O T E C Vol.19(2014), 11∼20

# 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)

有馬 博史\*1, 小山幸平\*1, 池上康之\*1

## Experimental study on flow boiling in plate evaporators

(Comparison of heat transfer characteristics between parallel- and counter-flow configurations)

Hirofumi ARIMA<sup>\*1</sup>, Kohei KOYAMA<sup>\*1</sup> and Yasuyuki IKEGAMI<sup>\*1</sup>

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

#### Abstract

Ocean thermal energy conversion (OTEC) systems has been attracted attention as renewable and ocean energy. The OTEC uses a plate heat exchanger as evaporator and condenser and ammonia or ammonia/water mixture as the working fluid because the heat source temperature and temperature difference between the surface and deep seawater is very small. To improve the power efficiency of OTEC, improving the heat transfer performance of the plate evaporator is important. Therefore, some experimental studies about boiling characteristic of ammonia on a plate evaporator have been investigated. However, almost studies are target for measurement of boiling heat transfer coefficient at different operation conditions with counter-flow configuration as well as actual evaporator of OTEC. The author previously also investigated the measurement of that on a flat plate evaporator under only counter-flow; however, the influences of boiling ammonia heat transfer coefficient on different flow configuration have not yet been clarified. Therefore, in the present study, local boiling heat transfer coefficient of ammonia were measured and compared at counter- and parallel flow configuration on a flat plate evaporator. The local heat transfer coefficients were obtained at a range of mass fluxes (7.5–15 kg/m<sup>2</sup>s), heat fluxes (15–25 kW/m<sup>2</sup>), pressures (0.7–0.9 MPa), and operating as parallel- and counter-flows. The results show that the averaged heat transfer coefficient of parallel-flow was superior to counter-flow at low mass flax conditions. However, in case of high mass flux, the counter-flow is slightly larger than parallel flow.

Key Words : Boiling and evaporation, Heat exchanger, Heat transfer coefficient, Ammonia, Counter flow, Parallel flow

## 1. 緒 言

環境とエネルギー問題の解決のため、安全性が高く生態系に優しい発電システムが求められている.特に近年では、再生可能エネルギーを使った発電の実用化が期待されている.OTEC のような海洋の温度差発電を用いた小温度差発電は、CO2の発生もないため生態系に優しいシステムであると考えられる.ところでOTEC には熱交換器としてプレート式熱交換器(PHE)が使用されている.OTEC が使用する熱源である海洋の表層の温海水の温度は約25~30℃、深層の冷海水は約5~10℃であり、その最大の温度差である25℃である.PHEは、管型の熱交換器に対して単位体積当たりの伝熱面積が大きいことと伝熱性能が高いため、海洋からの低密度の熱回収に最適である.中谷(中谷、1995)は、管型の熱交換器に対してPHEは1/3から1/4の重量でかつ冷媒の量を半分にでき

<sup>\*</sup> 原稿受付 2014年07月31日

<sup>\*1</sup> 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)

<sup>\*1</sup> E-mail: arima@ioes.saga-u.ac.jp

ることを述べている.よって、PHE を使った発電システムの場合、従来の設計より建設コストが下げられること が期待されている.一方、OTEC では熱源の温度が非常に低いため、作動流体として低沸点のアンモニアまたは アンモニア/水が使用されている.また、アンモニアの蒸発潜熱は水を除く一般的な冷媒に比べて非常に高いこ ともその理由の一つである.

