

Simulation of jet enhancement of fluid flow and heat transfer in helical coiled channel

Yaxia LI¹, Yuan ZHANG¹, Jing ZHANG^{1,2}, Liping KOU¹, Bin GONG¹, Jianhua WU^{1,2*}

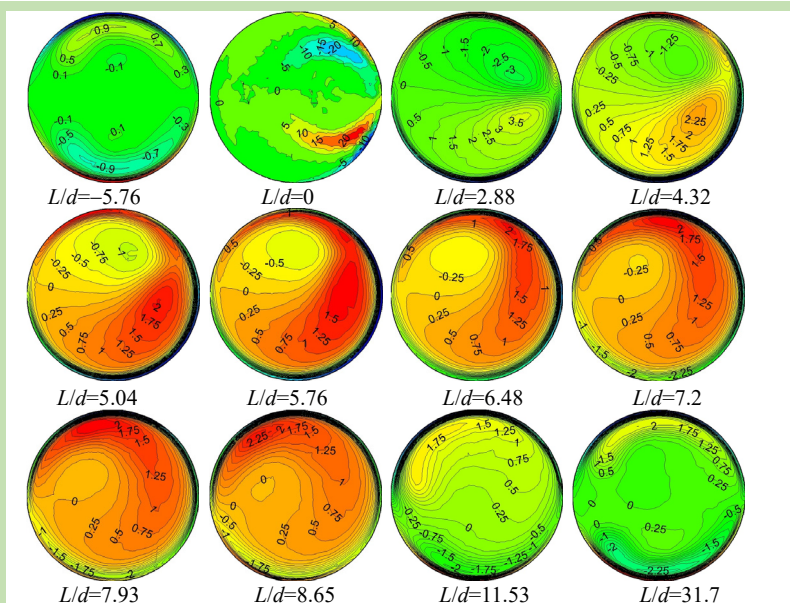
1. School of Energy and Power Engineering, Shenyang University of Chemical Technology, Shenyang, Liaoning 110142, China

2. School of Chemical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China

Abstract: The CFD software was employed to study the fluid flow characteristics and heat transfer enhancement in the helical coiled channel under the action of jet. The cross-section of the helical channel was circular and the dimensionless curvature and pitch of the helical channel were 0.061 and 0.121, respectively. The simulated results were in good agreement with the existing experimental data. The structure of composite vortices and its evolution process in the channel have been discussed. The effect of jet action on heat transfer enhancement was investigated in the range of incident angle $\alpha=\pi/6-\pi/3$ and jet velocity ratio $\xi=3-6$. The

results show that in the initial stage of jet in the helical channel, the secondary vortices induced by centrifugal force were completely suppressed by impact of the jet. And another pair of vortices named as jet induced vortices emerged under the impact and entrainment of the jet, wherein the rotating direction was opposite to that of the vortices induced by the centrifugal force. With the flow development, the structure of the jet induced vortices changed from two vortices into one vortex, and then, gradually dissipated and disappeared. The heat transfer of fluid near the inner wall of helical channel was significantly enhanced by the jet action. As α decreased or ξ value increased, the heat transfer enhancement effect was increased. In the studied range of $\xi \geq 4$, without considering the jet flow rate increase, the comprehensive heat transfer enhancement factor JF_1 was between 1.26 and 1.67, while when the jet flow rate increase was considered, JF_2 was in the range of 1.008~1.19.

Key words: helical channel; impinging jet; flow characteristics; enhanced heat transfer; secondary flow



收稿: 2019-11-01, 修回: 2019-12-10, 网络发表: 2019-12-23, Received: 2019-11-01, Revised: 2019-12-10, Published online: 2019-12-23

基金项目: 国家自然科学基金项目(编号: 51506133); 辽宁省自然科学基金面上项目(编号: 2019MS259; 2019ZD0078)

作者简介: 李雅侠(1977-), 女, 辽宁省锦州市人, 博士, 副教授, 能源与动力工程专业, E-mail: 23911316@qq.com; 吴剑华, 通讯联系人, E-mail: syhgd_x_wjh@163.com.

引用格式: 李雅侠, 张元, 张静, 等. 射流强化螺旋通道内流体流动与换热的数值模拟. 过程工程学报, 2020, 20(8): 896-903.

Li Y X, Zhang Y, Zhang J, et al. Simulation of jet enhancement of fluid flow and heat transfer in helical coiled channel (in Chinese).

Chin. J. Process Eng., 2020, 20(8): 896-903, DOI: 10.12034/j.issn.1009-606X.219331.

