

文章编号: 100028055(2010) 062126-06

锯齿形硅基微通道内流动与换热特性实验

唐慧敏, 吴慧英, 吴信宇

(上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘 要: 采用微机电系统(MEMS)工艺在硅片上制作锯齿形微通道, 并对其内部流动和换热特性进行了实验研究, 同时与相同高宽比和当量直径的平直微通道进行了对比, 讨论了锯齿形硅微通道强化换热的机理. 研究表明: 锯齿形微通道内流动摩擦常数 fRe 和换热努塞尔数 Nu 较平直微通道均有明显提高, 且提高幅度随雷诺数 Re 增加而增加; 相同泵功条件下锯齿形微通道换热热阻显著下降.

关 键 词: 锯齿形; 硅基微通道; 对流换热; 强化换热; 流动阻力

中图分类号: TK124

文献标识码: A

Experimental study of flow and heat transfer characteristics in silicon2based corrugated microchannels

TANG Hu2min, WU Hu2ying, WU Xin2yu

(School of Mechanical and Power Engineering,
Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: Silicon2based corrugated microchannels used for heat transfer enhancement were fabricated by micro2electro2mechanica2system technology for the first time. The flow and heat transfer characteristics of the deionized water through these corrugated microchan2nels were studied experimentally, and comparisons were performed between corrugated mi2crochannels and straight microchannels with the same aspect ratio (height2to2width ratio) and hydraulic diameter. Experimental results show that, both flow friction and Nusselt number in corrugated microchannels increase considerably than those in straight microchan2nels, and this increase becomes more obvious with the increasing Reynolds number. Under the same pumping power, using corrugated microchannels instead of straight microchannels causes the reduction of thermal resistance. The heat transfer enhancement mechanism of cor2rugated microchannels was also discussed.

Key words: corrugated; silicon2based microchannel; convective heat transfer; enhanced heat transfer; flow friction

符号说明

A_c	微通道横截面积(m^2)	c_p	比定压热容($J \# kg^{-1} \# K^{-1}$)
A_w	微通道换热面积或表观换热面积(m^2)	D_h	微通道当量直径(Lm)
A_w^*	锯齿形微通道实际换热面积(m^2)	f	阻力系数

收稿日期: 20090512; 修订日期: 20090913

基金项目: 国家杰出青年科学基金(50925624); 教育部新世纪优秀人才项目(NCET20020406);

上海市教委科研创新项目(08ZZ10); 上海市曙光计划跟踪项目(08GG05)

作者简介: 唐慧敏(1984-), 女, 河南安阳人, 硕士生, 研究方向为工程热物理.

通讯作者: 吴慧英. E2mail: whysrj@sjtu. edu. cn

G	质量通量($G= M/ A_c$), ($\text{kg} \# \text{m}^{-2} \# \text{s}^{-1}$)
H	微通道深度(Lm)
h	传热系数($\text{W} \# \text{m}^{-2} \# \text{K}^{-1}$)
L	微通道长度或水平长度(mm)
L^*	锯齿形微通道实际长度
M	质量流量($\text{kg} \# \text{s}^{-1}$)
N	微通道个数
Nu	努塞尔数
Δp	压差(Pa)
Q	吸热量(W)
Re	雷诺数
t	温度($^{\circ}\text{C}$)

u	平均流速($\text{m} \# \text{s}^{-1}$)
W	通道宽度(Lm)
K	导热系数($\text{W} \# \text{m}^{-1} \# \text{K}^{-1}$)
M	运动黏度($\text{m}^2 \# \text{s}^{-1}$)
Q	密度($\text{kg} \# \text{m}^{-3}$)
a	高宽比

