

## アルミニウム合金製伝熱面を持つプレート式凝縮器の凝縮熱伝達特性

有馬博史\*1, 重永裕大\*2, 松田昇一\*3

### Characteristic of condensation heat transfer of plate condenser using aluminum alloy plates

Hirofumi ARIMA\*1, Yuta SHIGENAGA\*2, Shoichi MATSUDA\*3

\*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

\*3 Energy and Environment program, School of Engineering, Faculty of Engineering, University of Ryukyus  
1 Senbaru, Nishihara-cho, Nakagami-gun, Okinawa, 903-0213, Japan

#### Abstract

The spray flash desalination system has attracted attention because of its application in ocean thermal energy conversion plants, where surface and deep seawater is pumped to generate electricity. After being fed to the generator, the fluid still has a large amount of thermal energy available. To utilize a part of this wasted power, the spray flash desalination system, which is composed of a flash chamber (evaporator), plate condenser, fresh water tank, and vacuum pump, is built. The collected water vapor, generated by the flash chamber from hot seawater, is directed to the condenser, where fresh water is produced due to heat exchange with cold seawater through a vacuum pump. In general, the heat transfer area of the plate's condenser is made of titanium because of its salt resistance; however, this material has high cost and poor thermal conductivity, resulting in loss of efficiency. Therefore, in this study, we focused on performance improvement of this plate's equipment. As an alternative, we proposed using coated aluminum alloy plates to solve these problems. Three types of plates were prepared. Although the first and second plates have different thicknesses, they have the same coated substance (high polymer resin). The third one, by contrast, is made of diamond-Like carbon (DLC). In this study, we measured the overall and condensation heat transfer coefficients by employing each of these plates under a controlled vacuum pressure. The heat transfer performance of each plate was also measured. The experiment shows that the overall and condensation heat transfer values obtained with the proposed alloy plates are higher than the conventional one, the optimal coefficient results are obtained in the case of DLC. Coated aluminum alloy plates, therefore, have high availability as part of the desalination condenser.

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

### 1. 結 言

海洋温度差発電 (以下 OTEC) の複合利用の一つとしてスプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化法が注目されている。本淡水化法はスプレーフラッシュ蒸発器、凝縮器、真空ポンプ、清水タンクで構成されている。淡水化法は以下のとおりである。予め真空状態にした蒸発器に 30 度前後の海水 (表層水) を導入し、それをフラッシュ蒸発させることで水蒸気を発生させ、さらに凝縮器にて深層水を流しながら凝縮を行うことで真水を造る。この時使用する海水は、OTEC での発電用に深海と表層からくみ上げた海水を再利用する。また、低温で蒸発させるために加熱のための熱源も必要とせず、真空ポンプの動力のみで稼働するため非常に低コストで造水ができる (上原ら, 1999) 特徴がある。本方式による海水淡水化プラントはインドの離島で実証実験を兼ねた運用 (Raju, 2007)

原稿受付 2019 年 7 月 30 日

\*1 佐賀大学海洋エネルギー研究センター (〒849-4256 佐賀県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 佐賀県佐賀市本庄町 1 番)

\*3 琉球大学工学部工学科エネルギー環境工学コース (〒903-0213 沖縄県中頭郡西原町字千原 1 番地)

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

がされているが、本格的な実用化には至っていない。本海水淡水化法の実用化には、システム全体の性能向上と、製造コストと造水コストを下げるのが重要である。そのため、海洋エネルギー研究センターではこれまでスプレーフラッシュ蒸発器の性能向上に関する研究(上原ら, 1991, 池上ら, 2005, 佐々木, 2006, Sami et al., 2012)を行ってきたが、一方で凝縮器に関する研究はほとんど行われていなかった。ところで、本淡水化装置の凝縮器にはプレート式熱交換器が使用されており、また、海水による腐食対策として伝熱面材料にチタンが使用されている。海水腐食の問題からチタン以外の材質について検討されていなかったが、著者ら(有馬ら, 2016, 2017, 2018)は本海水淡水化装置での新たな材料の開発を目指して、アルミニウム合金をプレート伝熱面として採用する提案を行い、その耐腐食性及び凝縮伝熱性能の測定を行ってきた。この時、耐腐食性を高めるためコーティング材として PEEK 樹脂と DLC の一種である WIN KOTE® を採用した。また、PEEK 樹脂についてはコーティング厚さ 25 $\mu\text{m}$  および 100 $\mu\text{m}$  の 2 種類のプレートを準備して、合計 3 種類のコーティングプレートによる比較を行った。その結果、5 か月連続の海水の通水による腐食の確認では(有馬ら, 2016)では、流速の早い通水を行ったことでエロージョンが発生したことを除いて、海水によるコーティングの腐食がないことが確認された。また、これらのアルミ合金プレートをフラッシュ蒸発式海水淡水化装置の凝縮器に組み込んで熱通過率の測定(有馬ら, 2017)を行ない、既存のチタンプレートに比べて熱通過率が高くなる結果を得た。また、海水淡水化における凝縮では不凝縮ガスの影響が考えられるため、蒸発前の原水から十分な脱気を行うことで改めて同プレートを用いた熱通過率及び凝縮熱伝達率の測定(有馬ら, 2018)を行い、不凝縮ガスの熱伝達率への影響について明らかにした。本報では、昨年度の PEEK 樹脂 25 $\mu\text{m}$  厚と WIN KOTE® コーティングプレートを用いた測定(有馬ら, 2018)に引き続き、PEEK 樹脂 100 $\mu\text{m}$  厚のコーティングアルミ合金プレートを用いて熱通過率及び凝縮熱伝達率の測定を行い、3 種類のアルミ合金プレートと既存のチタンプレートの伝熱性能の比較を行った結果について報告を行う。

