴は、低熱流束の測定が困難で従来測定例がない低熱伝達率の範囲を含むことである。

本論文では、主に層流領域を対象とした凝縮熱伝達率の実験式の適用範囲を乱流領域に拡張したその後の改良⁽¹¹⁾について述べる。この改良した凝縮熱伝達の実験式をRELAP5/SCDAPSIM/MOD3.2に組み込み、鉛直単管内リフラックス凝縮熱伝達実験^{(8)～(11)}の再現解析を行い、その妥当性を確認した。

次に、伝熱管群において、蒸気が凝縮する凝縮管と窒素ガスが逆流する非凝縮管が現れ、異なる流動状態が観察されたBETHSYリフラックス冷却実験⁽²⁾⁽¹²⁾を対象とし、改良した凝縮熱伝達相関式を適用した評価を実施した。この評価では、伝熱管群を並列流路として扱う1次元解析により伝熱・流動特性を計算し、逆流の生じるメカニズム、および凝縮管の員数の決定因子について検討するとともに、改良した凝縮熱伝達相関式の適用性を確認した。

2. 凝縮熱伝達相関式の改良と評価

2.1 凝縮熱伝達相関式の改良

SGによるリフラックス冷却時には伝熱管の上流部では非凝縮性ガスを含む蒸気が伝熱管内を上昇し、凝縮水が重力落下する気液対向流状態となる。凝縮伝熱量の約3%である凝縮水のサブクール熱量を無視すると、凝縮熱伝達率 h_c は(1)式で表すことができる。 h_f は凝縮液膜の熱伝達率、 h_i は界面熱伝達率である。

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

液膜熱伝達率 h_f と界面熱伝達率 h_i は伝熱機構が異なるため分離して扱う必要がある。

長江ら^{(8)～(10)}は図2に示す鉛直二重円筒管を使用し、表1に示す条件の凝縮熱伝達実験により凝縮熱伝達率 h_c を測定した。液膜熱伝達率 h_f は、平板における自由落下液膜のNusseltのモデルにMcAdamsの補正値を乗じた次の(2)式より求めた。

$$Nu_f = \frac{h_f L}{\lambda_f} = 1.28 \left[\frac{4}{3} \left(\frac{\rho_f - \rho_g}{\rho_f} \right) \right]^{1/3} Re_f^{-1/3},$$

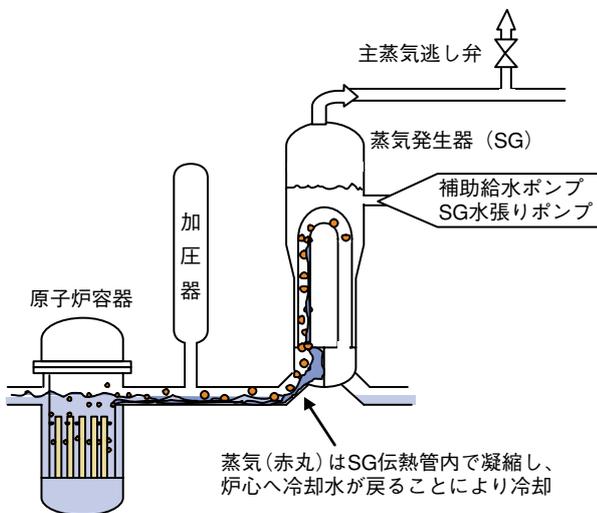


図1 SGによるリフラックス冷却の概念

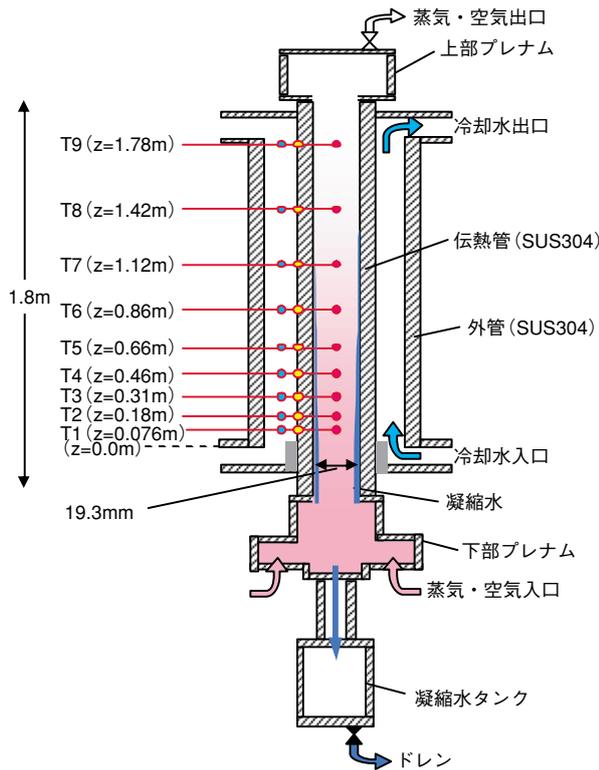


図2 リフラックス凝縮実験の試験部

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

Nu_f は液膜のヌセルト数, λ_f は液膜の熱伝導率, Re_f は液膜のレイノルズ数, ρ_f は液膜の密度, ρ_g は蒸気・空気混合気体の密度, ν_f は液膜の動粘性, j_f は液膜の見かけ速度である。(1)式と(2)式より界面熱伝達率 h_i を求め, ヌセルト数に無次元化した次の(3)式を導出した。

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

$$Re_{steam} = \frac{j_{steam} d_{w,i}}{\nu_{steam}} \leq 5,000, \quad a = 0.0012, \quad b = 1.0 \quad (3)$$

