

## U字型フィンを配したプレート式蒸発器の沸騰熱伝達特性

有馬博史<sup>\*1</sup>, 小山幸平<sup>\*1</sup>, 栗田陸也<sup>\*2</sup>, 中村友哉<sup>\*2</sup>

### Heat transfer performance of plate evaporator with U-type fin

Hirofumi ARIMA<sup>\*1</sup>, Kohei KOYAMA<sup>\*1</sup>, Rikuya KURITA<sup>\*2</sup> and Yuya NAKAMURA<sup>\*2</sup>

<sup>\*1</sup>Institute of Ocean Energy, Saga University  
1-48, Hirao, Kubara-aza, Yamashiro-cho, Imari-shi, Saga, 849-4256, Japan

<sup>\*2</sup>Department of Mechanical Engineering, Saga University  
1-Honjo, Saga-shi, Saga, 840-8502, Japan

#### Abstract

The two demonstration systems of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) are already operating at Kume-jima Island of Okinawa prefecture and Hawaii. The system requires the more efficiency heat exchangers to improve the efficiency of the system toward to the practical use. In particular, the improvement performance of plate evaporator is important. Many studies about the plate evaporator are performed. In order to enhance the heat transfer performance of the plate evaporator, some heat transfer surface configuration, a surface micro-fabrication method, and arrangement of the flow direction in the evaporator were reported. The heat transfer surface which is treated micrometer order micro-fabrication method has been adopted to the plate evaporator of demonstration OTEC system in Kume-jima Island. This micro-fabricated heat transfer surface has good performance against without heat transfer surface. In contrast, the authors proposed the new type evaporator which has U-type fins mounted on the heat transfer surface made from stainless steel to increase the nucleate boiling. In this study, the overall heat transfer coefficient was measured and boiling behavior inside of evaporator was observed using the visualization apparatus during heat exchange between FC-72 and hot water flow on the thirty-six U-type fins plate and without plate. The result of that the U-type fins plate has about 60% larger overall heat transfer coefficient than without flat plate at the same flow conditions. According to the comparison of the boiling behavior between different surface plate, the sub-cooling area of U-type fins plate is smaller than that of the flat plate. The effect of the U-fin on the heat transfer was confirmed.

**Key words** : Plate heat exchanger, forced convective boiling, FC-72, Visualization, Overall heat transfer, boiling behavior

## 1. 緒 言

海洋温度差発電(OTEC)は、2013年から2015年の間に相次いで沖縄県久米島(池上, 2015)と2015年にハワイ島(Makai Ocean Engineering, 2015)に実証試験プラントが建設され、運転も開始されている。実海水を利用する形の実証試験が開始されたことで、実用化段階に一步進んだといえる。実用化に向けた研究として、プラントの性能向上に向けたシステム最適化設計に関する研究(Faming Sun, et al., 2012)や、熱交換器の性能向上に向けた特殊な伝熱面に関する研究(川畑他, 2013)などが進められている。また、複数の段数のランキンサイクルを組み合わせることで、発電効率向上を目指した新しいサイクルに関する研究(池上, 森崎, 2014)も進められ、実用プラントの設計に必要な様々なデータが蓄積されつつある。ところで、OTECの性能向上に欠かせないのが、主機であるプレート式蒸発器、凝縮器の伝熱性能の向上である。OTECに関するプレート式熱交換器の性能向上についてはこれまで様々な取り組みが行われてきた。その中でもプレート式蒸発器についてはアンモニアを作動流体として

\*原稿受付 2016年07月29日

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)

