

复杂微通道内对流传热的场协同及熵产

李艺凡^{1,2}, 夏国栋¹, 马丹丹¹, 王 军¹

(1. 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;

2. 天津城建大学 能源与安全工程学院, 天津 300384)

摘 要: 利用场协同和熵产原理研究了针肋宽度、凹穴宽度及雷诺数(Re)对凹穴和针肋组合式微通道内对流传热特性的影响,分析了微结构强化传热的本质原因,并对微通道的综合性能进行了评价。结果表明,增大针肋和凹穴宽度能够显著减小传热协同角,提高流场和温度场的协同程度,有利于强化对流传热,但局部漩涡会使流动协同角减小,增大微通道压降;增大针肋宽度能够提高能量利用效率,从而强化传热,但同时导致流动熵产率增大;适当增大凹穴宽度能够减小传热熵产率,但凹穴宽度过大会导致传热不可逆性和流动摩擦均增大;综合考虑泵功、相对针肋宽度和相对凹穴宽度,提出了预测热阻的经验关联式;当相对针肋宽度为0.2,相对凹穴宽度为2时,微通道的热阻最小,综合性能最好。

关 键 词: 微通道; 结构参数; 强化传热; 场协同原理; 熵产原理

中图分类号: V231.1; TK124

文献标志码: A

Field synergy and entropy generation of convective heat transfer in microchannels with complex structure

LI Yifan^{1,2}, XIA Guodong¹, MA Dandan¹, WANG Jun¹

(1. 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;

2. School of Energy and Safety Engineering,

Tianjin Chengjian University, Tianjin 300384, China)

Abstract: The effects of fin width, cavity width and Reynolds number (Re) on the convective heat transfer characteristics in the microchannels with cavities and fins were studied by field synergy and entropy generation principle. The heat transfer enhancement mechanism of micro structures was analyzed, and the comprehensive performance of the microchannel was assessed. The results showed that the increase of fin width and cavity width was able to reduce the heat transfer synergy angle, improve the synergy relationship between flow field and temperature field obviously and enhance the convective heat transfer. However, the local vortexes caused the decrease of flow synergy angle and increased the pressure drop of the microchannels; the increase of fin width was helpful to improve the energy utilization efficiency

收稿日期: 2018-11-16

基金项目: 北京市教委科技计划重点项目(KZ201810005006); 天津市教委科研计划项目(2017KJ049);

天津市“131”创新型人才培养工程第三层次、天津城建大学博士科研启动基金(TJCJBSQD-017)

作者简介: 李艺凡(1988—),女,讲师,博士,主要从事微尺度强化传热方面的研究。

引用格式: 李艺凡,夏国栋,马丹丹,等. 复杂微通道内对流传热的场协同及熵产[J]. 航空动力学报,2019,34(7):1471-1482. LI Yi-fan, XIA Guodong, MA Dandan, et al. Field synergy and entropy generation of convective heat transfer in microchannels with complex structure[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(7): 1471-1482.

and enhance heat transfer associated with the increase of the entropy generation rate of fluid friction; increasing the cavity width properly was able to reduce the entropy generation rate of heat transfer, but the extremely large cavity width led to the increase of the heat transfer irreversibility and flow friction; considering the pump power, relative fin width and relative cavity width, new correlation of the thermal resistance was proposed; the microchannel heat sink with relative fin width 0.2 and relative cavity width 2 yielded the lowest thermal resistance and the best overall performance.

Key words: microchannel; structure parameter; heat transfer enhancement; field synergy principle; entropy generation principle

随着微型器件或设备的广泛应用,其散热问题越来越受到国内外学者关注^[1-2]。研究表明复杂结构新型微通道是解决高热流微型器件散热问题行之有效的方法^[3-5]。但复杂结构强化传热的同时往往增加了通道压降,改变结构参数能够提高微通道的综合性能。Dehghan等^[6]对渐缩微通道内流体对流传热过程进行了数值研究。结果表明,渐缩微通道能够强化传热,改变渐缩微通道的几何尺寸能够优化热沉的传热性能。Chandra等^[7]数值研究了周期性扩缩微通道内流动和传热特性,分析了雷诺数、扩缩角度、扩缩截面长度的影响。结果表明扩缩结构增强了传热的同时增大了通道压降,其几何参数对其扰流作用有明显影响。Khoshvaght-Aliabadi^[8]数值研究了正弦波纹微通道内纳米流体的流动和传热性能,分析了通道高度、长度、正弦波振幅、频率和相对对流动和传热的影响。结果表明,通道高度和正弦波振幅对努塞尔数(Nu)和摩擦因数影响较大。Xu等^[9]在微通道底部布置凹穴结构,数值研究了通道高宽比、凹穴深度、凹穴间距对流动和传热的影响。研究表明,新型通道不仅强化了传热,而且降低了局部流动阻力。

已有文献大多利用微通道内摩擦因数、 Nu 和热沉底面温度等参数评价热沉性能,但是不能反映微结构强化传热的本质原因。过增元、李志信等^[10-11]基于热力学第一定律提出了对流传热的场协同原理,指出改善流场与温度场的协同关系能够显著强化传热。场协同原理能够从流体速度场和温度场内联系的角度分析强化传热的机理^[12-15]。Huang等^[16]将微通道间壁分割为若干肋,利用场协同原理分析了通道结构对流场和温度场协同关系的影响。结果表明,该热沉能够强化传热,其几何参数对流动和传热有很大影响。此外,微通道内流体流动和传热过程是不可逆过

程。Bejan^[17]提出了熵产最小化原理,分析流动和传热过程的不可逆损失,从而评价微通道热沉的热能利用效率。通过比较不同结构微通道的熵产率,能够从热力学第二定律的角度揭示微结构强化传热的本质原因。Chai等^[18]比较了通道内微肋的布置方式和几何尺寸对流动和传热的影响,利用热阻、熵产率和强化传热因子对热沉的综合性能进行了评价。贾玉婷等^[19]数值研究了水滴型凹穴微通道内流动和传热特性,利用熵产原理对微通道的综合性能进行评价。该微通道有效降低了传热过程的不可逆性,且凹穴结构参数对流动和传热的不可逆损失有明显影响。

在前期研究中,文献[20]中首先提出了凹穴和针肋组合式微通道热沉,研究了该新型热沉内流动及传热特性。研究表明,凹穴和针肋组合结构使通道内产生了混沌对流,能够显著强化传热。随后,分析了凹穴和针肋的形状及尺寸对摩擦因数、 Nu 和热沉底面温度等参数的影响^[21-22]。本文在前期研究基础上,利用场协同原理分析针肋宽度和凹穴宽度对微通道内流场和温度场协同关系的影响,利用熵产原理分析微通道内对流传热过程的不可逆损失,从不同角度分析微结构强化传热的本质原因,并对微通道热沉的综合性能进行评价,从而指导复杂结构微型热沉的优化设计。

1 模型描述

1.1 物理模型

随着MEMS(micro-electro-mechanical systems)加工技术的发展,硅以其力学性能稳定、导热性能良好、加工技术成熟、加工精度高等优点,成为微型传感器、微型执行器、3D-IC(three-dimensional integration circuit)层间冷却微型散热器等器件的理想材料,因此本文选取硅作为微通道的基底材料。硅基热沉由10根微通道并联组

成,为了节省计算时间,计算最小的对称单元,如图 1(a)所示。计算区域中间为固体壁面,两侧为充满流体的微通道,通道侧壁上布置三角形凹穴,通道中心布置矩形针肋。微通道局部几何结构如图 1(b)所示,详细尺寸见表 1。相对针肋宽度($W_{rf}=W_r/W$)和相对凹穴宽度($W_{rc}=W_c/W$)的变化范围分别是 0.1~0.6 和 1.24~2.72。

