

微通道中球窝/球凸强化传热特性研究

蓝吉兵, 谢永慧, 张荻

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了解决微机电系统高热流密度的散热问题,采用数值方法对在宽度为 50 μm 、高度为 200 μm 的矩形截面微通道内布置球窝/球凸结构的传热特性进行了研究,通道的 Re 为 100~900,流向间距为 1.5 到 3.5 倍的球窝直径,同时研究了球窝/球凸的叉排和顺排对微通道传热特性及流动规律的影响.结果表明:在微通道内布置球窝/球凸后, Nu 与光滑微通道的 Nu_0 比值为 1.28~4.77,其数值基本和常规通道范围一致;范宁摩擦系数 f 同光滑微通道的 f_0 比值范围为 1.11~2.04,上限与常规通道的一致,下限较之常规通道的小.随着 Re 的增加, Nu/Nu_0 和 f/f_0 近似线性增加;相同 Re 下,叉排的 Nu/Nu_0 和 f/f_0 大于顺排;相同排列方式下,随着流向间距的减小, Nu/Nu_0 和 f/f_0 增加.叉排的热性能明显优于顺排;微通道中布置球窝/球凸的节能效果明显优于常规通道中布置球窝/球凸的情况.

关键词: 微通道;球窝;球凸;数值模拟;传热

中图分类号: V211.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)07-0089-06

Heat Transfer Enhancement in Micro-channel with Dimples and Protrusions

LAN Jibing, XIE Yonghui, ZHANG Di

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The heat transfer characteristics in a rectangular micro-channel with dimples/protrusions were numerically studied to solve the problem of high flux heat removal of MEMS. The height and the width of the micro-channel were 200 μm and 50 μm , respectively. The Reynolds number ranged from 100 to 900, and the stream wise pitch was 1.5-3.5 times the dimple diameter. The influences of aligned or staggered arrangement of dimples/protrusions on the heat transfer and flow characteristics were also investigated. The results show that the normalized Nusselt number (Nu/Nu_0) in the micro-channel with dimples/protrusions ranges from 1.28 to 4.77, almost the same as that in conventional channels. The normalized Fanning friction factor (f/f_0) is in the range from 1.11 to 2.04, whose upper limit and lower limit are the same as that and smaller than that in conventional channels with dimples/protrusions, respectively. Both Nu/Nu_0 and f/f_0 values increase approximately linearly with an increase in Reynolds number. At the same Reynolds number, both Nu/Nu_0 and f/f_0 values for the staggered arrangement are greater than those for the aligned arrangement. Both Nu/Nu_0 and f/f_0 values increase with the decrease in the stream wise pitch at the same arrangement of dimples/protrusions. The thermal performance for the staggered arrangement is higher than that for the aligned arrangement. These findings confirm that the energy saving for micro-channels with dimples/protrusions is greater than that for conventional channels with dimples/protrusions.

Keywords: micro-channel; dimple; protrusion; numerical simulation; heat transfer

收稿日期: 2010-10-11. 作者简介: 蓝吉兵(1982-),男,博士生;谢永慧(联系人),男,教授,博士生导师. 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(10602044);西安交通大学新兴前沿学科交叉类科研资助项目(XJJ20100127).