## 2. 記 号

$A_c$	: 流路断面積	[ $\text{m}^2$ ]	$V$	: 流速	[ $\text{m/s}$ ]
$A_s$	: 伝熱面積	[ $\text{m}^2$ ]		: ギリシャ文字	
$C$	: 定数		$\mu$	: 粘度	[ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ]
$C_p$	: 定圧比熱	[ $\text{J/kgK}$ ]	$\nu$	: 動粘度	[ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
$D_{eq}$	: 水力相当直径	[ $\text{m}$ ]	$\rho$	: 密度	[ $\text{kg/m}^3$ ]
$i$	: 比エンタルピー	[ $\text{J/kg}$ ]		: 添字	
$h$	: 熱伝達率	[ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]	$b$	: 母材	
$k$	: 熱伝導率	[ $\text{W/mK}$ ]	$c$	: 冷水	
$l$	: プレート高さ	[ $\text{m}$ ]	$ch$	: 流路	
$m$	: 質量流量	[ $\text{kg/s}$ ]	$con$	: 凝縮実験	
$n$	: 指数	[-]	$h$	: 温水	
$Nu$	: Nusselt 数	[-]	$in$	: 入口	
$P$	: 圧力	[ $\text{Pa}$ ]	$L$	: 液相	
$Pr$	: Prandtl 数	[-]	$lm$	: 対数平均	
$Q$	: 熱交換量	[ $\text{W}$ ]	$out$	: 出口	
$Re$	: Reynolds 数	[-]	$P$	: テストプレート	
$t$	: プレート厚さ	[ $\text{m}$ ]	$sat$	: 飽和	
$T$	: 温度	[ $^{\circ}\text{C}$ ]	$V, v$	: 気相, 蒸気側	
$U$	: 熱通過率	[ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]	$ww$	: 水-水熱交換実験	

## 3. 実 験

### 3・1 実験装置

図1に実験装置の概略図を示す。実験装置は、プレート式凝縮器(テストセクション)、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。なお、この装置はフラッシュ蒸発式海水淡水化装置を模擬したものであるが、原水中に含まれる不凝縮性ガスの影響を排除するため、フラッシュチャンバーの代わりに蒸気発生用の真空温水タンクを設置することで閉じた系とした。系内の真空を保つために、排気速度と真空到達度の異なる2台の真空ポンプを用いた。真空温水タンク内の原水の温度は、温調器に接続された3本のロッドヒーターで調整を行った。また、凝縮器の冷却には冷凍機で造った冷水を用いた。系内の真空圧の測定には圧力変換器、温度の測定にはK型シース熱電対を用いた。冷水の体積流量測定は電磁流量計を用いた。これらの測定値はデータロガーに集められ記録された。原水の脱気の状態を確認にはDOメーターを使用した。以上の実験機器および測定機器の詳細については、著者らの報告(有馬ら, 2018)を参照されたい。

