

多段フラッシュ (MSF) 造水装置の 凝縮器性能数値シミュレーション技術

Numerical Simulation of Condenser Performance for Multi-Stage Flash (MSF) Distillation



大島	翼	Tsubasa Ohshima	㊠
大塚	裕之	Hiroyuki Ohtsuka	㊠
柳	浩敏	Hirotooshi Yanagi	㊠
井上	隆之	Takayuki Inoue	㊡
松浦	哲也	Tetsuya Matsuura	㊡

あ ら ま し

多段フラッシュ (Multi-Stage Flash ; MSF) 造水装置凝縮器内において、非凝縮性ガスが滞留すると凝縮熱伝達が低下する。造水量を低下させないために、非凝縮性ガスの挙動を考慮して凝縮器形状を設計することが重要である。本開発の目的は、流れを予測できる数値シミュレーションモデルを確立して、最適な MSF 凝縮器形状の設計指針を構築することである。本計算モデルでは、非凝縮性ガスの濃度が局所的な凝縮熱伝達に与える影響を考慮している。

得られた結果は、非凝縮性ガス滞留位置に関して実機の状況と定性的な一致を示した。非凝縮性ガスによる平均熱伝達係数低下率は、排出蒸気流量の減少とともに指数関数的に増大した。非凝縮性ガスの滞留傾向が強くなると同時に、ガス排出部における相対的な自然対流の影響も強くなることが明らかになった。本計算より得られた知見は凝縮器形状設計指針として有益であり、また、本計算を形状設計手法の一つとして利用することができる。

Abstract

In a Multi-Stage Flash (MSF) condenser, condensation heat transfer is strongly affected by non-condensable gas. In order to establish the design base and the computational model for flow in a MSF condenser including a non-condensable gas, numerical simulations of gas/gas two-phase flow (vapor/non-condensable gas) were carried out. Changes in mass and momentum by condensation are considered. Furthermore, the condensation heat transfer coefficient is influenced by the local density of the non-condensable gas.

The results obtained from the proposed model showed qualitative agreements on the stagnation region and behavior of the non-condensable gas. The decrease in the rate of the mean heat transfer coefficient by non-condensable gas was increased with the increase in the condensation rate of vapor.

Similarly, the comparative effect of natural convection in the venting section was increased exponentially. This means the discharge mechanism of non-condensable gas from a condenser is affected by natural convection and forced convection.

1. 緒 言

世界の多くの地域では水不足が深刻な問題となっており、蒸発法や膜法による海水淡水化プラントが多数建設されている。蒸発法の一つであるMSF造水装置は、加熱された海水を蒸発器内でフラッシュ (減圧) 蒸発させ、その発生蒸気を凝縮させて淡水を得る装置

である。スケールメリットや、水質に左右されず安定した性能が得られることから、当社は、これまでに中東地区において多数の納入実績を有する。装置は、図1のように蒸発器と凝縮器からなる多数の缶体、ブライン (海水) 加熱器、真空装置、およびポンプ類から構成される。発生した蒸気が凝縮する際に放出する潜熱を回収して熱効率を向上させている。装置を構成する機器の中でも伝熱管群 (バンドル) が配置された凝縮器は、装置全体の性能を左右する重要な機器の一つ