网络出版时间: 2011-04-14

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20110414.0908.004.html>

随着微机电系统(MEMS)技术的发展,解决微系统高热流密度散热问题的微通道传热技术应运而生. Tuckerman 等^[1]于1981年最早提出了微通道热沉,即在集成电路的硅衬底背面用化学方法腐蚀出若干矩形槽,由盖板封闭槽道形成冷却通道,而器件产生的热量通过联结层传导到热沉,被微通道中流动的冷却剂带走,以达到集成电路芯片散热的目的. 微通道热沉具有大面积体积比、大对流传热系数、小质量和小体积等优点,所以引起了各国学者对微通道流动特性和传热特性的大量研究,详见 Hassan 等的综述性文章^[2]. 近来, Lee 等^[3]采用实验和数值方法研究了宽度范围为 $194 \sim 534 \mu\text{m}$ 的微通道的传热特性,结果表明,实验与数值计算结果的平均偏差在 5% 以内,采用求解 Navier-Stokes 方程的方法对微通道进行模拟可以得到可靠的结果. 随后, Lee 等^[4]采用数值方法对不同高宽比微通道的层流热发展流动进行了数值研究,并给出了当地的 Nu 关联式,其计算结果与常规通道关联式及实验吻合良好. Sui 等^[5]的波状矩形截面微通道传热特性研究表明,波状微通道引发的二次流强化了微通道的传热,而 Fischer 等^[6]在微通道中通过引入不溶解液滴增强了微通道的传热性能.

由于球窝(dimple)具有很好的强化传热特性,同时压力损失很小,所以近来受到各国学者的广泛关注. Afanasayev 等^[7]较早地开展了平板浅球窝传热特性与压力损失特性的研究. Moon 等^[8]研究了通道高度对球窝传热特性的影响,结果表明,当通道高度大于球窝直径时,通道高度对球窝的传热特性影响很小. Ligrani 等^[9]对球窝内瞬态和时均涡结构进行了实验研究,而 Mahmood 等^[10]对叉排球窝的传热与阻力特性进行了实验研究,此外还有不少学者对球窝的传热与流动特性进行了相关实验研究^[11-13]和数值研究^[14-17].

从已发表的文献来看,仅有文献^[15]采用数值方法研究了微通道布置球窝后的传热和流动特性,其将空气作为冷却介质时, $0.001 \leq Kn \leq 0.1$, 壁面为滑移边界,而在无滑移边界条件时,结果将与实际情况存在偏差.

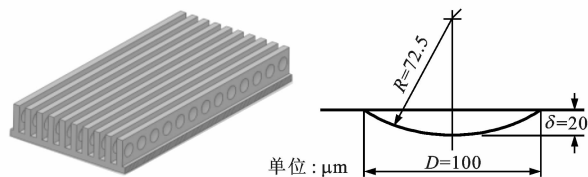
本文将水作为冷却介质,对布置球窝/球凸(protrusion)的矩形截面微通道的传热特性和阻力特性进行了数值研究,结果表明,微通道中布置球窝/球凸使传热得以强化.

1 数值方法

本文采用文献^[3-5]中的假设:①稳态;②不可压缩;③层流;④常物性. 控制方程离散采用有限容积方法,对流项采用二阶迎风格式,扩散项采用中心差格式,方程组求解采用 Simple 方法,求解器为 Fluent. 当连续方程、能量方程和动量方程的残差分别小于 1×10^{-7} 、 1×10^{-8} 、 1×10^{-8} ,且当微通道中相邻迭代步的平均压力梯度和壁面平均温度偏差小于 1×10^{-4} 时,可以认为计算收敛.

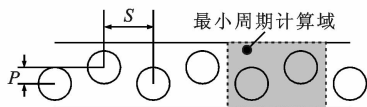
2 物理模型、边界条件及数据整理

图 1a 为布置球窝的矩形截面微通道三维示意图,微通道的高 H 和宽 W 分别为 $200 \mu\text{m}$ 和 $50 \mu\text{m}$;图 1b 为本文采用的球窝/球凸的几何尺寸;图 1c、1d 分别为球窝在壁面上叉排和顺排示意图,其中 P 、 S 分别为球窝间的展向和流向间距. 球窝布置在微通道中的一个较宽的面上,球凸对称于球窝布置在另一个面上. 在微通道中,流体在经过一定数量的球窝以后,将发展为典型的充分发展的周期性对流传热,计算该对流传热的方法详见文献^[18]. 图 1c、1d 分别标出了叉排和顺排的最小周期计算域 (SPD). 表 1 给出了 6 种计算工况 ($c1 \sim c6$),各种工况的边界条件为:①微通道 4 个壁面为无滑移壁面热流密度 $q'' = 5 \times 10^5 \text{ W/m}^2$;②入口和出口采用周

