

# 下端加熱型二相熱サイフォンの加熱面 温度変動と流動特性

井上 利明\*<sup>1</sup>・門出 政則\*<sup>2</sup>・朝倉 正樹\*<sup>3</sup>

## Surface Temperature Fluctuation and Flow Characteristics of Two-Phase Thermosyphon with Bottom Heated Chamber

Toshiaki INOUE, Masanori MONDE and Masaki ASAKURA

### Abstract:

An experiment on heat transfer characteristics in a two-phase thermosyphon was carried out at atmospheric pressure employing water as an operating substance for an adiabatic pipe of inner diameter  $D_p = 2$  to 8 mm and of length  $L = 500$  and 1000 mm. A heated surface temperature starts fluctuating, because of unstable vapor-liquid counter flow at a heat flux. Heat flux,  $q_f$ , at the onset of the heated surface temperature fluctuation has been measured in the two-phase thermosyphon of which the bottom is heated. A feature of bubbles at the upper end of the adiabatic pipe was photographed and was related to the temperature fluctuation, and the effect of  $D_p$  and  $L$  on  $q_f$  was clarified. The characteristics of the temperature fluctuation of the heated surface and flow in the pipe were also discussed. The heat flux at the onset of the temperature fluctuation can be predicted by the Wallis equation with  $C_w = 0.7$  for  $3 \leq D_p \leq 8$  mm.

**Key Words:** Phase Change, Thermosyphon, Flooding, Two-Phase Flow

### 1. はじめに

コンピュータに用いられる IC チップは、近年急激に高密度化、高速度化が行われている。これに伴って、発熱密度も急に増加し、高度な冷却技術が要求されている。従来の相変化を伴わない強制対流のみによる冷却では、今後困難となるであろう。

本研究では小型の二相熱サイフォンによる IC チップの冷却を念頭におき、その基礎研究として、下端加熱型二相熱サイフォンの加熱面温度変動開始熱流束を測定すると同時に、冷却部への気泡の放出状況を観察することによって、温度変動と気泡放出の関連を明らかにした。また、断熱管の内径と長さが流動特性および温度変動開始熱流束に及ぼす影響を明らかにした。

### 主な記号

$A_h$  : 加熱面表面積  
 $A_p$  : 断熱管内断面積  
 $B_o$  : ボンド数 ( $= D^2[g(\rho_L - \rho_v)]/\sigma$ )  
 $C_w$  : 壁面摩擦係数  
 $D_h$  : 加熱面の直径  
 $D_p$  : 断熱管の内径  
 $g$  : 重力加速度  
 $H_{fg}$  : 蒸発潜熱  
 $L$  : 断熱管長さ  
 $m_L, m_v$  : 液および蒸気の質量流量  
 $q_f$  : 加熱面温度変動開始熱流束  
 $q_w$  : 加熱面熱流束  
 $T$  : 温度  
 $\Delta T_f$  : 加熱面温度変動幅

\*<sup>1</sup> 機械システム工学科  
平成14年10月4日受理

\*<sup>2</sup> 佐賀大学理工学部

\*<sup>3</sup> 久留米工業大学大学院

- $\Delta T_{sat}$  : 過熱度
- $\delta$  : 液位
- $\delta^*$  : 加熱面温度下降開始時の液位
- $\rho_L, \rho_v$  : 液および蒸気の密度
- $\sigma$  : 表面張力
- $\Phi_f$  : 無次元温度変動開始熱流束
- $\Phi_{CHF}$  : 無次元限界熱流束

