

並流型および向流型プレート式熱交換器の流動沸騰特性の比較

小山 幸平^{*1}, 中村 友哉^{*2}, 有馬 博史^{*1}

Comparison of Flow Boiling in Parallel- and Counter-flow Plate Heat Exchangers

Kohei KOYAMA ^{*1}, Yuya NAKAMURA ^{*2} and Hirofumi ARIMA ^{*1}

^{*1}Institute of Ocean Energy, Saga University

1-48 Hirao, Kubara-aza, Yamashiro-cho, Imari, Saga 849-4256

^{*2}Department of Mechanical Engineering, Saga University

1 Honjo-machi, Saga, 840-8502

Abstract

This study investigates FC-72 flow boiling in parallel- and counter-flow plate heat exchangers to compare hydraulic and thermal performances. Overall heat transfer coefficient is obtained and flow boiling behavior in the heat exchangers is visualized. Experimental result shows that overall heat transfer coefficient of the parallel-flow plate heat exchanger is larger than that of counter-flow one in the experimental range of this study. The overall heat transfer coefficient of parallel-flow arrangement is sensitive to mass flux of the working fluid. Flow pattern maps of the plate heat exchangers are depicted and discussed.

Key words : Flow boiling, Overall heat transfer coefficient, Heat transfer enhancement, Flow pattern map

1. 緒 言

持続可能な社会を構築するため、再生可能エネルギーへの社会的関心が高まっており、その中でも、海洋や温泉などに存在する小温度差を利用する発電技術が期待されている。小温度差利用発電においては、ポンプ、蒸発器、タービン、凝縮器を主な構成要素とするシステム内を作動流体が循環し、タービンに連結された発電機で発電を行う。小温度差発電導入促進のためには、使用する熱交換器を小型化、高効率化し、発電システム全体のコストを下げる必要がある。

小温度差発電の蒸発器においては、熱交換効率やメンテナンス性の観点で有利なプレート式熱交換器が用いられる。プレート式熱交換器は、従来、作動流体と、作動流体を加熱する温水とが対向して流れる向流型や、作動流体と加熱が互いに直交する直交流型による運転が想定されてきた。これは、沸騰を伴わないプレート式熱交換器において、向流型や直交流型の熱交換効率の方が、作動流体と温水とが同じ方向に流れる並流型よりも優れているという従来の知識に基づくものである。しかし、これまでの研究によって、並流型プレート式熱交換器が他の型式と比較して高効率であるとする研究結果が報告された (Djordjevic et al., 2008)。これは従来の知識とは相反するものである。また近年では、熱交換器の並流型と向流型の差異に着目した研究が行われている (Liu et al., 2012, Yang et al., 2013)。しかしながら、従来の研究では、プレート式熱交換器内部の流動沸騰現象が十分に理解されたとはいえず、特に、並流型において高い熱交換効率が得られたメカニズムの解明が不十分である。また、実機への応用を想定し、様々な運転条件下における熱交換器の熱流動特性に関するデータが必要である。

本研究では、透明な筐体を持つプレート式熱交換器を用い、蒸発器内部の流動沸騰様相を可視化するとともに、様々な運転条件下における並流型および向流型プレート式熱交換器の熱流動特性を比較することを目的とする。

原稿受付 2015年7月31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} 佐賀大学大学院工学系研究科機械システム工学専攻 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1)

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

2. 実 験

2・1 実験装置

図1に実験装置の概略図を示す。作動流体はポンプにより配管系を循環させられる。ポンプから吐出された作動流体は、プレヒーターで任意の温度に調節された後、熱交換器に供給される。熱交換器では、作動流体は温水により加熱され、沸騰する。気液二相流で熱交換器から排出された作動流体は、タンクで冷水により冷却されることで凝縮し、液単相となる。熱交換器の型式は一般的に、向流型と並流型に分類される。図1は向流型に対する概略図であり、熱交換器の型式の変更は、温水システムの配管の組み替えにより行う。作動流体質量流量の測定にはコリオリ式流量計 (Keyence, FD-SS2A, $\pm 1\%$ F.S.) を、温水体積流量の測定には面積式流量計 (Kofloc RK1950AP, $\pm 2\%$ F.S.) を用いる。作動流体および温水の温度測定には T 型熱電対を用いる。図2に本研究で用いるプレート式熱交換器の概略図を示す。熱交換器は、作動流体側および温水側の透明アクリル製カバープレート、テフロン製ガスケットおよびチタン製伝熱面で構成され、それらがボルトで締め付けられる。配管系および熱交換器は、周囲環境への熱の漏れを防ぐために、断熱材で覆われる。熱交換器内部の流動沸騰様相を撮影するためのカメラには Nikon D800 を、レンズには AF-S NIKKOR 35mm f/1.4G を用いる。

