密閉形二相サーモサイフンの熱輸送特性*

植田 辰洋*¹, 宮下 徹*¹, 朱 炳旭*²

Heat Transport Characteristics of a Closed Two-Phase Thermosyphon

Tatsuhiko UEDA, Tohru MIYASHITA, and Ping-hsu CHU

The heat transport characteristics of a thermosyphon are experimentally investigated using R 113, methanol and water as the working fluid. The condensation heat transfer at the cooling section shows a trend similar to the Nusselt's prediction for its temperature difference, while the measured values are considerably lower when the upward vapor velocity is high, as in the case of water. Based on the characteristics in heat transfer at the cooling and heating sections, non-dimensional expressions are derived for relating the heat transport rate of thermosyphons to the temperature difference between the heating and cooling sections.

Key Words: Phase Change, Closed Two-phase Thermosyphon, Heat Transport Characteristics, Condensation, Boiling

1. ま え が き

密閉形二相サーモサイフンは、下部の加熱部で発生した蒸気が上部の冷却部で凝縮され、凝縮液が重力の作用によって加熱部に還流されるタイプのヒートパイプである。構造が簡単で、加熱部から冷却部への熱輸送能力の大きいことから、電子機器の除熱、各種プロセスの排熱回収など多方面で使用される傾向にある。しかし、その熱輸送過程は、狭い空間内の相変化をとまなう熱伝達を含み、正常な作動状態においてもかなり複雑である⁽¹⁾⁽²⁾。

この研究では、垂直に配置した二相サーモサイフンを試作し、作動液として R 113, メタノールおよび水を用いて熱輸送特性を調べた。まず、冷却部の凝縮伝熱特性と加熱部の沸騰伝熱特性を求め、正常な作動状態においても、管内蒸气流速の増大により凝縮熱伝達率がかなり低下するという結果を得た。ついで両特性から、サーモサイフンの熱輸送特性、すなわち加熱部・冷却部間の温度差と熱輸送量間の関係を与える無次元表示式を導き、それが測定結果とよく一致する

ことを示した。

2. サーマサイフンの熱輸送特性

図1のような垂直密閉形サーモサイフンの熱輸送特性を考える。 L_h, L_a, L_c は加熱部、断熱部および冷却部の管長、 D_h, D_c は加熱部と冷却部の内径を示す。管内蒸気の温度は一樣で T_s 、冷却部と加熱部の内壁面温度を T_c, T_h 、平均熱流束を q_{cm}, q_{hm} 、平均熱伝達率を h_{cm}, h_{hm} とすると、

$$\left. \begin{aligned} q_{cm} &= h_{cm}(T_s - T_c) \\ q_{hm} &= h_{hm}(T_h - T_s) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

熱輸送量を Q 、加熱部単位断面あたりの輸送熱流束を q_0 、蒸気密度を ρ_v 、加熱部上端の蒸気見掛け流速を U_v とすると、

$$Q = (\pi/4) D_h^2 q_0, \quad q_0 = \rho_v U_v \Delta h_v \dots\dots\dots (2)$$

ただし、 Δh_v は作動蒸気の蒸発熱である。熱輸送量 $Q = \pi D_c L_c h_{cm}(T_s - T_c) = \pi D_h L_h h_{hm}(T_h - T_s)$ であるから、冷却部と加熱部の無次元温度差は

$$\frac{T_s - T_c}{T_h - T_c} = \frac{D_h}{4L_c} \left(\frac{D_h}{D_c} \right) \frac{q_0}{h_{cm}(T_h - T_c)} \dots\dots (3 \cdot a)$$

$$\frac{T_h - T_s}{T_h - T_c} = \frac{D_h}{4L_h} \frac{q_0}{h_{hm}(T_h - T_c)} \dots\dots\dots (3 \cdot b)$$

両者の和は1に等しいから、輸送熱流束 q_0 と加熱部・

* 昭和63年3月30日 第65期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和62年8月21日。

*¹ 正員、工学院大学 (〒160 東京都新宿区西新宿1-24-2)。

*² 工学院大学大学院。

冷却部間温度差の関係は次のように表される。

$$\frac{q_0 D_h}{k_l (T_h - T_c)} = 1 / \left[\frac{1}{4 L_c} \left(\frac{D_h}{D_c} \right) \frac{k_l}{h_{cm}} + \frac{1}{4 L_h} \frac{k_l}{h_{hm}} \right] \dots \dots \dots (4)$$

