

微细槽道散热器性能实验和数值研究

刘东, 刘明侯, 徐侃, 王亚青

(中国科学技术大学热科学和能源工程系, 安徽合肥 230027)

摘要: 设计了针对电子芯片 50 W/cm^2 散热需求的微细槽道散热器. 研究中, 采用水为换热介质, 对其冷却换热性能进行了实验和数值研究. 通过对散热器表面温度、冷却介质水的进出口温差、流量和压降等参数的测量和数值计算, 系统分析了换热量、热流密度等散热器性能参数. 实验和模拟结果表明: 在雷诺数小于 50、模拟热源表面温度低于 $85 \text{ }^\circ\text{C}$ 的情况下, 该微细槽道散热器可以达到 56 W/cm^2 的热流密度, 且压降不超过 400 Pa ; 小雷诺数条件下, 微细槽道散热器的摩擦系数随着雷诺数的增大而减小, 散热量随着模拟热源表面的温度的升高或流量的增加而增加. 微细槽道散热器的换热性能随着雷诺数的增大而提高, 并且随着加热功率的增大, 提高的幅度也增大.

关键词: 微细槽道; 散热器; 液体冷却

中图分类号: TK124

文献标识码: A

Experimental and numerical study on the performances of mini-channel heat sinks

LIU Dong, LIU Ming-hou, XU Kan, WANG Ya-qing

(Department of Thermal Science and Energy Engineering, USTC, Hefei 230027, China)

Abstract: Experimental and numerical investigation on the thermal performances of mini-channel heat sinks for cooling the integrated electronic chip with 50 W/cm^2 power density using the liquid-cooling technology was conducted. The characteristics of total heat exchange and heat flux performance were obtained by measuring and simulating the heated surface temperature, the inlet and outlet temperature of coolant, under different flow rates and heating power conditions. The heat sinks can effectively remove the high density heat generated by the integrated electronic chip on the surface heat flux up to 56 W/cm^2 and the pressure drop under 400 Pa with Reynolds number under 50 and surface temperature under $85 \text{ }^\circ\text{C}$. The friction factor of mini-channel heat sinks decreases with Reynolds number under the Reynolds number we checked and the heat flux increases with the surface temperature and flow rate. The convective heat transfer coefficient of the mini-channel heat sinks increases with Reynolds number, and the extent increases with power density.

Key words: mini-channel; heat sinks; liquid-cooling

收稿日期: 2007-09-28; 修回日期: 2008-01-03

基金项目: 中国高技术研究发展(863)计划(2007AA05Z236)资助.

作者简介: 刘东, 男, 1984年生, 博士生. 研究方向: 微小尺度热控技术. E-mail: dtld123@mail.ustc.edu.cn

通讯作者: 刘明侯, 博士/副教授. E-mail: mhliu@ustc.edu.cn

0 引言

随着电子技术和微机电系统(MEMS)的发展,电子元器件越来越向小型化、微型化发展.摩尔定律^[1]预示,电子芯片特征尺寸每三年就减小一半,同时消耗功率增加一倍.特征尺寸不断减小,功率不断提高,散热问题就越严重.目前,一些大功率电子元器件如微波功率管的热流密度已达到 50 W/cm^2 .美国研究者^[2]预计,到 2012 年,高热流密度散热需求将达到 120 W/cm^2 .电子元器件都有其工作温度的上限,任何设计精良的电子设备在长期过热及不均匀热应力的情况下都会发生故障或失效,因此有效的热控制在先进电子设备中有极其重要的作用.这对电子器件热可靠性的设计提出了更高的要求.微尺度冷却技术是针对传统的冷却技术不能满足需求提出的一种新型技术,微尺度散热器为高效冷却大功率电子芯片提供了新的方式.

1981 年, Tuckerman 和 Pease^[3] 在硅基表面刻宽度为 $50 \sim 56 \mu\text{m}$ 、高度为 $287 \sim 320 \mu\text{m}$ 的微槽,用水作为冷却介质进行实验,在进出口温差为 $71 \text{ }^\circ\text{C}$ 的情况下得到了 790 W/cm^2 的换热量,从而开创了槽道冷却的新方向.近 20 年来,研究者以水^[4]、甲醇^[5]、乙醇^[6]、FC-72^[7] 为冷却介质对不同结构微槽道内单相冷却性能进行了大量的研究.从以上研究可以看出,不论采用哪种冷却介质,微槽道换热能力提高的同时,微槽道的压降也增大^[8].著名的 Cooligy 公司^[9] 给出了微槽道散热器槽道宽度和散热量及其压降的关系,从中可以看出随着槽道宽度的减小,换热效率和压降急速增加.因此,微槽道散热器可以提高换热效率,但是却带来压降增大的问题.