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

用いるためあまり行われてなかったが、当センターでは、沸騰熱伝達率の測定 (Arima, et al, 2011) に関する基礎研究をはじめとして、可視化によるアンモニア沸騰様相に関する研究 (Okamoto, et al, 2011), 熱交換の際の流体の流れ方向に関する研究 (有馬, 他, 2014), 伝熱面の微細加工による核沸騰促進に関する研究 (Koyama et al., 2014) などを進めてきた。この中で、Koyama ら(Koyama et al., 2014) は平滑面プレート伝熱面上に流れに対して垂直となるように数十マイクロオーダーの微細な溝を連続的に配した蒸発器を用いたアンモニアの強制対流沸騰実験を行い、その微細な溝により伝熱促進の効果が得られることを示した。その際に、作動流体が溝に滞留することが伝熱促進に寄与していると報告している。本実験では、その効果による伝熱促進を目指し、伝熱面において供給液の滞留が可能な装置について新たに製作し、その効果について検討することにした。供給液の滞留方法として、プレート式蒸発器では作動流体が鉛直上向きに流れることから、伝熱面上に U 字型フィンを複数配する方法を採用した。また、この U 字型フィンによる滞留および伝熱促進の効果を確認するため、可視化による沸騰様相の観察と、熱通過率の測定による伝熱性能の確認、およびフィンの施されていない平滑面との比較を行った。本稿ではこれらの結果について報告する。

## 2. 記号

$A$	: 伝熱面積	[m <sup>2</sup> ]	$T$	: 温度	[°C]
$C_p$	: 定圧比熱	[J/kgK]	$U$	: 熱通過率	[W/m <sup>2</sup> K]
$G$	: 質量流束	[kg/m <sup>2</sup> s]		添字	
$m$	: 質量流量	[kg/s]	$HW$	: 温水	
$P$	: 圧力	[Pa]	$I$	: 入口	
$Q$	: 熱交換量	[W]	$O$	: 出口	
$q$	: 熱流束	[W/m <sup>2</sup> ]	$WF$	: 作動流体	

## 3. 実験

### 3.1 実験装置

Fig. 1 に実験装置概略図を示す。実験装置はテストセクションである可視化プレート式蒸発器と作動流体循環系、温水循環系、冷水循環系および測定装置で構成される。作動流体循環系は、作動流体ポンプ、プレヒーター、作動流体タンクで構成される。温水循環系は、温水タンク、温水ポンプで構成され、また冷水循環系は冷凍機、ヒーター、冷水タンク及び冷水ポンプで構成される。

それぞれの循環系には、流体の状態量測定のためのセンサーが組み込まれている。作動流体循環系には、コリオリ式質量流量計 (キーエンス製: FD-SS2A, レンジ: 0 - 2L/min, 精度: ±1% of F. S.), ダイアフラム式圧力変換器 (横河電機製: FP101A-B31, レンジ: 0 - 500kPaabs, 精度: ±0.25% of F. S.), 温水循環系には、面積式体積流量計 (コフロック製: RK1950AP, レンジ 0 - 10L/min, 精度: ±2% of F. S.), 冷水循環系には電磁体積流量計 (キーエンス製: FD-M50AT, レンジ: 2.5-50L/min, 精度: ±1.6% of F. S.), また、温度センサーとして、直径 1mm の K 型シース熱電対 (林電工製: ST6K, 精度: JIS クラス 2) および直径 1.6mm の T 型シース熱電対 (林電工製: ST6T, 精度: JIS クラス 2) がある。

これらの測定用センサーの値は全てデータロガー (GRAPHTEC 製: GL800, 総チャンネル数 40ch) に集められ、計測および記録される。

Fig. 2 にテストセクションの概略図を示す。テストセクションはテストプレートである SUS304 製伝熱プレート (高さ 540mm, 幅 275mm, 厚さ 20mm) と、可視化用の透明なアクリル製カバー (高さ 540mm, 幅 275mm, 厚さ 40mm) 2 枚, スペーサー (外形: 高さ 540mm, 幅 275mm, 厚さ 3mm (作動流体側), 厚さ 1mm (温水側), くり抜き部分: 高さ 400mm, 幅 150mm) 2 枚で構成される。また、テストセクション内の作動流体側, 温水側各流路は、スペーサーによりアクリルカバーとステンレス板との間に構成される。それぞれの流路断面の寸法は作動流体側が高さ 3 mm×幅 150 mm, 温水側が高さ 10 mm×幅 150 mm である。本実験では、テストセクションの作動流体