下角标

i	入口
o	出口
m	平均
w	壁面

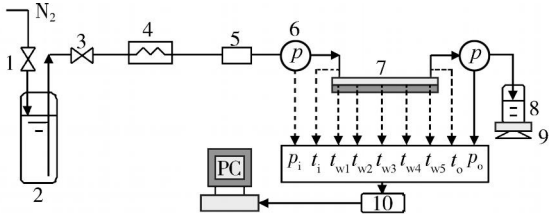
近年来, 电子芯片的高度集成化所带来的超高热流密度使其性能的进一步提高受到制约, 如何实现电子芯片的快速高效散热已成为自 20 世纪 80 年代以来国际微电子界和传热界的热点^[1]. 微通道单相对流换热是解决高热流密度的有效方法之一, 因而得到国际上的广泛关注. Peng 和 Peterson^[2]对当量直径 133~ 367 Lm 的矩形不锈钢微通道内水的单相强制对流换热进行了实验研究, 发现不同的几何结构对换热效果有很大影响. Wu 和 Cheng^[34]研究了硅基微通道的几何参数对流动阻力和换热特性的影响. Wang 等^[5]以水为工质, 采用实验和数值模拟的方法, 研究了层流范围内忽略轴向导热情况下硅基微通道内强制对流换热特性. Morini^[6]对单相流体在微通道中的对流换热进行了综述性分析和研究. 上述微通道对流换热研究主要针对平直微通道, 只有少数学者开展了通过改变通道结构来强化微通道对流换热的研究. Xu 等^[78]研究了一种交错结构的微型通道内的流动换热特性, 结果表明这种交错结构的微型通道与平直微通道相比, 在阻力减小的同时极大地强化了换热; Li 等^[9]研究了不锈钢加工而成的微肋管内的流动和换热特性, 研究表明在其实验范围内换热提高 120%, 压降增加 50%.

锯齿形通道作为一种高效换热结构已在普通换热元件中得到广泛应用, 很多学者对其进行了研究. Ali 等^[10]对锯齿形通道($D_h=121.65\text{ mm}$)的流动和换热特性进行了实验研究, 发现在实验范围内锯齿形通道比平直通道换热提高 140%~ 240%, 压降增加 130%~ 280%; Comini 等^[11]用数值方法研究了几何因子对锯齿形通道($D_h=121.65\text{ mm}$)的影响. 然而, 目前利用锯齿形通道结构来强化微通道换热, 尤其是芯片微通道换热的研究还鲜有报道.

本文设计制作了具有周期性突起的锯齿形硅基微通道, 通过实验测试, 研究了这种通道不同于平直硅基微通道的流动和换热特性, 同时对锯齿形硅基微通道的强化换热特性和机理进行了分析, 希望对实际设计有所指导.

1 实验系统

实验系统如图 1 所示, 主要由测试流体供给系统、流量调节阀、恒温系统、过滤器、实验测试段、压力传感器 (Druck, 精度 0.06%)、稳压电源、数据采集系统以及电子天平组成. 实验采用去离子水作为工质. 在高压氮气驱动下, 储液罐内的工质依次经流量调节阀、恒温水浴 (精度 0.1 $^{\circ}\text{C}$)、过滤器、入口压力传感器、微通道测试段、出口压力传感器, 最终流入置于电子天平上的收集器. 工质的质量流量采用直接称质法来测量, 电子天平精度为 0.01 g, 秒表精度 0.01 s. 加热功率由高精度稳压电源提供, 精度为 0.1%. 测试段进出口水温由 2 根 T 型热电偶 (精度 0.1 $^{\circ}\text{C}$ 、直径 0.1 mm) 来测量, 测试段芯片底部沿通道方向均匀布置 5 根 T 型热电偶用于测量测试段壁温, 温度由安捷伦数据采集卡收集并输出; 测试段进出口采用 O 型圈与基座连接, 以确保密封性良好.



1 Gas valve; 2 Liquid tank; 3 Liquid valve; 4 Thermostat; 5 Filter; 6 Pressure transducer; 7 Test section; 8 Liquid collection tank; 9 Electronic balance; 10 Data acquisition system