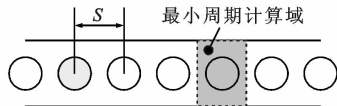


(a) 球窝的矩形截面微通道三维示意图

(b) 球窝/球凸的几何尺寸



(c) 球窝叉排示意图



(d) 球窝顺排示意图

图 1 数值计算区域

表 1 6 种工况下的特征尺寸

排列方式	顺排			叉排		
计算工况	c1	c2	c3	c4	c5	c6
$D/\mu\text{m}$	100	100	100	100	100	100
$\delta/\mu\text{m}$	20	20	20	20	20	20
$S \cdot D^{-1}$	1.5	2.5	3.5	1.5	2.5	3.5
$P \cdot D^{-1}$	0.0	0.0	0.0	0.5	0.5	0.5

期性边界, 来流平均温度为 300 K. 以工况 c1 为例的计算域及对应的边界条件如图 2 所示, 其中 x 、 y 、 z 分别为流向、展向和法向.

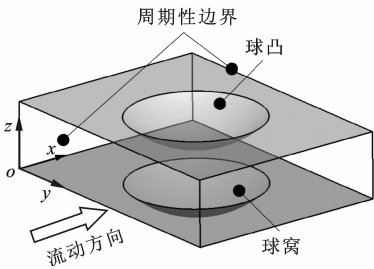


图 2 c1 计算域及边界条件

Re 定义为

$$Re = \frac{\rho U_{m,in} D_h}{\mu} \tag{1}$$

式中: $U_{m,in}$ 为入口平均速度; D_h 为水力直径, 即

$$D_h = \frac{2WH}{W+H} \tag{2}$$

局部 Nu_x 定义为

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{\lambda} \tag{3}$$

式中: λ 为水的导热系数; h_x 为局部对流传热系数, 即

$$h_x = \frac{q''}{\Delta T_x} \tag{4}$$

$$\Delta T_x = T_{w,x} - T_x \tag{5}$$

$$T_x = \frac{\int u T dA_x}{u A_x} \tag{6}$$

其中: T_x 、 $T_{w,x}$ 分别为局部流体平均温度和壁面局部温度; A_x 为局部微通道截面积.

平均 Nu 定义为

$$Nu = \frac{\int Nu_x dA}{A} \tag{7}$$

式中: A 为微通道壁面面积.

范宁摩擦系数 f 定义为

$$f = - \frac{(\Delta p/L) D_h}{2 \rho U_{m,in}^2} \tag{8}$$

式中: Δp 为压降; L 为计算域流向长度.

热性能 (thermal performance, TP) 定义为

$$\phi_{TP} = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \tag{9}$$

式中的基准摩擦系数 f_0 和基准努塞尔数 Nu_0 来自 Shah 等^[19] 光滑通道的结果.

3 计算方法验证

本文的微通道对流传热数值模拟结果 (f 、 Nu 数值) 同文献^[19] 的偏差均在 1% 以内, 从而验证了本文计算方法的可靠性. 计算中采用了 4 套网格进行 (m1~m4) 网格无关性验证, 相邻 2 种网格各个方向的尺寸比例 R 保持在 1.3. 以 c1、 $Re=700$ 为例, 各种网格的计算结果见表 2, 其中 m3 与 m4 的 f 和 Nu 的偏差分别为 0.133% 和 0.98%, 可以认为 Mesh 3 已经达到网格无关性的标准.

