

ベーパーチャンバーの伝熱特性に関する基礎実験と数値解析* (熱源サイズの影響)

小糸 康志^{*1}, 井村 英昭^{*2}, 望月 正孝^{*3}
齊藤 祐士^{*3}, 鳥居 修一^{*1}

Fundamental Experiments and Numerical Analyses on Heat Transfer Characteristics of a Vapor Chamber (Effect of Heat Source Size)

Yasushi KOITO^{*4}, Hideaki IMURA, Masataka MOCHIZUKI,
Yuji SAITO and Shuichi TORII

^{**4} Department of Mechanical Engineering and Materials Science, Kumamoto University,
2-39-1 Kurokami, Kumamoto, 860-8555 Japan

A "Vapor Chamber" is used as a novel heat spreader to cool high-performance MPUs (micro-processor units). The vapor chamber is placed between small heat sources and a large heat sink. This paper describes the effect of heat source size on the heat transfer characteristics of the vapor chamber. First, by the experiments, the effect of heat source size on the temperature distribution of the vapor chamber is investigated, and the validity of the mathematical model of the vapor chamber is confirmed. Secondly, by the numerical analyses, the effect of heat source size on the thermal resistances inside the vapor chamber is discussed. It is found that the heat source size greatly affects the thermal resistance of the evaporator section inside the vapor chamber. Although the thermal resistance is hardly affected by the heat generation rate and the heat flux of the heat source, it increases as the heat source becomes smaller.

Key Words: Heat Transfer, Heat Pipe, Vapor Chamber, Heat Spreader, Heat Source, Experiment, Numerical Analysis

1. 結 論

最近、パソコンやワークステーション、サーバー等に搭載されているMPU(microprocessor unit)の冷却用ヒートシンクに、熱拡散板として、平板状のヒートパイプである“ベーパーチャンバー”が取り付けられている。近年のMPUの高速化および小型化に伴う発熱量、発熱密度の増大に対する一方策であり、ベーパーチャンバーを用いることによってMPUからの発熱を広く拡散させ、冷却面積の大きなヒートシンクによって効率的に冷却することができる。ベーパーチャンバーの有用性は既に実証されており^{(1), (2)}, さらに、ベーパーチャンバーは、その厚さが5mm以下と薄く、

従来の銅製熱拡散板よりも軽量であるという特長を有する。

ベーパーチャンバーは、現状のMPUの発熱量、発熱密度に対して十分に機能し、MPUの効率的な冷却を実現している。しかしながら、MPUの発熱量、発熱密度は、その高速化、小型化とともに今後ますます増大すると予想されており、その場合においては、現状のベーパーチャンバーでは対応に限界を有する。

したがって、ベーパーチャンバーに対して更なる性能向上が要求されており、これまでに、ベーパーチャンバーの伝熱特性に及ぼす諸因子の影響を明らかにした実験結果⁽³⁾⁻⁽⁶⁾が報告され、また、ベーパーチャンバー内の熱輸送現象を解析する数値モデルも開発され⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾、ベーパーチャンバーの高性能化や最適化に関する研究が進んでいる。しかしながら、これまでの研究においては、ベーパーチャンバーの冷却対象であるMPU(熱源)のサイズについて深く追究さ

* 原稿受付 2005年5月16日。

^{*1} 正員, 熊本大学工学部(☎860-8555 熊本市黒髪2-39-1)。

^{*2} 正員, フェロー, 熊本大学工学部。

^{*3} 正員, (株)フジクラ(☎135-8512 東京都江東区木場1-5-1)。

E-mail: koito@gpo.kumamoto-u.ac.jp

れておらず、さらに、MPU の小型化およびそれに伴う発熱密度の増大が進む現状を鑑みれば、熱源サイズに立脚したベーパーチャンバーの伝熱特性に関する基礎的知見の提出も、ベーパーチャンバーの高性能化、最適化を図る上では必要であると考えられる。

そこで本研究では、まず、サイズの異なる 3 種類の熱源を用いて実験を行い、熱源サイズとベーパーチャンバーの伝熱特性との関係について調査する。次いで、前報⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾において構築した数値モデルを使用し、ベーパーチャンバーの伝熱特性に及ぼす熱源サイズの影響について追究する。また、従来のヒートパイプと同様に、ベーパーチャンバーから冷却空気までの全熱抵抗を、ベーパーチャンバー内蒸発部熱抵抗、凝縮部熱抵抗、ヒートシンク熱抵抗に分け、特に本解析では、前二つの熱抵抗に及ぼす熱源サイズの影響についても検討する。

2. おもな記号

A : 面積 cm^2, m^2
c_p : 比熱 $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
h_{fg} : 蒸発・凝縮潜熱 J/kg
K : 透過率 m^2
k : 熱伝導率 $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
p : 圧力 Pa
Q : 熱量 W
q : 熱流束 $\text{W}/\text{cm}^2, \text{W}/\text{m}^2$
R : 熱抵抗 K/W
r : 半径方向座標 mm, m
r^* : 半径 mm, m
T : 温度 $^{\circ}\text{C}$
$\langle T \rangle$: 平均温度 $^{\circ}\text{C}$
V : 速度ベクトル $= (v, w) \text{ m/s}$
v : 半径方向速度 m/s
w : 軸方向速度 m/s
z : 軸方向座標 mm, m
ε : 空隙率
μ : 粘度 $\text{Pa}\cdot\text{s}$
ρ : 密度 kg/m^3

