

円周方向溝型ウイックヒートパイプの伝熱特性

小佐井 博章* 大高下和也**

Heat Transfer Characteristics in Circumferentially Grooved Heat Pipes

by

Hiroaki KOZAI and Kazuya OKOGE

(Received: October 31, 2016, Accepted: January 27, 2017)

Abstract

Heat transfer coefficients in the evaporator and the condenser were investigated in horizontal concentric annular heat pipes with circumferentially rectangular-grooved evaporator, using water as a working fluid. For low heat flux, the heat transfer coefficients in evaporator may be correlated well with the equation which was derived based on the heat conduction across the wick completely saturated with working liquid and the evaporation at the liquid-vapor interface. For high heat flux, the heat transfer coefficients in evaporator increase gradually with the increase in the heat flux because the thin liquid film region near the tip of the groove fin increases. From the comparison of the experimental data with the equation for evaporator heat transfer coefficients, it seems that the liquid-vapor interface in the evaporator exists at the tip of groove fin and the radius of meniscus curvature decreases with the increase in heat flux until the value of contact angle becomes the minimum. Also, by considering that condensation takes place at the condenser other than the part of liquid puddle, the average heat transfer coefficients in the condenser can be estimated by the Nusselt equation for film condensation on the outside of single horizontal tubes.

Key Words: Heat Pipe, Groove Wick, Heat Transfer, Phase Change, Concentric Annulus

1. まえがき

最近、コンパクトで等温性に優れた偏心二重管熱サイフォンが温室暖房、イチゴ栽培等の培地加温および床暖房等に利用されているが、蒸発部における熱負荷が小さいため、沸騰の発生が弱く蒸発部熱伝達はよくない⁽¹⁾。そこで、偏心二重管熱サイフォンの蒸発部熱伝達を向上させるために、加熱管外壁に円周方向溝を切り込んだ二重管ヒートパイプが提案されているが、その伝熱特性については十分に解明されていない。

大串ら⁽²⁾はメタノールを作動流体とし、溝幅および溝深さを変化させた6種類の矩形溝と半頂角を変化させた3種類の三角溝を用い、平板形軸方向溝型ウイックヒートパイプの最大熱輸送量に関する実験を行った。その結果、溝底部へのメニスカスの後退を考慮に入れた最大熱輸送量の計算値は実測値と良好な一致を示した。彼ら⁽³⁾はまた、作動流体としてR11を用い、作動温度333Kの一定条件下で、軸方向に矩形溝を切った円筒形ヒートパイプの熱輸送限界および蒸発部・凝縮部熱伝達に関する研究を行い、液溜りの形状および蒸発部の壁温、熱流の変化を考慮した毛細管圧力限界の計算値は実測値とよく一致することを示した。一方、蒸発部熱伝達に関して傾斜角が30~90°のボトムヒートモードでの実験データは二相密閉型熱サイフォンの沸騰熱伝達の式⁽⁴⁾でよく整

理できることを示しているが、水平位置近傍およびトップヒートモードでの実験データの整理結果は示されておらず、これらの位置とボトムヒートモードでは液膜の流れの状況が異なると考えられるので、水平位置からトップヒートモードにおける熱伝達機構の解明が必要である。さらに、凝縮部熱伝達に関して鉛直面の膜状凝縮に関するNusseltの式⁽⁵⁾との比較を行い、傾斜角が30~90°のボトムヒートモードでの実測値は溝による熱伝達促進効果によって計算値より1.5~3倍大きくなる結果を得ているが、傾斜角が0~1°の場合、計算値よりかなり低い値を示しており、水平位置近傍では凝縮部熱伝達への液溜りの影響が考えられる。村上ら⁽⁶⁾はメタノールを作動流体とし、蒸気空間がきわめて狭い三角流路ヒートパイプおよび軸方向溝型ウイックヒートパイプの熱輸送限界に関する研究を行い、凝縮部端の余剰液による圧力降下の影響を考慮した毛細管圧力限界による最大熱輸送量の計算値は実験値と良好な一致を示した。このように、溝型ウイックヒートパイプに関する研究はこれまでかなり多く行われているが、軸方向溝を用いた最大熱輸送量に関する研究⁽²⁾⁽³⁾⁽⁶⁾が多く、円周方向溝を用いた研究および蒸発部・凝縮部熱伝達に関する研究はきわめて少なく、実験範囲も狭いため⁽³⁾、さらに系統的な研究が必要であると考えられる。