图 1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

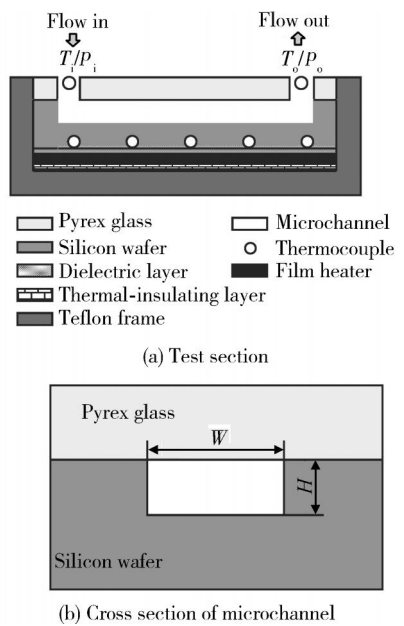


图 2 测试段示意图

Fig. 2 Schematic diagram of test section

测试段如图 2(a) 所示, 由芯片、热电偶、电绝缘层、加热丝以及保温层等组成. 薄膜加热丝布置于通道下面, 覆盖整个微通道分布区域. 芯片和加热膜中间布置有一层高导热性的电绝缘层, 以保证热电偶信号不受干扰. 为减少热损失, 硅基微通道四周及金属加热丝底部布置有绝热层, 整个测

试段固定于特氟龙底槽中. 实验中硅片微通道采用标准的微机电系统(MEMS) 干法刻蚀工艺加工而成, 共 2 个系列 4 组不同几何尺寸的矩形截面硅基微通道. 每组通道由几何尺寸相同的 N 个并行通道构成, 通道截面为矩形, 如图 2(b) 所示. 锯齿形微通道与水平线夹角 H 为 22° , 每个周期水平长度 L 为 4 mm , 实际流动长度 L^* 为 41.31 mm . 整个锯齿形通道共有 13 个周期, 前后两端各留有 4 mm 长的水平段, 水平总长 L 为 60 mm , 实际总长 L^* 为 64.08 mm . 微通道结构照片如图 3 所示. 每组通道结构、几何参数和通道数见表 1. 本文所用通道内壁面粗糙度与当量直径比值为 10^{-5} 量级, 因此可忽略壁面粗糙度对流动和换热的影响.

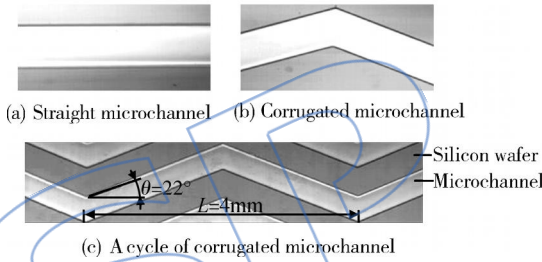


图 3 硅基微通道结构照片

Fig. 3 Configuration photo of silicon-based microchannels

表 1 测试芯片微通道结构和几何尺寸

Table 1 Structures and geometrical parameters of silicon microchannels used

通道号	通道类型	W/Lm	H/Lm	L/mm	L^*/mm	D_h/Lm	通道数	$a=H/W$
# 1	平直形	400	100	60	60	160	10	0.25
# 2	锯齿形	400	100	60	64.08	160	10	0.25
# 3	平直形	200	100	60	60	133.3	16	0.5
# 4	锯齿形	200	100	60	64.08	133.3	16	0.5

2 实验数据处理及误差分析

2.1 流动特性

Reynolds 数计算公式为

$$\text{Re} = \frac{\bar{u} D_h}{\mu} \quad (1)$$

式中 D_h 为通道当量直径, μ 为工质运动黏度, $\bar{u}$ 为工质平均流速, 其计算公式为

$$\bar{u} = \frac{M}{\rho A_c} \quad (2)$$

其中 ρ 为工质密度, A_c 为单个通道的横截面积, M 为流经单个通道的流体质量流量, 由电子天平和秒表计量得到的总流量除以通道数 N 得到.

摩擦阻力系数

$$f = \frac{\$p D_h}{2 L \bar{u}^2} \quad (3)$$

其中 L 为平直微通道总长, 对于锯齿形微通道分别用水平长度 L 和实际长度 L^* 计算; $\$p$ 为扣除进出口连管阻力损失以及微通道进出口局部阻力损失后的整个微通道沿程阻力损失, 具体计算见文献[3].