射流强化螺旋通道内流体流动与换热的数值模拟

李雅侠¹, 张元¹, 张静^{1,2}, 寇丽萍¹, 龚斌¹, 吴剑华^{1,2*}

1. 沈阳化工大学能源与动力工程学院, 辽宁 沈阳 110142

2. 天津大学化工学院, 天津 300072

摘 要: 采用 CFD 软件模拟了射流作用下圆形截面螺旋通道内流体的流动及强化传热特性, 模拟结果与实验结果吻合较好。研究了无量纲曲率 $\delta=0.061$ 、无量纲螺距 $\tau=0.121$ 的螺旋通道内复合涡旋结构及其演变过程, 考察了射流入射角度 $\alpha=\pi/6\sim\pi/3$ 、射流速比 $\varepsilon_1=3\sim6$ 时射流对螺旋通道换热的强化效果。结果表明, 射流的初始阶段, 射流的冲击作用抑制了单一螺旋通道内的离心二次涡旋, 生成一对与其旋转方向相反的射流诱导涡旋, 随流动发展, 射流诱导涡旋先由两涡演变为单涡结构而后逐渐耗散消失。射流作用显著强化了螺旋通道内侧壁面附近流体的换热, 随着 α 减小或 ε_1 增大, 强化传热效果增强。 $\varepsilon_1\geq 4$ 时, 不考虑射流流量增加时综合强化传热因子 $JF_1=1.26\sim 1.67$, 考虑射流流量增加时 $JF_2=1.008\sim 1.19$ 。

关键词: 螺旋通道; 冲击射流; 流动特性; 强化传热; 二次流

中图分类号: TK124

文献标识码: A

文章编号: 1009-606X(2020)08-0896-08

1 前言

螺旋通道凭借结构紧凑、传热高效等优点, 已广泛应用于化工、石油、能源动力等领域, 如螺旋管式换热器^[1,2], 半圆形截面螺旋夹套换热器^[3,4]及带螺旋片的套管式换热器^[5]等。螺旋通道内流体流动与传热特性一直是国内外众多学者关注的热点问题之一, 目前采用其他强化传热方法复合螺旋通道实现更高效低阻的换热强化备受关注, 包括在内壁增加内肋^[6]或螺旋螺纹^[7]、加入螺旋线圈等扰流元件^[8]及换热壁面上安装被动式涡流发生器^[9]等, 前三种方法流动阻力显著增加, 而被动式涡流发生器的不足之处在于焊接安装不便, 如圆形截面螺旋通道内壁面上不易焊接安装被动式涡流发生器。李雅侠等^[10]提出采用主动式射流涡流发生器强化了矩形截面螺旋通道内流体的换热, 并基于场协同原理揭示了其强化传热的机理。射流容易安装, 便于实现, 近年来在流动控制和冲击强化传热方面应用较广泛^[11]。李龙婷等^[12]研究了射流式涡流发生器对弯曲扩压叶栅流场的影响, 指出射流可向边界层提供能量同时会在通道内产生强度相当的流向涡旋。Luis 等^[13]研究发现射流到达壁面时形成二次涡旋是壁面射流区传热增强的主要原因。徐亮等^[14]研究发现射流倾斜角和冲击距离对射流空间内旋涡的大小、形状和位置有较大影响, 并指出在射流管倾斜状态下, 旋转射流冲击冷却效果优于单一圆孔射流^[15]。周冬等^[16]研究了射流纵向涡对矩形直通道的强化换热作用, 结果表明射流作用下产生的纵向涡旋呈螺旋结构向

下游发展, 强化了下游一定区域流体的换热。Clerx 等^[17]利用粒子测速仪研究了方形直通道的横向冲击射流的混合与换热特性, 并得出了涡旋的演变过程。

目前将射流应用于曲线通道或螺旋通道以实现强化传热的研究还鲜有报道, 本工作提出采用射流作用强化圆形截面螺旋管道内流体的换热, 机理是通过射流产生诱导涡旋, 改善螺旋通道内的二次流结构, 从而实现换热的强化。本工作研究了射流作用下圆形截面螺旋通道内复合涡旋结构及其在通道中的演变过程, 考察了射流的入射角度及射流速比对螺旋通道内流体流动及强化传热特性的影响, 旨在提高射流在强化传热和混合技术领域的应用, 为相关换热设备研究提供理论基础。

