

計測自動制御学会 東北支部 第 232 回研究集会(2006.11.24)

資料番号 232-19

マイクロ伝熱デバイス開発のための基礎研究

Basic Research of Small Scale

Heat Transfer for Micro Size Devices

○明瀬憲由, 坂野進

Kazuyoshi Akase , Susumu Sakano

日本大学大学院工学研究科

Nihon University

キーワード : MEMS(Micro Electro Mechanical System), 伝熱(Heat Transfer),

フォトリソグラフィ(Photolithography)

連絡先 : 〒963-8642 郡山市田村町得定字中河原 1, 日本大学工学部機械工学科

メカトロニクス研究室, TEL:0249568774 Fax:024-956-8860

e-mail:sakano@mech.ce.nihon-u.ac.jp

1. 緒言

科学技術の目覚ましい発達により電子機器の集積化・高密度化が進み, 電子機器から発生する熱がそれらの正常動作に対して悪影響を及ぼしている. 現在の電子機器, 特にパソコンの CPU 冷却に用いられている方法は, 熱伝導の良い金属を材料としたヒートシンクと, 送風のためのファンを取り付けたものが一般的である. この方法は比較的簡単な方法で冷却効率を向上させることができる点やコスト面で利点がある. しかし, 機器の更なる発熱, 小型化に対して限度がある. そのため, 現在の冷却装置よりも効率のよい冷却装置の開発が必要である.

そこで我々は, MEMS(Micro Electro Mechanical System)技術を利用して Si 基板上に微細な溝を形成し, その溝に流体を流すことで冷却を行う水冷式微小伝熱デバイスの開発を目指している. しかしながら, 微細流路内における熱流体の流れおよび伝熱現象では, スケーリング効果によって, マクロの世界で取り扱われている一般式が成立しない場合があるため, まだ解明されていない部分が多い.

本研究では流量を変化させた場合の実験結果と, マクロサイズで一般的に用いられる計算式から得られた結果とを比較検討を行うことで, 今後の微小伝熱デバイス設計時に利用したいと考えている.

2. 原理・理論

今回の実験では微小領域とマクロレベルとの比較を行うことが目的であるが、比較には熱抵抗値 R (°C/W)を用いた。

参考文献¹⁾²⁾から下記の計算式を用いた。総熱抵抗値 R_{total} を(1)、(2)式に示す。

$$R_{total} = \frac{T_{heat} - T_{in}}{\dot{Q}} \quad (1)$$

$$R_{total} = R_{cond} + R_{conv} + R_{heat} \quad (2)$$

ここで、 T_{heat} (K)：ヒータの温度

T_{in} (K)：入力口の液体の温度

R_{cond} は流路とヒータ間の熱伝導の際の熱抵抗、

$$R_{cond} = \frac{h_2}{\lambda A_h} \quad (3)$$

h_2 (m)：熱源と流路底面の厚さ

λ (W/(m·K))：単結晶 Si の熱伝導率

A_h (m²)：ヒータの面積

R_{conv} は流路表面から流体への熱抵抗、

$$R_{conv} = \frac{1}{h_c A_c} \quad (4)$$

h_c (W/(m²·K))：熱伝達係数

A_c (m²)：流体と流路との表面積

R_{heat} は温度上昇に伴う液体の熱抵抗、

$$R_{heat} = \frac{1}{\dot{m} C_p} \quad (5)$$

\dot{m} (kg/min)：質量流量

C_p (J/(kg·K))：流体の比熱

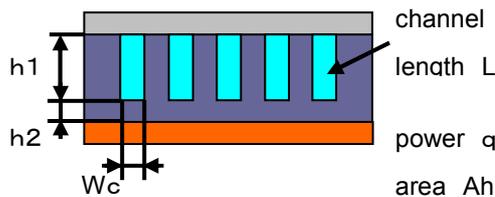


図 2.1 ヒートシンク概略図

である。

一般的に用いられる熱伝達率 h_c はヌセルト数 Nu (6)式から概算できる。管内の流れの状態をレイノルズ数 Re (7)式を用いて判別する。今回作製する流路は矩形のものになるため、管内直径 d は水力直径 d_h (8)式に置換えた。

$$Nu = \frac{h_c d}{\lambda} \quad (6)$$

$$Re = \frac{u_m d}{\nu} \quad (7)$$

u_m (m/s)：平均流速

ν (m²/s)：動粘度

$$d_h = 4 \left(\frac{\text{管の断面積}}{\text{管の断面における周囲}n\text{の長さ}} \right) \quad (8)$$

