

文章编号: 1000-8055(2010)01-0006-05

周期性变截面微通道热沉内流体 流动与传热特性

夏国栋, 徐志波, 齐景智

(北京工业大学 环境与能源工程学院 传热强化与过程节能教育部重点实验室, 北京 100124)

摘 要: 以去离子水为冷却工质, 对周期性变截面微通道热沉内流体流动与传热特性进行了实验研究, 获得了流体流过周期性变截面微通道热沉内的摩擦阻力系数、 Nu 数、不同热流密度下的加热膜温度、热阻和泵功的关系, 并与传统直通道进行比较分析, 结果显示周期性变截面微通道热沉由于流体冲击肋侧壁, 增加了局部阻力, 导致消耗的泵功增加, 但换热能力却有了显著的提高, 壁面温差减小, 具有非常优越的换热性能, 能够满足高热流密度微电子器件冷却的需要。

关 键 词: 周期性变截面; 微通道; 传热特性; 摩擦阻力系数

中图分类号: TK124

文献标识码: A

Flow and heat transfer characteristics in a periodical changeable cross-section micro-channel heat sink

XIA Guo-dong, XU Zhi-bo, QI Jing-zhi

(Key Laboratory of Enhanced Heat Transfer and Energy Conservation,
Ministry of Education, College of Environmental and Energy Engineering,
Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

Abstract: This paper conducted an experimental investigation on flow and heat transfer characteristics associated with the forced flow of de-ionized water in a periodical changeable cross-section micro-channel (PCMC) heat sink. The friction factor, Nusselt number, average temperature of heating film and thermal resistance of heat sink under different pump power were obtained. In comparison with traditional micro-channels with constant cross-section, the periodical changeable cross-section micro-channels could produce higher heat transfer coefficients and friction factors.

Key words: periodical changeable cross-section; micro-channel; heat transfer; friction factor

微冷却器的发展源于解决高度集成电路的散热问题, 随着大规模集成电路的发展, 电子设备单位面积的发热量不断增加, 散热问题显得越来越突出, 由于电子产品的性能受温度和温度分布的影响很大, 传统冷却器的设计极限与制作技术已

无法满足要求。随着微加工技术的日臻完善, 一些基于不同传热机理、设计新颖、性能优越的微型热沉不断涌现, 周期性变截面微通道热沉便是其中杰出的一种。

近年来, 国内外有许多研究者开展了针对微

收稿日期: 2008-12-26; **修订日期:** 2009-03-23

基金项目: 国家自然科学基金(50876003); 北京市教育委员会科技计划重点项目(KZ200710005001);

北京市属高等学校人才强教计划项目(PHR200906104); 教育部博士点学科专项科研基金(20070005009)