ここで、 k_l は凝縮液の熱伝導率である。

3. 実験装置と実験方法

使用したサーモサイフン本体は図2に示すように、下部の加熱部、上部の冷却部、その間を連絡するガラス管断熱部からなっている。加熱部と冷却部はともに内壁面温度が均一に近い分布をとるように、大きい銅棒から削りだしたものを用いた。内面はいずれも滑らかに仕上げられている。

加熱部には内径 $D_h = 14.8, 10.0$ mm および 6.0 mm の3種を使用した。有効高さ L_h はいずれも 115 mm である。加熱部銅ブロックには外周に設けた垂直方向の溝にシースヒータがうめ込まれており、変圧器を通して定電圧電源装置に接続されている。

冷却部は内径 $D_c = 14.8$ mm, 有効高さ $L_c = 100$ mm で、外周にジャケットを取付け冷却水により冷却される。冷却熱量は冷却水入口温度と冷却水量によって調整した。なお、内部の流動状態を観察できるように、断熱部にガラス管を用いている。断熱部長さ $L_a = 183$ mm で、内径は D_h に等しくしてある。 $D_h = 10.0$ mm および 6.0 mm の場合には、ガラス管上端のテフロンプラグの内面をテーパ状にし、冷却部内面と滑らかに接続するように取付けた。

図3に実験装置の系統を示す。実験に先立ち、サー

モサイフン内の空気を真空ポンプで抜き、作動液を注入し、若干加熱した後、さらに残留空気を抜く。次に所定温度の冷却水を循環させ、加熱部のヒータ入力を調整し、サイフン内の圧力をほぼ 760 mmHg に安定させて測定を行った。各熱電対の出力はマルチチャネルデジタルレコーダに記録した。

熱輸送量は冷却部における冷却水の温度上昇と流量から求めた。蒸気温度はサイフン内の上下に挿入した熱電対により測定し、加熱部および冷却部の内壁面温度はそれぞれの銅ブロック内に取付けた熱電対の測定値を用いて算出した。使用した作動液は R 113, メタノールおよび水の3種類で、それぞれにつき液封入量を変えて測定を行った。

4. 実験結果

サーモサイフンの熱輸送量は、主として加熱部・冷却部間の温度差と管径できまる。作動液の挙動に関しては二、三の観察が試みられている^{(3)~(5)}。液封入量が著しく少ないときには、加熱部にドライアウトを生じて熱輸送量の低下をもたらすが、液封入量が適当量以上であれば、液封入量によらずほぼ一定の熱輸送能力を示すことが知られている⁽⁶⁾。ただし、管内蒸気流速が高い場合には、蒸气流に伴った液滴が冷却部に流入し、また液封入量が過大であると上昇気泡により液の一部が冷却部に運ばれ、凝縮熱伝達率の低下をもたらす、熱輸送能力を減少させることが考えられる。

4.1 冷却部凝縮伝熱特性 滑らかな層流膜状凝縮に対するヌッセルト理論によると、静止蒸気の場合、高さ L_c の垂直冷却面の平均熱伝達率は

図1 密閉形二相サーモサイフン

図2 実験装置本体 (管径 $D_h = D_c = 14.8$ mm の場合)

図3 実験装置の系統

$$h_{cm} = \frac{4}{3} \left[\frac{g(\rho_v - \rho_l) \Delta h_v^* k_l^3}{4\nu_l(T_s - T_c)L_c} \right]^{1/4} \dots\dots\dots (5)$$

ただし、 $\Delta h_v^* = \Delta h_v + 0.68c_l(T_s - T_c)^{1/2}$ 、 ν_l と c_l は凝縮液の動粘性係数と比熱、また添字 f は $T_f = 0.5(T_s + T_c)$ における値を示す。なお、静止蒸気における従来の測定結果は上式の値の1.2倍程度になることが知られている。

図4、5は本実験の冷却部平均熱伝達率を、冷却部温度差($T_s - T_c$)に対してプロットしたもので、 $D_h = D_c = 14.8$ mmの例を示す。パラメータ V_1^+ は封入液容積の加熱部内容積に対する比である。図中の実線は式(5)の値を示している。管内蒸気流速の低いR113では、熱伝達率は式(5)の結果よりやや高い値を示すが、蒸気流速の高い水の場合にはかなり低い値となっている。この場合の蒸気の見掛け流速 U_v の範囲は次のとおりであった。

