給水加熱器の伝熱量に及ぼす不凝縮性気体の影響*

Effect of Noncondensable Gas on Heat Transfer Rate
in a Feed Water Heater高 森 和 英**
TAKAMORI Kazuhide村 瀬 道 雄**
MURASE Michio相 原 剛+
AIHARA Tsuyoshi

Abstract In this study, experiments were conducted in order to investigate the effect of noncondensable gas on the condensation heat transfer in a feed-water heater under the conditions of inlet quality 13-100% and inlet air molar fraction 0-1.2%. The thermal resistance on condensation surface was found to be proportional to the local air molar fraction. A transport equation of noncondensable gas and the experimental equation of thermal resistance on condensation surface were added to the previously developed program with a two-fluid model and condensation heat transfer model. Feed-water heater calculations indicated that the effect of noncondensable gas on the heat transfer was negligibly small under the operation conditions of about 30 ppm in a power plant.

Keywords: Noncondensable Gas, Condensation Heat Transfer, Feed Water Heater

1. 緒 言

原子力や火力発電プラントでは、給水加熱器が設置されており、タービンからの蒸気や高温ドレン水との熱交換により給水を加熱する。給水加熱器内の高温・高圧条件での蒸気凝縮を伴う二相流挙動は、給水加熱器の伝熱特性に影響する。従来、伝熱量は実機での実績や実験結果に基づき上段・下段の伝熱管群の平均値として評価しており、ボイド率や気液の速度分布が伝熱量に及ぼす影響は明らかにされていなかった。これまでに、一次元による熱流動解析[1]が報告されているが、凝縮熱伝達の実験式による加熱量評価が目的であり、二相流挙動については考慮されていない。

そこで、本研究においては、二流体モデルを用いた汎用二相流解析プログラム[2]を基にして、給水加熱器内の蒸気・液滴・液膜の挙動と凝縮伝熱を計算できるように改良した[3]。この凝縮伝熱モデルを4×32段の伝熱管群を用いた大気圧条件での実験により検証[4]するとともに、給水加熱器の構造が伝熱性能に及ぼす影響を評価した[5]。

一方、給水加熱器内の不凝縮性気体の影響については、濃度が低いため従来から無視されており、定量的に評価した例はない。そこで、本報告では、二相流中での不凝縮性気体が凝縮伝熱に及ぼす影響を評価するため、凝縮伝熱実験により不凝縮性気体による凝縮面熱抵抗を測定した。ま

* 1997.3.26 受付

** (株)日立製作所電力・電機開発本部 〒319-12 茨城県日立市大みか町7-2-1
TEL(0294)52-8442 FAX(0294)53-7664

+ (株)日立製作所日立工場

た、解析プログラムに不凝縮性気体の輸送方程式を追加するとともに、伝熱モデルに凝縮面熱抵抗の実験式を追加して、不凝縮性気体が給水加熱器の伝熱性能に及ぼす影響を評価した。

2. 給水加熱器の概要

給水加熱器の構造の一例をFig. 1 に、断面をFig. 2 に示す。上部から抽気蒸気及び二相流が流入し、横置きU字形の伝熱管内の給水を加熱する。凝縮水は下部のドレン管から排水され、より低温・低圧の給水加熱器に供給される。二相流と蒸気の入口下方には、伝熱管への衝撃を緩和するバッフル板が設けられている。伝熱管群は複数の伝熱管支持板で支持されており、伝熱管支持板により伝熱管外部の流路は複数の領域に区分されている。U字形の伝熱管は、低温側の下部と高温側の上部分かれ、Fig. 2 に示すように、下部伝熱管群と上部伝熱管群を形成している。各伝熱管は千鳥格子状に配置されている。混入する不凝縮性気体を効果的に排気するために、断面中心にベント管が、その周囲にベント管案内板とサイドバッフル板が設けられている。

Fig. 1 Structure of feed-water heater

Fig. 2 Cross section of feed-water heater

3. 計算方法

3.1 二相流解析

本研究で使用した二相流解析プログラム[2]では、二流体モデルとポーラスメディア近似を用いており、複雑な形状の流路内での気液の速度差を考慮した計算ができる。基礎方程式は以下の通りである。