## 2. 実験装置および実験方法

### 2.1 実験装置および方法

図1は実験装置の概要を示す。凝縮部、断熱部および蒸発部で構成されている。蒸発部には直径25 mmの銅製の水平加熱面1が装着されている。加熱面へは伝熱ブロック2の最下部に取り付けられたヒータ3から熱が供給される。周囲への熱損失を防止するために伝熱ブロック2の周囲にベークライトを取り付け、さらにその周りを断熱材で覆っている。また、伝熱ブロックには3本の熱電対が加熱面から1.3, 5.7および11.4 mmの位置に埋め込まれている。これら3箇所の温度から加熱面温度と加熱面熱流束を求める。伝熱ブロックと熱電対の取り付け位置を図2に示す。凝縮部には補助ヒータ6に取り付けられていて、飽和温度に保たれる。凝縮部の気液界面は断熱管端より約250 mm上方に設定した。また、気泡の様子を観察できるように凝縮部容器は透明なポリカーボネートで製作されている。

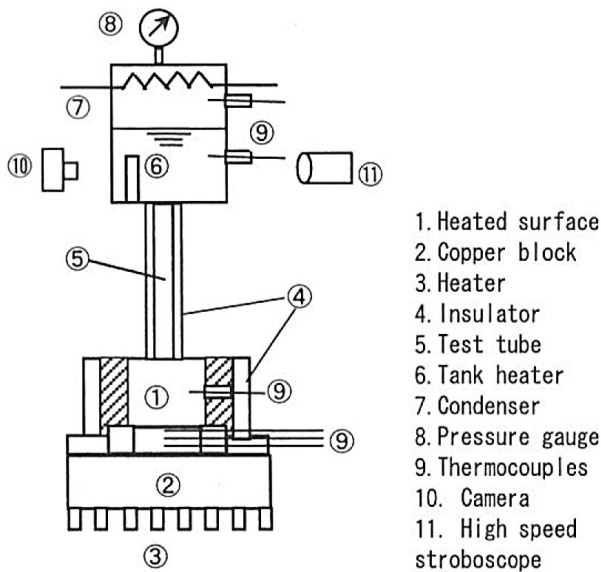


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

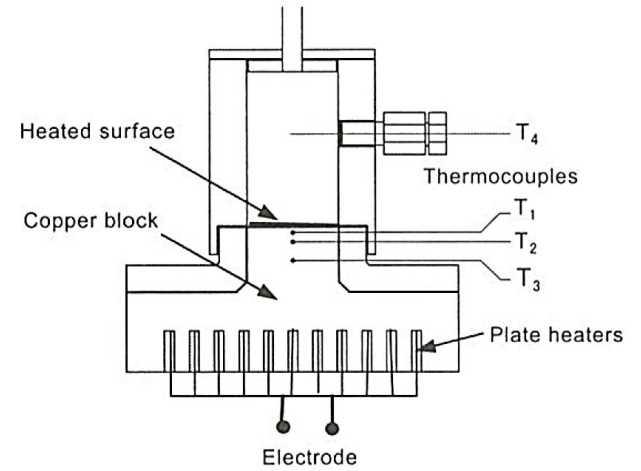


Fig. 2 Cross sectional view of the heated block

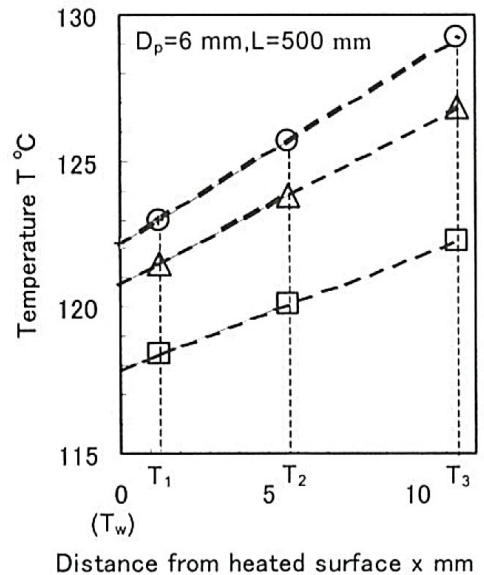


Fig. 3 Temperature distribution along x axis  
 — Surface temperature  $T_w$  calculated using  $T_1$  and  $T_2$   
 - - - Surface temperature  $T_w$  calculated using  $T_1$  and  $T_3$   
 ○  $q = 3.1 \times 10^5\text{ W/m}^2, \Delta q = 2.6 \times 10^5\text{ W/m}^2$   
 △  $q = 2.6 \times 10^5\text{ W/m}^2$   
 □  $q = 1.8 \times 10^5\text{ W/m}^2$

