



引用格式:李恒,刘焕玲,王鹏,等. 换热器微通道内纵向涡流发生器的层流流动及换热特性研究[J]. 轻工学报,2018,33(3):82-93.

中图分类号:TK124;TS04 文献标识码:A

DOI:10.3969/j.issn.2096-1553.2018.03.011

文章编号:2096-1553(2018)03-0082-12

换热器微通道内纵向涡流发生器的层流流动及换热特性研究

Study on laminar flow and heat transfer characteristics of longitudinal vortex generators in heat exchanger microchannel

关键词:

换热器微通道;层流流动;括弧型矩形翼;纵向涡流发生器;换热特性

李恒,刘焕玲,王鹏,贾梦川,安小康

LI Heng, LIU Huanling, WANG Peng, JIA Mengchuan, AN Xiaokang

西安电子科技大学机电工程学院, 陕西 西安 710000

School of Mechano-Electronic Engineering, Xidian University, Xi'an 710000, China

Key words:

heat exchanger micro-channel; laminar flow; bracket rectangular winglet; longitudinal vortex generator (LVGs); heat transfer characteristics

摘要:采用 Fluent 软件研究了当雷诺数为 200 ~ 1100 时,换热器微通道内固定间距下 4 种不同布置形式的矩形翼对流体层流流动和换热的影响,并与光滑微通道进行了对比。结果表明,最佳布置形式为两对矩形翼呈括弧形布置,且当 $Re = 1100$ 时,其 Nu 比光滑微通道提高了 39.7%。在此配置下,不同间距矩形翼对流体层流流动和换热的影响规律为: PEC 随着间距的增加先增大后减小,最佳间距为 $g_1 = g_2 = 4H$ 时, PEC 最大为 0.62。

收稿日期:2017-07-06

基金项目:中央高校基本科研业务费项目(7214418102,72134181)

作者简介:李恒(1992—),男,内蒙古自治区鄂尔多斯市人,西安电子科技大学硕士研究生,主要研究方向为流体强化换热技术、电子设备热控制。

通信作者:刘焕玲(1976—),女,陕西省西安市人,西安电子科技大学副教授,博士,主要研究方向为热设计、计算机辅助 CAD、电子封装。

Abstract: Fluent software was used to study the effects of four different types of rectangular wings on the laminar flow and heat transfer of the fluid in the heat exchanger microchannel when the Reynolds number was 200 to 1100, and compared with the smooth microchannel. The results showed that the best arrangement was that the two pairs of rectangular wings were bracketed, and when $Re = 1100$, the Nu increased 39.7% over the smooth microchannel. Under this configuration, the regularity of the effect of rectangular wings with different spacing on the laminar flow and heat transfer of the fluid was: PEC increased first and then decreased with increasing spacing. The optimal spacing was $g_1 = g_2 = 4H$, and the maximum PEC was 0.62.

0 引言

自从 D. B. Tuckerman 等^[1]于 1981 年首次提出微通道冷却系统并将其应用于芯片散热冷却以来,微通道内流体流动和换热特性就备受业界学者的关注.近几十年来,电子设备及系统也朝着高热流、微型化的方向发展,并且广泛应用于医疗、化工、汽车和航空航天等行业.微型换热器优良的散热性能成为这些设备正常运作不可或缺的条件,相比于常规通道,微通道具有比表面积较高和冷却剂用量少的优点,所以换热效果更具潜力.

T. R. Johnson 等^[2]在 1969 年第一次研究了涡流发生器 VG(vortex generator)对传热性能的影响,引起学者们对 VG 和纵向涡流发生器 LVGs(longitudinal vortex generators)强化散热的浓厚兴趣. H. Ahmed 等^[3]总结了常见 VG 的结构形式,其中包括翅型、小翼型、斜块型、鳍型、肋型、凹腔型等. M. Fiebig 等^[4]研究发现,三角形和矩形 LVGs 大的攻角可以在自由流下产生比较稳定的纵向涡,且局部传热增强数倍. J. M. Wu 等^[5]通过实验与数值仿真研究了不同 VG,结果表明其表面平均努塞尔数 Nu 随攻角的增加而增大. C. Liu 等^[6]研究了雷诺数 Re 在 170 ~ 1200 范围内,微通道配置不同排数、不同攻角矩形小翼的流动和换热特性,并给出了层流状态下相关的拟合经验公式. C. Chen 等^[7]在 C. Liu 等的实验基础上,继续研究了去离子水在不同当量直径微通道内不同排数、不同高度矩形小翼的流动和换热性能,文献[6]和[7]都提出由于 LVGs 的存在,临界 Re 要低于传统

的 2300,即 $Re > 2300$ 时流体的流动形态为湍流, $Re < 2300$ 时流体的流动形态为层流. B. Kim^[8]探究了 10 种不同当量直径矩形微通道的热性能和流动特性,但是文献[4-8]均未研究间距对流动和换热的影响.

H. Mizaee 等^[9]通过数值方式研究了在 $Re = 100 \sim 500$ 时,二维平面内弹性涡流发生器流动和换热特性.研究发现,相比光滑通道,它的平均 Nu 提高了 15% ~ 35%,同时,摩擦因子 f 也增加了 10% ~ 70%,并且相同 Re 下,弹性涡流发生器的 f 要比刚性的大.但是 $Re > 500$ 以后的流动和换热特性未做研究,缺乏三维的、更加直观的数值研究. A. Ebrahimi 等^[10]通过 Open FOAM 软件研究了 5 种不同配置的 LVGs 在 $Re = 100 \sim 1100$ 时去离子水的层流流动和换热情况,其中 Nu 增加了 2% ~ 25%, f 增加了 4% ~ 30%; A. Datta 等^[11]通过改变两对矩形翼的攻角、位置和壁面厚度,得到最佳换热性能的攻角均为 30° ,距离入口段最佳距离分别为 0.005 330 m 和 0.009 883 m.其中文献[10-11]都是以文献[6]为基础展开研究的,矩形翼形式较为单一. A. Sabaghan 等^[12]在微通道内放置了 6 对 LVGs,结构参数不发生任何变化,仅利用不同基液的纳米流体来进行换热,研究纳米颗粒、体积浓度与换热之间的规律,结果表明纳米流体具有优良的换热性能.