[質量保存式]

$$\gamma_v \partial / \partial t (\alpha_k \rho_k) + \nabla (\gamma_s \alpha_k \rho_k U_k) = \gamma_v \Gamma_k \quad (1)$$

[運動量保存式]

$$\begin{aligned} \gamma_v \partial / \partial t (\alpha_k \rho_k U_k) + \nabla (\gamma_s \alpha_k \rho_k U_k \cdot U_k) \\ = \gamma_v (-\alpha_k \nabla P_k + K_k + \alpha_k \rho_k g + F_{ik} + F_{wk} \\ + \alpha_k \tau_k) \end{aligned} \quad (2)$$

[エネルギー保存式]

$$\begin{aligned} \gamma_v \partial / \partial t \{ \alpha_k \rho_k (e_k + U_k^2 / 2) \} \\ + \nabla \{ \gamma_s \alpha_k \rho_k U_k (e_k + U_k^2 / 2 + P_k / \rho_k) \} \\ = \gamma_v \{ E_k - P_k \partial / \partial t (\alpha_k) + q_{ik} + q_{wk} \\ + \alpha_k \rho_k U_k g \} \end{aligned} \quad (3)$$

数値計算法として、コントロールボリューム法とSIMPLE法を使用している[2,6]。主要な構成式である気液相間摩擦にはIshiiの式[7]を使用した。本研究が対象とする流動様式は噴霧流であるため、蒸気の流動を計算した後に液滴の流動を計算する分散相陽解法を適用し、計算時間を約1/4に短縮した。

本報告では、不凝縮性気体の影響を評価するため、不凝縮性気体の輸送方程式を追加した。

$$\partial / \partial t (C_A) + \nabla (U C_A) = D \nabla^2 C_A \quad (4)$$

ここで、 C_A 、 D 、 t 及び U は、それぞれ、不凝縮性気体のモル分率、拡散係数、時間、速度である。

3.2 伝熱モデル

凝縮伝熱量は、蒸気と給水の温度差、伝熱管面積、熱通過率を用いて計算できる。Fig. 3 に示すように、蒸気は伝熱管表面で凝縮し、液膜を形成して重力落下する。このときの熱通過率 K は次式で表わせる。

$$K=1/(R_1+R_2+R_3+R_4)=1/R \quad (5)$$

ここで、 R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 は、それぞれ、不凝縮性気体による凝縮面熱抵抗、液膜熱抵抗、伝熱管材と管汚れの熱抵抗、管内対流伝熱による熱抵抗である。不凝縮性気体の濃度が極めて低い場合には、凝縮面熱抵抗 R_1 は無視できる($R_1=0$)。凝縮面熱抵抗を無視できない場合については後述する。液膜熱抵抗 R_2 は液膜の厚さ δ_2 と熱伝導率 λ_w から計算できる。

$$R_2 = \delta_2 / \lambda_w \quad (6)$$

液膜レイノルズ数 $(Re)_f = u_m \delta / \nu_w$ は900未満であり、液膜は層流として扱える。この場合には、液膜厚さは、質量保存式とNusselt理論から計算できる。

$$Q_F = Q_{FU} + Q_C + Q_D - Q_E = 2 \rho_w u_m \delta L N \quad (7)$$

ここで、 Q_F は液膜流量、 Q_{FU} は上方の伝熱管群から落下する液膜流量、 Q_C は凝縮量、 Q_D は液滴の液膜への付着量、 Q_E は液膜からの液滴の飛散量である。また、 L 、 N は伝熱管の長さとお数である。

R: Thermal Resistance
Subscripts

- 1: Noncondensable gas effect
- 2: Liquid film
- 3: Tube material with fouling
- 4: Convection inside tube