そこで、本研究では蒸発部に円周方向溝型ウイックを設けた水平二重管ヒートパイプにおいて、純水を作動流

* 基盤工学部医療福祉工学科教授

** 東海大学大学院産業工学研究科

体とし、作動温度および熱流束を変えて広範囲な実験を行い、蒸発部および凝縮部熱伝達へのこれらの影響について明らかにする。

2. 記号

- A : 伝熱面の面積 m^2
 - A_i : 気液界面の面積 m^2
 - d_{o1} : 内管外径 m
 - Ga : ガリレオ数
 - H : 顕潜熱比
 - H_g : 溝深さ m
 - L : 蒸発潜熱 J/kg
 - Nu : ヌセルト数
 - Pr : プラントル数
 - q : 伝熱面平均熱流束 W/m^2
 - R : ガス定数 $J/(kg \cdot K)$
 - S_g : 溝間隔 m
 - T_v : 蒸気温度 K
 - T_w : 管壁温度 K
 - ΔT_{sc} : 過冷度 $T_v - T_{wc}$ K
 - ΔT_{sh} : 過熱度 $T_{we} - T_v$ K
 - W_g : 溝幅 m
 - x : 蒸発部端および凝縮部端からの距離 m
 - α : 熱伝達係数 $W/(m^2 \cdot K)$
 - α' : 蒸発・凝縮係数
 - δ : 平均液膜厚さ m
 - λ : 熱伝導率 $W/(m \cdot K)$
 - λ_e : ウイックの有効熱伝導率 $W/(m \cdot K)$
 - ρ : 密度 kg/m^3
- 添字
- c : 凝縮部
 - e : 蒸発部
 - l : 液体

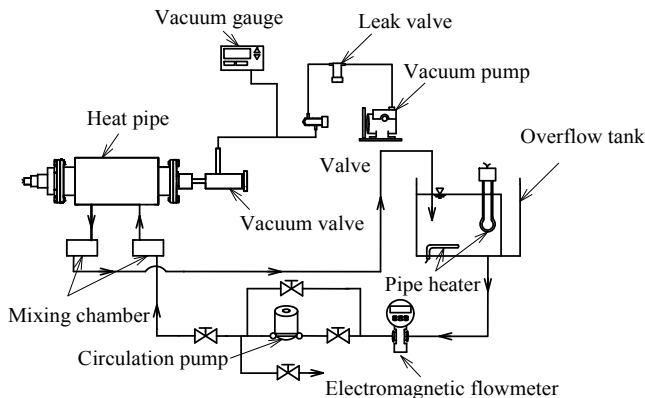


図1 実験装置の系統図

- s : ウイック材料
- v : 蒸気

3. 実験装置および方法

図1および図2に実験装置の系統図および二重管ヒートパイプの概略図を示す。本実験に使用する二重管ヒートパイプの外管および内管には内径 36mm, 外径 42mm および内径 16mm, 外径 20mm の黄銅管を用い、内管外壁には周方向に溝幅 $W_g=0.405mm$, 溝深さ $H_g=0.397mm$, 溝間隔 $S_g=0.419mm$ の矩形溝を設けている(図3)。内管の内側には蒸発部壁温の測定のために内径 10mm, 外径 16mm の熱電対取付管を挿入している。蒸発部 100mm は熱電対取付管内に挿入されたシースヒータによって電気加熱した。加熱用電源は定電圧装置を通し、熱負荷は摺動変圧器によって調節した。供給電力はデジタル電力計を用いて測定した。正味の熱負荷は電力計の測定値から内管および熱電対取付管の管壁を通して軸方向へ流れる熱損失を差し引いて求めた。なお、管軸方向へ流れる熱をできるだけ少なくするために、熱電対取付管には先端より 97.5mm の位置に、幅 1mm, 深さ 2mm の溝を、また内管には先端より 100mm の位置に幅 1mm, 深さ 1mm の溝を周方向に切り込んでいる。また、内管、熱電対取付管およびシースヒータの接触部には高熱伝導グリスを塗布した。凝縮部 100mm は外管の外側に取り付けられた冷却ジャケットに温度調節された水を流して冷却した。冷却水温度はオーバーフロータンク内に設置したパイプヒータを用いて調節した。冷却水流量は温水循環ポンプの上流に設置した電磁流量計で測定した。なお、外管壁

