

# マイクロチャンネル内流動沸騰の安定化に関する研究

47176716 Cao Xufa

指導教員 飛原 英治 教授

In the High-Concentration Photovoltaic Thermal system(HCPVT), to realize solar module cooling and the recovery of solar thermal energy, a new multi-port extruded tube heat exchanger has been proposed. However, due to non-uniform flow distribution and back flow caused by bubble growth in microchannel, the performance of heat exchanger is significantly reduced. In this study, to optimize the design of multi-port extruded tube heat exchanger, inlet throttles with the length of 0 mm, 2 mm, 5 mm were inserted into the inlet. The results show that heat transfer coefficients were increased 33.6%(2mm) and 23.7%(5mm), and the oscillation of the temperature and pressure was effectively suppressed at high vapor quality.

Key words: HCPVT, two-phase liquid cooling, high heat flux, aluminum multi-port extruded tube.

## 1 緒言

環境・エネルギー問題の対策では、基盤技術として高効率な太陽光発電・太陽熱同時利用システムおよび太陽光エネルギーを活用した潜熱顕熱分離型ハイブリッド空調システムが開発されている。現在最大の課題は、高倍率集光した高効率太陽電池の表面熱流束が $50 \text{ W/cm}^2$ 以上になるので、伝統的な単相流冷却器でも冷却できるが、冷却システムが得た熱を熱源として利用する場合には、その温度を上げることが効率向上につながる。そのため、冷媒の顕熱と潜熱を同時に利用できる二相流冷却器を用い、太陽電池の冷却に使用する。潜熱源を顕熱源と比較すると温度上昇なく数倍の熱を吸収できるので、二相流冷却器は低冷媒流量、一様な表面温度などの利点をもつ。また、アルミ扁平多孔管は低コスト、量産可能、リサイクルが容易であるという利点があるため、空調分野においては大きな市場を持っている。

本研究は、アルミ扁平多孔管のようなマイクロチャンネル内流動沸騰の安定性を向上させるために、水を冷媒として入口に入口絞りを配置することで流動沸騰安定化の有効性を検証した。

## 2 二相流の不安定性

二相流の不安定流動が起こる原因は 1)マイクロチャンネル入口の流量分配が均一ではない、2)マイクロチャンネル内部の気泡成長が後ろの流れを阻害して逆流が発生する、3)加熱条件が異なることで、各チャンネル内の沸騰状況が同様ではないので、各チャンネルの圧力降下が変化し、偏流が発生する。

### 2.1 流量分配の不均一

相変化冷却の場合、気液二相流特有の流量分配による性能低下、相変化時の急激な流動抵抗の増加により流動不安定などの問題がある。現在、多くの研究は入口に、流量分配器を用いて各チャンネルに均一に流入させることで、熱伝達率が著しく増加したと報告されている。それは、流量を均一に分配させると、各チャンネル内の伝熱状況がほぼ同じようになり、チャンネルとチャンネルの圧力は近づく。不均一に分配させると、各チャンネル内の圧力は異なるので、冷媒は圧力低い方に流れやすくなり、流量が振動し、安定的に伝熱することが困難である。

### 2.2 逆流

二相流は気泡の成長によって伝熱が行うが、Fig.1の示すように気泡成長が二相流の不安定を起こす主要な原因である。マイクロチャンネル内の冷媒は表面張力に支配され、液体の冷媒は連続的に熱を吸収すると、蒸発し、気泡になる。熱を吸収し続けると気泡が急激に膨張していく。気泡内の圧力が増加することで、入口冷媒の圧力より大きくなることもあり、冷媒を入口まで押し戻し、逆流が発生する。チャンネル内には気泡周りの液膜が薄くなり、ドライアウトが発生する。高熱流束の環境下で広範囲なドライアウトの発生は、伝熱性能の低下をもたらす、装置にとって非常に危険な現象となる。現在、気液二相流の逆流問題を抑制することが二相流の最大問題だと考えられる。



Fig. 1 The bubble growth in the micro-channels.