目前,关于微通道配备 LVGs 内流体流动和换热特性已取得一系列研究成果,但大多数都是基于三角小翼或者矩形小翼等形式简单的 LVGs,缺乏新形式的 LVGs,且对强化传热的机理缺乏深

入分析,新型且较为简单的 LVGs 还有很大的研究空间. 本文拟在换热器微通道内添加结构为括弧型矩形翼的 LVGs, 研究其布局方式和间距对流体的流动和换热特性的影响规律, 以期减少微小型换热器研发周期, 为微通道 LVGs 换热器的改进提供参考.

1 计算模型与数值模拟

1.1 物理模型

矩形微通道的三维物理模型^[10]如图 1 所示. 矩形微通道的尺寸为 $200H \times 15H \times H$ ($L \times W \times$

H), 其中, $H = 100 \mu\text{m}$, L, W, H 分别代表矩形微通道的长度、宽度和高度. 微通道放置了两对与通道等高的矩形翼, 矩形翼的单边长度 l 和宽度 b 分别为 $6H$ 和 $H/2$. 表 1 同样参照文献[10]列出了矩形翼的 5 种具体排列方式和尺寸约束.

1.2 数值计算模型和相关参数定义

本文采用 Fluent 软件研究 5 种不同参数的微通道内流体流动和传热特性, 将去离子水作为冷却介质, 导电材料硅作为微通道和 LVGs 的材料. 本研究采取如下假设: 1) 流体在微通道内的流动为三维、稳态、无相变、不可压缩的; 2) 流场内流体

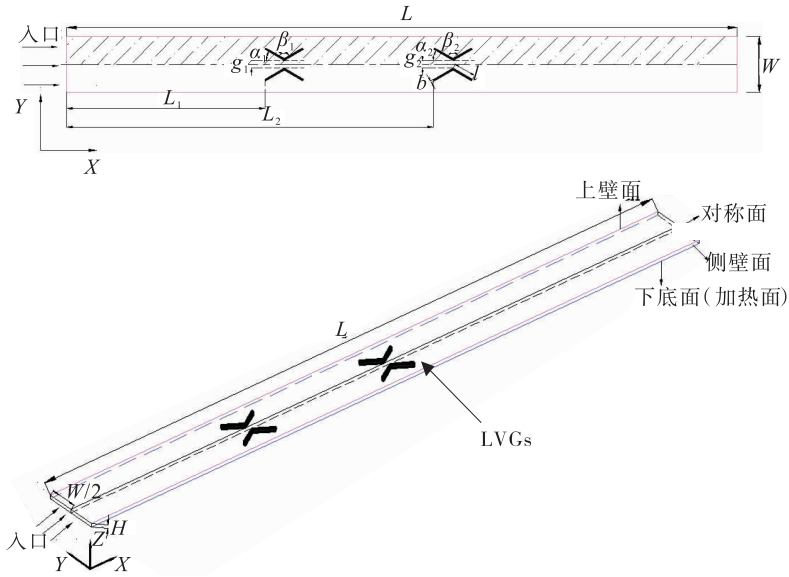


图 1 矩形微通道结构示意图^[10]

Fig. 1 Schematic diagram of rectangular microchannel^[10]

表 1 结构配置参数表

Table 1 Structure configuration parameter table

微通道名称	示意图	L_1	L_2	g_1	g_2	α_1, α_2	β_1, β_2
M_1		—	—	—	—	—	—
M_2		$53.34H$	$98.83H$	$4H$	$4H$	$30^\circ, 30^\circ$	$120^\circ, 120^\circ$
M_3		$53.34H$	$98.83H$	$4H$	$4H$	$150^\circ, 150^\circ$	$120^\circ, 120^\circ$
M_4		$53.34H$	$98.83H$	$4H$	$4H$	$30^\circ, 150^\circ$	$120^\circ, 120^\circ$
M_5		$53.34H$	$98.83H$	$4H$	$4H$	$150^\circ, 30^\circ$	$120^\circ, 120^\circ$

注: 表 1 中 g_1, g_2 分别表示两对矩形翼各自的间距; α_1, α_2 代表两对矩形翼分别与中心轴线的攻角; β_1, β_2 则是两个单边小翼所成的夹角

均匀连续、各向同性; 3) 忽略微通道表面粗糙度^[6-7], 忽略辐射和流体重力的影响^[10-11]; 4) 忽略黏性耗散^[13].

计算采用 Laminar 模型, 压力与速度的耦合采用 Simplec 算法, 扩散项离散采用二阶迎风格式, 动量与能量离散采用幂律格式. 为了确保计算的收敛性, 连续性方程和能量方程的收敛残差分别为 10^{-5} 和 10^{-7} .

表 2 为去离子水和硅的物性参数^[10].

基于上述假设, 对于三维不可压缩流体层流流动与换热的数值计算, 连续性方程、动量方程、能量方程等控制方程如下.

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u) = 0$$

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_i}$$

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho u T) = \text{div} \left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T \right)$$

对于硅的热传导方程为

$$\frac{\partial}{\partial z_i} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial z_i} \right) = 0$$

式中, k_s 代表硅的热传导系数.

入口截面的温度和速度视为恒定不变的, 即

$$T_{in} = 298 \text{ K} \quad u = u_{in} \quad w = v = 0$$

式中, T_{in} 代表流体入口温度, u_{in} 是流体入口速度

出口截面:

出口截面:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

侧壁面和下壁面为绝热边界条件, 即

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T_{sl}}{\partial y} = 0$$

加热面:

$$T = T_{sl} = T_{wall} = 323 \text{ K}$$

侧壁面、下壁面和加热面均为无滑移壁面,

故对称面:

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T_{sl}}{\partial y} = 0 \quad v = 0$$

流固耦合面:

$$k \frac{\partial T}{\partial n} = k_{sl} \frac{\partial T_{sl}}{\partial n}$$

其中, u, w, v 代表流体在三维方向上的平均速度; n 为 LVCs 外表面的法向量, 下标 $sl, wall$ 分别代表流固耦合面、固体壁面.

Re 定义:

$$Re = \frac{\rho u_{in} D_h}{\mu_f}$$

其中, 微通道的水力直径 $D_h = 2WH/(W + H)$; u_{in}, μ_f 分别表示流体入口平均速度和液态工质去离子水的动力黏度.