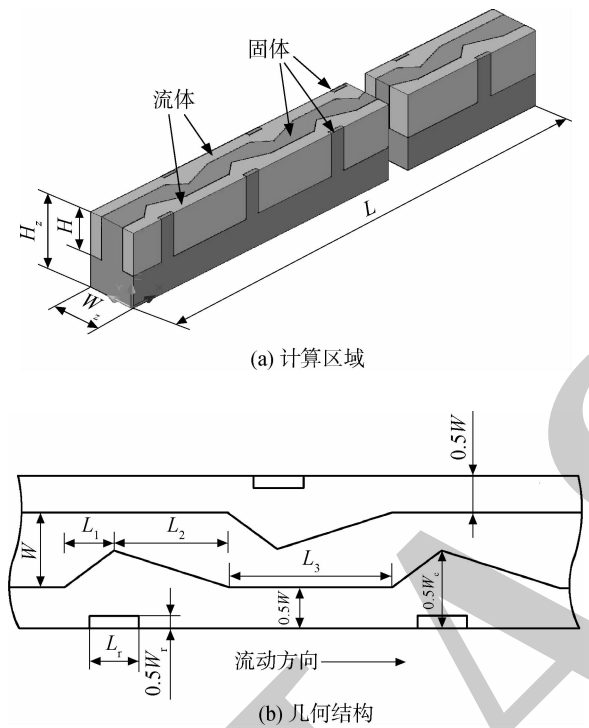


图 1 微通道计算区域及几何结构示意图
Fig.1 Schematic diagrams of the computational domain and geometry of the microchannel

表 1 微通道热沉几何尺寸			
Table 1 Geometric dimensions of the microchannel heat sinks			
		μm	
参数	数值	参数	数值
H	200	L_r	60
H_z	350	W	100
L	10 000	W_c	124~272
L_1	60	W_r	10~60
L_2	140	W_z	200
L_3	200		

1.2 数学模型

采用 FLUENT 6.3 进行数值模拟。固体为硅,流体为去离子水,两者物性参数与文献[22]一致。控制方程如下:

连续性方程

$$\nabla \cdot \boldsymbol{U} = 0 \tag{1}$$

动量方程

$$\rho_f (\boldsymbol{U} \cdot \nabla \boldsymbol{U}) = -\nabla p + \nabla (\mu_f \nabla \boldsymbol{U}) \tag{2}$$

能量方程

液体

$$\rho_f c_{p,f} (\boldsymbol{U} \cdot \nabla T_f) = \nabla (\lambda_f \nabla T_f) + \Phi \tag{3}$$

固体

$$\lambda_s \nabla^2 T_s = 0 \tag{4}$$

式中下标 f、s 分别代表流体和固体; $\boldsymbol{U}$ 、 p 、 ρ_f 、 $c_{p,f}$ 、 λ_f 、 μ_f 、 T_f 、 λ_s 、 T_s 、 Φ 分别为速度矢量、压力、流体密度、流体比定压热容、流体导热系数、流体黏度、流体温度、固体导热系数、固体温度、耗散函数。

边界条件:入口速度为 1~4.5 m/s;入口流体温度为 293 K;出口压力为零;热沉底面为恒热流密度,其值为 100 W/cm²,其他表面绝热;流固接触面耦合(即固体壁面的导热及流体的对流传热共存,固液接触面无速度滑移),计算区域两侧为对称边界。当变量的残差值小于 10⁻⁶ 时,认为数值解收敛。

2 模型验证

2.1 数据处理

动量方程和能量方程分别沿整个通道的流动区域积分,可推导出流动协同角 α 和传热协同角 β ^[10],表达式为

$$\alpha = \arccos \frac{\boldsymbol{U} \cdot \nabla \boldsymbol{U}}{|\boldsymbol{U}| |\nabla \boldsymbol{U}|} \tag{5}$$

$$\beta = \arccos \frac{\boldsymbol{U} \cdot \nabla T_f}{|\boldsymbol{U}| |\nabla T_f|} \tag{6}$$

式中流动协同角 α 为速度矢量和速度梯度的夹角, α 越大表明通道压降越小;传热协同角 β 为速度矢量和温度梯度的夹角, β 越小表明流场和温度场的协同关系越好,越有利于强化传热。 α 、 β 反映流动和传热的局部特点,但不同微通道内速度矢量和温度梯度的数值不同。因此引入传热场协同数 F_c 分析整个通道内流场和温度场的协同关系, F_c 为

$$F_c = \frac{Nu}{RePr} = \iiint_{V_c} (\boldsymbol{U}_{ave} \cdot \nabla T_{f,ave}) dV_{ave} \tag{7}$$

式中 Re 、 Pr 、 V 分别为雷诺数、普朗特数和体积, V_c 表示控制体(流动区域),下标 ave 表示平均值。 F_c 越大,表明流场和温度场的协同关系越好,传热效果越好。式(7)说明 Nu 与流场和温度场的协同关系有关。当 Re 和 Pr 一定时,增大 F_c 能够强化传热。

微通道内强迫对流传热过程的流动熵产率($\dot{S}_{\text{gen},\Delta p}$)、传热熵产率($\dot{S}_{\text{gen},\Delta T}$)及总熵产率($\dot{S}_{\text{gen}}$)表达式分别为^[22]

$$\dot{S}_{\text{gen},\Delta p} = \iiint_{V_c} \dot{S}_{\text{gen},\Delta p}''' dV = \frac{q_m}{\rho_f T_f} \Delta p \quad (8)$$

式中 q_m 、 Δp 分别为质量流量和通道压降。下标 gen, Δp 表示流动摩擦造成的熵产。

$$\dot{S}_{\text{gen},\Delta T} = \iiint_{V_c} \dot{S}_{\text{gen},\Delta T}''' dV = \frac{q_{\text{eff}}'' A_b (T_w - T_f)}{T_w T_f} \quad (9)$$

式中 q_{eff}'' 、 A_b 、 T_w 分别为有效热流密度;加热膜面积和壁面平均温度。下标 gen, ΔT 、eff、b、w 分别表示温差传热造成的熵产、有效、加热膜和壁面。

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{S}_{\text{gen},\Delta p} + \dot{S}_{\text{gen},\Delta T} = \frac{q_m}{\rho_f T_f} \Delta p + \frac{q_{\text{eff}}'' A_b (T_w - T_f)}{T_w T_f} \quad (10)$$

熵产增大数 $N_{s,a}$ 表达式为

$$N_{s,a} = \dot{S}_{\text{gen}} / \dot{S}_{\text{gen},0} \quad (11)$$

式中下标 0 表示矩形微通道。若 $N_{s,a} < 1$, 表明与矩形通道相比, 复杂微通道能够减小流动和传热的不可逆性。

利用热阻随泵功的变化评价微通道的综合性能, 热阻 R 和泵功 P_p 的表达式分别为

$$R = \frac{T_{w,\text{max}} - T_{\text{in}}}{q_{\text{eff}}'' A_b n} \quad (12)$$

$$P_p = \Delta p q_v n \quad (13)$$

式中 T_{in} 、 $T_{w,\text{max}}$ 、 q_v 和 n 分别为入口温度、热沉底面最大温度、单根通道的体积流量和热沉通道总数(本文 $n=10$ 根)。

2.2 网格独立性验证

选取 3 种网格尺寸, 网格数分别为 24.5 万(稀疏)、72 万(较密)和 105 万(极密)。以 $Re=239$ 时, $W_{\text{ri}}=0.3$, $W_{\text{re}}=2$ 的微通道计算结果为例如, 与网格数 105 万相比, 网格数 24.5 万的通道压降及平均努塞尔的相对误差分别为 2.029% 和 3.375%。网格数 72 万时相对误差分别为 0.761% 和 0.998%, 可见网格数 72 万时已经足够精确。因此, 选取 72 万网格数进行计算。

2.3 模型有效性验证

将矩形微通道的模拟结果与理论结果进行比较。微通道长度较短, 压力和温度沿程变化大, 根据格雷兹数(Gz)判断是否考虑入口效应^[23]

$$Gz = \frac{Re D_h Pr}{L} \quad (14)$$

若 $Gz > 10$, 则入口效应不能忽略。本文通道

长 $L=10\text{ mm}$, 水力直径 $D_h=133.3\text{ }\mu\text{m}$, 293.15 K 时水的 $Pr=7.02$ 。通过计算, 当 $Re > 107$ 时, $Gz > 10$ 。本文 $Re=173\sim 635$, 应考虑入口效应。

此外, 对于矩形通道, 热入口段长度 L_t 为

$$L_t = 0.1 Re D_h Pr \quad (15)$$

如果通道长度大于 L_t , 传热处于充分发展状态; 反之, 传热未充分发展。通过计算, 本文传热处于未充分发展状态。

流体在微通道中被通道底面和两个侧壁加热, 属于三面加热情况。Kandlikar 等提出了传热未充分发展时, 矩形通道三面加热的 Nu 表达式^[24]

$$Nu_x = Nu_{x,3} = Nu_{x,4} (Nu_{\text{fd},3} / Nu_{\text{fd},4}) \quad (16)$$

式中下标 x 、fd、3、4 分别表示沿流动方向局部值、充分发展、三面加热和四面加热。

$$Nu_{\text{fd},3} = \frac{8.2321 + 1.2771\gamma_c + 2.2389\gamma_c^2}{1 + 2.0263\gamma_c + 0.2981\gamma_c^2 + 0.0065\gamma_c^3} \quad (17)$$

$$Nu_{\text{fd},4} = \frac{8.2313 - 2.295\gamma_c + 7.928\gamma_c^2}{1 + 1.9349\gamma_c + 0.9238\gamma_c^2 + 0.0034\gamma_c^3} \quad (18)$$

