

アルミプレートを用いたプレート式熱交換器における水蒸気の凝縮熱伝達特性

有馬博史*¹, 山本康平*²

Characteristic of condensation heat transfer of water vapor on plate heat exchanger using aluminum plate

Hirofumi ARIMA*¹, Kohei YAMAMOTO*¹ Institute of Ocean Energy, Saga University
1-48, Hirao, Kubara-aza, Yamashiro-cho, Imari-shi, Saga, 849-4256, Japan*² Department of Mechanical Engineering, Saga University
1-Honjo, Saga-shi, Saga, 840-8502, Japan

Abstract

The spray flash seawater desalination is attracted attention as a multipurpose of OTEC technology. The system consists of flash chamber (evaporator), condenser, fresh water tank and vacuum pump. The hot surface seawater flows into the vacuumed flash chamber and flash evaporated inside the very low-pressure environment. The evaporated water vapor flows into the condenser. The condenser can be condensed the water vapor using the cold seawater. Then, the produced pure water are stored into the fresh water tank. Incidentally, the flash chamber and condenser are important devices in this desalination system. If the improvement of efficiency of this desalination system, it is important to improve the efficiency of these devices. The condenser research in the desalination field, the condensation in the low pressure and water vapor have to be considered. In addition, in order to improvement of the heat transfer performance of the condenser, the new material for condenser also have to be considered. The author proposed the usage the aluminum alloy for heat transfer surface. In our previous study, the condense heat transfer of water vapor inside plate heat exchanger using aluminum plate which was installed into the spray flash seawater desalination was measured. In addition, in this study, compared of condense heat transfer performance between the aluminum alloy and conventional titanium plate which have same thermal resistance of the plate. The result is that the heat transfer performance of aluminum alloy is as well as that of the titanium one. However, the measurement of condensation was not considered the effect of the no condensable gas in the source water. The noncondensable gas becomes the thermal resistance in the vapor condensation. Therefore, in this study, the measurement of the condense heat transfer of the water vapor without the noncondensable gas on the aluminum alloy and titanium plates to understand the property of the pure water vapor. The result is that the overall condense heat transfer without the gas is off course the larger than that of with the gas. In addition, it was found that the condense heat transfer coefficients on the aluminum plate is derived at several source water temperature and cold water flow rate and temperature condition under the pure water vapor. The result will be used for design the plate condenser using aluminum plates.

Key words : Condenser, Aluminum alloy, Spray flash desalination, PEEK resin, WIN KOTE film,

1. 緒 言

現在 OTEC は、久米島 (池上, 2015) やハワイ (Makai Ocean Engineering, 2015) に実証プラントが開設され、海水を用いた実証実験が進められている。OTEC の特徴として、発電以外に汲み上げた海水を再利用する複合利用が可能なが知られている。複合利用の中でもスプレーフラッシュ蒸発を用いた海水淡水化法は、表層水を真空容器内で蒸発させ、その水蒸気を凝縮器内で深層水を用いて凝縮させるシステムであり、OTEC と親和性が非

原稿受付 2018 年 08 月 10 日

*¹ 佐賀大学海洋エネルギー研究センター (〒849-4256 伊万里市山代町久原字平尾 1-48)

*² 佐賀大学理工学部機械システム工学科 (〒840-8502 佐賀市本庄町 1 番)