泵功

$$P_p = \$p V = \frac{\$p \# M}{Q} \quad (4)$$

2.2 换热特性

流动工质与微通道壁面间的平均传热系数可由下式计算

$$h = \frac{Q}{N A_w \Delta t_m} \tag{5}$$

其中 A_w 为平直微通道对流换热面积, 即微通道底面积与两个侧面积之和, 不包括微通道上表面绝热玻璃面积, 对于锯齿形微通道分别用对应水平长度的表观换热面积 A_w 和对应实际长度的实际换热面积 A_w^* 计算; Q 为水所吸收的热量

$$Q = MNc_p(t_o - t_i) \tag{6}$$

流体与壁面的平均温差由下式得出

$$\Delta t_m = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 t_{wi} - \frac{1}{2}(t_i + t_o) \tag{7}$$

其中 $t_{wi}(i = 1, 2, \dots, 5)$ 为 5 个壁面温度, t_i, t_o 为流体进出口温度.

平均 Nusselt 数

$$Nu = \frac{hD_h}{K} \tag{8}$$

换热热阻定义为

$$R = \frac{\Delta t_m N}{Q} \tag{9}$$

工质所有物性参数均以 $(t_i + t_o)/2$ 为定性温度来计算. 根据实验仪器精度及误差传递原理, 可得各测量值测量误差, 如表 2 所示.

表 2 测量误差

Table 2 Measurement errors

参数	最大误差/%	参数	最大误差/%
p	1.12	Re	6.6
D_h	1.88	f	8.7
M	0.98	Pr	0.72
L	0.2	P_p	2.4
$t_i + t_o$	0.73	Nu	7.8
Δt_m	2.36	R	7.5

3 实验结果与分析

3.1 锯齿形微通道的流动阻力特性

流体阻力特性实验在流体温度恒定 14 e 时进行, Re 范围为 50~ 800. 图 4 给出了相同质量流量下两组不同高宽比锯齿形微通道与其相同当量直径平直微通道进出口压差的比较. 由图可见相同质量流量下, 锯齿形微通道的进出口压差比相应平直微通道有很大增加. 对高宽比 a 为 0.125, 当量直径 D_h 为 160 μm 的 # 2 锯齿形微通道, 进出口压差平均增幅为 28.1%. 对 a 为 0.5, D_h 为 133.3 μm 的 # 4 锯齿形微通道, 进出口压差平均增幅为 111.1%. 这说明在相同流量下, 锯齿形微通道比相应平直微通道要耗用更多的泵功.

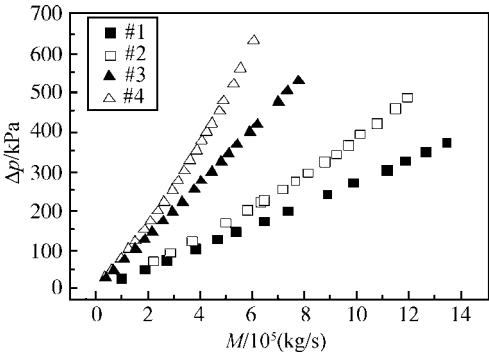


图 4 锯齿形微通道与平直微通道在相同质量流量下的压差比较

Fig. 4 Comparison of pressure drop between corrugated and straight microchannels

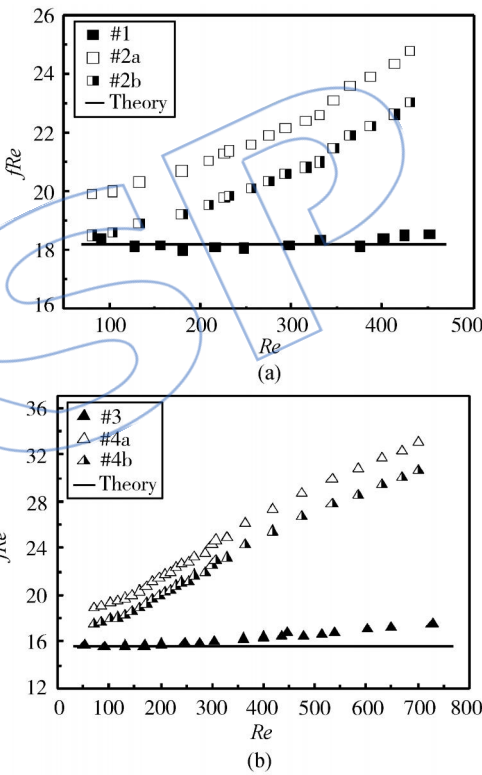


图 5 锯齿形微通道和相应平直微通道内的 fRe 比较

Fig. 5 Comparison of fRe between corrugated microchannels and straight microchannels