λ_{steam} は蒸気の熱伝導率, P_{steam} は蒸気分圧, P_{air} は空気分圧, Re_{steam} は蒸気のレイノルズ数, j_{steam} は蒸気の見かけ速度, ν_{steam} は蒸気の動粘性である。

表1の実験条件では空気流量が少なく蒸気が凝縮すると気体の流れが層流になることから, (3)式は主

表1 従来の実験条件⁽¹⁰⁾ (試験部入口)

圧力 (MPa)	蒸気流量 (g/s)	空気流量 (g/s)
0.1	0.5-1.9	0.03, 0.06, 0.12, 0.18
0.2	1.2-1.9	0.06, 0.12, 0.18
0.4	1.2-1.9	0.06, 0.12, 0.18

表2 追加の実験条件⁽¹¹⁾ (試験部入口)

圧力 (MPa)	蒸気流量 (g/s)	空気流量 (g/s)
0.2	1.1-1.9	0.2, 0.3, 0.4, 0.5
0.4	0.5-1.8	0.12, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8

として層流条件を対象としており, 乱流条件に対しては実験の追加と相関式の改良が必要である。そこで, 長江ら⁽¹¹⁾は図2の実験装置を用いて空気流量を増加させた表2に示す条件の追加実験を実施した。

追加実験による凝縮熱伝達率の測定値と(3)式で計算したヌセルト数との比較を図3に示す。低熱伝達領域(領域1)では(3)式による計算値はヌセルト数を過小評価している。これは, 相関式に蒸気レイノルズ数しか考慮していないためであり, 空気流量の影響を考慮する必要がある。一方, 高熱伝達領域(領域2)では(3)式による計算値はヌセルト数を過大評価する。これは, 蒸気レイノルズ数の効果が過大であることを意味しており, レイノルズ数の指数項の見直しが必要である。

液膜熱伝達率は, Chunら⁽⁷⁾及びChataingら⁽⁴⁾による純粋蒸気での実験データを用いて, Nusselt

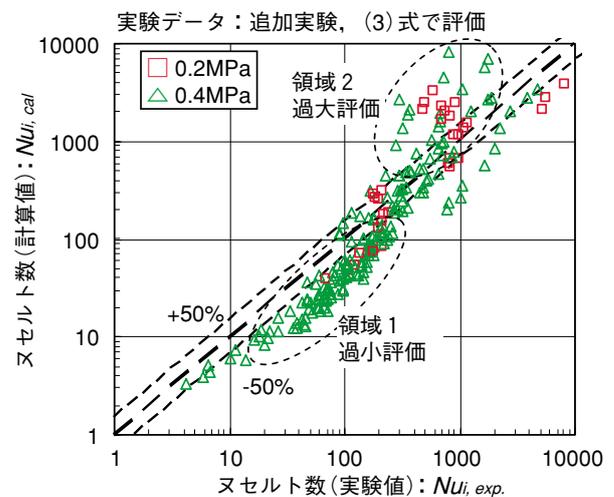


図3 界面熱伝達率の実験値と計算値((3)式)の比較

の層流理論による熱伝達率を修正した次の(4)式を導出した。

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

界面熱伝達率は、表1と表2に示した実験条件での測定値を用いて、ヌセルト数に無次元化した(5)式を導出した。

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

$$Re_g = \frac{j_g d_{w,i}}{\nu_g} \leq 10,000, \quad a = 0.0035, \quad b = 0.8 \quad (5)$$

λ_g は蒸気・空気混合気体の熱伝導率、 Re_g は蒸気・空気混合気体のレイノルズ数、 j_g は蒸気・空気混合気体の見かけ速度、 ν_g は蒸気・空気混合気体の動粘性である。(3)式における蒸気レイノルズ数 Re_{steam} を蒸気・空気混合気体のレイノルズ数 Re_g に変更し、係数 a 、 b を誤差が小さくなるように見直した。(5)式で計算した凝縮熱伝達率に対するヌセルト数と実験値(従来の実験+追加実験)との比較を図4に示す。計算値は広範囲にわたり実験値とよく一致する。以上のことから、改良した凝縮熱伝達相関式は広範囲の条件のリフラックス凝縮伝熱に適用可能である。

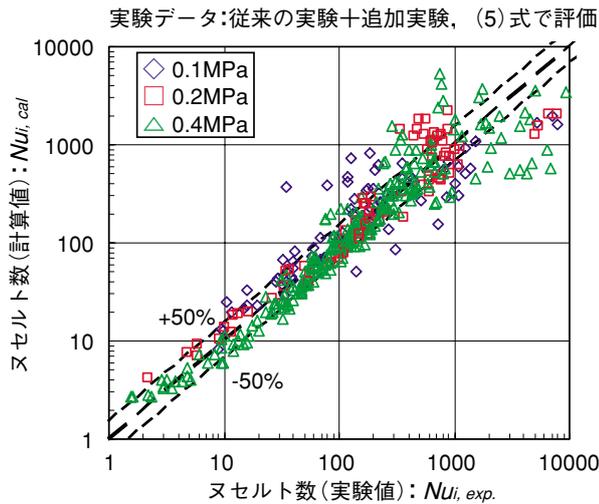


図4 界面熱伝達率の実験値と計算値((5)式)の比較

2.2 改良熱伝達相関式の RELAP5 への組み込み

前節において改良した凝縮熱伝達相関式を RELAP5/SCDAPSIM/MOD3.2 コードに組み込んだ。

RELAP5/SCDAPSIM/MOD3.2 では、Nusselt の層流理論による液膜熱伝達率と Nithianandan ら⁽¹³⁾による界面熱伝達率が使用されている。Nusselt の液膜熱伝達率は次の(6)式で表せる。

$$Nu_f = \left\{ \frac{4}{3} \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_f} \right) \right\}^{1/3} Re_f^{-1/3} \quad (6)$$