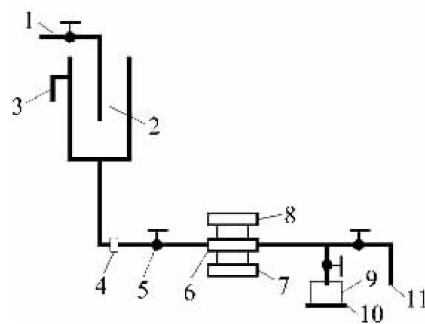
面对电子元器件表面温度不高于 $85 \text{ }^\circ\text{C}$,且有 50 W/cm^2 热流密度散热需求,我们提出了采用微细槽道散热技术进行热控,并设计了长、宽、高分别为 20 mm 、 3 mm 、 4 mm ,肋宽 1 mm 的 5 槽散热器.小槽道宽度为 3 mm ,因此冷却介质流动阻力小,但换热系数相对较低.在槽道中配备铜片可以强化换热,在满足冷却效果的同时,流体流动阻力又不会增加很多.在每个宽度为 3 mm 的槽中插入 8 片厚度为 0.1 mm 铜箔(铜箔之间平均距离为 $244 \mu\text{m}$)构成微细槽道.与微槽道不同,铜箔并不与散热器表面良好接触,仅仅起到导流与均匀槽道横向的温度梯度作用.该系统虽然较铜箔与散热器表面良好接触的微槽道降低了散热能力,但可以减少流动阻力,降低微槽

道对流体驱动泵的要求.我们通过实验和数值模拟对设计的微细槽道的压降、传热特性等进行了研究.

1 实验装置和方法

1.1 实验装置及测量方法

实验流程如图 1 所示,自来水经过过滤后直接流入高位水箱作为冷却水,在高位水箱和微细槽道散热器之间安装阀门和防止杂质进入槽道的 $50 \mu\text{m}$ 过滤器.实验用微细槽道散热器由进水盖板、试验件、密封橡胶垫等组成,材料为黄铜,用机械加工方法在中间铣槽而成,如图 2 所示,具体尺寸见表 1.为了保证进入槽道的流体完全发展,进水口和出水口分别做成静压箱的形式.流体进出口的温度分别由盖板两侧装的热电偶测得.同时我们在每个槽道上都加设了铜导热流片,每个槽道内加设 8 片导热流片,每片厚度 $100 \mu\text{m}$,平均间距 $244 \mu\text{m}$.在进水口和出水口安装 K 型热电偶来测量槽道进口和出口温度,使用 TES1300 数字温度表来读取温度值.



1—自来水管;2—进水水箱;3—溢水管;4—过滤器;
5—流量调节阀;6—实验段;7—加热与控制系统;
8—测量与采集系统;9,10—流量测量系统;11—泄水管

图 1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

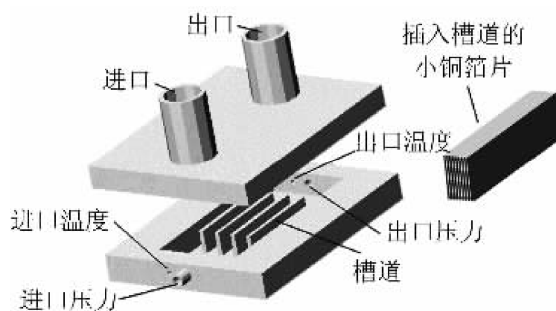


图 2 槽道散热器示意图

Fig. 2 The sketch map of channel heat sink

表 1 槽道几何尺寸

Tab. 1 The sizes of channel

槽宽/mm	槽深/mm	间壁/mm	槽长/mm	槽数
3	4	1	20	5

槽道底部的热量由模拟热源提供. 模拟热源材料为黄铜, 在距离顶部 10 mm、20 mm 和 30 mm 的地方对称打直径 1 mm 深度 1.5 mm 的孔 6 个, 用于插装计算表面温度的热电偶. 整个模拟热源除了顶部外其余全部用绝热材料与外界绝热. 实验中, 水由高位水箱流出, 经过阀门、过滤器、实验段后流入后部水箱或泄水管. 通过测量单位时间内流入后部水箱的水的质量来计算流量. 水流量的控制通过调节阀门的开度来实现, 实验中进出口的压差通过 SwemaMan60 微差压计来测量.

