

表面処理されたアルミ伝熱面を用いたアンモニア蒸発器の伝熱特性 (ヘリンボーン型の場合)

有馬 博史^{*1}, 重永 裕大^{*2}, 西口正尚^{*2}

Characteristic of boiling heat transfer of ammonia on evaporator using surface – treated aluminum heat transfer surface (Case: herring-bone surface plate)

Hirofumi ARIMA ^{*1}, Yuta SHIGENAGA ^{*2} and Masanao NISHIGUCHI^{*2}

^{*1} Institute of Ocean Energy, Saga Univ., 1-48, Hirao, Kubara-aza, Yamashiro-cho, Imari-shi, Saga 849-4256

^{*2} Graduate school of Sci. Eng., Saga Univ., 1-Honjo, Saga-shi, Saga 840-8502

Abstract

The Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) usually uses plate heat exchangers as evaporator and condenser. The heat transfer plates of the plate heat exchanger are usually made of titanium, because the material has high seawater and ammonia corrosion resistances. However, the titanium plates have high production costs, therefore, the heat exchanger using the material plates is also high expensive. Then, the new materials as a substitute for the materials are required. Incidentally, the aluminum and aluminum alloy have high thermal conductivity material and is inexpensive one. The author considered that using the aluminum as a material of the heat transfer plate for the heat exchanger. However, the aluminum has low ammonia corrosion resistances. Then, the aluminum plate was surface treated by high ammonia corrosion-resistant material. In this study, the new herring-bone aluminum plate was configured and surface treated the plate by the anodic oxidation (AO) method. The aluminum plates were installed in the plate heat exchanger as an evaporator. The measurement of the overall heat transfer coefficient and the boiling heat transfer coefficient of ammonia of the evaporator were performed. As a result, the overall heat transfer coefficient has weak effect on velocity of the heat source water. It was found that the surface treated aluminum plate could use for an evaporator, which is flowing the ammonia as a working fluid.

Key words : Herring-bone plate, Aluminum, Ammonia, Boiling, Anodic Oxidation

1. 緒 言

海洋温度差発電 (OTEC) は、海洋の表層の海水の温度 (25-30℃) と深層の海水の温度 (5-10℃) の温度差を利用して発電を行う。OTEC はその発電サイクルから、オープンサイクルとクローズドサイクル、またそれらを組み合わせたハイブリッドサイクルに大別できるが、OTEC の研究開発ではこれまで主にクローズドサイクルを中心に行われてきた。クローズドサイクルはランキンサイクルを基礎としており、熱源である海水から蒸発器および凝縮器で熱を吸収および排出することによってタービンで仕事を行い発電機で発電する。ここで、OTEC の蒸発器と凝縮器として用いられているのはプレート式熱交換器である。プレート式熱交換器は単位体積当たりの伝熱面積が大きいことから、省スペースで高性能な熱交換器として用いられている。また、作動流体は、熱源の温度が低いために低沸点媒体であるアンモニアが用いられている。OTEC では蒸発器、凝縮器の伝熱性能がサイクル全体の発電効率に大きく寄与する。そのため、作動流体であるアンモニアの熱伝達率について把握することが、熱交換器の設計をする上で非常に重要となっている。これまでアンモニアを用いたプレート式蒸発器の熱伝達率については、櫛部ら (2005, 2006), 金ら (2007), 岡本ら (2009), Djordjevic et al. (2008), Sterner et al. (2006) によって

原稿受付 2020 年 11 月 3 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 佐賀大学大学院理工学研究科 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1 番)