式中 γ_c 为通道的宽高比(本文 $\gamma_c=0.5$)。 $\gamma_c=0.5$ 时, $Nu_{x,4}$ 为

$$Nu_{x,4} = \frac{28.315 + 27038x^* + 1783300x^{*2}}{1 + 3049x^* + 472520x^{*2} - 35714x^{*3}} \quad (19)$$

式中无量纲长度 x^* 为

$$x^* = \frac{x}{D_h Re Pr} \quad (20)$$

微通道进出口流体温差的理论值为

$$T_{\text{out}} - T_{\text{in}} = \frac{q_{\text{eff}}'' A_b}{\rho_f A_{\text{in}} u_{c,p,i}} \quad (21)$$

式中 A_{in} 、 u 分别为微通道入口面积和入口流体速度, 下标 in 和 out 分别表示入口和出口。

局部传热系数 h_x 和局部努塞尔 Nu_x , 表达式为

$$h_x = \frac{q_{\text{eff}}'' A_b}{A_{\text{tot}} (T_{w,x} - T_{f,x})} \quad (22)$$

式中 A_{tot} 为考虑肋效率的实际传热总面积。

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{\lambda_f} \quad (23)$$

平均传热系数 h_{ave} 和平均努塞尔 Nu_{ave} 计算式为

$$h_{\text{ave}} = \frac{q_{\text{eff}}'' A_b}{A_{\text{tot}} (T_{w,\text{ave}} - T_{f,\text{ave}})} \quad (24)$$

$$Nu_{\text{ave}} = \frac{h_{\text{ave}} D_h}{\lambda_f} \quad (25)$$

根据模拟结果,计算表观摩擦因数 f_{app} , 表达式为

$$f_{app} = \frac{2\Delta p D_h}{\rho_f L u^2}$$

(26)

式中下标 app 表示表观值。

图 2 为模拟值与实验值、理论值的比较结果。图 2(a) 比较了矩形通道局部努塞尔的模拟结果和理论结果。局部努塞尔的模拟值和理论值均随 x^* 增加而减小, 两者吻合较好, 最大误差为 4.45%。图 2(b) 为凹穴和针肋组合式微通道

($W_{ri}=0.3, W_{rc}=2$) 进出口温差随 Re 的变化, 理论值由式(21)计算, 模拟值与理论值最大误差为 3.38%。对文献[25]中三角凹穴变截面微通道(相当于本文 $W_{ri}=0, W_{rc}=2$)内流动和传热过程进行模拟, 并与文献[25]的实验值比较, 如图 2(c) 所示。 Nu_{ave} 和 $f_{app} Re$ 值的模拟值与实验值最大误差分别为 5.47% 和 5.72%。从而验证了本文模拟方法的准确性。

3 结果与讨论

3.1 流动特性分析

图 3 为微通道内流动协同角 α 分布图。可以看出, 随 W_{ri} 增大, 针肋上、下游 α 较小区域扩大, 即针肋局部 α 平均值减小, 说明局部阻力增大。这是由于针肋对流体的阻挡作用增强以及针肋下游的漩涡增大。同时, 随 W_{ri} 增大, 凹穴内 α 较小区域缩小, 说明凹穴处的压降减小。这是因为流体对凹穴的冲刷增强, 凹穴处漩涡减小, 说明漩涡的发展变化导致了 α 变化。

图 4 为 $Re=440$ 时, 不同 W_{rc} 的微通道内 α 分布。由图可知, 随着 W_{rc} 增大, 由于凹穴和针肋组合结构对流体的扰动增强, 凹穴内和针肋下游的漩涡增大, 使 α 较小区域扩大。微结构局部 α 平均值减小, 说明通道局部压降增大。

图 5(a)、图 5(b) 分别为不同 Re 下, 微通道的流动熵产率随 W_{ri} 和 W_{rc} 的变化。由图可知, $\dot{S}_{gen, \Delta p}$ 随 Re 增大而升高, 说明流动摩擦增大。由图 5(a) 可知, 随着 W_{ri} 增大, $\dot{S}_{gen, \Delta p}$ 增加, 说明针肋对流体的阻挡及局部漩涡导致摩擦损失增大。高 Re 条件下, W_{ri} 增大造成的摩擦损失增加更为明显。由图 5(b) 可知, $Re=173 \sim 303$ 时, W_{rc} 对 $\dot{S}_{gen, \Delta p}$ 的影响不明显; $Re \geq 369$ 时, 随 W_{rc} 增大, 流动面积增大, 流动摩擦减小, 但 W_{rc} 增大到一定程度后, 凹穴和针肋对流体产生的综合作用引发剧烈的局部混沌对流, 造成摩擦损失增大。因此 $\dot{S}_{gen, \Delta p}$ 先减后增。比较图 5(a)、图 5(b) 可知, W_{ri} 对流动熵产率的影响比 W_{rc} 更明显。

图 6 为 $Re=440$ 时, 微通道内速度和流线分布随 W_{rc} 的变化。可以看出, W_{rc} 较小时, 凹穴宽度增大使流动面积扩大, 针肋的扰流作用减弱, 针肋下游漩涡减小。这使 $\dot{S}_{gen, \Delta p}$ 随 W_{rc} 增加有所减小。 $W_{rc} > 1.72$ 时, 凹穴的喷射-节流作用增强, 凹穴内漩涡增大。且漩涡位于凹穴内部, 对主流的影响小, 漩涡内流速较低。漩涡面积增大使通

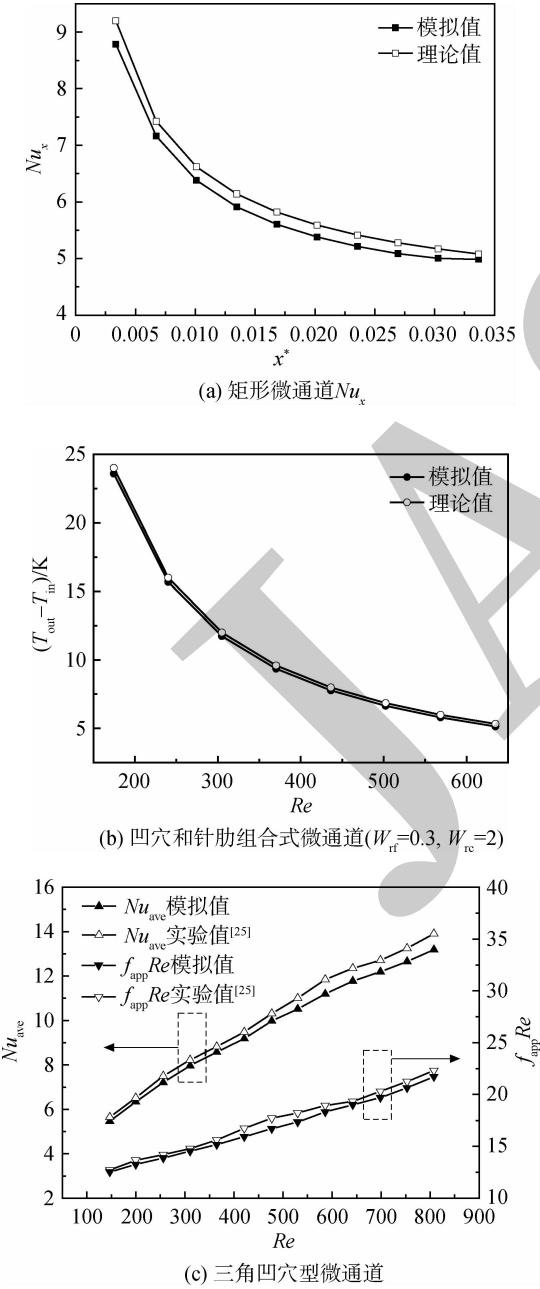


图 2 模拟结果与理论值和实验值的比较

Fig. 2 Comparison of simulation results with the theoretical and experimental values