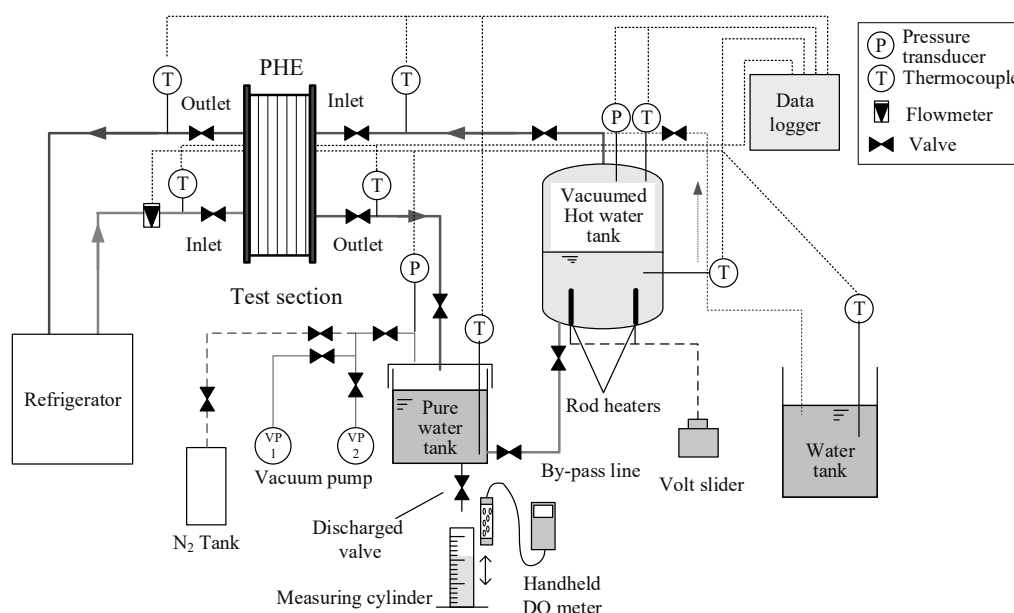


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

### 3・2 テストプレート

図2に実験で使用したテストプレートの母材の寸法図および写真を示す。テストプレートの母材のサイズは、高さ350mm、幅100mm、伝熱面の最薄部の厚さ3.5mmであり、材質はA5052アルミ合金である。また、伝熱面は平滑面とした。このプレートは著者らの過去の淡水化装置の凝縮の研究(有馬ら, 2016, 2017, 2018)で用いたプレートと同一のものである。実験では耐食のため、この母材を以下のコーティング材をコーティングすることでテストプレートとした。コーティング材として酸およびアルカリに強いPEEK(Poly Ether Ether Ketone)樹脂およびDLC(Diamond Liked Carbene)の一種であるWIN KOTE®を使用した。また、コーティング厚さとして前者が25 $\mu\text{m}$ と100 $\mu\text{m}$ の2種類、後者は5 $\mu\text{m}$ の1種類を用いた。以上の仕様でコーティングされたプレート名称を本文中では前者から順にTP-1, TP-2, TP-3と呼称する。また、これらのアルミ合金プレートとの比較のために既存のチタン製プレートもテストプレート(以下、TP-4)として使用した。これらのテストプレートを図3に示す。実験では、プレート式熱交換器のフレーム(アルファラバル製:T2-BFG)に各テストプレートを組み込むことで、凝縮器(テストセクション)を構成した。各テストプレートで構成されたテストセクションの諸元を表1に示す。

### 3・3 実験方法

実験は以下の手順で行った。初めにシステム全体を真空ポンプで2~5kPaに保ちつつ、真空温水タンク内に貯蔵された原水約10Lを35~40 $^{\circ}\text{C}$ で1時間程度加熱することで脱気を行う。脱気の確認はDOメーターにて行い、DO値が3mg/L以下になった場合は凝縮実験を開始する。一方、それ以上であった場合は再び1時間程度脱気を行い、再度DO値の確認を行う。凝縮実験では、真空温水タンク内の原水を任意の温度で加熱し水蒸気を発生さ

せ, 一方, 凝縮器には任意の温度および体積流量の冷水を流すことで, その水蒸気を凝縮させ真水を造り, 清水タンクに貯蔵した. この時, 凝縮器の冷水側, 水蒸気側の入口・出口の温度及び体積流量を測定することでテストセクションの熱通過率を導出した. なお, 系内の各状態量の測定はデータロガーにて行い, これらの値が10分間変化しない場合を定常とみなして, 5秒間隔で3分間記録を行い, それらの値の平均値を各実験条件における測定値とした. また, 再現性確認のため各々の条件で3回測定を行なった.

実験条件として, 表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.

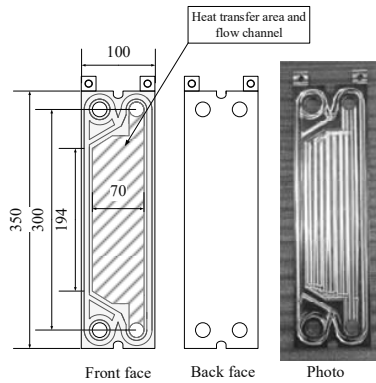


Fig. 2 Design of test plate.

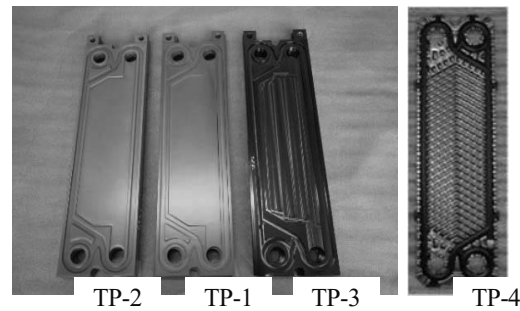


Fig. 3 Photos of test plates.

