

微通道热沉对流传热理论模型及实验

翟玉玲, 夏国栋, 蒋 静, 李云飞

(北京工业大学 环境与能源工程学院

强化传热与过程节能教育部重点实验室, 北京 100124)

摘 要: 用理论及实验相结合的方法研究了微通道热沉流动与传热特性。首先, 总结并提出了微通道热沉对流传热的理论模型; 然后, 实验测量并计算了微通道热沉的压降及努塞尔数, 其理论值与实验值吻合较好, 平均误差在 10% 左右; 最后, 分析了不同雷诺数及通道宽高比时的导热热阻、对流热阻及电容热阻占总热阻份额的大小。结果表明: 对流热阻是影响微通道热沉传热性能的重要因素, 当雷诺数为 985, 通道宽高比为 1 时, 对流热阻占总热阻 90% 左右; 而在雷诺数较小时, 导热热阻占总热阻的份额小于 10%, 可以忽略不计; 电容热阻占总热阻的份额随着雷诺数及通道宽高比的增大而降低。

关 键 词: 微通道; 对流传热模型; 强化对流传热; 流动特性; 热阻

中图分类号: V231.1; TK124

文献标志码: A

Theoretical model and experiment of convective heat transfer in microchannel heat sinks

ZHAI Yu-ling, XIA Guo-dong, JIANG Jing, LI Yun-fei

(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: The characteristic of fluid flow and heat transfer in microchannel heat sinks was investigated theoretically and experimentally. Firstly, the theoretical model of convective heat transfer in the microchannel heat sink was presented. Secondly, the values of pressure drop and Nusselt number were measured and calculated based on the experiments. Furthermore, the experimental results were compared with those obtained from theoretical model, average error about 10%. Lastly, the conductive thermal resistance, convective thermal resistance and capacitive thermal resistance were also analyzed under different Reynolds numbers and aspect ratios of channel. Results indicate that, the convective thermal resistance plays an important role in the heat transfer performance of microchannel heat sinks, with the proportion about 90% when Reynolds number and aspect ratio of channel are 985 and 1, respectively; while the conductive thermal resistance can be neglected (less than 10%) under small Reynolds number, and the capacitive thermal resistance to total thermal resistance decreases with the increasing Reynolds number and aspect ratio of channel.

Key words: microchannel; convective heat transfer model;

enhanced convective heat transfer; flow characteristic; thermal resistance

收稿日期: 2014-03-20

基金项目: 国家自然科学基金(51176002); 国家重点基础研究发展计划(2011CB710704); 北京市自然科学基金(3142004); 北京工业大学博士生创新奖学金

作者简介: 翟玉玲(1986—), 女, 广西钦州人, 博士生, 主要从事微通道强化传热研究。

通讯作者: 夏国栋(1965—), 男, 河北衡水人, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事微通道强化传热及气液两相流研究。

随着科学技术的飞速发展,在能源动力、航空航天、生物化工、微电子技术、核能技术等先进工程领域,热交换系统的传热负荷及强度日益增强,如太阳能系统-聚光式光伏热系统(CPTV)的冷却、大功率发光二极管(LED)的散热、微电子器件的散热、激光二极管阵列的冷却等,不仅其瞬态热流密度高(大于 10^6 W/m^2),而且散热底面积非常小^[1-2].如若不能及时有效降低器件表面温度,会造成其工作性能下降,甚至烧毁器件的危险.因此,高热流密度微型器件及设备的散热问题严重制约着高新技术的发展,迫切需要采取措施予以解决,因而也越来越受到国际传热界及相关工业领域的高度重视.

对于微通道热沉强化对流传热(文中简称强化传热)的研究方法主要集中在理论、实验及数值模拟3个方面.相对于后两种方法,微通道热沉强化传热的理论研究还比较少.微通道由于直径较小($1 \sim 1000 \mu\text{m}$),其流动与传热特性有别于大尺寸通道^[3],大尺寸通道的经验关联式是否适用于微通道有待于深入研究. Hao 等^[4]用压降关联式预测粗糙微通道压降随雷诺数的变化情况,与实验数据相吻合. Lee 等^[5]用数值模拟的方法研究了微通道不同通道宽高比的传热特性,并根据模拟数据拟合得到层流流态下局部和平均努塞尔数的关联式.随后, Mital^[6]把此关联式里的物性参数换成纳米流体的,并预测了纳米流体的传热特性,与文献^[6]数据的吻合性较好.总而言之,对于微通道强化传热的理论研究还有待进一步深入研究.

