多孔伝熱体 (スタッド) からフロリナート液
への沸騰熱伝達における限界熱負荷*中 島 忠 克^{*1}, 中 山 恒^{*2}
大 橋 繁 男^{*1}, 桑 原 平 吉^{*1}Critical Heat Loads in Boiling Heat Transfer
from Porous Studs to FLUORINERT LiquidTadakatsu NAKAJIMA, Wataru NAKAYAMA
Sigeo O'HASHI and Heikichi KUWAHARA

The device considered in this paper is a porous stud having a net of microchannels, designed to enhance boiling heat transfer from the electronic component at the stud base to the pool of FC-72. The two-step approach was taken to clarify the effects of geometrical parameters on the critical heat load on the porous stud. In the first step, the attention was focused on the burn-out condition in a confined space, using a pair of thermal chips to simulate the geometry of microchannels. The data were obtained by changing the microchannel gap in a range of 0.1~5 mm; and based on these data, the correlation was derived for the critical heat flux vs. the microchannel size. In the second step, the heat conduction analysis was performed assuming the critical state at the stud base and using the experimentally determined correlations of boiling heat transfer for the rest of the stud zone. Finally, it is shown that there exist optimum sizes of microchannels that maximize the allowable heat load within a certain set of geometrical constraints.

Key Words: Boiling, Critical Heat Flux, Heat Transfer Enhancement, Porous Media, Microchannel, Immersion Cooling, FLUORINERT FC-72

1. 結 言

近年、電子回路の発熱密度が増大するのに対応して、高性能冷却法の開発が望まれており、その一つとして発熱体を直接冷媒液中に浸漬し、沸騰冷却により熱を除去する方法が提案されている⁽¹⁾。現在、電子機器の沸騰冷却に適用が考えられているフロンカーボン系冷媒は、高い電気絶縁度を有し、化学的に安定で、地球環境に悪影響を及ぼす懸念もない。しかし、これらの冷媒の熱輸送性質は決して優れたものではない。例えば、パーフロロノーマルヘキサン (C_6F_{14} , フロリナート FC-72) の平滑面における限界熱流束は 16 W/cm^2 程度であり、ほぼ同じ沸点を持つフロン R-113 の限界熱流束の約 $1/2$ でしかない。このため、微細な煙突状の管路を配した伝熱体や樹枝状伝熱体⁽¹⁾、微細フィンを多数有する伝熱体⁽²⁾ など多くの沸騰伝熱促進構造が提案されている。一方、著者らは微細な流路が三次元的に多数配列されたフィン状多孔質伝熱体 (多孔ス

タッド、図 1) を用いると、中実の平滑スタッドに対し 2 倍以上の限界熱流束が得られるなど優れた冷却性能が得られることを示した⁽³⁾。

微細構造 (微細流路) と限界熱流束との関係については、これまでに多くの研究が行われており、平行 2 平板 (円板) 間における水の特性⁽⁴⁾⁽⁵⁾、同心二重円筒間における R-113 の特性⁽⁶⁾、単一環状フィンの両側にダミーフィンを設けた場合の R-113 の特性⁽⁷⁾、フィン群によって構成された多数の微細流路群における R-113 の特性⁽⁸⁾ などが報告されている。また、著者らは上記多孔スタッドの限界熱流束を、スタッド底辺長 L およびスタッド高さ N を種々変化させて調べた。その結

図 1 多孔スタッド

* 昭和 63 年 10 月 19 日 第 66 期全国大会講演会において講演、原稿受付 平成 2 年 2 月 5 日。

^{*1} 正員、(株)日立製作所 機械研究所(〒300 上浦市神立町 502)。

^{*2} 正員、東京工業大学工学部(〒152 東京都目黒区大岡山 2-12-1)。

果、 L, N などスタッドの外形寸法から決まる外表面包絡面積を基準にとると、種々の形状のスタッドから得られた限界熱流束のデータが互いに合致することを示した⁽⁹⁾。このことは、バーンアウト点付近ではスタッドに設けられた微細流路の内部はドライアウト状態となり、流路開口部近傍のみが伝熱に関与していることを示唆していると考えられる。