E-mail: arima@ioes.saga-u.ac.jp

常に高い。上原ら (上原ら, 1999) は OTEC とスプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化装置を組み合わせた複合プラントをインテリジェントハイブリッド OTEC として提案することで造水コストの試算を行っており, 低コストで造水が可能であることを示している。一方, この複合利用の実証研究については当センターで 2014 年からすでに行われており (浦田ら, 2016), 久米島の沖縄県海洋温度差発電実証設備 (以下, 久米島 OTEC) から得られる海水を再利用して, 当センターの久米島サテライトに設置した実証試験用スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化装置による海水淡水化を通年で行われ, OTEC の出力変動や実海域の海水温の変動による動的な影響について評価が進められている。ところで, スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化装置の性能向上には, 海水を真空下でフラッシュ蒸発させるフラッシュチャンバーと水蒸気を凝縮させるプレート式凝縮器の性能向上が不可欠である。フラッシュチャンバーについてはフラッシュ蒸発室内のノズル形状 (上原ら, 1991) やノズル向き (池上ら, 2005) あるいは噴流の分布が造水に与える影響に関する研究 (佐々木, 2006), (Sami et al., 2012) などが行われてきた。一方, 凝縮器はフラッシュ蒸発器からの水蒸気の凝縮および系内を常に負圧を保つのに十分な能力が要求されるが, その性能向上に関する研究ほとんど行われていない。また, 凝縮器の伝熱面材料には一般にチタンが使用されているが, 伝熱面材料に関する研究も進められてないことから, 筆者らは伝熱面材料としてアルミ合金を提案し, その利用可能性について研究 (有馬ら, 2017) を進めてきた。これらの研究では, 海水に弱いアルミに特殊コーティングを施し伝熱プレートとしてプレート式熱交換器に組み込み, 凝縮熱伝達や造水コストについて評価を行っている。ところでこの研究においては, 原水として表層水の代わりに水道水が用いられ, さらにその水道水は脱気を行っていないため不凝縮性ガスを含んでいた。アルミ合金伝熱面における水蒸気の凝縮熱伝達率について評価を行う場合には, 不凝縮性ガスを含まない環境で凝縮実験を行うべきである。凝縮における不凝縮性ガスの影響については, Sparrow-Lin ら (Sparrow, et al., 1964) は, 僅か数 vol% の不凝縮性ガスの混入で凝縮熱伝達率が 50% 減少することを述べており, また, 海水淡水化における凝縮と類似の環境での凝縮現象として, 天野ら (天野ら, 2004) はオープンサイクル OTEC において, 不凝縮ガスを含む温海水を減圧下で蒸発後に凝縮させた場合, 不凝縮ガス濃度が 0.1wt% であってもその増加に伴い, 不凝縮ガスが含まれない場合の理論熱交換量と実測された冷水熱交換量の比が 90% から 20% に急激に低下, つまり凝縮熱伝達率が低下することを示している。これらのことから, 本研究では昨年度の実験方法 (有馬ら, 2017) を見直し, 不凝縮性ガスを含まない水蒸気の凝縮を想定し脱気された原水を用いてアルミ合金プレート凝縮器における凝縮実験を行った。本報ではその結果について報告を行う。

2. 記号

Ac	: 流路断面積	[m ²]	U	: 熱通過率	[W/m ² K]
As	: 総伝熱面積	[m ²]	V	: 流速	[m/s]
Cp	: 定圧比熱	[J/kgK]		ギリシャ文字	
Deq	: 水力相当直径	[m]	μ	: 粘度	[Pa · s]
h	: 熱伝達率	[W/m ² K]	ν	: 動粘度	[m ² /s]
i	: 比エンタルピー	[J/kg]	ρ	: 密度	[kg/m ³]
k	: 熱伝導率	[W/mK]		添字	
l	: プレート伝熱面高さ	[m]	c	: 冷水	
L	: 潜熱	[J/kg]	in	: 入口	
m	: 質量流量	[kg/s]	L	: 液相	
Nu	: Nusselt 数	[-]	lm	: 対数平均	
P	: 圧力	[Pa]	out	: 出口	
Q	: 熱交換量	[W]	P	: テストプレート	
Re	: Reynolds 数	[-]	sat	: 飽和	
t	: プレート厚さ	[m]	V, v	: 気相, 蒸気側	
T	: 温度	[°C]			

3. 実 験

Fig. 1 に実験装置の概略図を示す。実験装置はテストセクション (プレート式凝縮器), 真空温水タンク, 清水タンク, 真空ポンプ 1 および 2, 冷凍機で構成されている。系内の圧力を真空に保つ 2 台の真空ポンプはそれぞれ, 真空ポンプ 1 が ULVAC 製 DTC-22 (ダイヤフラム式, 到達圧力 1.0×10^3 Pa, 排気速度 24 L/min), 真空ポンプ 2 が ULVAC 製 DA-30D (ダイヤフラム式, 到達圧力 6.7×10^3 Pa, 排気速度 36 L/min) である。また, 凝縮器での水蒸気の冷却には, 深層水の代わりに冷凍機 (オリオン製: RKW1500B-V-G1, 冷却能力 5.3kW) で作った冷水を用いた。温水タンク内に封入した原水は, ロッドヒーター (大阪魂製: CHC1404, 400W \times 2 本) を温調器 (オムロン製: OMRON E5CN-QTD, SSR 制御) と組み合わせて温度調整を行った。真空温水タンクと清水タンクの真空圧力の測定には圧力変換器 (横河電機製: FP101A, 測定範囲 0 ~ 50kPaA, 測定精度 $\pm 0.06\%$), 冷水の体積流量測定は電磁流量計 (キーエンス製: FD-M10AT, 測定精度 $\pm 1.6\%$ of F.S.), 系内の温度の測定には K 型熱電対 (林電工製: ST6, クラス 1, 誤差 $\pm 1.5^\circ\text{C}$) を用いた。これらの測定値はデータロガー (GRAPHTEC 製: GL820) に集められ記録された。また, 本実験では原水の脱気の状態を確認するために DO メーター (飯島電子工業製: ID-150, 測定範囲 1.0~20.0mg/L, $-5\sim 50^\circ\text{C}$, 測定精度 $\pm 0.1\text{mg/L}$, $\pm 0.2^\circ\text{C}$) を使用した。