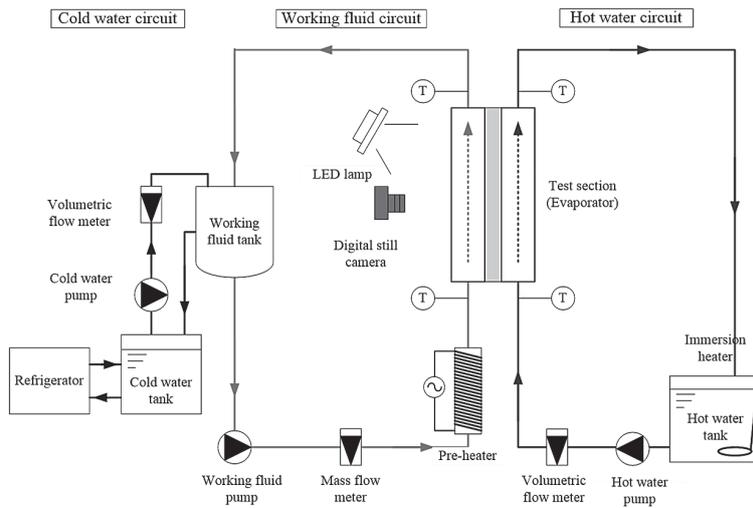


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

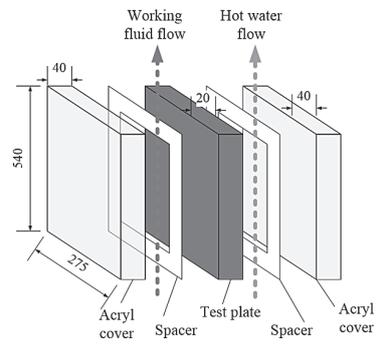
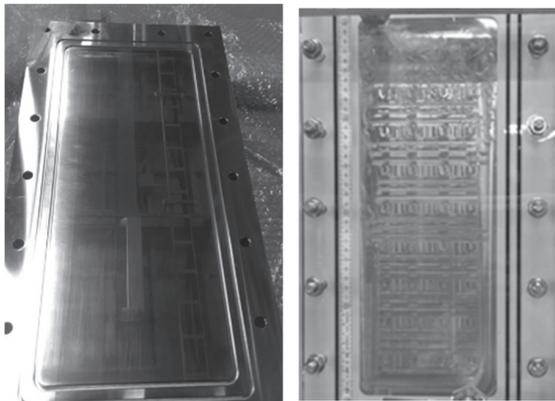
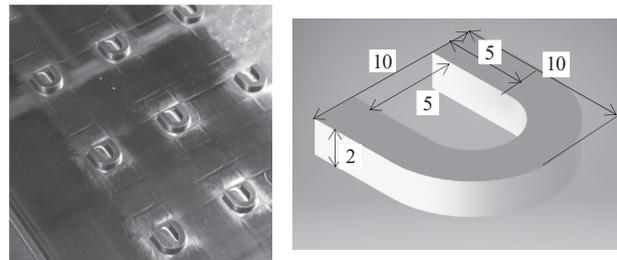


Fig. 2 Assemble of test section.



(a) Flat plate (Plate-1) (b) U-type fin plate (Plate-2)

Fig. 3 Photos of two types test plate.



(a) Photo of U-type fins

(b) Design of U-type fin

Fig. 4 U-type fin.

側と温水側の両側に鉛直上向きに流体を流すことで、並行流による熱交換実験を行う。

可視化実験では、デジタルスチルカメラ (Nikon 製: D800), 同標準レンズ (AF-S NIKKOR 35mm f/1.4G), LED ランプ (日動工業製: LEN-30D-ES-W/DB, LEN-50D-ES-W/DB) 2 台を使用した。デジタルスチルカメラはテストセクションの作動流体側のアクリル板に正対する様に設置し、各 LED ランプは撮影用の光源としてカメラの斜め後方に配した。

### 3・2 テストプレート

Fig. 3(a), (b) に実験で使用したテストプレートである Plate-1 および 2 の外観を示す。Plate-1 は 2000 番のサンドペーパーで磨いた平滑面であり、Plate-2 には U 字型フィンがプレートの幅方向に 4 列、高さ方向に 9 列、計 36 個、規則的に配置されている。フィン表面以外の伝熱面については Plate-1 同様に 2000 番のサンドペーパーで磨かれている。