実験は、まず試験流体（水）を飽和温度に保った後、加熱面1への熱流束を5%の増加率で段階的に増加させ、各熱流束で定常を確認した後、熱流束と加熱面温度を測定した。そして、加熱面温度が変動し始めた熱流束値で実験を終了した。なお、実験は大気圧で行った。使用した断熱管の内径は2, 3, 4, 5, 6, および8 mm, 長さは500 mm および1000 mmである。

## 2.2 測定誤差と熱損失

図3は図2の伝熱ブロックに取り付けられた熱電対温度計  $T_1$  と  $T_2$  および  $T_1$  と  $T_3$  から表面位置まで外挿して得られた表面温度の比較を示す。 $T_1$  と  $T_2$  から計算された表面温度と  $T_1$  と  $T_3$  から計算された表面温度はほとんど一致している。したがって、本実験では  $T_1$  と  $T_2$  から加熱面温度を求めた。温度変動開始熱流束  $3 \times 10^4 < q < 10^6 \text{ W/m}^2$  の範囲の各熱流束に対して得られた3本の熱電対の指示温度は、常に直線上にあることから、外挿で求められた表面温度は指示温度と同程度の誤差と考えられる。

図4は加熱面熱流束 ( $q_w$ ) と伝熱ブロックへの電気入力 ( $q = IE/A_h$ ) との比較および外部への熱損失率 ( $(q - q_w)/q$ ) の一例である。熱損失率は熱流束の上昇

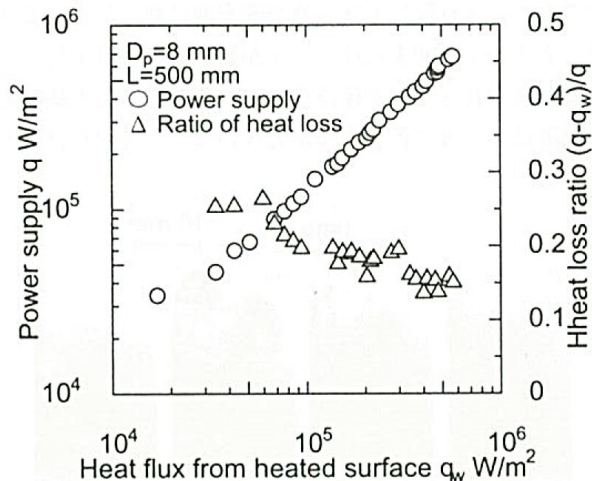


Fig. 4 Heat loss ratio

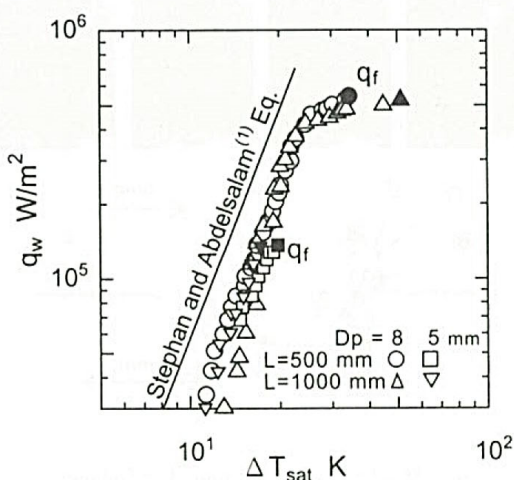


Fig. 5 Boiling curve

●, ▲, ■, ▼ Onset of temperature fluctuation

とともに小さくなり、加熱面の温度変動開始熱流束近傍 ( $q_f > 3 \times 10^5 \text{ W/m}^2$ ) では15%程度である。

## 3. 実験結果

### 3.1 沸騰曲線

図5は一例として断熱管内径  $D_p = 5, 8 \text{ mm}$ 、管長  $L = 1000, 500 \text{ mm}$  に対する沸騰曲線を示す。図中の塗りつぶし記号は加熱面温度の変動開始点 ( $q_f$ ) を示す。また、図中の実線は Stephan and Abdelsalam<sup>(1)</sup> の予測式である。図5から、本沸騰での過熱度は、彼らの予測式よりも24%大きくなっているが、その傾きはほぼ同一であることから、加熱面上には十分な液が存在し、正常な核沸騰が生じていることが分かる。