㊠ Hitz日立造船(株) 事業・製品開発本部 技術研究所

㊡ Hitz日立造船(株) エンジニアリング本部 プラントビジネスユニット

である。

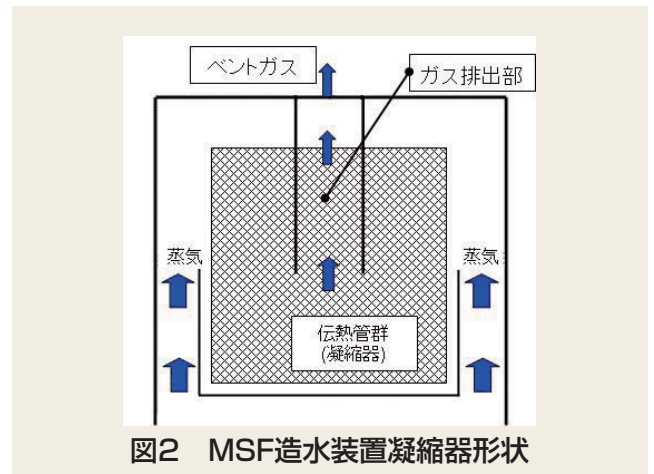
一般的に、蒸発器で発生した蒸気には、海水中の炭酸イオンが熱分解して放出されたCO₂や空気等の非凝縮性ガスが含まれる。そのため、凝縮器への非凝縮性ガスの混入は避けられない。非凝縮性ガスが存在すると、局所的な蒸気分圧の低下が発生して伝熱温度差が減少し、凝縮伝熱量が低下する⁽¹⁾ ため、MSF凝縮器の性能低下が示唆されている⁽²⁾⁻⁽⁴⁾。このことから、**図2**に示すように凝縮器は、排出部を通じて非凝縮性ガスが蒸気とともに器外に排出されるように設計される。しかし、蒸気流れの影響により非凝縮性ガスがバンドル内に滞留することが示唆されている⁽²⁾⁽⁵⁾。造水性能を低下させないために、非凝縮性ガスの流動を考慮して排出部やバンドル形状を設計することが重要である。

MSF凝縮器内流れを実験的に検討する場合、一般的に大規模な設備が必要であり、また計測も困難である。そこで本開発では計算流体力学 (Computational Fluid Dynamics; CFD) 的手法を用いて計算機上で流れを再現する。従来から、数値シミュレーションにより凝縮器内流れに関する研究が行われている。蒸気と凝縮液に関して、凝縮を考慮した2流体モデルを用いて計算を行った研究例があるが⁽⁶⁾、非凝縮性ガスは蒸気と混合状態であると仮定されているため、その濃度分布は考慮されていない。凝縮伝熱量を適切に評価するためには、蒸気の凝縮と非凝縮性ガス濃度が局所的な熱伝達に与える影響を考慮するべきであるが、そのような研究例は少ない。

本開発の目的は、非凝縮性ガスを含む代表的なMSF造水装置の凝縮器内流れの数値計算モデルを確立し、流れの詳細を明らかにして凝縮器設計指針を構築することである。ここでは、蒸気と非凝縮性ガスの気-気2相流計算による手法を用いる⁽⁷⁾。蒸気相の基礎方程式には、凝縮による質量と運動量の変化を考慮している。伝熱管と蒸気間の伝熱量は、熱通過率、温度差、および凝縮潜熱より決定される。熱通過率には、非凝縮性ガス濃度による局所的な熱伝達低下の影響を取り入れている。また、実機を対象とした計算では、限られた時間で複雑な形状の計算格子生成を強い

られる場合が多いことから本計算では、計算負荷の少ない直交格子上で固体境界条件を表現する手法を用いた。

上記の計算モデルでMSF凝縮器内流れの数値シミュレーションを実施し、結果の妥当性に関する検討を行った。凝縮器の形状や運転状態を変えた場合を再現し、バンドル伝熱性能の変化を把握した。また、排出部における自然対流と強制対流の強さが非凝縮性ガス挙動に与える影響についても考察を行った。



2. 数値計算法

計算領域と境界条件を**図3**に示す。計算対象は、水平伝熱管群で構成される代表的なMSF造水装置蒸気凝縮器の2次元断面である。凝縮器にはバツフル (邪魔板) やガス排出部が設けられる。排出部は一般的にバンドル上部に設置されている。実機の状態を再現するために、排出部に相当する流出境界には一様な速度を与え、流入境界には流量が流出量と凝縮量の和となるように一様な速度を与えた。壁面速度境界条件は壁法則により与えている。また、従来から任意形状を計算対象とする場合は一般座標を用いて物体形状に沿った計算格子 (物体適合格子) を形成する手法が用いられてきた。しかし、物体適合格子は、格子形成に多大な期間を必要とする場合や、大きな計算負荷を強いられる場合が多い。そこで本計算では、任意形状物体の表現に仮想的な流束を用いる仮想流束法⁽⁸⁾を採用した。これにより直交格子上で任意形状を効率的に扱うことができる。計算領域内部の壁面は、仮想流束法により境界条件を設定した。

グリッドスケールでフィルター操作を施した非圧縮性2相流ラージ・エディ・シミュレーション (LES) の基礎方程式は次のように表される。

・質量保存式

$$\frac{\partial \alpha_v}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha_v u_{vi})}{\partial x_i} = -\frac{m}{\rho_v} \quad \dots (1)$$

$$\frac{\partial \alpha_g}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha_g u_{gi})}{\partial x_i} = 0 \quad \dots (2)$$