2・2 実験方法

本研究では、以下の手順に従って実験を行う。

- (1) 作動流体および冷水を循環させる。
- (2) 温水タンク内の水を、任意の温度まで徐々に加熱しながら循環させる。同時に、プレヒーターの電圧を、作動流体が任意の熱交換器入口温度となるように調節する。
- (3) 測定データが任意の実験条件で定常状態となった後、データロガーにより測定データを収集する。
- (4) デジタルカメラでプレート式熱交換器の流動沸騰様相を撮影し、可視化画像を取得する。

2・3 熱通過率

プレート式熱交換器の熱通過率 U は次式により求める。

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

ここで、 Q は熱交換器の交換熱量、 A は伝熱面積、 ΔT_{lm} は対数平均温度差である。熱交換器の交換熱量は、温水側流路を流れる温水の測定データに基づき次式により求める。なお、添え字 w は温水の値であることを、 in および out は入口および出口の値を示している。また、 \dot{m} および c_p は温水の質量流量および定圧比熱である。

$$Q = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (2)$$

また、対数平均温度差 ΔT_{lm} は次式で定義される。添え字 r は作動流体の値であることを示し、 sat はその圧力における飽和温度を示している。

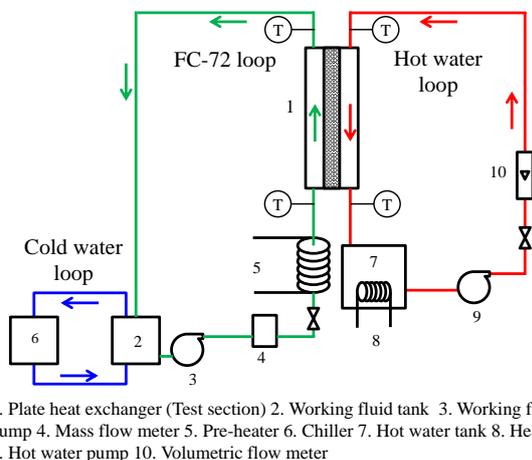


Fig.1 Schematic diagram of counter-flow plate heat exchanger.

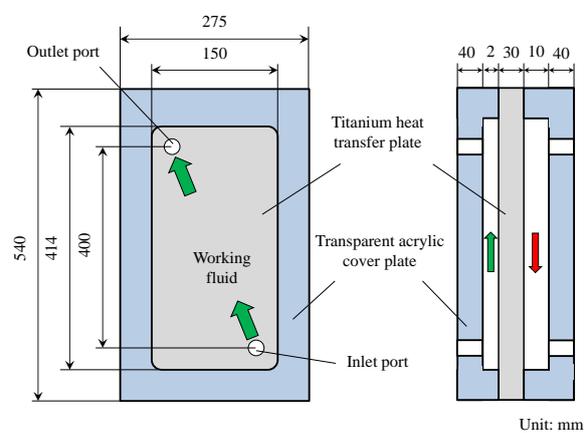


Fig.2 Configuration of plate heat exchanger.

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

2・4 熱平衡乾き度

本研究では、流動様式線図を作成するために、熱平衡乾き度および体積流束を求めることとする。熱平衡乾き度 x および作動流体が飽和温度に達する流れ方向位置 z_{sat} は次式で求められる。ここで、 q は熱流束、 w は伝熱面の幅、 z は熱交換器入口からの流れ方向距離、 A_c は流路断面積、 h_{fg} は蒸発潜熱である。

$$x = \frac{qw(z - z_{sat})}{A_c G h_{fg}} \quad (4)$$

$$z_{sat} = \frac{\dot{m}_r c_{p,r} (T_{r,sat} - T_{r,in})}{qw} \quad (5)$$

気相および液相の体積流束 j_G および j_L は、質量流束 G および密度 ρ を用いてそれぞれ次式で定義される。

$$j_G = \frac{Gx}{\rho_G} \quad (6)$$

$$j_L = \frac{G(1-x)}{\rho_L} \quad (7)$$

2・5 実験条件

本研究では、作動流体の質量流束および熱交換器入口における過冷度を変化させて実験を行う。作動流体質量流束 G は 30~60 kg/m²s, 入口過冷度 $\Delta T_{sub,in}$ は 4~8°C とする。一方、作動流体を加熱する温水は、流量 4L/min および熱交換器入口温度 66°C で一定とする。作動流体側の熱交換器入口圧力は 0.1MPa で一定とする。プレート式熱交換器の型式は向流型および並流型とする。