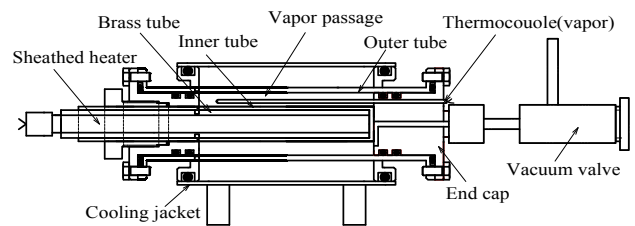


図2 二重管ヒートパイプの概略

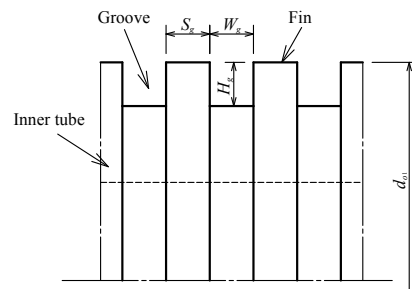


図3 溝型ウイックの詳細

を通して軸方向へ流れる熱をできるだけ少なくするために、凝縮部 100mm の両側に幅 1mm、深さ 2mm の溝を周方向に設けている。冷却ジャケットの入口・出口には混合槽を設け、その中には C-C シース熱電対を取り付けた。右エンドキャップには、真空引きおよび作動液封入のためのバルブを取り付けた。ヒートパイプ本体にはグラスウールを巻いて十分に断熱している。管壁温度は蒸発部および凝縮部にそれぞれ 4 箇所、8 箇所、熱電対取付管および外管の内面から 2mm の位置に外径 1mm の C-C シース熱電対を埋め込んで測定した(図 4)。また、蒸気温度は右エンドキャップに銀ロウ付けした外径 2mm、内径 1.3mm の銅管内に外径 1mm の C-C シース熱電対を納め、管軸方向に移動させて測定した。なお、銅管の先端は銀ロウ付けし、気密を保っている。

実験前に、まず真空ポンプでヒートパイプ内の空気を十分に取り除いた後、ビュレットを用いて作動液を封入した。なお、封入量は溝型ウイックの最下端から 1.5mm 上方に液面がある時の液溜りの体積とウイック空隙体積の和とした。実験は所定の熱負荷をシースヒータによって供給し、蒸気温度を所定の値に調節する。定常に達したところで、各点の温度およびシースヒータに供給