添 字

1~5 : 図 2 に示した各位置
<i>air</i> : 冷却空気
<i>b</i> : 下面
<i>c</i> : 凝縮部
<i>cal</i> : 解析値
<i>e</i> : 蒸発部
<i>eff</i> : 有効

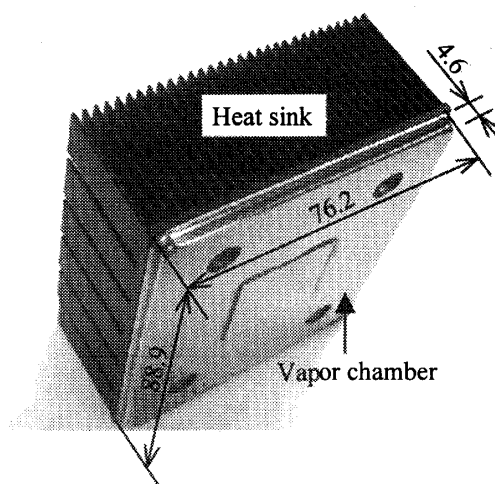


Fig. 1 Photograph of the vapor chamber

<i>exp</i> : 実験値
<i>l</i> : 液-ウイック領域
<i>s</i> : 固体壁領域
<i>sat</i> : 飽和
<i>sink</i> : ヒートシンク
<i>sou</i> : 熱源
<i>t</i> : 上面
<i>v</i> : 蒸気領域
<i>vc</i> : ベーパーチャンバー

3. ベーパーチャンバー

ヒートシンクに取り付けられたベーパーチャンバーを図 1 に示した。ベーパーチャンバーは、本質的に平板状のヒートパイプであり、後掲図 3 の数値モデルに示したように、密閉銅製容器内にウイックを設置して、作動液を封入したものである。作動液には水を用いた。また、ウイックには銅粒焼結体(粒子寸法 100 ~ 200 メッシュ、空隙率 40%)を採用し、シート状焼結体(厚さ 0.5mm)を内部上面・下面に装着して、さらに、作動液の還流をより確実にするため、カラム状焼結体(直径 8.5mm)も設置した。

ベーパーチャンバーは、熱源とヒートシンクの間に設置される(後掲図 2 参照)。ベーパーチャンバー内では、作動液が熱源からの熱を受け取り蒸発し、蒸気は広がりながら上面に向かって流れる。上面では蒸気が凝縮し、凝縮液はウイックにより下部へと還流されるが、この一連のプロセスにおいて、熱源の熱を広く拡散させヒートシンクへと伝えることから、効率の良い放熱が達成される。

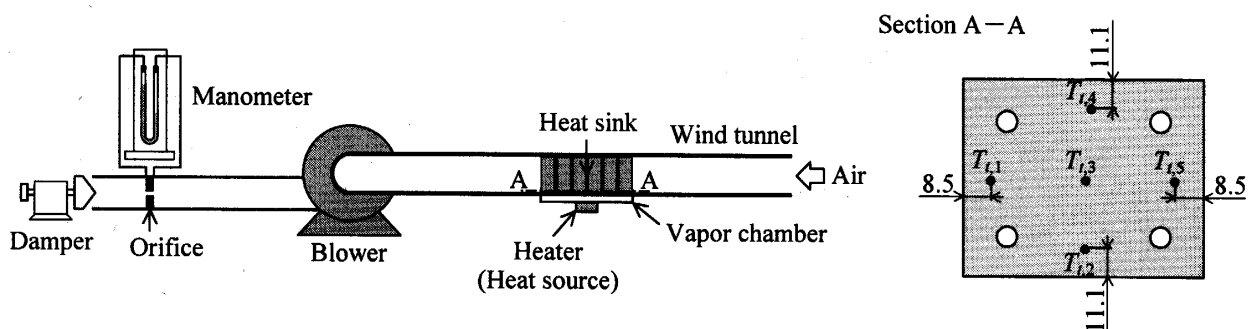


Fig. 2 Experimental apparatus (left) and measuring points of temperature at the top of the vapor chamber (right); dimensions in millimeters

4. 実験装置および実験方法

実験装置の概略図を図 2 に示した。ペーパーチャンバーをヒートシンクに取り付け、このヒートシンクを風洞内に設置し、送風機により空冷して、ペーパーチャンバー下面に接触させた熱源を冷却するものである。熱源には角柱状のヒーターを用いた。