1.2 数据处理方法

1.2.1 摩擦系数

流体流过槽道的压降 Δp 可以通过下式计算^[10],

$$\Delta p = (p_{in} - p_{out}) - \sum \Delta p_{loss,n} - \Delta p_{ext} \quad (1)$$

$$u_{ave} = \frac{q_m}{\rho A} \quad (2)$$

$$\sum \Delta p_{loss,n} = \sum K_{\xi} \frac{\rho u_{ave}^2}{2} \quad (3)$$

这里, Δp 为流体流过槽道的压降; u_{ave} 为流体在槽道中的平均流速; q_m 为单位时间流过槽道的流体质量, 即质量流量; ρ 为水的密度; A 为模拟热源换热面积; $\Delta p_{loss,n}$ 为局部损失, Δp_{ext} 为流体流动端部效应; K_{ξ} 为局部阻力系数.

使用摩擦系数 f 来表征流体在槽道中的压降, 这样摩擦系数为

$$f = \Delta p \cdot \frac{D_h}{L} \cdot \frac{2}{\rho u_{ave}^2} \quad (4)$$

这里, D_h 为槽道的水力学直径; L 为槽道的长度.

同时定义 Poiseuille 数

$$Po = f \cdot Re \quad (5)$$

1.2.2 换热性能

实验中槽道散热器散热量 Q 计为水流过槽道所带走的热量, 即:

$$Q = c_p q_m (T_{out} - T_{in}) \quad (6)$$

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{c_p q_m (T_{out} - T_{in})}{L^2} \quad (7)$$

式中, q 为单位面积的换热量; c_p 为水的比热容; T_{in} , T_{out} 分别为槽道进口和出口流体的温度; L 为散热面边长.

散热器平均换热系数 h 和平均努塞尔数 (Nusselt, Nu) 以及 Re 数通过下式计算:

$$h = \frac{Q}{A(T_w - T_f)} = \frac{q}{(T_w - T_f)} \quad (8)$$

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f} = \frac{qD_h}{(T_w - T_f)k_f} \quad (9)$$

$$Re = \frac{\rho u_{ave} D_h}{\mu_f} \quad (10)$$

$$T_f = \frac{T_{out} + T_{in}}{2} \quad (11)$$

$$k_f = 0.552 + 0.00246T_f - 1.2946 \times 10^{-5} T_f^2 \quad (12)$$

式中, T_w 为模拟热源表面温度; T_f 为流体平均温度; k_f 为流体导热系数.

1.3 不确定度分析

对于微槽道中的流动和传热的研究, 测量误差是一个很重要的因素, 实验不确定度的分析可以给数据的准确度一个定量的描述. 实验中测量的误差主要来源于直接测量的数据, 如温度、面积、重量、时间等, 而间接测量的数据, 如流量、对流换热系数、换热量、热流密度和一些准则数等的不确定度都是依赖于直接测量的不确定度. 本文采用文献[11]的方法对各个值的不确定度进行分析. 具体的分析结果列于表 2.

表 2 实验中的不确定度分析

Tab. 2 Measurement uncertainties in experiment

参数	最大不确定度/%	参数	最大不确定度/%
传热温差	±22.6	质量	±0.1
时间	±0.1	质量流量	±0.1
长度	±5	对流换热系数	±24.7
面积	±1.44	热流密度	±10

2 数值模拟

2.1 物理模型

由于槽道散热具有相似性和对称性, 所以在对槽道进行数值模拟时选取一个槽道的一半作为计算区域, 见图 3(槽道长度方向为 x 轴, 宽度方向为 y 轴, 高度方向为 z 轴), 槽道的长度在图中没有表示. 其中 L 为槽道的高度, L_d 、 L_k 、 L_f 分别为槽道底部的厚度、小铜箔与槽道底部的非接触深度和铜箔的高度, W 为半槽道的宽度. 对于槽道内的流动做如下假设: 不可压缩的定常流动; 忽略重力影响; 流体在进口完全发展.