表 2 网格无关性验证

网格	节点数	Nu	Nu 偏差 / %	f	f 偏差 / %
m1	595 920	6.289		0.029 3	
m2	1 282 047	5.808	15.68	0.028 7	5.30
m3	2 667 600	5.443	6.837	0.028 1	3.27
m4	5 893 940	5.436	0.133	0.027 8	0.98

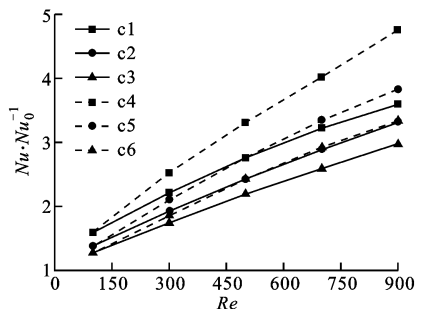
4 数值计算结果与分析

4.1 传热特性与阻力特性

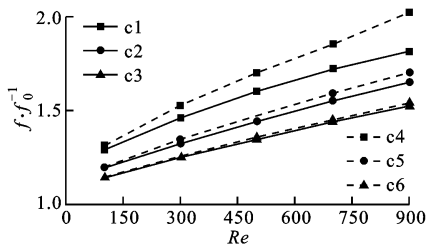
图 3 给出了各种方案 Nu/Nu_0 和 f/f_0 随 Re 的变化曲线. 值得指出的是, 本文对 $Re>900$ 的情况进行了数值模拟, 结果显示 Nu/Nu_0 和 f/f_0 的斜率在 $Re=900$ 附近均存在较大的突变, 并且流动出现很强的非定常特性. 可以推测, 布置球窝/球凸后, 微通道内的流动在 $Re>900$ 会发生转捩现象, 这将是后续工作中采用大涡模拟进行研究的内容. 从图 3a 看出: 随着 Re 的增加, 各种方案 Nu/Nu_0 均近似线性增加; Re 相同时, 叉排方案的 Nu/Nu_0 大于对应的顺排方案. 对于叉排方案, 随着 S 的减小, Nu/Nu_0 增加, 这主要是 S 的减小使得球窝/球凸对微通道内的流动扰动频率增加, 从而增强了传热能力, 而对于顺排方案也存在同样的规律. 值得指出的是, 微通道内的 Nu/Nu_0 的范围为 1.28~

4.77, 这个范围和常规通道中布置球窝/球凸时几乎是一致的^[20].

从图 3b 可以看出: 随着 Re 的增加, 各方案的 f/f_0 近似线性增加; Re 相同时, 叉排方案的 f/f_0 大于对应的顺排方案, 同时随着 S 的减小, f/f_0 增加. 本文中微通道 f/f_0 的范围为 1.11~2.04, 这个范围的上限与常规通道的相当, 下限偏小^[20]. 流动阻力包括两部分, 一部分是黏性阻力, 另一部分是压差阻力. 在微通道中, 低 Re 时的球窝和球凸内部均未出现分离流动, 此时黏性阻力为主且其数值较小 (对应于摩擦系数的下限); 随着 Re 的增加, 在球窝内部和球凸后部开始出现分离流动, 这时压差阻力开始起主导作用且其数值较大 (对应于摩擦系数的上限). 在常规通道中, 阻力是以压差阻力为主的. 正是以上不同的流动状况造成了摩擦系数的下限值比常规通道小得多.



(a) 传热特性



(b) 阻力特性

图 3 传热和阻力特性曲线

图 4 给出了各方案热性能随 Re 的变化. 从图 4 可以看出, 随着 Re 的增加, 热性能近似线性变化. 总体来说, Re 相同时, 叉排的热性能要优于对应的顺排方案; 排列方式相同时, 热性能随着 S 的增大而有所降低. $c4$ 的热性能最好, 而 $c3$ 的热性能最差, 这个结论对于工程应用具有指导意义.