Re_f は液膜レイノルズ数である。Nithianandan らの界面熱伝達率は熱伝達と物質伝達の相似則に基づいており、蒸気流による熱流束は次の式で表せる。

$$q_{s,i} = h_i (T_{m,b} - T_{m,i}) = h_m h_{fg,b} \rho_{s,b} \ln \left[\left(1 - \frac{P_{s,i}}{P_t} \right) / \left(1 - \frac{P_{s,b}}{P_t} \right) \right] \quad (7)$$

添字 b と i は蒸気・非凝縮性ガス混合気体のバルクと気液界面を示す。物質伝達速度 h_m はシャーウッド数 Sh の相関式を用いて計算できる。

$$Sh = 0.023 Re_s^{0.83} Sc^{0.44} \quad (Re_s > 2000), \quad (8)$$

$$Sh = \frac{h_m d_i}{D_{s,n}}, \quad Re_s = \frac{j_s d_i}{\nu_s}, \quad Sc = \frac{\nu_s}{D_{s,n}} \quad (9)$$

$$Sh = 4 \quad (Re_s < 2000) \quad (10)$$

Re_s は蒸気のレイノルズ数、 Sc はシュミット数、 $D_{s,n}$ は拡散係数である。拡散係数は Fuller, Scettler と Giddings の相関式で計算される。RELAP5/SCDAPSIM/MOD3.2 では、(8)式で混合気体のレイノルズ数を使用するなど凝縮熱伝達率の相関式が Nithianandan らによる相関式から変更されている。

これに対し、前節で述べた改良した凝縮熱伝達相関式(4)式と(5)式を RELAP5/SCDAPSIM/MOD3.2 に組み込んだ。組み込みにあたっては相関式の適用限界を設定した。液膜熱伝達率(4)式に対しては次の(11)式の適用限界を設定した。

$$Nu_f = \frac{h_f L}{\lambda_f} \geq \frac{2L}{d_{w,i}}, \quad L = \left(\frac{\nu_f^2}{g} \right)^{1/3}, \quad Re_f = \frac{j_f d_{w,i}}{\nu_f} \geq 0.1 \quad (11)$$

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。レイノルズ数 Re_f の下限値は RELAP5/SCDAPSIM/MOD3.2 と同様である。界面熱伝達率(5)式に対しては次の(12)式の適用限界を設定した。

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

$$Re_g = \frac{j_g d_{w,i}}{\nu_g} \leq 10,000 \quad (12)$$

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。

2.3 鉛直管内凝縮伝熱実験の解析

改良した凝縮熱伝達相関式の妥当性を確認するために、この相関式を RELAP5/SCDAPSIM/MOD3.2 コードに組み込み、上述の鉛直管内凝縮伝熱実験⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾の再現解析を実施した。解析は、結果を比較するため、改良した相関式を使用したケースと RELAP5 オリジナルモデルを使用したケースの2通りを実施した。

実験解析の RELAP5 ノード分割図を図5に示す。

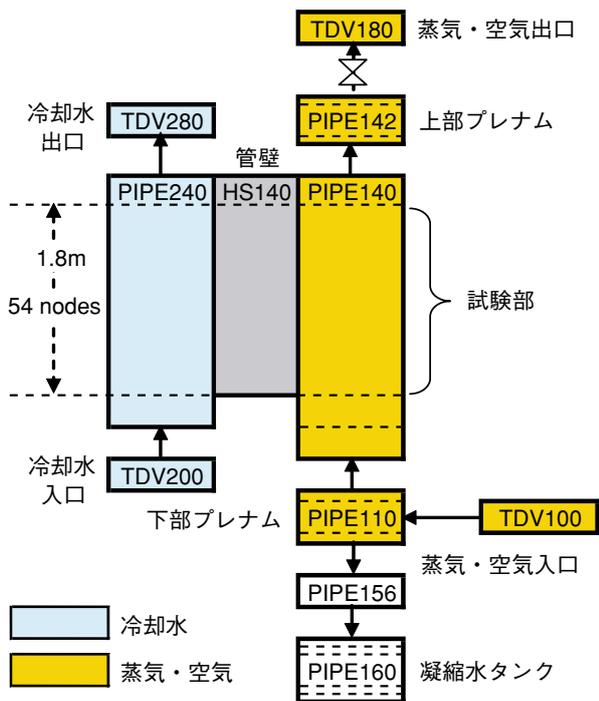


図5 RELAP5 実験解析ノード分割図

表3 鉛直管内凝縮伝熱実験解析ケース

解析ケース	圧力 (MPa)	入口蒸気流量 (g/s)	入口空気流量 (g/s)	冷却水流量 (g/s)	冷却水温度 (°C)
Case1	0.106	1.25	0.12	64.1	11.2
Case2	0.203	1.26	0.12	63.0	13.3
Case3	0.446	1.24	0.12	94.5	12.0
Case4	0.403	0.77	0.40	63.0	13.2
Case5	0.400	0.76	0.60	62.9	13.3
Case6	0.404	0.76	0.80	63.1	13.4

試験部は実験装置試験部の二重円筒管を模擬し、内部を蒸気・空気混合気体が、外部を冷却水がそれぞれ下方から上方に向けて流れる。試験部出入口にはプレナムを設け、最下部には凝縮水タンクを設けた。試験部出入口には実験条件を模擬した境界条件を与えた。試験部入口側には流量・温度の境界条件を与え、出口側には圧力の境界条件を与えた。

