

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2020.01.006

涡发生器对矩形截面螺旋细通道内 液体传热与熵产的影响

吴佩霖^{1,2}, 林清宇^{1,2}, 艾鑫^{1,2}, 冯振飞^{1,2}, 李欢^{1,2}

(1. 广西大学机械工程学院, 广西南宁 530004;
2. 广西大学广西石化资源加工及过程强化技术重点实验室, 广西南宁 530004)

摘要:为探究湍流状态下涡发生器对矩形截面螺旋细通道传热与熵产的影响,课题组采用 RNG κ - ε 湍流模型对内置5种不同涡发生器的螺旋细通道的传热和熵产进行了数值研究。选取的涡发生器结构为具有相同长宽高的矩形、棱形、椭圆形及2种放置方式不同的三角形。在热流密度 300 kW/m^2 和雷诺数 Re $4\,500 \sim 12\,000$ 的条件下,对内置不同涡发生器的螺旋细通道与光滑螺旋细通道的摩擦系数、努塞尔数、热阻和总熵产进行分析。结果表明:在研究的雷诺数范围内,5种加入涡发生器结构的通道内流体努塞尔数、摩擦系数均大于光滑通道,热阻均低于光滑通道;当 $Re < 7\,500$ 时总熵产率均低于光滑通道,而 $7\,500 < Re < 12\,000$ 时反之。几种涡发生器结构中矩形涡发生器结构能源利用率最佳。

关键词:传热;涡发生器;螺旋细通道;矩形截面;RNG κ - ε 湍流模型;熵产

中图分类号:TK124 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2020)01-0028-07

Effects of Vortex Generator on Heat Transfer and Entropy Generation in Helical Mini-Channels with Rectangular Section

WU Peilin^{1,2}, LIN Qingyu^{1,2}, AI Xin^{1,2}, FENG Zhenfei^{1,2}, LI Huan^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China; 2. Guangxi Key Laboratory of Petrochemical Resource Processing and Process Intensification Technology, Guangxi University, Nanning 530004, China)

Abstract: In order to investigate the effects of vortex generator on heat transfer and entropy generation in helical mini-channels with rectangular section under turbulent condition, the numerical investigation of the heat transfer and entropy generation in helical mini-channel with 5 types of vortex generator was performed by using RNG κ - ε turbulence model. The selected vortex generator structures are a rectangle, a prism, an ellipse and two triangles with different placement which having the same length, width and height. Under the conditions of heat flux 300 kW/m^2 and Reynolds number $4\,500 \sim 12\,000$, the friction factor, Nusselt number, thermal resistance and entropy generation in helical mini-channels equipped with different vortex generators and a smooth helical mini-channel were analyzed. The results show that within the range of Reynolds numbers, the Nusselt number and friction factor of the five channels equipped with vortex generator are larger than those of smooth channel, and the thermal resistance is lower than that of smooth channel. When $Re < 7\,500$, the entropy generation of 5 channels with vortex generators are lower than that of the smooth channel, while these trends is inversed when $7\,500 < Re < 12\,000$. Among several vortex generators, the rectangular vortex generator showed the best rate of energy utilization.

Keywords: heat transfer; vortex generator; helical mini-channels; rectangular section; RNG κ - ε turbulence model; Entropy generation

收稿日期:2019-05-29;修回日期:2019-09-18

基金项目:广西自然科学基金资助项目(2014GXNSFBA118051);广西高校中青年教师基础能力提升项目资助:涡流发生器强化螺旋微细通道传热研究(2019KY0011);广西石化资源加工及过程强化技术重点实验室主任基金资助项目(2019Z012)。

第一作者简介:吴佩霖(1996),男,天津人,硕士研究生,主要研究方向为强化传热技术。E-mail:811823815@qq.com

螺旋通道由于其良好的传热性能被广泛用于低温工程、电子冷却和汽车冷却等方面^[1-3]。相比于直通道,单位体积螺旋通道的换热面积大,其具有的由壁面扭转力和离心力引起的二次流现象可破坏热边界层,混合冷热流体,从而有效增加换热效率^[4]。然而随着工业发展,光滑螺旋通道已经无法应对设备越来越高的换热需求,因此需要对其进行强化。