本文首先在总结并提出微通道热沉对流传热理论模型,并辅以实验验证.然后,详细分析微通道热沉各热阻对总热阻的影响,为微通道热沉的设计提供理论基础.

1 微通道对流传热理论模型

1.1 流动特性

由于微通道的长度很短,而且流动基本处于层流状态,流动及热发展基本处于未充分发展状态,因此微通道的未充分发展区域占通道长度的主要部分. Xu 等^[7]指出直径为 $100 \mu\text{m}$ 的微圆管,当雷诺数 $Re=1000$,普朗特数 $Pr=3.54$ 及温度为 50°C 时,其流动入口长度及热入口长度分别为 5.5 mm 和 19.47 mm ,其长度的量级和微通道长度的量级相当,因此必须考虑入口效应的影响.

Kandlikar 等^[8]指出可用表观摩擦因数 f 来表示包含有流动未充分发展区域的摩擦因数,表征表观摩擦因数大小的压降值 Δp 可由下式计算:

$$\Delta p = \frac{2(f_{\text{app}} Re) \mu u_m L_{\text{ch}}}{D_h^2} = \frac{2(f Re) \mu u_m L_{\text{ch}}}{D_h^2} + K(\infty) \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (1)$$

$$f Re = 24(1 - 1.3553\alpha_c + 1.9467\alpha_c^2 -$$

$$1.7012\alpha_c^3 + 0.9564\alpha_c^4 - 0.2537\alpha_c^5) \quad (2)$$

其中 μ, ρ 及 u_m 分别为动力黏度、密度及流体平均速度,单位分别为 $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$, kg/m^3 及 m/s ; D_h 为水力直径,单位为 mm ,对于矩形截面, $D_h = 2W_{\text{ch}}H_{\text{ch}}/(W_{\text{ch}} + H_{\text{ch}})$; α_c 为通道宽高比, $\alpha_c = W_{\text{ch}}/H_{\text{ch}}$,式中 $L_{\text{ch}}, H_{\text{ch}}$ 及 W_{ch} 分别为单根微通道的长、宽及高,单位均为 mm ; $K(\infty)$ 为 Hagenbach 因子,不同管道截面采用不同的 $K(\infty)$ 公式计算,但是使用 $K(\infty)$ 计算的前提条件是,微通道的长度 L 必须大于流动入口长度 L_h ,即 $L > L_h = 0.05 Re D_h$.

对于圆管^[9]

$$K(\infty) = 1.2 + \frac{38}{Re} \quad (3)$$

对于矩形截面管道^[10]

$$K(\infty) = 0.6796 + 1.2197\alpha_c + 3.3089\alpha_c^2 - 9.5921\alpha_c^3 + 8.9089\alpha_c^4 - 2.9959\alpha_c^5 \quad (4)$$

由式(1)~式(4)可以计算出理论表观摩擦因数 f_{app} 的大小.

1.2 传热特性

Lee 等^[5]用数值模拟的方法研究了矩形微通道四面加热时通道宽高比 α_c 为 $0.1 \sim 1$ 时的努塞尔数,并根据数值结果拟合出微通道热入口长度 x_{th}^* 及四面加热未充分发展时的努塞尔数 $Nu_{4,\text{ave}}$ 关联式,如下所示:

$$x_{\text{th}}^* = -1.275 \times 10^{-6} \alpha_c^{-6} + 4.709 \times 10^{-5} \alpha_c^{-5} - 6.902 \times 10^{-4} \alpha_c^{-4} + 5.014 \times 10^{-3} \alpha_c^{-3} - 1.769 \times 10^{-2} \alpha_c^{-2} + 1.845 \times 10^{-2} \alpha_c^{-1} + 5.691 \times 10^{-2} \quad (5)$$

$$Nu_{4,\text{ave}} = \frac{1}{C_1 (x_{\text{th}}^*)^{C_2} + C_3} + C_4 \quad (6)$$