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

測定が行われてきており、特に金ら (2007)、岡本ら (2009) の研究では、アンモニアの沸騰熱伝達率について体系的に求められている。一方、OTEC のサイクル全体の性能向上には蒸発器の伝熱性能の向上も重要である。岡本ら (2009) は伝熱面に微細凹凸面に加工することで、アンモニアの核沸騰を促進し、平滑面に比して熱伝達が 20 ~ 40% 向上することを明らかにしている。また、Koyama et al. (2014a, 2014b) はプレート式熱交換器の流路幅を狭めることで熱伝達率が向上することを明らかにした。いずれの研究も、プレート式熱交換器の構造の改善により伝熱性能の向上を狙ったものであるが、一方で、伝熱性能の向上を目的とした熱交換器の材料に関する研究はほとんど皆無であった。Kapranos et al. (1987) は OTEC 設計時の材料選定において、ステンレス、チタン、Cu-Ni 合金、アルミニウムの使用について検討を行っているが、OTEC では海水とアンモニアを用いることからチタンが最も有効であることを述べている。一方、著者らはチタンより熱伝導率の高いアルミニウムに注目し、プレート式蒸発器の伝熱面として使用することを考えた。しかし、アルミニウムはアンモニア及び海水に対する耐食性が低いことが知られているので、そのままでは使用に適していない。そこでアルミニウムに PEEK 樹脂および DLC で表面処理を施し耐食性を増したコーティングアルミプレートを考案し、そのプレートを用いたアンモニア耐腐食性及び伝熱性能について測定 (Arima et al., 2018) を行った。その結果、3 カ月程度の使用であれば腐食もなく問題なく使用できることを明らかにした。しかし、樹脂系のコーティング材を用いたために皮膜の熱抵抗による伝熱性能の低下やコーティングが高価であるため、これらのコーティングとは異なる複数の表面処理を施したアルミプレートについて耐食性の検討 (有馬, 2020) を行った。その結果、アルミニウムに陽極酸化を施した場合が、最も耐食性に優れかつコーティングによる熱抵抗の増加が抑えられること、また、前出のコーティングよりコストを抑えられることが明らかとなった。一方、有馬らのこれまでの研究 (Arima et al., 2018) では伝熱プレートの形状はいずれも平滑面で行われてきたが、実用機で用いられているヘリンボーン型伝熱プレートの研究は行われていない。そこで、ヘリンボーン型アルミニウムプレートを用いた場合のアンモニア沸騰熱伝達特性について明らかにするため、本研究では陽極酸化で表面処理を施したヘリンボーン型のアルミニウムプレートを新たに作成した。また、その伝熱プレートを用いたアンモニア沸騰実験を行い、熱交換器の熱通過率と沸騰熱伝達について測定を行った。その結果について報告を行う。

2. 記 号

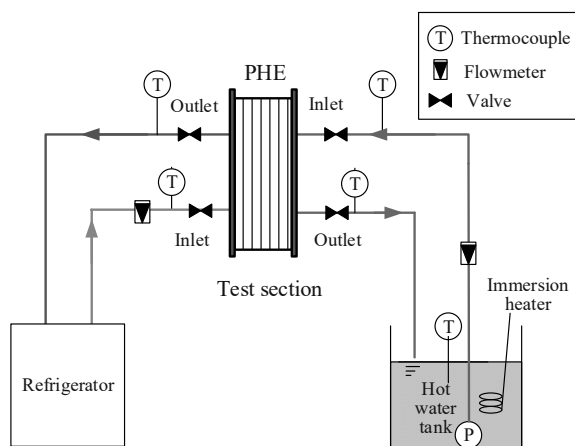
A_c	:	総流路断面積	[m ²]	U	:	熱通過率	[W/m ² K]
A_s	:	総伝熱面積	[m ²]	V	:	流速	[m/s]
C_p	:	定圧比熱	[J/kgK]	ギリシャ文字			
D_h	:	相当直径	[m]	ρ	:	密度	[kg/m ³]
h	:	熱伝達率	[W/m ² K]	添字			
k	:	熱伝導率	[W/mK]	h	:	温水	
L	:	蒸発潜熱	[J/kg]	in	:	入口	
m	:	質量流量	[kg/s]	l	:	液相	
P	:	圧力	[Pa]	lm	:	対数平均	
Q	:	熱交換量	[W]	out	:	出口	
T	:	温度	[°C]	sat	:	飽和	
ΔT	:	温度差	[°C]	wf	:	作動流体	
t	:	プレート厚さ	[m]	ww	:	水-水実験	