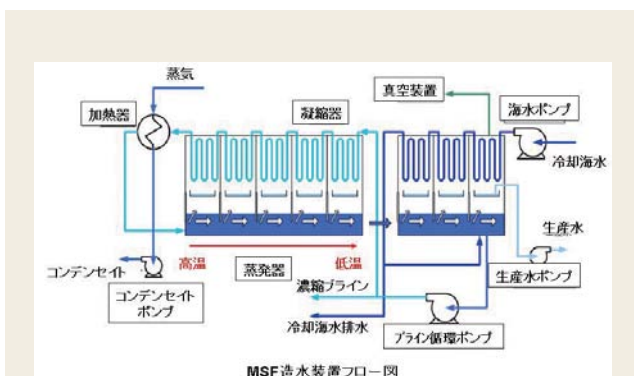


図1 MSF造水装置フロー図

・運動量保存式

$$\frac{\partial u_{vi}}{\partial t} + u_{vj} \frac{\partial u_{vi}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho_v} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \{2(\nu_v + \nu_{vSGS})D_{ij}\} + M_{vi} + F_{vi} - \frac{mu_{vi}}{\alpha_v \rho_v} \quad \dots (3)$$

$$\frac{\partial u_{gi}}{\partial t} + u_{gj} \frac{\partial u_{gi}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho_g} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \{2(\nu_g + \nu_{gSGS})D_{ij}\} + M_{gi} + F_{gi} \quad \dots (4)$$

ここで、 u_{vi} 、 u_{gi} は x_i 方向の速度、 t は時間、 ρ_v 、 ρ_g は密度、 α_v 、 α_g は各相の体積率で $\alpha_v + \alpha_g = 1$ を満たす。 m は単位面積・単位時間当たりの凝縮質量流量、 D_{ij} は変形速度テンソル、 M_{vi} 、 M_{gi} は界面せん断力、 F_{vi} 、 F_{gi} は外力である。なお、添字 v 、 g はそれぞれ蒸気、非凝縮性ガスの相を表し、添字 i 、 j は総和規約に従う。SGS 渦動粘性係数 ν_{vSGS} 、 ν_{gSGS} はSmagorinskyモデルにより与える。外力項 F_i には、鉛直方向に重力、バンドルが存在する位置にKnudsen の式⁽⁹⁾より求められる抵抗を与えている。 m は次式より決定される。

$$m = \frac{K(T_s - T_w)}{L_c} \quad \dots (5)$$

ここで、 K は熱通過率[W/m² K]、 T_s 、 T_w はそれぞれ蒸気の温度[K]、伝熱管の温度[K]、 L_c は T_s により決定される凝縮潜熱[J/kg]である。MSF造水装置は、減圧された飽和に近い状態で運転されることから、蒸気温度 T_s に関しては、その点の蒸気圧力に対する飽和温度とした。式⁽⁵⁾の熱通過率 K は以下の式で与える。

$$K = \frac{1}{r_o} \cdot \frac{1}{\frac{1}{r_i h_i} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{r_o h_o}} \quad \dots (6)$$

ここで、 r_o 、 r_i は伝熱管の外半径、内半径である。 λ は伝熱管の熱伝導率[W/mK]で、 h_i 、 h_o はそれぞれ伝熱管内側、伝熱管外側の熱伝達係数[W/m²K]である。 h_i はColburn の式⁽¹⁰⁾より決定する。