一般的に Re 数がおよそ 2300 以下であれば、層流と考えられており、今回の実験では d_m の値が小さくなることで、層流になると考えられる。平均流速 u_m は(9)式より求めた。

$$Q = u_m A_d \quad (9)$$

Q (m³/s)：体積流量

A_d (m²)：流路断面積

3. 実験

3.1 装置

図 3.1 のように送液用ポンプ、定流量弁、冷却チップ、熱伝対温度計によってユニットを構成し、ユニット全体を 650mm×1200mm×700mm の容器で囲うことで室内の空気循環による対流やデータロガーなどの機器からの排熱による影響を減らした。

冷却チップは流路となる溝を形成した Si チップと、蓋の役割をするガラスを接着することで作製した。20mm 角、高さ 400um の Si ウエハの上面中央に長さ 10mm、幅 200um の溝と、溝の両端に 1mm 角の流体入出口となる

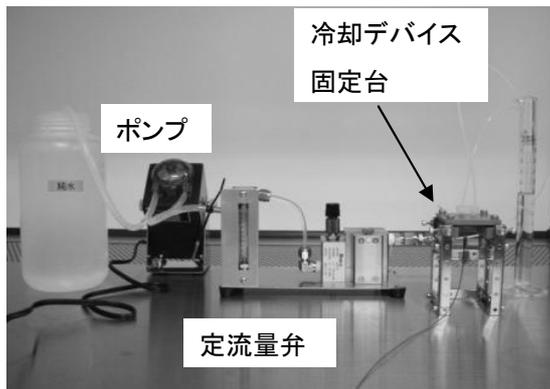


図 3.1 測定装置全体図

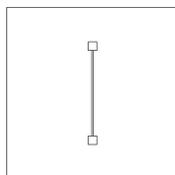


図 3.2 溝付き Si チップ

部分を用意し(図 3.2), フォトリソグラフィを行い反応性イオンエッチング(RIE)によって 50 μm 掘り下げた.

RIE は活性の高いガスを導入し, 反応炉内でイオン化させることで活性イオンの衝突による物理的なエッチングと, 試料原子との化学的なエッチングを行う加工法である. ガス種, ガス量, 電力や圧力によって化学的エッチングと物理的エッチングのバランスが変わるため, 加工の形状や表面粗さ等に違いが出る. 複数の条件を試し, 再現性のよい内容を選択した.

チップから排出された純水をメスシリンダに注ぎ, その増加量と経過時間から流量を求めた.

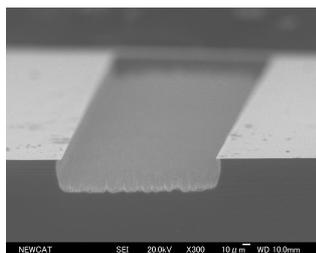


図 3.3 溝断面図(幅 100 μm , 高さ 30 μm)

図 3.3 にチップ作製と同条件によって RIE を行った試料の断面写真を示す.

30mm 角, 厚さ 500 μm の硼珪酸ガラスにスピナー法により紫外線硬化樹脂を塗布し, 作製した Si チップと張り合わせ, ガラス面側から紫外線を照射することで接着した. スピナー法は試料台を回転し, 試料に滴下した液体の余分量を遠心力によって飛ばすことで, 膜厚を回転数によって制御することや水平な表面を得ることができる. ガラスを接着後, 液体注入排出口としてレーザで直径 1mm の穴をガラスに開けた.

使用したチュービングポンプは送液の機構上, 脈流が発生するため, 微小時間範囲で考えると流量が変化する. 本実験ではその影響が冷却効果に影響を与える可能性があると考え, 定流量弁を通すことで流量を一定にした. 流体には純水を選択した. チップから排出された純水をメスシリンダに注ぎ, その増加量と経過時間から流量を求めた.