### 3.2 流動状況と加熱面温度変動

ある熱流束以下では、加熱面で発生した蒸気は断熱管出口から定常的に放出されていることが観察されており、そのときの加熱面温度はほぼ一定に保たれている。しかし、ある熱流束以上では、加熱面温度が変動をはじめることが分かった。その例を図6に示す。

図6は  $L = 1000 \text{ mm}$ 、 $D_p = 3$  および  $6 \text{ mm}$  に対して、表面温度が変動を開始し始めたときの熱流束とその温度変動を示す。断熱管内径  $3 \text{ mm}$  では、加熱面温度変動が緩やかであり、温度変動終了後しばらく安定な状態が持続し、再び不安定となる。このような安定と不安定状態

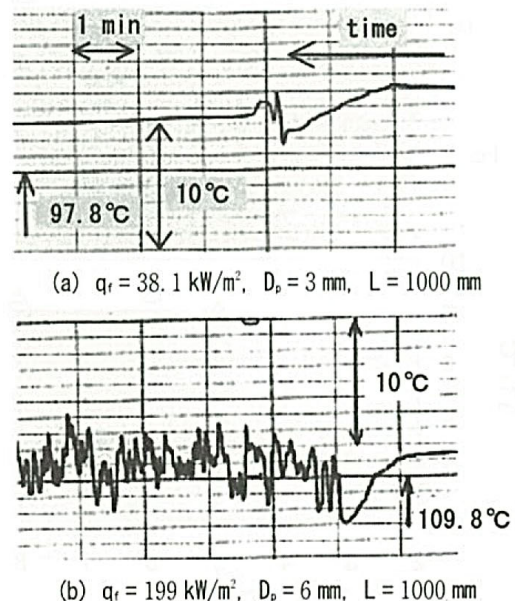


Fig. 6 Temperature fluctuation of the heated surface

が交互に生じる現象が 4 mm 以下の管内径において観察された。一方、管内径 5 mm では、一旦温度変動が開始すれば、そのまま短いランダムな周期 (約 0.15 sec) で 5 - 6 °C 程度の温度変動が持続する。管内径が 5 mm 以上では、このような不安定な状態が持続することが分かった。これは管内径が大きい場合、比較的高熱流束域で温度変動が開始するからである。

図 7 は管内径 2 - 4 mm において加熱面温度変動が繰り返される時間間隔 ( $t$ ) である。管内径が大きいほど間隔は短くなる。また、間隔は管の長さに影響を受け、長い管ほど短くなることが分かった。これらの結果は管内径が大きいほど、また管が長いほど蒸発部の液の消耗が速いことを示している。

図 8 は温度変動幅 ( $\Delta T_f$ ) に及ぼす管内径の影響を示す。管内径の増大とともに温度変動幅も大きくなるが、管内径 4 mm 以下と 5 mm 以上では温度変動幅が大きく異なっている。これは温度変動開始熱流束が 5 mm 以上で急に大きくなるからである (後述)。また、管の長さは  $\Delta T_f$  に影響を及ぼさないようである。

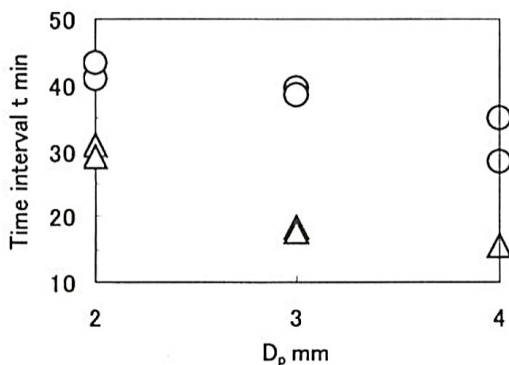


Fig. 7 Time interval of temperature fluctuation  
○  $L = 500$  mm, △  $L = 1000$  mm