Fig.3 Condensation heat transfer model

る。平均液膜速度 u_m はNusselt理論から求め、これと式(7)から平均液膜厚さ δ は次のようになる。

$$\delta = (Q_F / (0.42 \rho_w g L N / \nu_w))^{1/3} \quad (8)$$

上式は静止蒸気中での理論式に基いており、蒸気流中での液膜厚さ $\delta_1 (= \lambda_w / h(Re))$ は気液界面摩擦により静止蒸気中の液膜厚さ計算値 $\delta_0 (= \lambda_w / h(0))$ より薄くなる。そこで、蒸気流中での液膜厚さをFujiiの式[8]で評価し、式(8)を補正して使用した。

$$\delta_2 = \delta (\delta_1 / \delta_0) \quad (9)$$

式(7)において、上方の伝熱管群から落下する液膜流量 Q_{FU} 、凝縮量 Q_C 、液滴の液膜への付着量 Q_D 、液膜からの液滴の飛散量 Q_E は、それぞれ次式で表わせる。

$$Q_{FU} = 2 C_1 \rho_w (u_m \delta)_U L N \quad (10)$$

$$Q_C = E_C / L' \quad (11)$$

$$Q_D = K_D C S \quad (12)$$

$$Q_E = C_E S \quad (13)$$

ここで、 C_1 は上方の伝熱管から下方の伝熱管に落下する液膜流量割合を示し、 $(1-C_1)$ は液滴として飛散する割合に対応する。 E_C は凝縮伝熱量、 L' は凝縮潜熱、 K_D は液滴伝達係数、 C_E は液滴発生率、 C は液滴濃度、 S は解析メッシュ内の伝熱管表面積である。式(7)-(13)を用いて液膜厚さを計算できる。式(11)の凝縮伝熱量 E_C は式(5)-(9)などによる熱通過率計算値、蒸気と給水の温度差、伝熱面積から計算する。式(12)、(13)において、液滴伝達係数、液滴発生率は、従来の実験[9]及び実験式[10]からそれぞれ $K_D = 0.10 \text{ m/s}$ 、 $C_E = 0.11 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ を使用した。一方、式(10)における液膜流量割合 C_1 は実機伝熱量解析から、伝熱量の実績値と一致するように $C_1 = 0.7$ とした。液滴伝達係数 K_D を 0.10 m/s から 0.05 m/s に、液滴発生率 C_E を $0.11 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ から $0.22 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ に変更した場合、液膜厚さの減少により、伝熱量がそれぞれ約7%、約2%増加した。また、液膜流量割合 C_1 を 0.7 から 0.6 もしくは 0.8 に変更し

た場合、伝熱量が約4%増減した。これらを個別に検証することは困難であるため、 K_D 、 C_E を固定し、 C_I の妥当性を検証した。

3.3 計算モデルの検証

上述した伝熱モデル、特に、液膜流量割合 $C_I=0.7$ の妥当性を検証するため凝縮伝熱実験を実施した。実験装置は後述するFig.5、実験条件は空気

の混入を除きTable 1と同様である。不凝縮性気体を混入しない条件($R_1=0$)で、試験部入口クオリティをパラメータとして測定した熱通過率と計算値の比較をFig. 4 [4]に示す。計算では、液膜流量割合 $C_I=0.7$ を使用しており、測定値と±5%以内で一致した。 $C_I=0.6$ もしくは0.8にすると、測定値との相違が増加し、本実験の範囲内では $C_I=0.7$ が妥当であることを確認した。

Fig.4 Calculation accuracy of overall heat transfer coefficient (Falling liquid film ratio $C_I=0.7$)

4. 凝縮伝熱実験

従来から水平円管群外面での凝縮伝熱実験は多く実施されている[11]。しかし、給水加熱器の特徴である二相流入の低クオリティ条件や、不凝縮気体の混入条件での凝縮伝熱実験は見当たらない。そこで、入口クオリティや不凝縮性気体濃度が凝縮伝熱に及ぼす影響を評価するために、凝縮伝熱実験を実施した。

実験装置の概要をFig. 5 に、実験条件をTable 1に示す。ボイラからの蒸気と空気ポンプからの空気を混合するとともに、高温ドレン水を模擬して

Fig.5 Experimental apparatus

Table 1 Test conditions

Shell Side	
• Pressure	0.10 MPa
• Temperature	100 °C
• Inlet Flow Rate	0.03 - 0.80 kg/ s
• Inlet Quality	13 - 100 %
• Air Flow Rate	0 - 0.003 kg/ s
• Air Molecular Fraction	0 - 1.2 %
Inside Tubes	
• Inlet Temperature	30 - 40 °C
• Velocity	0.74 m/ s