10mm 角のヒータを熱伝導性グリスによってチップ背面に接地し, 安定化電源によってヒータに電圧電流を負荷し, 熱量を与えた. ヒータの裏面中央を K 型熱電対温度計で測定した. 扱う熱量の小ささを考え, 先端径の小さな (25 μm)熱電対温度計を使用することで, 微量な熱量でも反応し, 放熱による損失を減らした.

3.2 結果

(1)式, T_{heat} にヒータ裏面の温度, T_{in} に室内温度(チップへの導入口コネクタ部の温度測定は難しいため, 導入水を室温で保存し, 室温を導入水温度とすることとした.), \dot{Q} は安定化電源からヒータへの負荷電圧(V)と電流(A)を掛け合わせ, 電力(W)とした.

流れの状態を判断するために, (6), (7), (8)

式を用いてレイノルズ数 Re を求めたところ、数百以下の値になり、2300 以下であることから、層流と言えることができた。内径 d_m の円管内層流熱伝達の場合、ヌセルト数 Nu は 48/11 となる。この値は断面形状に依存するが、概ね 3 から 9 の範囲である。3)そこで、式(2)~(5)を用い、マクロレベルでの計算値との比較を行った。図 3.4 はその結果である。

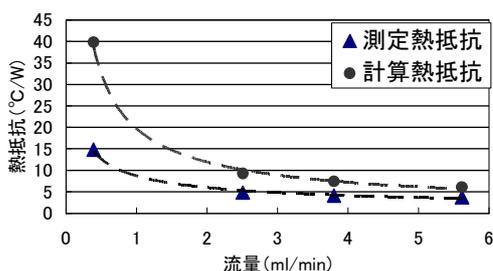


図3.4 流量と熱抵抗の関係

4. 考察

図 3.4 より、測定した熱抵抗値のほうが低いことがわかる。一例として、流量 3.8ml/min 時の計算結果を見てみると、 $R_{cond}=0.07(^{\circ}C/W)$ 、 $R_{conv}=3.52(^{\circ}C/W)$ 、 $R_{heat}=3.81(^{\circ}C/W)$ 、 $R_{total}=7.34(^{\circ}C/W)$ となった。したがって、 R_{conv} 、 R_{heat} の熱抵抗値への影響が大きいとすることができる。測定値は $R_{total}=4.16(^{\circ}C/W)$ であった。 R_{conv} を減少させるためには(4)式より、熱伝達率の値を今回用いたものよりも大きくする必要がある。したがって、ヌセルト数も上昇するため、液体の対流による熱移動の割合が増していると考えられる。 R_{heat} は(5)式より、質量流量が大きな値を取れば、つまり密度が上昇すれば減少する。しかし、密度が上昇するということが流体が圧縮されたということになる。一般式では流体は非圧縮性という定義に基づいて考えられている場合が多い。今後微小伝熱デバイスを作製する場合には、この点に注意する必要がある。

5. 結言

微細加工を利用したマイクロ流体チップの実験試料を作製し、測定した。測定値と計算値には大きな違いがあり、「流路表面から流体への熱抵抗」の影響と「温度上昇に伴う液体への熱抵抗」の影響が大きいことがわかった。そのため、熱伝達による熱移動の割合増加、圧縮性流体の可能性を考慮する必要があると言える。

6. 参考文献

- 1)D.B.Tuckerman, and R.F.W.PEASE:High-Performance Heat Sinking for VLSI, IEEE ELECTRON DEVICE LETTERS, VOL.EDL-2,NO.5,126-129,1981
- 2)Gajanana C.Birur, Tricia Waniewski Sur,Anthony D. Paris, Partha Shakkottai, Amanda A. Green, and Siina I. Haapanen:Micro/nano spacecraft thermal control using a MEMS-based pumped liquid cooling system, Presented at SPIE Micromachining and Microfabrication, October 21-24 2001
- 3)マイクロマシン技術総覧編集委員会編:マイクロマシン技術総覧, (2003) pp81