ところで、実海水を用いた OTEC プラントは、現在のところ 2103 年 3 月に完成した沖縄県久米島の 50kW 実 証実験用プラント(池上、古堅、2013)のみである.一方、米国のハワイでも OTEC の実用化に向けた研究・開発 (Lockheed Marcin, 2013, OTEC International LLC, 2012) が進行中であるが、これらも実用プラントではない.将来 的な OTEC の実用化には、コストの低下と性能向上が必要であり、特に効率の向上には蒸発器の伝熱性能の向上 が重要であると考えられる.しかし、伝熱性能の向上に必要なアンモニアやアンモニア/水を用いた OTEC の PHE の研究は非常に少ない. 櫛部ら (櫛部他, 2005, 2006) は商用のプレート式蒸発器を用いたアンモニアまたはアン モニア/水の平均熱伝達率の測定に関する研究を行っている.また、有馬ら (有馬他, 2010, 2011) と岡本ら (岡本 他, 2011)は PHE を想定したプレート蒸発器の研究を行っている.これらの研究では、プレート式蒸発器の平均ま たは局所熱伝達のアンモニアまたはアンモニア/水の沸騰熱伝達率について報告されている.一方、有馬ら (有 馬他, 2010) は久米島 OTEC にも採用されている微小凹凸面を持つプレート式蒸発器の伝熱促進に関する研究も 行っている.この研究では、プレート伝熱面に微小凹凸を施すことで平板に対して 40%の伝熱性能の向上が報告 されている.

ところで、OTEC 用の PHE の設計にこれらの熱伝達率を採用するためには、従来のプレート式熱交換器の研究 では作動流体と熱源の流れ方向として対向流のみしか行われていないため、熱源の流れ方向による影響も含めた より詳細な解析が必要であると考える. Djordjevic ら (Djordjevic and Kabelac, 2008) は、プレート式熱交換器にお いて対向流と並行流で熱伝達率の比較を行い、条件によっては並行流の方がよい場合があることを示した. この 結果より、流体の流れ方向はプレート式蒸発器の性能評価に重要なパラメーターであることが分かる. よって、 本研究では、プレート式蒸発器の対向流と並行流における沸騰熱伝達率の測定と比較を行った.

Α	:	伝熱面積 [m <sup>2</sup> ]	Т	:	温度 [℃]
G	:	質量流束 [kg/m²s]	x	:	熱平衡乾き度 [-]
h	:	熱伝達率 [W/m <sup>2</sup> K]	z	:	プレート局所の座標 [m]
i	:	比エンタルピー [J/kg]	添え字	:	
$i_{fg}$	:	蒸発潜熱 [J/kg]	ave	:	平均
k	:	熱伝導率 [W/mK]	eva	:	蒸発器
ṁ	:	質量流量 [kg/s]	g	:	気相
Р	:	圧力 [Pa]	hw	:	温水
q	:	熱流束 [W/m <sup>2</sup> ]	l	:	液相
Q	:	熱交換量 [W]	sat	:	飽和
Q'	:	各セグメントにおける熱交換量 [W]	wf	:	作動流体

2. 記 号

# 3. 実

#### 3.1 実験装置

Fig. 1 に実験装置概略図を示す.実験装置は作動流体系,温水系,冷水系の3つの循環系で構成される.作動 流体循環系は蒸発器 (テストセクション),凝縮器,アフターコンデンサー,作動流体タンク,作動流体ポンプ, サブクーラー,プレヒーターで構成される.ただし,本研究では実験条件の都合上プレヒーターは使用しない. 温水循環系はさらに2つの循環系 (I,II)で構成される.温水循環系Iは,温水タンクとポンプ,ガスボイラー (三 浦工業社製,UT-200HP-S,最大出力:1,400 kW),温水循環系IIは小型温水タンク,ポンプおよび投げ込み式ヒータ ー (八光電機製, SWB3230, 3kW) でそれぞれ構成されている.また,冷水循環系は,冷凍機 (東芝製,74 kW,

験



RAW-100UC) と冷水タンク,冷水ポンプで構成されている.作動流体は作動流体循環系において図1の実線に沿って矢印の向きに循環している.まず,作動流体ポンプにより作動流体タンクより送り出された作動流体は、サブクーラーで過冷度を調整され蒸発器に流入する.次に,蒸発器で温水によって加熱された作動流体は二相状態となり蒸発器から流出し,凝縮器およびアフターコンデンサーにおいて冷水で冷却される.凝縮後の作動流体は作動流体タンクに戻り再び循環する.