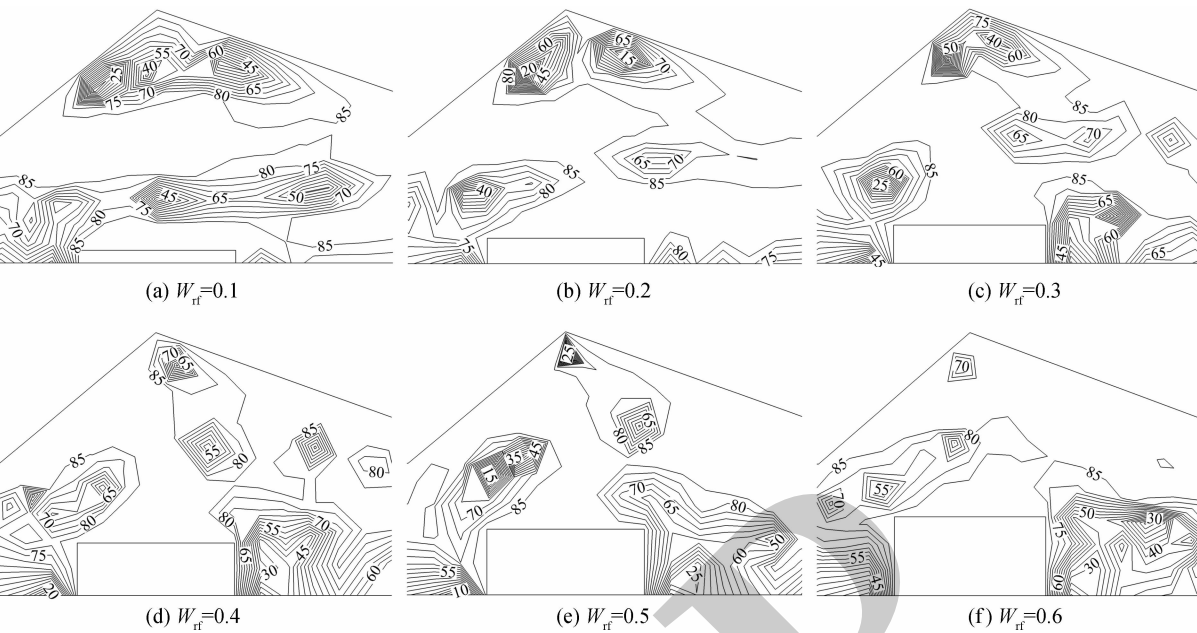


图 3 不同 W_{rf} 条件下,微通道内 α 分布(单位: $^{\circ}$, $z=0.25\text{ mm}$, $Re=440$, $W_{re}=2.00$)

Fig. 3 Distributions of the α in the microchannels varying with W_{rf}
(unit: $^{\circ}$, $z=0.25\text{ mm}$, $Re=440$, $W_{re}=2.00$)

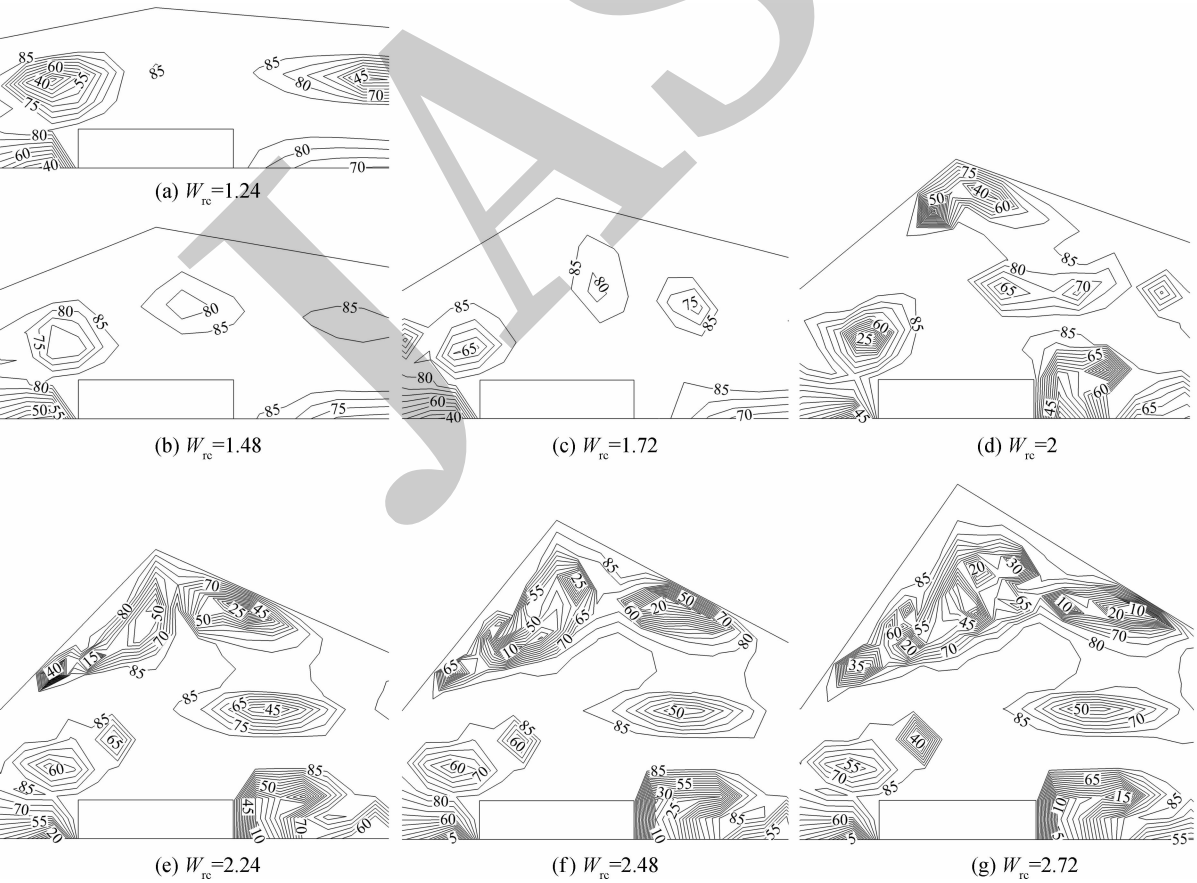


图 4 不同 W_{re} 条件下,微通道内 α 分布(单位: $^{\circ}$, $z=0.25\text{ mm}$, $Re=440$, $W_{rf}=0.3$)

Fig. 4 Distributions of the α in the microchannels varying with W_{re}
(unit: $^{\circ}$, $z=0.25\text{ mm}$, $Re=440$, $W_{rf}=0.3$)

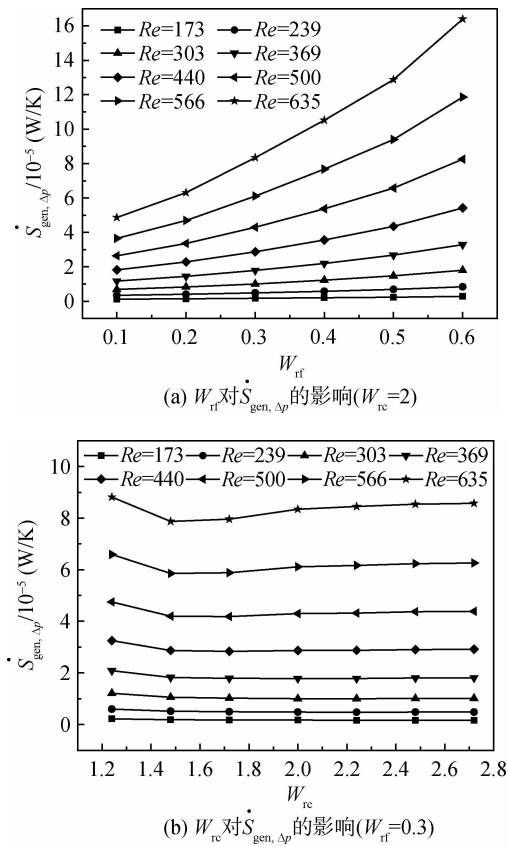


图 5 针肋和凹穴的几何尺寸对流动熵产率的影响
Fig. 5 Effect of the geometric dimensions of fin and cavity on the entropy generation rate of fluid friction

道内摩擦损失增加,因此 $\dot{S}_{gen, \Delta p}$ 增大。

3.2 传热特性分析

图 7 为 β 随 W_{fr} 的变化。在凹穴和针肋区域, β 值明显小于等截面段, β 越小表明传热效果越好。凹穴和针肋对流体的扰动使流动方向改变, 产生漩涡, 增强了流场和温度场的协同程度, 有利于强化传热。随着 W_{fr} 增大, 凹穴内 β 平均值增大, 针肋下游的 β 减小, 这与漩涡的变化规律一致, 说明局部混沌对流能够提高流场和温度场的协同程度, 增强局部对流传热。