3. 実 験

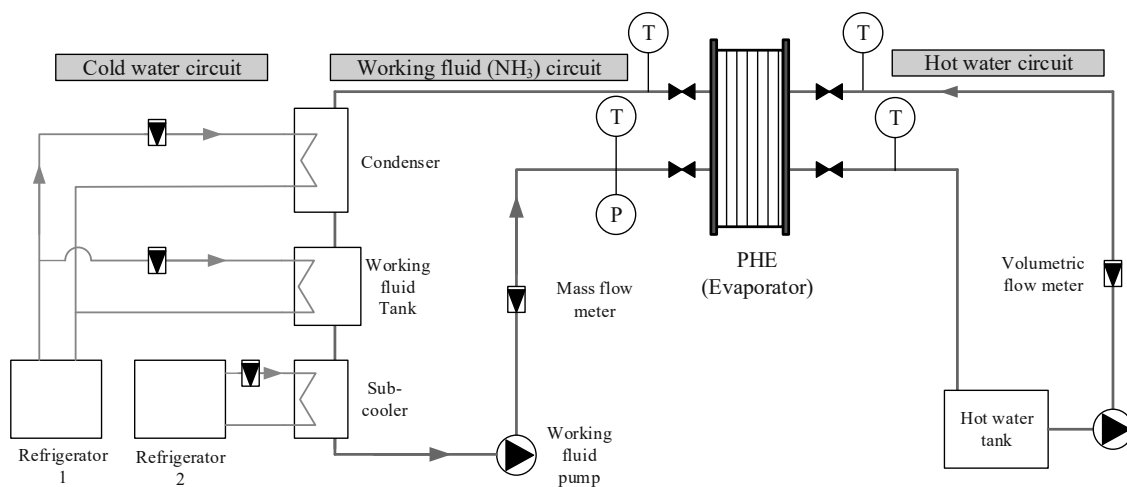
3・1 実験装置

実験は温水-冷水(水-水)の熱交換実験およびアンモニア強制対流沸騰実験を行った。水-水の熱交換実験装置を Fig. 1(a), アンモニア強制対流沸騰実験装置を Fig. 1(b) に示す。Fig. 1(a) は、テストセクション (プレート式熱交換器) と温水タンク、温水ポンプおよび冷凍機で構成される。Fig. 1(b)はテストセクション (プレート式蒸発器), 凝縮器, 作動流体タンク, サブクーラー, 2 基の冷凍機, 温水タンク, 作動流体ポンプ, 温水ポンプで構成される。また, 装置は作動流体循環系, 温水循環系, 冷水循環系の 3 つの循環系がある。各機器の諸元は以下のとおりである。テストセクションはプレート式熱交換器 (アルファラバル製: T2-BFG), 凝縮器およびサブクーラーはブレイズド熱交換器 (東京ブレイズ製: TB-MS11V), 作動流体ポンプはマグネットポンプ (SPECK 製: NPY-2251MK0402, 出力 500W), 温水ポンプはマグネットポンプ (三相電機製: PMD-1523B6M, 出力 150W), 投げ込みヒーターはパイプヒーター (八光電機製: BWA3230, 出力 200V-3kW および BWA1120, 出力 100V-2kW), 冷凍機は小型 DC インバーターチャラー (オリオン製: RKW1500B-V-G1, 冷却能力 5.3kW および RKS753J-MV, 冷却能力 2.5kW) である。

系内の状態量は各種センサーにて測定を行った。系内の温度の測定は K 型熱電対 (林電工製: ST6, クラス 1, 誤差 $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$), 圧力測定は圧力変換器 (横河電機製: FP101, 測定範囲 0 ~ 2MPa, 測定精度 $\pm 0.25\%$ F. S.), 作動流体流量は, コリオリ式質量流量計 (エンドレスハウザー製: PROMASS 83A, 精度 $\pm 0.1\%$ 以内), 温水の体積流量測定には電磁流量計 (キーエンス製: FD-M50AT および FD-81, 繰返精度 $\pm 1.6\%$), 冷水の体積流量測定には電磁流量計 (キーエンス製: FD-M10AT, 測定精度 $\pm 1.6\%$ F. S.) を用いた。各センサーで測定された値は, データロガー (GRAPHTEC 製: GL-820) に収集され, 記録された。



(a) Hot water – cold water heat exchange experiment.



(b) Ammonia forced convective boiling experiment.