(TP-1: 25 $\mu$ m-PEEK, TP-2: 100 $\mu$ m-PEEK, TP-3: WIN KOTE<sup>®</sup>, TP-4: Ti)

Table 1 Specification of plates

Plate type	TP-1	TP-2	TP-3	TP-4
Material	A5052/ PEEK	A5052/ PEEK	A5052/ WIN KOTE <sup>®</sup>	Titanium
Thickness of coating [ $\mu$ m]	25	100	5	-
Number of plates on test section	4	4	4	4
Number of channel (Cold water/ Vapor)	3/2	3/2	3/2	3/2
Plate thickness $t$ [mm]	3.5	3.5	3.5	0.5
Total heat transfer area $A_s$ [ $m^2$ ]	$6.7 \times 10^{-2}$	$6.7 \times 10^{-2}$	$6.7 \times 10^{-2}$	$8.0 \times 10^{-2}$
Cross-sectional are of vapor channel $A_{c_v}$ [ $m^2$ ]	$2.10 \times 10^{-4}$	$2.10 \times 10^{-4}$	$2.10 \times 10^{-4}$	$2.99 \times 10^{-4}$
Length of the heat transfer area of test plate $l_{ch}$ [m]	$2.33 \times 10^{-1}$	$2.33 \times 10^{-1}$	$2.33 \times 10^{-1}$	$2.78 \times 10^{-1}$
Thermal conductivity (base / coating ) $k_b$ [W/mK]	140/ 0.25	140 /0.25	140 /20	22/ -
Hydraulic equivalent diameter $D_{eq}$ [m]	$3.00 \times 10^{-3}$	$3.00 \times 10^{-3}$	$3.00 \times 10^{-3}$	$4.16 \times 10^{-3}$

Table 2 Experimental conditions

Plate type	TP-1, TP-2, TP-3, TP-4
Flow rate of cold water $m_c$ [L/min]	1, 2.5, 5, 10
Temperature of inlet cold water $T_{c, in}$ [ $^{\circ}$ C]	5, 10
Temperature of inlet hot water $T_{h, in}$ [ $^{\circ}$ C]	35, 40
System pressure $P$ [kPa] in hot water tank	3.9 ~ 6.2 ( $T_{sat} = 27.2 \sim 36.4^{\circ}$ C)
System pressure $P$ [kPa] in pure water tank	1.8 ~ 4.6 ( $T_{sat} = 15.8 \sim 31.4^{\circ}$ C)
Dissolved oxygen value [mg/L]	1.9 ~ 3.3

### 3・4 データ整理

#### 3・4・1 冷水側の平均熱伝達率の導出

凝縮器の蒸気側の熱伝達率は、凝縮実験で得られた熱通過率から求めるため、その計算に必要な冷水側の平均熱伝達率について温水-冷水の熱交換実験（以下、水-水熱交換実験）により予め導出を行った。

水-水熱交換実験は以下の手順で行った。図1に示したテストセクションの蒸気側の出入口に温水の循環系を接続して、任意の温度に加温された温水を任意の体積流量で循環させる。温水循環系を接続後の実験装置の概略図を図4に示す。一方、冷水側には図1に示した冷水循環系により冷水を任意の温度と体積流量で循環することで熱交換を行う。実験は、TP-1～4の全てのテストプレートについて表3に示す実験条件で行った。

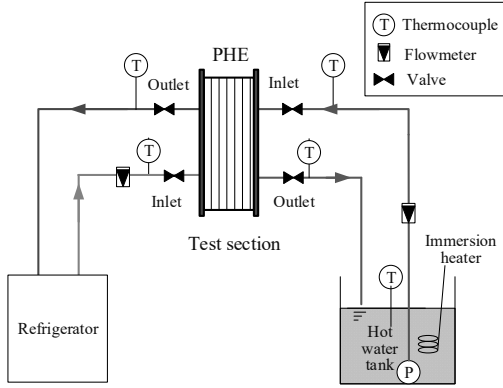


Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus for water-water heat exchange

Table 3 Experimental conditions of water-water heat exchange

Plate type	TP-1 ~ 4
Flow rate of hot and cold water $m_h, m_c$ [L/min]	1, 2, 5, 10, 15
Temperature of inlet hot water $T_{h, in}$ [°C]	30, 35, 40, 45
Temperature of inlet cold water $T_{c, in}$ [°C]	5, 10

実験条件で得られた冷水側の熱交換量  $Q_c$  [W]を以下の式で求めた。

$$Q_c = m_c C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (1)$$

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。次に熱通過率  $U_{ww}$  [W/m<sup>2</sup>K]を次式で求める。

$$U_{ww} = Q_c / (A_s \Delta T_{lm,ww}) \quad (2)$$

ここで  $A_s$  [m<sup>2</sup>] はテストプレートの総伝熱面積、 $\Delta T_{lm,ww}$  [K] は対数平均温度差である。また対数平均温度差  $\Delta T_{lm,ww}$  は次式で求めた。