風洞の長さは 870mm、断面は矩形(縦 31.0mm、横 78.0mm)であり、風洞の長手方向中心にヒートシンクを設置した。このとき、ヒートシンクと風洞内壁との隙間において生じる冷却空気の流れを防止するため、ヒートシンクが風洞内壁に内接するように風洞を製作した。ペーパーチャンバー上面、下面およびヒートシンク下面の面積はいずれも等しく、また、ヒーター上面の面積よりも大きくなっており、ペーパーチャンバー下面の中央部において、ペーパーチャンバーとヒーターは接している。冷却空気流速は、ダンパーにより調節し、オリフィスおよびマンノメーターにより測定した。ヒーターと接しているペーパーチャンバー下面中心温度 T_b を測定するために、ヒーター上面に小溝を掘って熱電対を 1 本取り付け、サーマルグリース(熱伝導率 = 0.64 W/(m·K))を塗布して、ヒーターとペーパーチャンバーを接触させた。一方、図 2 に併示した各位置におけるペーパーチャンバー上面温度 $T_{t,1} \sim T_{t,5}$ を測定するために、ヒートシンクの基盤部(厚さ 2.5mm)に側方から小穴を掘って熱電対を 5 本挿入した。なお、熱電対には全て K 型熱電対を採用した。また、ヒーター、ペーパーチャンバーを含め、風洞周囲は繊維系および発泡プラスチック系の両断熱材を用いて十分に断熱し、風洞内空気流量とヒートシンク流入・流出空気温度の差から求まる放熱量を求めると、電力計で測定したヒーター発熱量と 5.5%以内で一致したので、本実験では後者の発熱量をペーパー

Table 1 Specification of the heaters

Type	A_{sou} [cm ²]
H1	1.5 (1.22cm square)
H2	3.0 (1.73cm square)
H3	6.0 (2.45cm square)

チャンバーへの入熱量 Q とした。

実験では、同一のペーパーチャンバーおよびヒートシンクを用い、風洞内空気流速を 1.5m/s、冷却空気温度 T_{air} を 25°C に設定して、表 1 に示した上面(=ペーパーチャンバーとの接触面)の面積 A_{sou} が異なる 3 種類のヒーター H1, H2, H3 をそれぞれ冷却した。H1, H2, H3 とともに、 $Q = 24, 48, 72\text{W}, \dots$ に設定し、定常状態に達した後、 T_b および $T_{t,1} \sim T_{t,5}$ を記録した。

なお、ペーパーチャンバーは、 Q を大きくしていくと、最終的には、内部での作動液の蒸発に作動液の還流が追いつかなくなり、ヒーター上方のウイックがドライアウトして、急激に冷却性能が低下する作動限界に達する。本研究では、作動液の還流が保障され、ペーパーチャンバーが作動限界に至らない範囲で実験を行っており、また、後述の数値解析も、この範囲内において実施する。

5. 数値モデルおよび数値解析法

ペーパーチャンバーの数値モデルおよび数値解析法については、前報⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾において詳述したので、ここではそれらの概要のみを記載する。

簡単化のため、ペーパーチャンバーおよび熱源を、それぞれ次式で定義した半径 r_{vc}^* および r_{sou}^* によって円盤状にモデル化し、対称性より、図 3 に示した系について解析を行う。

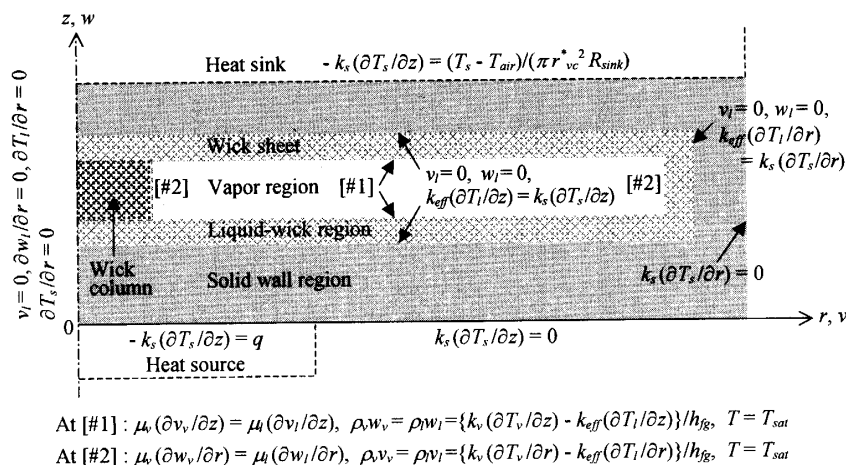


Fig. 3 Mathematical model and boundary conditions

$$r_{vc}^* = (A_{vc}/\pi)^{1/2} \quad (1)$$

$$r_{sou}^* = (A_{sou}/\pi)^{1/2} \quad (2)$$

ここで、 A_{vc} および A_{sou} はそれぞれ、ペーパーチャンバー上面の面積(=下面の面積)および熱源上面(=ペーパーチャンバーとの接触面)の面積である。また、ペーパーチャンバー上面は全面ヒートシンクによって冷却され、ペーパーチャンバー内は蒸気領域、液-ウイック領域、固体壁領域の三つの領域に分けることができる。

以上の解析系に対し、

- ペーパーチャンバー内は定常状態である
- 蒸気の流れは層流である
- ウイックは等方性である
- 作動液の還流は保障されている
- 蒸気領域と液-ウイック領域との境界面においてのみ蒸気は凝縮し、液は蒸発する