R113 : 0.3~0.75 m/s

メタノール : 0.65~1.4 m/s

水 : 2.0~3.7 m/s

蒸気流速の高い場合には、(1)蒸気のもつ上向きの運動量が凝縮により液膜に加えられる、(2)加熱部や断熱部で発生した液滴の一部が蒸气流に同伴され、冷却部に流入する、ことを考慮する必要がある。これらは後の付録に示すように、ともに凝縮液膜厚さを増大させ、熱伝達率を下げる効果をもつ。

図4、5の点線は、それぞれの場合につき上記(1)の効果、すなわち凝縮蒸気の運動量伝達によるせん断力を考慮した〔付録の式(22)による〕平均熱伝達率の値を示している。この影響は本実験の範囲では比較的小さい。上記(2)の効果は、同伴された液滴が蒸気と同一の運動をするものと仮定し、液滴を含む蒸気の密度 ρ_v' を与えると、付録に述べる方法によって求めら

れる。図4中の鎖線はメタノールで、 $\rho_v' = 1.5\rho_v, 2.0\rho_v$ とにおいて求めた平均熱伝達率、図5中の鎖線は水蒸気で、 $\rho_v' = 2\rho_v, 4\rho_v$ とにおいて求めた値である。測定値との比較から、水蒸気の場合にはかなりの液滴が同伴されているものと考えられる。

図6は加熱部、断熱部の管径を変えたときの結果で、メタノールの例である。冷却部は同一であるにもかかわらず、管径が小さくなるほど熱伝達率の値が低下している。

井村ら⁽⁸⁾は封入液量がサイフン全容積の25%以上になると、凝縮熱伝達率がヌッセルト式の値以下に低下することを示し、その原因を液位が冷却部にまで上昇するためと推定している。本実験の封入液量はサイフン全容積の17%以下であり、 $D_h = 14.8$ mmの場合、液塊が断熱部を上昇するという現象は見られなかった。しかし、図6の $D_h = 10.0$ mmで($T_s - T_c$)の大きい範囲と $D_h = 6.0$ mmの場合は、液塊が周期的に断熱部の中ほどにまで達しており、これが冷却部への液滴同伴を助長しているものと思われる。

4.2 加熱部沸騰伝熱特性 加熱部の伝熱過程には蒸発モードと沸騰モードがある。いずれのモードをとるかは、加熱面の熱流束と過熱度が沸騰開始条件を満足するかどうかで定まるものと考えられる。しかし、

図5 冷却部の平均熱伝達率 (水)

図4 冷却部の平均熱伝達率 (R113, メタノール)

図6 冷却部の平均熱伝達率 (加熱部管径の影響)

サーモサイフンでは熱輸送量がかなり少なくない限り沸騰モードが普通であり、本実験でもほとんどすべての場合に核沸騰状態であった。

密閉形サーモサイフンにおいても、発達した核沸騰域ではプール沸騰と同様な伝熱特性をもつことが報告されている⁽⁹⁾ので、本実験で得られた結果をプール沸騰の整理式と比較する。プール沸騰の熱流束と壁面過熱度の関係に対してはいくつかの式⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾が提案されている。Rohsenow の整理⁽¹⁰⁾を挙げると、

$$\frac{c_l(T_h - T_s)}{\Delta h_v} = C_{sf} \left\{ \frac{q_{hm}}{\mu_l \Delta h_v} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \times \left(\frac{c_l \mu_l}{k_l} \right)^{1.7} \quad (6)$$

ただし、 σ は表面張力、 g は重力の加速度、また C_{sf} は壁面と液の組合せによってきまる値で、一般には 0.003~0.02 の範囲とされている。

図 7 は $D_h=14.8$ mm の場合の測定結果で、図 7 中の線は C_{sf} に適当な値を与えて式 (6) から求めた関係である。図 8 は $D_h=10.0, 6.0$ mm の結果を 14.8 mm のものと比較して示したメタノールの例である。核沸騰域の伝熱特性は加熱部管径によらず、同一の C_{sf} の値を用いて式 (6) で近似できることを示している。