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

ここで  $T_{h,in}, T_{h,out}$  [°C] は温水側の入口と出口温度である。

次に、冷水流速  $V_c$  [m/s] を冷水の質量流量  $m_c$  [kg/s]、冷水の密度  $\rho_c$  [kg/m<sup>3</sup>] と流路断面積  $A_c$  [m<sup>2</sup>] を用いて次式で求めた。

$$V_c = m_c / (\rho_c A_c) \quad (4)$$

ところで、平均熱伝達率  $h_c$  [W/m<sup>2</sup>K] と流速  $V_c$  [m/s] の相関は、ウィルソンプロット法 (Wilson, 1915) を用いると以下のように与えることができる。

$$1/h_c = C_{c1} V_c^{-n} \quad (5)$$

ここで  $C_{c1}$  は比例係数である。温水側についても同様の式が成り立つとする。

$$1/h_h = C_{h1} V_h^{-n} \quad (6)$$

ここで、熱通過率  $U_{ww}$  は冷水・温水各々の熱伝達率  $h_h, h_c$ 、伝熱面の厚さ  $t$  [m] およびその熱伝導率  $k$  [W/mK] を用いて式(7)で定義できる。

$$1/U_{ww} = 1/h_h + t/k + 1/h_c \quad (7)$$

本実験では、温水・冷水の流量を  $V_c = V_h$  となるように与えたことから、式(7)に  $V_c = V_h$  として式(5), (6)を代入し整理を行うと、 $1/U$  と  $1/V_c$  の関係は式(8)で与えることができる。

$$1/U_{ww} = C_{h1} V_h^{-n} + t/k + C_{c1} V_h^{-n} = (C_{h1} + C_{c1}) V_c^{-n} + t/k = C_1 V_c^{-n} + C_0 \quad (8)$$

ここで  $C_0, C_1$  は比例係数である。水-水熱交換実験で得られた測定値をもとに、式(1)および式(4)を用いて  $1/U$  と  $1/V_c^n$  の値を求め、それらの値をプロットすることで、式(8)の相関式における係数  $C_0, C_1$  を求めた。図5に TP-1~4 について得られた  $1/U$  と  $1/V_c^n$  の相関を示す。なお TP-1~3 のプレートでは、 $1/V_c = 4$  を境界としてプロットの勾配が異なることから、高流速の  $1/V_c < 4$  の場合は  $n = 0.8$ 、低流速の  $1/V_c > 4$  の場合は  $n = 0.5$  としてそれぞれの係数  $C_0, C_1$  を得た。

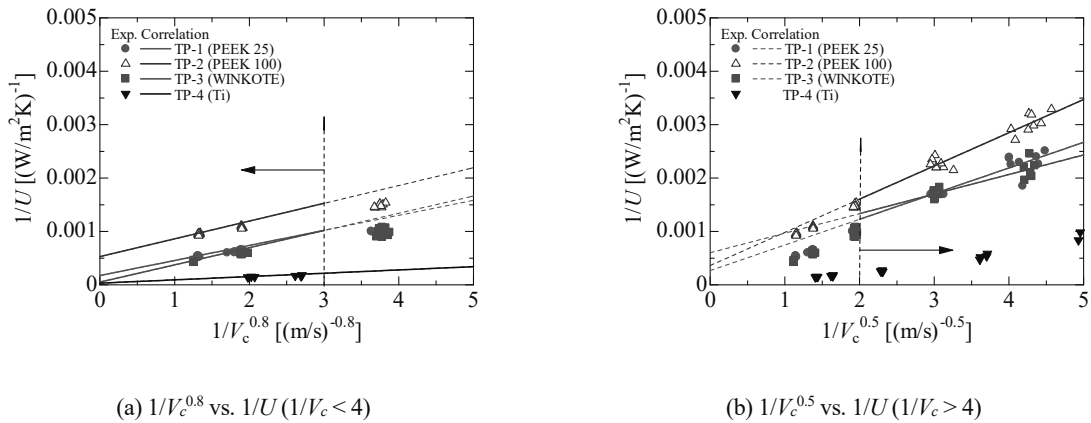


Fig. 5 Wilson plots of water-water heat exchange

次に、流速の関係から  $C_{h1} = C_{c1}$  が成り立つことから、 $C_{h1} = C_{c1} = C_1/2$  となる。よって、式(5)の平均熱伝達率  $h_c$  は比例係数  $C_1$  を用いて以下のように書き直すことができる。

$$1/h_c = 0.5C_1 V_c^{-n} \quad (9)$$

最後に、平均熱伝達率は次式の  $Nu$  数で整理を行った。

$$Nu_c = \frac{h_c D_{eq}}{k_c} = C_2 Re_c^n Pr_c^{1/3} \quad (10)$$

ここで係数  $C_2$  は式(11)で求めた。 $Re$  数と  $Pr$  数はそれぞれ  $Re_c = V_c D_{eq} / \nu_c$ ,  $Pr_c = \mu_c C_p / k_c$  で定義される値である。

$$C_2 = (2/C_1) (D_{eq}^{1-n} \nu_c^n) / (Pr_c^{1/3} k_c) \quad (11)$$

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。物性値に計算に用いた温度は、冷水側の入口温度を用いた。