4.2 流动特性

通过分析得知, 流动特征主要分为顺排和叉排

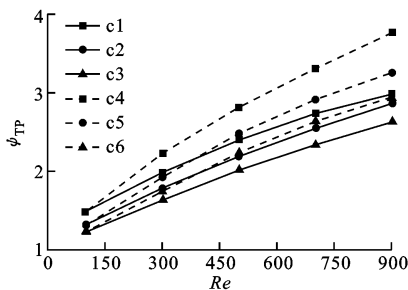


图 4 热性能曲线

的流动特性, 同种排列方式在相同 Re 下的流动特性几乎一致, 因而本文仅以 $c2$ 和 $c4$ 为例, 分别对微通道中顺排和叉排球窝/球凸方案的流动特性加以说明, 同时给出了微通道内布置球窝/球凸以后的壁面极限流图谱. 图 5 给出了 $c2$ 下的壁面极限流线及温度云图. 从图 5 可见: $Re=100$ 时, $c2$ 中球窝内部并未出现分离流动, 但流线出现了弯曲, 而球凸一侧, 流动也未出现分离流动, 但也出现了流线弯曲; Re 增加到 300 时, 球窝前沿发生了分离流动, 并在后半球窝内部出现了再附. 球凸一侧, 从 $Re=300$ 开始, 在球凸后部出现了分离流动并在球凸尾迹区不远处出现了再附. 值得指出的是, 流体在冲击到球凸以前便开始减速, 并在球凸前沿出现了一个尺寸很小的分离泡, 同时绕球凸形成了类似马蹄涡的结构. 随着 Re 继续增加, 分离泡尺寸增大, 再附点位置后移. 对于叉排方案, 由于几何结构不对称造成了来流不对称, 因而在来流和几何结构均不对称的情况下, $c4$ 的流动呈现出典型的不对称流动. 图 6 给出了 $c4$ 下的壁面极限流线和温度云图. 同顺排方案一样, 在 $c4$ 下 $Re=100$ 时的球窝/球凸附近均未发生分离流动, 但却出现了流线弯曲. $Re=300$ 时, 球窝内部、球凸前沿和球凸后部均出现了分离泡, 由于是非对称流动, 所以分离泡的尺寸比对应的顺排方案小, 同时随着 Re 的增加, 分离泡的尺寸增大.

从图 5 和图 6 可以发现, 在布置球窝的壁面上, 流动的再附区域以及球窝的尾迹区的壁面温度较低, 而在分离区域温度较高. 这预示着, 流动的再附和球窝产生的旋涡增强了壁面的传热, 而分离流动降低了壁面的传热能力. 在布置球凸的壁面上, 来流冲击使得球凸的前半部分具有更强的传热能力, 但发生分离流动后又使得球凸后部传热能力有所降低. 从分析结果来看, 微通道中球窝/球凸的流动特性及传热能力强弱分布与常规通道内的情况几乎一致.