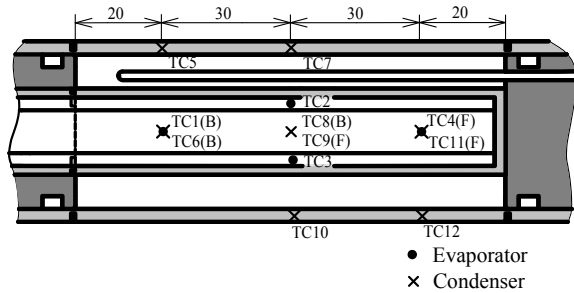


図 4 熱電対配置図

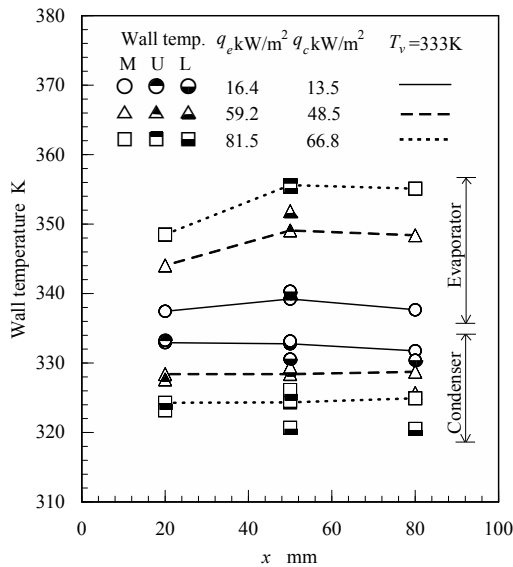


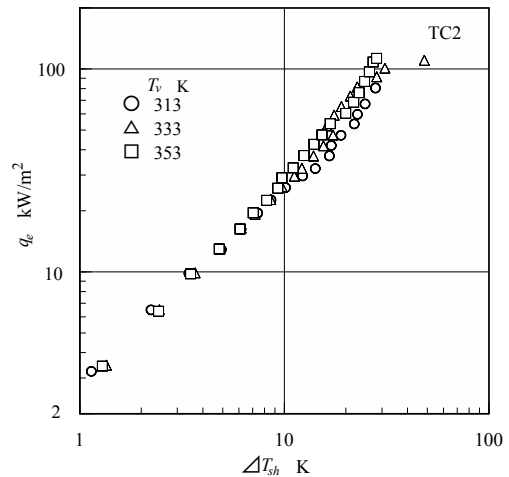
図 5 温度分布

された熱負荷を PC に取り込んだ。さらに、熱負荷を徐々に増加しながらこれらの操作を繰り返した。

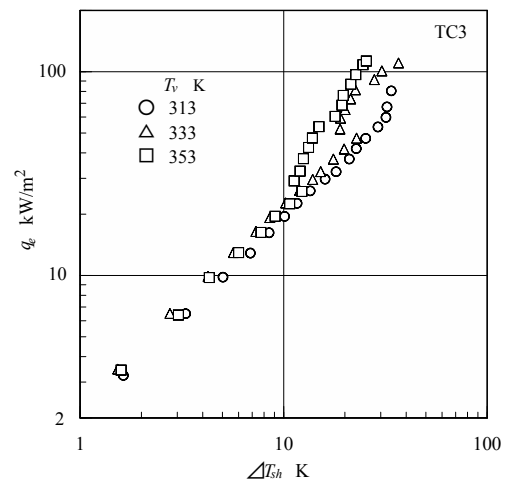
4. 実験結果と考察

4.1 温度分布

ヒートパイプの代表的な温度分布の一例を図 5 に示す。横軸 x は左エンドキャップ側の蒸発部端および凝縮部端からの距離である。なお、図中の記号 L, M, U はそれぞれ下部, 中部, 上部の壁温であり、蒸発部壁温としては溝型ウイックのフィン(図 3)の根元温度、凝縮部壁温は管内壁温度を示している。この図からわかるように、蒸発部壁温は低熱流束($q_e=16.4$ kW/m²)ではほぼ一定であるが、高熱流束($q_e=81.5$ kW/m²)になると中央部および右エンドキャップ側の壁温が左エンドキャップ側の壁温より高くなっている。また、凝縮部では上部壁温と中部壁温はほぼ一定であるが、下部壁温は上・中部壁温より低くなっている。これは、凝縮部下部の液溜まりの影響であると考えられる。