解析ケースの主要な条件の一覧を表3に示す。Case1, 2及び3は、入口の蒸気流量、空気流量を一定として、圧力を変化させたケースである。Case4, 5及び6は、圧力、入口蒸気流量を一定として、入口空気流量を変化させたケースである。

改良した相関式による解析結果のうち、管内混合ガス温度、管外壁面温度、冷却水温度の軸方向分布を測定値と比較して図6に示す。管内混合ガス温度については、比較のため RELAP5 オリジナルモデルによる解析結果も示した。

改良した相関式による結果は全般的に測定値とよく一致している。管外壁面温度の測定値は最下部よりやや上部が最高温度となっており、冷却水入口部の対流熱伝達率が高くなっていると推定される。解析では入口効果を考慮していないため、入口付近の管外壁面温度を過大評価している。

一方、RELAP5 オリジナルモデルによる管内混合ガス温度分布は測定値に対して過大評価している。特に、圧力が高い条件で顕著である。この原因は明確ではないが、非凝縮ガス層への蒸気拡散によるモデルが熱伝達率を過小評価しているものと考えられる。

以上のことから、改良した凝縮熱伝達相関式は、従来と比較してより広範囲のリフラックス凝縮伝熱に適用可能であり、かつ、既存のモデルと比較してより現実的な予測精度を有していることを確認した。

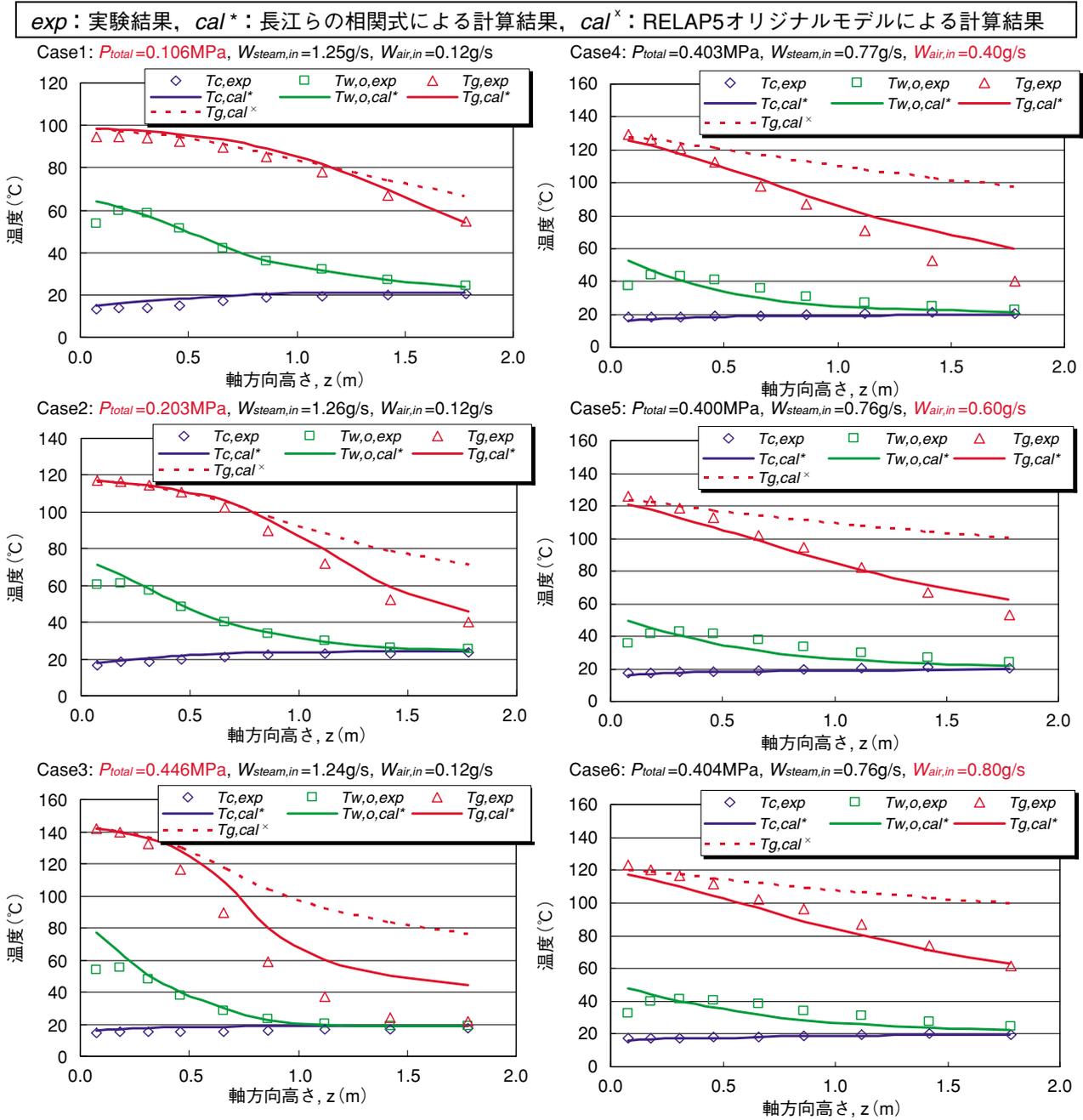


図6 鉛直管内凝縮伝熱実験の解析結果（軸方向温度分布）

3. BETHSY 実験の1次元定常解析

PWRのリフラックス冷却時にSG伝熱管群で異なる流動状態が発生する場合がある。伝熱管34本のBETHSY装置を用い窒素ガスを注入したりフラックス実験シリーズ7.2cでは、窒素ガスの注入量に応じ24～19本で蒸気凝縮が生じ、他では窒素ガスの逆流が生じたと推定されている⁽²⁾⁽¹¹⁾。