作者简介: 夏国栋(1965-), 男, 河北景县人, 教授、博导, 主要从事多项流与传热方面的研究工作。

通道热沉内流体流动以及换热的研究工作. Tuckerman 和 Pease^[1]首次研究了水流过直接加工在芯片背面微通道的单相强制对流换热, 研究发现, 要显著增加冷却液的对流传热系数, 主要的途径是减小通道的水力直径. Prasher 等^[2]在 $Re = 40 \sim 1000$ 范围内, 实验研究了流体在水力直径为 $305 \sim 601 \mu\text{m}$ 、敷设计肋阵列的复杂结构微通道内的传热和阻力特性, 得到了不同 Re 范围内, 阻力系数、努塞尔数与雷诺数的关系. Gamrat 等^[3]利用数值方法研究了层流流动时导热效应及入口效应对矩形微通道内部换热特性的影响, 结果表明, 入口效应对微通道内换热的影响取决于 Re 数的大小. Gan 和 Xu^[4]基于热边界层中断技术, 设计了一种交错结构的微通道热沉, 通道当量直径为 $155.3 \mu\text{m}$, 研究发现具有交错结构的微通道热沉减小微通道进出口压差, 并且能较好地强化换热. Koo 等^[5]指出“黏性变化”是微槽道流动和经典常规尺寸发生差别的原因. Tso 和 Mahulikar^[6]通过数据选取方法讨论了一维微细管道流中的对流换热问题, 解释了微细通道中低雷诺数时黏性耗散对流体流动的影响. 夏国栋等^[7]用 Fluent 软件对用于激光二极管阵列冷却的 MMC (manifold micro-channel) 热沉进行了三维数值优化, 结果表明热沉结构对热阻、泵功、激光二极管阵列表面温度分布有重要影响, 特别是微通道进出口宽度对泵功影响很大. Peng 和 Peterson^[8]对水力学直径在 $0.133 \sim 0.367 \text{ mm}$ 的矩形粗糙微通道内水的流动进行了实验研究, 发现几何结构是影响对流传热的决定性因素, 但是它对层流和湍流时的传热系数影响不尽相同, 并且发现流动过早的由层流转变为湍流. 迄今为止, 关于微通道内流体流动与传热特性的研究主要集中在传统型(等截面)微道范畴内, 而对于变截面微通道, 尤其对于沿流动方向上截面发生周期性变化的微通道, 国内外尚缺乏相关的报道. 本文对周期性变截面微通道 (periodical changeable cross-section micro-channel, 简称 PCMC) 热沉内流体流动与传热特性进行实验研究, 以期揭示周期性变截面微通道热沉内流体流动与传热特性的规律.

1 实验系统和研究方法

1.1 实验件及加工方法

本文研究的周期性变截面微通道热沉采用 MEMS (micro-electro-mechanical system) 加工工

艺制作而成, 主要由硅基、Pyrex 玻璃及金属铂加热膜 3 部分组成. 用干蚀方法在硅基中加工出周期性变截面微通道, 采用静电键合将耐热玻璃与硅基键合在一起, 在硅基底面溅射一层厚度为 $0.15 \mu\text{m}$ 加热膜, 加热面积为 18.8 mm^2 , 本文研究的周期性变截面微通道热沉 (#1 实验件) 由 8 个横截面周期性变化的微通道组成, 每个微通道最小截面积为 $100 \mu\text{m} \times 200 \mu\text{m}$, 最大截面积为 $120 \mu\text{m} \times 200 \mu\text{m}$; 通道深为 $200 \mu\text{m}$, 长为 9.86 mm , 为了保证流体流入微通道的稳定性, 在微通道的入口处布有引流口. 实验件扫描电镜 (SEM) 照片如图 1 所示.

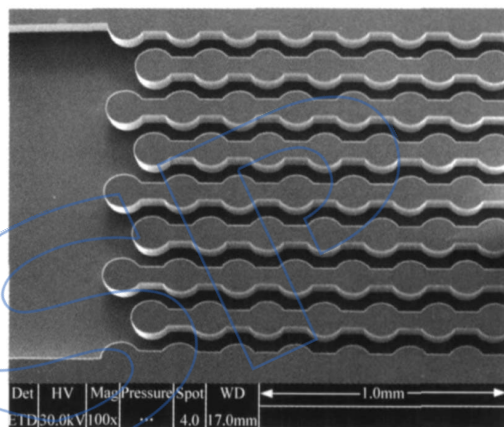


图 1 #1 实验件电镜照片

Fig. 1 SEM image of the #1 test section

为便于热沉内流体流动与传热的数值比较, 本文以同样的加工方式加工了传统直通道 (traditional micro-channel, 简称 TMC) 热沉 (#2 实验件), 通道个数为 10, 通道长 10 mm , 宽 $100 \mu\text{m}$, 高 $200 \mu\text{m}$, 当量直径为 $133.3 \mu\text{m}$; 肋片宽 $150 \mu\text{m}$. 实验件扫描电镜照片如图 2 所示.