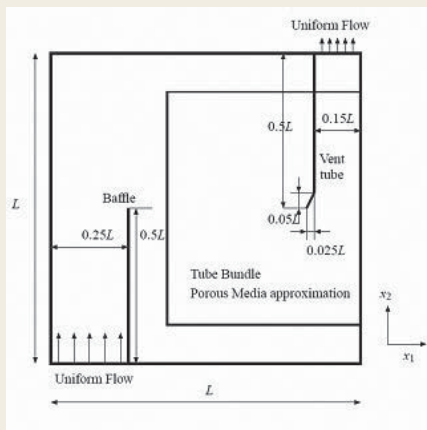


図3 計算領域と境界条件

管外側の熱伝達は、凝縮液膜の厚さや非凝縮性ガス濃度の影響を受ける。本モデルでは、凝縮液については運動方程式を解くことによる直接的な扱いは行わないが、 h_o に、周囲の蒸気流速による液膜厚さの変化と、下部の伝熱管ほど液膜の厚さが増して熱伝達が低下する影響を考慮している。蒸気流速がある場合は、静止状態に比べて液膜が薄くなり熱伝達係数は上昇する。本計算では、高森ら⁽¹¹⁾のように、Nusseltの水平円管外面凝縮理論⁽¹²⁾より求められる液膜厚さをもとに、蒸気流速の影響を考慮した。また、管群凝縮流れにおいては、下部の伝熱管ほど凝縮液膜が厚くなるため熱伝達係数は低下する。Kernらの報告⁽¹³⁾によると、凝縮液膜が存在するときの、上から n 本目の伝熱管の熱伝達係数 h_n は、上から1本目の伝熱管の熱伝達係数 h_1 を用いて次の式で表される。

$$\frac{h_n}{h_1} = n^{5/6} - (n-1)^{5/6} = f_{cn} \quad \dots (7)$$

本計算では、管外側熱伝達係数に f_{cn} を乗じることで凝縮液膜の影響を採り入れている。

さらに h_o には局所的な非凝縮性ガス濃度による熱伝達係数低下率 f_{nc} を考慮する。Choiら⁽¹⁴⁾によると、非凝縮性ガスによる熱伝達係数の低下率は、蒸気の質量流量 X_a [kg/s]をパラメータとして以下のように表される。

$$\begin{aligned} f_{nc} &= 1 - 10X_a \quad \text{for } X_a < 0.063 \\ f_{nc} &= 1 - 0.938X_a^{0.13} \quad \text{for } 0.063 \leq X_a < 0.6 \\ f_{nc} &= 1 - X_a^{0.22} \quad \text{for } 0.6 \leq X_a \end{aligned} \quad \dots (8)$$

以上の基礎方程式に従って、Staggered 格子を用いて数値シミュレーションを実施した。空間微分には2次精度中心差分、移流項に対しては1次精度上流差分、時間積分には移流項、粘性項に2次のAdams-Bashforth法を、圧力項と質量保存式にはBackward Euler法を用いたFractional step法を採用した。圧力に関するPoisson方程式の解法にはGMRES法⁽¹⁵⁾を用いた。計算条件は表1の通りであり、MSF造水装置を想定した値を用いている。

表1 計算条件

Number of grid points $N_x \times N_y$	128 × 128
Inflow temperature of vapor	378[K]
Temperature of heat exchanger tube T_w	375[K]
Vapor density ρ_v	0.724[kg/m ³]
Non-condensable gas density ρ_g	1.951[kg/m ³]
Inflow volume fraction of non-condensable gas	1[%]

3. 計算結果

3.1 流れ場の変化の様子 図4～7に凝縮率(流入蒸気流量に対する凝縮蒸気流量の割合)を97.3%とした場合の、時間が十分に経過した後の代表的な瞬

時の蒸気凝縮量分布と速度ベクトル、非凝縮性ガス体積率分布、流線、熱通過率の分布をそれぞれ示す。図4に示すように、流入した蒸気の大半はバッフルとバンドルの隙間を流れ、バンドルに流入して凝縮しながら排出部に流れていく。非凝縮性ガスは蒸気より密度が大きく、計算領域の下方に流れる傾向がある。図5より、排出管入口の斜め下方で非凝縮性ガス体積率 α_g が大きくなっていることが確認できる。図6より、 α_g が大きくなる排出管の斜め下方は、バンドル内に流入した蒸気とバンドル側方の通路を流れて下部からバンドルに流入した蒸気が合流する領域である。実在するMSF装置においても排出管の斜め下方で非凝縮性ガスが滞留することが示唆されているため⁽⁵⁾、本計算結果は滞留位置に関して定性的に妥当であると考えられる。図7に示すように、非凝縮性ガスが存在す