Plate-2 の U 字型のフィンの外観と寸法図を Fig. 4 (a), (b) に示す。U 字型フィンの寸法は、外形が縦 10mm × 横 10mm、フィンの幅が 2.5mm、厚さが 2mm である。全て金属板からの削り出しによって作成された。

### 3・3 実験方法

実験は以下の手順で行った。まず始めに、作動流体、温水、冷水循環系の全ての循環系において、それぞれの媒体をヒーター及び冷凍機で温調を行い、同時にポンプにて循環を開始する。その際に作動流体循環系では作動流体に対して次の操作が行われる。作動流体タンクに装填された液体のFC-72は、作動流体ポンプでプレヒーターに送り込まれる。プレヒーターで予熱され過冷度を調整された作動流体は、次にテストセクションに送り込まれ温水によって加熱され、沸騰、蒸発する。蒸発後の作動流体は作動流体タンクに戻され、タンク内で冷水によって冷却され液体に戻る。実験では、各循環系内での状態量について測定をすることで、任意の実験条件に達するまで各媒体の流量および加熱・冷却用の熱源温度の調整を行った。テストセクションの各状態量が定常状態にあることを確認後に記録を行った。テストセクションの状態量として、作動流体側および温水側の入口・出口温度、各流体の流量、作動流体入口・出口圧力について測定を行った。それらの値はデータロガーに1秒間隔で3分間記録された。また、実験データの整理には記録された3分間の値の平均値が用いられた。

次に可視化実験では、任意の実験条件で定常状態に保たれたテストセクション内の沸騰様相を、アクリル製カバーの正面からデジタルスチルカメラで撮影を行った。

実験条件をTable 1に示す。実験条件として、伝熱面形状、テストセクション入口圧力、作動流体の流量および入口温度、温水の流量および入口温度を与えた。また、実験で得られた熱流束の範囲、テストプレートの伝熱面積および温水側流路断面積についても併記する。

Table 1 Experimental conditions

	Plate -1	Plate -2
Heat transfer surface condition	Flat	U-type fins
Mass flux $G$ [kg/m <sup>2</sup> s]	9.5 ~ 17.5	8.9 ~ 20.1
Inlet temperature of hot water $T_{WFI}$ [°C]	52.9 ~ 53.2	52.5 ~ 53.1
Pressure $P_m$ [kPa]	95.9 ~ 98.3	99.7 ~ 101.8
Heat flux $q$ [kW/m <sup>2</sup> ]	1.6 ~ 2.5	2.9 ~ 3.9
Heat transfer surface $A$ [m <sup>2</sup> ]	0.06	0.063
Cross sectional area of hot water flow channel $A_c$ [m <sup>2</sup> ]	$1.50 \times 10^{-3}$	$1.50 \times 10^{-3}$

### 3・4 熱通過率の導出

データロガーで収集された流量および温度のデータを基に、熱通過率  $U$  [W/m<sup>2</sup>K]、作動流体の質量流束  $G$  [kg/m<sup>2</sup>s] および温水側の平均流速  $V_{HW}$  [m/s] を求めて実験結果の整理を行った。

$U$  の計算には次式を用いた。

$$U = Q_{HW} / (A \Delta T_{lm}) \quad (1)$$

ここで  $Q_{HW}$  [W] は温水側の熱交換量、 $A$  [m<sup>2</sup>] はテストプレートの伝熱面積、 $\Delta T_{lm}$  [°C] は対数平均温度差である。また、 $Q_{HW}$  および  $\Delta T_{lm}$  はそれぞれ次式で求めた。

$$Q_{HW} = m_{HW} C_{pHW} (T_{HWI} - T_{HWO}) \quad (2)$$

$$\Delta T_{lm} = (T_{HWI} - T_{HWO}) / \ln((T_{HWI} - T_{sat}) / (T_{HWO} - T_{sat})) \quad (3)$$

ここで  $m_{HW}$  [kg/s] は温水の質量流量、 $C_{pHW}$  [J/kg K] は温水の定圧比熱、 $T_{HWI}$ ,  $T_{HWO}$  [°C] は温水水入口・出口温度、 $T_{sat}$  [°C] は作動流体の飽和温度である。 $T_{sat}$  は 1atm における FC-72 の飽和温度、55.7°C を用いた。