スプレイ水を供給した。不凝縮性気体である空気は、混入の影響を把握するために実機での条件より数桁高い濃度範囲まで測定した。スプレイノズルから伝熱管群入口までの距離は750mmである。ノズルはキャッツアイ型で穴径5mmであり、平均液滴径は0.1mmである。試験部で凝縮しなかった蒸気と空気は、それぞれ試験部下流のポストコンデンサで凝縮し、真空ポンプで排気した。給水は4つの領域で流量が等しくなるように調整し、各伝熱管に供給した。

伝熱管直径と配置は実機と同一で、4本×32段の伝熱管群を構成したが、112本が伝熱管、32本は半割りのダミーロッドである。各伝熱管の試験部内の長さは0.55 mである。各伝熱管の

出入口温度の測定値から給水のエンタルピー増加を求め、対数平均温度差と伝熱面積から各伝熱管での平均熱通過率 K 及び平均熱抵抗 R を求めた。まず、不凝縮性気体を混入しない条件 ($R_1=0$) で、式 (5) より液膜熱抵抗 $R_2=(R-R_3-R_4)$ を評価した。伝熱管材の熱抵抗 R_3 は肉厚と熱伝導率から $R_3=4.153 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ K/W}$ を使用し、管内熱抵抗 R_4 は強制対流熱伝達の式[12]を用いて計算した。不凝縮性気体を混入した場合には、同様に、熱抵抗 (R_1+R_2) を求め、事前に導出した実験式を用いて液膜熱抵抗 R_2 を評価し、凝縮面熱抵抗 R_1 を分離した。

5. 不凝縮性気体が伝熱に及ぼす影響

5.1 実験結果

凝縮伝熱実験では、試験部入口での蒸気流速は最大流量約 0.14 kg/s (流速 5.1 m/s) とした。空気流量の最大値を 0.003 kg/s とし、試験部入口の空気濃度をモル分率で $0, 0.12, 0.6, 1.2\%$ に変えて、凝縮熱伝達率を測定した。

まず、伝熱設計への使用性を考慮し、 n 番目の伝熱管の熱伝達率を表す実験式を導出した。実験式の導出に当っては、単管外面での凝縮熱伝達率の理論解[13]より無次元量 B を導入し、ヌッセルト理論[14]による伝熱管段数 n の影響を参照して、次式を仮定した。

$$(Nu/(Re_L)^{1/2})_n = aB^b n^c \quad (14)$$

$$Nu = hd/\lambda_L, \quad Re_L = u_s d/\nu_L, \quad B = Pr_L/FrH, \\ Fr = u_s^2/gd, \quad H = Cp_L(T_s - T_{wm})/L \quad (15)$$

ここで、 h は凝縮熱伝達率 ($\text{W/m}^2 \text{ K}$)、 d は伝熱管外径 (m)、 u_s は蒸気流速 (m/s)、 ν_L は水の動粘性係数 (m^2/s)、 Re_L は二相レイノルズ数 (-)、 Pr_L は水のプラントル数 (-)、 g は重力加速度 (m/s^2)、 Cp_L は水の定圧比熱 (J/kgK)、 T_s は蒸気温度 (K)、 T_{wm} は管外表面の温度 (K)、 L は潜熱 (J/kg) である。係数 a 、指数 b 、 c は、入口クオリティ x 、入口空気濃度 C_A の関数として、最小二乗フィットにより求めた。

$$a = (0.290 + 0.85x)(1.0 - 25C_A), \\ b = 0.114 + 0.10x, \\ c = (-0.625 + 0.30x) + (14 - 20)C_A \quad (16)$$

上式の適用範囲は、

$$0.5 \text{ m/s} \leq u_s \leq 5 \text{ m/s}, \quad 0.2 \leq x \leq 1.0, \\ 0.0 \leq C_A \leq 0.012, \quad 0.05 \leq B \leq 0.5 \quad (17)$$