る位置では熱通過率が低下し、その結果、図4のように蒸気凝縮量も低下することが確認できる。

図8に凝縮率を95.9%～98.1%と変えた場合の、バンドル領域における平均管外側熱伝達係数の低下率 $\bar{f}_{nc}[\%]$ と平均熱通過率 \bar{K} を示す。 \bar{f}_{nc} は次式で表される。

$$\bar{f}_{nc} = \frac{1}{S} \iint f_{nc} dx dy \quad \dots (9)$$

S はバンドルが存在する領域の面積[m²]である。凝縮率の増加にしたがい流出蒸気流量は小さくなるため、非凝縮性ガスが排出されにくくなって \bar{f}_{nc} が増大し、 \bar{K} の低下も確認できる。一般的に、凝縮率の増加とともに非凝縮性ガスは排出されにくくなる。このことは、本計算で得られた傾向と同様である。また、 \bar{f}_{nc} 増大

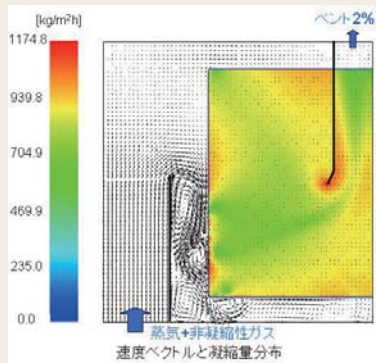


図4 速度ベクトルと凝縮量分布

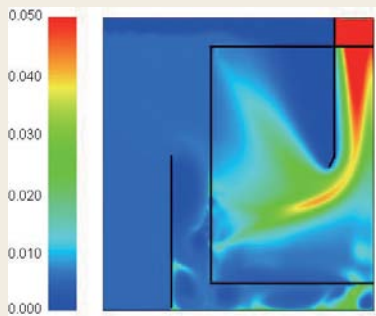


図5 非凝縮性ガス体積率分布

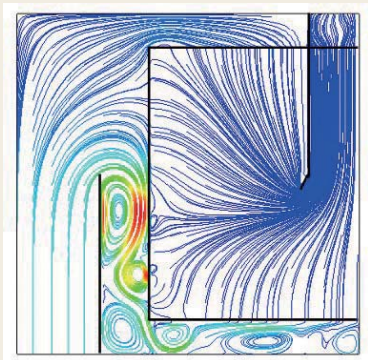


図6 流線

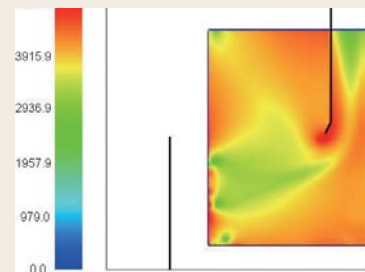


図7 熱通過率分布

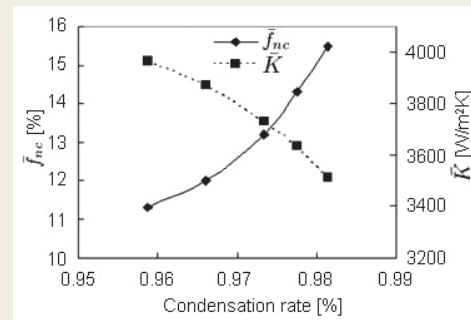


図8 凝縮率と平均熱伝達係数低下率・熱通過率との関係

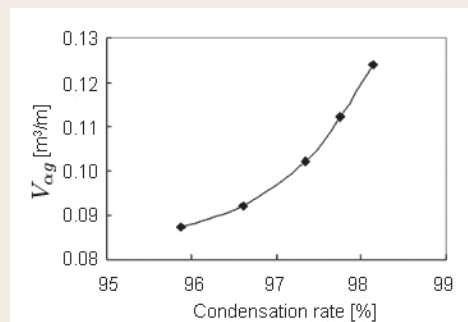


図9 凝縮率とバンドル内の非凝縮性ガス体積の関係

の割合は、凝縮率の増加とともに大きくなることがわかる。

図9には、凝縮率と伝熱管単位長さ当たりの非凝縮性ガスの体積 V_{ag} [m^3/m]

$$V_{ag} = \int \int \alpha_g dx dy \quad \dots (10)$$

の関係を示す。 V_{ag} についても、その増加割合は凝縮率の増加とともに大きくなる。

3.2 自然対流と強制対流の影響 前節で述べたように、凝縮率を大きくする（流出蒸気流量を小さくする）と非凝縮性ガスは排出されにくくなる。熱伝達係数の低下を小さくしようとする場合は、流出蒸気流量を大きくすれば良いが、それは凝縮させることができる蒸気も排出することになり非効率的である。少ない排出蒸気流量で、かつ非凝縮性ガスが排出されやすい凝縮器形状とすることが望まれる。そこで、凝縮器内の流れに関して自然対流と強制対流の強さに着目し、排出に関する指針を考える。