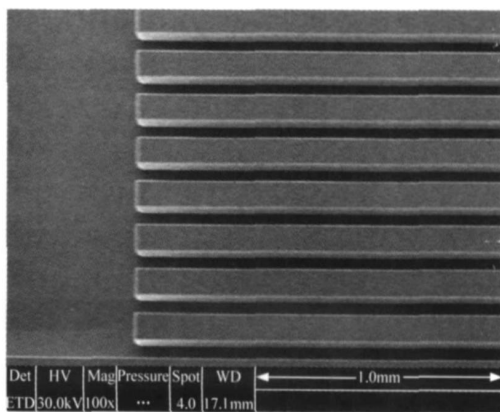


图 2 #2 实验件电镜照片

Fig. 2 SEM image of the #2 test section

1.2 实验系统及实验参数的测量

本实验系统如图 3 所示. 储存在恒温水槽中的去离子水经平流泵升压后送入实验系统, 经过滤器过滤后进入实验件, 从实验件流出的水进入液体收集器, 经精密电子天平称量测出流量. 实验系统的测试模块采用自带液晶显示流量装置的平流计量泵作为压力源. 为避免杂质堵塞微通道, 在实验段进口前安装 $10\ \mu\text{m}$ 过滤器. 采用 Rosemount 3051C 差压变送器测量实验段进出口压差, 选用 $0.5\ \text{mm}$ 铜-康铜热电偶测量实验段进出口水温, 压力温度数据由数据采集仪采集, 使用 HY1792-10S 直流稳压电源给加热膜提供热量, 加热功率和加热膜的电阻由精密电压表读出的数值和精密电流表读出的数值获得, 加热膜的表面平均温度利用金属铂加热膜的电阻-温度线性关系获得.

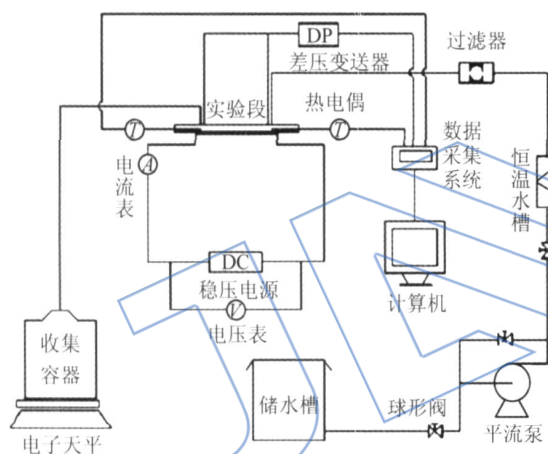


图 3 实验系统示意图

Fig. 3 Schematic diagram of experimental system

2 数据处理与分析

实验选取周期性变截面微通道最小截面积处的当量直径为计算当量直径, 即当量直径为 $133.3\ \mu\text{m}$. 摩擦阻力系数可由下式计算:

$$f = 2D_h \Delta p / (\rho L \bar{u}^2) \quad (1)$$

式中 D_h 为微通道的当量直径 (m); Δp 为实验段的进出口压差 (Pa); ρ 为水的密度 (kg/m^3); L 为微通道总长, 即为 $9.86\ \text{mm}$; $\bar{u}$ 为工质的平均流速 (m/s), 可由下式求出

$$\bar{u} = Q / (N A_c) \quad (2)$$

式中 Q 为工质的体积流量 (m^3/s); N 为微通道个数, 为 8 个; A_c 为单个微通道的最小横截面积

(m^2). 雷诺数计算公式为

$$Re = \bar{u} D_h / \nu \quad (3)$$

式中 ν 为去离子水的运动黏性系数 (m^2/s).