表示对流换热强烈程度的无量纲 Nu 为

$$Nu = \frac{h D_h}{k}$$

其中, h 为对流换热系数, 根据对流换热系数定义:

$$h = \frac{Q}{A \Delta T} \quad \Delta T = T_{wall} - T_f \quad T_f = \frac{T_{out} + T_{in}}{2}$$

表 2 去离子水和硅的物性参数^[10]

Table 2 Physical parameters of deionized water and Si^[10]

材料	密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	比热容 $C_p / (\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1})$	导热系数 $k / (\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1})$	动力黏度 $\mu / (\text{Pa} \cdot \text{s})$
去离子水	998.2	$5\,348 - 7.42T + 1.17 \times 10^{-2} T^2$	$-0.829 + 0.007\,9T - 1.04 \times 10^{-5} T^2$	$0.019\,4 - 1.065 \times 10^{-4} T + 1.489 \times 10^{-7} T^2$
硅	2330	$390 + 0.9T$	$290 - 0.4T$	

注: T 代表物体的温度 /K

式中, Q 为热流密度; A 为加热面的表面积; ΔT 为加热面壁面温度与流体进出口平均温度的温差; T_{out}, T_{in} 分别代表流体在出口、入口的平均温度.

表面摩擦因子为

$$f = (2\Delta p D_h) / (\rho u_{in}^2 L)$$

其中, Δp 是流体进出口压降, L 为管道的总长.

整体换热性能 PEC 的公式可以按文献[6] 进行计算:

$$PEC = \frac{\varphi Nu}{\varphi f} = \frac{(Nu/Nu_0 - 1)}{(f/f_0 - 1)}$$

式中, $\varphi Nu, \varphi f$ 分别表示 Nu 比率和 f 比率; 下标 0 代表光通道, 即 M_1 . PEC 数值越大, 代表整体换热性能越好.

1.3 数值模拟方法的有效性验证

在进行网格独立性验证时, 可以任意选取 M_1 — M_5 模型中的一种在所研究的 Re 范围内进行. 本文选取 8 种不同的网格数 236 324, 336 532, 441 512, 619 108, 737 768, 1 185 332, 1 539 984, 1843 954, 对 M_2 在 $Re = 400$ 时进行网格独立性验证, 如图 2 所示.

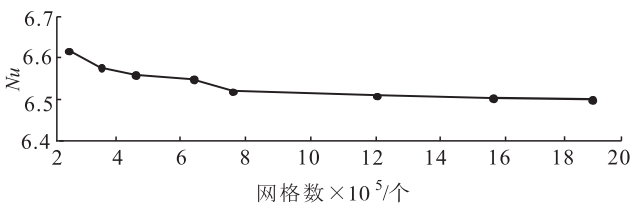


图2 网格独立性验证($Re = 400$)

Fig.2 Grid independence tests($Re = 400$)

按照文献[14] 的方法:

$$Error = (Nu_2 - Nu_1) / Nu_2 \times 100\%$$

其中, Nu_1 代表最佳网格数对应的 Nu , Nu_2 为其他网格对应的 Nu .

对 Nu 的相对误差进行计算, 结果如表 3 所示. 随着网格数的不断增加, Nu 逐渐减小, 最后稳定下来, 在网格数从 737 768 增大到 1 843 954 的过程中, Nu 的变化趋于稳定, 相对误差逐渐减小为 0. 在保证求解精度的前提下, 为了节省计

表3 不同网格数下 Nu 的对比($Re = 400$)

Table 3 Comparison of Nu in different grid numbers($Re = 400$)

网格数	Nu	Error/%
236 324	6.623	1.782
236 532	6.584	1.200
441 512	6.561	0.854
619 108	6.550	0.687
737 768	6.514	0.138
1 185 332	6.510	0.077
1 539 984	6.505	0
1 843 954	6.505	0

算机资源, 选取网格数 737 768 进行计算.

为了验证所选数学模型的精确性和结果的可靠性, 将光滑通道和攻角为 $3 \times 30^\circ$ 的 LVGs 微通道数值模拟结果与 C. Liu 等^[6] 的实验结果进行了对比, 结果如图 3 所示. 数值仿真结果与实验结果吻合较好, 光滑通道与带有 LVGs 的 Nu 结果的最大误差分别为 3.97% 和 6.21%, 验证了本文数值模拟方法的正确性.

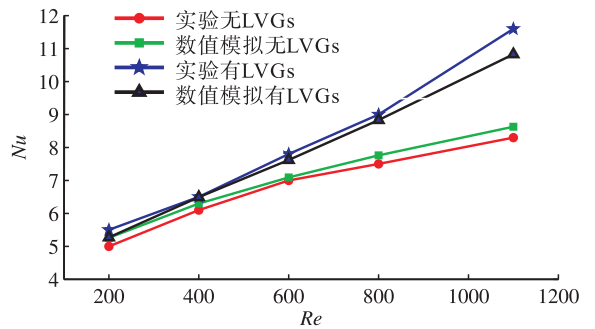


图3 实验与仿真结果对比

Fig.3 Comparison of experimental and simulation results

2 结果与分析

依据数值计算模型, 采用 Fluent 软件对矩形微通道内 LVGs 的速度场、温度场和流动换热特征值进行分析.

2.1 速度场分析

为了了解矩形微通道内放置的 LVGs 对流

体流动的影响,选取 M_2 — M_5 模型中的一种,对 Re 在 200 ~ 1100 范围逐渐递增的条件进行速度场分析,这里选取 M_3 模型.

图 4a), b), c) 描述了 M_3 在 Re 分别为 200, 600, 1100 时的速度分布流线图. 由图 4 可以明显看出,在 LVGs 附近和下游处,形成了高于入口速度 2 倍以上、影响范围较大的区域,且向后延伸一段距离后趋于平缓,这是由 LVGs 在结构上的突然变小、速度急剧增大导致的. 在不同 Re 下, LVGs 侧方都有横向马蹄涡产生,这可从图 4 的 a) — c) LVGs 侧后方看出,图 4d) 为 $Re = 1100$ 时, LVGs 附近的局部放大图,可以更清楚看到其横向马蹄涡;在 LVGs 下游处会有纵向涡产生. 图 4e) 和图 4f) 分别为选取 $Re = 600$ 时,第 1 对 LVGs 后方 $1.2H$ 和 $16.2H$ 的横截面涡流线图,可以清晰地看出,随着 X 轴方向距离的增加,漩涡数量由 4 个变为 8 个. 上述横向、

纵向两种涡是 LVGs 的攻角 α 与夹角 β 形成的. 攻角与夹角改变了流体原来的流动方向,靠近 LVGs 侧方的流体由于碰撞到 LVGs 壁面,速度急降,形成回流式的横向马蹄涡. 而在 LVGs 后方,被 LVGs 分割的流体再次相遇并剧烈碰撞,产生了方向相反的纵向涡流,即上漩涡和下游涡. 在向后流动的过程中,漩涡的相互作用使得附近的流体扰动加强并产生了新的漩涡,从而也削弱了流动边界层的厚度,提高了换热效率,增强了换热效果.