(a)TC2



(b)TC3

図 6 蒸気温度の影響

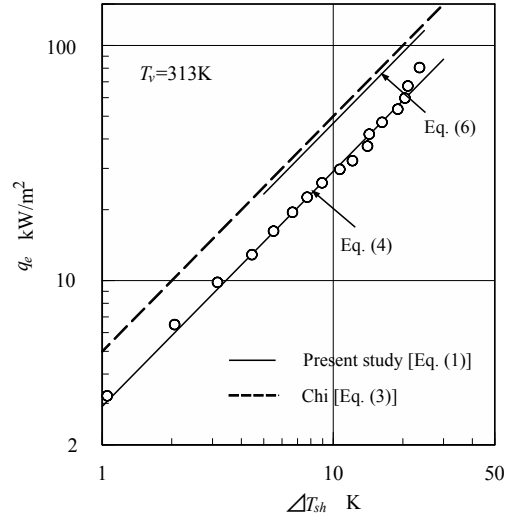
4.2 蒸発部熱伝達特性

図6(a)および図6(b)に蒸発部局所熱伝達特性を示す。横軸の過熱度 ΔT_{sh} は蒸発部壁温と蒸気温度の差である。図中の記号TC2およびTC3は蒸発部における各熱電対位置のフィン根元温度に基づいた実験結果を示している。図6(a)において、液溜り部の上部に位置するTC2の実験データは低熱流束域ではほぼ傾き1の直線上にのっていることから、蒸発部熱伝達係数 α_e はほとんど一定の値を示すことがわかる。しかし、高熱流束域になると実験データは傾き1の直線から上方に移動し、熱流束 q_e の増加とともに、 α_e は徐々に大きくなっている。また、実験データは蒸気温度が高い程、わずかに上方にあることから、液溜り部以外の蒸発部熱伝達は蒸気温度が高くなるにつれてよくなるのがわかる。一方、液溜り部内にあるTC3の実験データは低熱流束域では傾き1に近い直線上にあるが、高熱流束域ではデータの傾きは低熱流束域のデータの傾きよりかなり大きくなっている。この傾きの変化は、液溜り部における熱伝達機構が自然対流熱伝達から沸騰熱伝達へ移行するためである。また、蒸気温度が高くなるにつれて、沸騰開始過熱度が小さくなっているのは気泡核が同一の場合、管内圧力が高くなる程、小さい過熱度で気泡が発生し、沸騰が始まる⁽⁷⁾ためであると考えられる。

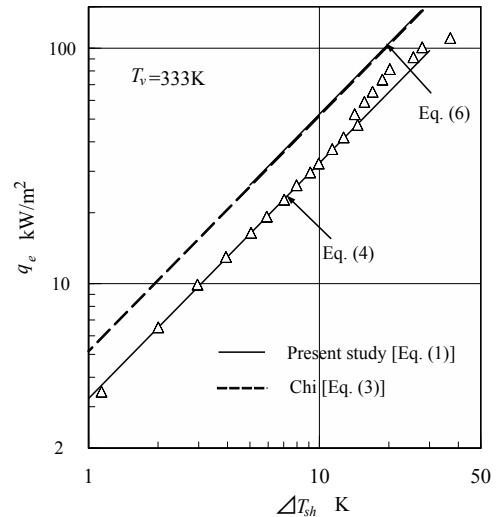
柴山ら⁽⁸⁾および師岡ら⁽⁹⁾はヒートパイプの蒸発部熱伝達機構を伝熱面から気液界面までのウイック内の熱伝導と気液界面からの蒸発であると考え、ウイックとして焼結金属および金網を用いた場合の蒸発部熱伝達係数の予測式を提出している。そこで、液溜り部以外の蒸発部熱伝達機構はフィン根元および溝底から気液界面までのウイック内の熱伝導と気液界面における蒸発であると考えると、蒸発部熱伝達係数 α_e は次式によって求められる。

$$\alpha_e = 1 / \left[\frac{d_{o1} - 2H_g}{2\lambda_e} \ln \left\{ \frac{d_{o1} - 2(H_g - \delta)}{d_{o1} - 2H_g} \right\} + \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \frac{T_v \sqrt{2\pi R T_v}}{\rho_v \alpha' L^2} \frac{A}{A_i} \right] \quad (1)$$