工质与微通道壁面之间的平均表面传热系数 h 可由下式得出

$$h = \Phi / [(A_b + \eta A_f) \cdot \Delta t_m] \quad (4)$$

式中 Φ 为加热功率 (W), 由流体经过微通道带走的热量计算知, 本实验的热效率可达 0.96 以上, 因而可忽略热损失; A_b 为通道底面对流换热面积 (m^2); A_f 为肋对流换热面积 (m^2); η 为肋效率. 由于通道壁相当于等截面直肋, 故 η 由下式计算:

$$\eta = \frac{\text{th}(mH)}{mH} \quad (5)$$

式中 $m = \sqrt{hU/(\lambda A)}$, A 为肋截面积, U 为肋截面周长; 由式 (4) 与式 (5) 迭代求出不同流量、不同热流密度下的肋效率. Δt_m 为平均换热温差 ($^\circ\text{C}$), 按对数平均温差公式计算

$$\Delta t_m = \frac{t_{out} - t_{in}}{\ln \left(\frac{t_{wi} - t_{in}}{t_{wi} - t_{out}} \right)} \quad (6)$$

式中 t_{in} 为流体入口温度; t_{out} 为流体出口温度; t_{wi} 表示微通道底板内表面平均温度, 由下式得出

$$t_{wo} - t_{wi} = \Phi \cdot \delta / (A_h \cdot \lambda) \quad (7)$$

式中 Φ 为加热功率 (W), δ 为硅片底板厚度 (m); λ 为硅的导热系数 ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$); A_h 为加热膜表面积 (m^2); t_{wo} 为微通道底板外表面平均温度 ($^\circ\text{C}$), 由于厚度为 $0.15\ \mu\text{m}$ 的铂加热膜直接电镀在微通道底板外表面上, 故 t_{wo} 为加热膜的平均温度, 可由铂加热膜电阻-温度关系求得.

平均努塞尔数 (Nu) 可由下式得出

$$Nu = h D_h / \lambda \quad (8)$$

式中 λ 为工质的导热系数 ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$).

泵功是维持工质循环所需要消耗的电功率, 直接反映整个热沉系统运行的经济性.

$$P = \Delta p Q \quad (9)$$

式中 P 为泵功 (W); Δp 为实验段的进出口压差 (Pa); Q 为工质的体积流量 (m^3/s).

热沉总热阻是表征热沉性能优劣的重要参数, 直接反映整个热沉系统换热性能的好坏. 可由下式得出

$$R_t = \frac{\Delta t_m}{\Phi} \quad (10)$$

式中 Δt_m 为平均换热温差 ($^{\circ}\text{C}$); Q 为工质的体积流量 (m^3/s).

金属铂加热膜电阻-温度关系如图 4 所示.

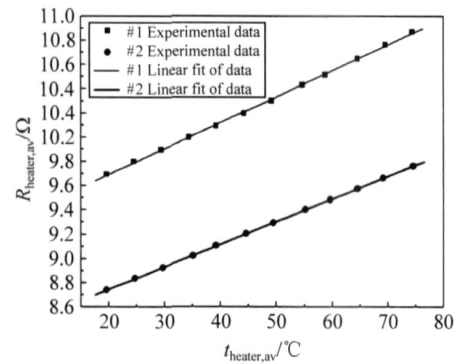


图 4 加热膜(金属铂)电阻-温度关系图

Fig. 4 Resistance (platinum) as a function of temperature

3 实验结果及分析

图 5 给出了基于本文压力降实验测量结果获得的热沉在等温流体条件下摩擦阻力系数 f 与 Re 的关系. 从图 5 中可以看出, 当雷诺数较小时 ($Re \leq 400$), 摩擦阻力系数 f 随雷诺数增大而显著下降; 当雷诺数较大时 ($Re > 400$), 摩擦阻力系数 f 随雷诺数增大而下降趋势缓慢.