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

3・2 テストセクションおよびテストプレート

実験で用いたテストセクションは、市販のプレート式熱交換器のフレームに、本研究で新たに製作したテストプレートを挿入する形で構成した。Fig. 2 にテストプレートの外観と寸法、Table 1 にテストプレートの諸元を示す。テストプレートは材料に純アルミニウム A1050 を用いており、Fig. 2 に示すヘリンボーン形状の波板をプレス加工により形成した。寸法は高さ 350mm、幅 100mm、厚さ 1mm、また波板の形状として、シェブロン角が 45° 、波板のピッチが 8.13mm、高さが 2.47mm である。

このテストプレートはアンモニアの耐食性を持たせるために、JIS H8601 で規定された陽極酸化による表面処理が施されている。酸化は硫酸法で行われ、沸騰水金属塩封孔処理で後処理されている。また膜厚は AA15 相当 (実測で $20 \sim 25\mu\text{m}$) である。このテストプレートは 4 枚を一组として蒸発器フレームに組み込んで使用した。テストプレート組み込み後のテストセクションの諸元を Table 2 に示す。

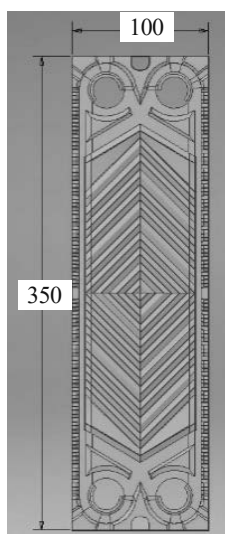


Fig. 2 Design of test plate.

Table 1 Geometrical data of the test plate.

Length	l	[mm]	350
Width	w	[mm]	100
Thickness	t	[mm]	1
Gap size	δ	[mm]	1
Wave length	h	[mm]	2.47
Wave pitch	p	[mm]	8.13
Chevron angle	β	[deg]	45
Number of plates	n	[-]	4
Overall heat transfer area	A	[m ²]	1.92×10^{-2}
Thermal conductivity (A1050)	k	[W/mK]	225
Equivalent diameter	D_h	[mm]	$2h$

Table 2 Specification of test section.

Number of plates on test section	4
Number of channels (hot water/ working fluid sides)	3/2
Total heat transfer area A_s [m ²]	7.698×10^{-2}
Cross-sectional area of working fluid channel Ac_{wf} [m ²]	2.057×10^{-4}
Length of the heat transfer area of test plate l_{ch} [m]	0.239
Thermal conductivity of A1050 aluminum k [W/mK]	225

3・3 実験方法

本研究では、前節で示したヘリンボーン型テストプレートについて、①温水-冷水(水-水)の熱交換実験による水の熱通過率および熱伝達率の測定、②アンモニア強制対流沸騰実験による熱通過率およびアンモニア沸騰熱伝達率の測定による評価を行った。

3・3・1 温水-冷水(水-水)の熱交換実験

水-水の熱交換実験では Fig. 1 (a) の装置を用いた。温水タンクで温調された温水と冷凍機の冷水をテストセクションの温水側と冷水側に流すことで熱交換を行った。任意の温度及び流量の温水及び冷水をテストセクションに対向で流して、これらの流体の入口と出口の温度及び流量値をデータロガーで測定を行った。また測定された値はデータロガーに 1 秒間隔で 2 分間保存された。2 分間の値の平均値を求め、その値を実験データとして用いた。実験条件を Table 3(a) に記す

3・3・2 アンモニア強制対流沸騰実験

アンモニア強制対流沸騰実験では Fig. 1 (b) の装置を用いた。初めに作動流体タンクに貯蔵されたアンモニアは、作動流体ポンプでサブクーラーを経由してテストセクションに送られる。サブクーラーは、冷凍機 2 からの

冷水でアンモニアを冷却して過冷状態に保つ役割がある。テストセクションには温水タンクから所定の温度の温水が供給されており、この熱によってアンモニアを蒸発させる。2相状態または過熱状態となったアンモニアは、蒸発器を出た後に凝縮器に送られ凝縮器の冷水で冷却される。冷水は冷凍機1から供給される。過冷状態のアンモニアは作動流体タンクに戻り、再びポンプによりテストセクションに送られ、作動流体系内を循環する。実験では、テストセクションの入口の温水温度とアンモニアの出口圧力、温水およびアンモニアの流量を一定に保つことで、系内を定常状態に保ち、系内の各状態量をデータロガーで測定を行った。また測定された値は水-水実験と同様な方法でデータロガーに記録して、その値を実験データとして用いた。実験条件を Table 3(b)に記す。

Table 3 Experimental conditions.