2 物理模型

物理模型如图 1 所示, 设定螺旋通道的参数为螺旋半径 $R_c=165\text{ mm}$, 螺距 $H=40\text{ mm}$, 圆形截面直径 $d=20\text{ mm}$, 螺旋管圈数为 3。直径为 $d_1=10\text{ mm}$ 的射流管以一定的角度 α 施加于距离螺旋通道入口 1.875 圈的通道外侧壁处, 其中外侧壁面定义如图 1 所示。研究结果表明, 螺旋通道内此处位置的流动与换热已达到充分发展。定义射流入射角 α 为射流管与螺旋通道外侧壁面法线方向的夹角, 定义射流速比 ε_1 为射流管内流体的入口速度与螺旋管道内主流入口速度的比值。定义螺旋通道无量纲曲率 $\delta=d/(2R_c)=0.061$, 无量纲螺距 $\tau=H/(2R_c)=0.121$ 。模拟过程中螺旋通道的结构参数保持不变, 主要考察 α 和 ε_1 对流动及换热特性的影响, 其中 $\alpha=\pi/6, \pi/4$ 和 $\pi/3$,

$\varepsilon_j=3\sim6$ 。

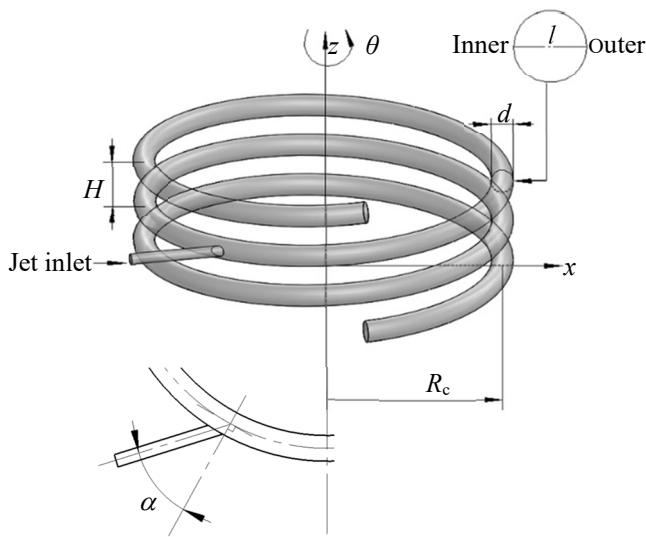


图1 安装射流管的螺旋通道的物理模型

Fig.1 Physical model of the helical channel with jet pipe

3 数学模型及数值模拟方法

3.1 数学模型

以不可压缩流体水为工作介质,采用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型,对加入射流作用的螺旋通道内流体的三维稳态湍流流动与换热进行数值模拟,时均控制方程和能量方程^[18]如下:

连续性方程:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right) \quad (2)$$

湍动能方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \mu_t S^2 - \rho \varepsilon \quad (3)$$

湍流耗散率方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (4)$$

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i c_p T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\lambda + \lambda_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] \quad (5)$$

其中, μ_t 为湍流黏度, c_p 为比热容, λ 为导热系数, λ_t 为湍流导热系数。湍流模型中涉及的变量定义及经验常数

取值参见文献[19]。

用于评估和比较传热性能的雷诺数 Re 、壁面平均努塞尔数 Nu_m 的定义如下:

$$Re = \frac{\rho v_m d}{\mu} \quad (6)$$

$$Nu_m = \frac{hd}{\lambda} \quad (7)$$

其中, v_m 为螺旋通道内流体的平均速度, λ 为导热系数, h 为对流换热系数:

$$h = \frac{\Phi}{A \Delta T_m} \quad (8)$$

$$\Phi = q_m c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (9)$$

$$\Delta T_m = \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln \left[(T_w - T_{in}) / (T_w - T_{out}) \right]} \quad (10)$$

3.2 边界条件及模拟方法

基于柱坐标系,应用 CFD 软件 Fluent 进行数值模拟。压力-速度解耦采用 SIMPLEC 算法,采用二阶迎风格式离散动量方程与能量方程。螺旋通道与射流管均采用速度入口,出口为充分发展的边界条件。螺旋通道内流体流动的雷诺数 $Re=15\,500\sim22\,000$,根据 Srinivasan^[20]提出的螺旋管临界雷诺数计算公式[式(11)]可验证主流为湍流流动。设定螺旋管壁温为 $T_w=373\text{ K}$,主流与射流流体入口温度均为 $T_{in}=293\text{ K}$ 。为提高模拟的速度与精度,先模拟单一螺旋通道内流体流动与换热,获得收敛的流场与温度场后,再加入射流进行模拟,并对螺旋通道出、入口处质量流量值和出口截面平均温度进行监测,以确保获得稳定状态的计算值。连续性方程收敛残差设为 10^{-4} ,其余变量收敛残差设定为 10^{-5} 。

$$Re_{cr} = 2300 \left[1 + 8.6 \left(\frac{d}{2R_c} \right)^{0.5} \right] \quad (11)$$