2.2 温度场分析

不同 Re 下 M_3 通道和 LVGs 表面的温度分布云图如图 5 所示. 由图 5 可以清晰地看出,由于冷流体、加热表面与 LVGs 的相互作用,彻底改变了流体在微通道内原来的温度分布,而且随着 Re 的增加,进出口流体的温差也越来越小,使得通道内温度分布逐渐趋于均匀化. 通道

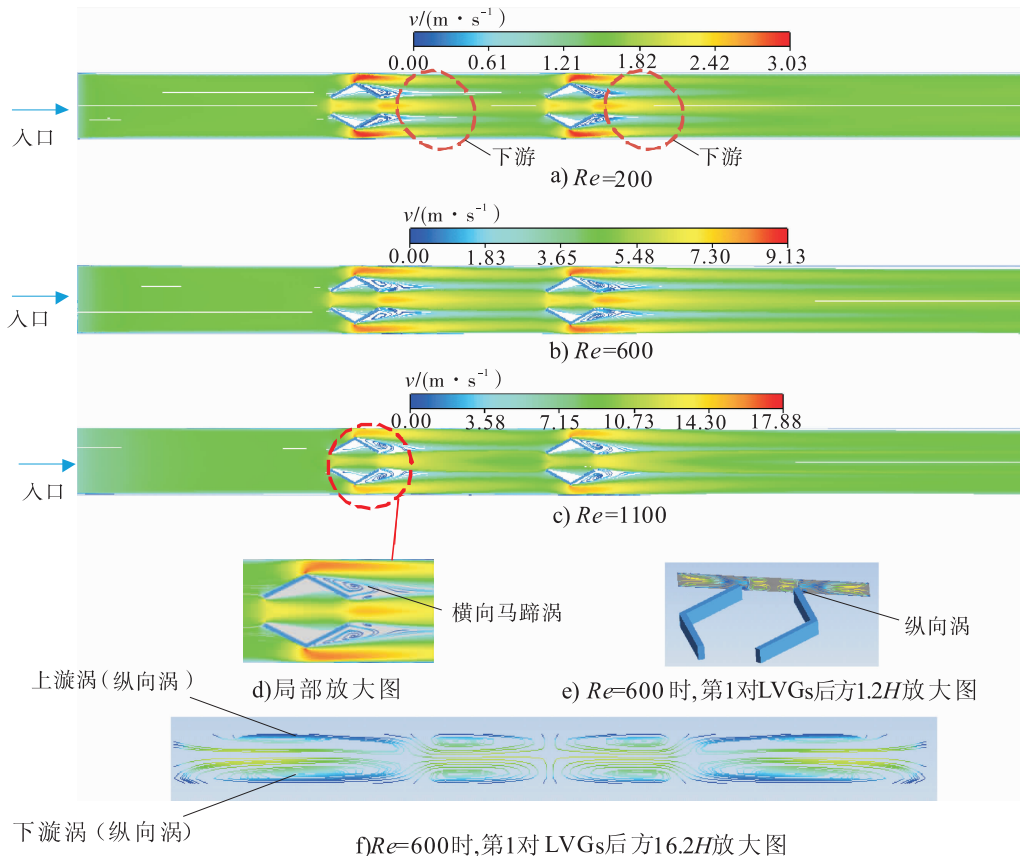


图 4 M_3 不同雷诺数的速度分布流线图 ($Z = 0.5H$)

Fig. 4 M_3 velocity streamline diagram of different Reynolds numbers ($Z = 0.5H$)

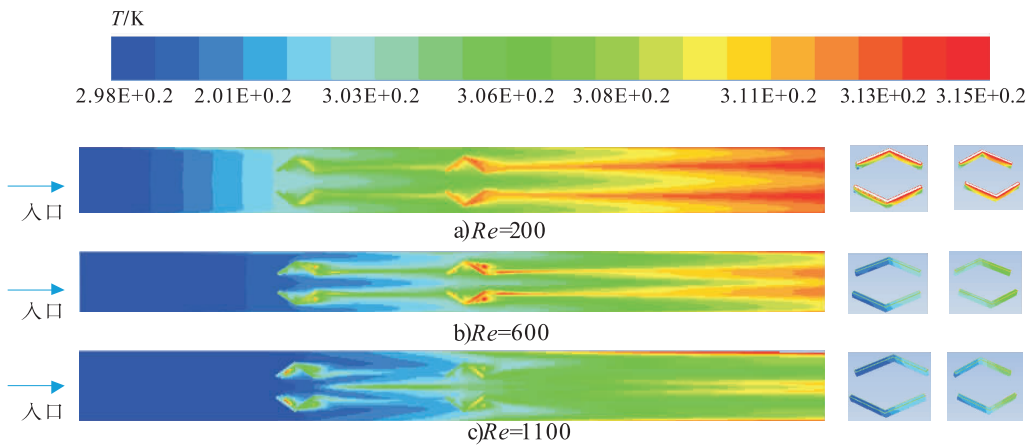


图5 M₃通道和LVGs表面温度分布云图($Z = 0.5H$)