なお、図 8 で $D_h=10.0$ mm の場合は、 q_{hm} が 40~45 kW/m² を超すと、断熱部内を液の一部が蒸気流にともなわれ逆流する現象を生じ、加熱面温度がかなり上昇した。加熱部に部分的なドライパッチを生じたためと考えられる。 q_{hm} が 75 kW/m² に達すると、

壁温が安定せず、さらに急上昇するに至った。

5. 熱輸送特性の計算と測定結果

5.1 熱輸送特性の計算 冷却部の平均熱伝達率は、前述のように、蒸気流速が高いとかなり低下しているが、壁面温度差に対してはヌッセルト式と同様な傾向を示している。前出の式 (5) は凝縮液膜の過冷を考慮したものであるが、その影響は少ない。ここでは液の過冷を無視し、液が飽和温度であると近似したヌッセルト式を用い、平均熱伝達率を次のように近似する。

$$h_{cm} = \eta_c \frac{4}{3} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v) \Delta h_v k_l^3}{4 \nu_l (T_s - T_c) L_c} \right]^{1/4} \quad (7)$$

ただし、 η_c は実験的にきめる係数である。このように表示すると、冷却部の無次元温度差、式 (3・a) は次のようになる。

$$\frac{T_s - T_c}{T_h - T_c} = \left[\frac{D_h}{4} \left(\frac{D_h}{D_c} \right) \frac{q_0}{k_l (T_h - T_c)} \right]^{4/3} \times \left(\frac{3}{4 \eta_c} \right)^{4/3} \left[\frac{4 \nu_l k_l (T_h - T_c)}{g(\rho_l - \rho_v) \Delta h_v L_c^3} \right]^{1/3} \quad (8)$$

なお、本実験の結果に対する η_c の値は次のとおりであった。

作動液	R 113	メタノール	水
$D_h=14.8$ mm :	1.10	0.85	0.67
$D_h=10.0$ mm :	1.01	0.73	—

(1) 加熱部が蒸発モードの場合 冷却部で生じた凝縮液が加熱部を蒸発しつつ流下し、加熱部下端でちょうど液膜厚さが零になるものとする、加熱部の平均熱伝達率はヌッセルト式と同様に次式で表される。

$$h_{hm} = \eta_h \frac{4}{3} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v) \Delta h_v k_l^3}{4 \nu_l (T_h - T_s) L_h} \right]^{1/4} \quad (9)$$

ただし、 η_h は実験係数。したがって、加熱部の無次元温度差、式 (3・b) は、

図 7 加熱部の沸騰曲線 ($D_h=14.8$ mm)

図 8 加熱部の沸騰曲線 (加熱部管径の影響)

$$\frac{T_h - T_s}{T_h - T_c} = \left[\frac{D_h}{4} \frac{q_0}{k_l(T_h - T_c)} \right]^{4/3} \times \left(\frac{3}{4\eta_h} \right)^{1/3} \left[\frac{4\nu_l k_l (T_h - T_c)}{g(\rho_l - \rho_v) \Delta h_v L_h^3} \right]^{1/3} \dots (10)$$

式(8)と式(10)の和は1に等しいから、この場合の熱輸送特性は次式で求められる。

$$\frac{q_0 D_h}{k_l(T_h - T_c)} = \frac{\frac{16}{3} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v) \Delta h_v L_h^3}{4\nu_l k_l (T_h - T_c)} \right]^{1/4}}{\left[\left(\frac{D_h}{\eta_c D_c} \right)^{4/3} + \left(\frac{1}{\eta_h} \right)^{4/3} \frac{L_c}{L_h} \right]^{3/4}} \dots (11)$$

(2) 加熱部が沸騰モードの場合 加熱部の熱流束と壁面過熱度の関係は式(6)で近似できる。式(2)から $q_{hm} = (D_h/4L_h)q_0$ 。したがって、この場合の無次元温度差は

$$\frac{T_h - T_s}{T_h - T_c} = \left[\frac{D_h}{4} \frac{q_0}{k_l(T_h - T_c)} \right]^{1/3} \times C_{sf} \left\{ \frac{k_l \Delta h_v^2 \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2}}{\mu_l c_l^2 (T_h - T_c)^2 L_h} \right\}^{1/3} \left(\frac{c_l \mu_l}{k_l} \right)^{1.7} \dots (12)$$