#### 3·2 計測装置

実験では,全ての状態点についてセンサーによる測定を行った.作動流体の質量流量はコリオリ式質量流量計 (Endress+Hauser 社製: PROMASS 80A 精度 ±1% of F.S.) にて測定した. 温水および冷水の体積流量は電磁式流量 計(東芝製, LF410,精度 ±0.5% of F.S.), 圧力は6本のゲージ圧力変換器 (東芝製, 3051CG,レンジ0-2,070 kPa,精 度 ±0.25% of F.S.) を使用した. 温度は10本の測温抵抗体 (林電工社製, ER6, JIS A-class,精度 ±0.15°C) を使用し た. すべてのセンサーについては PC に接続された PLC (三菱電機製: MELSEC Q) にて一旦収集され,VB6プロ グラムで保存を行った.

#### 3・3 テストプレート

図2に蒸発器の構成を示す.蒸発器はプレート本体,押え板2枚の計3枚のSUS304製のプレートで構成されている.図2に示すように,全てのプレートの幅は380mm,高さ850mmで,プレート本体の厚さは40mm,押え板の厚さは30mmである.また,図3に示すように,作動流体および温水の流路は伝熱面を持つプレート本体と押え板,その間に挟まれたスペーサーで構成されている.作動流体側のスペーサーは厚さ2mmのテフロン製,温水側は厚さ10mmのゴム製である.なお,伝熱面の寸法は250mm×650mmで表面は2000番のエメリー紙で研磨したものを使用した.またプレート本体の温度測定のため,図2(b)に示すように測定用の穴を高さ方向に6か所,100mm間隔で設置した.これらの穴には,図4に示すように直径3mm,長さ38mmのウレタン製のチューブに直径0.1mmのK型熱電対の素線2本を挿入した.計12点の熱電対のデータは40chのマルチメーター (Keithley 社製 2701型) に一旦集められ,PC上のLabVIEW プログラムにて読み取り,保存を行った.なお,熱電対は予め恒温槽で検定を行い,精度±0.1℃のものを使用した.









Fig. 4 Local position of thermocouples inside the plate.

# 3・4 データ整理

局所の熱流束 q, 熱伝達率 h, 乾き度 x は以下の方法で求めた. 局所の熱流束は 1 次元定常熱伝導を想定して, 図 4 に示す温度 T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub>, 熱電対間隔 l を用いて, 次式で求めた.

$$q = k \frac{\left(T_1 - T_2\right)}{l_1} \tag{1}$$

ここで、kは SUS304 の熱伝導率を用いた. 次に局所の熱伝達率hは、熱流束q、飽和温度 $T_{sat}$ 、作動流体側の壁面温度 $T_{wall}$ を用いて次式で求めた.

$$h = \frac{q}{\left(T_{wall} - T_{sat}\right)} \tag{2}$$

ここで、 $T_{sat}$ は蒸発器入口圧力を飽和圧力  $P_{sat}$ として置き、物性値計算ライブラリーである PROPATH (Propath Group, 2002) を使って求めた. また、壁面温度  $T_{wall}$ は式(1)を外挿した式(3)で求めた.

$$T_{wall} = T_2 - \frac{ql_2}{k} \tag{3}$$

蒸発器の高さ方向に沿った6か所の各測定点における局所乾き度xは局所比エンタルピーiを用いて,次式で求めた.

$$x = \frac{i - i_{sat,l}}{i_{fg}} \tag{4}$$

ここで、*i*<sub>sat.</sub>は飽和液の比エンタルピー、*i*<sub>fg</sub>は蒸発潜熱である.なお、式(4)に与えた局所比エンタルピー*i*は次の方法で求めた.まず、蒸発器を図5に示すように高さ方向に沿って各測定点を中心とする6か所のセグメントに分割し、熱流束 *q*<sub>j</sub>、伝熱面積 *A*<sub>j</sub>および熱交換量 *Q*'<sub>j</sub>を与えた.次に、蒸発器入口の比エンタルピー*i*<sub>eva.in</sub>を求め、各セグメントで得られる比エンタルピーの増分*Δi*を入口から順に加算することで、次式を用いて局所の値を得ている.