3. 結果および考察

3・1 流動沸騰様相

図3に流動沸騰様相の一例を示す。作動流体入口は写真右下に、出口は左上に位置し、熱交換器に流入した作動流体は常に下方から上方に流れる。一方、温水の流路は紙面奥側にあり、向流型プレート式熱交換器の場合、温水は上方から下方に流れ、並流型では下方から上方に流れる。熱交換器に液単相で入った作動流体は、温水から受ける熱で加熱され、核沸騰を開始する。発生した蒸気気泡は、互いに干渉、成長、合体しながら、強制対流と浮力によって作動流体下流へと運ばれる。このとき、気泡は流路内を不規則に移動するため、流路内の作動流

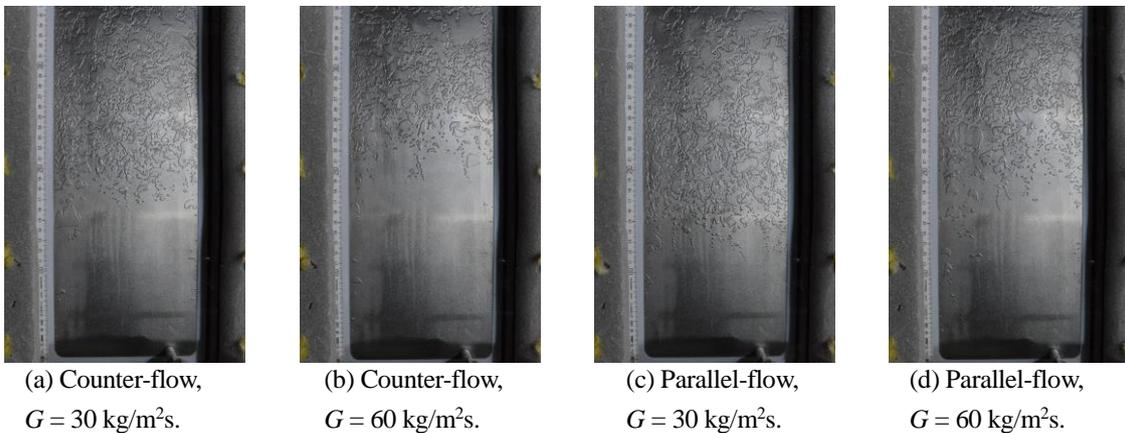


Fig.3 Visualization of FC-72 flow boiling in plate heat exchanger ($\Delta T_{sub,in} = 6^\circ\text{C}$).

体を激しく攪拌している。また、伝熱面上における沸騰のみならず、ガスケットからも気泡が発生し、沸騰様相に影響を与えている。

作動流体の質量流束を増加させた場合、熱交換器内の沸騰開始点が下流側に遷移する。これは、作動流体の流速が増加したことで、作動流体が温水からの熱を十分に受け取る時間が短くなり、飽和温度に達するまでの滞留時間が増加したためと考えられる。向流型と並流型とを比較すると、沸騰開始点は並流型の方が上流側にある。向流型では、温水は上方から下方に供給され、伝熱面を介して作動流体を加熱する。温水の温度は流れとともに低下するため、伝熱面表面温度は作動流体出口付近が最も高くなり、反対に作動流体入口付近が最も低い。そのため、作動流体入口付近では作動流体が十分に加熱されず、核沸騰開始に至るまでの滞留時間が長くなったために、沸騰開始点が下流側になったと考えられる。一方、並流型では、作動流体を加熱する温水は、下方から上方に供給されるため、作動流体入口付近の伝熱面温度が十分に高い。これにより、短い滞留時間で核沸騰を開始したと考えられる。並流型においては、沸騰開始点が作動流体流路の上流側に位置するため、気泡の成長、合体、移動など気泡の挙動の影響が及ぶ範囲が広く、作動流体攪拌の効果が強くなることが考えられる。

3・2 熱通過率

図4(a)(b)に、熱通過率に与える作動流体質量流束の影響を示す。向流型および並流型いずれの場合も、質量流束の増加に対して熱通過率の減少傾向がみられる。これは、図3に示したように、質量流束を増加させると沸騰開始点が下流に遷移し、気液二相流の領域が減少することに伴うものと考えられる。しかしながら、本研究の実験範囲における減少の割合は、向流型で約4%である一方、並流型では約10%であることから、並流型プレート式熱交換器の方が、作動流体質量流束の影響を受けやすいといえる。図4(c)に向流型と並流型の熱通過率の比較を示す。いずれの実験条件においても、向流型に比べて並流型の方が大きく、特に作動流体質量流束が小さいほどその傾向は顕著である。作動流体質量流束 $30 \text{ kg/m}^2\text{s}$ において、並流型プレート式熱交換器の熱通過率は、向流型のそれよりも約17%大きく、 $60 \text{ kg/m}^2\text{s}$ においては約13%大きい。これは、作動流体が飽和温度に達するまでの滞留時間の差異に起因すると考えられる。並流型の場合、短い滞留時間で作動流体が沸騰を開始し、熱交換器内部の広い領域が気液二相流で覆われる。一方、向流型では、沸騰開始までの滞留時間が長くなるため、液単相の領域が並流型と比べて広がる。そのため、並流型において高い熱通過率が得られたと考えられる。熱交換器