ゆえに、熱輸送特性は式(8)と式(12)の和が1に等しいとおいた式で与えられる。すなわち管内の飽和圧力を与えると、温度差 $(T_h - T_c)$ における熱輸送量 q_0 、 Q が求められ、また冷却部と加熱部の温度差 $(T_s - T_c)$ 、 $(T_h - T_s)$ を決定できる。

5.2 測定値との比較 上述の計算値と測定値の比較例を図9, 10に示す。図9はR113の場合で、測定値は $\eta_c = 1.10$, $C_{sf} = 0.0047$ とした沸騰モードの計算値とよく一致している。図9の点線は、参考のために $\eta_c = \eta_h = 1.10$ として求めた蒸発モードの計算値で

ある。温度差 $(T_h - T_c)$ の大きい範囲では、当然のことながら、沸騰モードのほうが加熱部過熱度が小さく、熱輸送量が多い。図10は水の場合で、測定値はやや散らばっているが、 $\eta_c = 0.67$, $C_{sf} = 0.0098$ とした沸騰モードの計算値とかなりよく一致している。

6. 結 論

垂直配置の密閉形二相サーモサイフの熱輸送特性を測定し、次の結論を得た。

(1) 冷却部の凝縮伝熱特性はヌッセルトの層流膜理論と類似の傾向を示すが、熱伝達率の値自体は管内上向き蒸気流速の増大にともない大幅に低下する。この低下は蒸気に同伴される液滴の影響と考えられる。

(2) 加熱部の沸騰伝熱特性は、よく知られているプール沸騰の核沸騰域と同様な整理式で表示できる。

(3) 冷却部と加熱部の伝熱特性にもとづき、熱輸送特性の無次元表示式を導いた。表示式中に含まれる実験係数—凝縮伝熱における η_c と沸騰伝熱における C_{sf} —に適切な値を代入した計算値は、測定結果とよい一致を示す。

終わりに、この研究の一部は昭和60, 61年度文部省科学研究費補助金によって行われた。記して謝意を表する。

付録 凝縮熱伝達率に及ぼす蒸気流速と同伴液滴の影響

図11のように、高さ L_c 、内径 D_c の垂直管内面に凝縮液膜が形成され、界面に上向きのせん断力 τ_i が作用しているものとする。壁面からの距離 y の位置に作用

図9 R113の熱輸送特性 ($D_h = 14.8$ mm)

図10 水の熱輸送特性 ($D_h = 14.8$ mm)

$$Q = \frac{\pi}{4} D_c^2 \rho_v' u_{v0} \Delta h_v^* \left(\frac{\rho_v}{\rho_v'} \right) = \pi D_c \Gamma_0 \Delta h_v^* \left(\frac{\rho_v}{\rho_v'} \right) \quad \dots\dots\dots (23)'$$

で表される。したがって、この場合の平均熱伝達率は式(22)の τ_{i0} , δ_0 に,

$$\tau_{i0}' = \frac{3}{4} \frac{D_c}{4L_c} \rho_v' u_{v0}^2 \quad \dots\dots\dots (19)'$$

および式(23)'より求めた Γ_0 を用いて次式

$$\Gamma_0 = \frac{g(\rho_l - \rho_v')}{3\nu_l} (\delta_0')^3 - \tau_{i0}' \frac{(\delta_0')^2}{2\nu_l} \quad \dots\dots\dots (21)'$$

から求めた δ_0' を代入して求められる。

文 献

- (1) Japikse, D., *Advances in Heat Transfer*, chap. 5, 9

(1973), 77, Academic Press.

- (2) Dunn, P. D. and Reay, D. A., *Heat Pipes*, 3rd ed. (1982), Pergamon Press.
 (3) Imura, H., ほか 3 名, *Int. J. Heat Mass Transf.*, **26** (1983), 1181.
 (4) Shiraishi, M., *Proc. Int. Heat Pipe Symp.*, Osaka, Paper 2-A-2 (1986-2).
 (5) 深野・角口, 機講論, No. 864-2 (昭 61), 29.
 (6) Lee, Y. and Mital, U., *Int. J. Heat Mass Transf.*, **15** (1972), 1695.
 (7) Rohsenow, W. M., *Trans. ASME*, **78** (1956), 1645.
 (8) 井村・ほか 4 名, 機論, **45-393**, B (昭 54), 712.
 (9) Bezrodnyy, M. K. and Elekseyenko, D. V., *Heat Transf., Sov. Res.*, 9-5 (1977), 14.
 (10) Rohsenow, W. M., *Trans. ASME*, **74** (1952), 969.
 (11) 藤田・ほか 3 名, 機論, **48-432**, B (昭 57), 1528.