3.3 网格独立性验证

计算网格采用混合网格,对加入射流后的螺旋通道网格进行加密以提高模拟精确度。通过网格独立性实验消除了网格数量对计算精度的影响。采用 5 套网格对射流入射角 $\alpha=\pi/4$ 、射流速比 $\varepsilon_j=3$ 、螺旋通道主流 $Re=21\,000$ 的工况进行数值模拟,网格数分别约为 117 万、249 万、274 万、327 万和 419 万。图 2 为射流管后沿螺旋线方向,长度在 $14.4d\sim28.8d$ 区域内螺旋通道换热壁面 Nu_m 及阻力系数 f 的对比。由图可知,约 327 万网格与约 419 万网格的 Nu_m 和 f 的偏差均小于 0.1%。兼顾模拟的准确性及计算机内存消耗情况,选取网格数为约 327 万的网

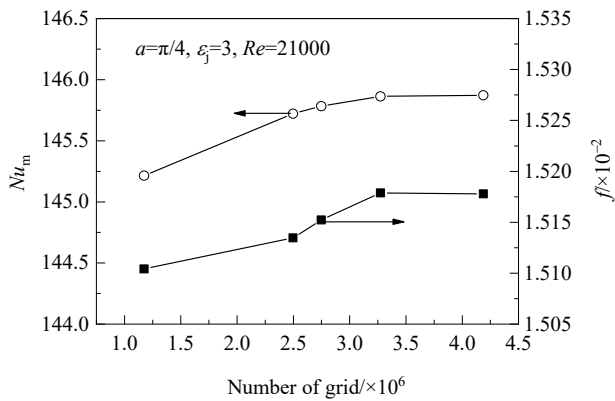


图 2 网格无关性验证

Fig.2 Grid independence verification

格进行模拟计算。

3.4 数值模拟结果的验证

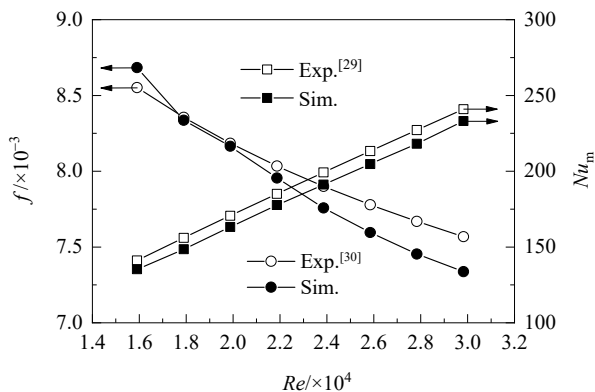
为验证模拟结果的准确性, 计算了单一螺旋管道内流体的湍流流动与换热, 获得充分发展段的 Nu_m 与 f , 并与文献[21,22]中给出的关联式[式(12)和(13)]进行对比, 如图 3 所示。计算中螺旋通道的取值为 $R_c=0.165$ m, $d=0.02$ m。 Nu_m 最大偏差为 4.86%, f 的最大偏差为 3.04%, 计算模型可靠。

$$f = 0.076Re^{-0.25} + 0.00725(2R_c/d)^{-0.5} \quad (12)$$

适用范围: $Re \geq 15000$, $5 \leq 2R_c/d \leq 2000$ 。

$$Nu_m = 0.00619Re^{0.92}Pr^{0.4} \left(1 + 3.455 \frac{d}{2R_c} \right) \quad (13)$$

适用范围: $5000 < Re < 10^5$, $0.7 < Pr < 5$, $11 < 2R_c/d < 37$ 。

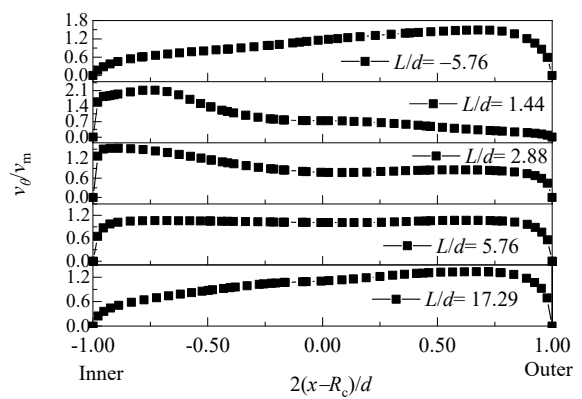
图 3 f 与 Nu_m 的结果验证Fig.3 Results verification of f and Nu_m