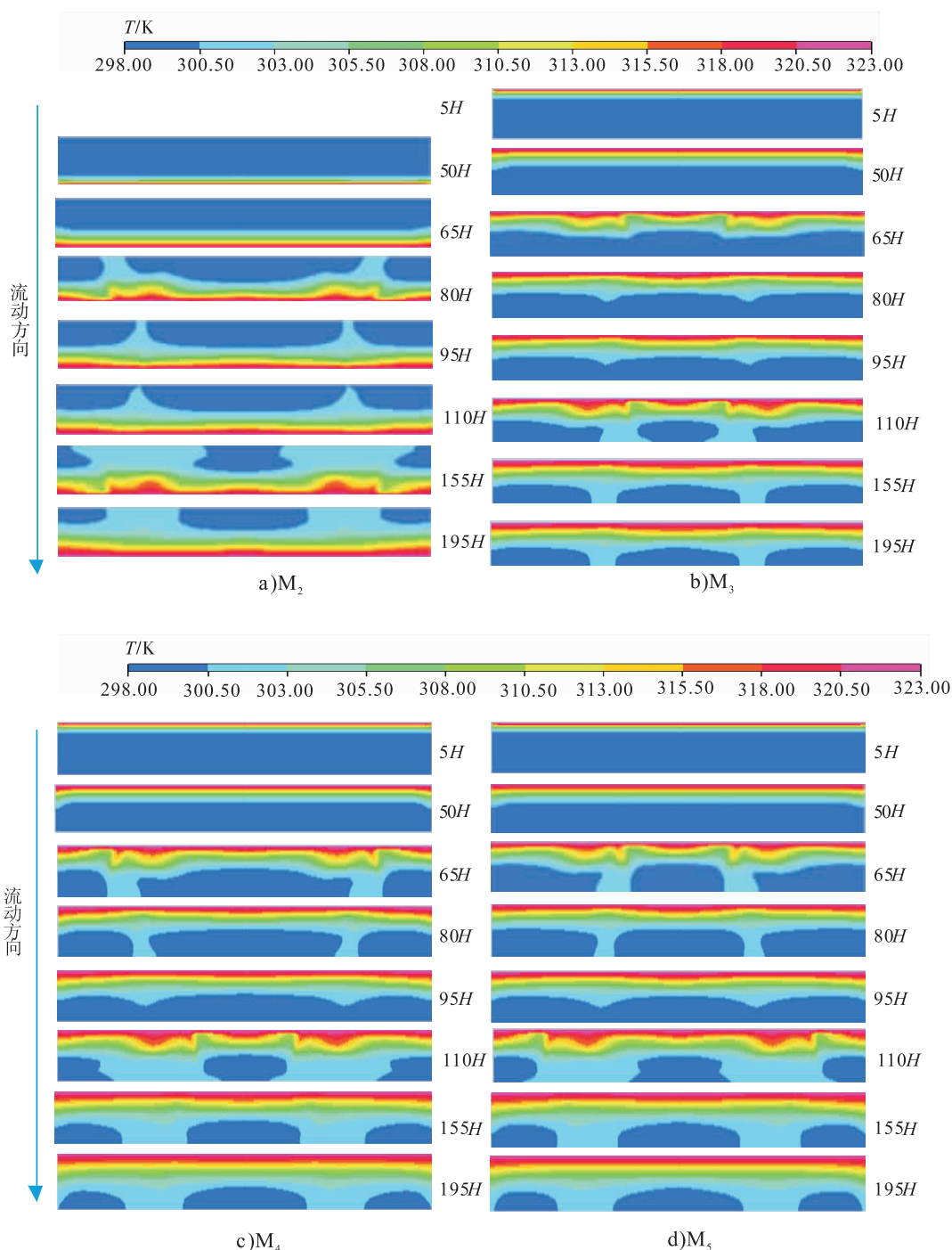
Fig. 5 M₃ channel and LVGs surface temperature distribution contour ($Z = 0.5H$)

内温度分布产生变化的原因是由于LVGs产生的纵向涡流和横向马蹄涡改变了原来流体的流动方向,使得冷热流体的混合扰动加剧,削弱了热边界层的厚度,提高了传热速率,使得换热效果增强.同时可以观察到,LVGs表面的温度分布是不均匀的,迎流面的温度要低于背流面的温度,第2对LVGs的平均温度比第1对的平均温度高.并且随着 Re 的增加,LVGs的整体温度也在逐渐下降,这是因为 Re 较大时纵向涡流减小了热边界层的厚度,流体与固体的热传导热阻降低,换热增强,LVGs表面的温度得到了降低.背流面的温度要比迎流面的温度高,这是因为横向马蹄涡速度要比迎流面速度小,换热效果差.

为了清晰地看到矩形微通道内放置LVGs的流体温度分布云图,选取 $Re = 600$ 时,对通道 M_2-M_5 内流体温度分布云图进行分析. $Re = 600$,4种不同结构在间距 $g_1 = g_2 = 4H$ 时沿流动方向 $5H \sim 195H$ 不同位置横截面温度云图如图6所示.对于4种微通道结构:在LVGs之前,温度均匀分布,竖直方向温度梯度逐渐减小;从第1排LVG后方($65H$)开始,温度分布不再均匀, $65H$ 与 $110H$ 分别为第1排LVGs与第2排LVGs下游附近处,可以清楚地看出,越靠近LVGs下游处,温度变化越剧烈;靠近加热面处,

热边界层的薄厚不同,往后延伸,温度变化逐渐减弱.温度在LVGs下游处产生剧烈变化的原因是由于二次纵向涡流的产生,使冷热流体充分掺混,温度分布变得不再均匀.热边界层厚度不同是因为在LVGs附近,分别产生了上漩涡和下漩涡:上漩涡将中心区域的冷流体卷到加热面附近,使得热边界层厚度减薄;同样,下漩涡将加热面附近的热流体卷向中心区域的冷流体,使得中心区域温度升高.由于通道存在较大的宽高比和纵向涡流向后传播强度的减弱,因而漩涡不能完全作用于整个通道,这可以从通道侧壁面和向后方传播的横截面中看出,但是对于整体传热性能的提高具有重要作用,这是不可忽视的.

为了探究流体在整个微通道内流动变化的情况,选取 M_2-M_5 模型中的一种,在 $Re = 200 \sim 1100$ 内进行流体流动情况分析.图7为选取 M_4 通道,在 $Re = 600, g_1 = g_2 = 4H$ 时沿流动方向不同位置的横截面涡线发展变化图.由图7可以看出,流体未经过LVGs时,流体均匀分层地向前流动,流经LVGs后,在LVGs下游处产生了4个漩涡,漩涡使得附近的流体混合扰动加强,逐渐形成8个漩涡,沿着管长方向向后发展至减弱.从 $109.5H$ 到 $170.0H$,可以看到漩涡产生、壮大、衰弱的过程.漩涡的扰动范围

图6 不同结构沿流动方向不同位置横截面温度云图($Re = 600$)Fig.6 Different cross-sectional temperature maps of different structures along the flow direction($Re = 600$)

大概为通道的 $0.3L$, 极大地增强了换热效果, 这与传统的换热器一样, 扰流范围越广, 换热效果越好.