討 論

〔質問〕 白石 正 夫

〔工業技術院機械技術研究所〕

貴実験で使用されたサーモサイフンのパイプ径は、従来の研究と比べて比較的小径の部類に属すると考えられる。これに関連して

(1) 発生気泡により作動液が冷却部へ運ばれる現象は観察されなかったか。

(2) このような伝熱面で囲まれた比較的狭い空間内の沸騰現象を通常のプール沸騰の整理式で整理する場合、両者の間に差は存在しないのか。

〔回答〕 (1) 管径 $D_h = 10.0$ mm の一部と $D_h = 6.0$ mm の場合には、スラグ流状の流れを生じ、液塊あるいはブリッジ状液膜が断熱部に現れたが、本実験の範囲では、冷却部に流入するまでには至っていない。液塊やブリッジ状液膜が断熱部上部にまで達する状態で、加熱部壁温の急上昇すなわち熱輸送限界を生じた。

(2) 本実験の範囲は加熱部熱流束が比較的高く、沸騰状態は発達した核沸騰域にある。このような場合の伝熱特性は壁面近傍の状態できまり、通常のプール沸騰との間に差はないものと考えられる。ただし、熱流束の低い部分核沸騰域では、液の対流熱伝達も効いているから、狭い空間内の熱伝達率は通常のプール沸騰よりいくぶんよくなるであろう。

〔質問〕 白石 正 夫

実際に本整理式を用いる場合、適切な C_{sf} , η_c はどのように決めるのか (根岸氏と共通質問)。

〔質問〕 根 岸 完 二 (東京都立科学技術大学)

実験係数 η_c と C_{sf} を管径と作動流体 (R 113, メタ

付表 1

fluid D_h (mm)	R 113	Methanol	Water
14.8	1.10~1.12	0.85~0.90	0.60~0.67
10.0	0.96~1.01	0.73	0.35~0.40
6.0	0.80	0.42	—

ノール, 水) について、2852 ページの右中頃の表として充実させていただければ、参考になることが多いと思うがいかがか。貴実験では三つの作動流体とも蒸気圧 760 mmHg 付近に限定されたが、この蒸気圧の高低によって η_c と C_{sf} がどのような変化をするか、定性的にでも記述がほしい。

〔回答〕 同種の問題について討論をいただきましたので、まとめた形で回答させていただく。

係数 η_c は現段階では実験的に求めざるを得ない値である。 η_c の値を予測するには、液滴の発生原因と気相流への同伴量に関する知見を必要とし、今後の課題と考えている。蒸気流速だけでなく、管径によっても変化するようであるが、その後の実験により本文中の例示よりやや広い範囲の結果を得ており、その η_c 値を参考までに示すと、付表 1 のとおりである。

係数 C_{sf} はプール沸騰でよく知られた値で、液と加熱面の材料・表面状態によってきまるとされている。本実験における平均的な値は図 7 に示したとおりで、管径にはよらないものと考えられる (図 8)。

係数 η_c の予測は現段階ではむずかしいが、圧力が高いと蒸気流速が低下するので、 η_c は大きくなろうと想像している。係数 C_{sf} は一応は圧力によらないと考

えられる値である。

〔質問〕 根 岸 完 二

密閉二相サーモサイフォン内では、沸騰と凝縮が主役であることはご説のとおりであるが、この沸騰による圧力変動あるいは蒸気温度 T_s の変動はさげられない。データ整理にあたりこれがどの程度の変動で、それをどのように処理されたか。

〔回答〕 本実験の範囲——正常作動で沸騰が発達した核沸騰域——では、蒸気温度 T_s は安定しており、冷却側で測定した蒸気温度 T_{sc} はほとんど変動していない。加熱側で測定した蒸気温度 T_{sh} の変動 ΔT_{sh} も小さく、R113 で $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 以内、熱流束の大きい水でも $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 以内であった。データ整理では $T_s = T_{sc}$ とした。

54 巻 504 号, B 編 (昭 63-8) 正誤表

執筆者名	ページ	欄	行	誤	正
三角利之ほか	2083	脚注	—	豊橋技術科大学	豊橋技術科学大学
〃	〃	右	13	可視化	流れの可視化