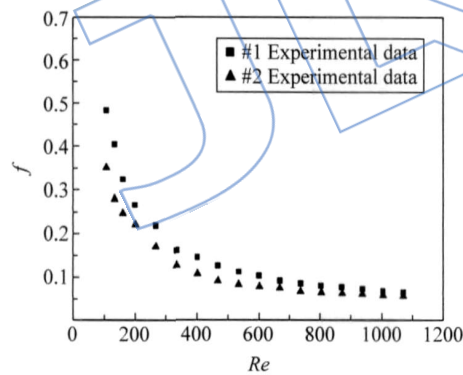


图 5 f 与 Re 关系图

Fig. 5 f as a function of Re

图 6 给出了本文获得的热沉中流体在不同热流下的 Nu 与 Re 变化关系图, 结果显示随着 Nu 的增加, Re 呈上升趋势, 可见液体的流动状态是影响对流换热的主要因素. 但是热流密度对 Nu 的影响并不大. 在相同 Re 下, PCMC 热沉 Nu 大于 TMC 热沉 Nu , 随着 Re 的增大, Nu 的差值随之增大, 这是因为流体周期性冲击肋侧壁时引起的扰动增强了对流换热, 流速越高, 工质对肋侧壁的冲击作用越强, 对流体的扰动也越剧烈, 故

PCMC 热沉 Nu 大于 TMC 热沉 Nu , 并且随着 Re 的增大, Nu 的差值随之增大.

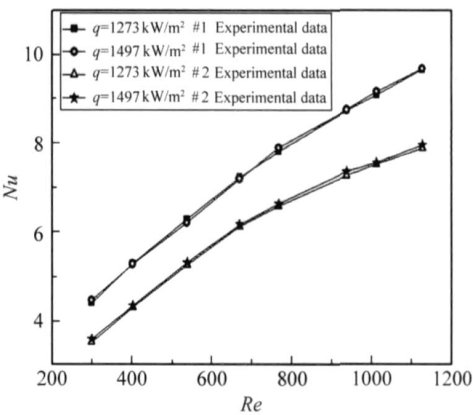


图 6 Nu 与 Re 关系图

Fig. 6 Nu as a function of Re

泵功是维持工质循环所需要消耗的电功率, 直接反映整个热沉系统运行的经济性. 图 7 为不同热流密度下热沉热阻与泵功的实验结果. 从图中可以明显看出, 随着泵功的增大, 热阻迅速减小, 但当泵功增大到较大值时, 热阻减小趋于平缓, 因此, 不能一味地通过增大泵功来提高热沉的换热性能. 在同一泵功下, PCMC 热沉的 R_t 小于 TMC 热沉的 R_t , 这表明 PCMC 热沉系统运行的经济性更佳.

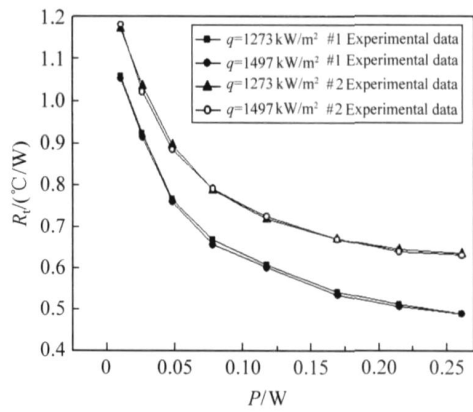


图 7 热阻 R_t 与泵功 P 关系图

Fig. 7 Thermal resistance as a function of pumping power

图 8 给出不同工质流量下加热膜平均温度随热流密度的变化情况. 由图可知, 在同一工质流量下, 加热膜平均温度随热流密度的增大而呈线性升高, 在同一流量不同热流密度下, PCMC 热沉的加热膜平均温度恒小于 TMC 热沉的加热膜平均温度, 这主要是由于 PCMC 热沉内流体周期

性冲击肋侧壁时引起的扰动增强了对流换热造成的. 当工质流量为 80 ml/min 时, 在热流密度高达 2327 kW/m^2 时 PCMC 热沉加热膜的平均温度为 44.1°C , 这显示出了 PCMC 热沉优越的换热能力, 能够满足高热流密度微电子器件冷却的需要.