本研究では、微細流路寸法とスタッドの限界熱負荷との関係を明らかにするために2段階のステップを考えた。図2は本研究のアプローチを説明するための図で、スタッドの限界熱負荷は、微細流路の開口部近傍からの伝熱量 $Q_{\text{boil},n}$ ($n=1\sim N$, n は根元から数えて n 層めの微細流路) と、スタッドを構成する固体 (銅) 内の熱伝導量 $Q_{\text{cond},n}$ から決まることを示している。流路層の中で最も高温になる1層め ($n=1$) の流路が、開口部近傍に至るまで完全にドライアウトした状態がスタッドの限界点を決めると考える。そこで、第1ステップでは $Q_{\text{boil},1}$ の臨界値 $Q_{\text{cr},1}$ をモデル実験により求める。次に第2ステップでは、 $Q_{\text{boil},n}$ ($n>1$) と局所の ΔT との関係を導いたうえで、熱伝導方程式を解き、スタッドの限界熱負荷と諸パラメータとの関係を調べる。

記 号

- a : 微細流路断面の1辺の長さ mm, cm
- a_{opt} : 最大許容熱負荷をもたらす a の値 mm, cm
- C : 実験定数 [式(1)]
- D_e : 微細流路の相当直径 cm
- h : 微細流路断面の1辺の長さ mm, cm
- h_{fg} : 蒸発潜熱 J/g
- N : 多孔板積層数
- Q : 熱負荷 W
- q : ヒータ面積基準の熱流束 W/cm^2

図2 N 層多孔スタッドにおける伝熱問題

- S : 微細流路の開口面積 cm^2
- t : 多孔板における微細流路間の肉厚 mm, cm
- ΔT : 過熱度 K
- δ : 平行二平板間隔 m, cm
- λ_e : 多孔スタッド等価熱伝導率 [式(3)] $\text{W}/(\text{cm}\cdot\text{K})$
- ρ_v : 蒸発密度 g/cm^3
- σ : 表面張力 dyne/cm
- 添 字
- 1: 1枚の多孔板における値
- cr: バーンアウト点における値
- N : 多孔スタッドにおける値

2. 1枚の多孔板を用いた実験

2・1 実験装置および実験方法 図3に実験に使用した装置の概略図を示す。内径216 mm、高さ400 mmの沸騰部容器を56°Cの恒温循環水中に浸してある。沸騰部容器中には、供試冷媒FC-72が封入されており、上部に設置された凝縮器および沸騰部容器外周囲に巻かれた補助ヒータの能力を調節し、FC-72を大気圧飽和状態 (沸点56°C) に保った。FC-72の液温は設定値の ± 0.15 Kの範囲内に保たれた。図4(a), (b)に供試体の構造および寸法を示す。いずれの供試体も、発熱抵抗体および感温素子 (ダイオード) が埋め

図3 実験装置概略図

(a) Porous Plate

(b) Parallel Plate

図4 供試体構造および寸法

込まれた2枚の相対するシリコン製ヒータチップを用いている。供試体(a)では、図1に示す多孔スタッドを構成する銅板の一部を用いている。すなわち、この1 mm厚の銅板には表裏両面より互いに直交する微細な溝($a=0.25$ mm, $t=0.3$ mm, $h=0.55$ mm)を設けてあり、供試部はこの多孔板を上記2枚のチップの間に挟み込んだ構造にしてある。一方、供試体(b)は、上記チップのみで構成されており、狭いすきまの2平板間チャンネルを中央に有する。2平板間ギャップ δ を可変とし、 $\delta=0.1\sim5$ mmの範囲の実験を行った。いずれの供試体も冷媒液面下80 mmの位置にチップの上端が来るように、また、チップ面が垂直になるようにして実験を行い、2枚のチップには等しい熱負荷を加えた。以下の整理に用いる限界熱負荷は、チップ内感温素子の電圧出力が急激な変化を示し、暴走し始めたときの2枚のチップの電気入力値の和で定義した。また、各実験ケースについて沸騰曲線を5回ずつ繰返し求めたが、 $Q_{cr,1}$ のばらつきは最大5%であり、本報告では $Q_{cr,1}$ として5回の平均値を用いることにする。一方、バーンアウト点近傍では供試体過熱度が50 Kにも達し、供試体背面からの熱漏えいが無視できなくなる。そこで、供試体(b)において互いのチップを密着させたとき($\delta=0$ mm)の熱負荷と過熱度との関係を実験的に求め、 $Q_{cr,1}$ の測定値からこうして求めた熱漏えい量を差引いた。熱負荷の測定精度は ± 0.1 W、供試体温度の測定精度は ± 0.05 Kである。