4 结果与讨论

4.1 复合流场特性

图 4 为射流角度 $\alpha=\pi/4$ 、射流速比 $\epsilon_j=5$ 时, 沿螺旋

通道主流方向, 射流前后不同位置的圆形横截面中心线 l 上(图 1)无量纲周向速度 v_θ/v_m 的分布, L 为该位置处距离射流管入口处的螺旋线长度, L/d 为正值表示位置在射流管后, L/d 为负值表示位置在射流管前。由图可知, 加入射流前($L/d=-5.76$), 未受射流影响相当于单一螺旋通道, 由于离心力的作用, 周向速度的最大值位置偏向圆形截面的外壁侧(图 1)。施加射流后由于射流的冲击作用, 使周向速度的最大值位置明显偏向横截面的内侧壁面, 而外侧壁面附近流体由于处于射流的背流区, 速度急剧减小。随流动发展, 射流在螺旋通道内的作用效果逐渐削弱, 离心力逐渐起主导作用, 周向速度的分布规律逐渐趋于单一螺旋通道的分布规律。

图 4 横截面中心线上 v_θ/v_m 分布($\alpha=\pi/4$, $\epsilon_j=5$)Fig.4 Distributions of v_θ/v_m on the center line of the cross section ($\alpha=\pi/4$, $\epsilon_j=5$)

为考察射流作用下圆形截面螺旋通道内复合二次涡旋结构的演变规律, 图 5 给出了 $\alpha=\pi/4$, $\epsilon_j=5$ 时, 射流前后不同位置的螺旋通道横截面上的无量纲涡量 Ω_s 的等值线, 定义无量纲涡量 Ω_s 为

$$\Omega_s = \frac{2\omega_s A}{d} \quad (14)$$

式中, A 为截面面积, ω_s 为旋转角速度。图中 Ω_s 为正表示纵向涡旋为逆时针方向旋转。 $L/d=0$ 位置为射流管的安装位置, 可看出在加入射流前的单一螺旋通道 ($L/d=-5.76$), 横截面上的二次流为旋转方向相反的、冲向外壁侧的纵向涡旋, 此种涡旋的产生主要是由于流体质点受到离心力的作用, 定义此二次涡旋为离心涡旋。加入射流后, 可以明显看出在射流的起始阶段, 由于射流的冲击作用横截面上形成一对与离心涡旋方向相反、冲向内侧壁面的二次涡旋, 定义此涡旋为射流诱导涡旋。从图中可看出, 由于在射流起始阶段, 射流的冲击和卷吸作用显著, 因而射流诱导涡旋完全抑制了离心涡