ここでは、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1次元解析により伝熱・流動特性を計算し、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、凝縮管数の決定因子について検討した。

3.1 BETHSY リフラックス実験の概要

BETHSY装置は、電気出力900MW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

表4 BETHSY リフラックス実験 7.2c の条件と結果⁽²⁾⁽¹²⁾

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

ラックス実験⁽²⁾⁽¹²⁾の主な条件と結果を表4に示す。

実験では、窒素ガス存在下でのSGによる凝縮伝熱特性の測定を目的として、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0.2MPa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次系の飽和温度に近いものを凝縮管、2次系の飽和温度に近いものを非凝縮管と判定したと推定される。伝熱管の内径は19.68mm、平均長さは19.45mである。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。

3.2 計算モデルと計算式

伝熱管群内での流動状態を模式的に図7に示す。蒸気が流入・凝縮する凝縮管と窒素ガスが逆流する非凝縮管とが存在すると仮定し、伝熱管内の軸方向1次元流れを計算する。単一管では蒸気流量と窒素ガス流量を変数として出入口プレナム間差圧を計算する。圧力損失の計算では流れによる摩擦損失と密度水頭を考慮する。伝熱管群では、凝縮管の員数を仮定して入力条件とし、窒素ガス再循環流量をパラメータとして伝熱と流動を計算し、凝縮管の出入口プレナム間差圧と非凝縮管の出入口プレナム間差圧が等しくなる解を求める。入口プレナムでは流入する蒸気と窒素ガスの完全混合を仮定する。

凝縮管と非凝縮管の出入口プレナム間差圧は次の(13)式で表せる⁽¹⁴⁾。

$$P_{in} - P_{out} = \frac{\zeta_{in}}{2} (\rho_m |j_m| j_m)_{in} + \int_0^L \rho_m \left(\frac{f}{2d_i} |j_m| j_m + g \right) dz$$

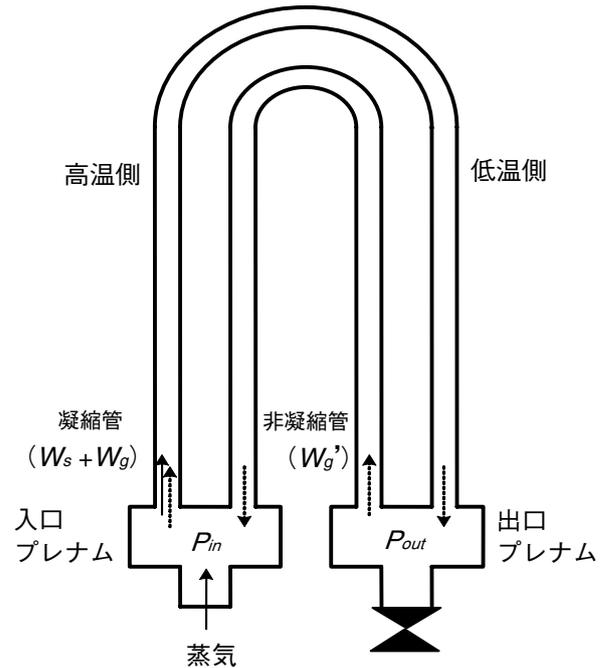


図7 伝熱管内の流動状態の模式図

$$+ \frac{\zeta_{out}}{2} (\rho_m |j_m| j_m)_{out} \quad (13)$$

L は伝熱管の長さ、 ρ_m と j_m は蒸気・窒素ガス混合気体の密度と見かけ速度である。伝熱管群では凝縮管と非凝縮管の出入口プレナム間差圧は等しい。伝熱管出入口の圧力損失係数には曲率のない管路入口に対する $\zeta_{in} = 0.5$ と管路急拡大に対する $\zeta_{out} = 1.0$ を使用した。壁面摩擦係数には気液二相環状流の気相流に対するWallisの相関式⁽¹⁵⁾を使用した。

$$f = 4(C_f)_{sg} = 0.02 \frac{1 + 75(1 - \alpha)}{\alpha^{5/2}},$$

$$\alpha = \left(1 - \frac{2\delta_f}{d_i} \right)^2, \quad \delta_f = \frac{\lambda_f}{h_f} \quad (14)$$

α はボイド率、 δ_f は液膜厚さ、 h_f は液膜熱伝達率である。

蒸気・窒素ガス混合気体の密度は蒸気分圧と飽和温度に依存する。そこで、Daltonの法則を使用し、窒素ガスを理想気体として次の(15)式により蒸気分圧 P_s を計算した。

$$\frac{P_s}{P_t - P_s} = \left(\frac{M_g}{M_s} \right) \frac{W_s}{W_g} \quad (15)$$

$(P_i - P_s)$ は非凝縮性ガス分圧, W_s と W_g は蒸気と窒素ガスの質量流量である. 蒸気・窒素ガス混合気体の温度 T_m は蒸気分圧に対する飽和温度として計算した. 蒸気流量の変化は伝熱量から計算できる.

$$\frac{h_{fg}}{\pi d_i} \left(\frac{dW_s}{dz} \right) = K (T_m - T_2) \quad (16)$$

$$\frac{1}{K} = \left(\frac{d_i}{d_o} \right) \frac{1}{h_o} + \frac{d_i \ln(d_o/d_i)}{2\lambda_w} + \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_i} \quad (17)$$