と仮定することにより、蒸気領域、液-ウイック領域、固体壁領域のそれぞれに対して、表 2 に示した支配方程式が与えられる。ここで、 V は速度ベクトル、 p は圧力、 T は温度、 ρ は密度、 μ は粘度、 c_p は比熱、 k は熱伝導率、 ε は空隙率、 K は透過率であり、添え字 v, l, s はそれぞれ蒸気領域、液-ウイック領域、固体壁領域を表す。式(6)~(8)は速度に細孔速度を用いることにより導出した。また、 k_{eff} は液-ウイック領域における有効熱伝導率である。

境界条件を図 3 に併示した。ここで、 h_{fg} は蒸発・凝縮潜熱、 q は熱流束、 T_{air} は冷却空気温度であり、蒸気領域と液-ウイック領域の境界面の温度は、ペー

Table 2 Governing equations

For the vapor region;	
$\nabla \cdot V_v = 0$	(3)
$\rho_v V_v \cdot \nabla V_v = -\nabla p_v + \mu_v \nabla^2 V_v$	(4)
$\rho_v c_{p,v} V_v \cdot \nabla T_v = k_v \nabla^2 T_v$	(5)
For the liquid-wick region;	
$\nabla \cdot V_l = 0$	(6)
$\rho_l V_l \cdot \nabla V_l = -\nabla p_l + \mu_l \nabla^2 V_l - \varepsilon \mu_l V_l / K$	(7)
$\rho_l c_{p,l} V_l \cdot \nabla T_l = (k_{eff}/\varepsilon) \nabla^2 T_l$	(8)
For the solid wall region;	
$\nabla^2 T_s = 0$	(9)

Table 3 Specification of the vapor chamber

Material (chamber)	Copper
Material (wick sheet and wick column)	Sinter made of copper particles (porosity: 40%)
Working fluid	Water
Height of vapor chamber	4.6 mm
Radius of vapor chamber, r_{vc}^*	46.4 mm
Height of vapor region	1.1 mm
Thickness of wick sheet	0.5 mm
Radius of wick column	4.3 mm

ペーパーチャンバー内の圧力に対応する飽和温度 T_{sat} とした。また、 R_{sink} はヒートシンクの熱抵抗である。 R_{sink} は既存の整理式等から概ね予測できると考えられるが、本解析はペーパーチャンバー内の現象解析を主

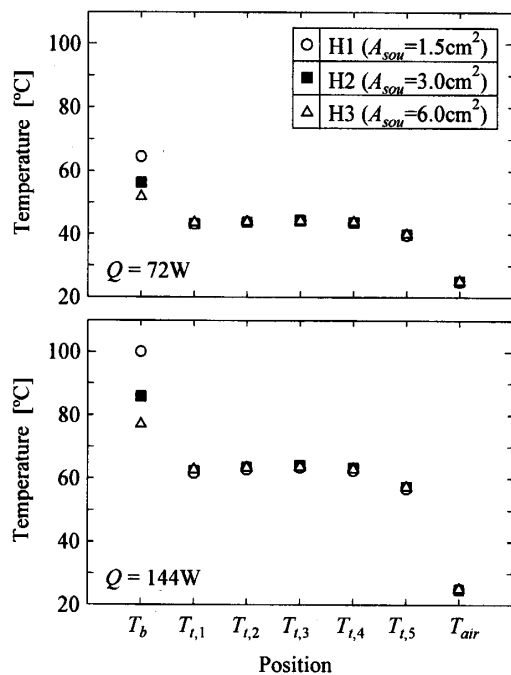


Fig. 4 Temperatures at the top and bottom of the vapor chamber

目的としており、 R_{sink} に精度の良い値を与えて計算誤差を少なくする必要性から、本研究で用いたヒートシンクの温度分布を測定した前報⁽⁵⁾の実験結果から $R_{sink} = 0.249 \text{ K/W}$ と与えた。

数値解析法には、既報⁽¹⁰⁾に示されている手法を採用した。式(3)~(9)の支配方程式は、境界条件の下で、コントロールボリューム法によって離散化し、SIMPLE アルゴリズムによって解を得た。このとき、 T_{sat} が未知数であるため、計算は T_{sat} をパラメーターとして実行し、得られた数値解析結果のうち、定常解析であることから、蒸気領域と液-ウイック領域の境界面の速度分布から求められるベーパーチャンバー内の蒸気発生量と蒸気凝縮量、さらに、熱源からの入熱量とヒートシンクからの放熱量がいずれも 0.1% 以内で一致するものを、その条件下における数値解析結果とした。

図 1 に示したベーパーチャンバーの仕様に基づき、数値モデルの仕様を表 3 に示したように決定した。

6. 実験結果および数値解析結果

6.1 ベーパーチャンバー内の温度分布 H1, H2, H3 について、 $Q = 72, 144 \text{ W}$ に設定した時のベーパーチャンバー下面中心温度 T_b およびベーパーチャンバー上面温度 $T_{i,1} \sim T_{i,5}$ の実験結果を図 4 に示した。ベーパーチャンバー上面では、いずれのヒ