$$0.1 \leq \alpha_c \leq 1 \quad x^* < x_{\text{th}}^*$$

其中 x^* 为无量纲轴向长度, $x^* = x/(Re Pr D_h)$, x 为沿通道流动方向的长度,其值与温度及工质种类有关.系数 C_1, C_3 及 C_4 均是 α_c 的函数, C_2 为常数,其计算式如下:

$$C_1 = -2.757 \times 10^{-3} \alpha_c^{-3} + 3.274 \times 10^{-2} \alpha_c^{-2} - 7.464 \times 10^{-2} \alpha_c^{-1} + 4.476 \quad (7a)$$

$$C_2 = 0.6391 \quad (7b)$$

$$C_3 = 1.604 \times 10^{-4} \alpha_c^{-2} - 2.622 \times 10^{-3} \alpha_c^{-1} + 2.568 \times 10^{-2} \quad (7c)$$

$$C_4 = 7.301 - 13.11 \alpha_c + 15.19 \alpha_c^2 - 6.094 \alpha_c^3 \quad (7d)$$

当流动处于热充分发展时,微通道三面加热充分发展时的努塞尔数 $Nu_{3,\infty}$ 及四面加热充分发展时的努塞尔数 $Nu_{4,\infty}$ 的计算式如下^[8]:

$$Nu_{3,\infty}(Nu_{4,\infty}) = \frac{a' + c'\alpha_c + e'\alpha_c^2}{1 + b'\alpha_c + d'\alpha_c^2 + f'\alpha_c^3} \quad (8)$$

式(8)中各系数如表1所示。

表1 式(8)的系数值

Table 1 Coefficients' value of Eq. (8)

系数	$Nu_{3,\infty}$	$Nu_{4,\infty}$
a'	8.2321	8.2313
b'	2.0263	1.9349
c'	1.2771	-2.295
d'	0.2981	0.9238
e'	2.2389	7.9280
f'	0.0065	0.0034

当 $x^* < x_{th}^*$, 微通道三面加热未充分发展时的努塞尔数 $Nu_{3,ave}$ 的表达式如下:

$$Nu_{3,ave} = Nu_{4,ave} (Nu_{3,\infty} / Nu_{4,\infty}) \quad (9)$$

热阻也是衡量微通道传热性能优劣的另一个重要参数。微通道热沉对流换热过程中总热阻 R_{th} 由导热热阻 R_{cond} 、对流热阻 R_{conv} 及电容热阻 R_{cap} 组成,其表达式如下^[11]:

1) 导热热阻 R_{cond}

$$R_{cond} = \frac{H_b}{\lambda_s A_b} \quad (10)$$

其中 H_b 为热沉底座高,单位为 mm; A_b 为热沉的底面加热面积,单位为 mm^2 ; λ_s 为固体的导热系数,单位为 $W/(m \cdot K)$ 。

2) 对流热阻 R_{conv}

$$R_{conv} = \frac{1}{Nh_{ave} L_{ch} (2\eta_{in} H_{ch} + W_{ch})} \quad (11)$$

其中 N 为热沉总通道数; h_{ave} 为表面传热系数,单位为 $W/(m^2 \cdot K)$; η_{in} 为微通道热沉的肋效率,表达式分别如下^[12]:

$$\eta_{in} = \frac{\tanh(mH_{ch})}{mH_{ch}} \quad (12)$$

$$mH_{ch} = \sqrt{\frac{2h_{ave}}{\lambda_s H_{ch} W_b}} H_{ch}^{\frac{3}{2}} \quad (13)$$

3) 电容热阻 R_{cap}

$$R_{cap} = \frac{1}{2c_p \dot{m}} \quad (14)$$

其中 c_p 和 $\dot{m}$ 分别为比定压热容和质量流量,单位分别为 $kJ/(kg \cdot K)$, kg/s 。

因此,总热阻 R_{th} 也可用下式表示:

$$R_{th} = R_{cond} + R_{conv} + R_{cap} \quad (15)$$

2 实验过程

2.1 实验系统

图1为流动与传热实验装置示意图,图中DP表示压力变送器。它主要包含有流动测量、加热及数据采集3个部分。当流体从储水罐经平流泵升压后进入恒温水槽加热至恒温 $20^\circ C$, 然后流入实验段进行散热,最后流入置于精密电子天平上的烧杯进行回收称重,以便校正流量。为了减少热损失,整个实验系统的管径外包有厚为 10 mm 的高发泡聚乙烯保温材料,所有的阀门均为球形阀。