$$\dot{i}_n = \dot{i}_{eva,in} + \sum_{j=1}^n \Delta \dot{i}_j \tag{5}$$

なお、蒸発器入口の比エンタルピー*i*eva.in は、アンモニア液が蒸発器に過冷液で供給されることから、その入口における温度及び飽和圧力を用いて PROPATH (Propath Group, 2002)で求めた.また、各セグメントの比エンタル ピーの増分*Δi* は次式で求めた.

$$\Delta i_j = Q'_j / \dot{m}$$

$$\begin{cases} Q'_1 = q_1 A_1 / 2 \\ Q'_j = (q_{j-1} A_{j-1} + q_j A_j) / 2 & (j = 2 \sim 6) \end{cases}$$



Fig. 5 Separation of each heat exchange areas.

(6)

#### 3.5 実験条件

実験条件を表1に示す.実験条件として,流れ方向は対向流,並行流の2条件,質量流束を3条件,平均熱流 束として3条件,操作圧力として3条件を与えた.各条件は定常状態にて1秒ごとに5分間記録を行った.

Table 1 Experimental conditions.								
Flow configuration	configuration Counter/ Parallel							
Mass flux G [kg/m <sup>2</sup> s]	7.5, 10, 15							
Averaged heat flux $q [kW/m^2]$	15, 20, 25							
Saturation pressure P [MPa]	0.7,	0.8,	0.9					
Saturation temperature $T_{sat}$ [°C]	13.9	17.9	21.6					

#### 実験結果および考察

### 4・1 表面温度および局所熱流束

図 6 に蒸発器の作動流体側の流れ方向(蒸発器高さ方向)に沿った局所の作動流体側  $T_{wf, wall}$  と温水側の壁面温度  $T_{hw, wall}$ の分布について異なる質量流束,圧力,平均熱流束条件における結果を示す.また図 6 には同一条件における対向流,並行流の結果についての比較も示す.いずれの条件でも,対向流では温水側の壁面温度の減少に伴い作動流体側の壁面温度が減少しているのに対して,並行流では温水の温度の減少に伴い作動流体側については温度が上昇していることが分かる.また,質量流束が $G = 7.5 \text{ kg/m}^2 \text{s}$ の場合,作動流体側の壁面温度は対向流より並行流の方が高いことが分かる.しかし,質量流束が $G = 15 \text{ kg/m}^2 \text{s}$ と高い場合,対向流の壁面温度は並行流よりわずかに高い.その結果,並行流の壁面過熱度について比較を行うと,対向流に対して $G = 7.5 \text{ kg/m}^2 \text{s}$ の場合ではより低く, $G = 15 \text{ kg/m}^2 \text{s}$ の場合についてはより高くなることが明らかになった.

図7は図6と同一の条件における蒸発器の流れ方向に沿った局所熱流束の分布について、並流および対向流の 結果の比較と共に示す.局所の熱流束は図6で示した温水側壁面温度の減少に伴い低下していることが分かる.

ところで、本研究では平均の熱流束を用いてデータの整理を行っているが、図6に示すように局所の熱流束の ばらつきが僅かながら存在し、その相対誤差は平均熱流束に対してP=0.7MPaでは ±4%、P=0.8MPaでは ±5%、 P=0.9MPaでは ±7.5% 以下であった. 局所の熱流束が作動流体に沿って増加した理由として、図6に示すよう に作動流体側の壁面温度がその流れに沿って低下していることが挙げられる.



(a)  $G = 7.5 \text{ kg/m}^2 \text{s}$ ,  $q_{ave} = 20 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_{sat} = 0.8 \text{ MPa}$ 

(b)  $G = 7.5 \text{ kg/m}^2 \text{s}$ ,  $q_{ave} = 20 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_{sat} = 0.9 \text{ MPa}$ 

Fig. 6-1 Surface temperatures distributions on working fluid and hot water side.