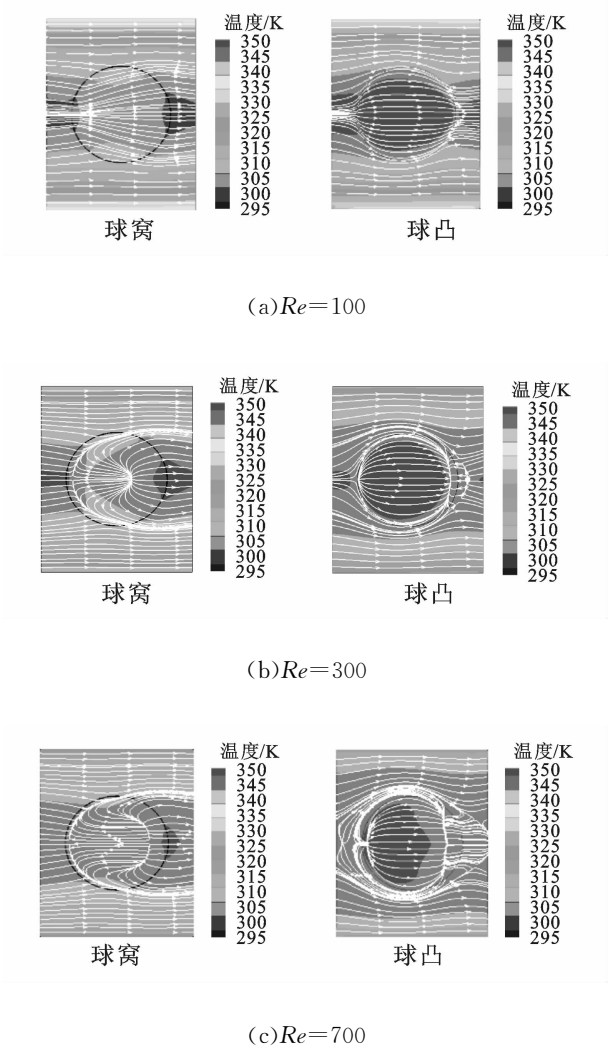


图 5 c2 壁面极限流线及温度云图

4.3 球窝/球凸传热特性比较

基于现有评定传热性能的指标,Fan 等^[21]提出了一种性能评估图(performance evaluation plot)来评估强化传热结构的性能.将 f/f_0 和 Nu/Nu_0 分别作为双对数坐标图的横坐标和纵坐标,按照等泵功(identical pumping power)、等压降(identical pressure drop)和等质量流量(identical mass flow)将图分为 4 个区域(r1~r4).其中:r1 为强化传热而不节能;r2 为等泵功下传热强化,等压降下传热恶化;r3 为等压降下传热强化,等质量流量下阻力系数的增加幅度大于传热量的增加幅度;r4 为等质量流量下传热量的增加幅度大于阻力系数的增加幅度.这样,便可以利用性能评估图来评估各种强化传热结构的节能效果.图 7 给出了 $\delta/D\approx 0.2$ 的常规通道布置球窝/球凸的工况点和本文将球窝/球凸布置在微通道中的结果.