2.3 流动和换热的特征值分析

表4与图8a)共同描述了间距不变, 即 $g_1 = g_2 = 4H$ 时, M_1 — M_5 模型的 Nu 随 Re 的变

化情况. 由于LVGs的存在, M_2 — M_5 的 Nu 值要比光滑通道 M_1 高, 且在 $Re = 800 \sim 1100$ 时, Nu 高出很多, 变化明显. 相比于其他结构, M_3 在不同 Re 下 Nu 的值要稍高一些. 且 Re 越大, Nu 增强越大, 当 Re 从200增长到1100时, Nu 从2.6%增大到39.7%. 当 $Re > 800$, Nu 增长速率得到

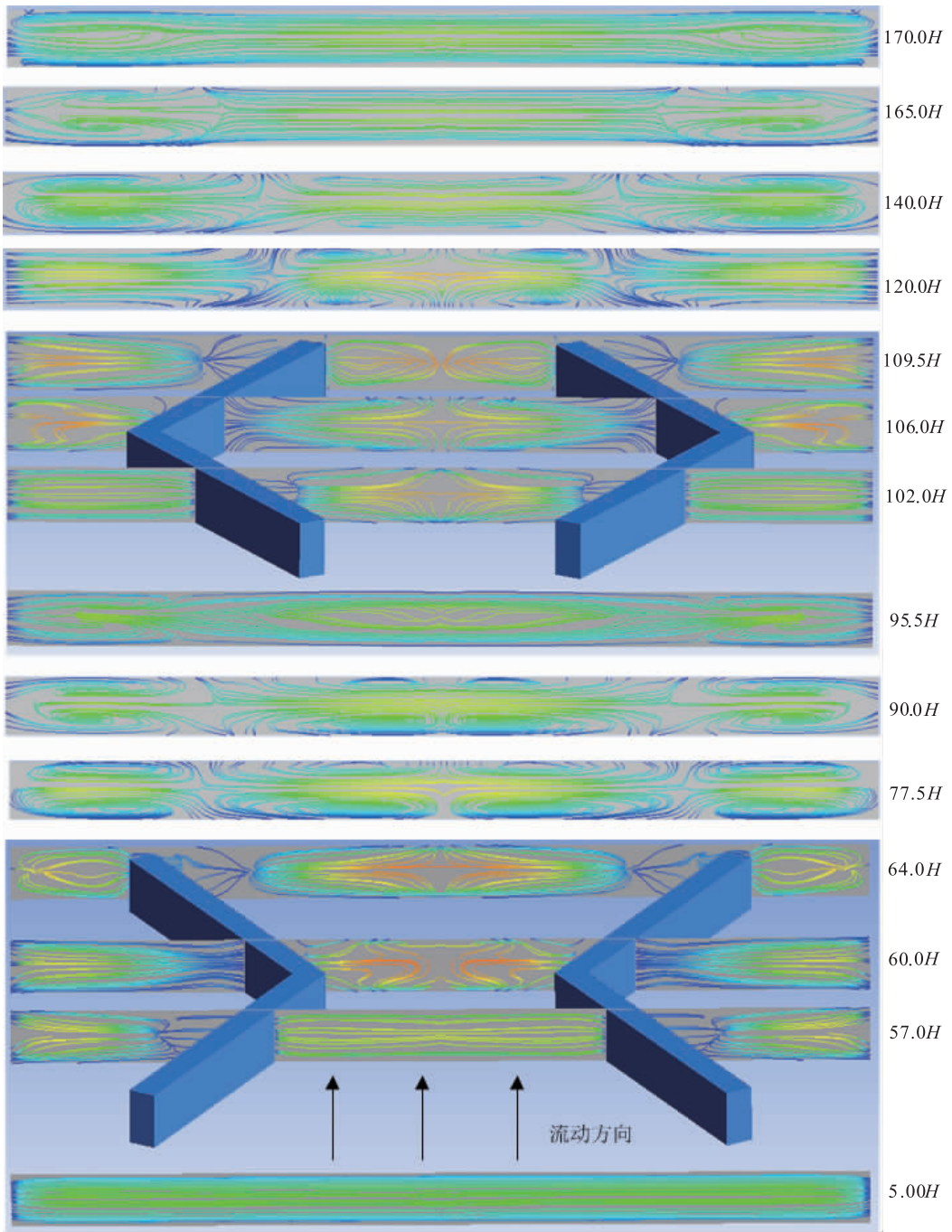


图7 M_4 沿流动方向不同横截面的速度流线图($Re = 600$)

Fig.7 Velocity streamline diagram of M_4 along different cross section of flow direction ($Re = 600$)

了较大提高,在 $Re = 1100$ 时, M_2, M_3, M_4, M_5 的 Nu 相比于光滑通道 M_1 分别提高了 37.3%, 39.9%, 38.9%, 38.1%.

如果不考虑整体的换热性能,从 Nu 的角度来看, Re 越大, Nu 也会越大,但是需用表面 f 作为相应的代价. 图 8b) 就反应了这一情况,由图

8b) 可以看出, $M_2 - M_5$ 的 f 都要比 M_1 高出很多,其中 M_3 的 f 要比 M_1 提高 19.036% ~ 65.60%. 这是由漩涡与漩涡、漩涡与微通道壁面的相互扰动增加了局部阻力造成的.

微通道中布置了 LVGs, 在增强换热的同时, f 也在增大,考虑到工业应用的整体性和经

表4 不同结构微通道的 Nu 随 Re 的变化

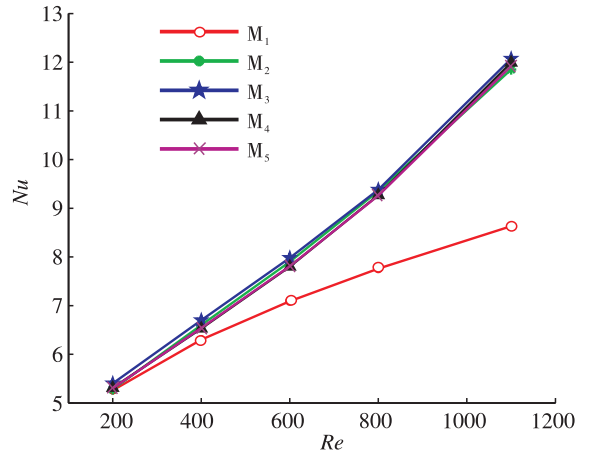
Table 4 Variations of Nu with Re in different structures