温水側の平均流速は以下の式で求めた。

$$V_{HW} = m_{HW} / \rho_{HW} A_c \quad (4)$$

ここで $\rho_{HW}$  [kg/m<sup>3</sup>] は温水の密度、 $A_c$  [m<sup>2</sup>] は温水側の流路断面積である。

なお、本研究では、実験条件の関係から、テストセクション入口部分に過冷域が存在する。データの整理には、過冷域の熱交換も含めた熱交換器全体の熱通過率を評価する。

## 4. 結 果

### 4・1 熱通過率の質量流束による比較

Fig. 5 に Plate-1 (平滑面) において、温水流量 (4L/min,  $m_{HW} = 0.065$  kg/s), 作動流体入口温度 ( $T_{WF,in} = 53$  °C, 過冷度 2.7°C), 作動流体入口圧力 ( $P_{WF,in} = 101$  kPa) 一定で与えたときの、作動流体の質量流束  $G$  に対する熱通過率  $U$  の値について示す。また同時に、Plate-2 (U字型フィン付きプレート) における熱通過率の値も示す。Fig. 5 より Plate-1 の熱通過率は、質量流束の増加に伴い僅かに増加している。一方、Plate-2 については質量流束の増加にかかわらず、ほぼ一定であることが分かる。また、伝熱面形状による熱通過率の比較では、Plate-2 が Plate-1 に対して約 1.6 倍の値を示した。これは U字型フィンの設置による伝熱促進の効果といえる。なお、Table 1 より Plate-2 の伝熱面積の拡大率は Plate-1 に対して僅かに 5%である。よって、伝熱面拡大による伝熱促進効果より、核沸騰促進による効果が大きいものと考えられる。このことから、これらのプレートでは同一条件においても沸騰様相が大きく異なることが予想される。沸騰様相の比較については、4.3 節に後述する。

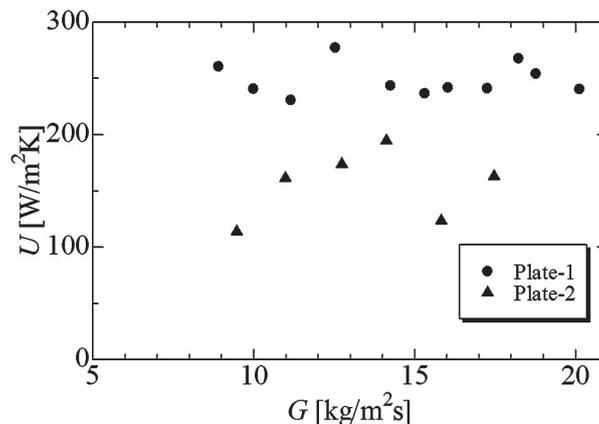


Fig. 5 Overall heat transfer against mass flux under Plate-1 and Plate-2 at  $m_{HW} = 0.065$  kg/s,  $T_{WF,in} = 53$  °C,  $P_{WF,in} = 101$  kPa.

### 4・2 熱通過率の温水流速による比較

Fig. 6 に Plate-1 において、作動流体の質量流束 ( $G = 12.5$  kg/m<sup>2</sup>s), 作動流体入口温度 ( $T_{WF,in} = 53$  °C), 作動流体入口圧力 ( $P_{WF,in} = 101$  kPa) 一定の条件で与えた時の、温水の流速  $V_{HW}$  の変化に対する熱通過率  $U$  の関係を示す。Fig. 6 より、いずれの伝熱面においても温水流速の増加に伴い、熱通過率が増加することが分かる。温水流速の増加に伴い熱通過率が増加する傾向は、相変化を伴う対向流式熱交換器では一般的なものとして知られているが、今回の実験では並行流式の熱交換器が用いられている点異なる。このことから、並行流式であっても対向流式と同様な傾向を示すことが分かる。また、伝熱面の違いによる熱通過率の比較では、Fig. 5 同様に Plate-2 の熱通過率が大きな値を示す。また、この温水流速範囲においてはこれらの伝熱面による熱通過率の値の比が約 1.6 倍とほぼ一定であることが分かる。

Plate-2 の作動流体側伝熱面における U字型フィンの核沸騰促進による効果は、温水側からの加熱量によらず、Plate-1 に対して単純比例して得られるといえる。

