

# 気泡駆動型熱輸送管のマイクロ・フレキシブル化に関する研究

## The Study of Micro-Flexible-bubble-driven heat-transport tubes (MF-BD-HTTs)

白 檉 了\*・高 暁\*・西 尾 茂 文\*  
Ryo SHIRAKASHI, GAO Xiao and Shigefumi NISHIO

### 1. 背景と目的

2006年には50 W/cm<sup>2</sup>に達するという予測もあるように半導体素子の発熱密度は急速に増大しており、高性能ヒートシンクが必要となっている。また、notebook PCなど情報機器のコンパクト化が著しく進むに伴い半導体素子冷却に許容される空間も限定されてきている。このような状況に伴い、容積をとらず輸送経路に制約の少ない高性能なフレキシブル細径熱輸送管やそれを内蔵した熱拡散板あるいは革新的冷却技術の開発が不可欠となっている。本研究で課題とした熱輸送管については、ヒートパイプが半導体素子冷却に既に利用されているが、細径化に伴い熱輸送限界が急速に低下し、上記の動向に対応できない可能性が高い。

一方、筆者らの研究対象である閉ループ式熱輸送管は、加熱・冷却部間を蛇行する閉ループ管に液体を所定の体積割合で封入した単純な構造であるため、輸送管のフレキシブル化や細管化が可能であると考えられる。本研究では、輸送管の細管化(φ1.1 mm)とフレキシブル化(ポリプロピレン製マイクロラインチューブ)による熱輸送特性に及ぼす影響を調べた。即ち、notebook PCへの導入を念頭におき、加熱面と放熱面のなす角度θを変化させたときの熱輸送量を、種々の加熱面温度について測定した。

### 2. 実験装置と実験方法

Fig. 1に装置概略を示した。本体は、8往復16本の輸送管と銅細管からなる加熱部/冷却部で構成されており、加熱部/冷却部の銅細管は銅板に半田付されている。加熱部/冷却部の銅細管は、全長670 mm、管内径φ1.1 mm、フレキシブル輸送管部は、長さ300 mmで、中央部でFig. 2の様に折り曲げることで加熱面/冷却面の角度θをかえることができる。熱輸送量Qは、加熱面にとりつけたヒータ

\*東京大学生産技術研究所 第2部

の出力で与えられ、冷却部を冷却水により一定温度(20°C)に保ち、加熱部/冷却部の細管壁にとりつけられた熱電対で加熱部温度Th、冷却部温度Tcを測定することで、実効熱伝導率を求めた。測定にあたっては、装置本体をアクリル製の断熱容器内に設置することで、熱輸送管外へのヒートロスを抑えた。測定は、加熱面/冷却面の角度θ = 90,

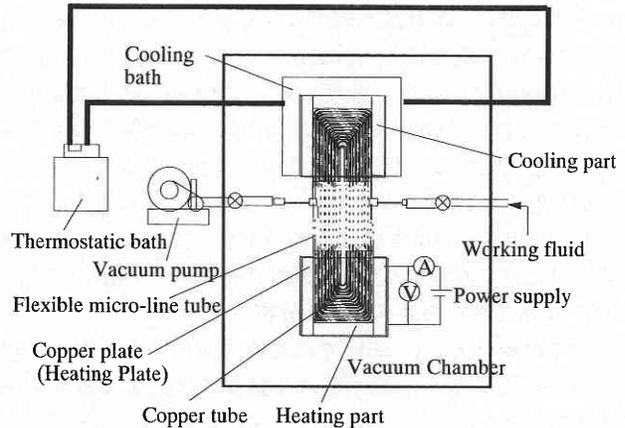


Fig. 1 Experimental Apparatus

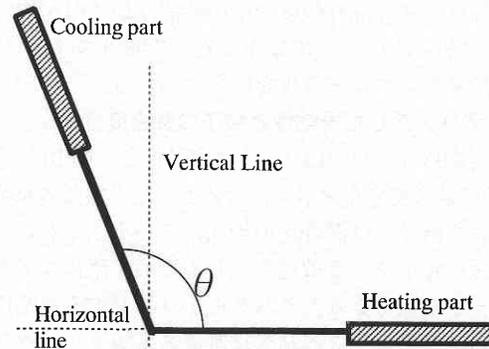


Fig. 2 Allocation of heating/cooling part

120, 150°とし、加熱面が常に水平になるようにした。また、参考の為、 $\theta = 180^\circ$  で加熱面/冷却面が鉛直方向になるボトムヒート条件での測定もおこなった。試験液体は、ラプラス長さが短いエタノールを用い、作動流体の封入率は40%とした。