本研究で扱う流れにおいては、強制的に蒸気を流出させることにより、排出部に向けて流れを生じさせる強制対流と、蒸気と非凝縮性ガスの密度差によって生じる自然対流の効果がある。非凝縮性ガスが排出されやすい凝縮器を設計するためには、排出部において強制対流の効果が大きくなるような形状とすることが望まれる。

自然対流と強制対流の相対的な強さは、浮力と慣性力の比を表すグラスホフ数とレイノルズ数の2乗の比 Gr/Re^2 で評価される。ここで β は蒸気の体膨張率[$1/K$]で、 $\beta = 3.57 \times 10^{-3}$ である。

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\rho_v\beta\Delta TL^3/\mu_v}{(\rho_v UL/\mu_v)^2} = \frac{g\beta\Delta TL}{U^2} \quad \dots (11)$$

一般的に、 Gr/Re^2 が大きい場合は自然対流、小さい場合は強制対流が相対的に強い。図10に、凝縮率が95.9%～98.1%の場合について、排出部断面における平均の Gr/Re^2 の x_2 方向分布を示す。 $x_2/L = 0.5$ は排出管の下端、 $x_2/L = 0.9$ はバンドル上端の位置である。

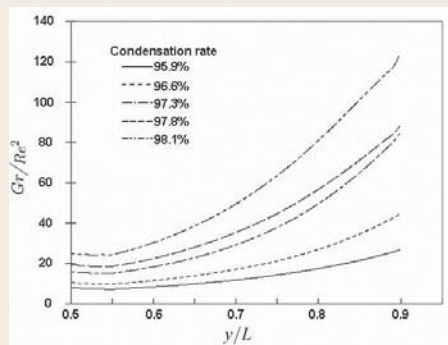


図10 排出部における凝縮率と Gr/Re^2 の分布

排出部の出口に近づくに従い、蒸气流速が低下するため自然対流の影響が強くなる。また、凝縮率が大きくなるに従い Gr/Re^2 の増加率が大きくなっており、自然対流がより強くなることが確認できる。

以上のように、凝縮率が大きくなると排出部において自然対流の影響が指数関数的に大きくなることが明らかになった。これにより、前節で述べたような非凝縮性ガスの滞留量増大が発生し、凝縮熱伝達係数低下が大きくなりバンドル全体の伝熱性能も悪化すると考えられる。性能を低下させないためには、排出部で強制対流の影響が強くなる形状が有利である。

3.3 凝縮器形状が伝熱性能に与える影響

排出部の形状がバンドル伝熱性能に与える影響を確認するために、排出部長さ D を $0.35L$, $0.45L$, $0.55L$ とした計算を行った。排出部長さと凝縮率・バンドル内の非凝縮性ガス体積の関係を図11に示す。ここでは、流出蒸気流量は一定として排出部の長さのみを変更した。排出部が長い場合の方が、計算領域内の非凝縮性ガス体積が減少して蒸気の凝縮率は大きくなり、伝熱性能が向上する結果が得られた。このように、凝縮器形状を変更した場合の伝熱性能把握が可能になり、所望の伝熱性能を得るための最適な形状を本計算によって検討することが可能である。

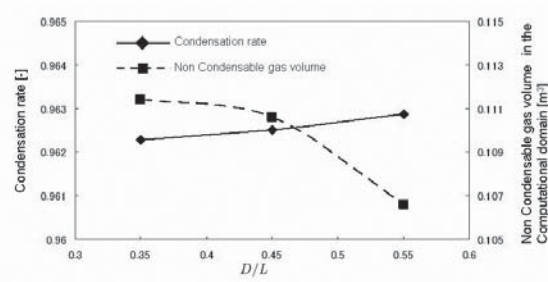


図11 排出部長さによる凝縮率・非凝縮性ガス体積の変化

4. 結言

MSF凝縮器内に非凝縮性ガスが存在すると伝熱性能が著しく低下するため、その流動を考慮して凝縮器を設計することが望まれる。本開発では、局所的な非凝縮性ガス濃度の相違による凝縮熱伝達低下を考慮した凝縮器内流れの計算モデルを提案した。その手法を用いて一般的な凝縮器内流れの計算を行い、非凝縮性ガスの滞留位置、または蒸気排出流量の相違による滞留傾向に関して、定性的に妥当な結果が得られた。また、形状を変更した計算を行い伝熱性能の変化を確認した。凝縮器内流れに関しては、以下のような知見が得られた。