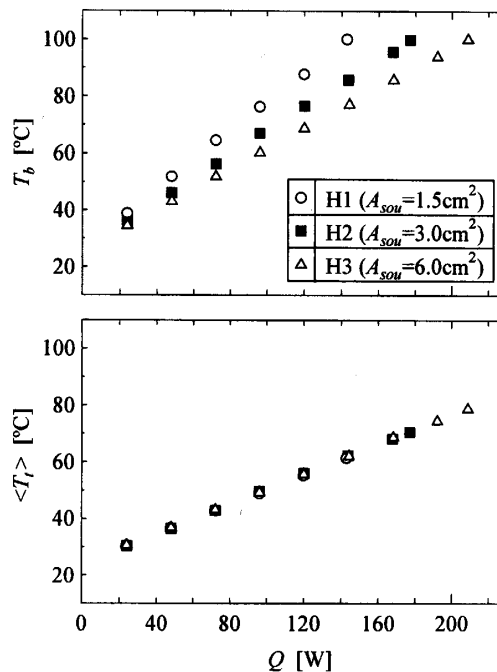


Fig. 5 Relation between temperatures of the vapor chamber and the heat generation rate

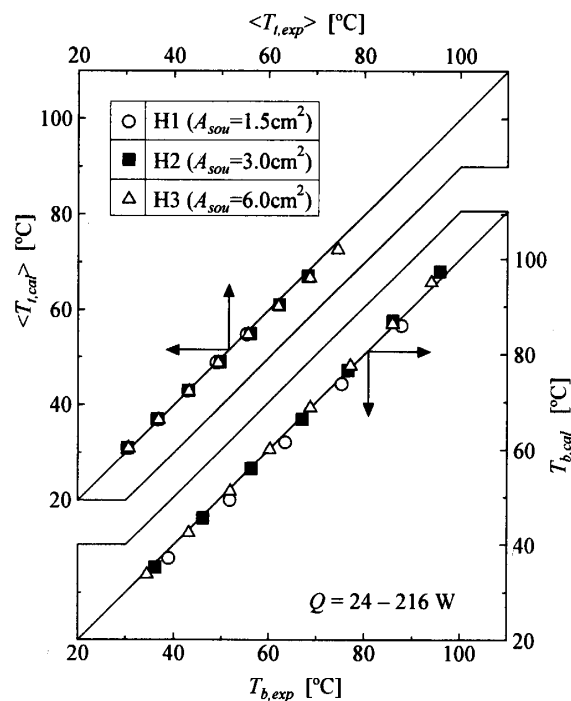
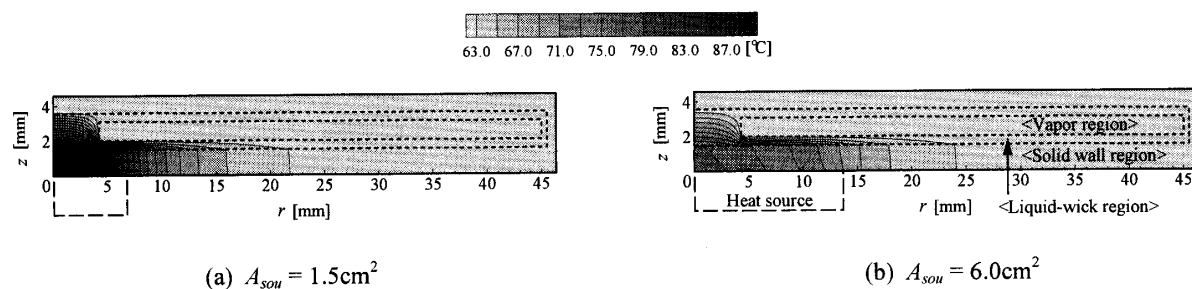


Fig. 6 Correlation between experimental results and numerical results

ーターを用いた場合も、空気流入側の $T_{i,5}$ で若干温度が低くなるものの、ほぼ一様温度となっており、ベーパーチャンバーの熱拡散効果によって、ヒーター

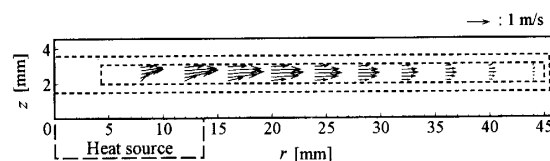
Fig. 7 Temperature distribution inside the vapor chamber for $Q = 144\text{ W}$, $T_{\text{air}} = 25^\circ\text{C}$

からの熱が広く拡散され、ヒートシンクへと伝わっていることが確認できる。

$T_{t,1} \sim T_{t,5}$ に大きな違いがみられないことから、これらの算術平均値 $\langle T_t \rangle$ をとり、H1, H2, H3 について、各 Q における T_b および $\langle T_t \rangle$ の実験結果を図 5 に示した。これより、熱源サイズの影響はペーパーチャンバーの下面にのみ顕著に現れ、上面にはほとんど現れないことがわかる。