强化传热分为主动式强化与被动式强化。被动式强化方式有很多种,比如在通道中加入涡发生器或扭带等扰流元件。扰流元件的加入可减少流动边界层厚度、提高湍流程度,从而强化传热^[5]。由于被动式强化除输送传热介质外不再消耗额外的功率^[6],因此得到许多学者的关注。李雅侠等^[7]研究了翼型涡发生器对半圆形螺旋通道流动与传热的影响,发现与光滑通道相比带有涡发生器的通道传热效果明显提升。王翠华等^[8]对组合涡发生器对螺旋通道换热的影响进行了探究,发现涡发生器可增加流体湍动,强化螺旋通道综合性能。Zhang 等^{[4][40]}研究了布置涡发生器的螺旋通道内流动特性,发现涡发生器可显著提升通道内液体湍动程度。上述研究的螺旋通道均为常规尺度通道。相比常规通道,细通道的体积随线性方程三次幂减小的同时表面积仅随之二次幂减小^[9]。因此,具有较高的表面积-体积比和传热系数的细通道,成为一些工程领域的首选。冯振飞等^[10]研究了矩形截面螺旋细通道内加入凹穴对流动传热的影响,结果表明凹穴可减少螺旋细通道流动和传热过程的不可逆损失。ZHENG 等^[11]研究了圆形截面表面布置凹穴的螺旋细通道内流体的流动传热特性,发现凹穴可显著提升通道传热性能,努塞尔数最大可增加 1.28 倍。

以上研究均未涉及涡发生器对螺旋细通道性能的影响。常规尺度下内置涡发生器已证明可提高螺旋通道换热与综合性能。但由于尺度效应,常规尺度螺旋通道与螺旋细通道流动特性存在差异,内置涡发生器对螺旋细通道能否起到强化作用还有待研究。

为了给螺旋细通道结构的优化设计提供参考,课题组设计了内置 5 种不同结构涡发生器的矩形截面螺旋细通道。分析湍流状态下涡发生器对螺旋细通道摩擦阻系数、努塞尔数和热阻的影响,并基于熵产理论对细通道流动和传热的不可逆过程进行评价。

1 数值模拟

1.1 物理模型

计算模型及几何尺寸如图 1 所示。通道宽 $W = 2$ mm,高 $H = 2$ mm。螺旋细通道截面中心到螺旋中心

线的距离 $R_c = 26.5$ mm,对应的螺旋线长 $L = 157.28$ mm。螺距 $P = 8$ mm,螺旋圈数 $n = 1$ 。如图 2 所示,2 相邻涡发生器错位量 $s = 1.4$ mm,间距 $d = 10$ mm。螺旋细通道内共设 14 个涡发生器,所有的涡发生器均具有相同的长宽高($W_0 = 0.2$ mm, $h_0 = 1.9$ mm, $L_0 = 0.6$ mm)。通道内置的交替排列涡发生器形状分别为矩形(HMC-R)、椭圆形(HMC-E)、棱形(HMC-D)以及 2 种放置方法不同的三角形(HMC-DT、HMC-ZT),其结构如图 3 所示。为了对比加入涡发生器对通道的影响,还模拟了光滑矩形截面螺旋细通道(HMC)。

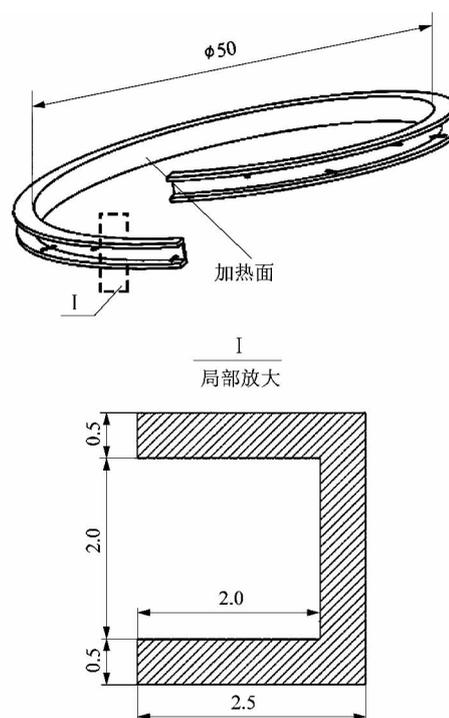


图 1 带涡发生器的矩形螺旋细通道几何结构示意图

Figure 1 Structure of rectangle helical channel installed with vortex generators

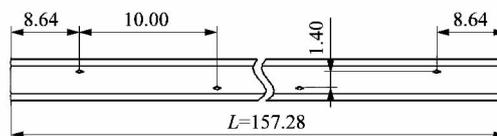


图 2 带涡发生器的矩形螺旋细通道涡发生器布置示意图

Figure 2 Vortex generators arrangement of rectangle helical channel installed with vortex generators