2.2 実験結果および考察 図5に供試体(a)、(b)の限界熱流束 $q_{cr,1}$ を示す。 $q_{cr,1}$ はチップ面基準の熱流束であり、参考のため微細フィン面⁽³⁾のデータも並記した。平行2平板における $q_{cr,1}$ と δ との関係を見ると、 $\delta \leq 2$ mmでは δ の増加とともに $q_{cr,1}$ は増加す

るが、 $\delta > 2$ mmでは逆に $q_{cr,1}$ は減少し、やがて開放伝熱面のそれと同じになる。このような δ の増加とともに $q_{cr,1}$ が増加する傾向は、水のデータ⁽⁴⁾と定性的に同じである。一方、平行2平板に対し、2.9倍の実伝熱面積を有する多孔板の $q_{cr,1}$ が、同一の流路を持つ平行2平板($\delta=0.25$ mm)の $q_{cr,1}$ と同じ所に位置する。このことは、平行2平板間のすきま幅を小さくすると、加熱面はその周辺部を除き大部分が常に乾燥状態に保たれるということが水を用いた実験で観察されており⁽⁴⁾、本報で対象とする系においても同様の状況が現れ、わずかに流路の開口部近傍のみが伝熱に寄与しているという前述の考え方を裏付けるものと思われる。また、微細フィンの開口面積(フィン間すきま部面積)が平行2平板の開口面積の約5倍であるのに対し、 $q_{cr,1}$ は3.6倍であり、フィン列のように開口が多数並ぶと必ずしも開口すべてが有効に働かなくなることを示している。 δ の減少に伴い $q_{cr,1}$ が減少するのは、蒸気の放出および液の流入に対する抵抗が増え、空洞内部の蒸気占有率が高くなり有効な伝熱面積が減少するためと考えられる。また、 $q_{cr,1}$ が最大となる δ では、すきまの中の二相流動による液の吸引作用が強く、開放伝熱面の場合よりも液が伝熱面に供給されやすくなっていると考えられる。

これらの結果より、流路の小さな微細流路では、開口部における蒸気閉そくが流路内部をドライアウトさせ、系をバーンアウトに至らせると考え、開口部における気泡形成を支配する主要因子である表面張力と蒸気動圧との関係で実験結果の整理を試みる。整理に当たっては、開口近傍で蒸発した蒸気の動圧が表面張力による面圧の最大値(流路内の最大圧)より大きくなると、開口部に気泡が形成されなくなり、開口内部への液の供給が行われなくなると考えた。すなわち、動圧と最大面圧との比

$$\frac{\rho_v \left(\frac{Q_{cr,1}}{h_{fg} \cdot \rho_v \cdot S} \right)^2 / 4\sigma}{D_e}$$

でバーンアウト限界を評価し、 $Q_{cr,1}$ を実験により定められる定数 C を用いて下式で表す。

$$Q_{cr,1} = C \left(h_{fg}^2 \cdot \rho_v \cdot \sigma \cdot \frac{S^2}{D_e} \right)^{1/2} \dots \dots \dots (1)$$

図6に式(1)の右辺のパラメータを横軸にとり種々の実験値を整理した結果を示す。微細フィンにおけるFC-72のデータ⁽²⁾⁽³⁾、単一環状フィン⁽⁷⁾およびフィン群⁽⁸⁾におけR-113のデータも並記する。各データは式(1)の傾向をほぼ示しているが、各データは二つのグループに分けられる。そこで、各グループに対して定数 C を求めると、 $C=1.3$ (すきまあるいは微細流路列が

図5 限界熱流束に及ぼす流路径 δ の影響

1 ないし 1 対の場合), $C=0.5$ (すきまが多数並列に並んだ場合) となり, 式(1)は各実験データ群を $\pm 30\%$ の範囲内に収めている。