2.2 数学方程及边界条件

由于雷诺数小 ($Re < 25$), 冷却介质水的流动状态为层流. 采用 3D 层流不可压缩 N-S 控制方程对冷却介质的流动与传热过程进行数值模拟. 利用 Gambit 软件把计算区域划分为结构网格, 采用

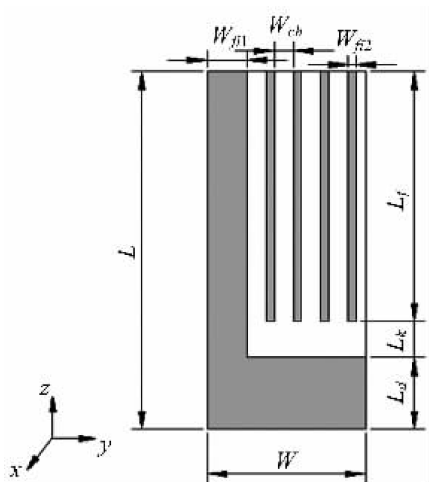


图 3 选取的计算区域

Fig. 3 Selected areas in numerical simulation

Fluent 商业软件计算. 数值模拟的边界条件如下:

$$\left. \begin{aligned} x = 0, u = u_{in}, v = 0, w = 0, T = T_{in} \\ x = X, \frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \\ y = 0, y = W, v = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \\ z = 0, \frac{\partial T}{\partial z} = \text{const} \\ z = L, \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中, u, v, w 分别为 x, y, z 方向速度. 整个计算区域内部流体与固体(流体与插入铜箔、槽道侧面和底面)之间并用流固耦合方式.

3 结果和分析

由于实验采用的加热台高度较高, 热流大时加热台的纵向温度梯度大, 实验中为了保证加热器不至于由于温度过高而损坏, 我们在实验中将加热器的壁面温度控制在 $110\text{ }^\circ\text{C}$ 以下.

3.1 摩擦系数

对流体流过微细槽道的压降测试结果表明, 当流量取最大值 (14.96 L/h) 时, 流体流过微细槽道的压降小于 400 Pa . 通过和微槽道^[12] 以及常规槽道^[13] 的数据对比我们可以得出: 插入肋片的槽道的摩擦阻力介于两者之间(图 4).

实验与模拟出来的微细槽道内的摩擦系数与雷诺数的关系如图 5 所示, 从图中可以看出, 在本文研究的小雷诺数范围内, 摩擦系数随着雷诺数的增大而减小, 且摩擦系数的对数与雷诺数的对数成线性关系. 同微槽道^[12] 和常规槽道^[13] 相比(图 6), 可以