图 8 给出了不同 W_{rc} 下微通道内 β 分布。 $W_{rc}=1.24 \sim 1.72$ 时, 凹穴对流体的扰动较弱, 凹穴内 β 较大。针肋区域 β 较小, 表明针肋使传热强化。随着 W_{rc} 增大, 凹穴的喷射-节流作用增强, 凹穴内漩涡增大, 漩涡内 β 明显减小, 传热增强。但凹穴尖角处 β 较大, 说明尖角处形成层流滞止区, 不利于传热。

比较图 3、图 4、图 7、图 8 可知, 凹穴和针肋能够显著减小 β , 提高传热效果, 但同时也会降低 α , 增加压降。凹穴和针肋的几何参数对流场和温

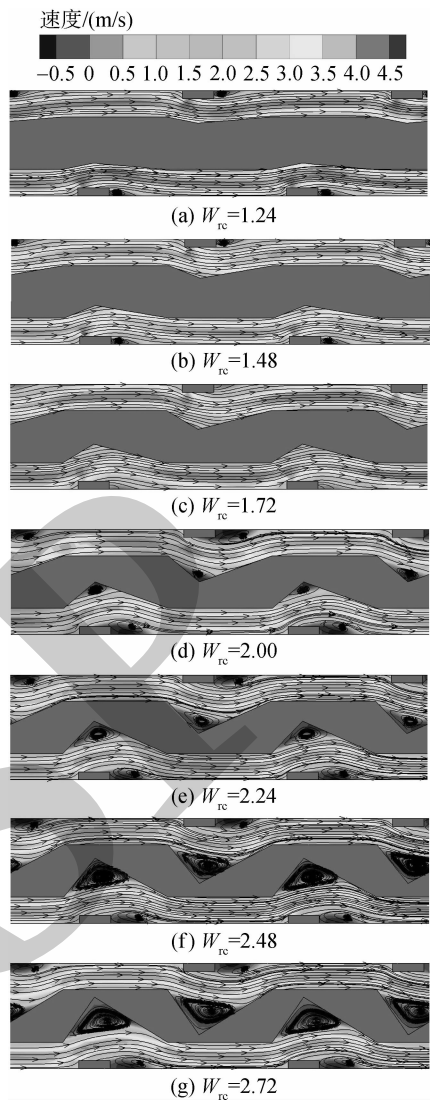


图 6 微通道 $x-y$ 平面内速度和流线分布随 W_{rc} 的变化 ($z=0.25 \text{ mm}$, $Re=440$, $W_{fr}=0.3$)
Fig. 6 Distributions of the velocity and streamline on $x-y$ plane of microchannels varying with W_{rc} ($z=0.25 \text{ mm}$, $Re=440$, $W_{fr}=0.3$)

度场的协同关系有明显影响。

图 9 为不同 Re 时, 微通道内传热熵产率随 W_{fr} 和 W_{rc} 的变化。由图可知, 随 Re 增大, 传热熵产率降低, 传热不可逆性减小。比较图 9(a) 和图 9(b) 可以发现, W_{fr} 对传热熵产率的影响略大于 W_{rc} 。由图 5、图 9 可知, 传热熵产率是造成该微通道内热能利用率降低的主要因素。由图 9(a) 可知, 随 W_{fr} 增大, $\dot{S}_{gen, \Delta T}$ 迅速减小。 W_{fr} 越大, 扰流作用越强, 传热不可逆性越小, 有利于提高能量利用效率。如图 9(b) 所示, 随 W_{rc} 增大, $\dot{S}_{gen, \Delta T}$ 先减后增。适当增大 W_{rc} 能够增大传热面积, 增强扰流作用, 减小温度梯度, 降低传热熵产率。但 $W_{rc} > 2.24$ 时, 继续增大 W_{rc} 会导致传热不可逆损

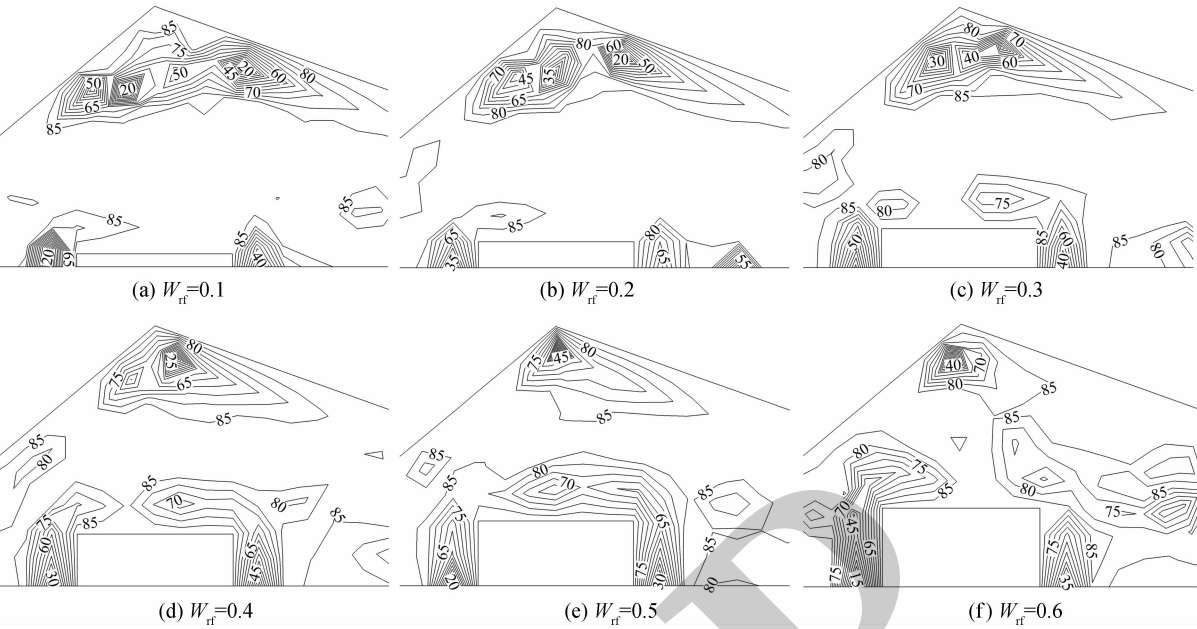


图 7 不同 W_{rf} 条件下,微通道内 β 分布(单位: $^{\circ}$, $z=0.25\text{ mm}$, $Re=440$, $W_{rc}=2$)

Fig. 7 Distributions of the β in the microchannels varying with W_{rf} (unit: $^{\circ}$, $z=0.25\text{ mm}$, $Re=440$, $W_{rc}=2$)