K は熱通過率, T_2 は 2 次系冷却水の温度である. 伝熱管外面での熱伝達率 h_o には低過熱度では層流熱伝達率を, 高過熱度では Kutateladze のプール核沸騰熱伝達率⁽¹⁶⁾を使用した. 凝縮液膜流の熱伝達率 h_f には純蒸気での凝縮実験に基づく Chataing らの式⁽⁴⁾を使用した. 蒸気・窒素ガス混合気体と液膜との界面熱伝達率 h_i には長江らによる前述の改良された実験式 ((5)式)を使用した. また, 比較のため, 界面熱伝達率 h_i には RELAP5/SCDAPSIM/MOD3.2 における Nithianandan らによる相関式⁽¹³⁾を使用した計算も実施した.

3.3 単一管での圧力損失

窒素ガス注入で, 1 次系圧力 0.55MPa の実験 7.2c/1.3 を対象にした単一管での出入口プレナム差圧の計算例を図 8 に示す. 正流量は蒸気流量 W_s を, 負流量は窒素流量 W_g を示す. 蒸気・窒素混合気体の熱流動特性を評価するため, 蒸気流には 0.1 g/s の窒素を加え, 窒素流には 0.01 g/s の蒸気を加えて計算した. 高温側の上昇管より低温側の下降管の方が密度水頭が大きいため, 低蒸気流量の範囲では出入口プレナム間差圧が負になり, ある蒸気流量で極小値をもつ.

実験 7.2c/1.3 では伝熱管 1 本あたりの蒸気流量は 1.38 g/s, 21 本の凝縮管 1 本あたりの蒸気流量は 2.24 g/s となる. 長江らの相関式では蒸気流量 2.24 g/s で全圧力損失が負であるが, Nithianandan らの相関式では全圧力損失がほぼ 0 となり窒素ガスの逆流流量が非常に小さくなる. 蒸気流量 W_s が多くなると出入口プレナム間差圧が正になり単一の流動状態しか生じない. Nithianandan らの相関式による計算値は変動しているが, 乱流と層流とでの熱伝達率の切り替わりによるものと思われる.

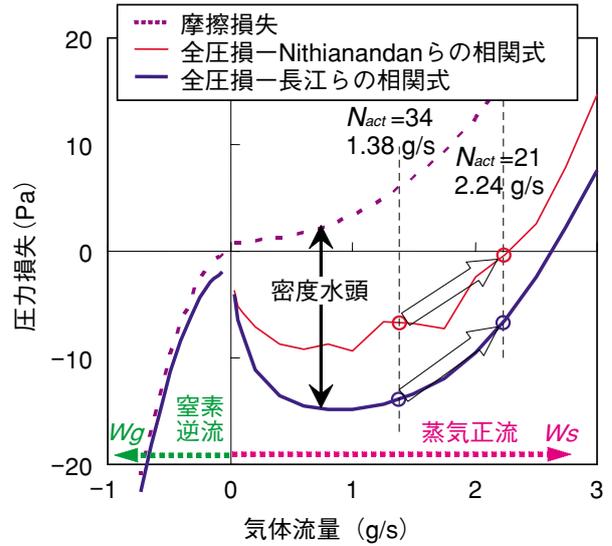


図 8 単一管における圧力損失

3.4 凝縮管での温度分布

蒸気が流入・凝縮する凝縮管の員数が測定結果の 21 本として計算した伝熱管内の混合気体の温度分布を図 9 に示す. 解析では, 窒素の再循環流量を仮定し, (13)式で凝縮管と非凝縮管の差圧が一致するまで窒素流量を収束計算した.

Nithianandan らの相関式を用いた計算では, 図 8 に示したように $N_{act} = 21$ で圧力損失がほぼ 0 となり, 非凝縮管での窒素ガス逆流の流量が非常に小さくなる. したがって, ほぼ純粋な蒸気が凝縮管に流入し, 蒸気凝縮で混合気体の温度が急激に低下する. 一方, 長江らの相関式を用いた計算では, 非凝縮管での窒素ガス逆流の流量が多く, 非凝縮性気体の影響で凝縮熱伝達率が低くなり, 混合気体の温度が徐々に低下する. 長江らの相関式を用いた計算では温度を過大評価しているが, 測定値の傾向とよく一致している.

3.5 凝縮管員数の予測

図 9 に示した混合気体温度分布の計算では, 凝縮管の員数に実験結果 21 本を使用した, ここでは凝縮管員数の予測について検討した. 凝縮管の員数をパラメータとして出入口プレナム間差圧と窒素ガスの再循環流量を計算した. 凝縮熱伝達率には, 長江らの相関式と Nithianandan らの相関式を使用して 2