### 3. 実験結果

#### 3.1 熱輸送量 Q に対する角度 $\theta$ の影響

Fig. 3 に本実験装置で得られた熱輸送量 Q を、3種類の角度  $\theta$  について示した。温度差  $\Delta T$  に対してほぼ直線関係にあるが、 $\Delta T$  が高い場合は、輸送熱量が直線よりやや高くなる。熱輸送量は、 $\theta = 90^\circ$  と  $120^\circ$  では、垂直姿勢と比べてやや低くなるが大差がなかった。一方、 $\theta = 150^\circ$  の場合は熱輸送能力が極端に下がり、今回の実験では安定した作動が得られず加熱面温度が上昇し続けた。

#### 3.2 実効熱伝導率 $k_{eff}$ に対する角度 $\theta$ の影響

Fig. 4 に実効熱伝導率  $k_{eff}$  を、3種類の角度  $\theta$  について示した。既報の研究結果と同様に、 $\Delta T$  が大きくなると  $k_{eff}$  も大きくなる傾向がある。また、既報<sup>(1)</sup>の管径  $\phi 2.4$  mm の結果と比べて  $k_{eff}$  の値が約 1 桁小さい。

#### 3.3 管内壁面熱流束 $q_w$ に対する角度 $\theta$ の影響

Fig. 5 に管内壁面熱流束  $q_w$  を、3種類の角度  $\theta$  について示した。既報の結果によれば、輸送熱量の限界は、管内壁面の熱抵抗により決まっている可能性が高い。従って、 $q_w$  を測定することで、加熱・冷却面における細管の配置がわかれば、輸送可能な熱量をほぼつかむことができると考えられる。

### 4. 考 察

既報によれば、作動流体が水の場合、式 (1) で示すラ

プラス長さ  $\lambda_0$  ( $20^\circ\text{C}$ ) で無次元化した値  $D/\lambda_0 > 1$  では作動しなかったが<sup>(1)</sup>、本熱輸送管は  $D/\lambda_0$  が約 0.6 であるにも関わらず作動したことを考えると、可動する限界最小径は、ラプラス長さのみでは決定されないことが示唆される。

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{\sigma}{g(P_l - P_v)}} \dots \dots \dots (1)$$

(但し、 $\sigma$  は作動液の表面張力、 $P_l$  は作動液の密度、 $P_v$  は作動液の飽和蒸気密度)

今回の実験では、角度  $\theta$  が  $150^\circ$  以上では作動しなかった。これはこの種の熱輸送管が作動姿勢(重力)の影響を受けることを示している。重力の影響を見るために、冷却面と水平部分である加熱面のヘッド差を計算すると、垂直の場合はフレキシブルチューブの部分で 300 mm、 $90^\circ$  で

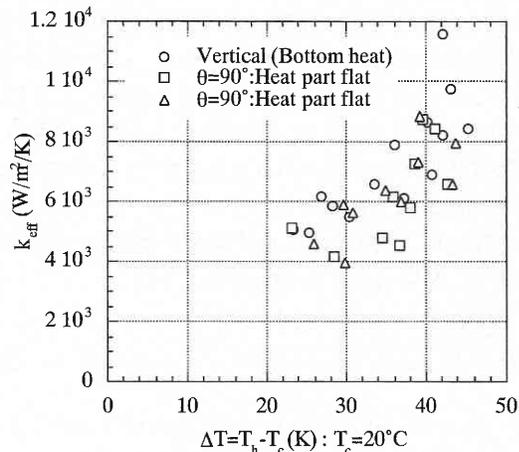


Fig. 4 Effective thermal conductivity  $k_{eff}$

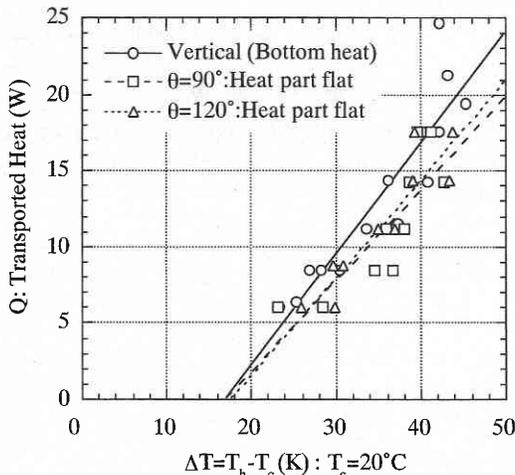


Fig. 3 Transported heat

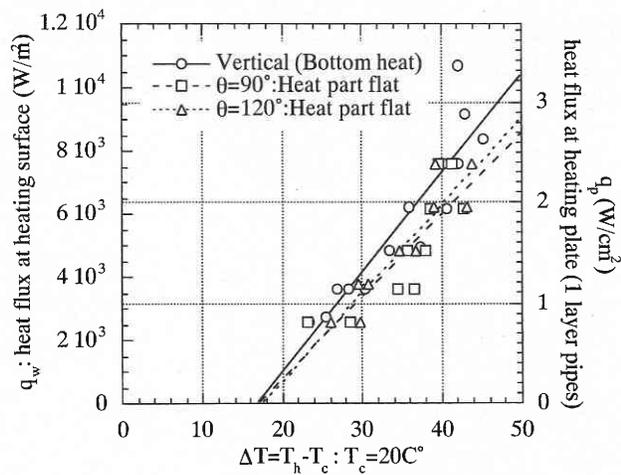


Fig. 5 Heat flux at inner tube surface

研究速報 .....  
 150 mm, 120°で129 mm, 150°で75 mmとなっており, 150°の場合のみ, ヘッド差が他の条件の約半分以下になっている. 作動した条件(特に90°と120°)では熱輸送量の差が殆どないことをあわせ考えると, 本熱輸送管では, 高温部と低温部のヘッド差が作動限界の条件の一つになっている可能性がある.