3. 多孔スタッドの限界熱負荷

3・1 実験 多孔スタッドは, 供試体(a)に用いた多孔板を複数枚積層して板相互を拡散接合したもので, スタッド端面には微細フィンが, スタッド内部には微細な流路群が層状に形成されている。図7に実験装置の概略を示す。スタッドは, 多孔板積層数 $N=1 \sim 7$ 層, 底辺長 $L=10 \sim 40$ mm である。また, 微細流路の各部寸法は, 接合時における加熱加圧により図4(a)に示す多孔板が変形するため, $a=0.2$ mm, $t=0.35$ mm, $h=0.4$ mm であった。供試体は, 上記積層多孔部, 壁温および熱流束測定用 $\phi 0.2$ C-C 熱電対が 8 点埋め込まれた 10 mm 厚の銅ブロック部, および, 加熱用のセラミックヒータ部により構成されている。実験は, FC-72 および R-113 が封入されたアクリル製容器の冷媒側に積層多孔部のみが突き出した状態で行った。容器上部には凝縮器, 容器底部には補助ヒータを設け, 冷媒を大気圧飽和状態に保った。図8(a), (b)に熱流束の減少過程における沸騰曲線を示す。熱流束および過熱度は多孔部基底面積および基底温度で定義したものである。銅ブロック内の温度こう配より計算した q_N とヒータ電気入力より求めた q_N とでは最大 10% の差異が生じたが, 各銅ブロック内測定点温度の一次近似直線と各測定温度との誤差が 3.7% 以下であったため, ここでは温度こう配より求めた q_N を用いることとした。また, スタッド基底温度は, 上記温度こう配を外挿して求めたが, その精度は ± 0.2 K 以内と考えられる。各種外形寸法のスタッドの $q_{cr,N}$ は N の増加により増加し, L の増加により減少する。

3・2 沸騰伝熱を伴う熱伝導問題の解析 次にこれら多孔スタッドの限界熱負荷と幾何形状因子との関

図6 狭流路における限界熱負荷

図7 多孔スタッド実験装置

図8 多孔スタッドの沸騰曲線

連を説明するための検討を行う。スタッドでは、スタッドの積層方向に過熱度が順次小さくなるため、それぞれの過熱度に対応する熱流束を知らなければスタッド全体の放熱量を知ることができない。そこで図9に示す前述の供試体(a)を用いて測定した沸騰曲線および微細フィン面の沸騰曲線⁽³⁾を基に、式(1)の関数形を参考に q_1 - ΔT 相関式を導く。ただし式(1)の $Q_{cr,1}$ にはスタッドの側面あるいは端面の表面積（開口部近傍の微細流路面も含めた）が関係していると考えられるので、基底への投影面積を基準とする熱流束の相関式を導くには、幾何形状に関する何らかの換算が必要である。ここでは、沸騰曲線を(1)バーンアウト点近傍域 q_H 、(2)中熱流束域 q_D 、(3)端面微細フィン q_M の三つに分け、それぞれの領域に対し、 a, t, h, L から成る幾何形状因子を含む次式を導いた。

$$\left. \begin{aligned} (1) \quad q_H &= 1.36 \frac{\sqrt{ah(a+h)}}{L(a+t)} (h_{fg}^2 \cdot \rho_v \cdot \sigma)^{1/2} \cdot \Delta T^{0.24} \\ &\quad (q_H \leq q_D, \Delta T \leq 56 \text{ K}) \\ (2) \quad q_D &= 0.21 \frac{a+h}{a+t} \Delta T^{1.10} (q_H > q_D) \\ (3) \quad q_M &= 3.24 \times 10^{-4} \frac{\sqrt{a(L+2h)(L+a+2h)}}{L(a+t)} \\ &\quad \times (h_{fg}^2 \cdot \rho_v \cdot \sigma)^{1/2} \cdot \Delta T^{2.39} (\Delta T \leq 21 \text{ K}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、幾何形状因子から成る係数項の導入においては、実用上考えられる a, t, h の設定範囲が極めて狭いことから、図9に示した沸騰曲線の傾きは変化しないものとし、各形状寸法の効果を線形因子で与えた。すなわち、係数項における $1/(a+t)$ は、単位長当たり

の微細流路の本数を表し、微細流路または微細フィンのピッチが増す程流路数あるいはフィン数が減少する効果を表したものである。一方、 q_H および q_M 相関式における係数項分子項は、式(1)における S^2/D_e を表し、また q_D 相関式の $a+h$ 項は、微細流路内の実面積の増加の効果を表す。以上の q - ΔT 相関式を用いた熱伝導解析を行うに当たり、スタッドの等価熱伝導率を次式で与える。

$$\lambda_e = \lambda_m \left(\frac{t}{a+t} \right)^2, \lambda_m = 3.72 \text{ W}/(\text{cm} \cdot \text{K}) \dots\dots\dots (3)$$

ここで、スタッド材である銅と流路内の冷媒蒸気の熱伝導率比が105:1であるのに対し、 $t/(a+t)$ が0.1~0.9の範囲であるため、冷媒の寄与は簡単のため無視した。

以下、スタッドの限界熱負荷 $Q_{cr,N}$ は次式を数値的に解いて求めた。

$$-\lambda_e \frac{d^2 \theta}{dx^2} = q(\theta = \Delta T) \dots\dots\dots (4)$$