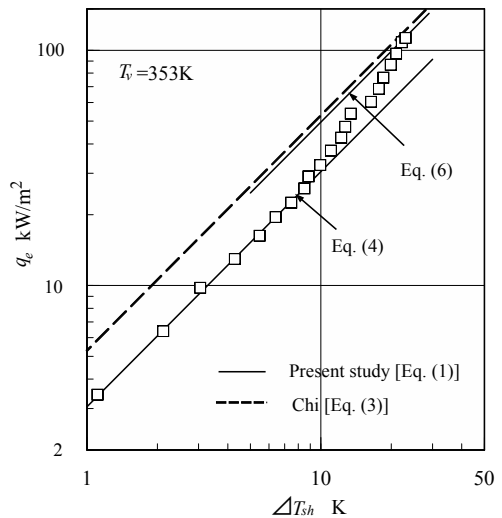
ここで、式(1)に含まれる溝型ウイックの有効熱伝導率 λ_e およびフィン根元と溝底の面積の和と気液界面の面積の比 A/A_i について述べる。Chiは溝型ウイックの場合、蒸発は溝内部の液面でのみ生じるとし、作動液で飽和された矩形溝のフィン先端部における薄い液膜の熱抵抗を解析的に求め⁽¹⁰⁾、溝幅とフィン幅を持つ2つの並列熱流路のモデルから溝型ウイックの有効熱伝導率 λ_e の予測式として次式を提出している⁽¹¹⁾。



(a) $T_v=313K$



(b) $T_v=333K$



(c) $T_v=353K$

図7 蒸発部熱伝達特性

$$\lambda_e = \frac{S_g \lambda_l \lambda_s H_g + W_g \lambda_l (0.185 S_g \lambda_s + H_g \lambda_l)}{(W_g + S_g)(0.185 S_g \lambda_s + H_g \lambda_l)} \quad (2)$$

そこで、Chi⁽¹⁰⁾と同様に蒸発部熱伝達機構は作動液で飽和された溝型ウイック内の熱伝導であると考え、蒸発部熱伝達係数 α_e は次式によって表される。

$$\alpha_e = 2\lambda_e \left/ \left\{ (d_{o1} - 2H_g) \ln \left(\frac{d_{o1}}{d_{o1} - 2H_g} \right) \right\} \right. \quad (3)$$

図7(a)~(c)に蒸発部壁温として液溜り部より上部に位置する TC1, TC2, TC4 の算術平均を用いた場合の蒸発部熱伝達特性を示す。なお、図中の破線は式(2)より得られた λ_e を代入した式(3)である。これらの図において、式(3)は低熱流束域の実験データよりかなり上方に位置しており、式(2)による λ_e の計算値は実験値よりかなり高い値を示すことがわかる。そこで、ヒートパイプの始動時、蒸発部のウイックは作動液でほぼ飽和されていると考えられ、また図6(a)および図7(a)~(c)から低熱流束域では蒸発部熱伝達係数 α_e はほぼ一定となっていることから、低熱流束域において溝型ウイックはほぼ作動液で飽和されていると考えられる(図8(a))。したがって、式(1)において平均液膜厚さ $\delta = H_g$ と置き、式(4)の A/A_i を用いると、溝型ウイックの有効熱伝導率 λ_e は低熱流束域における α_e の実験データより式(5)を用いて算出される。

$$A/A_i = (d_{o1} - 2H_g)(W_g + S_g)/(d_{o1}W_g) \quad (4)$$

$$\lambda_e = \frac{d_{o1} - 2H_g}{2} \ln \left(\frac{d_{o1}}{d_{o1} - 2H_g} \right) \left/ \left\{ \frac{1}{\alpha_e} - \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \frac{T_v \sqrt{2\pi RT_v}}{\rho_v \alpha_l L^2} \frac{(d_{o1} - 2H_g)(W_g + S_g)}{d_{o1}W_g} \right\} \right. \quad (5)$$

矩形溝型ウイックの場合、蒸発部における気液界面は溝底部に後退するのではなく、フィン先端部に保持され、熱流束の増加に伴って接触角が徐々に減少し、最大熱輸送量時に最小になった後、気液界面は溝底部に落下し、