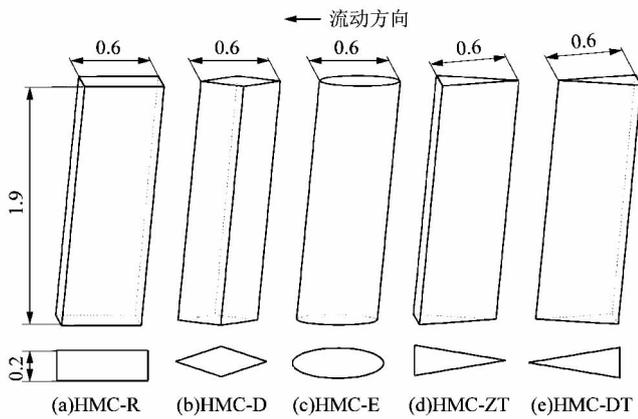


图3 涡发生器几何结构示意图

Figure 3 Structure of vortex generator geometry

1.2 数学模型

本模型模拟工质为去离子水,为防止可能出现的出口回流现象,在出口处设置一段长为40 mm的出口过渡段。为简化计算,假设流体为不可压缩流体,不考虑体积力、热辐射和黏性耗散的影响。流体和固体的物性均为常数。考虑到湍流的复杂性,采用了RNG κ - ε 湍流模型,模型的流体域的控制方程组见文献[12]。

固体域的能量方程为

$$\lambda_s \nabla^2 T_s = 0. \quad (1)$$

式中: λ_s 为固体导热系数, ∇ 为哈密尔顿算子, T_s 为固体温度。

1.3 模型求解与网格划分

设置通道入口条件为匀速进口边界条件,取6种进口速度 u_{in} 为 2.01, 2.67, 3.35, 4.02, 4.69 和 5.34 m/s,对应的雷诺数范围为 4 500 ~ 12 000,入口温度 T_{in} 为 308 K。通道出口采用压力出口边界条件,相对出口压力 p_{out} 为 0 Pa。加热方式为恒定热流密度加热,热流密度 $q = 3 \times 10^5 \text{ W/m}^2$,加热位置为通道内螺旋壁面(见图1)。流体固体接触面设为无滑移固液交界面,其余壁面全部设为绝热条件。设置收敛残差为 10^{-5} ,并用 CFD 软件求解。

计算前需进行网格划分,考虑到螺旋细通道内置涡发生器的复杂性,计算域采用混合网格划分,并对涡发生器进行网格加密处理。网格的疏密程度会影响数值模拟的准确性,模拟时选用较多网格数可以使模拟结果更精准,但受计算机性能限制,过多的网格数会使计算时间大大增加,因此要通过网格独立性验证找出网格数目的最优解。以内置矩形涡发生器的螺旋细通道为例,将相同雷诺数下3种不同网格数目的压降计算结果进行对比并计算误差,结果如表1所示。

表1 HMC-R型模型的网格独立性验证结果

Table 1 Validation of grids independent result for HMC-R model

网格数	进出口压降 $\Delta p/\text{Pa}$	相对误差/%
390×10^5	11 948	4.00
620×10^5	12 349	0.09
820×10^5	12 473	

820万网格条件下压降结果最精准,从表1可知,其压降与620万网格相差不多,综合考虑计算时间,选用620万网格较适宜。同理对其他结构进行网格独立性验证,验证后HMC、HMC-E、HMC-D、HMC-ZT和HMC-DT的网格数依次取598万、602万、591万、611万及606万。

2 数据处理

课题组研究螺旋通道中涉及的主要公式如下:

1) 雷诺数 Re

$$Re = \frac{\rho u_{in} D_h}{\mu}. \quad (2)$$

式中: ρ 为流体对应温度的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; μ 为黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