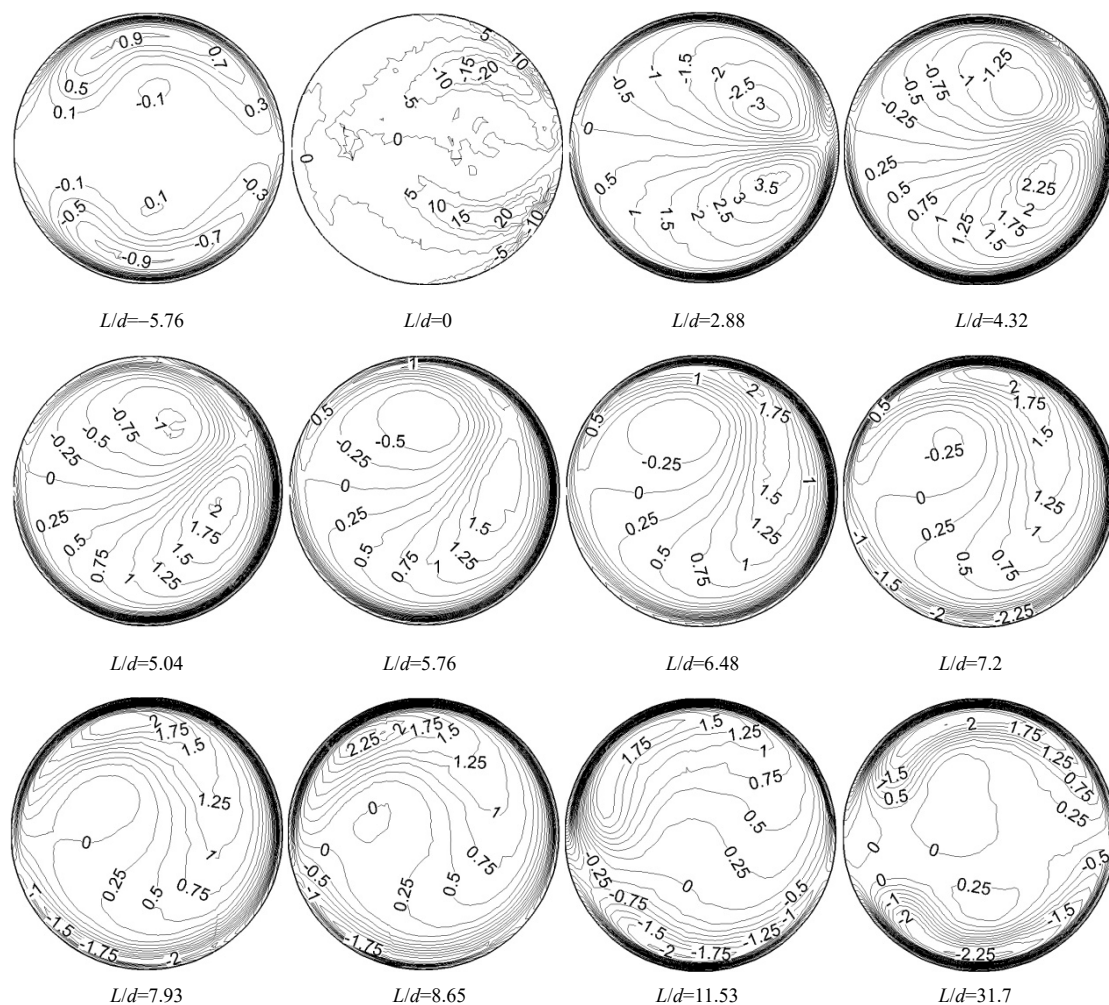


图5 射流管前后不同位置横截面上的 Ω_s 等值线($\varepsilon_j=5$, $\alpha=\pi/4$, 截面左侧为内壁侧)

Fig.5 Contours of Ω_s on the cross section at different positions before and after jet pipe ($\varepsilon_j=5$, $\alpha=\pi/4$, the left side of the cross section is the inner wall)

旋。随流动发展,射流诱导涡旋由两涡结构逐渐演变为逆时针方向旋转的单涡结构,而后随射流影响减弱和能量耗散,射流诱导涡旋逐渐消失,通道内的二次流结构逐渐恢复为离心力主导的二次涡结构。

4.2 强化传热特性

已有研究结果表明射流的冲击和卷吸作用具有较高的局域强化传热效果,为考察射流作用对螺旋通道的局域强化传热效果,图6给出了射流管前后壁面局域努塞尔数 Nu_{local} 在壁面圆周上的分布,图中 $\gamma=0^\circ$ 为最外侧壁面点, $\gamma=180^\circ$ 为最内侧壁面点。可看出对于不受射流影响的单一圆形截面螺旋通道($L/d=-5.76$),由于流动分离,内侧壁面附近处的 Nu_{local} 远低于外侧壁面附近处。加入射流后,射流的冲击和卷吸作用显著强化了内侧壁面附近流体的换热,且在射流器后一定范围内螺旋通道内侧壁面附近的 Nu_{local} 均大幅提高,从图中还可看出,

内侧壁面 Nu_{local} 增幅最大的位置为 $L/d=1.44$, 即偏后于射流器的安装位置,这是由于螺旋通道的主流作用推后了射流的滞止点位置。

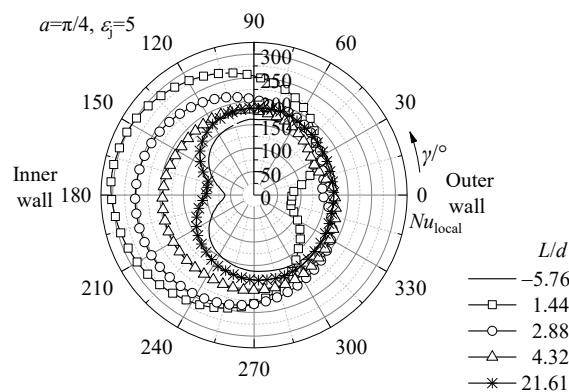


图6 沿主流方向不同位置 Nu_{local} 沿圆周壁面的分布曲线
Fig.6 Distribution curves of Nu_{local} on the circular wall at different positions along the main flow direction

图 7 为射流角度 $\alpha=\pi/4$, 壁面位置为 $L/d=2.88$ 时 ε_j 对壁面 Nu_{local} 分布的影响。可看出 $\varepsilon_j=3$ 时, 射流作用基本不能起强化作用, 当 $\varepsilon_j \geq 4$ 时, 除外侧壁面附近外, 射流能很好地强化螺旋通道内流体的换热, 研究范围内与单一螺旋通道相比, 射流可使换热内侧壁面 ($\gamma=180^\circ$ 位置) 的 Nu_{local} 最高提高 4.87 倍。