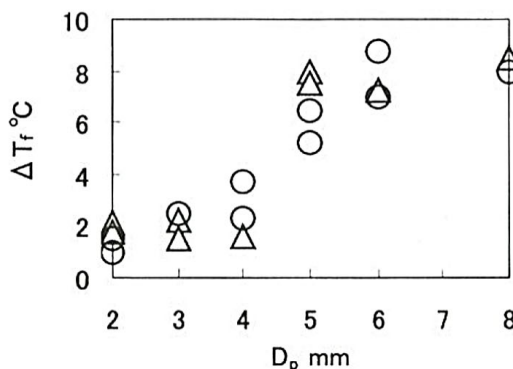
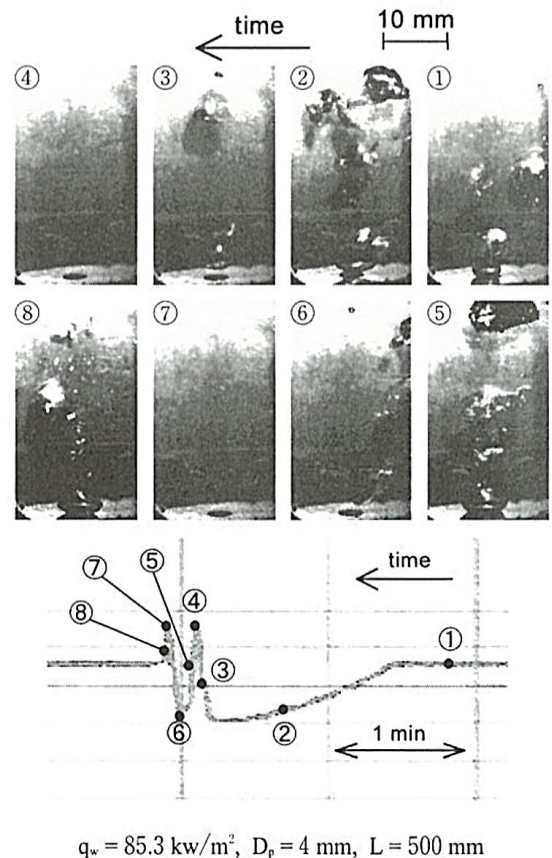


Fig. 8 Width of temperature fluctuation  
○  $L = 500$  mm, △  $L = 1000$  mm

図 9 は  $D_p = 4$  mm での加熱面温度変動開始熱流束における温度変化と凝縮側管端での気泡放出状況 (写真の番号が温度変動の数字に対応) を示している。図 9 から、①および②では、気泡が断熱管から放出されているが、①は加熱面温度が安定している。②では加熱面温度が下降している。このことから、①は沸騰によって液がゆっくりと消費されている過程である。②では液の侵入が止まり、液位が低下して、薄い液膜状態になっていると考えられる。②から③の途中で加熱面上の液は消費されて、加熱面が乾いたために急激な温度上昇となっている。③は液の供給が再開され始めた直後である。④では蒸気の流出が完全に止まり、液が加熱面に到達したために加熱面が急冷され始める。⑤では激しい沸騰が生じている。そこで発生した蒸気は再び液の供給を制限することになる。すなわち、④→⑧は急激な沸騰に伴う温度変動であり、⑧以降は十分な液が安定的に存在している状態である。①-⑧または①-⑤が数分または数十分ごとに繰り返されることを確認された。そして、この繰り返り間隔は、一般に管の内径が大きいほど、管が長いほど