### 2.3 熱流束の不均一

冷却する素子の発熱量は局部的に異なるので、発熱量の空間的な不均一が熱流束の不均一を招き、気液二相流の不安定が誘起されることがある。特にチャンネル間の熱流束が不均一になると、各チャンネル内の伝熱状況が異なり、入口の流量分配が不均一になり、伝熱性能の低下や局所のドライアウトの発生原因となる。

### 2.4 流動沸騰の安定化方法

高速カメラの発展により、二相流沸騰の可視化が可能となり、多くの研究者はマイクロチャンネル内の二相流沸騰には逆流を観察した。それに、マイクロチャンネルの入口に入口を絞ることで、入口圧力損失を増加させ、下流からの逆流を抑制できることを証明されている。しかし、入口圧力損失増加と熱伝達率向上の関係を定量的に分析した研究は非常に少ない。Ali Kosar<sup>(1)</sup>らは  $264 \mu\text{m(H)}$ ,  $200 \mu\text{m(W)}$ ,  $10 \text{ mm(L)}$ のマイクロチャンネルに長さ: 0, 50, 100, 400  $\mu\text{m}$ , 幅: 20  $\mu\text{m}$ , 深さ: 37  $\mu\text{m(H)}$ の入口絞りを配置し、逆流防止の有効性を証明した。

本研究では、アルミ扁平多孔管の流動沸騰を安定させるため、穴  $0.24 \text{ mm(H)}$  x  $0.3 \text{ mm(W)}$ の入口絞りを入口に配置した。それに、入口絞りの長さ (0mm(未配置), 2mm, 5mm) を変更し、入口絞りの流動沸騰の安定化と伝熱促進効果について検討した。

### 3 冷媒不安定性の評価方法

本研究では、冷媒の逆流が発生する難易度いわゆる冷媒流動沸騰時の安定性を評価するために、Kandlikar[1][2]がマイクロチャンネル内の臨界熱流束（Critical Heat Flux(CHF)）を予測するために定義した蒸発運動量力 $F_M$ と慣性力 $F_I$ の比 $K_1$ を整理し、水と R245fa の流動沸騰時の安定性を比較した。

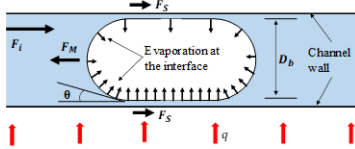


Fig. 2 Forces acting on a vapor bubble growing on a heater surface in a liquid pool. [2]

Fig.2に示すように、マイクロチャンネル内の気液境界面においては、蒸発時の運動量変化によって生じた蒸発運動量力 $F_M$ 、液体の慣性力 $F_I$ と気液境界面に作用する表面張力 $F_s$ が存在している。流動沸騰の際には、熱流束が高ければ高いほど気泡成長の速度が速くなり、流路内に環状流を満たすようになる。気相の加速効果によって、流路内の運動量が変化し、気液界面では、蒸発運動量力を生じる。

蒸発運動量力 $F_M$ は慣性力 $F_I$ と表面張力 $F_s$ の合力より大きくなると、気液境界面は蒸発運動量力の作用で逆方向に運動し、逆流が発生する。蒸発運動量力、慣性力と表面張力は流路内の流動沸騰の流動様式を決めているので、これらの力の相対的な大きさは重要な意味を持つ。Kandlikar[2]は無次元数 $K_1$ を次のように定義した。

$$K_1 = \frac{F'_M}{F'_I} = \frac{\left(\frac{q}{h_{fg}}\right)^2 \frac{D}{\rho_v}}{G^2 D / \rho_L} = \left(\frac{q}{G h_{fg}}\right)^2 \frac{\rho_L}{\rho_v} \quad (1)$$

ここで、 $D$ は気泡の直径、 $h_{fg}$ は冷媒の蒸発熱、 $q$ は熱流束、 $\rho_L$ 、 $\rho_v$ は液体と気体密度、 $G$ は質量速度である。無次元数 $K_1$ は蒸発運動量力と慣性力の比であり、ボイリング数と密度比からなる。 $K_1$ は大きければ大きいほど、蒸発運動量力は支配的になり、逆流が発生しやすい。

本研究では、流動沸騰の場合は熱流束 $q$ 、質量速度 $G$ と出口オリティ $x_{out}$ がお互いに関わっているので、入口オリティ $x_{in} = 0$ の場合には、 $K_1$ を次のように整理した。

$$K_1 = \left(\frac{q}{G h_{fg}}\right)^2 \frac{\rho_L}{\rho_v} = \left(\frac{A_{ch}}{A_{heater}}\right)^2 \frac{\rho_L}{\rho_v} x_{out}^2 \quad (2)$$