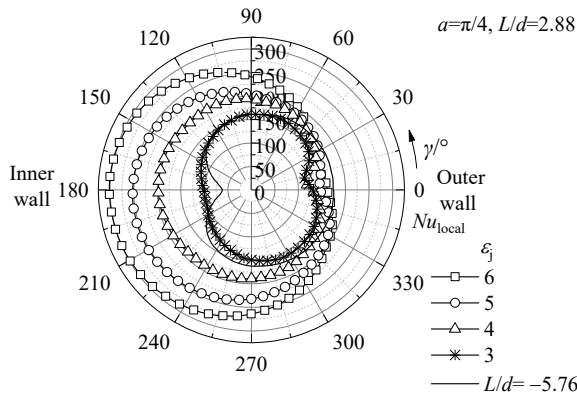


图 7 ε_j 对 Nu_{local} 分布的影响
Fig.7 Effect of ε_j on Nu_{local} distribution

图 8 给出了 α 对壁面 Nu_{local} 分布的影响, 其中射流比 $\varepsilon_j=5$, 壁面位置为 $L/d=2.88$ 。可看出, α 越小, 射流的强化传热效果越显著, 这是由于 α 越小, 射流的冲击强度越大, 越容易破坏和减薄热边界层。从图中还可看出, 与 $\alpha=\pi/4$ 相比, $\alpha=\pi/6$ 的 Nu_{local} 值增幅很小, 表明采用射流螺旋通道内流体换热时射流角度并非越小越好。当射流角度 $\alpha=0$, 即射流垂直入射时, 可能会造成主流的回流, 从而影响强化传热。

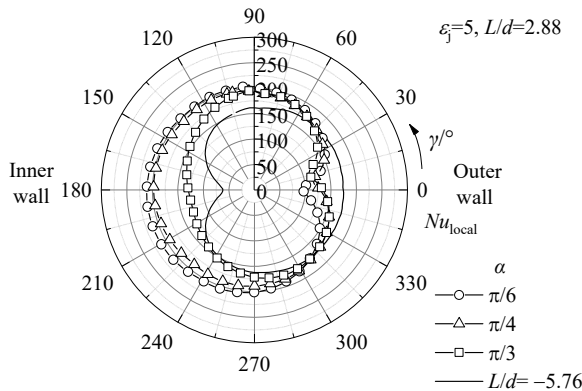


图 8 α 对 Nu_{local} 分布的影响
Fig.8 Effect of α on Nu_{local} distribution

为考察射流在螺旋通道内的整体强化传热效果, 图 9 为不同 ε_j 和 α 下, 壁面 Nu_{local} 的平均值 Nu_{local_m} 沿螺旋通道主流不同位置处的变化。可看出当 $\varepsilon_j \geq 4$ 时, 射流初

始阶段附近的 Nu_{local_m} 先下降而后迅速增加, 而后随流动的发展由于射流诱导涡旋的衰减与耗散, Nu_{local_m} 逐渐减小最终基本不变, 但比射流前单一螺旋通道的有小幅增加, 这是由于射流流体加入增大了通道内流体流量。在近射流入口区域 Nu_{local_m} 随 ε_j 增大而显著增加, 随 α 减小而增大, 且 ε_j 越大, α 越小, Nu_{local_m} 的减小速度越慢。研究范围内, $\varepsilon_j \geq 4$ 时射流在圆形截面螺旋通道内起强化传热作用的距离至少可达 15 倍主流管当量直径。