以上の水-水熱交換実験により、表4に示す各々のテストプレートにおける係数  $C_0$ ,  $C_1$ ,  $C_2$  の値を得た。

Table 4 The value of coefficients  $C_0$ ,  $C_1$  and  $C_2$  of Eq. (9) and (10)

Plate type	$C_0$	$C_1$		$C_2$	
		$1/V_c < 4$	$1/V_c > 4$	$1/V_c < 4$	$1/V_c > 4$
TP-1	1.714e-4	1.613e-4	2.370e-4	3.216e-2	2.181e-1
TP-2	5.286e-4	1.922e-4	3.133e-4	2.761e-2	1.650e-1
TP-3	5.165e-5	1.855e-4	1.796e-4	2.769e-2	2.876e-1
TP-4	3.148e-5	3.717e-5		1.461e-1	

### 3・4・2 熱通過率および蒸気側の平均熱伝達率の導出

本実験では、凝縮器の熱通過率  $U_{con}$  [W/m<sup>2</sup>K] 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。

$$U_{con} = Q_c / (A_s \Delta T_{lm,con}) \quad (12)$$

ここで  $Q_c$  [W] は冷水熱交換量、 $\Delta T_{lm,con}$  [K] は対数平均温度差であり、次式で求めた。

$$Q_c = m_c C_p (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (13)$$

$$\Delta T_{lm,con} = (T_{c,out} - T_{c,in}) / \ln \frac{(T_{sat} - T_{c,out})}{(T_{sat} - T_{c,in})} \quad (14)$$

ここで  $m_c$  [kg/s] は冷水の質量流量、 $C_p$  [J/kgK] は冷水の定圧比熱である。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/m<sup>2</sup>K] は、熱通過率  $U_{con}$  [W/m<sup>2</sup>K] と冷水側熱伝達率  $h_c$  [W/m<sup>2</sup>K] から得られる熱抵抗、テストプレートの熱抵抗を用いて、以下の式から求めた。

$$\frac{1}{h_v} = \frac{1}{U_{con}} - \left( \frac{t}{k_p} + \frac{1}{h_c} \right) \quad (15)$$

式(15)に用いる冷水側熱伝達率  $h_c$  は、水-水熱交換実験で得られた式(9)の推算式を用いた。また、プレート熱抵抗の値  $t/k$  [(W/m<sup>2</sup>K)<sup>-1</sup>]については表4に示す値をそれぞれ用いた。

次に、蒸気質量流量  $m_v$  [kg/s] は次式で求めた。

$$m_v = \frac{Q_c}{i_{v,in} - i_{v,out}} \quad (16)$$

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る。これらの値は、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。

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。

$$Nu_l = \frac{h_v l_{ch}}{k_v} \quad (17)$$

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。

$$Re_v = \frac{m_v D_{eq}}{A_c \mu_v} \quad (18)$$

## 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  $Q_c$  の関係を図 6(a)-(d) に示す。熱交換量は式(1)で求めた値を使った。冷水の質量流量は、 $0 < m_c < 0.2 \text{ kg/s}$  の範囲で与えた。この時、冷水入口温度  $T_{c,in}$  は  $5^\circ\text{C}$  および  $10^\circ\text{C}$ 、真空温水タンク内の温度  $T_h$  は  $35^\circ\text{C}$  および  $40^\circ\text{C}$  を与えた。プレートの種類および冷水の質量流量の値によって異なるが、熱交換量は  $Q_c = 700 \sim 1300 \text{ W}$  の範囲で得られた。また、TP-1~3 のプレートにおいて、いずれの温度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。熱交換量は、冷水入口温度  $T_{c,in}$  と温水タンク温度  $T_h$  の温度差の増加とともに増加することがわかる。一方、TP-4 においては、冷水質量流量の増加に対する熱交換量の変化はほとんど得られなかった。

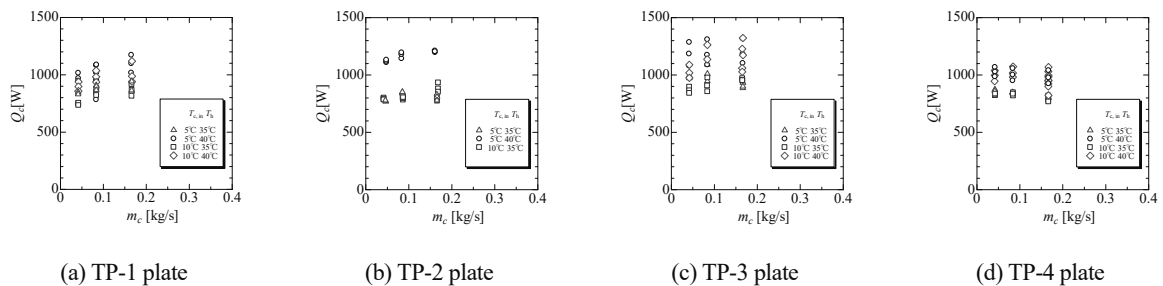


Fig. 6 The heat transfer rate of the cold-water side against cold-water mass flow rate