2) 水力直径 D_h

$$D_h = \frac{2WH}{W+H}. \quad (3)$$

3) 无量纲曲率 δ

$$\delta = D_h / 2(R_c). \quad (4)$$

4) 摩阻系数 f

$$f = \frac{2\Delta p D_h}{\rho u_{in} L}; \quad (5)$$

其中

$$\Delta p = p_{in} - p_{out}. \quad (6)$$

式中: Δp 为细通道段沿程压降, Pa; p_{in} 为细通道进口压力, Pa; p_{out} 为细通道出口压力, Pa。

5) 努塞尔数 Nu

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda_f}. \quad (7)$$

式中: λ_f 为流体的导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; h 为传热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 。

其中

$$h = \frac{A_w q}{A_{fs} \Delta T}. \quad (8)$$

式中: A_w 为加热面的面积, m^2 ; A_{fs} 为流固耦合面面积, m^2 ; ΔT 为加热壁面与流体的平均温差, K。

6) 加热壁面与流体的平均温差 ΔT

$$\Delta T = T_w - \frac{T_{in} + T_{out}}{2}. \quad (9)$$

式中: T_w 为加热壁面的温度, K; T_{out} 为出口温度, K; T_{in} 为入口温度, K。

7) 通道对流传热的总热阻 R_T

$$R_T = \frac{T_{w,max} - T_{in}}{qA_w} \quad (10)$$

式中 $T_{w,max}$ 为热沉底面的最高温度, K。

3 结果与讨论

3.1 数值方法可靠性验证

为验证模拟数据的可靠性, 将模拟中光滑通道努塞尔数 Nu 和摩擦系数 f 的数值结果与文献[13-14]提供的实验关联式计算出的结果进行对比。相关关联式如下:

$$Nu = 0.041805Re^{0.8502}Pr^{0.4}\delta^{0.4217}; \quad (11)$$

$$f = 0.304Re^{-0.25} + 0.029\sqrt{\delta} \quad (12)$$

普朗特数 Pr 表达式为

$$Pr = \frac{c_p\mu}{\lambda_f} \quad (13)$$

式中 c_p 为比定压热容。

图4为努塞尔数模拟值与已有实验关联式的计算值的对比结果。由图4可看出努塞尔数模拟值与已有实验关联式的计算值比较一致, 最大相对误差为1.7%。图5给出了摩擦系数模拟值与关联式计算值的对比。由图5可见模拟值与计算值趋势一致且吻合较好, 最大相对误差为13.1%。上述验证结果表明本研究所使用的数值方法是有效的、可靠的。

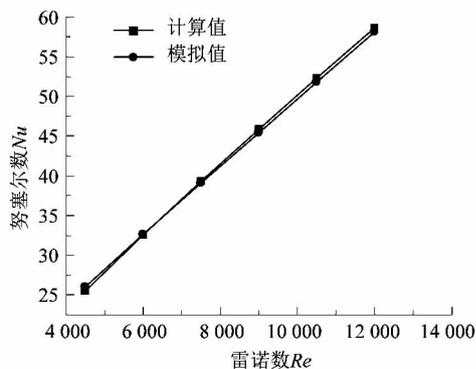


图4 数值计算努塞尔数与理论计算努塞尔数的对比

Figure 4 Comparison between numerical calculation Nusselt number and theoretical calculation Nusselt number

3.2 流动特性分析

图6表示的是螺旋通道摩擦系数随雷诺数的变化。由图6可知, 内置有涡发生器的螺旋细通道内摩

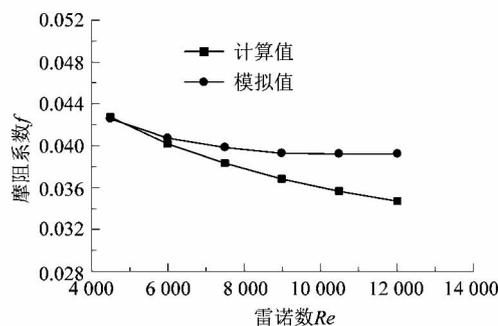


图5 数值计算摩擦系数与理论计算摩擦系数的对比

Figure 5 Comparison between numerical calculation friction factor and theoretical calculation friction factor

阻系数均大于光滑通道。这是由于涡发生器的存在一方面使得液体可流通面积减小, 以至于流体流动受到了阻碍; 另一方面流体流经涡发生器时会产生涡流, 进而增大流阻。在相同雷诺数下, HMC-R 摩擦系数最高, 与 HMC 相比, 摩擦系数最高增加了 89%, 这表明此几何形状导致近壁面对流体阻力大。除此之外, 矩形涡发生器存在曲率突变区域, 因此造成的流动死区也可能是导致其压力较高的原因。几种内置涡发生器的通道中, HMC-D 摩擦系数最低, 这是由于流体通过棱形涡发生器时产生的偏移量以及脱离时产生的尾涡区较小, 受到的阻碍较小。