$q_w = 85.3 \text{ kw/m}^2$ ,  $D_p = 4$  mm,  $L = 500$  mm

Fig. 9 Boiling feature and temperature fluctuation of the heated surface

短くなることを図8で述べた。

図10は図9の凝縮部への気泡の放出状況と加熱面温度変動から推測される加熱面温度変動開始熱流束における断熱管内の流動状況の予測モデルを示す。図に付した番号①-⑤は図9の番号と対応している。図9の気泡の放出状況から判断すると、図10に示すように①および⑤では管内の流動状況はスラグ流になっているものと推測される。①は液の流量が気体の流量よりも少ない ( $m_L < m_v$ ) が、図9に示すように加熱面温度が安定していることから、加熱面にはまだ十分な液が存在し、正常な沸騰が持続しているものと考えられる。②では液の流入が止まり、蒸発部の液が消費され続けたことによって液位が下がった状態である。その結果、蒸発による熱伝達が行われており、図9の温度変動が示すように加熱面温度が低下する。Nishikawaら<sup>(2)</sup>はプール沸騰において  $q_w = 26-65 \text{ kW/m}^2$  の範囲で液位 5 mm から過熱度が減少し始めることを報告している。本実験において得られた  $q_w = 85.3 \text{ kW/m}^2$  (図9参照) における加熱面温度下降開始の液位 ( $\delta^*$ ) を計算すると約3.5 mm となり、Nishikawaらの結果と良く一致している。②の直後加熱面が乾き、③で液が供給され始めたが、まだ、加熱面まで到達せずに加熱面が乾いた状態である。このとき、図9に示すように加熱面温度が急上昇する。④は液が加熱面に到達した瞬間である。この直後加熱面が急冷され、温度が急降下する。⑤は加熱面に液が到達したけれども、加熱面が高温のために蒸発量が多く、その結果、液位が上昇しきれずに薄い液膜状態となって、加熱面温度が急降下する。

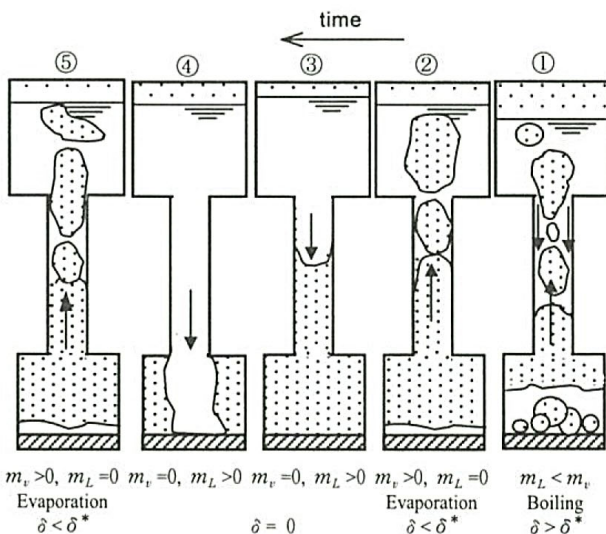


Fig. 10 Model of flow pattern

### 3.3 加熱面温度変動開始熱流束とフラッシングの関連

温度変動開始熱流束を断熱管内径で整理した結果を図11に示す。図中の実線はデータを結んだ線である。温度変動開始熱流束 ( $q_f$ ) は断熱管内径の増加とともに増加する。また、 $q_f$  は管の長さにはほとんど依存しないことが分かる。この温度変動は、円管内の気液対向流によって発生していることから、変動開始熱流束を Imuraら<sup>(3)</sup>の熱サイフォンの限界熱流束 (CHF) の整理式 (1) および Wallis<sup>(4)</sup> のフラッシングの式 (2) と比較した結果を図12に示す。

$$\Phi_{CHF} = 0.64(\rho_L/\rho_v)^{0.13} \quad (1)$$

$$\Phi_f = C_w^2 B_{\delta^*}^{1/2} / \left\{ 1 + (\rho_v/\rho_L)^{1/4} \right\}^2 \quad (2)$$