### 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  $U$  の関係を図 7 (a)-(d) に示す。冷水流速の測定範囲は  $0 < V_c < 0.5 \text{ m/s}$  である。冷水入口温度  $T_{c,in}$  および真空温水タンク温度  $T_h$  については 4.1 節で述べた値と同一である。図 7 より TP-1~3 の熱通過率は  $U = 500 \sim 900 \text{ W/m}^2\text{K}$  の範囲であることが分かる。熱通過率の  $V_c$  に対する変化は、TP-1 の場合は増加、TP-2, 3 の場合は条件によって増加あるいは減少、TP-4 の場合は減少していることがわかる。プレートによる熱通過率の比較では、TP-3 が最も高い値を示していることがわかる。

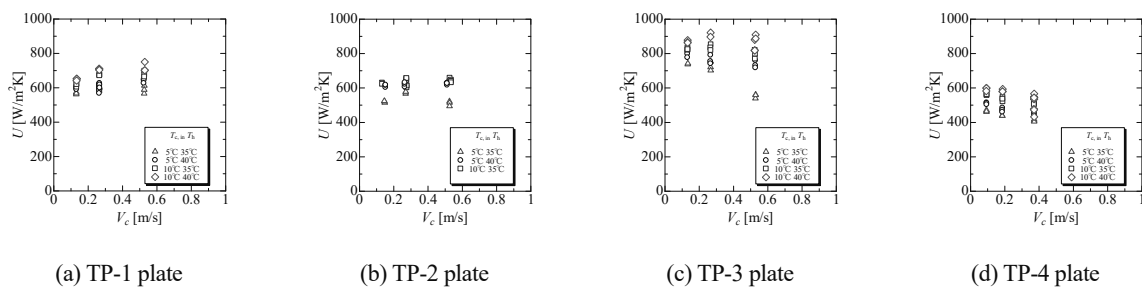


Fig. 7 The overall heat transfer coefficient against cold-water flow velocity.

### 4・3 蒸気質量流量に対する平均凝縮熱伝達率

凝縮器の蒸気質量流量  $m_V$  に対する平均凝縮熱伝達率  $h_v$  の関係を図 8 (a)-(d) に示す。平均凝縮熱伝達率  $h_v$  は式(15)から求めた。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 テストプレートの平均凝縮熱伝達率は、TP-4 のそれより大きいことが分かる。また、同じ冷水流量  $m_c$  における比較では、 $TP-4 < TP-1 < TP-3 < TP-2$  の順で凝縮熱伝達率の値が増加することがわかる。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、冷水入口温度  $T_{c,in}$  が高く、また、冷水流量  $m_c$  が低い方が、凝縮熱伝達率が高くなる傾向が見られた。



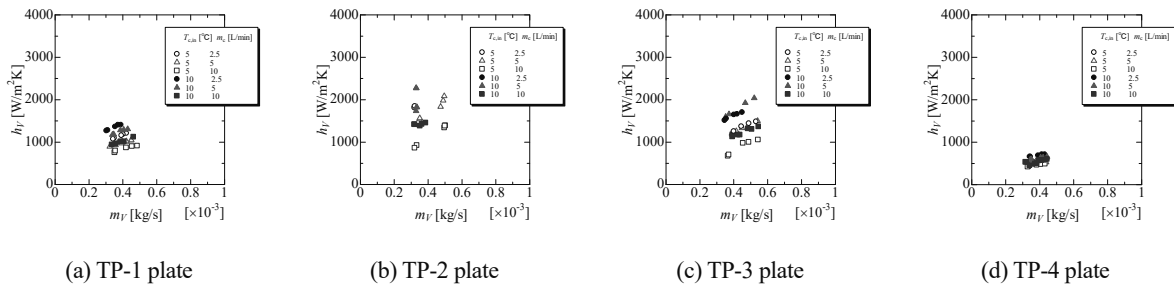


Fig. 8 The averaged condense heat transfer coefficient against vapor mass flow rate.