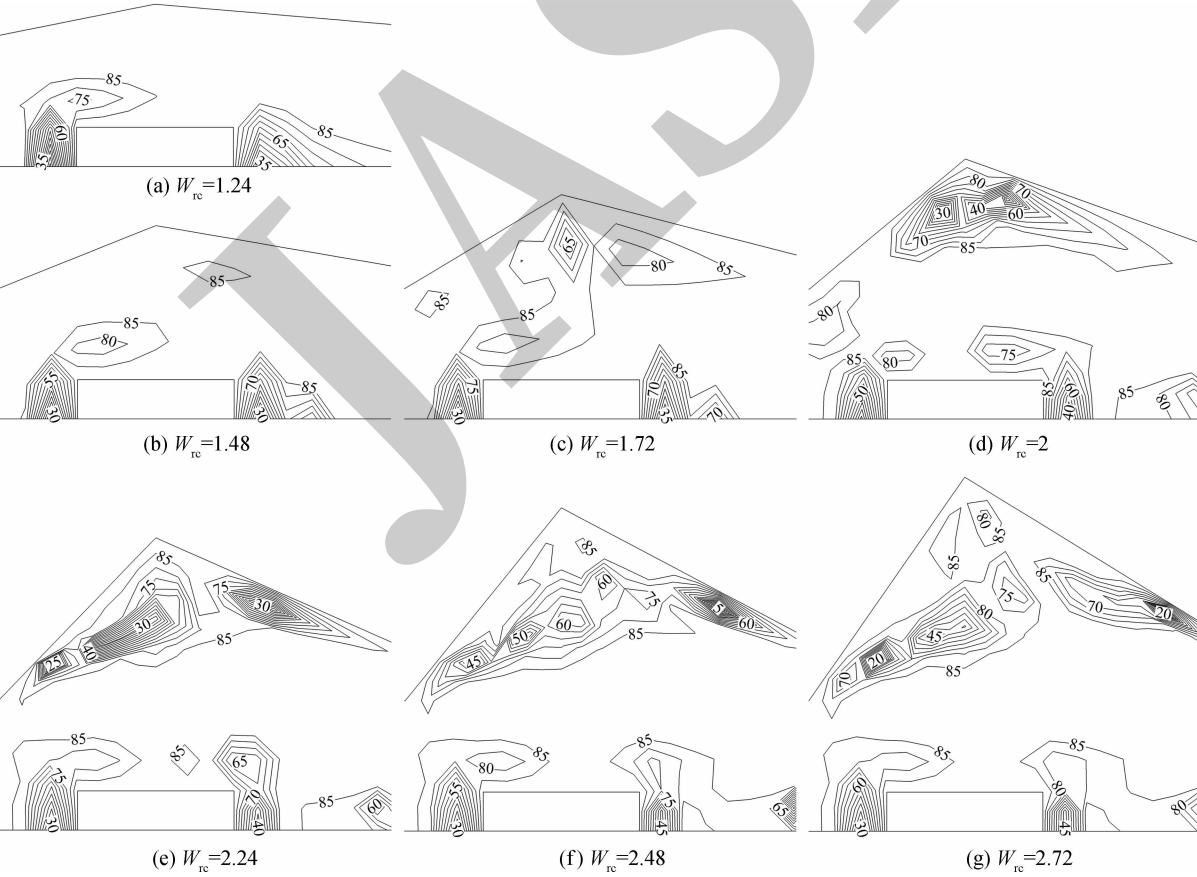


图 8 不同 W_{rc} 条件下,微通道内 β 分布(单位: $^{\circ}$, $z=0.25\text{ mm}$, $Re=440$, $W_{rf}=0.3$)

Fig. 8 Distributions of the β in the microchannels varying with W_{rc} (unit: $^{\circ}$, $z=0.25\text{ mm}$, $Re=440$, $W_{rf}=0.3$)

失增大。

图 10 为 $Re=440$ 时,微通道内温度场随 W_{rc} 的变化。随着 W_{rc} 增大,微通道传热面积增大, $W_{rc} \leq 1.72$ 时,微通道内温度降低。 $W_{rc} = 2 \sim$

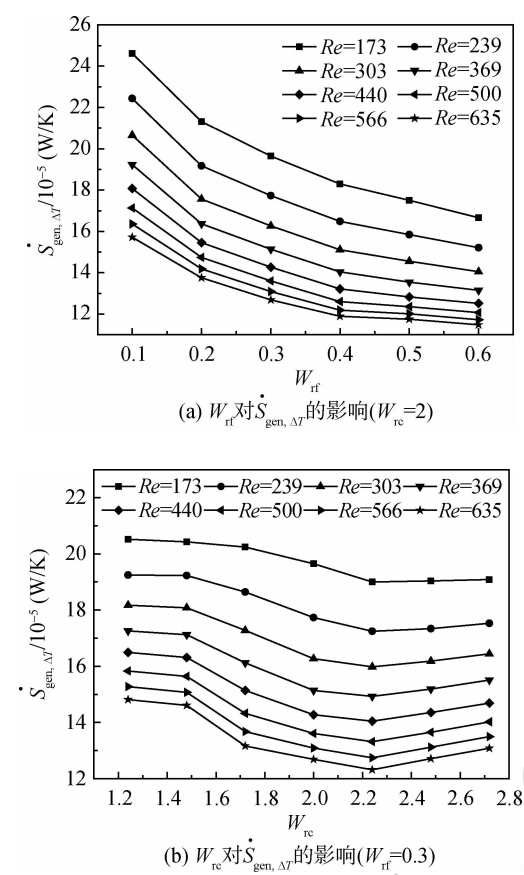


图 9 针肋和凹穴的几何尺寸对传热熵产率的影响
Fig. 9 Effect of geometric dimensions of fin and cavity on the entropy generation rate of heat transfer

2.24 时,温度分布较均匀。当 $W_{rc} > 2.24$ 时,随着凹穴增大,凹穴内漩涡增大,漩涡靠近通道侧壁且其内流速较低,漩涡内流体不能与主流充分接触,无法及时将凹穴处热量带走。且 W_{rc} 过大时,在凹穴尖角处会形成层流滞止区,使局部流体和固体肋壁温度升高。

3.3 综合性能分析

图 11 为微通道的 $Nu_{ave}/Nu_{ave,0}$ 随针肋和凹穴尺寸的变化。图中 $Nu_{ave}/Nu_{ave,0}$ 均大于 1,说明复杂微通道的传热效果优于矩形通道。随着 Re 增大,微结构强化传热效果增强。由图 11(a)可知, W_{rf} 越大,扰流作用越强,强化传热效果越好。由图 11(b)可知,随着 W_{rc} 增大,凹穴的喷射-节流作用增强,但凹穴宽度过大会使强化传热效果变差, $Nu_{ave}/Nu_{ave,0}$ 先增后减。低 Re 条件下, $W_{rc} > 2$ 时,继续增大 W_{rc} 会削弱强化传热效果。高 Re 条件下,流体对凹穴的冲刷作用较强,当 $W_{rc} > 2.24$ 时, $Nu_{ave}/Nu_{ave,0}$ 才开始下降。

图 12 为场协同数 F_c 随 W_{rf} 和 W_{rc} 的变化。

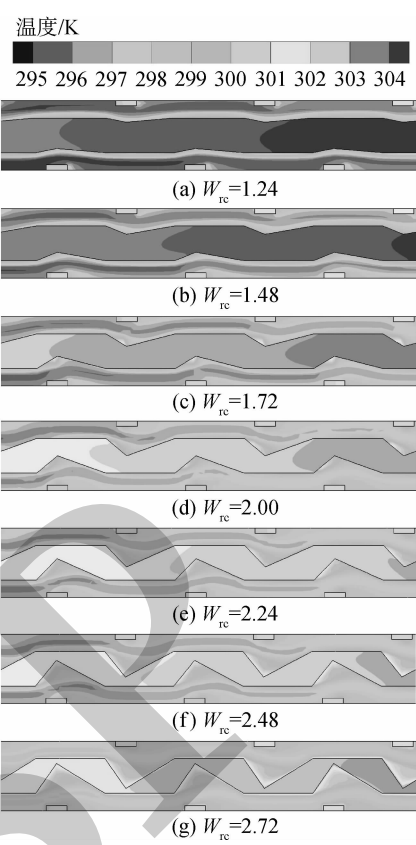
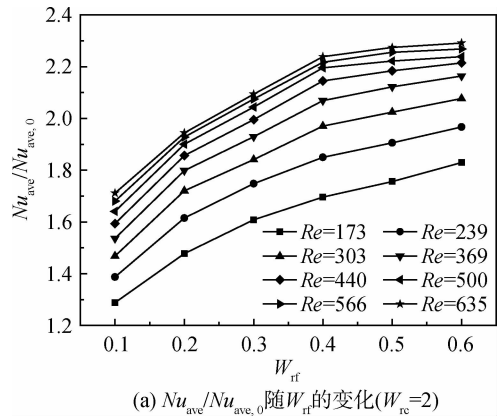


图 10 微通道 $x-y$ 平面内温度分布随 W_{rc} 的变化
($z=0.25$ mm, $Re=440$, $W_{rf}=0.3$)
Fig. 10 Distributions of temperature on $x-y$ plane of microchannels varying with W_{rc}
($z=0.25$ mm, $Re=440$, $W_{rf}=0.3$)

由图 12(a)可知, Re 一定时, F_c 随 W_{rf} 增加而增大,流场与温度场的协同关系变好。由图 12(b)可知,随着 W_{rc} 增大, F_c 先升后降。当 $173 \leq Re \leq 440$ 时, $W_{rc}=2$ 的微通道 F_c 最大;当 $Re > 440$ 时, $W_{rc}=2.24$ 的微通道 F_c 最高。 W_{rc} 过大不利于改变主流方向,流场和温度场协同程度变差。当 Re 和 Pr 一定时, F_c 能够反映对流传热强弱。

图 13 为不同 Re 条件下, $N_{s,a}$ 随微结构尺寸的变化。图中 $N_{s,a}$ 均小于 1,说明复杂通道总熵



(a) $Nu_{ave}/Nu_{ave,0}$ 随 W_{rf} 的变化 ($W_{rc}=2$)