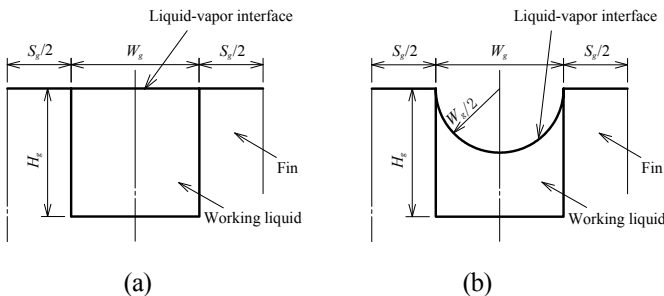


図8 気液界面モデル

毛細管圧力限界に至るものと考えられる。水の最小接触角については、柴山ら⁽¹²⁾およびPolasek⁽¹³⁾が青銅製焼結粒子および銅を用いた毛管高さの実験より 0° および 12° となる結果を得ており、いずれも比較的小さい値を示している。そこで、本研究では柴山らと同様に最大熱輸送量時の最小接触角を 0° (図8(b))と仮定すると、気液界面の曲率半径は $W_g/2$ となり、 A/A_i は次式で表される。

$$A/A_i = 2(W_g + S_g)/(\pi W_g) \quad (6)$$

図7(a)~(c)に溝型ウイックが作動液で飽和されている場合および最大熱輸送量時の式(1)による蒸発部熱伝達係数 α_e の計算値を実線で示す。なお、溝型ウイックの有効熱伝導率 λ_e としては実験値を使用し、最大熱輸送量時の平均液膜厚さ δ としては $H_g - \pi W_g/8$ を用いた。これらの図からわかるように、溝型ウイックが作動液で飽和されている場合の式(1)は低熱流束域における実験データとかなり良く一致している。一方、高熱流束域の実験データは熱流束 q_e の増加につれて、最小接触角を 0° と仮定した最大熱輸送量時の式(1)に徐々に近づいており、蒸発部熱伝達係数 α_e は熱流束 q_e の増加とともに徐々に大きくなるのがわかる。これは q_e の増加に伴い、溝型ウイック内の液流による圧力損失が増大するために、フィン先端部における気液界面の曲率半径が徐々に小さくなり、溝内の液膜が徐々に薄くなるためであると考えられる。なお、液溜り部では高熱流束において沸騰が発生しているが、図6(a)および図7(a)~(c)からわかるように液溜り部以外の蒸発部壁温(TC1, TC2, TC4)の急激な上昇は見られず、定常状態が保たれていることから、作動液は蒸発部の管最上部まで供給されていると考えられる。