4・4 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  $h_v$  と冷水流速  $V_c$  について、式(17), (18)で  $Nu$  数及び  $Re$  数を求めて比較を行った。その結果を冷水入口温度が  $T_{c,in} = 5, 10^\circ\text{C}$  の条件ごとに図 9(a), (b)にそれぞれ示す。同一の  $Re$  数におけるテストプレートの種類による比較では、TP-2 の  $Nu$  数が最も高く、一方 TP-4 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、提案したコーティングされたアルミ合金プレートの凝縮熱伝達性能がチタンより優れていることが明らかである。一方、3.4.1 の水-水熱交換実験の結果で示したように、TP-2 は PEEK 樹脂の膜厚が最も厚いことからプレートの熱抵抗が大きく、プレートの熱通過としては不利である。

今回使用したアルミプレートは平滑面であったが、TP-4 と同様なヘリンボーン形状の伝熱面を採用することで伝熱促進の効果が得られる可能性が考えられる。今後はアルミプレートをヘリンボーン形状に加工した伝熱面を用いて凝縮熱伝達性能について評価を行う予定である。

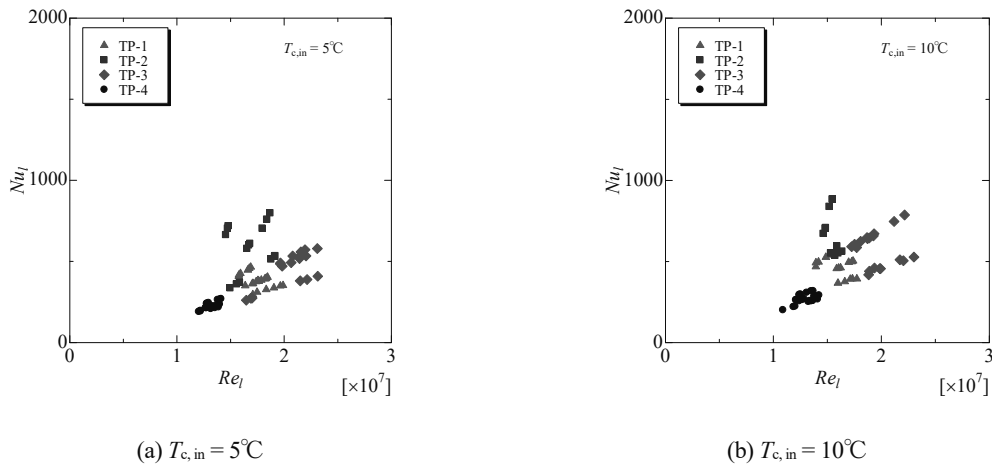


Fig. 9 Relationship between  $Re_v$  and  $Nu_v$ .

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提案した3種類のアルミニウム合金プレートの凝縮熱伝達性能の評価のため、海水淡水化装置の凝縮器において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行った。その結果を以下に記す。

- (1) 全てのテストプレートを用いて水-水の熱交換実験を行い、冷水における熱伝達率を求めた。また、3種類のアルミニウム合金プレートにおける冷水の熱伝達率はほぼ同一の値を示した。

- (2) 凝縮実験における熱通過率は、WINKOTE®コーティングプレートが最も高い値を示した。また、厚さの異なる PEEK 樹脂の熱通過率はほぼ同じ値を示した。
- (3) 一方、3 種類のアルミ製プレートの冷水側の熱伝達率はチタンのそれより低いが、逆に凝縮側熱伝達率が高い値を示すことから、結果的に熱通過率はチタンより高い値を示す。その中でも厚さ 100 $\mu\text{m}$  の PEEK 樹脂でコーティングしたプレートが、最も凝縮伝熱性能が高くなることが明らかとなった。

## 謝 辞

本研究は、資金の一部について JSPS 科研費 15K00637 の助成および公益財団法人 JKA(オートレース)の補助を受けたものである。ここに記して感謝する。

## 文 献

- 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.
- Raju Abraham, “Experimental studies on a desalination plant using ocean temperature difference”, International Journal of Nuclear Desalination, Vol. 2, No. 4, (2007), pp. 383-392.
- 上原春男, Erich Stuhltrager, 宮良明男, 古賀透, 日野雅貴, “スプレーフラッシュ蒸発式海水淡水化に関する研究—ノズル形状の影響について—”, 日本海水学会誌, Vol. 45, No. 1, (1991), pp. 16-21.
- 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, “上向き噴流式フラッシュ蒸発海水淡水化に関する研究”, 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, 稲富諒, 松田昇一, “特殊コーティングされたアルミニウム合金伝熱面を用いた海水淡水化用プレート式熱交換器の伝熱性能”, OTEC, Vol. 21, (2016), pp. 7-5.
- 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.
- 有馬博史, 山本康平, “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”, OTEC, Vol. 23, (2018), pp. 17-25.
- Wilson E. E., “A Basic for Rational Design of Heat Transfer Apparatus”, Transactions of ASME, Vol. 37, (1915), pp. 47-70.
- Propath Group, W-PROPATH, <http://www2.mech.nagasaki-u.ac.jp/PROPATH/> (2016.3).