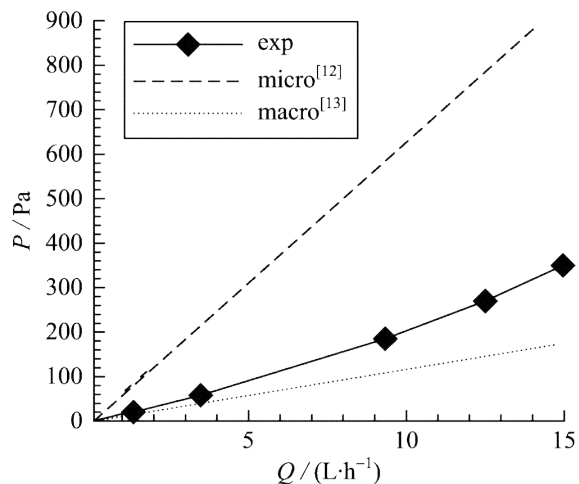


图 4 不同槽道的流量和压力关系图

Fig. 4 The pressure drop as a function of flow rate

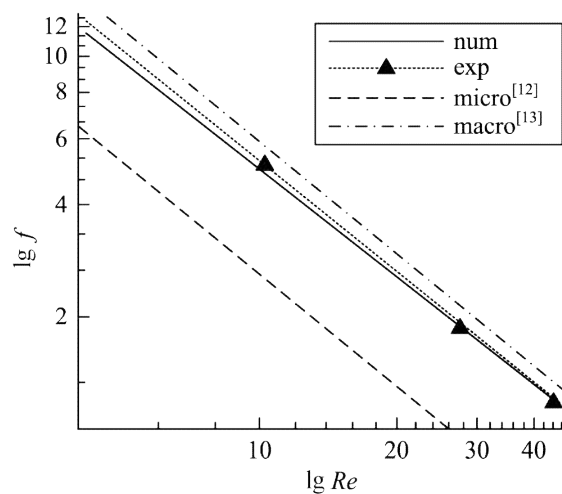


图 5 摩擦系数与雷诺数的关系图

Fig. 5 The friction factors as a function of Re number

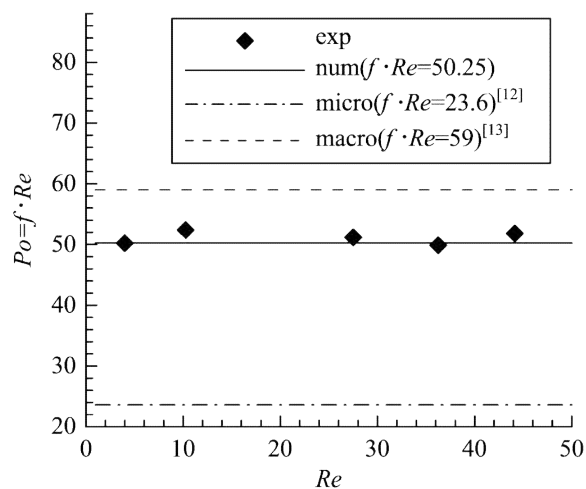


图 6 不同槽道下 Po 数与雷诺数的关系图

Fig. 6 The Poiseuille number as a function of Re number for different channel

看出, 微细槽道散热器的 Poiseuille 数介于微槽道和常规槽道之间, 并且实验的数据和模拟数据一致.

3.2 流量对换热性能的影响

在本研究中, 我们针对 3 种不同的流量下微细

槽道的散热量进行了实验和数值模拟,结果表明:实验中当流量为 14.97 L/h,表面温度为78.25 °C时,微细槽道的散热量为 56.5 W/cm²,而模拟中当流量为 14.97 L/h,表面温度为84.6 °C时,微细槽道的散热量为 56.56 W/cm².

图 7 和图 8 为水在进口温度25 °C (298 K),不同流量下的 $q \sim T_w$ 和 $h \sim T_w$ 曲线图. 由图 7 可以看出,在一定的加热表面温度下,散热量随着流量的增加而增加,这是由于在表面温度一定的条件下,增大流量可以使水的出口温度降低,导致传热温差增大,从而有利于 q 的增加. 在流量一定的条件下,散热量随着表面温度的升高而线性升高,这是由于表面温度升高也可以导致传热温差增大,从而也有利于 q 的增加. 这些都和常规尺度下的流动和传热特性一致. 在相同的流量下模拟结果和实验结果相比,当热流密度一定时实验结果的壁面温度要小于模拟结

果. 这个差异主要是由于实验中槽道向周围环境有热损失. 另外,实验中槽道的壁面粗糙度也有增强换热作用. 从图 8 可以看出,换热系数随着流量的增加而相应增加,但壁面温度变化对换热系数影响较小. 对微槽道流动而言,流量增大导致雷诺数增大,从而导致换热系数增大. 当流量(雷诺数)一定时,散热量和流体平均温度都会随着壁面温度的增加而增大,而换热系数几乎不随壁面温度的升高而变化. 这和文献[14]的结论一致,但与文献[7]的结论有差异. 而在壁面温度一定时,流量增大导致流体出口温度降低,散热量增大. 由于散热量增大的数量级大于流体温度降低的数量级,所以换热系数随着流量的增大而增大. 从实验和模拟结果比较可以看出,在小流量的情况下,实验和模拟的结果较为一致,但是在大量流量的情况下实验值明显大于模拟值,这可能是由于实验中存在槽道向环境散热. 另外,随着流量的增大,插入的铜箔与壁面之间孔隙流体流动速度变大,从而强化了槽道壁面的对流换热能力.