ペーパーチャンバー下面中心温度、上面平均温度それぞれについて、全実験範囲における実験結果 $T_{b,exp}$, $\langle T_{t,exp} \rangle$ と数値解析結果 $T_{b,cal}$, $\langle T_{t,cal} \rangle$ との相関を図 6 に示した。ペーパーチャンバーの数値モデルにおいては、ヒートシンクの熱抵抗 R_{sink} に前報⁽⁵⁾の実験結果から算定した値 ($=0.249\text{ K/W}$) を用いており、 $\langle T_{t,exp} \rangle$ と $\langle T_{t,cal} \rangle$ とは良く一致する。また、前報⁽⁹⁾で示したように、 $T_{b,cal}$ は k_{eff} の見積りに大きく依存するが、本実験範囲においては、 $k_{eff} = 4.0\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ を与えた場合について、図 6 に示したように $T_{b,exp}$ と $T_{b,cal}$ とは良く相関する。球状粒子の焼結体ウイックに対して提出されている、Chi の式⁽¹¹⁾を用いると $k_{eff} = 3.36 \sim 3.61\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ と見積もられ、一方、矢木・国井の式⁽¹²⁾を用いると $k_{eff} = 7.93 \sim 8.40\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ と見積もられる。本数値解析で与えた $k_{eff} = 4.0\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ は、従来の経験式から見積もられる値の範囲内にあり、妥当な値であると判断できる。以下では、この数値モデルを用いて検討を行う。

$A_{sou} = 1.5, 6.0\text{ cm}^2$ における、ペーパーチャンバー内の温度分布に関する数値解析結果を図 7 に示した。なお、図中の破線は蒸気領域と液-ウイック領域、もしくは液-ウイック領域と固体壁領域との境界を示す。また、蒸気領域内の速度分布に関する数値解析結果を図 8 に示した。図 7 および図 8 からわかるように、ペーパーチャンバー内では、熱源近くの液-ウイック領域内において、作動液が熱源からの熱を受け

Fig. 8 Vapor velocity inside the vapor chamber for $A_{sou} = 6.0\text{ cm}^2$, $Q = 144\text{ W}$, $T_{\text{air}} = 25^\circ\text{C}$

取り蒸発し、蒸気流によって、熱は広く上部の液-ウイック領域へと伝えられる。上部の液-ウイック領域では蒸気が凝縮し、凝縮液は下部へと還流されるが、この一連の熱拡散プロセスにおいて、作動流体の蒸発・凝縮潜熱が利用されるため、蒸気領域内およびペーパーチャンバー上面の温度はほぼ一様となる。熱源サイズが小さくなると、熱源からの熱流束が大きくなり、熱源近くの温度勾配が著しくなるが、前掲の図 4 および図 5 と同様、ペーパーチャンバー上面の温度は熱源サイズの影響をほとんど受けないことがわかる。また、液-ウイック領域の温度勾配の方が、固体壁領域の温度勾配よりも顕著になるが、これは、前者(銅粒焼結体ウイック)の有効熱伝導率($k_{eff} = 4.0\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$)が、後者(銅)の熱伝導率よりも大幅に小さいためである。

図 7 (a) および (b) から、ウイックカラム下面、すなわち、 $r = 0 \sim 4.3\text{ mm}$, $z = 2.0\text{ mm}$ の面を通過する伝熱量を求めると、それぞれ、 10.4 W および 5.1 W となる。 A_{sou} が小さくなると、ウイックカラムを通過する伝熱量は多くなるが、ペーパーチャンバーへの入熱量 $Q = 144\text{ W}$ と比較するとわずかである。したがって、ペーパーチャンバー内では、作動流体の蒸発・凝縮潜熱を利用する前述の熱拡散プロセスが支配的であり、ウイックカラムを通過する熱量は非常に小さいといえる。