为了更好地模拟微电子器件的散热情况,在微通道热沉底面嵌入金属铂加热膜,然后用直流稳压电源对其进行加热,以获得恒热流密度加热条件。

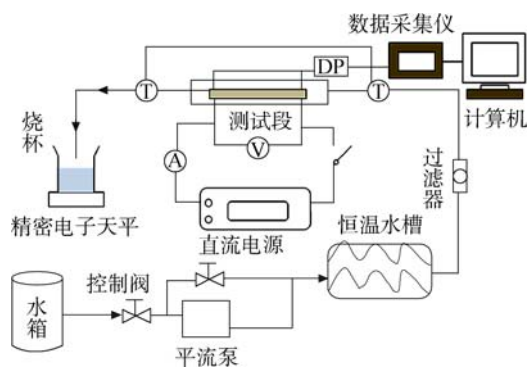


图1 流动与传热实验装置

Fig. 1 Experimental setup of flow and heat transfer

图2为矩形硅基微通道热沉(图2(a))及单根微通道(图2(b))的三维示意图。流体沿通道长度方向 x 流动,微通道热沉总长 L 为 20 mm,宽 W 为 3 mm,热沉底座高 H_b 为 0.15 mm,单根微通道的高为 H_{ch} 为 0.2 mm,热沉顶部通过高压静电覆盖一层厚 H_t 为 0.5 mm 的 Pyrex7740 玻璃。为了保证流体流动稳定,在微通道进出口处各布置长为 5 mm 的进出口段,即计算区域管道长度

$l=5\text{ mm}$,单根微通道长 L_{ch} 为 10 mm . 单根微通道宽 W_{ch} 为 0.1 mm ,通道之间的壁面宽 W_b 为 0.2 mm . 整个微通道热沉共由 10 根单根微通道组成.

图3为已封装好的实验件,由于微通道热沉尺寸较小且易碎,因此需把微通道热沉嵌于由有机玻璃制作好的模具上,并用加强梁对实验件进行

加固. 孔 a 及孔 b 为流体进出口,在进出口处连接一个三通阀用于测量流体进出口温度,孔 c 及孔 d 为测压孔.

2.2 数据处理

由压差变送器读出的数据,不能准确反映通过微通道热沉的实际压降,如图3所示,由孔 c 及孔 d 测得总压降 Δp_t 包括模具中由于通道面积突扩突缩引起的压降 Δp_{loss} 、通道进出口 5 mm 段的压降 Δp_l 及通道的压降 Δp 组成,因此微通道热沉的压降公式如下:

$$\Delta p = \Delta p_t - \Delta p_l - \Delta p_{\text{loss}} \quad (16)$$

其中

$$\Delta p_{\text{loss}} = \sum \xi_i \frac{\rho u_i^2}{2} \quad i = 1, 2, \dots \quad (17)$$

式中 ξ 为局部阻力系数; u_i 为对应管道截面下的流速,单位为 m/s . 突缩和突扩的局部阻力系数与通道面积比大小有关,按文献[13]计算. 当流体从入口孔 a 进入到实验件入口时,各经历一次面积突缩突扩,即由直径为 3 mm 的圆管收缩为直径为 2.2 mm 的圆管,再由直径为 2.2 mm 的圆管突扩为 3 mm 的热沉入口.

通道进出口 5 mm 段的压降 Δp_l 可按管道沿程阻力损失计算:

$$\Delta p_l = f_c \frac{2l}{d_p} \rho u_c^2 \quad (18)$$

式中 l, d_p, u_c 及 f_c 分别为计算区域管道长度、对应管道直径、流速及沿程阻力系数,单位分别为 $\text{mm}, \text{mm}, \text{m/s}$, f_c 为无量纲. f_c 可按经验关联式计算[8]

$$f_c = \frac{Po}{Re_c} \quad (19)$$

式中 Po 为 Poiseuille 数,取决于通道结构; Re_c 为对应计算区域管道雷诺数. 对于圆管, $Po=16$, 对于矩形截面通道, Po 可按式(19)计算.