である。

Fig. 6 は本研究で導出した実験式(14)-(16)と凝縮熱伝達率の測定値とを比較したものである。予測精度は約10%である。

Fig.6 Accuracy of experimental equations (14)-(16)

Fig.7 Thermal resistance due to noncondensable gas

Fig. 8 Velocity vector distributions of each phase

Fig.9 Distributions of liquid film thickness, air molecular fraction and overall heat transfer coefficient

本実験式では入口クオリティ x 、空気濃度 C_A の影響を含み、式(14)を簡略化しているため、 $x=1.0$ 、 $C_A=0$ で従来の式（例えば藤井の式[11]）と異なるが、熱伝達率は測定誤差10%の範囲内で一致する。

数値解析により不凝縮性気体の影響を評価するには、局所での不凝縮性気体濃度と式(5)における凝縮面熱抵抗 R_1 との関係が必要になる。不凝縮性気体による凝縮面熱抵抗 R_1 の測定結果をFig. 7に示す。局所の不凝縮性気体濃度 C_{AL} は、試験部入口条件と各伝熱管での伝熱量から蒸気凝縮量を補正して求めた。凝縮面熱抵抗 R_1 は局所での不凝縮性気体濃度に比例する結果が得られた。

$$R_1 = e C_{AL}, \quad e = 1.05 \times 10^{-3} \text{ (m}^2 \text{K/W)} \quad (18)$$

以下の計算では、凝縮面熱抵抗 R_1 には式(18)を使用した。

5.2 伝熱量解析

実機給水加熱器の伝熱量解析での条件をTable 2に示す。流入流量は初期条件であり、計算では流入した蒸気の全量が凝縮するように調整しながら計算する。従って、計算結果として全伝熱量が得られる。給水は入口温度を入力し、伝熱量計算の結果から温度上昇を求め、下部伝熱管群、上部伝熱管群での各平均温度を用いて伝熱計算を実施した。

粗メッシュによる三次元解析によれば、長手方向にはほぼ均等に気相、液相が配分されるので、軸に垂直な断面内の二次元解析により給水加熱器の特性を予測できる。そこで、二相流入口での気液混合流量に蒸気入口での蒸気流量を加えた全流量の解析領域分を入力して二次元解析とし、給水加熱器は左右対称形状であることから、対称面から左側の部分を解析した。

計算結果の一例として、入口の空気モル分率0.1%での各相の流速分布をFig. 8に、液膜厚さ、空気モル分率及び熱通過率の分布をFig. 9に示す。液滴は蒸気の流れにほぼ追従し、蒸気の流速分布と液滴の流速分布には顕著な相違はない。蒸気速度は、伝熱管表面での凝縮により、伝熱管群への流入部から離れた中央部で小さくなっている。蒸気速度が液膜厚さに及ぼす影響は評価しているが、流速ベクトルへの影響は無視しているた

Table 2 Calculation conditions

Shell Side	
• Pressure	1.38 MPa
• Temperature	194 °C
• Inlet Flow Rate	133 kg/s
• Inlet Quality	51 %
Inside Tubes	
• Inlet Temperature	155 °C

Fig.10 Effect of air molecular fraction on total heat transfer rate

め液膜は鉛直方向に落下している。

液膜厚さは伝熱管群の上部で薄く、下部で厚くなっているが、特に、蒸気速度が小さい伝熱管群の中央部で厚くなっている。不凝縮性気体である空気はベント管で排気されるため、ベント管案内板の内側では濃度が薄く、ベント管案内板の背面に滞留して濃度が高くなっている。不凝縮性気体濃度が薄く、熱抵抗への影響が小さいため、熱通過率は、主として液膜厚さに依存し、液膜厚さが薄い伝熱管群の上部や外周の蒸気流入部で高くなっている。

入口空気モル分率と全伝熱量との関係をFig. 10に示す。入口空気モル分率が1%と高い場合には伝熱量に影響するが、実機条件（約30 ppm）では伝熱量への影響は無視できる程度である。