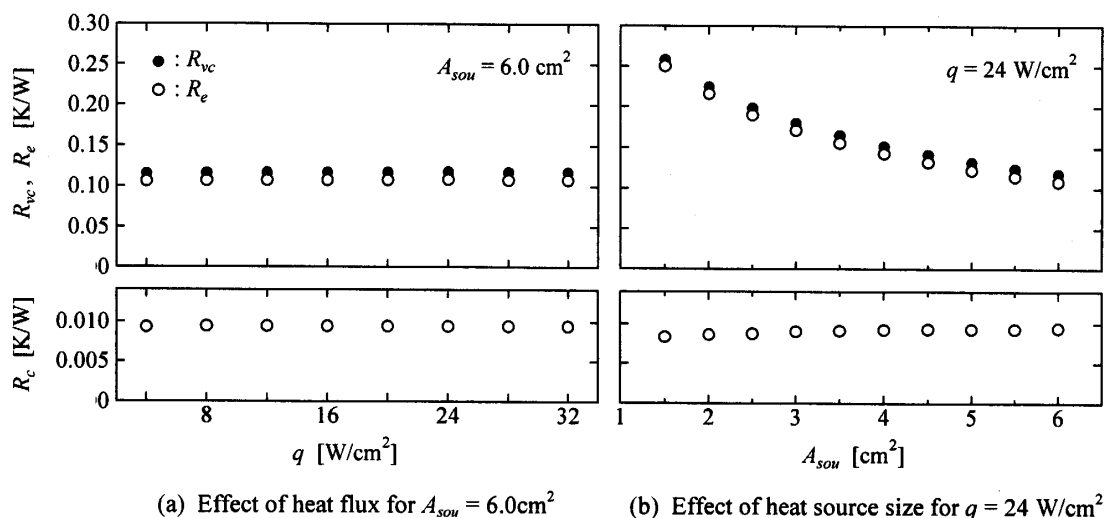


Fig. 9 Thermal resistances inside the vapor chamber

6.2 ベーパーチャンバー内の熱抵抗 ベーパーチャンバーの熱抵抗 R_{vc} を次式で定義する。

$$R_{vc} = (T_b - \langle T_i \rangle) / Q \quad (10)$$

また R_{vc} は、ベーパーチャンバー内の圧力に対応する飽和温度 T_{sat} によって、次式のベーパーチャンバー内蒸発部熱抵抗 R_e と凝縮部熱抵抗 R_c に分けることができる。

$$R_e = (T_b - T_{sat}) / Q \quad (11)$$

$$R_c = (T_{sat} - \langle T_i \rangle) / Q \quad (12)$$

式(10)~(12)に含まれる Q は、 $Q = q \times A_{sou}$ であることから、 R_{vc} 、 R_e 、 R_c に及ぼす q および A_{sou} の影響を図 9 に示した。共通的な傾向として、 R_c は非常に小さく、 R_e は R_{vc} とほぼ一致しており、ベーパーチャンバー内においては R_e が支配的であることが確認できる。また、本解析範囲において、 R_e および R_{vc} は q に対してほとんど変化しない一方、 A_{sou} に大きく依存しており、 A_{sou} の減少に伴って増加することがわかる。したがって、ベーパーチャンバー内の熱抵抗は熱源サイズに大きく依存しているといえ、 Q が同一の熱源でも、図 10 に示した R_{vc} および R_e と A_{sou} の関係からわかるように、熱源サイズの相違によって、ベーパーチャンバーの熱抵抗は異なる。

6.3 中心ウイックカラムの影響 R_{vc} 、 R_e 、 R_c に及ぼす中心ウイックカラム設置有無の影響を図 11 に示した。ここでは、図 3 に示した数値モデルから、 $r = 0 \sim 4.3 \text{ mm}$ 、 $z = 2.0 \sim 3.1 \text{ mm}$ の部分のウイックカ

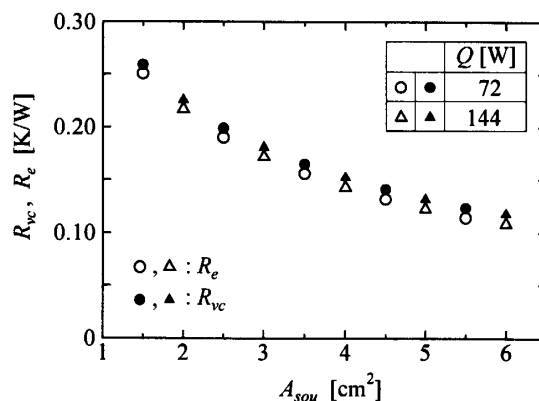


Fig. 10 Effect of heat source size on thermal resistances for $Q = 72, 144 \text{ W}$

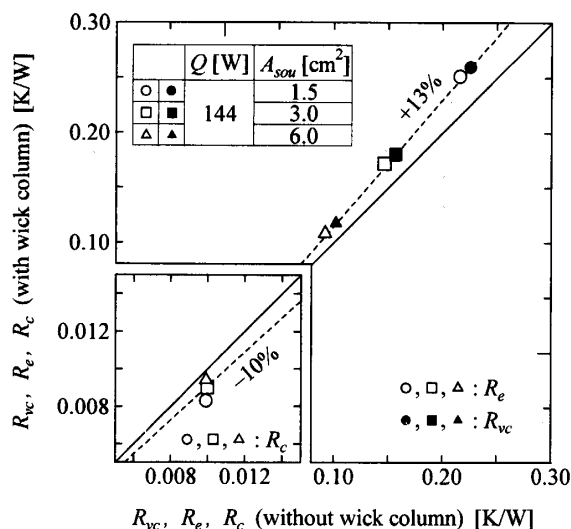


Fig. 11 Effect of centered wick column on thermal resistances

ラムを取り除き、前述と同様の支配方程式および境界条件を適用して、図 11 に示した数値解析結果を得た。ウイックカラムは、作動液の還流をより確実にしてベーパーチャンバーの最大熱輸送量を増加させること、さらに、ベーパーチャンバーの力学的強度を高めることを目的に設置される。ウイックカラムを設置すると、 $r = 0 \sim 4.3 \text{ mm}$, $z = 2.0 \text{ mm}$ の面において作動液が蒸発しなくなり、さらに、 $k_{\text{eff}} = 4.0 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ と非常に小さいことから、ウイックカラムは熱抵抗となり、 R_e が大きくなって R_{vc} が 13% 増加する。一方、ウイックカラムの設置によって、 R_e が 10% 程度低下するが、これは、熱源からの熱の一部がウイックカラムを通過し、蒸気領域は経由せず、ヒートシンクへと伝わるため、ウイックカラムを設置しない場合と比較して、 T_{sat} がわずかに低下し、式(12)中の $(T_{\text{sat}} - \langle T_f \rangle)$ が若干小さくなることに起因している。