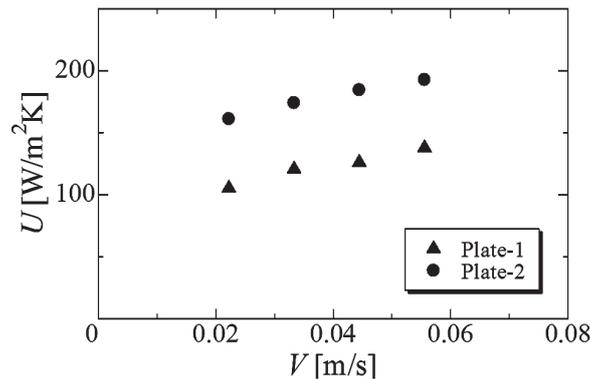


Fig. 6 Overall heat transfer against hot water velocity under Plate-1 and Plate-2  
at  $G = 12.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{WF,in} = 53 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_{WF,in} = 101 \text{ kPa}$ .

#### 4・3 沸騰様相による比較

Fig. 5 および Fig. 6 で得られた伝熱促進効果の原因を明らかにするため、可視化実験により沸騰様相の比較を行った結果を Fig. 7 に示す。Fig. 7 (b) および (c) の写真は、Fig. 7 (a) に示すプレート内での可視化範囲で撮影されたものである。Fig. 7 (b) および (c) は Plate-1 および 2 の伝熱面を用いて、作動流体質量流束  $G = 14 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 、作動流体入口温度  $T_{WF,in} = 53 \text{ }^\circ\text{C}$ 、温水流量  $m_{HW} = 0.065 \text{ kg/s}$  (4L/min) の実験条件で得られた沸騰様相である。なお、Plate-1 および Plate-2 の熱通過率はそれぞれ  $U = 194.6 \text{ W/m}^2\text{K}$  および  $243.3 \text{ W/m}^2\text{K}$  であった。Fig. 7 (b) の可視化結果より、核沸騰はプレート出口付近のみに観察され、また、熱交換量から得られた飽和沸騰域の開始点の計算より、Plate-1 での過冷域が全体の伝熱面積の約 9 割を占めることが分かった。一方、Fig. 7 (c) では核沸騰の領域が可視化領域の約 1/3 にまで増加していることが分かる。このことから、同一条件であったとしても U 字型フィンにより核沸騰が促され、それにより沸騰熱伝達が増加することが分かる。この傾向については他の質量流束及び作動流体入口温度の条件についても同様であったことから、U 字型フィンによる核沸騰促進が熱通過率の増加を与えていることが明らかとなった。