为了进一步比较锯齿形微通道与其相应平直微通道的流动阻力特性, 图 5 给出了 2 组锯齿形微通道和对应平直微通道内无量纲摩擦常数 fRe 随 Re 的变化关系, 其中 # 2a, # 4a 为根据锯齿形微通道道水平长度 L 得到的摩擦常数, # 2b, # 4b 为根据锯齿形微通道道实际长度 L^* 得到的摩擦常数. 为便于分析, 图中同时给出了依据: ① 管内流动为充分发展层流; ② 流动介质连续不可压; ③ 流动边界无滑移三条假设得到的矩形截面平直通道内的摩擦常数 fRe 的理论解^[11]

$$fRe = 24(1 - 1.3553a + 1.9467a^2 - 1.7012a^3 + 0.9564a^4 - 0.2537a^5) \quad (10)$$

由式(10)计算得到的平直微通道# 1, # 3 中充分发展层流摩擦常数分别为 18.2 和 15.6. 由图 5 可见: 1 两组平直微通道实验值与理论值吻合良好表明以上三条假设适用; 摩擦常数 fRe 在 $Re < 400$ 时与理论值最大偏差为 2%, 证实了实验的准确性; 当 $Re > 400$ 时, 实验值开始偏离理论值且有上升趋势, 这是由于 Re 增加, 入口段效应随之增加的缘故. ° 根据锯齿形微通道道水平长度 L 和实际长度 L^* 计算的摩擦常数均比相应平直微通道有明显增加: 在本实验范围内, # 2 通道内根据 L 计算得到的摩擦常数较相应平直微通道增幅为 9%~35.6%, 平均增幅为 20.8%, 根据 L^* 计算得到的摩擦常数增幅为 1.3%~261%, 平均增幅为 12.3%; # 4 通道内根据 L 计算得到的摩擦常数较相应平直微通道增幅为 17%~55%, 平均增幅为 33.4%, 由 L^* 计算得到的摩擦常数增幅为 9.2%~44.1%, 平均增幅为 24%. 由上分析可以看出: 对于# 2 通道和# 4 通道来说, 因锯齿形微通道内实际流动长度增加所导致的摩擦常数的平均增幅分别为 8.5% (20.8%~121.3%) 和 9.4% (33.4%~24%); 除上述因实际长度增加引起的摩擦常数的增加外, 锯齿形微通道还会因周期性突起引起通道内产生与主流方向垂直和相反方向的速度分量, 由此所导致的摩擦常数的增加, 对# 2 通道和# 4 通道来说, 平均增幅分别为 12.3% 和 24%. » 锯齿形微通道道摩擦常数较平直微通道增加的幅度会随 Re 增加而快速上升, 这是由于在高 Re 条件下, 锯齿形微通道内尖角突起的影响在局部形成了强烈涡旋, 导致了此时通道内阻力的急剧增加.

3.2 锯齿形微通道内的对流换热特性

图 6 为两组平直微通道和其相应的锯齿形微通道根据表观换热面积 A_w 和实际换热面积 A_w^* 计算得到的 Nu 随 Re 的变化关系. 实验中所有工况的进口温度均控制在 35 e 左右, 加热功率控制在 20 W 左右. 由图可见: 锯齿形微通道较平直微通道换热有明显增强. 在本实验范围内, # 2 通道由 A_w 得到的换热 Nu 比# 1 通道增加 64.4%~110%, 平均增幅 92.4%, 由 A_w^* 得到的换热效果增加 52.8%~94.8%, 平均增幅 78.9%; # 4 由 A_w 得到的换热 Nu 比# 3 增加 53%~79%, 平均增幅 66.4%, 由 A_w^* 的得到的换热 Nu 增加