(c)  $G = 15 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q_{ave} = 20 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_{sat} = 0.8 \text{ MPa}$ 



Fig. 6-2 Surface temperatures distributions on working fluid and hot water side.



(a)  $G = 7.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q_{ave} = 20 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_{sat} = 0.8 \text{ MPa}$ 



(c)  $G = 15 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $q_{ave} = 20 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_{sat} = 0.8 \text{ MPa}$ 



(b)  $G = 7.5 \text{ kg/m}^2 \text{s}$ ,  $q_{ave} = 20 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_{sat} = 0.9 \text{ MPa}$ 



(d)  $G = 15 \text{ kg/m}^2 \text{s}$ ,  $q_{ave} = 25 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_{sat} = 0.7 \text{ MPa}$ 

Fig. 7 Comparison of local heat flux distributions between parallel and counter flow.

図8は図6,7と同一の条件における流れ方向に対する局所熱平衡乾き度の分布を対向流,並行流の結果の比較 と共に示す.いずれの流れ方向の条件についても,熱平衡乾き度は流れ方向に対して直線的に増加していること が分かる.それは,局所熱流束の値がほぼ一定であり,式(4)から(6)の関係で乾き度を与えることから,各々の測 定点における熱平衡乾き度の間隔がほぼ一定になるためである.

一方, Djordjevic (Djordjevic and Kabelac, 2008) は商用の PHE を用い, R134a とアンモニアを作動流体として対 向流および並行流の条件下で局所の沸騰熱伝達率の比較を行っている. その中で,蒸発器流れ方向に沿った局所 熱平衡乾き度の分布について並行流と対向流の結果を報告しているが,流れ方向に対する乾き度分布は,並行流 で上に凸,対向流で下に凸となることを示しており,本研究とは異なる結果が得られている.





(a)  $G = 7.5 \text{ kg/m}^2 \text{s}$ ,  $q_{ave} = 20 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_{sat} = 0.8 \text{ MPa}$ 

(b)  $G = 15 \text{ kg/m}^2 \text{s}$ ,  $q_{ave} = 25 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_{sat} = 0.7 \text{ MPa}$ 

Fig. 8 Local vapor quality along the plate.

#### 4·2 局所熱伝達率

図9に局所の熱伝達率の分布について、並行流と対向流の結果の比較と共に示す. G=7.5 kg/m<sup>2</sup>s における並行 流の局所の熱伝達率は、対向流の場合に比べて5~12%程度大きいことが分かる.一方、G=15 kg/m<sup>2</sup>s では逆の



(a)  $G = 7.5 \text{ kg/m}^2 \text{s}$ ,  $q_{ave} = 20 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_{sat} = 0.8 \text{ MPa}$ 





(b)  $G = 7.5 \text{ kg/m}^2 \text{s}$ ,  $q_{ave} = 20 \text{ kW/m}^2$ ,  $P_{sat} = 0.9 \text{ MPa}$ 





傾向が観察され,対向流の方が0~7%大きいことが分かる.しかし,*G*=7.5 kg/m<sup>2</sup>sの場合と比較してその増加は少ない.

Djordjevic ら (Djordjevic and Kabelac, 2008) はまた, R134a の全ての質量流束における並行流と耐後流の熱伝達率の比較では,並行流の方が大きくなることを報告している.このことは,本研究の傾向とは異なっていることが分かる.ただし,彼ら研究では本研究より大きな質量流束の条件で行われていることを付け加えておく.