(a) Hot water – cold water heat exchange experiment.		(b) Ammonia forced convective boiling experiment.	
Hot water flow rate [L/min] ([m/s])	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 (0.081, 0.162, 0.243, 0.324, 0.406, 0.487, 0.567)	Hot water flow rate m_h [L/min] ([m/s])	1, 2, 3, 4, 5, 6 (0.081, 0.162, 0.243, 0.324, 0.406, 0.487)
Cold water flow rate [L/min] ([m/s])	1 (0.081)	Working fluid mass flow rate m_{wf} [kg/h] (Mass flux [kg/m ² s])	3.5, 5, 7.5, 10, 15 (7.1, 10.1, 15.2, 2.03, 3.04)
Hot water inlet temperature [°C]	30, 40	Hot water inlet temperature $T_{h, in}$ [°C]	30, 40
Cold water inlet temperature [°C]	5, 10	Working fluid outlet pressure P [kPa abs]	700

3・4 データ整理

3・4・1 温水-冷水(水-水)の熱交換実験による温水側の熱伝達率の導出

テストプレートの温水側の熱伝達率を求めるため、水-水の熱交換実験を行い、以下の方法で熱伝達率の導出を行った。

水-水の熱交換実験で得られた温水側の熱交換量 Q_h [W]を以下の式で求めた。

$$Q_h = m_h C_p (T_{h, in} - T_{h, out}) \quad (1)$$

ここで m_h [kg/s], C_p [J/kgK], $T_{h, in}$, $T_{h, out}$ [°C]はそれぞれ、テストセクションに流す温水の質量流量、定圧比熱、テストセクションの温水側の入口と出口温度である。

水-水の熱交換実験における熱通過率 U_{ww} [W/m²K]は次式で求めた。

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

ここで A_s [m²], $\Delta T_{lm, ww}$ [°C]はそれぞれテストプレートの総伝熱面積、対数平均温度差である。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 $T_{c, in}$, $T_{c, out}$ [°C] はテストセクションの冷水側の入口と出口の温度である。

温水側の熱伝達率 h_h は、Eq. (3)で求めた熱通過率 U_{ww} と伝熱プレートの熱伝導率 k と厚さ t 、および冷水側の熱伝達率 h_c との関係を示した Eq. (4)から求めた。

$$1/U_{ww} = 1/h_h + 1/h_c + t/k \quad (4)$$

ところで, Wilson (Wilson, 1915) は, 熱源の流体と熱伝達率の関係として, ウィルソンプロット法を提案している. ウィルソンプロット法では, 温水の流速 V_h [m/s] と熱伝達率 h_h [W/m²K] とした時, 熱伝達率は流速のべき乗に対して比例すること述べている.

$$1/h_h \propto V_h^{-n} \quad (5)$$

なお, 温水流速 V_h [m/s] は温水の質量流量 m_h [kg/s], 温水の密度 ρ_h [kg/m³] と流路断面積 A_c [m²] を用いて次式で求めた.

$$V_h = m_h / (\rho_h A_c) \quad (6)$$

以上のこのことから, Eq. (4)は Eq. (5)を用いて次のように書き直すことができる.

$$1/U_{ww} = C_{h1} V_h^{-n} + t/k + 1/h_c = C_{h1} V_h^{-n} + C_0 \quad (7)$$

よって, $1/U_{ww}$ と $1/V_h$ の相関関係を求め, その相関式から得られる比例定数 C_{h1} を用いて, 温水の熱伝達率 h_h を次式で求めた.

$$1/h_h = C_{h1} V_h^{-n} \quad (8)$$

3・4・2 アンモニア強制対流沸騰実験によるアンモニア側の熱伝達率の導出

蒸発器の熱通過率およびアンモニア沸騰熱伝達率は以下の方法で導出を行った.

初めに熱通過率 U_{wf} [W/m²K] を次式で求めた.

$$U_{wf} = Q_h / (A_s \Delta T_{lm,wf}) \quad (9)$$

ここで Q_h [W], A_s [m²], $\Delta T_{lm,wf}$ [°C] は, それぞれ温水熱交換量, テストプレートとの総伝熱面積, 対数平均温度差である. また Q_h , $\Delta T_{lm,wf}$ はそれぞれ次式で求めた.

$$Q_h = m_h C_p (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (10)$$

$$\Delta T_{lm,wf} = (T_{h,in} - T_{h,out}) / \ln \left(\frac{T_{h,in} - T_{sat}}{T_{h,out} - T_{sat}} \right) \quad (11)$$

ここで m_h [kg/s], C_p [J/kgK], $T_{h,in}$, $T_{h,out}$ [°C], T_{sat} [°C] は, それぞれ温水の質量流量, 定圧比熱, テストセクションの温水側の入口と出口温度, 飽和温度である. 飽和温度はシステム圧力から PROPATH (Propath Group, 2016) を用いて算出した.