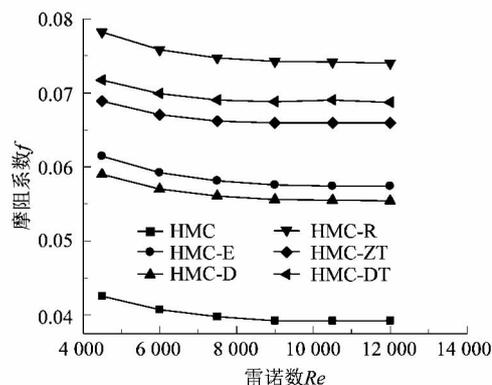


图6 不同涡发生器结构下摩擦系数随雷诺数的变化

Figure 6 Variation of friction factor with Reynolds number under different vortex generators

3.3 传热特性分析

努塞尔数可反映通道对流换热强度。图7为螺旋细通道中努塞尔数随雷诺数的变化情况。相同雷诺数下, 几种结构努塞尔数大小依次为 HMC-R、HMC-DT、

HMC-ZT、HMC-E、HMC-D 和 HMC,说明涡发生器可增加螺旋细通道的换热性能。这是由于涡发生器在扩展传热面积的同时还可使通道中碰撞到的流体改变流动方向,并在附近产生二次流。产生的二次流可促进冷热流混合并减薄或削弱边界层。研究的螺旋细通道中涡发生器的存在使得通道可流通面积减小,流速增加,提高了流体紊度从而增强传热。在相同雷诺数情况下,HMC-R 努塞尔数最高,这是由于矩形涡发生器相比于其他几种结构对流体的扰流作用最强。而随着雷诺数的增加流速变快,扰流作用增强即流体的紊乱程度增加,使得努塞尔数随着雷诺数的增加而增大。

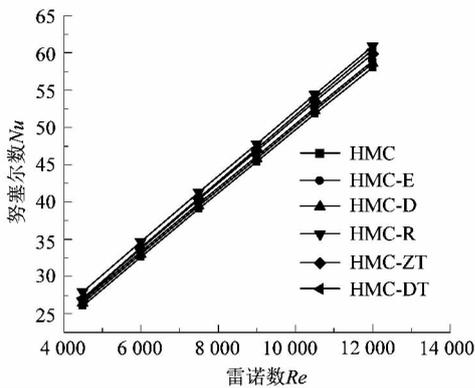


图7 不同涡发生器结构下努塞尔数随雷诺数的变化

Figure 7 Change of Nusselt number with Reynolds number under different vortex generators

图8为内置不同涡发生器结构螺旋通道的热阻随雷诺数的变化。由图8可知,随着雷诺数的增加,几种通道的热阻均会降低,且雷诺数越高,热阻降低的趋势就越缓慢。同一雷诺数下 HMC 的热阻最高,HMC-R 热阻最低,二者相比,热阻最大减小值为6%。说明涡发生器对螺旋通道可起到降低热阻、提高通道底面温度均匀性的作用且 HMC-R 结构效果最优。由图可见,相比高雷诺数时,低雷诺数时 HMC 的热阻与其他通道相差较大,这证明这种强化作用在低雷诺数时较强。

3.4 熵产分析

螺旋通道内的热量传递过程和流动过程均为不可逆过程,都会引起系统的熵产,所产生的熵产越小,能源的有效利用率就越高。翟玉玲^[15]通过分析对流传热得到的熵产公式:

$$S_{\Delta T} = \frac{Q(T_{w,m} - T_a)}{T_{w,m} T_a}; \quad (14)$$

$$S_{\Delta p} = \frac{m \Delta p}{\rho T_a} \quad (15)$$

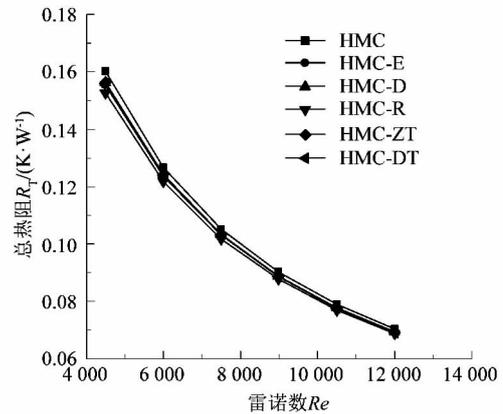


图8 不同涡发生器结构下热阻随雷诺数的变化

Figure 8 Change of resistance with Reynolds number under different vortex generators