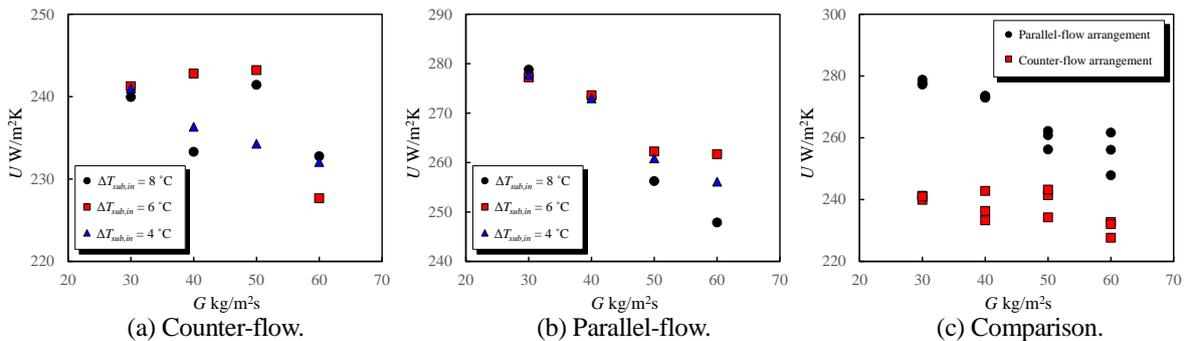


Fig.4 Overall heat transfer coefficient.

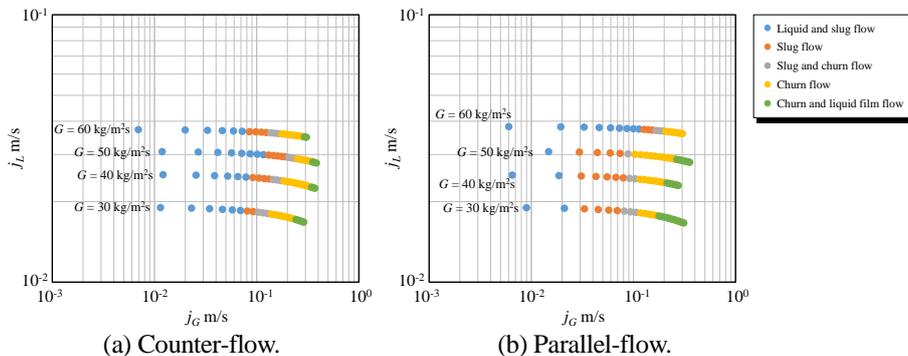


Fig.5 Flow pattern map ($\Delta T_{sub,in} = 6^\circ\text{C}$).

は一般に、内部での相変化を考慮しない場合、並流型よりも向流型の方が高効率とされているが、本研究結果は、熱交換器内部で相変化を伴う場合、並流型の方が高い熱交換効率が得られる可能性を示唆している。

3・3 流動様式線図

図5に、向流型および並流型プレート式熱交換器に対して得られた流動様式線図を示す。並流型においては、向流型と比較してスラグ流の領域が広い。これは、作動流体流路の上流で気泡が発生し、気泡の成長に十分な滞留時間があつたためと考えられる。一方、向流型は沸騰開始点が並流型よりも下流に位置しているため、液単相流の領域が広がっている。プレート式熱交換器の型式は、気液二相流の流動様相にも大きく影響を与えることがわかる。

4. 結 論

作動流体にFC-72を用いた並流型および向流型プレート式熱交換器における流動沸騰特性の比較を行った。本研究の実験範囲において、並流型プレート式熱交換器の熱通過率は、作動流体質量流束の影響を受けやすいこと、並流型の方が向流型よりも熱通過率が大きくなることを明らかにした。

文 献

- Djordjevic, E. and Kabelac, S., Flow boiling of R134a and ammonia in a plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51 (2008), pp. 6235-6242.
- Liu, T.L., Fu, B.R., Pan, C., Boiling two-phase flow and efficiency of co- and counter-current microchannel heat exchangers with gas heating, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, No. 21-22 (2012), pp. 6130-6141.
- Yang, C.Y., Lin, Y.H., Lin, F.C., Effect of Flow Direction for the Heat Transfer Performance of Refrigerant R-410A Evaporation in a Plate Heat Exchanger, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 34, No. 13 (2013), pp. 1133-1139.