一方, アンモニア側熱伝達率 h_{wf} は, 熱通過率 U_{wf} [W/m²K], 温水側の熱伝達率 h_h [W/m²K] とテストプレートの熱伝導率 k [W/mK] および厚さ t [m] の値を用いて次式の関係から求められる.

$$1/h_{wf} = 1/U_{wf} - (1/h_h + t/k) \quad (12)$$

最後に, 沸騰熱伝達の整理に用いるテストセクション出口の乾き度 x は次式で求めた.

$$x = \frac{Q_h - Q_{sub} - Q_{sup}}{m_{wf} L} \quad (13)$$

ここで L は蒸発潜熱, m_{wf} は作動流体の質量流量である. また, Q_{sub} , Q_{sup} は過冷域と過熱域における熱交換量である. これらの値は, 作動流体側入口の比エンタルピーの値と, 熱交換量と作動流体質量流量の比から得られる比エンタルピーの値からそれぞれ算出した. なお, Eq. (13) は作動流体入口の条件が過冷である場合のみに使用した.

4. 結 果

4・1 温水側の熱伝達率の測定

Fig. 3 に水-水実験で得られた温水の流速 V_h に対する熱通過率 U_{ww} の相関を示す. この実験では, 冷水側流量 m_c を 1 L/min で一定に保った状態で温水流速のみを変化させて, それぞれの温水流速条件における熱通過率を測定した. Fig. 3 より温水流速 V_h の増加に伴い, 熱通過率 U_{ww} も増加することがわかる. また, その増加は, 温水流速のべき乗で増加していることから, Wilson プロット法で温水流速に対する温水側熱伝達率の相関を求めることにした. まず, $1/V_h$ に対する $1/U_{ww}$ の値の相関からべき乗の値として $n=0.3$ を得た. 次に, Fig. 4 に示す $1/V_h^{0.3}$ に対する $1/U_{ww}$ とのプロットを行い, Eq. (7) の関係から $C_{hl} = 5.52 \times 10^{-4}$ を得た. 最後に Eq. (8) から温水側熱伝達率 h_h の推算式として次式を得た.

$$h_h = 1.81 \times 10^3 V_h^{0.3} \quad (14)$$

後述するアンモニア沸騰熱伝達率の導出には温水側熱伝達率として Eq. (14) の式を用いることにする.

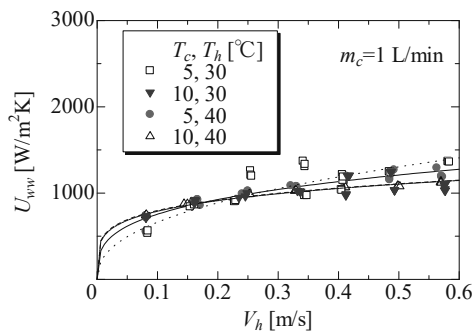


Fig. 3 Overall heat transfer coefficient against hot water velocity at anodic oxidation test plate.

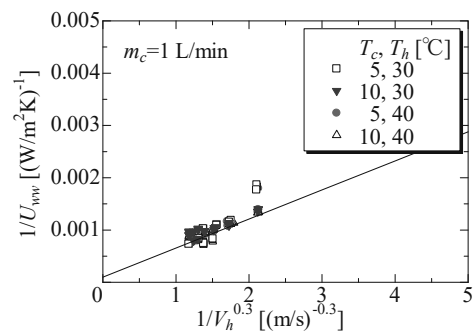
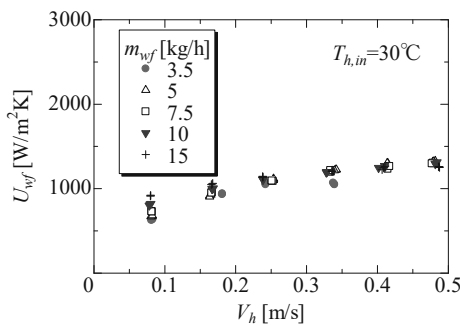


Fig. 4 $1/U_{ww}$ vs. $1/V_h^{0.3}$ at anodic oxidation test plate.