微通道	200	400	600	800	1100
M_1	5.26	6.30	7.09	7.76	8.63
M_2	5.28	6.60	7.90	9.35	11.85
M_3	5.40	6.70	7.98	9.38	12.07
M_4	5.31	6.53	7.80	9.27	11.99
M_5	5.30	6.54	7.81	9.26	11.92

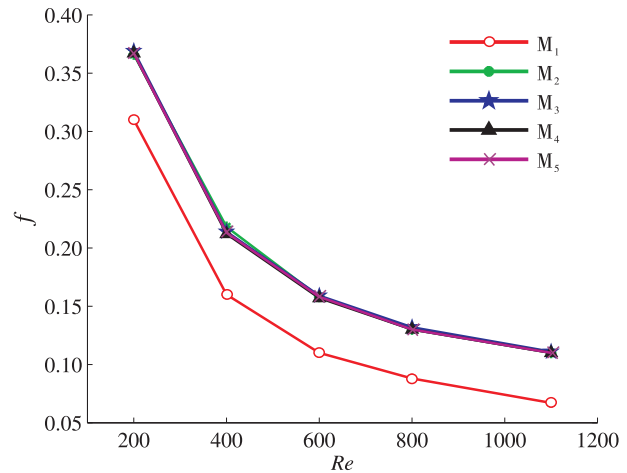
济性,必须对微通道整体换热性能 PEC 作出评估,以得到最优的结构. 图9为不同 Re 下 M_2, M_3, M_4, M_5 这4种结构在间距 $g_1 = g_2 = 4H$ 时的传热性能. 从图9可以看出,不同结构 $Re > 600$ 时, PEC 比较显著, M_3 具有最好的整体换热性能且 $PEC = 0.62$, 接下来依次为 M_2, M_4 和 M_5 .

上述对流动换热的特性研究是在 $g_1 = g_2 = 4H$ 固定不变的情况下进行的,为了进一步研究 LVGs 的间距 g_1, g_2 对换热的影响,选取换热性能最好的结构 M_3 , 在其他参数均不改变的情况下,改变间距为 $g_1 = g_2 = H, g_1 = g_2 = 2H, g_1 = g_2 = 4H, g_1 = g_2 = 6H$, 研究4种不同间距下 Nu 和 f 随 Re 的变化情况,结果如图10所示. 从图10a) 可以清晰地看出,相同 Re 下,获得 Nu 最大的是间距 $g_1 = g_2 = 4H$, 其次是 $g_1 = g_2 = 6H$, 然后是 $g_1 = g_2 = 2H, g_1 = g_2 = H$ 最差. 因此可以得出,并不是间距越小或者越大,换热效

果越好. 从图10b) 可以看出, f 则是随着间距的



a) Nu 随 Re 的变化曲线



b) f 随 Re 的变化曲线

图8 光滑通道与 LVGs 的 Nu, f 对比曲线

Fig. 8 Nu and f comparison curves of smooth tubes and LVGs

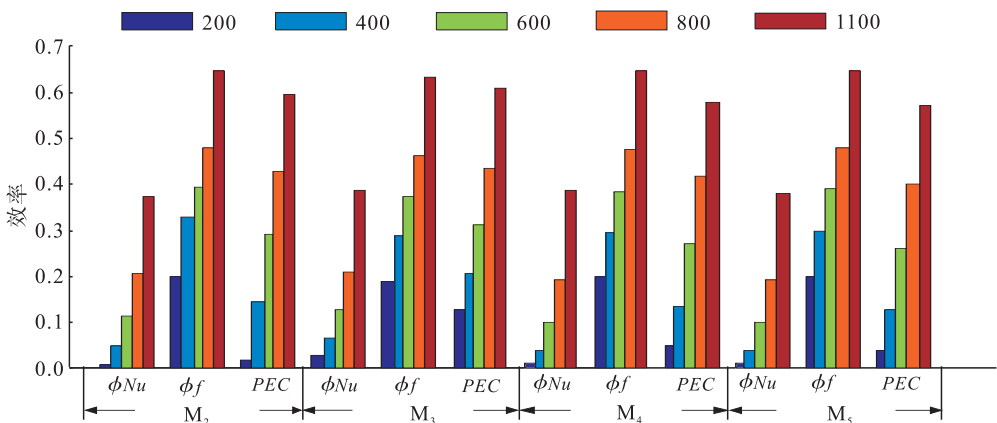


图9 $g_1 = g_2 = 4H$ 时, $M_2 - M_5$ 的 Nu 比率、 f 比率、 PEC 比率

Fig. 9 $g_1 = g_2 = 4H$, the Nusselt ratio, friction factor ratio, overall heat transfer performance ratio of $M_2 - M_5$