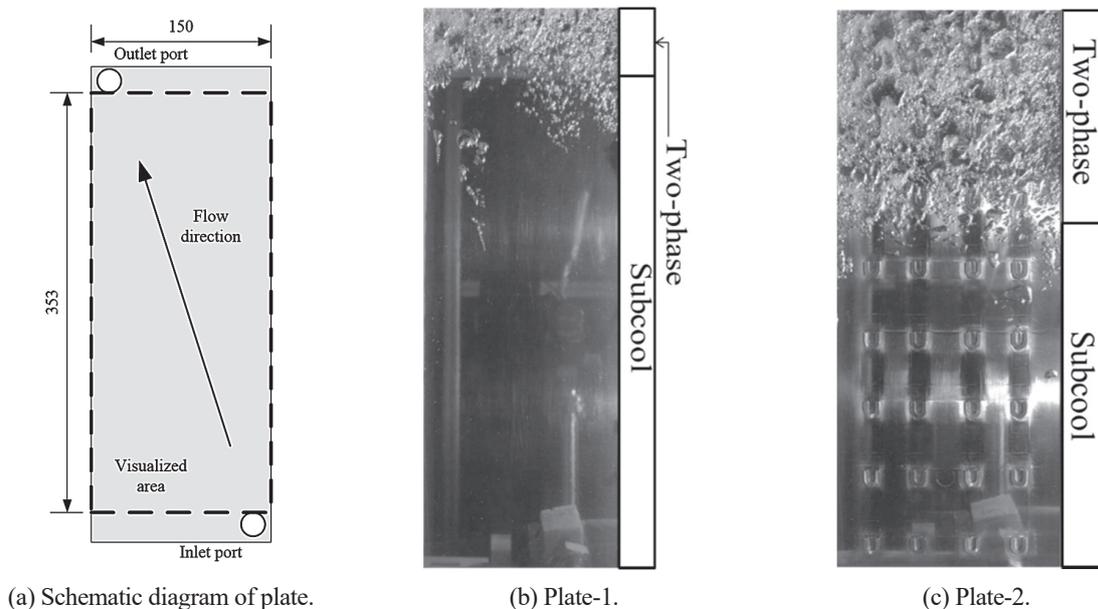


Fig. 7 Comparison of boiling behavior at the working fluid side between Plate-1 and Plate-2  
at  $G = 14 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $T_{WF,in} = 53 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $m_{HW} = 0.065 \text{ kg/s}$ .

## 5. 結 言

プレート式蒸発器の伝熱性能の向上を目指し、U字型フィンを設けた伝熱面の提案を行った。その性能評価のため、プレート式蒸発器を模擬したU字型フィン付きプレートの実験において、熱通過率の測定および可視化実験による沸騰様相の観察を行った。また同条件で平滑面の実験を行い、結果の比較を行った。その結果について以下に示す。

- (1) Plate-1 の場合、作動流体の質量流束の増加で僅かに熱通過率が増加する。一方、Plate-2 の場合は、ほぼ変化しない。
- (2) 本研究で提案したU字型フィンを設けたプレートの熱通過率は平滑面に対して約1.6倍の値を示す。
- (3) いずれのプレートにおいても温水流速の増加に伴い熱通過率が増加する。本実験は並行流で行われているが、一般的な対向流の蒸発器の場合と同様な傾向を示した。
- (4) 可視化による沸騰様相の観察及び比較により、U字型伝熱面の熱通過率の向上が核沸騰の促進によるものであることが明らかとなった。

以上の事より、本研究で提案のU字型プレート式熱交換器用伝熱面は、蒸発器での使用において十分な伝熱促進の効果が得られることが分かった。

## 謝 辞

本研究は資金の一部を谷川熱技術振興基金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

- 有馬博史, 小山幸平, 池上康之, “プレート式蒸発器におけるアンモニア強制対流沸騰に関する研究 (対向流・並行流による比較)”, 佐賀大学海洋エネルギー研究センター報告「OTEC」, Vol. 19, (2014), pp. 11-20.
- 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.
- 池上康之, 森崎敬史, “2 段ランキンサイクルを用いた海洋温度差発電の基礎実験”, 日本機械学会動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, Vol. 19th, (2014), pp. 139-142.
- 川畑佑介, 岡本明夫, 逸見義男, 有馬博史, 池上康之, “表面微細加工を施したプレート式蒸発器による伝熱促進効果に関する研究”, 佐賀大学海洋エネルギー研究センター報告「OTEC」, Vol. 18, (2013), pp. 32-43.
- Akio Okamoto, Hirofumi Arima and Yasuyuki Ikegami, “Characteristic of local boiling heat transfer of ammonia and ammonia / water binary mixture on the plate type evaporator”, Journal of Thermal Science, Vol. 20, No. 4, (2011), pp. 332-342.
- Faming Sun, Yasuyuki Ikegami, Baoju Jia, Hirofumi Arima, “Optimization design and exergy analysis of organic Rankine cycle in ocean thermal energy conversion”, Applied Ocean Research, Vol. 35, (2012), pp. 38-46.
- Hirofumi Arima, Akio Okamoto, Yasuyuki Ikegami, “Local boiling heat transfer characteristics of ammonia/water binary mixture in a vertical plate evaporator”, Vol. 34, No. 3, (2011), pp. 648-657.
- Kohei Koyama, Hirofumi Arima, Hirofumi Arima, Akio Okamoto, Yasuyuki Ikegami, “Measurement and prediction of heat transfer coefficient on ammonia flow boiling in a microfin plate evaporator”, International Journal of Refrigeration, Vol. 44, (2014), pp. 36-48.
- 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/](http://www.makai.com/makai-news/2015_08_29_makai_connects_otec/) (2015.8).