無次元数 $K_1$ は流路の断面積の二乗、液体と気体の密度比と出口オリティの二乗の積となる。出口オリティは大きければ大きいほど、ドライアウトと逆流が発生しやすくなり、不安定となるので、低クオリティ領域は高クオリティ領域より安定的に流動沸騰ができると考えられる。また、飽和圧力が高くなると、気相の密度も高くなるので、 $\rho_L/\rho_v$ の値が小さくなり、安定的に流動沸騰できる。つまり、高システム圧力は流動沸騰の安定性向上とつながる。 $A_{ch}/A_{heater}$ 項は主に摩擦損失、冷媒の流速と関係ある。同じ質量流量の冷媒を流す際に、断面積 $A_{ch}$ が大きくなる

と、流速が遅くなり、慣性力が小さくなるので、小さい断面積の流路で速い流速のほうが安定である。次には、 $A_{heater}$ が大きくなると、流れ方向の単位長さに冷媒の蒸発量が少なくなり、蒸発運動量力が小さくなる。同じ慣性力に対して、蒸発運動量力が小さいほうが安定的である。

同じ流路で同じ出口オリティの場合は、二種類の冷媒の安定性を比較するために、冷媒の $K_1$ の大きさを比較すればよい。ここで、水と R245fa を比較してみた。

$$\frac{K_{1,water}}{K_{1,R245fa}} = \frac{(\rho_L/\rho_v)_{water}}{(\rho_L/\rho_v)_{R245fa}} \quad (3)$$

結果としては、気液密度比の比較になる。つまり、 $\rho_L/\rho_v$ が大きい冷媒は蒸発運動量力が支配的になり、逆流の発生可能性が高くなり、比較的に不安定な冷媒だと判断できる。式(25)の値は7になるので、水は R245fa と比べ、7倍不安定だと判断できる。

### 4 アルミ扁平多孔管伝熱実験

本研究のシステム概要図を Fig.3 に示す。冷媒はギヤポンプで循環され、プレヒータで冷媒の過冷却度を調整し、コリオリ流量計を通り、過冷却液でアルミ製扁平多孔管に流入する。相変化した冷媒は凝縮器、気液分離器を通り、ギヤポンプに戻る。テストセクションの前にあるニードルバルブは扁平管内の相変化による圧力振動がポンプに伝わることを抑制する作用がある。後ろにあるボールバルブの開口度を变化させることにより、必要な飽和温度を調整することができる。

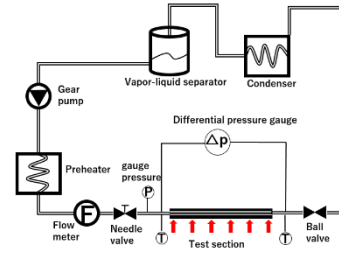


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus.

アルミ製扁平多孔管の断面図を Fig. 4 に示す。水力直径 0.847 mm のチャンネルが 18 個あり、各チャンネルを仕切るフィンの肉厚が 0.1 mm である。壁面温度の測定には、熱電対をカプトンテープで扁平管の裏面に固定し、扁平管と加熱器の間に配置している。測温点は流れ方向に 10 mm 間隔で 9 か所、流れに垂直方向に 5 mm 間隔で 2 か所、合計 18 か所ある。均一な熱流束を扁平管に伝えるために、カートリッジヒーターと Fig. 5 のような銅ブロックを加熱器として使用した。加熱器と扁平管の間の熱抵抗を減少させるために、グリスを塗布し、ステンレスカバーで両端から強く押さえている。

冷媒を各チャンネルに均一に流入させるために、Fig.6 のような流量分配器を扁平管入口前に配置する。冷媒は入口ヘッダから流入し、第一の分配器で、5 つの流れに分割され、第二の分配器で、更に 6 つの流れに分割されてから、各チャンネルに流入する。また、Fig.2-4 のような第一分配器と第二分配器の穴は交互に配置することで、流れ

を乱させ、よく混合して均一にチャンネルに流入することができる。Fig.6 が示すように、本実験使用した入口絞りには幅：0.3 mm、高さ：0.2 mm の穴を持ち、入口断面を90%絞った。本実験は入口絞りによる増加した圧力損失を変更させ、異なる圧力損失の影響を検討するために、流れ方向長さ  $L = 0$  mm (入口絞りなし)、2 mm、5 mm の3種類入口絞りについて調査を行った。

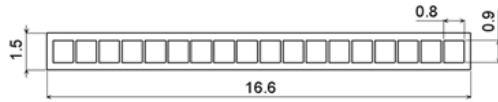


Fig. 4 Details of the flat-tube.