6. 結 言

4本x32段の水平伝熱管群を用いた大気圧条件での実験により、二相流中での管外凝縮熱伝達率を測定し、不凝縮性気体が凝縮伝熱に及ぼす影響

を評価した。また、二流体モデルと凝縮伝熱モデルを用いた給水加熱器内伝熱量解析プログラムに、不凝縮性気体の輸送方程式と凝縮面熱抵抗の実験式を追加し、不凝縮性気体が給水加熱器の伝熱性能に及ぼす影響を評価した。

(1) 入口クオリティ13-100%、空気モル分率0-1.2%の範囲で凝縮熱伝達率を測定し、伝熱管段数の影響も含めた実験評価式を導出した。導出した実験評価式の予測誤差は約10%であった。

(2) 多次元解析で必要となる凝縮面熱抵抗は、局所の空気モル分率に比例する結果を得た。

(3) 給水加熱器内の二相流・伝熱量解析により、熱通過率は主として伝熱管外面の液膜厚さに依存し、蒸気流入部である伝熱管群の上部及び外周部で熱通過率が高く、伝熱管群の下部や中央部で熱通過率が低くなることを示した。また、不凝縮性気体は、ベント管案内板の背面に一部停滞するが、実機条件程度の濃度(約30ppm)では伝熱量への影響は無視できることを確認した。

参考文献

- [1] G. Boccardi, Pro. of 2nd Int. Symp. Condensers Condensation, Univ. of Bath, Bath, U.K., pp.28-30 (1990-3).
- [2] S. Murata, J. of Nucl. Sci. Technol., Vol.28, No.11, pp.1029-1040 (1991).
- [3] 高森ほか, 日本機学会論文誌B編, Vol.59, No.568, 191-198 (1993).
- [4] 高森ほか, 日本機学会論文誌B編, Vol.61, No.592, 188-193 (1995).
- [5] 高森ほか, 日本機学会論文誌B編, Vol.61, No.583, 428-431 (1993).
- [6] A. Minato, J. of Nucl. Sci. Technol., Vol.25, No.12, pp.901-913 (1988).
- [7] 日本機械学会編、気液二相流ハンドブック、コロナ社、pp.39-40 (1989).
- [8] P. J. Marto, Heat Transf. Eng., Vol.5, Nos.1-2, pp.31-60 (1984).
- [9] 波江、植田、日本機械学会論文誌、38巻 308号、pp.821-831 (1972).
- [10] 植田、日本機械学会論文誌、45巻 389号、pp.127-135 (1979).
- [11] 日本機学会編、伝熱工学資料、pp.147-150 (1994).
- [12] F. P. Incropera, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Wiley, p.496 (1990).

[13] 藤井哲、日本機学会論文誌B編, Vol.48, No.436, 2580-2588 (1982).

[14] 甲藤好郎、伝熱概論、養賢堂、p.275 (1987).

Nomenclature

- B : Pr_L / FrH [-]
 C_A : air molar fraction [-]
 C_1 : falling liquid film ratio [-]
 d : diameter of tube [m]
 E : energy transfer between phases due to phase change [W/m^3]
 e : specific internal energy [J/kg]
 F : force per unit volume [N/m^3]
 Fr : Froude number [-]
 g : gravity constant [m/s^2]
 H : ratio of latent heat to apparent heat [-]
 K : momentum transfer between phases due to phase change [$kg/m^3 s^2$]
 Nu : Nusselt number [-]
 n : row number of tubes [-]
 P : pressure [Pa]
 Pr_L : Prandtl number [-]
 q : heat input per unit volume [W/m^3]
 Re_L : $u_s d / \nu_L$ [-]
 t : time [s]
 U : velocity [m/s]
 u_s : steam velocity [m/s]
 x : inlet quality [-]
 (Greek letter)
 α : volumetric fraction [-]
 Γ : mass transfer between phases due to phase change [$kg/m^3 s$]
 γ_s : surface permeability [-]
 γ_v : volume porosity [-]
 ν_L : viscosity [m^2/s]
 ρ : density [kg/m^3]
 τ : shear stress per unit volume [N/m^3]
 (Subscript)
 I : interface between gas and liquid
 k : phase
 L : liquid phase
 s : structure
 w : wall