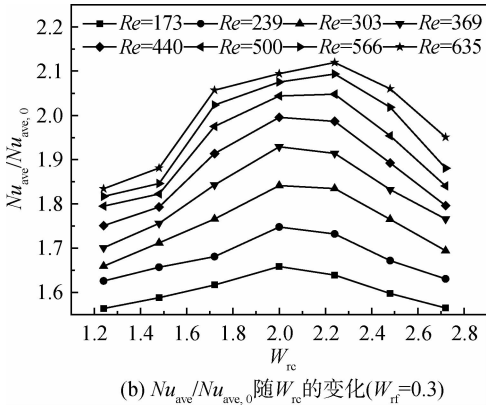


图 11 不同 Re 下, $Nu_{ave}/Nu_{ave,0}$ 随 W_{rf} 和 W_{rc} 的变化
Fig. 11 Variation of $Nu_{ave}/Nu_{ave,0}$ with W_{rf} and W_{rc} for different Re

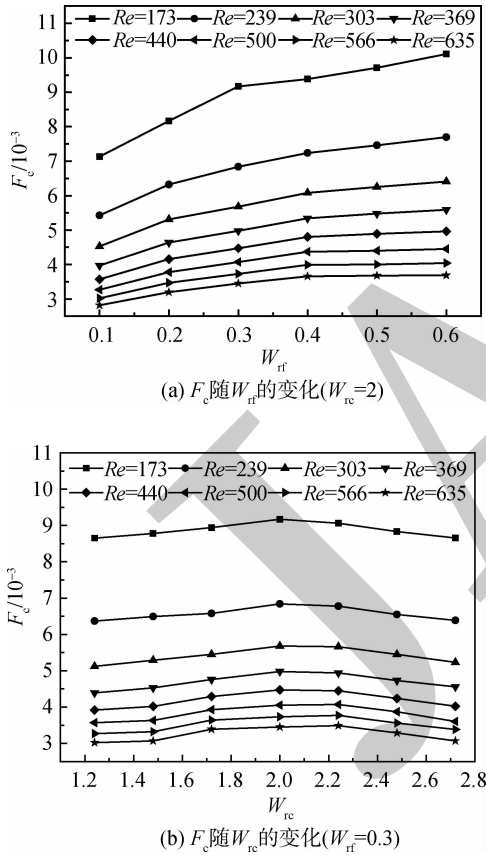


图 12 不同 Re 下, F_c 随 W_{rf} 和 W_{rc} 的变化
Fig. 12 Variation of F_c with W_{rf} and W_{rc} for different Re

大, $N_{s,a}$ 先减后增。由图 13(b) 可知, Re 一定时, 随 W_{rc} 增大, $N_{s,a}$ 先减后增。这是因为, 随 W_{rc} 增大, $\dot{S}_{gen,\Delta p}$ 和 $\dot{S}_{gen,\Delta T}$ 均先减后增。 $W_{rc} = 2.24$ 时, $N_{s,a}$ 最小, 与矩形通道相比, 该微通道内对流传热的不可逆损失最小, 传热效率最高。

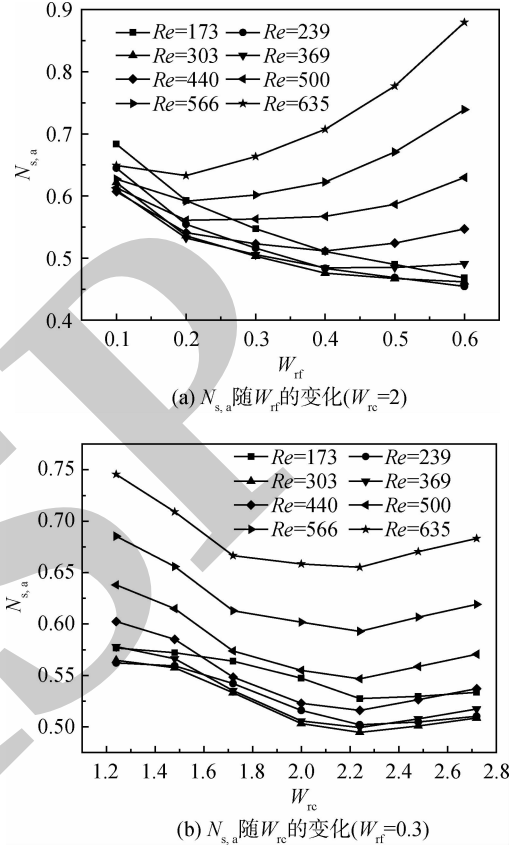


图 13 不同 Re 下, $N_{s,a}$ 随 W_{rf} 和 W_{rc} 的变化
Fig. 13 Variation of $N_{s,a}$ with W_{rf} and W_{rc} for different Re

由图 14 可知, 热阻随着泵功的增加不断减小。由图 14(a) 可知, 相同泵功下, $W_{rf} = 0.2$ 时热阻总热阻最小, $W_{rf} = 0.6$ 时 R 最大; 由图 14(b) 可知, $W_{rc} = 2.24$ 时 R 最小, $W_{rc} = 1.24$ 时最大。泵功、针肋宽度和凹穴宽度均对热阻有重要影响。综合考虑以上三个参数, 通过对模拟数据进行拟合, 得到了热阻的经验关联式:

$$R = 0.31725 P_p^{-0.286} W_{rf}^{-0.00589} W_{rc}^{0.11399} \quad (27)$$

$$0.00385 W \leq P_p \leq 0.48521 W$$

$$0.1 \leq W_{rf} \leq 0.2$$

$$2.00 \leq W_{rc} \leq 2.72$$

$$R = 0.48678 P_p^{-0.28449} W_{rf}^{0.1323} W_{rc}^{-0.20429} \quad (28)$$

$$0.00385 W \leq P_p \leq 0.48521 W$$

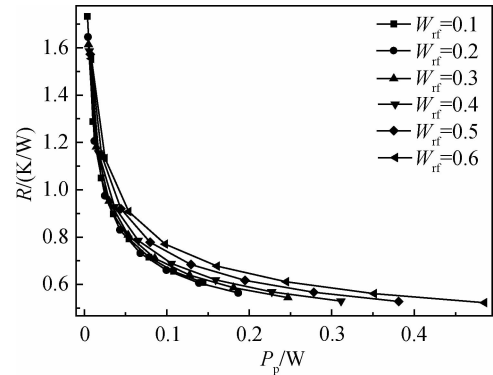
$$0.2 \leq W_{rf} \leq 0.6$$

$$1.24 \leq W_{rc} \leq 2.00$$

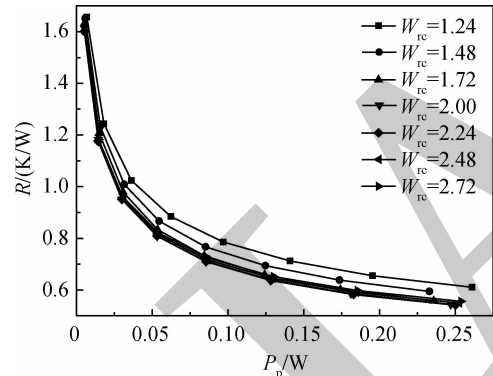
由关联式可知,本文研究范围内,热阻随泵功增大而减小。泵功一定时,低 W_{rf} 、高 W_{rc} 条件下:随 W_{rf} 增大,热阻减小;随 W_{rc} 增大,热阻增大。高 W_{rf} 、低 W_{rc} 条件下:随 W_{rf} 增大,热阻增大;随 W_{rc} 增大,热阻减小。数据变化趋势与图 14 一致。图 15 比较了数值模拟得到的热阻 R_{num} 与式(27)、式(28)计算得到的热阻 R_{pre} 。可以看出,关联式预测值与模拟值的误差基本在 $\pm 5\%$ 以内。因此,本

文参数范围内,式(27)、式(28)能够较准确地预测热阻。

比较图 14(a)、图 14(b)中两个热阻较小的微通道热沉,如图 16 所示, $W_{rf}=0.2, W_{rc}=2.00$ 的复杂微通道热阻最小,热沉的综合性能最好。



(a) W_{rf} 不同时, R 随 P_p 的变化 ($W_{rc}=2$)



(b) W_{rc} 不同时, R 随 P_p 的变化 ($W_{rf}=0.3$)

图 14 结构参数对热沉综合性能的影响
Fig. 14 Effect of structure parameters on the overall performance of heat sinks