3.3 换热特性

小雷诺数时不同散热量下的 Nu 数随 Re 数变化关系如图 9 所示. 从图中可以看出:相同的散热量时, Nu 数随着 Re 数的增加而增加;同时从模拟的结果看,散热量越大, Nu 数随 Re 数增加越慢. 从实验和模拟结果可以看出,相同的 Re 数的条件下,实验中 Nu 数大于模拟值,这是实验中槽道对外散热引起的. 图 10 为不同散热量下表面温度随雷诺数变化关系图,从图中可以看出在相同的散热量时,壁面温度随着 Re 数的增加而降低,并且不同的散热量降低的趋势基本一致;相同的 Re 数时,散热量越大,壁面的温度越高. 这是由于加热壁面温度升高,

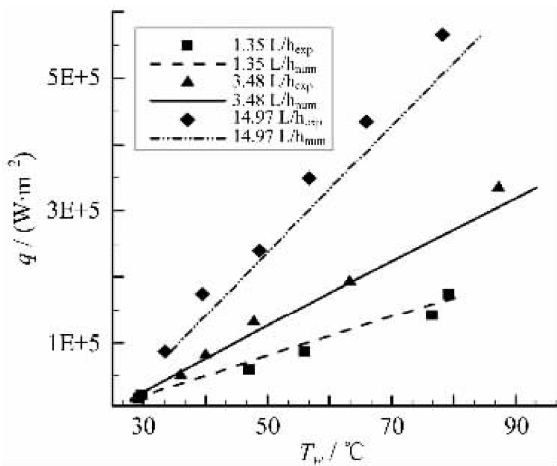


图 7 不同流量下壁面温度和热流密度曲线图
Fig. 7 Heat flux as a function of surface temperature at different flow rate

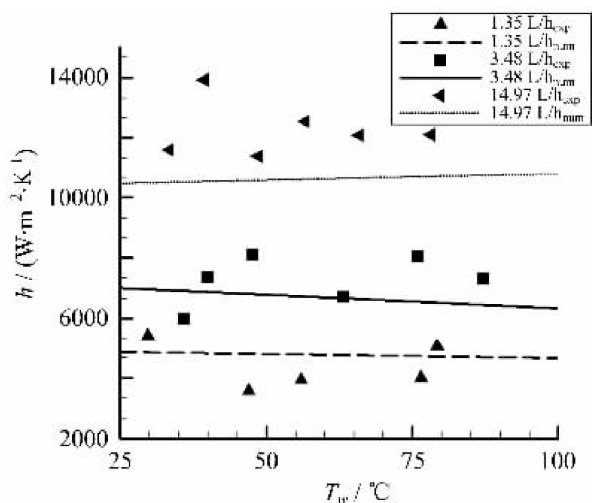


图 8 不同流量下壁面温度和换热系数曲线图
Fig. 8 Surface temperature as a function of heat transfer coefficient at different flow rate

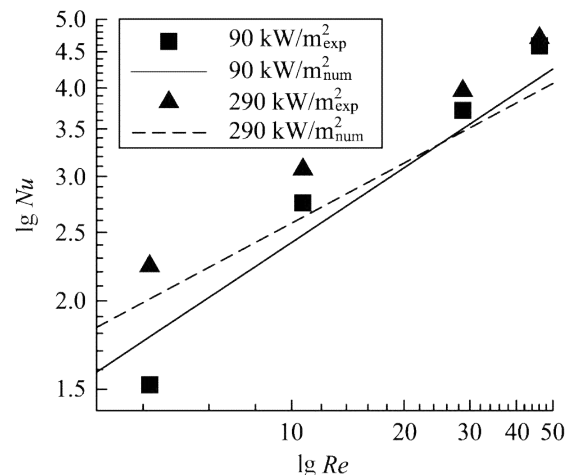


图 9 Nu 数随 Re 数变化
Fig. 9 The Nu number as a function of Re number

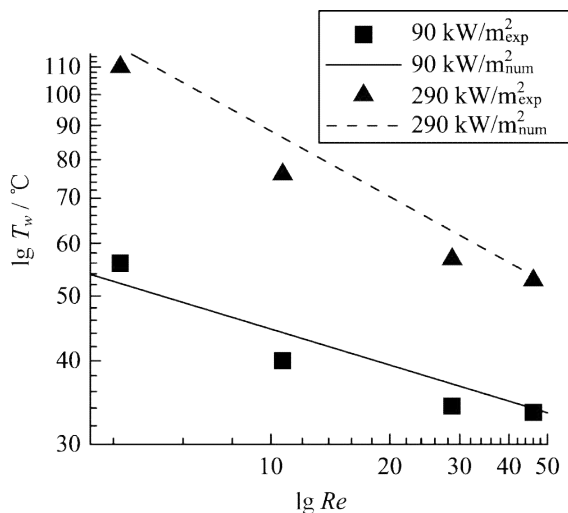


图 10 壁温 T_w 随 Re 数变化

Fig. 10 The surface temperature as a function of Re number

槽道与加热器间热阻不变时,槽道壁面温度相应提高,从而提高了对流换热时壁面与流体之间温差.同时,在散热量小时,模拟结果和实验结果一致,但是在散热量大时,相同 Re 数时壁面温度要高于实验值,这是由于在实验中小散热量情况下微细槽道向外界散热没有大散热量情况下的大.