实验中的表面传热系数 h_{ave} 及 $Nu_{3,\text{ave}}$ 的计算表达式如下[14]:

$$h_{\text{ave}} = \frac{Q}{NA\Delta T} = \frac{qA_b}{N\Delta T(W_{\text{ch}} + 2H_{\text{ch}})L_{\text{ch}}} \quad (20)$$

$$Q = UI \quad (21)$$

$$Nu_{3,\text{ave}} = \frac{h_{\text{ave}} D_h}{\lambda_f} \quad (22)$$

其中 Q, q, A_b, A, U 及 I 分别为总传热量、热流密度、通道底面有效加热面积、单根微通道水和硅基的接触面积、输入电压及电流,单位分别为 W ,

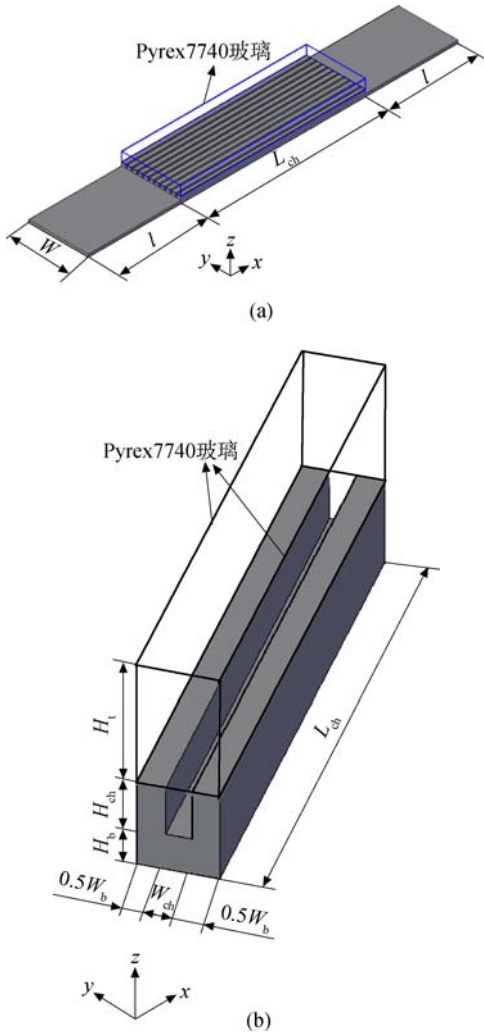


图2 矩形硅基微通道热沉及单根微通道三维示意图

Fig. 2 Three-dimensional schematic diagram of silicon-based rectangular microchannel heat sink and single microchannel

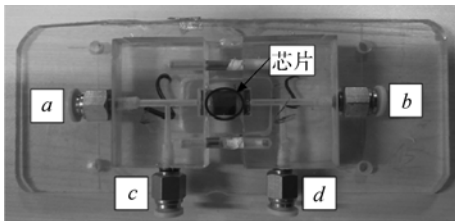


图3 封装好的微通道热沉

Fig. 3 Microchannel heat sink package

$W/m^2, mm^2, mm^2, V$ 及 A ; ΔT 为热沉底面与流体平均温度之差, 即 $\Delta T = T_b - 0.5(T_{in} + T_{out})$, 式中 T_b , T_{in} 和 T_{out} 分别为通道底面的平均温度、进口温度和出口温度, 单位为 K ; λ_f 为流体导热系数, 单位为 $W/(m \cdot K)$. 虽然实验系统的管路外围均有保温措施, 但不可避免会存在一定的热损失, 经计算验证, 实际的散热量略小于输入功率, 但不超过 10% , 因此可近似认为输入功率即为热沉的实际散热量.

实验参数的不确定度 U_f 用下式来计算:

$$U_f = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial F}{\partial x_i} U_{x_i} \right)^2} \quad (23)$$

式中量符号含义参见文献[15]. 经计算, 压降、表面传热系数及努塞尔数的不确定度分别为 3.3% , 7.4% 及 7.5% .