41.8%~66.5%, 平均增幅 54.6%. 其原因分析如下: 锯齿形微通道增加了实际换热面积, 由此换热 Nu 得到增强, # 2 通道由此得到的平均增强幅度为 13.5% (92.4%~781.9%), # 4 通道得到的平均增强幅度为 11.8% (66.4%~54.6%); 在流动方向上建立起周期性的扰动, 产生与主流方向垂直和相反方向的速度分量, 使热边界层不断受到扰动, 流体得到掺混, 从而达到了强化换热的效果, # 2 通道由此得到的平均增强幅度为 78.9%, # 4 通道得到的平均增强幅度为 54.6%. 进一步分析可以看出由扰动破坏边界层得到的强化换热的幅度随 Re 的增加而增加, 而且在强化换热中起主导地位.

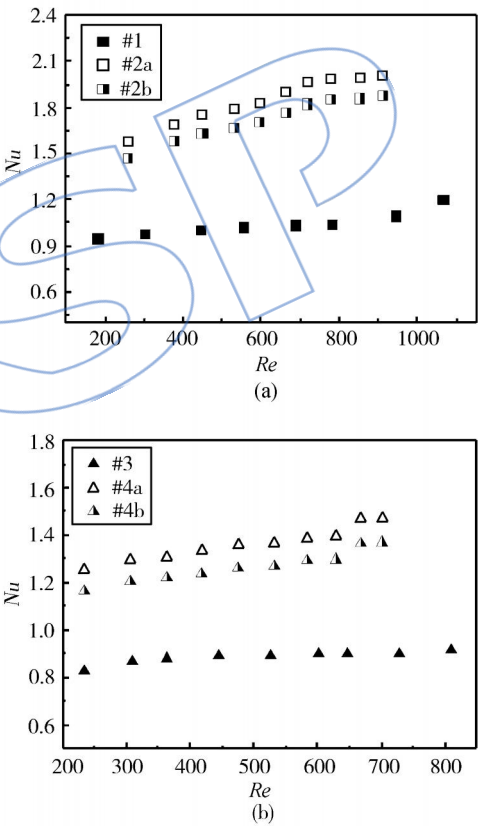


图 6 不同类型锯齿形微通道和其相应的平直微通道内的换热特性曲线
Fig. 6 Variation of Nu with Re in corrugated microchannels and corresponding straight microchannels

流体换热性能的提高通常伴随耗用泵功的增加, 为进一步评价锯齿形微通道的强化换热效果, 下面对相同质量流量(通过通道单位横截面积的质量流量)下锯齿形微通道和平直微通道的平均壁温进行了比较, 同时对相同泵功下锯齿形微通

道和微通道的换热热阻进行了分析。

图 7 给出了实验中锯齿形微通道和平直微通道平均壁温随质量通量的变化关系。从中可以看出: 微通道的平均壁温随质量通量的增加而降低; # 2 通道和# 4 通道的平均壁温分别低于# 1 通道和# 3 通道, 而且这种差别随质量通量增加有增加的趋势; 两种锯齿形微通道在相同质量通量下壁温相似; 特别地, # 2 通道相对于# 1 通道的平均壁温下降幅度要大于# 4 通道相对于# 3 通道的平均壁温下降幅度。上述表明: 相同条件下, 锯齿形微通道能起到更好的换热效果。

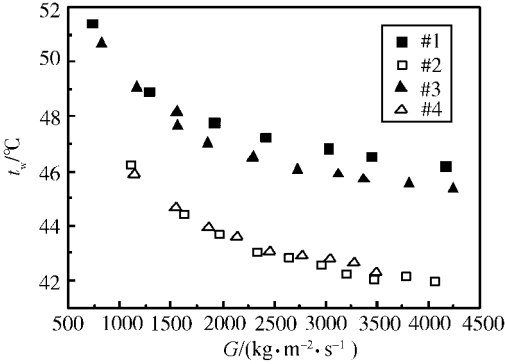


图 7 不同锯齿形微通道和对应平直微通道在相同质量通量下的平均壁温比较
Fig. 7 Comparison of mean wall temperature between corrugated microchannels and straight microchannels