ここに、境界条件はスタッド根元 ($x=0$) およびスタッド先端 ($x=x_N$) において、

$$\left. \begin{aligned} x=0; \quad -\lambda_e \frac{d\theta}{dx} &= \int_0^{x_N} q dx = \frac{Q_{cr,N}}{L^2} \\ \theta &= \Delta T_{cr,1} = 56 \text{ K} \\ x=x_N; \quad -\lambda_e \frac{d\theta}{dx} &= q_M \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

図10に式(2)~(5)を用いて計算した限界熱負荷と図8に示す実験データとの比較を示す。FC-72, R113とも実験と計算の結果は最大20%の誤差範囲内で良く一致しており、限界熱負荷に関する本予測法が有効であることがわかる。

図9 多孔板および微細フィン面の沸騰曲線

図10 多孔スタッド限界熱負荷の計算値と実験値との比較

(a) 流路壁肉厚 t の影響 (b) 積層数 N の影響図 11 多孔スタッド限界熱負荷に及ぼす
流路幅 a の影響

3・3 微細流路の寸法が限界熱負荷に及ぼす影響

本予測法を用い、スタッド微細構造の最適化を試みる。図 11 に流路幅 a と限界熱負荷との関係を示す。図 11(a) は流路壁肉厚をパラメータとし、図 11(b) は積層数をパラメータとしている。いずれの図も $Q_{cr,N}$ を最大にする a の最適値 a_{opt} が存在することを示している。また、 t の増加および N の減少とともに a_{opt} は大きくなり、最適点付近における $Q_{cr,N}$ の曲線は滑らかなものとなる。 a に最適値が存在することを定性的に説明すると以下ようになる。 a の増加により、(1) 1 流路当たりの熱流量が減少する。一方、(2) スタッド基底面積当たりの流路数および等価熱伝導率〔式(2)、(3) $1/(a+t)$ 項〕は減少する。これら(1)と(2)の効果が働き、ある a の値でスタッド基底からの熱流量が最大となる。 a_{opt} に及ぼす影響についても、限定された基底面積に収容できる流路数と等価熱伝導率とを考え合えると説明できる。一方、 N の影響について見ると、 N が大きくなるほど実質面積増えるので限界熱流量は増大するが、 a_{opt} は小さくなる。これは、 a を小さくすると基底面積当たりの銅の占有体積が増すので λ_e が大きくなり、その結果、フィン効率が向上することによる。

4. 結 言

微細流路を有する多孔板を複数枚重ねて構成した多孔熱伝熱体（スタッド）の限界熱負荷に関する検討を行い、次の結論を得た。

(1) まず多孔板 1 枚の場合の限界熱負荷を実験的に求め、実験式を提案した。この実験式は FC-72 を用いて得た本実験データのみならず、FC-72 や R 113 を用いた他の多孔体および微細フィン体のデータも $\pm 30\%$ の範囲内に収め得ることを示した。

(2) 次に多孔スタッドの軸方向熱伝導と各構成層からの沸騰熱伝達とが関連し合う複合伝熱問題を考え、多孔スタッドの限界熱負荷を予測する方法を提案した。予測値と実験値とは $\pm 20\%$ の範囲内で一致した。

(3) 上記の予測計算式には微細流路構造の寸法が因子として含まれているので、これら因子の値をある範囲で変えて計算を行い、限界熱負荷に及ぼす寸法因子の影響を調べた。その結果、限界熱負荷を最大にする因子の組合せがあることがわかった。

文 献

- (1) Oktay, S., *HEAT TRANSFER*-1982, 4 (1982), 113.
- (2) Anderson, T. M. and Mudawar, I., *J. Heat Transf.*, 111 (1989), 752.
- (3) Nakayama, W., ほか 2 名, *ASME Paper*, No. 84-WA/HT-89. (1989).
- (4) 甲藤・ほか 2 名, *機論*, 42-361 (1976), 2854.
- (5) Fujita, Y., ほか 3 名, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 31-2 (1988), 229.
- (6) Chang, Y. and Yao, S., *J. Heat Transfer*, 105 (1983), 192.
- (7) 熊谷・ほか 3 名, *機論*, 50-456, B (1984), 1920.
- (8) 熊谷・ほか 4 名, *機論*, 52-473, B (1986), 151.
- (9) 中島・ほか 3 名, 第 23 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, B 115 (1986), 169.