3 结果分析及讨论

图4和图5分别为 Δp 与 $Nu_{3,ave}$ 的理论值分别与实验值、数值模拟值及文献值的对比. 文献

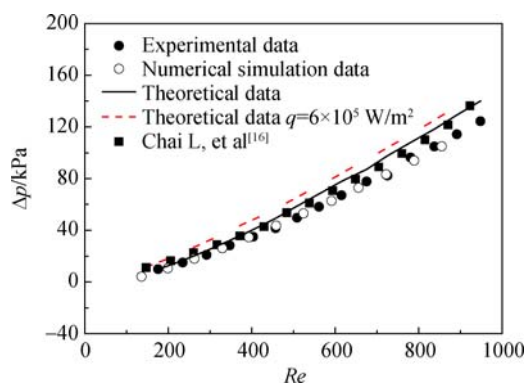


图4 Δp 对比

Fig. 4 Comparison of Δp

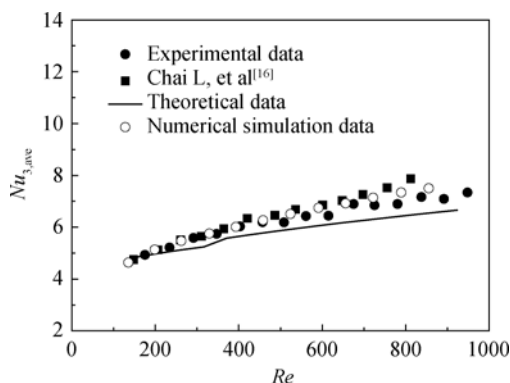


图5 $Nu_{3,ave}$ 对比

Fig. 5 Comparison of $Nu_{3,ave}$

[16]中的热流密度为 $q=6 \times 10^5 W/m^2$, 而本文中的热流密度为 $q=1 \times 10^6 W/m^2$, 其他实验条件一致. 可以看到, 小雷诺数下, 实验值、数值模拟值及文献值与理论值吻合较好, 随着雷诺数的增大, 两者的误差增大, 平均误差在 10% 内. 从图5还可以看到, 实验得到的 $Nu_{3,ave}$ 比理论得到的数值偏大, 这是因为 Lee 等[5]提出的理论拟合关联式是由模拟数据拟合的, 热沉对外界没有热损失, 虽然在实验中也对实验管路及实验件做了保温措施, 但是不能达到绝对无热损条件, 热沉与外界还会自然散热, 因此实验计算出的 $Nu_{3,ave}$ 比理论值偏大.

微通道热沉对流传热是一个固液共轭传热的复杂过程, 它包括热沉底座的导热、液体之间及壁面与液体之间的对流传热. 因此, 有必要研究各个过程中热阻占总热阻的贡献大小.

图6为热沉各热阻占总热阻份额大小随雷诺数的变化. 从图中可以看到, 对流热阻 R_{conv} 与导热热阻 R_{cond} 均随雷诺数的增大而增大, 但电容热阻 R_{cap} 呈相反的增长趋势, 而且 $(R_{conv}/R_{th}) > (R_{cap}/R_{th}) > (R_{cond}/R_{th})$, 因此对流热阻 R_{conv} 是决定热沉对流传热性能好坏的重要因素. 因此, 很多学者[6,15,17]使用纳米流体工质或改变微通道结构来降低对流热阻以达到强化传热的目的. Wong 等[18]指出热沉的底座不宜设计太厚, 根据式(10)可知, 在热沉材料及尺寸一定的情况下, 导热热阻随热沉厚度的增大而增大, 因此热沉设计应同时考虑导热热阻及热沉应力的影响.