ウイックカラムを取り除いても、ベーパーチャンバーは作動し、その熱抵抗は小さくなるが、最大熱輸送量および力学的強度が低下する。したがって、ウイックカラムの設置は必要であるが、本解析結果から、ウイックカラムの設置位置は熱源真上を避けることが望ましいといえる。

7. 結 論

本研究では、新型熱拡散板として MPU の冷却用ヒートシンクに実用されている、ベーパーチャンバーを対象に、その伝熱特性に及ぼす熱源サイズの影響について、実験および数値解析を行った。

ベーパーチャンバーの熱抵抗は、蒸発部熱抵抗と凝縮部熱抵抗に分けることができ、後者の熱抵抗は前者に比べて非常に小さく、熱源サイズの影響は前者の熱抵抗に対して顕著に現れることがわかった。すなわち、蒸発部熱抵抗は熱源の熱量や熱流束にほとんど依存しないものの、熱源サイズが小さくなるのに伴って増加する。また、熱源上方に設置されるベーパーチャンバー内のウイックカラムは、ベーパーチャンバーの最大熱輸送量を増加させ、力学的強度を高める一方、いずれの熱源サイズにおいても、ウイックカラムは熱抵抗となっており、ベーパーチャンバーの熱抵抗が 13% 増加していることがわかった。したがって、ウイックカラムは熱源真上を避けて設置することが望ましいといえる。

文 献

- (1) Mochizuki, M., Nguyen, Th., Mashiko, K., Saito, Y., Nguyen, Ti., Wu, X. P. and Wuttijumnong, V., Latest Technology Using Micro Heat Pipes and Vapor Chamber for Cooling Personal Computer, Proc. 1st Int. Symposium on Micro & Nano Technology, (2004), XXXV-C-02 (CD-ROM).
- (2) Mochizuki, M., Nguyen, Th., Mashiko, K., Saito, Y., Nguyen, Ti., Wuttijumnong, V. and Wu, X., Practical Application of Heat Pipe and Vapor Chamber for Cooling High Performance Personal Computer, Proc. 13th Int. Heat Pipe Conf., (2004), 448-454.
- (3) Mochizuki, M., Mashiko, K., Goto, K., Saito, Y., Nagata, M., Eguchi, K., Nguyen, Th. and Ho, P., Cactus-type Heat Pipe for Cooling CPU, Proc. 5th Int. Heat Pipe Symposium, (1996), 194-198.
- (4) Wuttijumnong, V., Mochizuki, M., Mashiko, K., Sauciu, I. and Nguyen, Th., The Optimum Working Fluids Ratio for Vapor Chamber, Proc. 6th Int. Heat Pipe Symposium, (2000), 159-163.
- (5) Koito, Y., Motomatsu, K., Imura, H., Mochizuki, M. and Saito, Y., Fundamental Investigations on Heat Transfer Characteristics of Heat Sinks with a Vapor Chamber, Proc. 7th Int. Heat Pipe Symposium, (2003), 247-251.
- (6) Agata, H., Kiyooka, F., Mochizuki, M., Mashiko, K., Saito, Y., Kawahara, Y., Nguyen, Th. and Nguyen, Ti., Advance Thermal Solution Using Vapor Chamber Technology for Cooling High Performance Desktop CPU in Notebook Computer, Proc. 1st Int. Symposium on Micro & Nano Technology, (2004), XXXV-C-01 (CD-ROM).
- (7) Koito, Y., Imura, H., Mochizuki, M. and Torii, S., Numerical Analysis on Fluid Flow and Heat Transfer in a Vapor Chamber, Proc. 1st Int. Symposium on Micro & Nano Technology, (2004), XXII-C-02 (CD-ROM).
- (8) Koito, Y., Imura, H., Mochizuki, M., Saito, Y. and Torii, S., Numerical Analysis on Thermal Transport Phenomena in Plate-type Heat Pipes, Proc. 10th APCCHE Congress, (2004), 3I-06 (CD-ROM).
- (9) Koito, Y., Imura, H., Mochizuki, M., Saito, Y. and Torii, S., Theoretical Study on Heat Transfer Characteristics of a Vapor Chamber, Thermal Science & Engineering, 13-1 (2005), 23-30.
- (10) Patankar, S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, (1980), Hemisphere Pub. Corp., Washington.
- (11) Chi, S. W., Heat Pipe Theory and Practice, (1976), 48, Hemisphere Pub. Corp., Washington.
- (12) Japan association for heat pipes (JAHP), Jitsuyou Heat Pipe, 2nd Ed., (2001), 31, Nikkan Kogyo Shimbun, Ltd., Tokyo (in Japanese).