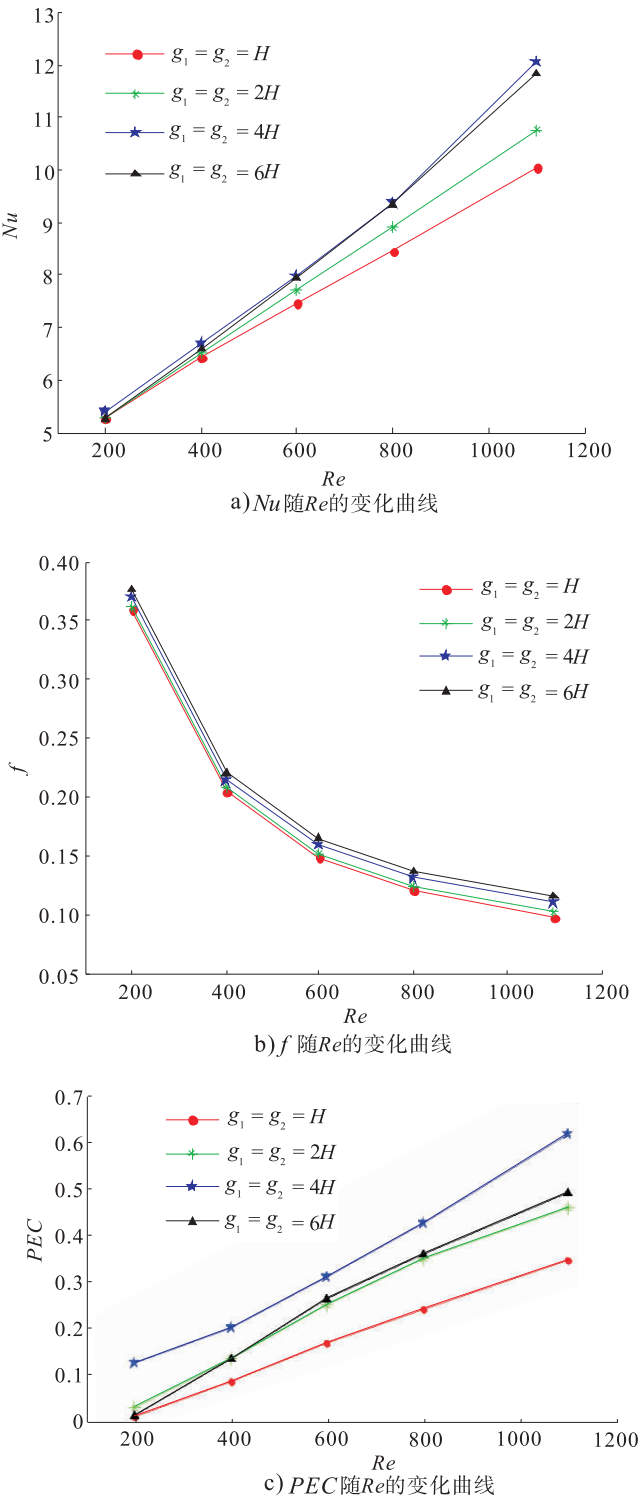


图 10 M_3 不同间距下 Nu , f 和 PEC 对比曲线

Fig. 10 Nu , f , and PEC comparison curves at different pitches of M_3

增加而不断增大,原因是间距越大,导致 LVGs 越靠近壁面,使得流体与壁面的碰撞更剧烈,增大了局部摩擦力.从图 10c) 可以看出, PEC 最

优对应的间距是 $g_1 = g_2 = 4H$,其次是 $g_1 = g_2 = 6H$,然后是 $g_1 = g_2 = 2H$, $g_1 = g_2 = H$ 最差,这是由于过大的间距($g_1 = g_2 = 6H$) 会使得 LVGs 距离壁面太近,过小的间距($g_1 = g_2 = H$) 使得 LVGs 相互之间距离太近,两者都会使得局部 f 急剧增大,导致 PEC 降低.

3 结论

本文采用 Fluent 软件研究了换热器微通道内 4 种 LVGs 的单相层流变物性参数流体的流动和换热特性,得出以下结论.

- 1) 矩形微通道内加入 LVGs 的换热效果要比光滑通道好,在 $Re > 600$ 时尤为明显.
- 2) 对于 4 种不同配置的 LVGs,由于微通道狭窄,在其布置方式上,差别很小.间距 $g_1 = g_2 = 4H$ 时,换热效果最好的结构为 M_3 , Re 为 200 ~ 1100 时, M_3 的 Nu 比光滑通道增强了 2.6% ~ 39.7%,由于 LVGs 造成局部阻力增大和二次流的产生, f 增加了 19.03% ~ 65.60%.
- 3) 对于 M_3 模型,随着间距 g_1 和 g_2 的增加, PEC 先增大后减小,最佳间距为 $g_1 = g_2 = 4H$,其次为 $g_1 = g_2 = 6H$ 与 $g_1 = g_2 = 2H$,间距为 $g_1 = g_2 = H$ 最差.

4) PEC 随着 Re 的增大而增加,结构 M_3 间距为 $g_1 = g_2 = 4H$ 时,整体换热性能 PEC 达到最大值 0.62.

本文对优选的 LVGs 结构 M_3 进行进一步的结构参数改善,得到了最佳换热效果,对微通道换热器的高效散热的设计与发展具有一定的借鉴意义,在将来的微通道高效散热中,可以通过热磁耦合的方式提升强化传热能力.

参考文献:

[1] TUCKERMAN D B, PEASE R. High-performance heat sinking for VLSI[J]. IEEE Electron Device Letters, 1981, 2(5): 126.

- [2] JOHNSON T R, JOUBERT P N. The influence of vortex generators on the drag and heat transfer from a circular cylinder normal to an air-stream [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1969, 91 (1): 91.
- [3] AHMED H, MOHAMMED H A, YUSOFF M. An overview on heat transfer augmentation using vortex generators and nanofluids: Approaches and applications [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, 16(8): 5951.
- [4] FIEBIG M, KALLWEIT P, MITRA N, et al. Heat transfer enhancement and drag by longitudinal vortex generators in channel flow [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1991, 4 (1): 103.
- [5] WU J M, TAO W Q. Effect of longitudinal vortex generator on heat transfer in rectangular channels [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 37: 67.
- [6] LIU C, TENG J T, CHU J C, et al. Experimental investigations on liquid flow and heat transfer in rectangular microchannel with longitudinal vortex generators [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(13): 3069.
- [7] CHEN C, TENG J T, CHENG C H, et al. A study on fluid flow and heat transfer in rectangular microchannels with various longitudinal vortex generators [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 69: 203.
- [8] KIM B. An experimental study on fully developed laminar flow and heat transfer in rectangular microchannels [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2016, 62: 224.
- [9] MIRZAEI H, DADVAND A, MIRZAEI I, et al. Heat transfer enhancement in microchannels using an elastic vortex generator [J]. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2012, 19(3): 199.
- [10] EBRAHIMI A, ROOHI E, KHERADMAND S. Numerical study of liquid flow and heat transfer in rectangular microchannel with longitudinal vortex generators [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 78: 576.
- [11] DATTA A, SANYAL D, DAS A K. Numerical investigation of heat transfer in microchannel using inclined longitudinal vortex generator [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 108: 1008.
- [12] SABAGHAN A, EDALATPOUR M, MOGHADAM M C, et al. Nanofluid flow and heat transfer in a microchannel with longitudinal vortex generators: Two-phase numerical simulation [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 100: 179.
- [13] LI P, ZHANG D, XIE Y. Heat transfer and flow analysis of Al_2O_3 -water nanofluids in microchannel with dimple and protrusion [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 73: 456.
- [14] GUO J F, XU M T, CHENG L. Second law analysis of curved rectangular channel [J]. *International Journal of Thermal Science*, 2011, 50: 760.