実験において作動流体は系内を次のように流れる。真空ポンプで系内を 2~5kPa に減圧した状態で, 原水を温水タンクで任意温度まで加熱沸騰させ水蒸気を発生させる。その水蒸気を凝縮器に流して冷水で凝縮させる。凝縮で得られた真水は最後に清水タンクに貯蔵される。

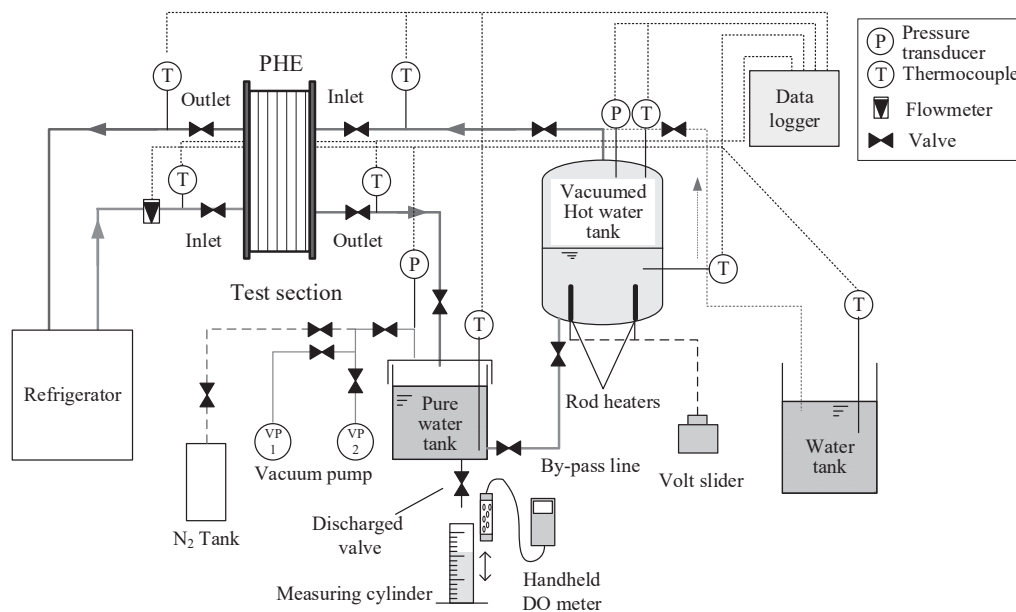


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

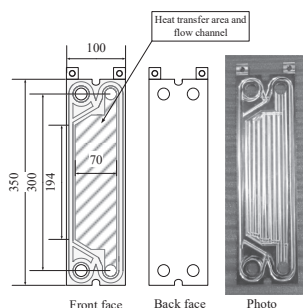


Fig. 2 Design of test plate.

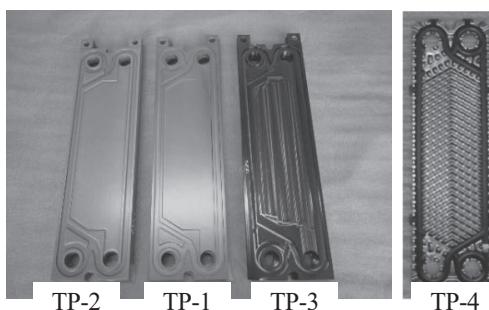


Fig. 3 Photos of test plates.

(TP-1: 25 μm -PEEK, TP-2: 100 μm -PEEK, TP-3: WIN KOTE, TP-4: Ti)

3・2 テストプレート

Fig. 2 にアルミ合金製テストプレートの概略図と母材の写真を示す。母材は A5052 アルミニウム合金である。テストプレートの寸法は高さ 350mm, 幅 100mm, 厚さ 3.5mm (伝熱面, 最薄部) である。またテストプレートは, 著者らが昨年報告 (有馬ら, 2017) したスプレーフラッシュ式海水淡水化における凝縮実験で使用したテストプレート (Fig. 3) と同一のものを使用した。Fig. 3 に示すテストプレートは, 母材に膜厚 25 μm の PEEK 樹脂でコーティングしたプレート (以下, TP-1) と, 膜厚 5 μm の WIN KOTE (以下, TP-3) でコーティングを行った 3 種類のアルミニウム合金製プレートである。なお, TP-2 は昨年度報告の実験 (有馬ら, 2017) で使用したプレートであるが, 今回は使用しなかったため欠番とした。また, 本実験においても, 既成のチタン製プレート (以下, TP-4) を比較用として用いた。なお, TP-1~3 は TP-4 の外形を模したものであるが, 伝熱面は平滑面となっている。これらのテストプレートは各 4 枚作成され, 4 枚を一組として凝縮実験に使用した。またこれらのテストプレートは, 既成のプレート式熱交換器のフレーム (アルファラバル製: T2-BFG) に組み込むことで, テストセクションを構成した。テストセクションの有効総伝熱面積, 蒸気側流路断面積, プレート厚さおよび熱伝導率を Table 1 に示す。