なお、無次元量  $\Phi_f$  は、加熱面温度変動開始熱流束か

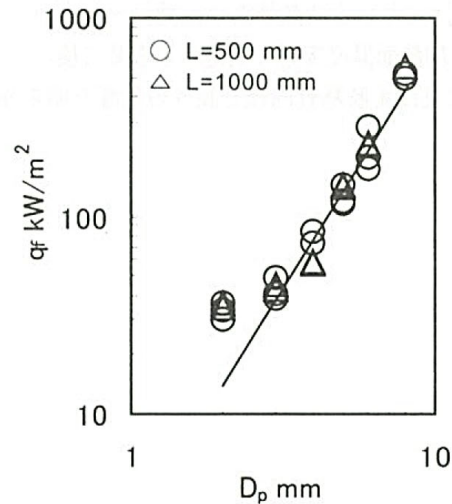


Fig. 11 Effect of the pipe diameter on  $q_f$

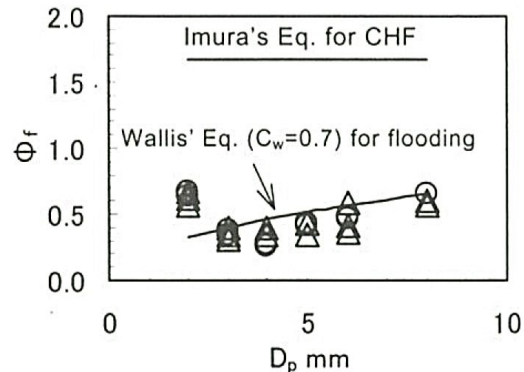


Fig. 12 Relationship between  $\Phi_f$  and  $D_p$   
 ○ L=500 mm, △ L=1000 mm

ら次式を用いて求められる。

$$\Phi_f = \left[ \frac{A_h}{A_p} \right] \left\{ \frac{q_f}{\rho_v H_{fg} [\sigma g (\rho_l - \rho_v) / \rho_v^2]^{1/4}} \right\} \quad (3)$$

本実験によって得られた  $\Phi_f$  の値は Imura らの予測値の約 1/3 である。一方、Wallis の式の壁面摩擦係数  $C_w = 0.7$  を採用すると、 $3 \leq D_p \leq 8 \text{ mm}$  における  $\Phi_f$  の値とほぼ一致することが分かった。ところで、Wallis の式は、下端から空気が供給される水-空気系で、そのときに流動状況が環状二相流で得られているので、本実験の流動状況とかなり異なっている。それにもかかわらず、変動開始熱流束が Wallis の式とかなりよく一致しているという点は興味ある結果である。今後、更なる検討が必要である。

#### 4. むすび

下端加熱型二相熱サイフンの加熱面温度変動開始熱流束 ( $q_f$ ) における断熱管内の流動状況について、気泡の観察と加熱面温度変動の測定結果を基に検討した。また、 $q_f$  に及ぼす断熱管内径と長さの影響を明らかにし、

以下の結果を得た。

- (1) 温度変動開始熱流束は断熱管内径の増加とともに高くなり、長さの影響を受けない。
- (2) 温度変動開始熱流束は、 $3 \leq D_p \leq 8 \text{ mm}$  の範囲で Wallis の式で予測される。

#### 参考文献

- (1) Stephan, K. and Abdelsalam, M., Heat-Transfer Correlations for Natural Convection Boiling, Int. J. Heat Mass Transfer, 23(1980), pp.73-87.
- (2) Nishikawa, K., Kusuda, H., Yamasaki, K. and Tanaka, K., Nucleate Boiling at Low Liquid Levels, Bull. JSME 10(1967), 328.
- (3) Imura, H., Sasaguchi, K., Kozai, H. and Numeta, S., Critical Heat Flux in a Closed Two-Phase Thermosiphon, Int. J. Heat Mass Transfer, 26(1983), pp.1181-1188.
- (4) Wallis, G.B., One Dimensional Two-Phase Flow, (1969), 338, McGraw Hill, New York.