#### 4·3 平均熱伝達率

図10に並行流,対向流実験における平均熱伝達率の結果の比較を示す.ここで用いた平均熱伝達率は局所熱伝 達率の値を算術平均した値である.全ての実験条件において平均熱伝達率は質量流束Gの増加に伴い低下してい ることが分かる.一方,流れ方向による平均熱伝達率の比較では、G=7.5と10kg/m<sup>2</sup>sの場合は、並行流の方が 1~9%程度高い値を示した.一方、G=15kg/m<sup>2</sup>sでは対向流の方が逆に3~5%程度高い値を示した.その理由と して、低質量流束では蒸発器流れ方向に対して局所の熱流束と壁面過熱度が同時に減少していることに対して、 高質量流束では、低質量流束の場合と類似した温度分布を示すのにかかわらず、対向流の方が高い平均熱伝達率 を示している.また、図 6(c)及び(d)のG=15kg/m<sup>2</sup>sの結果で見られたように、対向流の方の壁面過熱度が僅かに 低いことも理由として挙げられる.



Fig. 10 Comparison of averaged heat transfer coefficient distributions between parallel and counter flow.

## 5. 結 言

プレート式蒸発器におけるアンモニアの伝熱性能について対向流と並行流による比較を行うため、各々の流れ 条件における局所の沸騰熱伝達率の測定を行った.並行流における作動流体の流れ方向に沿った局所熱伝達率の 分布は対向流とは逆の傾向を示した.一方、低質量流束では作動流体側壁面温度の分布は両方の流れ方向におい てほぼ同様であったが、並行流の局所および平均の熱伝達率は対向流の場合と比較して、1~9%大きくなること が分かった.また高質量流束では逆の傾向が観察された.

## 謝辞

本研究は,経費の一部を 21 世紀 COE プログラム(海洋エネルギーの先導的利用科学技術の構築)から受けた. ここに記して感謝する.

# 文 献

- Nakatani, K., The latest ammonia refrigeration system: 8.4 plate heat exchanger, The Refrigeration, Vol. 70, No. 812 (1995), pp. 646-788. (in Japanese)
- Ikegami, Y., Furugen, K., Ocean thermal energy conversion project at Kume-jima in Okinawa prefecture, 2012 Annual summary presentation of IOES (2013), pp. 1-2. (in Japanese)
- Lockheed Marcin, web site, http://www.lockheedmartin.com/us/products/otec.html, (2013).
- OTEC International LLC, web site, http://www.oteci.com, (Feb. 2012).
- Kushibe, M., Ikegami, Y., Monde, M., Uehara, H., Evaporation heat transfer of ammonia and pressure drop of warm water for plate type evaporator, Transactions of the JSRAE, Vol. 22, No. 4 (2005), pp. 403-415. (in Japanese)
- Kushibe, M., Ikegami, Y., Monde, M., Evaporation heat transfer of ammonia/water mixtures for plate type evaporator, transactions of the JSRAE, Vol. 23, No. 4 (2006), pp. 389-397. (in Japanese)
- Arima, A., Kim, J-H., Okamoto, A., Ikegami, Y., Local boiling heat transfer characteristics of ammonia in a vertical plate evaporator, Int. J. of Refrigeration, Vol. 33, No. 2 (2010), pp. 359-370.
- Arima, A., Okamoto, A., Ikegami, Y., Local boiling heat transfer characteristics of ammonia/water binary mixture in a vertical plate evaporator, Int. J. of Refrigeration, Vol. 34, No. 3 (2011), pp. 648-657.
- Okamoto, A., Arima, H., and Ikegami, Y., Characteristic of local boiling heat transfer of ammonia and ammonia/water binary mixture on the plate type evaporator, J. of Thermal Science, No. 20, No. 4 (2011), pp. 332-342.
- Arima, H., Matsuo, N., Shigyou, K., Okamoto, A., Ikegami, Y., Boiling heat transfer enhancement for ammonia using micro fabrication surface on plate evaporator, OTEC, Vol. 15 (2010), pp. 19-26 (in Japanese).
- Djordjevic, E., Kabelac, S., Flow boiling of R134a and ammonia in a plate heat exchanger, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 51 (2008), pp. 6235-6242.

Propath Group, PROPATH, from http://www2.mech.nagasaki-u.ac.jp/propath/p-propath.html, (Aug. 2002).