4.3 凝縮部熱伝達特性

図9に凝縮部熱伝達特性を示す。横軸の過冷度 ΔT_{sc} は蒸気温度と凝縮部壁温の算術平均の差であり、縦軸の

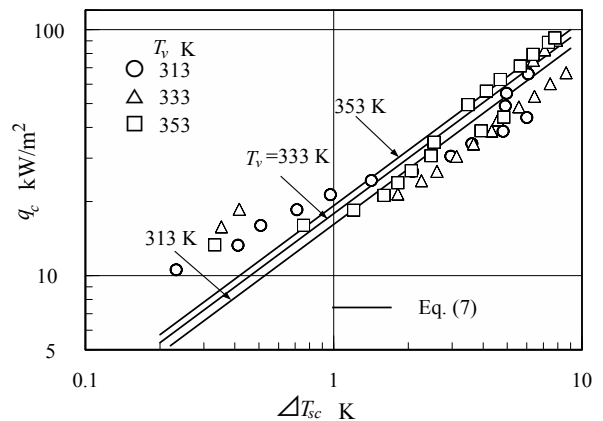


図9 凝縮部熱伝達特性

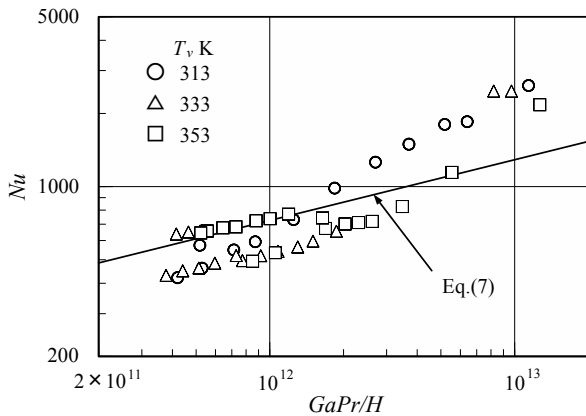


図 10 Nu と $GaPr/H$ の関係

q_c は液溜り部以外の管内表面積基準の熱流束である。なお、図中の実線は水平円管外面における膜状凝縮に関する Nusselt の式(7)である⁽¹⁴⁾。

$$Nu = 0.725 \left(\frac{Ga Pr}{H} \right)^{1/4} \quad (7)$$

この図から、熱流束が小さいデータを除けば、実験データは蒸気温度 T_v が高い程、上方に位置しており、熱伝達がよくなるのがわかる。また、実験データは凝縮部下部にある液溜りの影響によって式(7)より若干下方に位置しているが、高熱流束域では式(7)と比較的よく一致している。これは水平円管外面の膜状凝縮の場合、高熱流束になると円管下部の液膜が厚くなり、凝縮部の液溜りの様相に似てくるためであると考えられる。なお、熱流束が小さい場合、実験データがばらついているのは過冷度が非常に小さいためである。

図 10 に凝縮部の実験データを Nu と $GaPr/H$ をとって整理した結果を示す。なお、図中の実線は式(7)である。この図において、一部のデータは式(7)より若干小さい値を示しているが、実験データは式(7)と定性的にもよく一致しており、凝縮部熱伝達係数 α_c は式(7)によってうまく整理できることがわかる。

5. 結論

円周方向矩形溝をウイックとして用いた水平二重管ヒートパイプにおいて、蒸発部および凝縮部熱伝達に関する研究を行い、以下の結論を得た。

(1) 液溜り部以外の蒸発部熱伝達係数は熱流束が小さい場合、作動液で飽和されたウイック内の熱伝導と気液界面における蒸発に基づいて得られた式(1)によってうまく

整理できる。また、高熱流束においてはフィン先端部の薄い液膜領域の拡大によって、蒸発部熱伝達係数は熱流束の増加とともに徐々に増大する。

(2) 液溜り部以外では、蒸発部における気液界面はフィン先端部に保持され、熱流束の増加とともに曲率半径が徐々に小さくなり、最小接触角に達した後、溝底部に落下し、毛細管圧力限界に至るものと考えられる。

(3) 液溜り部では、高熱流束において自然対流熱伝達から沸騰熱伝達に移行するが、気泡の発生が少なく、沸騰が比較的弱いため、沸騰の発生は液溜り部以外の蒸発部ウイックへの作動液の供給にほとんど影響しないと考えられる。

(4) 液溜り部以外の管内表面積基準の熱流束を用いると、凝縮部熱伝達係数は水平円管外面の膜状凝縮熱伝達に関する式(7)によってうまく整理できる。

参考文献

- (1) 小佐井博章, 日本産業技術教育学会九州支部論文集, 13(2005), pp.1-8.
- (2) 大串哲朗・山中晤郎, 日本機械学会論文集, 50-453, B(1984), pp.1407-1414.
- (3) 大串哲朗・山中晤郎, 日本機械学会論文集, 53-486, B(1987), pp.600-607.
- (4) 井村英昭・ほか4名, 日本機械学会論文集, 45-393, B(1979), pp.712-722.
- (5) 日本機械学会編, 伝熱工学資料(改訂4), (1986), p.148.
- (6) 村上政明・ほか2名, 日本機械学会論文集, 54-501, B(1988), pp.1157-1162.
- (7) 甲藤好郎, 伝熱概論, (1996), p.304, 養賢堂.
- (8) 柴山信三・師岡慎一, 日本機械学会論文集, 45-389, B(1979), pp.110-117.
- (9) 師岡慎一・ほか2名, 日本機械学会論文集, 47-414, B(1981), pp.351-360.
- (10) Chi, S. W., NASA CR-122419(1971).
- (11) Chi, S. W., Heat Pipe Theory and Practice, (1976), p.51, McGraw-Hill.
- (12) 柴山信三・ほか3名, 日本機械学会論文集, 44-380, (1978), pp.1355-1365.
- (13) Polasek, F., 日本ヒートパイプ協会会報(ヒートパイプ技術), 25, (1988), p.49.
- (14) 西川兼康・藤田恭伸, 伝熱学, (2004), p.265, 理工学社.