Table 1 Specification of plates

Plate type	TP-1	TP-3	TP-4
Material	PEEK	WIN KOTE	Titanium
Thickness of coating [μm]	25	5	-
Number of plates on test section	4	4	4
Number of channel (Cold water/ Vapor)	3/2	3/2	3/2
Plate thickness t [mm]	3.5	3.5	0.5
Total heat transfer area A_c [m^2]	6.7×10^{-2}	6.7×10^{-2}	8.0×10^{-2}
Cross-sectional are of surface vapor channel A_{c_v} [m^2]	2.10×10^{-4}	2.10×10^{-4}	2.99×10^{-4}
Length of the heat transfer area of test plate l_{ch} [m]	2.33×10^{-1}	2.33×10^{-1}	2.78×10^{-1}
Thermal conductivity k_P [W/mK]	140	140	22

3・3 実験方法

実験では, 前節で示した 3 種類のテストプレート (TP-1, 2, 4) を凝縮器にそれぞれ組み込み, 各々のテストプレートにおける凝縮熱伝達率の測定を行った。3 種類のテストプレートはそれぞれ 4 枚一組としてテストセクションである PHE に組込まれた。実験中に系内で測定された状態量は全てデータロガーに集められ, 5 秒間隔で 3 分間記録された。また, データ整理にはそれぞれの値の 3 分間の平均値が用いられた。再現性確認のため各々の条件で 3 回測定を行なった。また凝縮速度の測定のため, 清水タンク側面に液面高さの測定のための目盛りを配して 10 分間における液面の高さの変化を記録した。液面高さの精度を増すために, デジタルカメラによって撮影記録を行った。

また, 本実験では不凝縮性ガスを排除した水蒸気を用いて凝縮熱伝達率の測定を行う。そのため熱伝達率の測定前に原水の脱気を十分に行った。原水の脱気は, 温水タンク内を真空ポンプで真空状態に保ち, 35~40 $^{\circ}\text{C}$ で 1 時間程度加熱して行った。脱気の状態は原水 1L 中に含まれる溶存酸素の質量 [mg] (DO 値) を溶存酸素計 (DO 計) で確認した。脱気された原水の DO 値の確認は, DO 計の測定原理上一旦大気圧下に戻す必要がある。そのため, 以下の方法で大気圧下での測定準備を行った。まず脱気後の原水 200ml を温水タンクからバイパスラインを使って清水タンクに移し替える。その後, 窒素ガスを清水タンクに絶対圧で 110kPa 封入して排出バルブを開放し, 容量 300ml のメスシリンダーに移し替える。最後にメスシリンダーに DO 計のプローブを挿入して, 分速 30cm で上下させることで測定を行う。脱気後の DO 値は 1.9~3.3 mg/L が得られた。20 $^{\circ}\text{C}$, 1atm における飽和溶存酸素量が 8.84 mg/L であることから, 原水に最大含まれていた溶存酸素量の内, 約 60~80 wt%の酸素が排除された。原

水に含まれる不凝縮性ガスとしてその他に窒素ガスが挙げられるが、大気中の窒素及び酸素組成と溶解度の関係から窒素の溶存量は酸素の2倍となる。同じモル組成比で原水の溶存分が脱気されたと仮定すると、脱気後の窒素の溶存量は約3.3~5.8 mg/Lとなる。実験は、以上の濃度の不凝縮性ガスを含む原水を使用して行っている。

実験条件として、Table 2に示す冷水体積流量、温水体積流量、冷水温度、温水温度、飽和圧力を与えた。

Table 2 Experimental conditions

Plate type	TP-1, TP-3, TP-4
Flow rate of cold water m_c [L/min]	1, 2.5, 5, 10
Temperature of inlet cold water $T_{c,in}$ [°C]	5, 10
Temperature of inlet hot water $T_{h,in}$ [°C]	35, 40
System pressure P [kPa] in hot water tank	3.9 ~ 6.2 ($T_{sat} = 27.2 \sim 36.4^\circ\text{C}$)
System pressure P [kPa] in pure water tank	1.8 ~ 4.6 ($T_{sat} = 15.8 \sim 31.4^\circ\text{C}$)
Dissolved oxygen value [mg/L]	1.9 ~ 3.3

3・4 データ整理

本実験では、凝縮器の熱通過率 U [W/m²K] を求めることで凝縮伝熱性能の評価を行った。熱通過率 U は次式で導出した。

$$U = Q_c / (A_s \Delta T_{lm}) \quad (1)$$

ここで Q_c [W] は冷水熱交換量、 A_s [m²] はテストプレートの総伝熱面積、 ΔT_{lm} [°C] は対数平均温度差である。また、 Q_c 、 ΔT_{lm} はそれぞれ次式で求めた。

$$Q_c = m_c C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2)$$

$$\Delta T_{lm} = (T_{c,out} - T_{c,in}) / \ln \frac{(T_{sat} - T_{c,in})}{(T_{sat} - T_{c,out})} \quad (3)$$