图 8 表明在相同泵功下, 锯齿形微通道的换热热阻与对应平直微通道相比有明显下降, 而且大当量直径小高宽比的锯齿形微通道下降的幅度更大。# 2 通道与# 1 通道相比换热热阻平均下降了 42.1%, # 4 通道与# 3 通道相比换热热阻平均下降了 35.1%。两种锯齿形微通道在相同泵功

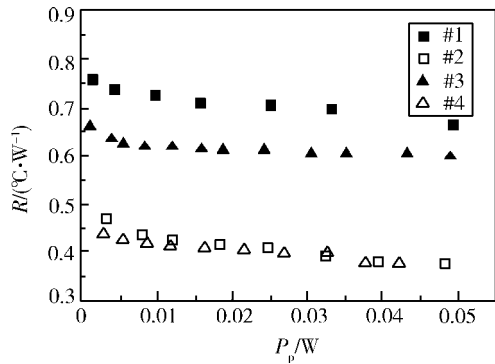


图 8 不同锯齿形微通道和对应平直微通道在相同泵功条件下的热阻比较
Fig. 8 Comparison of thermal resistance between corrugated microchannels and straight microchannels

下热阻相似。由此说明在本实验范围内, 相同泵功条件下, 锯齿形微通道能起到强化换热的效果。

4 结 论

本文基于中断热边界层与增加实际流动长度的思路, 设计并加工了锯齿形硅基微通道。以去离子水为工质, 对锯齿形微通道与相同高宽比和当量直径的平直微通道进行了流动阻力和换热特性的对比实验研究, 主要结论如下:

- 1) 在本实验范围内锯齿形微通道比相同当量直径和高宽比的平直微通道耗用更多的泵功; 锯齿形微通道内层流流动摩擦常数比相应平直微通道的大, 且随 Re 的增加而增长。
- 2) 锯齿形微通道能很好地强化换热, 对流换热 Nu 较平直微通道有明显提高, 其中由于扰动破坏热边界层而强化换热的幅度随 Re 的增加而增加, 且在强化换热中起主导地位。
- 3) 相同质量通量下锯齿形微通道能很好地降低壁面温度; 换热热阻随泵功的增加而减小; 相同泵功条件下, 锯齿形微通道的换热热阻与其相应的平直微通道相比有明显下降。

参考文献:

[1] Guo Z Y. Hot issues in international heat transfer at present))) Cooling of micro electronic components[J]. Bulletin of National Natural Science Foundation of China, 1988 (2): 220225.

[2] Peng X F, Peterson G P. Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1996, 39(12): 259922608.

[3] Wu H Y, Cheng P. Friction factors in smooth trapezoidal silicon microchannels with different aspect ratios[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46 (14): 251922525.

[4] Wu H Y, Cheng P. An experimental study of convective heat transfer in silicon microchannels with different surface conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(14): 254722556.

[5] Wang G D, Hao L, Cheng P. An experimental and numerical study of forced convection in a microchannel with negligible axial heat conduction [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(34): 107021074.

[6] Morini G L. Single-phase convective heat transfer in microchannels: a review of experimental results[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2004, 43(7): 6322651.

[7] Xu J L, Gan Y H, Zhang D C, et al. Microscale heat transfer enhancement using thermal boundary layer redevelopment concept [J]. International Journal of Heat and

Mass Transfer, 2005, 48(9): 1662-1674.

[8] Xu J L, Song Y, 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.

[9] Li X W, Meng J A, Chen Z J, et al. Experimental study of the flow and heat transfer of a microfin and an enhanced microfin tube [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(5): 817-819.

[10] Ali M, Ramadhyani S. Experiments on convective heat transfer in corrugated channels [J]. Experimental Heat Transfer, 1992, 5(3): 175-193.

[11] Comini G, Nonino C, Savino S. Effect of aspect ratio on convection enhancement in wavy channels [J]. Numerical Heat Transfer, 2003, 44: 232-237.

[12] Hesselgreaves J E. Compact heat exchangers selection, design and operation [M]. Oxford: Elsevier Science Ltd., 2001.