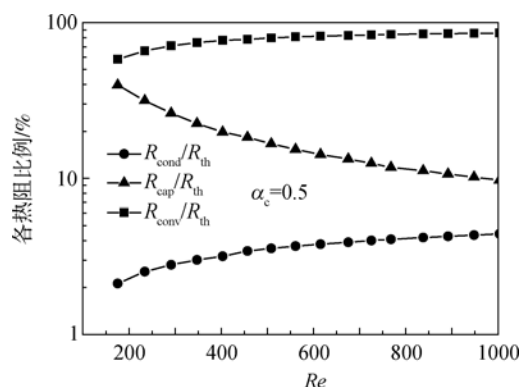
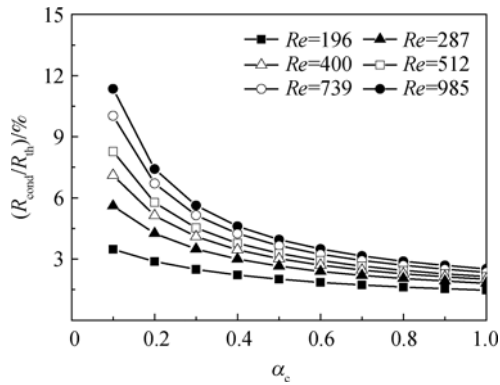
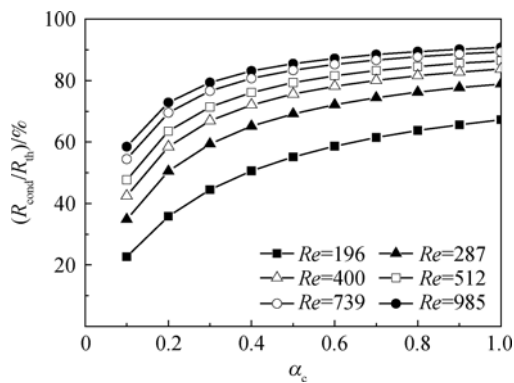
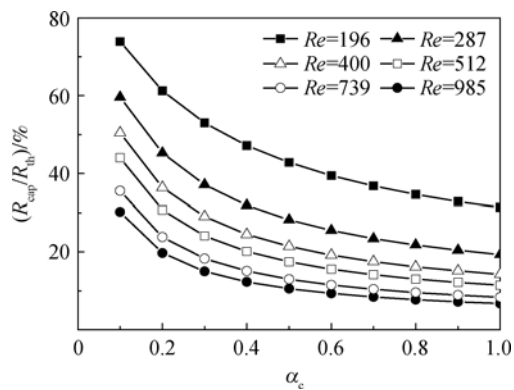


图6 各热阻占总热阻份额大小随雷诺数变化

Fig. 6 Variation of thermal resistances to total thermal resistance with Reynolds number

图7~图9分别为导热热阻占总热阻份额 R_{cond}/R_{th} 、对流热阻占总热阻份额 R_{conv}/R_{th} 及电容热阻占总热阻份额 R_{cap}/R_{th} 随通道宽高比 α_c 变

图7 $R_{\text{cond}}/R_{\text{th}}$ 随 α_c 变化Fig. 7 Variation of $R_{\text{cond}}/R_{\text{th}}$ with α_c 图8 $R_{\text{conv}}/R_{\text{th}}$ 随 α_c 变化Fig. 8 Variation of $R_{\text{conv}}/R_{\text{th}}$ with α_c 图9 $R_{\text{cap}}/R_{\text{th}}$ 随 α_c 变化Fig. 9 Variation of $R_{\text{cap}}/R_{\text{th}}$ with α_c

化. 单根微通道 $W_{\text{ch}}=0.1\text{ mm}$ 固定不变, 改变 H_{ch} 的值, 使得 α_c 在 $0\sim 0.1$ 变化. 从图7可以看到, 在雷诺数较大或通道宽高比较小, $R_{\text{cond}}/R_{\text{th}}$ 的比值较大, 但均小于15%, 说明导热热阻占总热阻的比重不大, 甚至在雷诺数较小时可以忽略固体之间的导热作用, Maranzana等^[19]提出可以使用无量纲数 M (axial conduction number) 来判定微

通道对流传热过程中是否可以忽略轴向导热作用, M 为固体壁面之间的导热与流体之间对流传热量的比值, 当 $M<0.01$ 时可以忽略固体壁面之间的轴向导热作用.

从图8可以看到, 随着雷诺数及通道宽高比的增大, $R_{\text{conv}}/R_{\text{th}}$ 的值也增大, 对流热阻占主导地位, 是影响对流传热性能好坏的关键性因素. 从图9可以看到, 在雷诺数及通道宽高比较小时, $R_{\text{cap}}/R_{\text{th}}$ 的值较大, 当 $Re=196$ 及 $\alpha_c=0.1$ 时, $R_{\text{cap}}/R_{\text{th}}$ 的值接近80%, 说明在小雷诺数下流体的传热能力不强. 总之, 对流热阻是影响微通道热沉传热性能好坏的重要因素之一, 强化微通道热沉传热应尽量减小对流热阻大小.