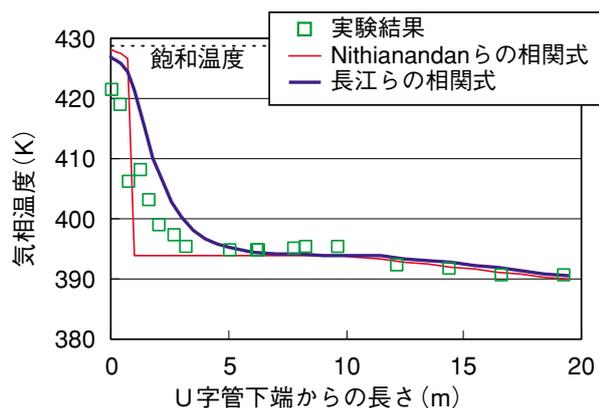


図9 凝縮管での温度分布

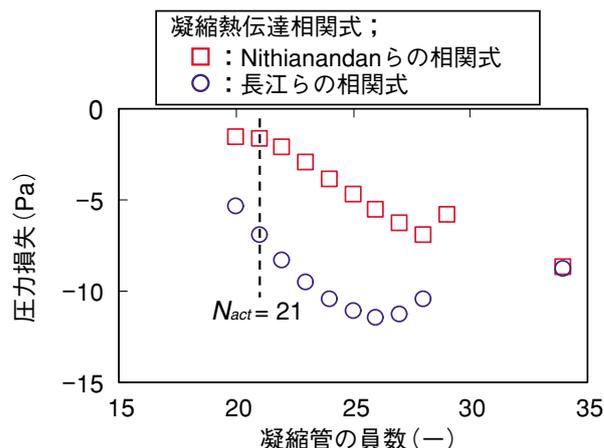


図10 圧力損失

通り実施した。出入口プレナム間差圧の計算結果を図10に、窒素ガスの再循環流量の計算結果を図11に示す。

凝縮管数が少ない範囲と多い範囲では流動解が存在せず、中間の範囲に約10個の流動解が存在した。図8に示した結果と同様に、Nithianandanらの相関式は長江らの相関式と比較して圧力損失の絶対値を小さめに評価し、窒素ガスの再循環流量を少なめに評価している。

一般に出入口プレナム間差圧が小さいほど流動状態が安定であるが、差圧は10 Pa前後と極めて小さく、流動状態の決定要因であるとは考えにくい。一方、蒸気流量が少なく伝熱面積が過剰状態にあるため、蒸気流量不足を補充するように窒素ガスが再循環すると仮定すると、窒素ガスの最大流量が最も安定な流動状態になると考えられる。長江らの相関式による計算では、凝縮管22～23本で窒素ガス再循環流量が最大であり、実験における凝縮管の員数21本とよく一致した。Nithianandanらの相関式による計算では、凝縮管26本で窒素ガス再循環流量が最大であり、実験結果とは差が大きい。凝縮熱伝達率の相関式が凝縮管数の評価に大きく影響する。

3.6 窒素注入量の影響

窒素注入量が異なる7.2c/1.2, 1.3, 1.4での伝熱管の上下プレナム間差圧特性を図12に示す。ここでは、長江らの相関式による結果のみを示す。

窒素注入量が多いほど1次系圧力と流入蒸気の温度が高くなり、入口プレナム内の混合気体温度が高くなるため、高温側と低温側の密度水頭差が大きくなり出入口プレナム間差圧が負になる蒸気流量範囲

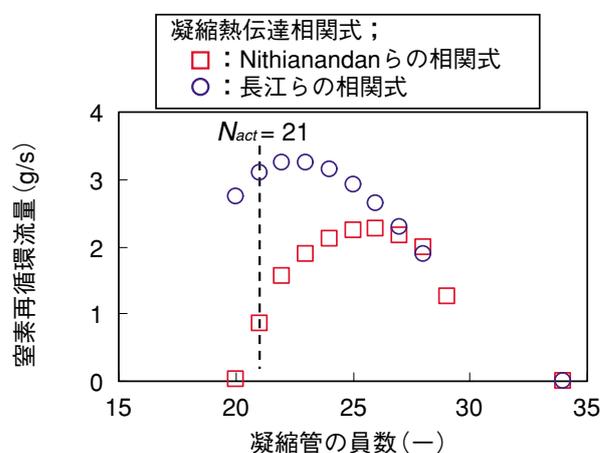


図11 窒素ガス再循環流量

が拡大する。伝熱管1本当たりの平均蒸気流量は1.38 g/sであるが、非凝縮管数が増加し凝縮管数が減少すると、凝縮管1本当たりの蒸気流量が増加し、出入口プレナム間差圧が高くなる。

図12には実験で検出された凝縮管の員数 N_{act} と蒸気流量計算値を示す。実験7.2c/1.2では非凝縮管が検出されており出入口プレナム間差圧が負であるが、 $N_{act} = 24$ として計算される出入口プレナム間差圧は正であり $N_{act} = 24$ では窒素ガスの逆流は生じない。伝熱管の下端から上端までの差圧約270 Paに対し出入口プレナム間差圧は10 Pa以下であり、実験7.2c/1.2を再現するには出入口プレナム間差圧の計算精度を向上する必要がある。

凝縮管の員数をパラメータにして計算した窒素ガス再循環流量を図13に示す。7.2c/1.2では前述のように $N_{act} = 24$ では窒素ガスが逆流する解が得られ