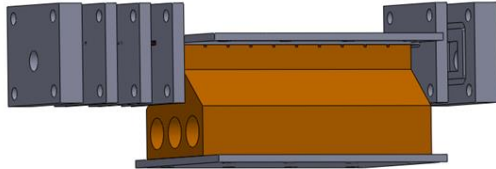


Fig. 5 Test-section.

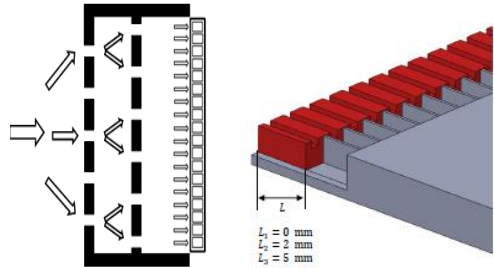


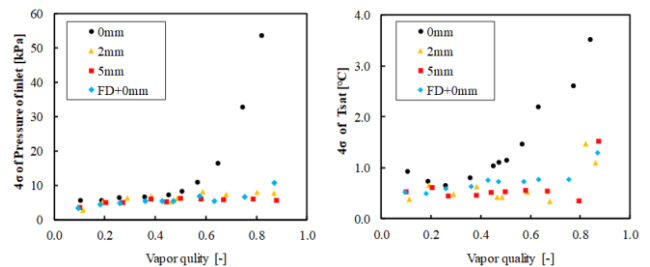
Fig. 6 Flow distributors and inlet orifices.

流動沸騰は不安定になると、入口圧力、圧力損失と飽和温度の振動幅は大きくなることが知られている。入口絞りを配置することで、流動沸騰の不安定性への影響について実験を行った、Fig.7 には、質量速度  $G = 21.4$  kg/m<sup>2</sup>s を一定にして熱流束を増加させた時、クオリティと入口圧力、圧力損失と飽和温度の振動幅の関係を示す。  $x < 0.6$  領域では、振動幅には差がほとんどないが、  $x$  は 0.6 より大きくなると、扁平管 (0 mm) の入口圧力、圧力損失と飽和温度の振動幅は急に大きくなり、  $x$  の増加につれて、大きくなる傾向がある。  $x = 0.6 \sim 0.7$  付近が不安定の開始点だと考えられる。不安定開始前には、入口絞りの効果がなかったが、不安定開始後には、入口絞りを配置することで、振動を大幅に抑制でき、不安定の開始を延ばされた。しかし、入口絞りの長さによって、不安定性の抑制効果が異なることが確認できなかった。また、流量分配器は入口絞りと同じ効果があると分かる。以上のことから、流量分配を改善することと入口圧力損失を増加させることは流動沸騰不安定性を抑制することができると判断できる。

熱伝達への影響を Fig. 8 に示す。Fig.8 の実験は質量速度  $G = 21.4$  kg/m<sup>2</sup>s、熱流束  $q = 46.6$  W/cm<sup>2</sup>、飽和温度  $T_{\text{sat}} = 106.5$  °C の条件で行われた。横軸は扁平管入口から出口までの局所クオリティ、縦軸は局所熱伝達率を表す。点線は入口分配器を配置していない時の扁平管(no FD+0 mm)、2 mm 入口絞りを配置した扁平管 (no FD+2mm)、5 mm 入口絞りを配置した扁平管 (no FD+5mm) を表す。実線は入口分配器を配置した時の扁平管(FD+0mm)、2

mm 入口絞りを配置した扁平管 (FD+2 mm)、5mm 入口絞りを配置した扁平管 (FD+5mm) を表す。扁平管 (no FD+0mm) の熱伝達率に対して、流量分配器、2mm 入口絞りと 5mm 入口絞りの熱伝達率はそれぞれ 20.6%、33.6%、23.7%向上した。伝熱の促進効果は入口圧力損失の増加量と単調な関係ではないことが分かった。しかし、入口絞りを配置する時の熱伝達率に対して、流量分配器と入口絞りを同時に配置する時の熱伝達率の向上効果はほぼ見られなかった。それは、入口絞りには逆流防止の効果だけではなく、流量分配改善の効果もあるからであると考えられる。