式中: m 为质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; T_a 为流体平均温度, K ; Q 为输入功率, W ; $S_{\Delta p}$ 为流动引起的熵产; $S_{\Delta T}$ 为传热不可逆损失引起的熵产。两者之和为局部总熵产。

为使结果便于比较,Wang等^[16]引入了无量纲熵产率。

$$S_{\Delta p}^* = \frac{\int S_{\Delta p} dV}{mc_p}; \quad (16)$$

$$S_{\Delta T}^* = \frac{\int S_{\Delta T} dV}{mc_p}; \quad (17)$$

$$S_G^* = \frac{\int (S_{\Delta p} + S_{\Delta T}) dV}{mc_p} \quad (18)$$

式中: $S_{\Delta T}^*$ 为无量纲传热熵产; $S_{\Delta p}^*$ 为无量纲流动熵产; S_G^* 为无量纲总熵产率; V 为体积, m^3 。

图9为内置不同涡发生器结构螺旋通道的总熵产率随雷诺数的变化。如图9所示,几种结构的总熵产率均随雷诺数的增大而减小,且减小趋势逐渐变缓。 $Re < 7500$ 时,在相同雷诺数下,几种加入涡发生器的通道总熵产率均小于光滑通道;而 $7500 < Re < 12000$ 时则相反。这是由于随着雷诺数的增加阻力熵产增加,传热熵产减少,而这2种熵产在总熵产率中的比重会不断变化。为表达2种熵产在总熵产率中所占的比例,Bejan提出了Bejan^[17]数 Be ,其表达式为:

$$Be = \left(1 + \frac{S_{\Delta p}}{S_{\Delta T}}\right)^{-1} \quad (19)$$

由公式(19)可以看出,若总熵产率完全由传热不可逆损失引起,则 $Be = 1$;若完全由流动熵产引起,则 $Be = 0$ 。由图10可以看出,在雷诺数较低时总熵产率主要由传热熵产引起。几种内置涡发生器结构的通道

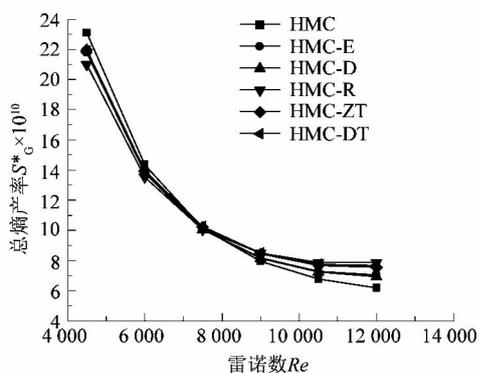


图9 不同涡发生器结构下总熵产随雷诺数的变化
Figure 9 Variation of total entropy generation rate with Reynolds number under different vortex generators

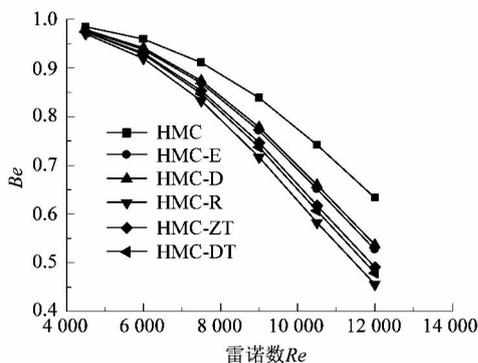


图10 不同涡发生器结构下 Be 数随雷诺数的变化
Figure 10 Change of Be with Reynolds number under different vortex generators

Be 数均小于光滑通道,说明光滑通道产生的传热不可逆损失所占比重大于内置涡发生器的几种结构。而由图 9 可知 $Re < 7\ 500$ 时相同工况光滑通道的总熵产率也最大,说明在此范围内内置涡发生器的结构所产生的有效能耗散较少,其中 HMC-R 总熵产率最小,结构性能最优。雷诺数增高会导致质点间摩擦加剧,流动熵产会随之增加。由于 Be 数也会随雷诺数增高而降低,阻力熵产在总熵产中所占比重越来越大。此时由于内置涡发生器的几何结构原因导致其对流体阻力较大,阻力熵产增速大于光滑通道,这导致其在高雷诺数时总熵产率均大于光滑通道,能源利用率较差。