从图 7 可以发现,所有的工况点均位于 r3、r4

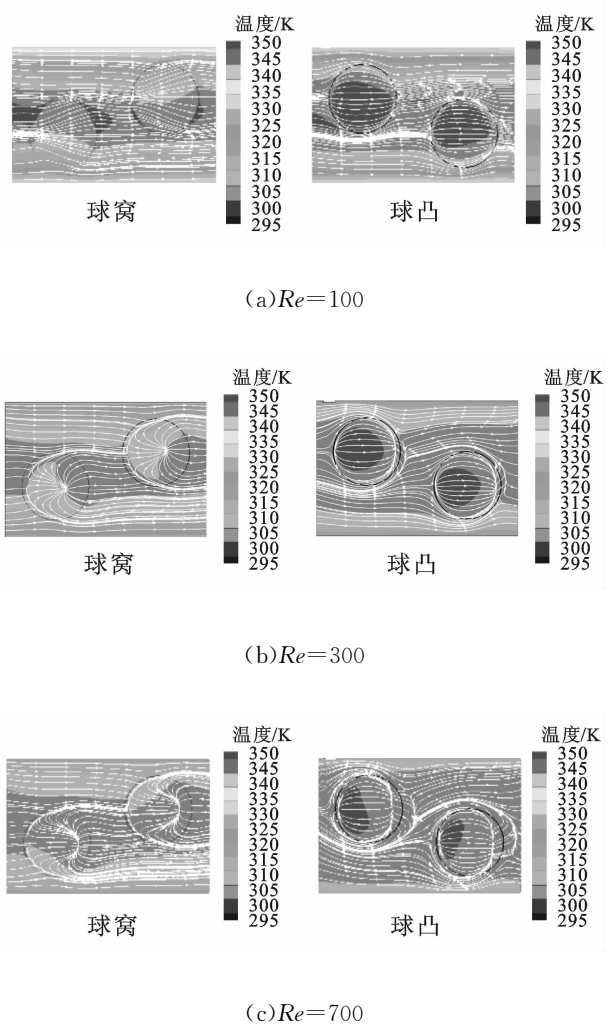


图 6 c4 壁面极限流线及温度云图

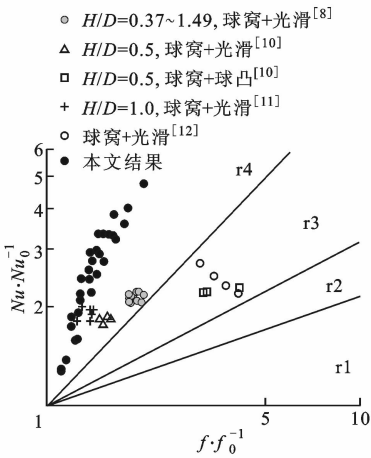


图 7 球窝/球凸性能评估图

以内,说明采用球窝/球凸可以强化传热并达到节能的目的.值得指出的是,本文的工况点位于 r4 且工况点的斜率大于常规通道工况点的斜率,这进一步说明,在微通道中布置球窝/球凸可以强化传热,其

节能效果优于常规通道中布置球窝/球凸的情况。这主要是,在微通道中布置球窝/球凸后摩擦系数的构成有别于常规通道的缘故。

5 结 论

本文采用数值计算方法,研究了在宽度为 50 μm 、高度为 200 μm 的矩形截面微通道内布置球窝/球凸的流动与传热特性,包括 $Re=100\sim 900$ 时流向间距和排列方式对流动和传热特性的影响,研究结论如下。

(1) 布置球窝/球凸后微通道的 $Nu/Nu_0=1.28\sim 4.77$,该范围与常规通道中布置球窝的 Nu/Nu_0 几乎一致; $f/f_0=1.11\sim 2.04$,这个范围的上限与常规通道的相当,下限偏小。

(2) 各种工况下,微通道的 Nu/Nu_0 和 f/f_0 随着 Re 的增加近似线性增加。 Re 相同时,叉排方案 Nu/Nu_0 和 f/f_0 均大于顺排方案。对于同种排列方式,随着流向间距的减小, Nu/Nu_0 和 f/f_0 均有所提高。相比之下,叉排方案的热性能要优于顺排方案,而对于同种排列方式,流向间距小的方案优于间距大的方案。

(3) 低 $Re(Re=100)$ 时,球窝/球凸附近均未出现分离流动,仅发生流线弯曲;随着 Re 的增加,在球窝内部、球凸前沿和球凸后部均出现了分离泡,且分离泡尺寸随着 Re 的增加而增大。再附区域及尾迹区传热系数越大,分离区域传热系数越小,这一规律与常规通道中布置球窝球凸基本一致。

(4) 从节能观点来看,在微通道中布置球窝/球凸的节能效果要优于常规通道中布置球窝/球凸的情况。

参考文献:

- [1] TUCKERMAN D B, PEASE R F W. High-performance heat-sinking for VLSI [J]. IEEE Electron Device Letters, 1981, 2 (5):126-129.
- [2] PHUTTHAVONG H P, ABDELGAWAD M. Micro-channel heat sinks: an overview of the state-of-the-art [J]. Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering, 2004, 8 (3):183-205.
- [3] LEE P S, GARIMELLA S V, LIU D. Investigation of heat transfer in rectangular microchannels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48 (9):1688-1704.
- [4] LEE P S, GARIMELLA S V. Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of

different aspect ratios [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49 (17/18):3060-3067.