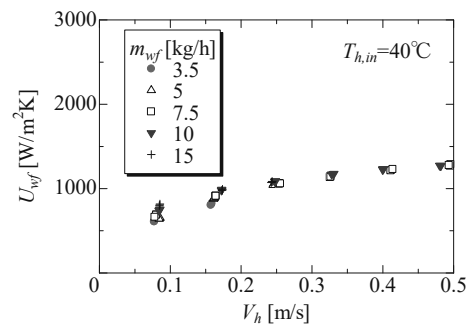
4・2 蒸発器の熱通過率の測定

Fig. 5 (a)と(b)に異なる作動流体質量流量条件による温水流速 V_h に対する熱通過率 U_{wf} の値を示す. Fig. 5 の(a)と(b)は, それぞれ温水入口温度の条件が $T_{h,in} = 30^\circ\text{C}$ および 40°C における結果を示す.

Fig. 5 (a)と(b)の結果より, 全ての質量流量における熱通過率の値は, $V_h < 0.4 \text{ m/s}$ の流速の低い領域では温水流速の増加に伴い増加していることが分かる. 一方, $V_h > 0.4 \text{ m/s}$ の流速の高い領域では熱通過率がほぼ一定の値を示した. 次に, 作動流体質量流量 m_{wf} の違いによる熱通過率へ影響は, いずれの入口温度条件においてもほとんど違いが観察されなかった. また温水入口温度の違いによる同一の温水流速での熱通過率の比較でも, 値の違いはほとんど見られなかった.



(a) $T_{h,in} = 30^\circ\text{C}$



(b) $T_{h,in} = 40^\circ\text{C}$

Fig. 5 Overall heat transfer coefficient at anodic oxidation test plate.

4・3 沸騰熱伝達率の測定

Fig. 6 (a)と(b)に作動流体の出口乾度 x に対するアンモニアの沸騰熱伝達率 h_{wf} の値を示す. Fig. 6 の(a)と(b)は, それぞれ温水入口温度の条件が $T_{h,in} = 30^\circ\text{C}$ および 40°C における結果を示す.

Fig. 6 (a) の温水入口温度が 30°C の条件において, 作動流体流量が少ない条件では出口乾き度の増加に伴い沸騰熱伝達率が増加していることが分かる. しかし, 作動流体流量が大きい条件では, 逆に出口乾き度の増加に伴い, 沸騰熱伝達率が減少していた. Fig. 6 (b) の温水入口温度が 40°C の条件において, 作動流体流量が少ない条件では Fig. 6 (a)と同様に出口乾き度の増加に伴い沸騰熱伝達率が増加している. 一方, 作動流体質量流量が大きい場合には, ほぼ一定値を示した.

Fig. 6 (a)と(b)の温水入口温度の違いによる比較では, Fig. 6 (a)の方がすべての乾き度において沸騰熱伝達率が高い値を示した. Fig. 3 の比較で述べたように, 熱通過率はほぼ同じ値を示していたが, 作動流体側-温水側の温度差から得られる過熱度が温水入口温度 40°C の方が大きく, 結果的に熱伝達率が低くなったものと考えられる.

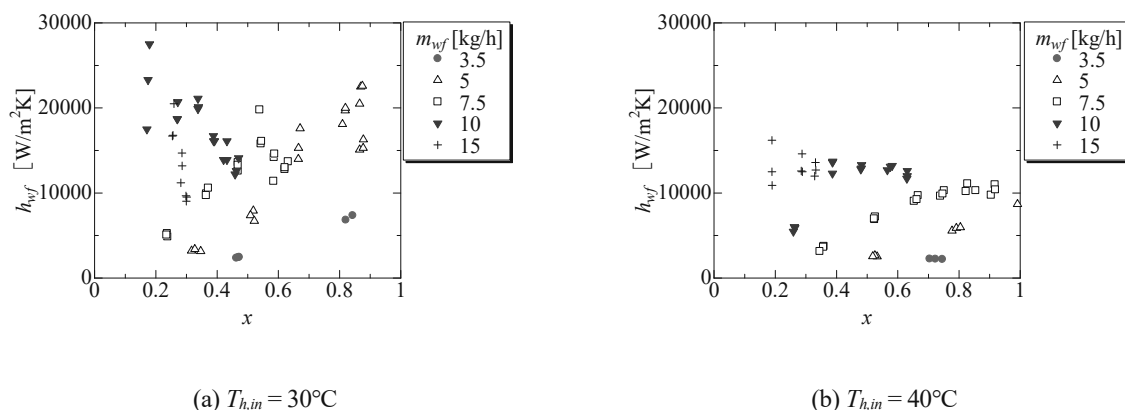


Fig. 6 Boiling heat transfer coefficient at anodic oxidation test plate.