3.5 关联式拟合

采用最小二乘法对不同雷诺数下内置的几种涡发生器进行结构模拟,将模拟得出的结果进行数据拟合,可以得到摩擦系数及努塞尔数的关联式:

$$f = ARe^B; \quad (20)$$

$$Nu = CRe^D. \quad (21)$$

式中相关系数 A, B, C, D 的值如表 2 所示。拟合

得出的关联式适用雷诺数 $4\ 500 \sim 12\ 000$ 范围内。图 11 和图 12 分别表示的是摩擦系数与努塞尔数的关联式计算值与数值模拟值的对比结果。其中 Nu_{pre}, f_{pre} 分别代表努塞尔数及摩擦系数的关联式计算值, Nu_{num}, f_{num} 代表努塞尔数及摩擦系数的模拟值。由图 11 和图 12 可以看出相对误差均在 5% 以内且平均相对误差分别为 0.7% 和 0.6%。说明该雷诺数范围内的努塞尔数及摩擦系数可以通过拟合得到的关联式进行计算。

表 2 关系式系数的值

Table 2 Value of relation coefficient

通道结构	A	B	C	D
HMC-E	0.109 4	-0.069 8	0.028 3	0.813 2
HMC-D	0.099 9	-0.063 7	0.024 8	0.825 7
HMC-R	0.123 0	-0.054 9	0.032 1	0.802 9
HMC-ZT	0.098 5	-0.043 6	0.027 0	0.820 1
HMC-DT	0.099 6	-0.040 1	0.025 6	0.826 6

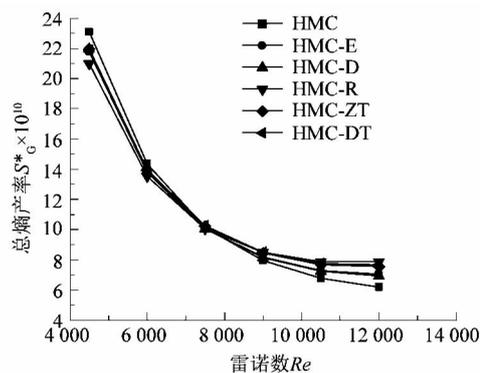


图 11 摩擦系数模拟值与关联式计算值的对比
Figure 11 Comparison of the friction factor simulation value and associated calculated value

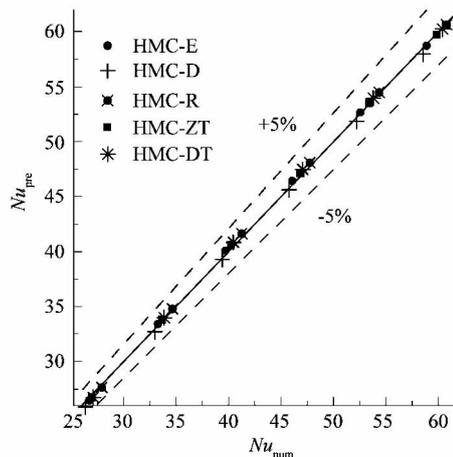


图 12 努塞尔数模拟值与关联式计算值的对比
Figure 12 Comparison of Nusselt number analog values and associated calculated values

4 结论

课题组通过数值模拟的方法探究了内置5种不同结构涡发生器的螺旋细通道的传热及熵产特性,并与光滑通道进行了对比,得出以下结论:

1) 模拟的几种内置涡发生器螺旋通道摩阻系数均大于HMC。HMC-R对摩阻系数的影响最大,相比光滑通道,摩阻系数最大增加值为89%。

2) 与光滑通道相比,内置了涡发生器的矩形截面螺旋细通道努塞尔数较高、热阻较低。相比HMC, HMC-R热阻最高可减少6%。

3) 根据熵产原则对螺旋细通道热沉的流动和传热的不可逆性进行了评价。在研究雷诺数范围内, $Re < 7\ 500$ 时加入涡发生器可使螺旋细通道总熵产降低,其中HMC-R效果最优。由于 $Re > 7\ 500$ 时涡发生器的加入会使阻力熵产急剧增加,影响能源利用率,高雷诺数下不宜采用内置涡发生器的方法强化螺旋细通道。

4) 根据模拟结果拟合出了关联式,在模拟雷诺数范围内可对努塞尔数与摩阻系数进行计算,相对误差均小于5%。

参考文献:

[1] BOWERS M B, MUDAWAR I. High flux boiling in low flow rate, low pressure drop mini-channel and micro-channel heat sinks [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1994, 37(2): 321.