Fig. 9 には質量速度  $G = 150$  kg/m<sup>2</sup>s、熱流束  $q = 26.4$  W/cm<sup>2</sup>、飽和温度  $T_{\text{sat}} = 28.3$  °Cにおいて、R-245fa の熱伝達率に対する入口絞りの影響を示す。結果を見ると、R-245fa に対して、入口絞りとは流量分配器の影響は見られなかった。それは R-245 が水より安定性を持つ冷媒なので、本実験の実験条件で不安定性が発生していなかったからである。つまり、入口絞りとは流量分配器の効果は不安定性が発生する際だけ現れると推定できる。



(a) Pressure of inlet. (b) Saturation temperature.

Fig. 7 Variation range.

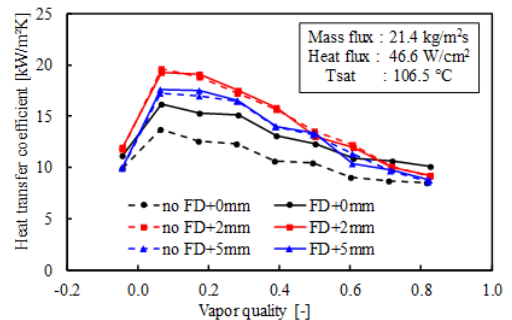


Fig. 8 Effect of inlet orifice on location heat transfer coefficient for water.

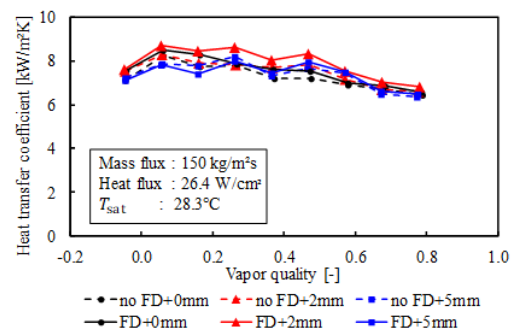


Fig. 9 Effect of inlet orifice on location heat transfer coefficient for R-245fa.



## 5 可視化実験

実験装置は伝熱実験と同じ装置を使用した。しかし、撮影する際に、テストセクションを垂直に設置し、冷媒は下から上に流入する。Fig. 10 には、田中ら[27]が製作した可視化装置を示す。可視化装置は材質が銅、流路寸法が幅 0.9 mm、高 0.9 mm、長さ 330 mm である。

Table 1 に扁平管の出口オリティ  $x_{out}$  が 0.6 ~ 0.7 付近で入口圧力、圧力損失と飽和温度の振動幅が急に大きくなることを述べた。その原因を可視化実験で確認した。結果から、出口オリティ  $x_{out}$  は 0.7 より大きくなると、環状流が入口まで逆流し、深刻な不安定性が発生してしまうことが見られた。そのため、入口過冷却の場合は、下流側の環状流が入口まで逆流したかどうかが不安定性開始の判断基準だと考えられる。

入口絞りの効果を確認するために、入口絞り 2 mm と 5 mm を配置し、出口オリティ  $x_{out}=0.9$  にし、可視化実験を行った。結果を Table 2 に示す。結果を見ると、入口絞りを配置することで、環状流逆流を流路内に抑制することができたことが確認した。また、流路内の逆流によって、入口付近の気泡流を押し戻している様子を確認したが、気泡流が入口まで逆流しても、再分配する際に、流路入口の液体の流入を阻害せず、流量の不均一分配を環状流逆流ほど起こせないため、不安定性を誘発することができないと分かった。