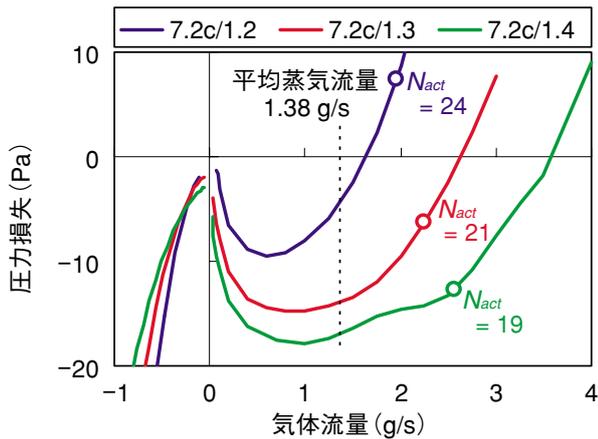


図 12 圧力損失に対する窒素ガス量の影響

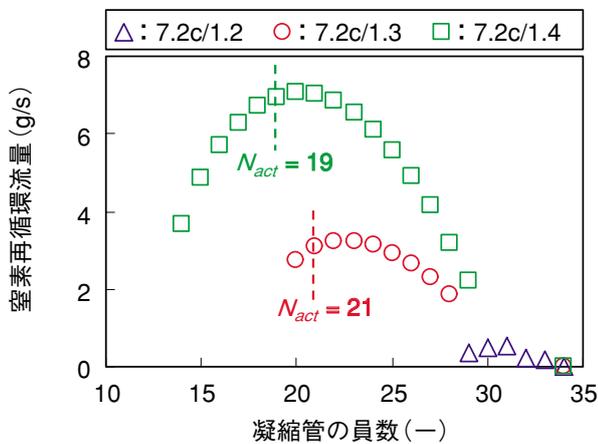


図 13 凝縮管員数と窒素ガス再循環流量の関係

ず、計算では窒素ガス再循環流量が最大となる凝縮管員数は 31 本であった。7.2c/1.3 に対しては窒素ガス再循環流量が最大となる場合の凝縮管数が実験とよく一致することは図 11 に示したが、7.2c/1.4 に対しても計算では凝縮管 20 本で窒素ガス再循環流量が最大であり、実験における凝縮管の員数 19 本とよく一致した。

4. 結論

PWR プラント停止時のミッドループ運転中に、RHR 系統などの冷却機能を喪失した場合に期待される SG によるリフラックス冷却を対象として、凝縮熱伝達相関式を改良し、その適用性を評価した。また、異なる流動状態が観察された BETHSY リフラックス冷却実験を対象とし、改良した凝縮熱伝達相関式を適用した評価を実施し、以下の結果を得た。

- (1) 改良した凝縮熱伝達相関式がより広範囲の条件のリフラックス凝縮伝熱に適用できることを確認するとともに、改良相関式を RELAP5/SCDAP-SIM/MOD3.2 に組み込んで鉛直管内凝縮伝熱実験の再現解析を行い、RELAP5 のオリジナルモデルと比較してより現実的な凝縮熱伝達の評価が可能であることを確認した。
- (2) BETHSY 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 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窒素ガスの逆流が生じることを明らかにするとともに、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。また、これらの検討を通してリフラックス凝縮における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。

記号

d	直径 (m)
D	拡散係数 (m^2/s)
f	摩擦係数
g	重力加速度 (m/s^2)
h	熱伝達率 ($\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$)
h_{fg}	蒸気の蒸発潜熱 (kJ/kg)
h_m	物質伝達速度 (m/s)
j	見かけ速度 (m/s)
K	熱通過率 ($\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$)
L	代表長さ (m)
M	分子量 (kg/mol)
N_{act}	凝縮管の員数
Nu	ヌセルト数
P	圧力 (Pa)
q	局所熱流束 (kW/m^2)
Re	レイノルズ数
Sc	シュミット数
Sh	シャーウッド数
T	温度 ($^{\circ}\text{C}$)
W	質量流量 (kg/s)
z	流れ方向座標 (m)
α	ボイド率
δ	凝縮液膜厚さ (m)
ζ	圧力損失係数

λ	熱伝導率 (kW/m·K)
π	円周率
ρ	密度 (kg/m ³)
ν	動粘性 (m ² /s)
添字	
2	2次系
air	空気
b	バルク
c	冷却水, 凝縮
f	凝縮液膜
g	気相
i	内側, 界面
in	入口
m	蒸気・非凝縮性ガス混合気体
o	外側
out	出口
s	蒸気
steam	蒸気
t	全体 (total)
w	伝熱管壁

文献

- (1) S.A. Naff, G.W. Johnsen, D.E. Palmrose, et al., "Thermal-hydraulic Processes during Reduced Inventory Operation with Loss of Residual Heat Removal," NUREG/CR-5855, U.S. Nuclear Regulatory Commission (1992).
- (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) T.J. Liu, "Reflux condensation behavior in a U-tube steam generator with or without noncondensables," Nuclear Engineering and Design, 204, p.221 (2001).
- (4) 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).
- (5) L. Pilon, G. Geffraye, T. Chataing, "Validation of the CATHARE Film Condensation Model on Coturne experiment," Proceedings of 6th International Conference on Nuclear Engineering, ICONE-6379, San Diego (CA), May 10-14 (1998).
- (6) Y.M. Moon, H.C. No, H.S. Park, et al., "Assessment of RELAP5/MOD3.2 for Reflux Condensation Experiment," NUREG/IA-0181, U.S. Nuclear Regulatory Commission (2000).
- (7) 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).
- (8) 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).
- (9) 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).
- (10) K. Vierow, T. Nagae, T. Wu, "Experimental investigation of reflux condensation heat transfer in PWR steam generator tubes in the presence of noncondensable gases," The 10th International Topical Meeting on Nuclear Thermal Hydraulics, Seoul, Korea, Oct. 5-9 (2003).
- (11) 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).
- (12) 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).
- (13) C.K. Nithianandan, C.D. Morgan, N.H. Shah, F.R.

Miller, "RELAP5/MOD2 Model for Surface Condensation in the Presence of Noncondensable Gases," Proceedings of 8th International Heat Transfer Conference, 4, p.1627, San Francisco (CA), August 17-22 (1986).

- (14) 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).
- (15) G.B. Wallis, One-dimensional Two-phase Flow, McGraw Hill, New York (1969).
- (16) S.S. Kutateladze, Heat Transfer in Condensation and Boiling, AEC-tr-3770, U.S. Department of Energy (1952).