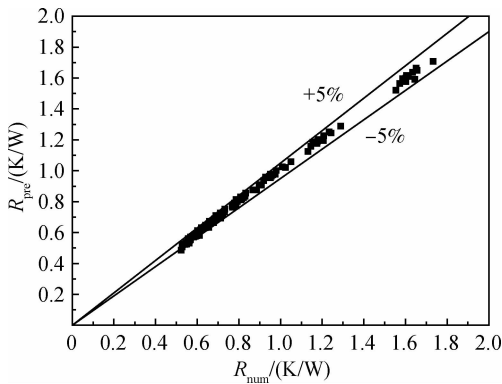


图 15 热阻模拟值与预测值的比较
Fig. 15 Comparison of numerical and predicted data for thermal resistance

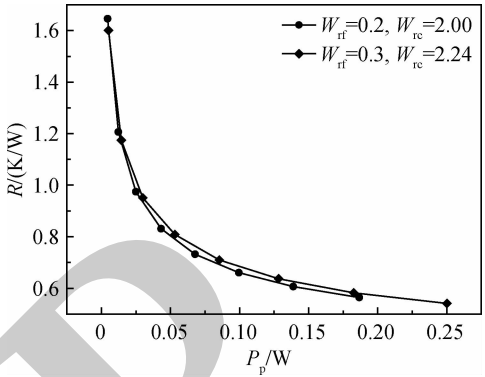


图 16 微通道内热阻随泵功的变化
Fig. 16 Variation of thermal resistance with pump power in microchannels

4 结 论

利用场协同原理和熵产原理分析了凹穴和针肋的几何尺寸对微通道内流场和温度场协同关系的影响,以及对强迫对流传热过程中不可逆损失的影响,并对微通道的综合性能进行了评价。主要结论如下:

1) 增大 W_{rf} 会使针肋上、下游 α 减小,增大流动阻力。随 W_{rc} 增大,凹穴内局部压降增大。增大 W_{rf} 和 W_{rc} 能够有效减小 β ,增强流场和温度场的协同程度。

2) 传热不可逆性是导致能量利用效率降低的主要因素。 W_{rf} 增大使 $\dot{S}_{gen, \Delta p}$ 增大, $\dot{S}_{gen, \Delta T}$ 减小。适当增大 W_{rc} 能够减小 $\dot{S}_{gen, \Delta T}$, 但 W_{rc} 过大会使 $\dot{S}_{gen, \Delta p}$ 和 $\dot{S}_{gen, \Delta T}$ 均增大。 W_{rf} 对流动和传热不可逆性的影响更明显。

3) Re 一定时, F_c 随 W_{rf} 增加而增大,随 W_{rc} 增大而先增后减。低 Re 下, $N_{s,a}$ 随 W_{rf} 增大而减小,高 Re 下, $N_{s,a}$ 随 W_{rf} 增大而先减后增。随着 W_{rc} 增大, $N_{s,a}$ 先减后增。

4) 热阻随泵功增大而减小。泵功一定时,热阻随着 W_{rf} 或 W_{rc} 增大而先减后增。基于本文参数范围,提出了热阻的经验关联式,能够较准确地预测热阻。在本文范围内, $W_{rf}=0.2, W_{rc}=2.00$ 的复杂微通道热阻最低,综合性能最优。

参考文献:

- [1] DEWAN A, SRIVASTAVA P. A review of heat transfer enhancement through flow disruption in a microchannel[J]. *Journal of Thermal Science*, 2015, 24(3): 203-214.
- [2] GHANI I A, SIDIK N A C, KAMARUZAMAN N. Hydrothermal performance of microchannel heat sink: the effect of channel design[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 107: 21-44.
- [3] CHIAM Z L, LEE P S, SINGH P K, et al. Investigation of fluid flow and heat transfer in wavy micro-channels with alternating secondary branches[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 101: 1316-1330.
- [4] ZHAI Yuling, LI Zhouhang, WANG Hua, et al. Thermodynamic analysis of the effect of channel geometry on heat transfer in double-layered microchannel heat sinks[J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 143: 431-439.
- [5] 马丹丹, 夏国栋, 陈卓, 等. 两层堆叠 3D-IC 层间液体冷却流动及换热特性[J]. *航空动力学报*, 2017, 32(7): 1569-1576.
MA Dandan, XIA Guodong, CHEN Zhuo, et al. Flow and heat transfer characteristics of interlayer liquid cooling for 3D-IC with two stacked layers[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2017, 32(7): 1569-1576. (in Chinese)
- [6] DEHGHAN M, DANESHIPOUR M, VALIPOUR M S, et al. Enhancing heat transfer in microchannel heat sinks using converging flow passages[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 92: 244-250.
- [7] CHANDRA A K, KISHOR K, MISHRA P K, et al. Numerical simulation of heat transfer enhancement in periodic converging-diverging microchannel[J]. *Procedia Engineering*, 2015, 127: 95-101.
- [8] KHOSHVAGHT-ALIABADI M. Influence of different design parameters and Al_2O_3 -water nanofluid flow on heat transfer and flow characteristics of sinusoidal-corrugated channels[J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 88: 96-105.
- [9] XU Minghai, LU Hui, GONG Liang, et al. Parametric numerical study of the flow and heat transfer in microchannel with dimples[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2016, 76: 348-357.
- [10] GUO Z Y, LI D Y, WANG B X. A novel concept of convective heat transfer enhancement[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, 41(14): 2221-2225.
- [11] 李志信, 过增元. 对流传热优化的场协同理论[M]. 北京: 科学出版社, 2010.
- [12] BI C, TANG G H, TAO W Q. Heat transfer enhancement in mini-channel heat sinks with dimples and cylindrical grooves[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 55(1/2): 121-132.
- [13] JIN Yu, TANG Guihua, HE Yaling, et al. Parametric study and field synergy principle analysis of H-type finned tube bank with 10 rows[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 60: 241-251.
- [14] GUO Jiangfeng, XU Mingtian, CHENG Lin. Second law analysis of curved rectangular channel[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2011, 50(5): 760-768.
- [15] 翟玉玲, 钟桂健, 李舟航. 结构形式对双层微通道热沉传热性能的影响[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(3): 565-572.
ZHAI Yuling, ZHONG Guijian, LI Zhouhang. Effect of structure on heat transfer performance in double layered microchannel heat sinks[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2018, 33(3): 565-572. (in Chinese)
- [16] HUANG Shanbo, ZHAO Jin, GONG Liang, et al. Thermal performance and structure optimization for slotted micro-channel heat sink[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 115: 1266-1276.
- [17] BEJAN A. *Entropy generation through heat and fluid flow* [M]. New York: Wiley, 1982.
- [18] CHAI Lei, XIA Guodong, WANG Huasheng. Parametric study on thermal and hydraulic characteristics of laminar flow in microchannel heat sink with fan-shaped ribs on sidewalls: Part 3 performance evaluation[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 97: 1091-1101.
- [19] 贾玉婷, 夏国栋, 马丹丹, 等. 水滴型凹穴微通道流动与传热的熵产分析[J]. *机械工程学报*, 2017, 53(4): 141-148.
JIA Yuting, XIA Guodong, MA Dandan, et al. Entropy generation analysis of flow and heat transfer in microchannel with droplet reentrant cavities[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2017, 53(4): 141-148. (in Chinese)
- [20] LI Yifan, XIA Guodong, MA Dandan, et al. Characteristics of laminar flow and heat transfer in microchannel heat sink with triangular cavities and rectangular ribs[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 98: 17-28.
- [21] LI Yifan, XIA Guodong, JIA Yuting, et al. Effect of geometric configuration on the laminar flow and heat transfer in microchannel heat sink with cavities and fins[J]. *Numerical Heat Transfer: Part A Applications*, 2017, 71(5): 528-546.
- [22] 李艺凡. 复杂结构微通道内流体流动及沸腾传热特性研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2017.
LI Yifan. Fluid flow and boiling heat transfer characteristics in microchannels with complex structure[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2017. (in Chinese)
- [23] ROSA P, KARAYIANNIS T G, COLLINS M W. Single-phase heat transfer in microchannels: the importance of scaling effects[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(17): 3447-3468.
- [24] KANDLIKAR S, GARIMELLA S, LI D, et al. *Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels* [M]. Oxford, UK: Elsevier, 2006.
- [25] CHAI Lei, XIA Guodong, WANG Liang, et al. Heat transfer enhancement in microchannel heat sinks with periodic expansion-constriction cross-sections[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 62: 741-751.