4 结论

本文设计了一款微细槽道插铜箔的散热器,并采用水为冷却介质对其在小雷诺数条件下的换热特性进行实验与数值研究,结论如下:

(I) 采用小槽道中插入铜箔的方法制成的微细槽道可以提高换热能力,同时流动阻力较微槽道小.在 Re 不超过 50、模拟热源表面温度小于 $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的情况下,该微细槽道散热器可以达到 56 W/cm^2 的散热能力.

(II) 小雷诺数下,摩擦系数随着雷诺数的增大而减小,且摩擦系数的对数与雷诺数的对数成线性关系;在我们研究的范围内 Po 数为定值其数值高于微槽道但低于常规槽道.

(III) 表面温度一定时,实验和模拟结果都表明:散热量随着流量的增加而增加;在流量一定时,散热量随着表面温度的升高而线性升高,换热系数不随壁面温度而变化.

(IV) 小雷诺数下 Nu 数随着 Re 数的增大而增大;在 Re 一定的条件下,模拟热源壁面温度随着散热量的增加而增大,且壁面温度的对数与雷诺数的对数成线性关系.

参考文献 (References)

- [1] Moore G E. Cramming more components onto integrated circuits [J]. Electronics, 1965, 38 (8): 114-117.
- [2] Ravi M, Raj N, Vijay W, et al. Emerging directions for rackaging technologies: Semiconductor technology and manufacturing [J]. Intel Technology Journal, 2002, 6(2): 62-75.
- [3] Tuckerman D B, Prese R F W. High-performance heat sinking for VLSI [J]. IEEE Electron Device Letters, 1981, 2(5): 126-129.
- [4] Harms T M, Kazmierczak M J. Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels [J]. Heat and Fluid Flow, 1999, 20: 149-157.
- [5] Peng X F, Wang B X, Peterson G P, et al. Experimental investigations of heat transfer in flat plates with rectangular microchannels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1995, 38: 127-137.
- [6] Chio S B, Barron R F, Warrington R O. Fluid flow and heat transfer in microtubes [C]//Atlanta: Proceeding of ASME DSC: Micromechanical Sensors, Actuators and Systems, 1991, 32: 123-134.
- [7] 谢永奇, 余建祖, 赵增会, 等. 矩形微槽内 FC-72 的单相流动和换热实验研究 [J]. 北京航空航天大学学报, 2004, 30(8): 739-743.
- [8] Chein R, Chuang J. Experimental microchannel heat sink performance studies using nanofluids [J]. Thermal Sciences, 2007, 46: 57-66.
- [9] Upadhy G. Cooligy Active Micro-Structure Cooling Offers Key to Advanced Processor Performance and Quieter Systems [EB/OL]. 2007-6-10. http://www.cooligy.com/pdf/Cooligy_MicroStructure_White_Paper.pdf.
- [10] Kohl M J, Abdel-Khalik S I, Jeter S M, et al. An Experimental investigations of microchannel flow with internal pressure measurements [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48: 1 518-1 533.
- [11] 李维林. 不确定度的评定和测量结果的表示 [J]. 阴山学刊, 2006, 20(2): 19-22.
- [12] Pfund D, Rector D, Shekarriz A. pressure drop measurement in a microchannel [J]. AIChE Journal, 2000, 46: 1 496-1 507.
- [13] Incropera F P, Dewitt D P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer: 4th ed [M]//葛新石, 叶宏, 译. 传热和传质基本原理. 北京: 化学工业出版社, 2007: 321-323.
- [14] 王补宣, 刘荣, 彭晓峰, 等. 沿平板具有微槽结构表面的流动沸腾传热实验研究 [J]. 工程热物理学报, 1995, 16 (3): 321-326.