4 结 论

总结并提出了微通道热沉对流传热的理论模型, 并辅以实验研究, 得到以下结论:

1) 由理论关联式预测的表征微通道流动与传热特性的压降及努塞尔数, 并把预测值与实验数据及已有文献^[5]作比较, 吻合较好, 其平均误差在10%左右.

2) 计算并分析导热热阻 R_{cond} 、对流热阻 R_{conv} 及电容热阻 R_{cap} 三者占总热阻 R_{th} 的份额大小. 指出对流热阻 R_{conv} 是影响微通道热沉传热性能的重要因素, 而在雷诺数较小, 导热热阻 R_{cond} 几乎可以忽略不计, 电容热阻占总热阻的份额 $R_{\text{cap}}/R_{\text{th}}$ 随着雷诺数及通道宽高比的增大而降低.

参考文献:

- [1] Ndao S, Peles Y, Jensen M K. Multi-objective thermal design optimization and comparative analysis of electronics cooling technologies[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(19/20): 4317-4326.
- [2] Karathanassis I K, Papanicolaou E, Belessiotis V, et al. Multi-objective design optimization of a micro heat sink for concentrating photovoltaic/thermal (CPVT) systems using a genetic algorithm[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 59(1/2): 733-744.
- [3] Rosa P, Karayiannis T G, Collins M W S. Single-phase heat transfer in microchannels: the important of scaling effects[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(17/18): 3447-3468.
- [4] Hao P F, Yao Z H, He F, et al. Experimental investigation of water flow in smooth and rough silicon microchannels [J]. Journal of Micromechanics and Microengineering, 2006, 16(7): 1397-1402.
- [5] Lee P S, Garimella S V. Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different as-

- pect ratios[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(17/18): 3060-3067.
- [6] Mital M. Semi-analytical investigation of electronics cooling using developing nanofluid flow in rectangular microchannels[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 52(2): 321-327.
- [7] Xu J L, Song Y X, Zhang W, et al. Numerical simulations of interrupted and conventional microchannel heat sinks[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(25/26): 5906-5917.
- [8] Kandlikar S, Garimella S, Li D, et al. Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels[M]. Amsterdam, Holland: Elsevier, 2006.
- [9] Chen R Y. Flow in the entrance region at low Reynolds number[J]. Journal of Fluid Engineering, 1972, 95(1): 153-158.
- [10] Steinke M E, Kandlikar S G. Single-phase liquid friction factors in microchannels[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2006, 45(11): 1073-1083.
- [11] Sakanova A, Yin S, Zhao J, et al. Optimization and comparison of double-layer and double-side micro-channel heat sinks with nanofluid for power electronics cooling[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 65(1/2): 124-134.
- [12] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [13] 景思睿, 张鸣远. 流体力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [14] Xia G D, Zhai Y L, Cui Z Z. Numerical investigation of thermal enhancement in a micro heat sink with fan-shaped reentrant cavities and internal ribs[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 58(1/2): 52-60.
- [15] Heyhat M M, Kowsary F, Rashidi A M, et al. Experimental investigation of laminar convective heat transfer and pressure drop of water-based Al_2O_3 nanofluids in fully developed flow regime[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2013, 44: 483-489.
- [16] Chai L, Xia G D, Zhou M Z, et al. Heat transfer enhancement in microchannel heat sinks with periodic expansion-constriction cross-section[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 62: 741-751.
- [17] Xia G D, Zhai Y L, Cui Z Z. Characteristics of entropy generation and heat transfer in a microchannel with fan-shaped reentrant cavities and internal ribs[J]. Science China Technological Sciences, 2013, 56(7): 1629-1635.
- [18] Wong K C, Muezzin F N A. Heat transfer of a parallel flow two-layered microchannel heat sink[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2013, 49: 136-140.
- [19] Maranzana G, Perry I, Maillet D. Mini-and micro-channels: influence of axial conduction in the walls[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47(17/18): 3993-4004.

(编辑: 王碧琚)