- [5] SUI Y, TEO C J, LEE P S, et al. Fluid flow and heat transfer in wavy microchannels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53 (13/14):2760-2772.
- [6] FISCHER M, JURIC D, POULIKAKOS D. Large convective heat transfer enhancement in microchannels with a train of coflowing immiscible or colloidal droplets [J]. Journal of Heat Transfer, 2010, 132(11):112402.
- [7] AFANASYEV V N, CHUDNOVSKY Y P, LEONTIEV A I, et al. Turbulent flow friction and heat transfer characteristics for spherical cavities on a flat plate[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1993, 7 (1):1-8.
- [8] MOON H K, O'CONNEL T, GLEZER B. Channel height effect on heat transfer and friction in a dimple passage [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2000, 122 (2):307-313.
- [9] LIGRANI P M, HARRISON J L, MAHMMOD G I, et al. Flow structure due to dimple depressions on a channel surface [J]. Physics of Fluids, 2001, 13 (11):3442-3451.
- [10] MAHMOOD G I, SABBAGH M Z, LIGRANI P M. Heat transfer in a channel with dimples and protrusions on opposite walls [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2001, 15(3):275-283.
- [11] BURGESS N K, OLIVEIRA M M, LIGRANI P M. Nusselt number behavior on deep dimpled surfaces within a channel [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 2003, 125 (1):11-18.
- [12] MOON S W, LAU S C. Turbulent heat transfer measurements on a wall with concave and cylindrical dimples in a square channel, ASME GT2002-30208 [R]. New York, USA: ASME, 2002.
- [13] XIAO N, ZHANG Q, LIGRANI P M, et al. Thermal performance of dimpled surfaces in laminar flows [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52 (7/8):2009-2017.
- [14] ISAEV S A, LEONTEV A I, FROLOV D P, et al. Identification of self-organizing structures by the numerical simulation of laminar three-dimensional flow around a crater on a plane by a flow of viscous incompressible fluid [J]. Technical Physics Letters, 1998, 24 (3):209-211.
- [15] WEI X J, JOSHI Y K, LIGRANI P M. Numerical

- simulation of laminar flow and heat transfer inside a microchannel with one dimpled wall [J]. ASME Journal of Electronic Packaging, 2007, 129 (1): 63-70.
- [16] ELYYAN M A, TAFTI D K. Flow and heat transfer characteristics of dimpled multilouvered fins [J]. Journal of Enhanced Heat Transfer, 2009, 16 (1): 43-60.
- [17] ELYYAN M A, TAFTI D K. Effect of Coriolis forces in a rotating channel with dimples and protrusions [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2010, 31(1):1-18.
- [18] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 第2版. 西安:西安交通大学出版社, 2001: 488-496.
- [19] SHAH R K, LONDON A L. Laminar flow forced convection in ducts [M]. New York, USA: Academic Press, 1978.
- [20] LIGRANI P M, OLIVEIRA M M, BLASKOVICH T. Comparison of heat augmentation techniques [J]. AIAA Journal, 2003, 41 (3): 337-362.
- [21] FAN J F, DING W K, ZHANG J F, et al. A performance evaluation plot of enhanced heat transfer techniques oriented for energy-saving [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52 (1/

2):33-44.

[本刊相关文献链接]

- 载细胞水凝胶体系中微通道结构对营养物输送能力的影响. 西安交通大学学报, 2011, 45(4):115-120.
- CO₂ 微通道气体冷却器降压与传热特性研究. 西安交通大学学报, 2010, 44(9):48-53.
- 锯齿型微通道内流流场的微尺度粒子图像测量. 西安交通大学学报, 2009, 43(9):109-113.
- 在涂层催化剂上甲烷蒸汽重整的本征动力学研究. 西安交通大学学报, 2009, 43(5):109-114.
- 硅微通道内血细胞流动特性测试. 西安交通大学学报, 2009, 43(5):128-132.
- 圆形微通道的热交换特性及其尺寸效应. 西安交通大学学报, 2007, 41(11):1288-1292.
- 微通道内流的微尺度粒子图像测速技术实验研究. 西安交通大学学报, 2007, 41(11):1355-1359
- 微通道中极性流体流动特性的研究. 西安交通大学学报, 2007, 41(3): 274-278.

(编辑 苗凌)