[2] 林清宇, 刘鹏辉, 冯振飞, 等. 螺旋通道内流体流动与传热特性研究进展[J]. 科学通报, 2017, 62(25): 2931 - 2940.

[3] CHU Pan, HE Yaling, LEI Yonggang, et al. Three-dimensional numerical study on fin-and-oval-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(5/6): 859.

[4] ZHANG Li, DU Wenjuan, WU Jianhua, et al. Fluid flow characteristics for shell side of double-pipe heat exchanger with helical fins and pin fins[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2012, 36: 30 - 43.

[5] 冯振飞. 电场作用下扰流螺旋线圈与纳米流体强化细通道流动沸腾传热研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2016: 2.

[6] FENG Zhenfei, LUO Xiaoping, GUO Feng, et al. Numerical investigation on laminar flow and heat transfer in rectangular microchannel heat sink with wire coil inserts [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 116: 597 - 609.

[7] 李雅侠, 张腾, 张春梅, 等. 翼型涡发生器对半圆形螺旋通道的换热强化机理[J]. 化工学报, 2016, 67(5): 1814.

[8] 王翠华, 龚斌, 戴玉龙, 等. 组合涡发生器强化螺旋通道换热的数值研究[J]. 化学工程, 2018, 46(4): 42 - 47.

[9] WU Zan, SUNDEN B. On further enhancement of single-phase and flow boiling heat transfer in micro/minichannels [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 40: 11.

[10] 冯振飞, 朱礼, 林清宇, 等. 换热设备螺旋和直细通道内扇形凹穴对流体流动和传热的影响[J]. 农业工程学报, 2017, 33(11): 254 - 261.

[11] ZHENG Lu, XIE Yonghui, ZHANG Di. Numerical investigation on heat transfer and flow characteristics in helically coiled mini-tubes equipped with dimples [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 126: 544.

[12] 李雅侠, 董国先, 吴剑华, 等. 反应釜内螺旋半圆管夹套内流体的湍流换热性能及熵产分析[J]. 过程工程学报, 2013, 13(4): 556.

[13] PAWAR S S, SUNNAPWAR V K. Experimental and CFD investigation of convective heat transfer in helically coiled tube heat exchanger [J]. Chemical Engineering Research and Design, 2014, 92(11): 2308.

[14] XIA Guodong, LIU Xianfei. An investigation of two-phase flow pressure drop in helical rectangular channel [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2014, 54: 36.

[15] 翟玉玲. 复杂结构微通道热沉流动可视化及传热过程热力学分析[D]. 北京: 北京工业大学, 2015: 34.

[16] WANG Yingshuang, ZHOU Bing, LIU Zhichun, et al. Numerical study and performance analyses of the mini-channel with discrete double-inclined ribs [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 78: 500.

[17] BEJAN A. Entropy generation minimization: the method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes [M]. Boca Raton, FL: CRC Press, 1996: 47 - 112.



(上接第27页)

[11] 丁慧, 张裕中. 新型家用豆浆机流场的数值分析[J]. 江南大学学报(自然科学版), 2013, 12(2): 179 - 184.

[12] ODEWOLE M M, FALUA K J, ADEBISI S O, et al. Development and performance evaluation of a manually-operated multipurpose fruit juice extractor [J]. FUOYE Journal of Engineering and Technology, 2018, 3(1): 48 - 51.

[13] OLANIYAN A M. Development of a small scale orange juice extractor [J]. Journal of Food Science and Technology, 2010, 47

(1): 105 - 108.

[14] AVIARA N A, LAWAL A A, NYAM D S, et al. Development and performance evaluation of a multi-fruit juice extractor [J]. Global Journal of Engineering, Design & Technology, 2013, 2(2): 16 - 21.

[15] 陈荣, 肖桂香, 李希宏. 基于FLUENT的榨汁机流场模拟及优化[J]. 机电技术, 2013(3): 45 - 47.

[16] 谢文华, 方奕格, 刘亚俊. 破壁料理机破碎效果的试验研究与流场分析[J]. 食品工业, 2018, 39(2): 229 - 233.