ここで m_c [kg/s] は冷水の質量流量、 $C_{p,c}$ [J/kgK] は冷水の定圧比熱、 $T_{c,in}$ 、 $T_{c,out}$ [°C] は冷水側の入口と出口温度である。また、 T_{sat} [°C] は真空温水タンク内の圧力を飽和圧力 P_{sat} [Pa] としたときの水の飽和温度である。飽和温度は PROPATH (Propath Group, 2016) で求めた。

テストプレートにおける平均凝縮熱伝達率 h_v [W/m²K] は、熱通過率 U_c [W/m²K] と冷水側熱伝達率 h_c [W/m²K] から得られる熱抵抗、テストプレートの熱伝導率 k_p [W/mK] とテストプレート厚さ t [m] の比から得られるプレートの熱抵抗を用いて、以下の式から求めた。

$$\frac{1}{h_v} = \frac{1}{U} - \left(\frac{t}{k_p} + \frac{1}{h_c} \right) \quad (4)$$

式(4)に用いた冷水側熱伝達率 h_c は、昨年度の報告 (有馬ら, 2017) と同様に海洋表層水および深層水を媒体とした熱交換器実験で得られた次の推算式を用いた。

$$Nu_c = \frac{h_c D_{eq,c}}{k_c} = C_1 Re_c^{0.8} Pr_c^{1/3} \quad (5)$$

ここで、 D_{eq} [m] は水力相当直径、 k_c [W/mK] は冷水の熱伝導率である。また式(5)の Re 数と Pr 数はそれぞれ $Re_c = V_c D_{eq} / \nu_c$ 、 $Pr_c = \mu_c C_{p,c} / k_c$ で定義される冷水における値である。係数 C_1 はテストプレートの種類に合わせて Table 3 の値を与えた。

Table 3 The value of coefficients C_1 of Eq. (5)

	C_1
TP-1	0.0169
TP-3	0.0108
TP-4	0.0625

データ整理に用いた冷水流速 V_c [m/s] は冷水の質量流量 m_c [kg/s], 冷水の密度 ρ_c [kg/m³] と流路断面積 A_c [m²] を用いて次式で求めた.

$$V_c = m_c / \rho_c A_c \quad (6)$$

また, 蒸気質量流量 m_v [kg/s] は次式で求めた.

$$m_v = \frac{Q_c}{i_{v,in} - i_{v,out}} \quad (7)$$

ここで, $i_{v,in}, i_{v,out}$ [J/kg] は蒸気入口, 出口における比エンタルピーであり, 蒸気入口, 出口における温度及び圧力から PROPATH (Propath Group, 2016) で求めた値を使用した.

一方, 蒸気側の熱伝達率の整理は, 以下のプレート伝熱面長さ l_{ch} [m] 基準の Nu 数を用いて行った.

$$Nu_l = \frac{h_v l_{ch}}{k_v} \quad (8)$$

ここで, k_v [W/mK] は水蒸気の熱伝導率である.

また, 蒸気質量流量は次の Re 数で整理を行った.

$$Re_v = \frac{m_v D e q}{A_c \mu_v} \quad (9)$$

4. 結 果

4・1 冷水流量に対する熱交換量

実験で得られた凝縮器の冷水質量流量 m_c に対する熱交換量 Q_c の関係を Fig. 4 (a)-(c) に示す. 熱交換量は式(2)で求めた値を使った. 冷水の質量流量は, $0 < m_c < 0.2$ kg/s の範囲で与えた. この時, 冷水入口温度は 5°C および 10°C, 真空温水タンク内の温度は 35°C および 40°C を与えた. 全ての条件において, 熱交換量は $Q_c = 500 \sim 1400$ W

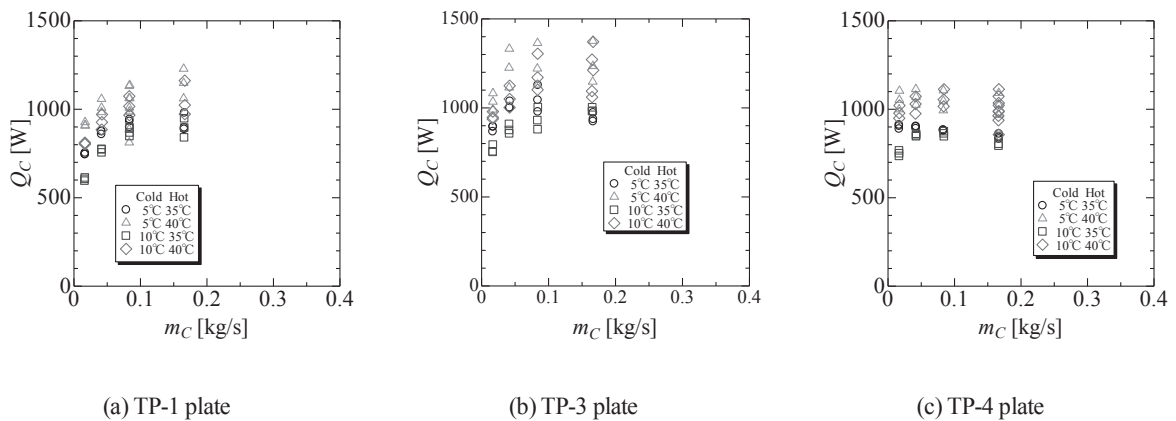


Fig. 4 The heat transfer rate of the cold-water side against cold-water mass flow rate