実験に用いたものと同じ構成(管径・チューブ長さ・冷却/加熱部の伝熱面積比)の熱輸送管をCPUの冷却に適用した場合の冷却能力の計算を試みる. 本熱輸送管の熱抵抗は, 以下の式で表現できる.

$$R = \frac{1}{\frac{1}{(R_{wh} + R_{wc}) + (R_{lhi} + R_{lci}) + R_k} + \frac{1}{R_{ww}}} \dots\dots\dots (2)$$

但し,  $R_{wh}$  と  $R_{wc}$  は加熱・冷却部における管肉厚熱伝導抵抗,  $R_{lhi}$  と  $R_{lci}$  は加熱・冷却部における管壁と作動液体間の熱抵抗,  $R_k$  は管軸方向の作動流体の熱抵抗,  $R_{ww}$  は管壁の管長方向熱抵抗である. Fig. 4は  $R_k$  が  $R_{ww}$  に比べて十分に大きいことを示している. また, 従来の研究によれば, 作動流体がエタノールの場合, 熱抵抗が最も高い場所は, 管壁と作動液体間の熱抵抗であることから<sup>(1)</sup>, 限界の熱流束は管内壁の熱流束で決まると考えられる. 従って, Fig. 6のように内径  $D$ , 肉厚  $w$  の管を隙間なく加熱面一面に敷き詰めた場合,  $N$ 層(高さ  $N \cdot (D + 2w)$ )では,

$$q_p = q_w \frac{\pi D}{D + 2w} N \dots\dots\dots (3)$$

と表せる. 従って, Fig. 5より, 加熱面の単位  $\text{cm}^2$  では, 高さ約1 mm(一層)で加熱面温度  $70^\circ\text{C}$  では  $2.5 \text{ W/cm}^2$  程度である.  $\phi 1.1$  の熱輸送管で  $50 \text{ W/cm}^2$  をまかなう場合は, ヒートシンクの高さは, 管を細密配置して高さ約20 mm程度になる. 但し, 処理できる熱流束は, 管径  $D$  に比例するので, 管径に対する  $q_w$  の変化が小さい場合は, 管径を細くするほどコンパクトにできる.

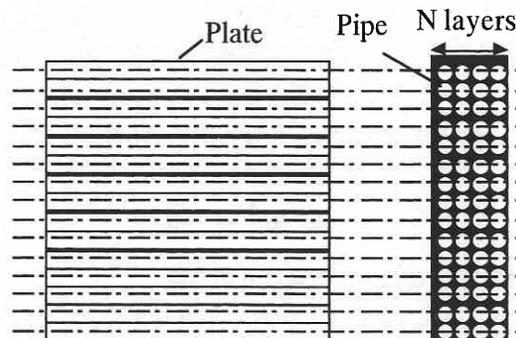


Fig. 6 Allocation of MF-BD-HTTs on plate

5. ま と め

マイクロ・フレキシブル化した閉ループ式輸送管について, 熱輸送量の角度  $\theta$  に対する影響を調べた. その結果, 以下のことがわかった. (1) 作動限界は, 加熱部と冷却部のヘッド差の影響を受けるが, 可動している条件では, 熱輸送能力は大きく変化しなかった. (2) ラプラス長さより小さい管径においても作動するが, 熱輸送能力( $q_w$ 比較)は, 管径  $\phi 2.4$  の場合に比べて一桁低くなった. (3)  $\phi 1.1$  の熱輸送管をCPUの冷却に適用した場合,  $50 \text{ W/cm}^2$  を得るには高さ2 cm程度のヒートシンクになることが推定された.

以上の結果より, 本熱輸送管をよりコンパクトで高性能なものに設計する為には, 作動限界を与える最小ヘッド差・最小管径や, 管径が熱輸送量に及ぼす影響を実験から明らかにし, 作動原理の理論を構築する必要がある.

猶, 本研究および関連の平成12年生産研究2月号の研究の一部は, 平成10年度の選定研究の補助によりおこなわれたものである.

(2000年1月31日受理)

参 考 文 献

- 1) 例えば, 西尾, 永田, 沼田, 白樫, 機論B Vol. 65 No. 640, (1999) p. 4077-4083, 西尾, 白樫, 生産研究, Vol. 52 No. 1, (2000).