全体的に見ると、入口絞りを配置していない時に、環状流逆流によって、入口付近の過冷却沸騰と核沸騰を抑制されており、ドライアウトが早めに発生してしまう様子を確認した。入口絞りを配置している時には、抑制された過冷却沸騰と核沸騰を再び誘発し、ドライアウトの発生をより高クオリティに延ばし、伝熱を促進する様子を確認した。

## 6 結論

1: Kandlikar[2]が定義した無次元数  $K_1$  を整理し、 $x_{in} = 0$  の同じ流路での流動沸騰安定性は気液密度比と出口オリティだけに関係あり、気液密度比と出口オリティが大きいほど、流動沸騰には、逆流が発生しやすく、不安定となることを証明した。

2: 扁平管伝熱実験によって、流量分配器、2 mm 入口絞り と 5 mm 入口絞りを配置する時の伝熱促進効果は扁平管だけの時よりそれぞれ20.6%, 33.6%, 23.7%増加し、伝熱の促進効果は入口圧力損失の増加量と単調な関係ではないことが分かった。

3: 可視化実験によって、下流の環状流が入口まで逆流してくることが不安定性の主要な原因であることが分かった。低クオリティ領域では、入口絞りを配置することで、環状流逆流によって抑制された過冷却沸騰と核沸騰を再び誘起し、伝熱を促進する。高クオリティ領域では、入口絞りを配置することで、ドライアウトの発生クオリティをより高クオリティまで延ばすことができ、伝熱を促進する。

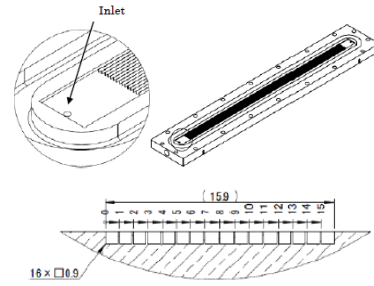


Fig. 10 Visualization test-section.

Table 1 Characteristics of back flow from  $x = 0.6$  to 0.9.

Distance from inlet	$x_{out} = 0.6$	Remark	$x_{out} = 0.7$	Remark	$x_{out} = 0.8$	Remark	$x_{out} = 0.9$	Remark
80 mm		$x: 0.03$ Annular Slug flow		$x: 0.05$ Annular		$x: 0.08$ Annular		$x: 0.10$ Annular
60 mm		$x: -0.01$ Slug flow Bubbly		$x: 0.0$ Annular Slug flow		$x: 0.02$ Annular Slug flow		$x: 0.04$ Annular
40 mm		$x: -0.06$ Bubbly		$x: -0.05$ Annular Slug flow Bubbly		$x: -0.04$ Annular Slug flow		$x: -0.02$ Annular
20 mm		$x: -0.1$ Bubbly		$x: -0.1$ Slug flow Bubbly		$x: -0.09$ Annular Slug flow		$x: -0.09$ Annular Slug flow
Inlet		$x: -0.15$		$x: -0.15$		$x: -0.15$		$x: -0.15$

Table 2 Effect of inlet orifice on back flow at  $x_{out} = 0.9$ .

Distance from inlet	$x_{out} = 0.9$ $L_{ori} = 0\text{mm}$	Remark	$x_{out} = 0.9$ $L_{ori} = 2\text{mm}$	Remark	$x_{out} = 0.9$ $L_{ori} = 5\text{mm}$	Remark
80 mm		$x: 0.10$ Annular		$x: 0.10$ Annular		$x: 0.10$ Annular
60 mm		$x: 0.04$ Annular		$x: 0.04$ Annular Slug flow		$x: 0.04$ Annular Slug flow
40 mm		$x: -0.02$ Annular		$x: -0.02$ Bubbly		$x: -0.02$ Bubbly
20 mm		$x: -0.09$ Annular Slug flow		$x: -0.09$ Bubbly Inlet orifice		$x: -0.09$ Bubbly Inlet orifice
Inlet		$x: -0.15$		$x: -0.15$		$x: -0.15$

## 7 参考文献

- [1] S. G. Kandlikar, "A Theoretical Model to Predict Pool Boiling CHF Incorporating Effects of Contact Angle and Orientation," *J. Heat Transfer*, vol. 123, no. 6, 2001.
- [2] S. G. Kandlikar, "Heat Transfer Mechanisms During Flow Boiling in Microchannels," *Trans. ASME*, vol. 126, no. 8, 2004.