の範囲で得られた。また、いずれの条件においても冷水質量流量の増加に伴い、熱交換量が増加している。しかし、冷水質量流量 $m_c > 0.1 \text{ kg/s}$ において、その変化によらずほぼ一定の値を示すことが分かった。また、設定温度条件による比較ではいずれのテストプレートにおいても、冷水入口温度の低い方および温水タンク温度の高い方が熱交換量が高くなることがわかる。

4・2 冷水流速に対する熱通過率

実験で得られた凝縮器の冷水流速 V_c に対する熱通過率 U の関係を Fig. 5 (a)-(c) に示す。冷水流速は冷水質量流量 m_c を式(6)で換算したものである。また、換算された冷水流速による測定範囲は $0 < V_c < 0.5 \text{ m/s}$ である。冷水入口温度および真空温水タンク内の温度については4.2節で述べた値と同一である。また、熱通過率 U は $U=500 \sim 700 \text{ W/m}^2\text{K}$ の値を示した。Fig. 5よりいずれのテストプレートにおいても $1/U$ の値は、前述の冷水流速範囲では $1/V_c$ に対してほぼ一定の値を示すことが分かる。また、TP-1, 3の $1/U$ の値はほぼ同じであったが、TP-4の $1/U$ の値はTP1, 3より大きい値を示している。つまりTP-4の熱通過率はTP-1, 3のそれより低いことが分かる。

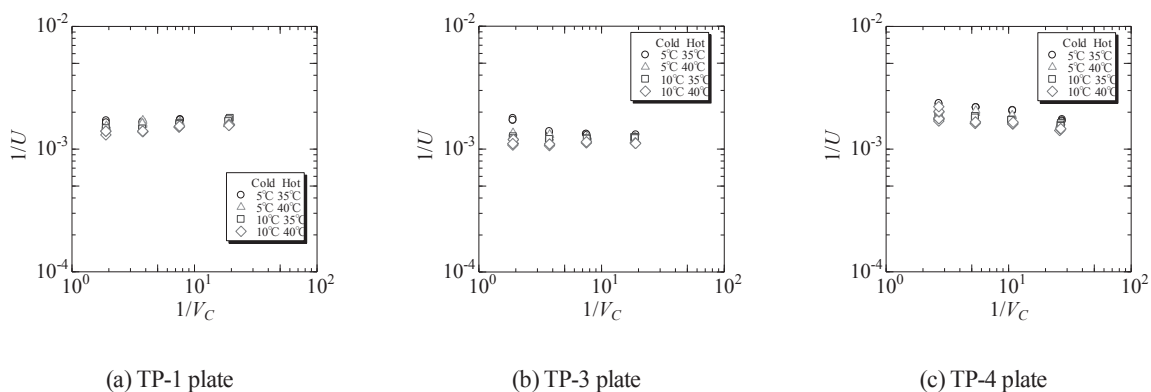


Fig. 5 The overall heat transfer coefficient against cold-water flow velocity.

4・3 蒸気質量流量に対する平均凝縮熱伝達率

実験で得られた凝縮器の蒸気質量流量 m_v に対する平均凝縮熱伝達率 h_v の関係を Fig. 6 (a)-(c) に示す。平均凝縮熱伝達率 h_v は熱通過率 U と各テストプレート条件における冷水側熱伝達率 h_c の値を式(4)に代入することで求めた。いずれのテストプレートにおいても蒸気質量流量の増加に伴い凝縮熱伝達率が増加した。テストプレートの種類による比較では、いずれの温水タンク・冷水入口温度、蒸気質量流量条件においてもTP-1, TP-3のコーティングアルミプレート伝熱面の平均凝縮熱伝達率はTP-4のチタンプレートに比べて大きいことが分かる。また、TP-3の凝縮熱伝達率の値が最も高いことがわかる。一方、同一のテストプレートにおける凝縮熱伝達率の比較では、温水タンク温度が高い方あるいは冷水入口温度が高い方が、凝縮熱伝達率が高くなる傾向が見られた。