5. 結 言

ヘリンボーン型アルミテストプレートを新たに製作して, 熱交換器の熱通過率および沸騰熱伝達率の測定を行うことで同プレートの性能評価を行った.

- (1) 作動流体質量流量の違いによる熱通過率への影響は観察されなかった. また, 温水流量が高い領域では熱通過率がほぼ一定の値を示し, 水側の熱伝達率が律速であることが分かる.
- (2) アンモニアの熱伝達率は, 作動流体質量流量に依存し, 乾き度に対する分布は作動流体質量流量の大小によって傾向が異なることが分かる.

謝 辞

本研究は JKA 補助金(2019M-145)により資金の助成を受けたものである. ここに記して感謝する.

文 献

- Wilson E. E., “A Basic for Rational Design of Heat Transfer Apparatus”, Transactions of ASME, Vol. 37, (1915), pp. 47-70.
- P. Kapranos, R. Priestner, “Overview of metallic materials for heat exchangers for ocean thermal energy conversion systems”, Journal of Materials Science, Vol. 22 (1987), pp. 1141-1149.
- 櫛部光央, 池上康之, 門出政則, 上原春男, “プレート式蒸発器のアンモニア平均蒸発熱伝達と温水側圧力損失”, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 22, No. 4, (2005), pp. 403-415.
- 櫛部光央, 池上康之, 門出政則, “プレート式蒸発器のアンモニア/水平均蒸発熱伝達”, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 23 No. 4, (2006), pp. 389-397.
- D. Sterner and B. Sundén, “Performance of plate heat exchangers for evaporation of ammonia”, Heat Transfer Engineering, Vol. 27, No. 5, (2006), pp. 45-55.

- 金政焄, 有馬博史, 池上康之, “鉛直平滑平板上でのアンモニアの局所強制対流沸騰熱伝達に関する基礎研究”, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 24, No. 3, (2007), pp. 217-226.
- E. Djordjevic, S. Kabelac, “Flow boiling of R134a and ammonia in a plate heat exchanger”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, (2008), pp. 6235-6242.
- 岡本明夫, 有馬博史, KIM Jeong-Hun, 秋山泰有, 池上康之, 門出政則, “プレート式蒸発器におけるアンモニア／水二成分混合媒体の局所沸騰熱伝達特性”, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 26, No. 2, (2009), pp. 131-139.
- 岡本明夫, 有馬博史, 池上康之, “微細凹凸面を有するチタン製プレート式蒸発器におけるアンモニアの沸騰熱伝達促進”, 神戸製鋼技報, Vol. 60, No. 2(2010), pp. 60-65.
- K. Koyama, H. Chiyoda, H. Arima, Y. Ikegami, “Experimental study on thermal characteristics of ammonia flow boiling in a plate evaporator at low mass flux”, International Journal of Refrigeration Vol. 38, (2014a), pp. 227-235.
- K. Koyama, H. Chiyoda, H. Arima, A. Okamoto, Y. Ikegami, “Measurement and prediction of heat transfer coefficient on ammonia flow boiling in a microfin plate evaporator”, International Journal of Refrigeration Vol. 44, (2014b), pp. 36-48.
- Propath Group, W-PROPATH, <http://www2.mech.nagasaki-u.ac.jp/PROPATH/> (2016. 3).
- H. Arima, S. Matsuda, R. Inadomi, Y. Suga, K. Yamamoto, “Heat transfer characteristic of a heat exchanger using aluminum alloy plate for OTEC”, Proceedings of 6th International OTEC Symposium, (2018), G11.
- 有馬博史, “アルミニウム表面処理材のアンモニア耐久性”, 軽金属, Vol. 70, No.5 (2020), pp. 1-8.