- ・バンドル内の非凝縮性ガスによる平均管外側熱伝達係数低下率は、排出蒸気流量の減少とともに指数関数的に増大する。

- ・ 排出部における Gr/Re^2 の増加割合は、排出蒸気流量の減少とともに大きくなり、自然対流の影響が相対的により強くなる。

本開発によって、凝縮器内の非凝縮性ガスの挙動を推定することが可能になり、設計ツールの一つとして本計算が利用できる。また、得られた知見は凝縮器形状設計指針として有益である。

参考文献

- (1) Genthner K. and Seifert A., : A Calculation Method for Condensers in Multi-Stage Evaporators with Non-Condensable Gases, Desalination, **1991**, 81, 346-366.
- (2) McGregor I. D. and Karim S. : Tube Corrosion in High Temperature Stages of MSF Distillers, IDA World Congress Proceedings, **1995**, 5, 301-307.
- (3) Moon Y. M. et al. : Assesment of RELAP5/MOD3.2 for Reflux Condensation Experiment, NUREG/IA-0181, U.S. Nuclear Regulatory Commission, **2000**.
- (4) Munoz-Cobo J. L. et al. : Steam Condensation on Finned Tubes, in the Presence of Non-Condensable Gases and Aerosols : Influence of Impaction Diffusiophoresis and Setting o Aerosol Deposition, Nuclear Engineering and Design, **2005**, 235, 1225-1237.
- (5) Genthner K. et al. : The Effect of Preheater Design on Corrosion, Heat Transfer and Operation of MSF-Distiller, Desalination, **1987**, 65, 171-186.
- (6) Hu H. et al. : A Modified $k-\epsilon$ Turbulence model for the Simulation of Two-Phase Flow and Heat Transfer in Condensers, International Journal of Heat and Mass Transfer, **2007**, 50, 1641-1648.
- (7) 大島翼ほか：非凝縮性ガスを含む蒸気凝縮器内流れの数値シミュレーション，日本機械学会論文集B, **2010**, 76 (771), 1779-1784.
- (8) Tanno I. et al. : Validation of virtual Flux Method for Forced Convection Flow, JSME International Journal Series B, **2007**, 49 (4) , 1141-1148.
- (9) Knudsen, J. G. and Katz D. L., : Fluid Dynamics and Heat Transfer, McGraw-Hill, **1958**, 473-523.
- (10) 大中逸雄ほか：輸送現象論，大阪大学出版会，**2003**, 138-140.
- (11) 高森和英ほか：給水加熱器内二相流および伝熱特性評価手法の開発，日本機械学会論文集B, **1993**, 59 (568), 191-198.
- (12) Nusselt W., : Die Oberflächenkondensation, VDI Z., **1916**, 60, 541-546.
- (13) Kern D. Q., : Mathematical Development of Tube loading in Horizontal Condensers, AIChE Journal, **1958**, 4, 157-160.
- (14) Choi K. Y. et al. : Direct-Contact Condensation Heat Transfer Model in RELAP5/MOD3.2 with/without Noncondensable Gases for Horizontally Stratified flow, Nuclear Engineering and Design, **2002**, 211, 139-151.
- (15) Saad Y. and Schultz M. H., GMRES:A GENERALIZED MINIMAL RESIDUAL ALGORITHM FOR SOLVING NONSYMMETRIC LINEAR SYSTEMS, Journal on scientific and statistical computing, **1986**, 7, 856-869.

【文責者連絡先】

Hitz日立造船(株) 事業・製品開発本部
技術研究所 プラント・エネルギー技術グループ
大島翼
Tel : 06-6551-9173 Fax : 06-6551-9841
e-mail:ohshima@hitachizosen.co.jp

Hitachi Zosen Corporation
Business & Product Development
Headquarters
Technical Research Institute
Plant & Energy Solution Technology Group
Tsubasa Ohshima
Tel: +81-6-6551-9173 Fax: +81-6-6551-9841
e-mail: ohshima@hitachizosen.co.jp



大島 翼



大塚 裕之



柳 浩敏



井上 隆之



松浦 哲也