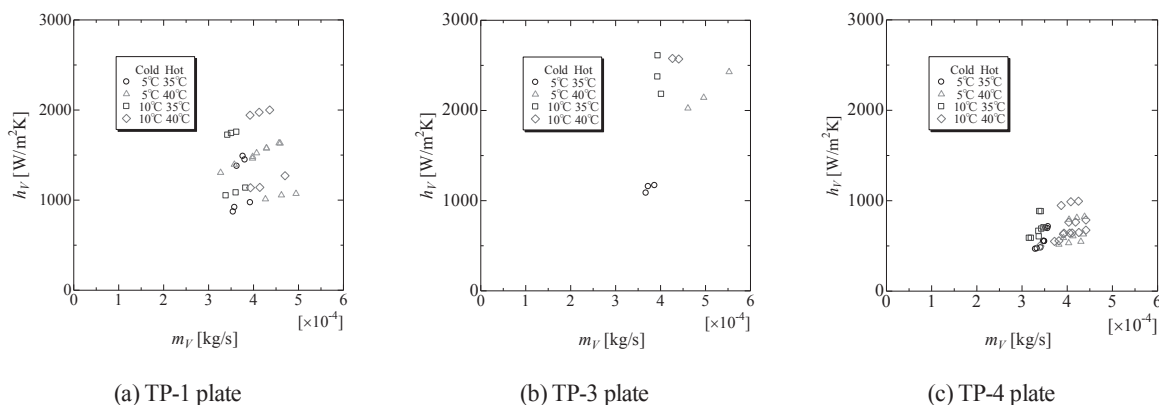


Fig. 6 The averaged condense heat transfer coefficient against vapor mass flow rate.

4・4 不凝縮性ガスの有無による平均凝縮熱伝達率の比較

本実験で得られた不凝縮性ガスを含まない水蒸気の平均凝縮熱伝達率 h_v と昨年度報告を行った不凝縮性ガスを含む水蒸気の平均凝縮熱伝達率の測定結果 (有馬ら, 2016) との比較を Fig. 7 (a)-(c) に示す. Fig. 7 (a)-(c) ではいずれのテストプレートにおいても蒸気質量流量 m_v の測定範囲が異なっているため両結果の定量的な比較は難しいが, 重複している流量範囲で比較を行うと, TP-1 と TP-3 では明らかに不凝縮性ガスの凝縮熱伝達率の方が高い値を示していることがわかる. 一方, TP-4 の場合はほぼ同じ値を示した. 常に真空状態を保ち海水淡水化を行うフラッシュ蒸発式海水淡水化装置においても, 不凝縮性ガスによる凝縮熱伝達率の影響があることが明らかとなった. また, アルミ合金製プレートの凝縮熱伝達率の評価においても十分な脱気が必要であることが確認された.

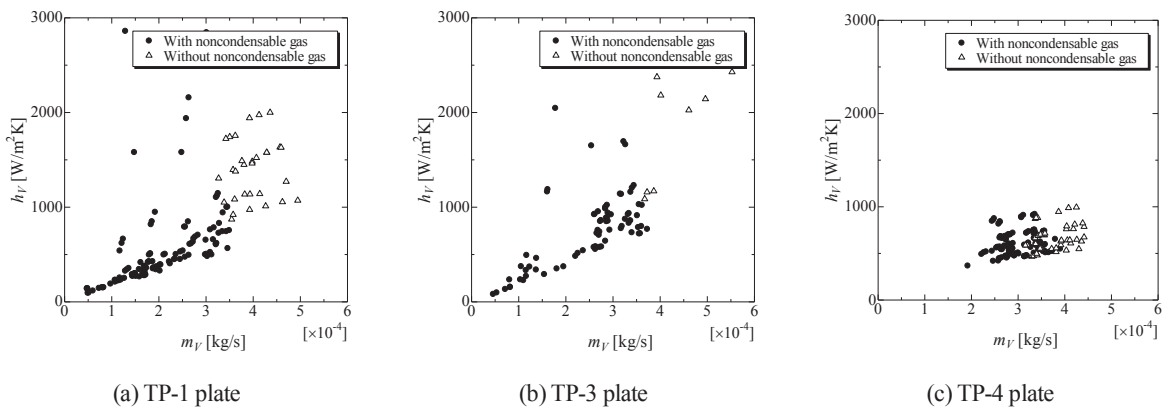


Fig. 7 Compared of averaged heat transfer coefficient between with and without noncondensable gas.

4・5 平均凝縮熱伝達率の Nu 数による整理

実験で得られた凝縮器の平均凝縮熱伝達率 h_v について, 式(8), (9) で求めた Nu 数及び Re 数による整理を行った. その結果を Fig. 8 に示す. Fig. 8 より, Re 数の増加に伴い, Nu 数が増加していることが分かる. テストプレートの種類による比較では, TP-3 の Nu 数が最も高く TP-1 が最も低いことがわかる. このことから, 海水淡水化装置における凝縮では, 提案したアルミ合金プレートの伝熱性能がチタンより優れていることが明らかである. なお, 今回実験で使用したアルミ合金プレートの母材の伝熱面は平滑面であるが, TP-4 に施されているようなヘリンボーン形状の伝熱面を採用した場合伝熱促進の効果が得られ, さらに伝熱性能が向上するものと予想される.