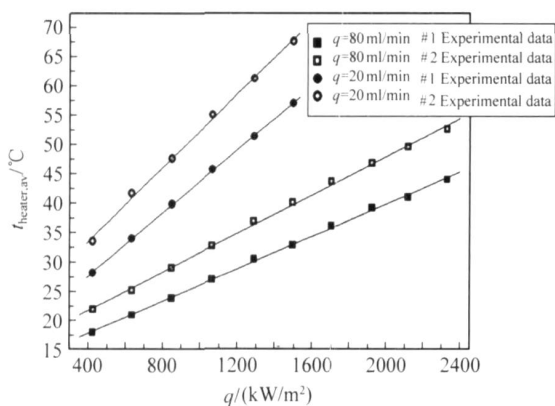


图8 加热膜平均温度 $t_{\text{heater,av}}$ 与 q 关系图

Fig. 8 $t_{\text{heater,av}}$ as a function of q

4 结 论

本文以去离子水为工质流体, 对液体流过周期性变截面微通道热沉(PCMC 热沉)的流动阻力特性和传热特性进行了实验研究, 并与传统直通热沉(TMC 热沉)的传热和阻力特性进行比较, 基于实验结果及分析得出以下主要结论:

1) PCMC 热沉中液体流动的摩擦阻力系数 f 随着雷诺数 Re 的增加而减小, 其数值比 TMC 热沉稍大, 当 Re 增大到一定值时, f 的变化趋势趋于平缓.

2) PCMC 热沉中传热的 Nu 受热流密度的影响不大, 传热的 Nu 主要受雷诺数 Re 的影响, 随着 Re 的增大, Nu 增大趋势逐渐变缓. 在相同 Re 数下, PCMC 热沉的 Nu 大于 TMC 热沉的 Nu , 随着 Re 的增大, Nu 的差值随之增大.

3) PCMC 热沉的热阻 R_t 随泵功 P 的增大而迅速降低, 但热阻 R_t 受热流密度的影响不大. 当

泵功 P 增大到一定值时, R_t 的变化趋势趋于平缓.

4) PCMC 热沉具有非常优越的换热性能, 能够满足高热流密度微电子器件冷却的需要, 在同一泵功下, PCMC 热沉的 R_t 小于 TMC 热沉的 R_t , 经济性更佳. 在同一流量下, 发热膜温度与热流密度几乎呈线性变化.

参考文献:

- [1] Tuckerman D B, Pease R F W. High performance heat sinking for VLSI [J]. IEEE Electron Device Letter, 1981, 2(5): 126-129.
- [2] Prasher R S, Dirner J, Chang J Y, et al. Nusselt number and friction factor of staggered arrays of low aspect ratio micropin-fins under cross flow for water as fluid [J]. ASME J. Heat Transfer, 2007, 129: 141-153.
- [3] Gamrat G, Favre-Marinet M, Asendrych D. Conduction and entrance effects on laminar liquid and heat transfer in rectangular microchannels [J]. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2005, 48(14): 2943-2954.
- [4] Gan Y H, Xu J L. Experimental investigation of laminar heat transfer in silicon microchannels with new structure [J]. Journal of the Graduate School of the Chinese Academy of Sciences, 2005, 22(2): 157-163.
- [5] Koo J, Kleinstreuer C. Viscous dissipation effects in microtubes and microchannels [J]. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2004, 47: 3159-3169.
- [6] Tso C P, Mahulikar S P. The use of the Brinkman number for single phase convective heat transfer in microchannels [J]. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1998, 41(2): 59-69.
- [7] 夏国栋, 刘青, 王敏, 等. 歧管式微通道冷却热沉的三维数值优化[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(1): 145-147. XIA Guodong, LIU Qing, WANG Min, et al. Three-dimensional numerical optimization of the manifold micro-channel heat sink [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(1): 145-147. (in Chinese)
- [8] Peng X F, Peterson G P. Convective heat transfer and flow friction for water flow in micro-channel structures [J]. Int. J. Heat and Mass Transfer, 1996, 39(12): 2599-2608.