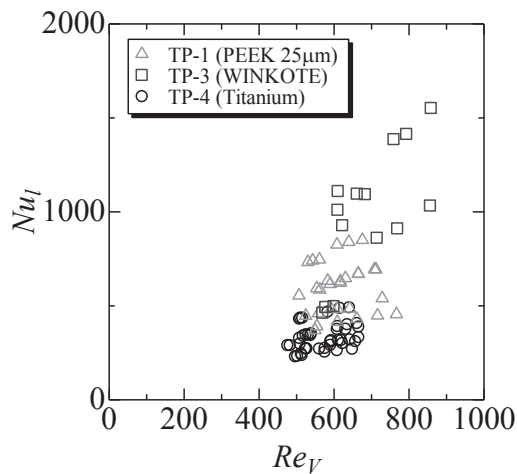


Fig. 8 Relationship between Re_v and Nu_v .

5. 結 言

本研究では、プレート式熱交換器用の伝熱プレートとして新たに提案した2種類のアルミニウム合金プレートの凝縮伝熱性能の評価のため、脱気を行った水蒸気を媒体とした凝縮熱伝達率の測定を行った。比較のためチタンのプレートによる測定も併せて行った。また、プレート式熱交換器はスプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化装置に組み込んで使用することを想定していることから、実験は真空下において行った。その結果を以下に記す。

(1) 全てのテストプレート本実験の冷水質量流量範囲では、 $m_c < 0.1 \text{ kg/s}$ においては冷水質量流量の増加に伴う熱交換量の増加が観察されたが、 $m_c > 0.1 \text{ kg/s}$ においては熱交換量がほぼ一定となる。

(2) TP-1, 3 のテストプレートにおいて蒸気質量流量の増加に伴う凝縮熱伝達率の増加が観察された。また、蒸気質量流量の影響は TP-3 プレートにおいて顕著であった。一方、TP-4 ではわずかな熱伝達率の変化しか得られなかった。

(3) 真空下においても不凝縮性ガスの有無による凝縮熱伝達率への影響が顕著となることが明らかとなった。

(4) 今回比較を行ったテストプレートの中でアルミ合金を WIN KOTE でコーティングした TP-3 プレートが最も凝縮伝熱性能が高いことが明らかとなった。

謝 辞

本研究は JSPS 科研費 15K00637 により資金の一部の助成を受けたものである。ここに記して感謝する。

文 献

池上康之, “再生可能エネルギーにおける安定電源の役割を目指す海洋温度差発電の新しい展開 - 沖縄・久米島から始まった海洋温度差発電の系統連系”, 日本マリンエンジニアリング学会誌, Vol. 50, No. 1 (2015), pp. 54-58.

Makai Ocean Engineering, “Makai Connects World’s Largest Ocean Thermal Plant to U.S. Grid”,

http://www.makai.com/makai-news/2015_08_29_makai_connects_otec/ (2015.8).

上原春男, 池上康之, “海洋温度差発電とスプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化の開発と展望”, 日本海水学会誌, Vol. 53, No. 1, (1999), pp. 2-11.

浦田和也, 安永健, 岩崎君夫, 池上康之, 兼島盛吉, “久米島における海洋温度差エネルギーの複合利用に関する基礎研究”, 海洋深層水研究, Vol. 17, (2016) p. 55.

上原春男, 池上康之, “海洋温度差発電とスプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化の開発と展望”, 日本海水学会誌, Vol. 53, No. 1, (1999), pp. 2-11.

池上康之, 佐々木大, 合田知二, 上原春男, “スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化に関する実験的研究 (噴流方向の影響)”, 日本海水学会誌, Vol. 59, No. 1, (2005), pp.68-73.

佐々木大, 佐賀大学工学系研究科 博士論文, (2006).

Sami, M. and Y. Ikegami, “On the evaporation of superheated water drops formed by flashing of liquid jets”, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 57, (2012), pp. 37-44.

有馬博史, 管慶信, 松田昇一, “スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化用アルミニウム合金プレート式凝縮器の伝熱性能評価”, OTEC, Vol. 22, (2017), pp. 27-35.

Sparrow, E. M., Lin, S.H., “Condensation heat transfer in the presence of a noncondensable gas”, Journal of Heat Transfer, Transaction, ASME, (1964), pp. 430-436.

天野雅継, 田中忠良, “淡水化機能を有するオープンサイクル海洋温度差発電システム -凝縮器における不凝縮ガスによる凝縮量への影響-”, 電気学会論文誌 B, Vol. 124, No. 8, (2004), pp. 1021-1026.

Propath Group, W-PROPATH, <http://www2.mech.nagasaki-u.ac.jp/PROPATH/> (2016.3).