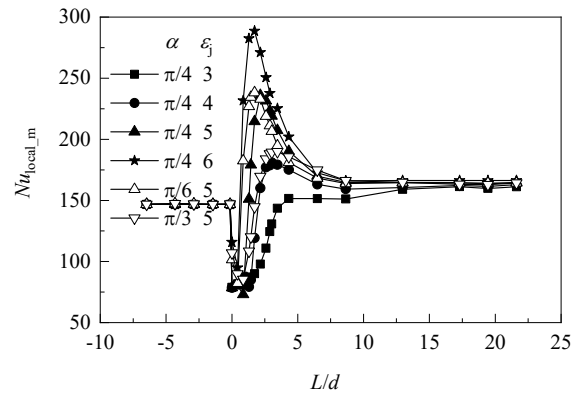


图 9 沿流动方向 Nu_{local_m} 的变化
Fig.9 Change of Nu_{local_m} along the flow direction

定义流动阻力系数 f 为

$$f = \frac{\Delta p d}{2 \rho L v_m^2} \quad (15)$$

其中, Δp 为某一横截面处与主流入口处的压力降, L 为相应螺旋线长度, v_m 为相应截面的流体平均速度。

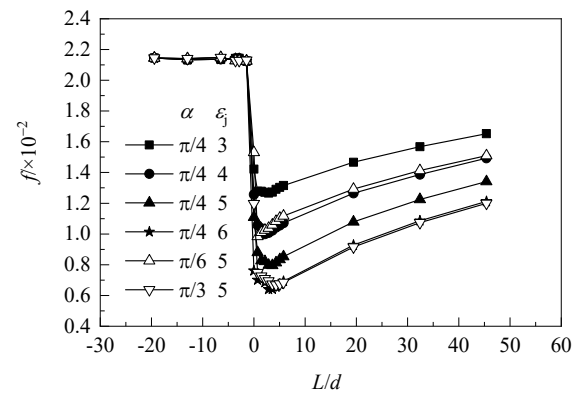


图 10 沿流动方向 f 的变化曲线
Fig.10 Change curves of f along the flow direction

图 10 给出了沿螺旋通道主流方向不同位置 f 的变化。可看出, 在射流入口处存在明显压力突降, 这是由于将射流加入螺旋通道中由于射流诱导形成的纵向涡旋与螺旋通道内原有的离心涡旋相互冲击和碰撞造成

较大的阻力损失,随流动发展,射流纵向涡旋的衰减和耗散也会造成能量损失。 ε_j 越大, α 越小,射流对主流的冲击作用越强,造成的流动阻力也会增大,因此采用射流强化螺旋通道内流体换热时,应综合考虑换热的增强和流动阻力的增加。

4.3 综合强化传热性能的评价

为了平衡换热增强和流体阻力,在尽可能小的流动损失增加下获得较高的传热性能提高,考虑螺旋通道原有流量和考虑射流的流量增加两种情况,评价射流对螺旋通道的综合强化传热效果,采用等泵功约束条件下的强化传热评价方法^[23],定义综合强化传热因子 JF 为

$$JF_1 = \frac{Nu_{mj} / Nu_{01}}{(f_j / f_{01})^{1/3}} \quad (16)$$

$$JF_2 = \frac{Nu_{mj} / Nu_{02}}{(f_j / f_{02})^{1/3}} \quad (17)$$

其中, JF_1 为基于射流前流量的综合强化传热因子, JF_2 为考虑射流流量增加的综合强化传热因子。 Nu_{01} , Nu_{02} , Nu_{mj} 分别为射流前的单一螺旋通道、加入射流流量后的单一螺旋通道和有射流诱导涡旋影响的螺旋通道区域内的换热壁面平均努塞尔数, f_{01} , f_{02} , f_j 分别为相应区域计算得到的流动阻力系数。

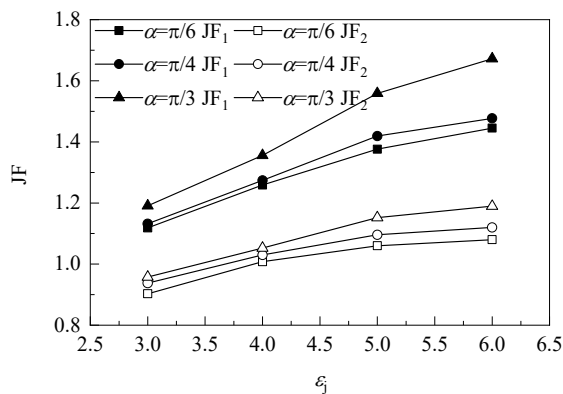


图 11 ε_j 和 α 对 JF 的影响
Fig.11 Effect of ε_j and α on JF

图 11 给出了不同 ε_j 和 α 下的 JF, 当 $\varepsilon_j \geq 4$ 时 $JF_1=1.26 \sim 1.67$, $JF_2=1.008 \sim 1.19$, 表明在螺旋通道内以适当角度加入一定射流速比的冲击射流后,可很好地强化其内流体的换热。根据模拟结果拟合出 JF 的关联式(18)和(19),拟合平均偏差分别为 2.24% 和 1.26%,两式的适用范围为 $3 \leq \varepsilon_j \leq 6$, $\pi/6 \leq \alpha \leq \pi/3$ 。研究范围内,适当地增大 ε_j 或 α 均可提高射流在螺旋通道的综合强化传热效果。

$$JF_1 = 0.75\varepsilon_j^{0.425}\alpha^{0.141} \quad (18)$$

$$JF_2 = 0.71\varepsilon_j^{0.283}\alpha^{0.101} \quad (19)$$

5 结 论

采用 CFD 软件模拟了射流强化圆形截面螺旋通道内流体的流动与换热特性,螺旋通道的无量纲曲率 $\delta=0.061$,无量纲螺距 $\tau=0.121$ 。获得了复合二次流场的演变规律,考察了射流速比和射流入射角度对强化传热特性的影响,得到如下结论:

(1) 螺旋通道加入射流后,在射流初始阶段,射流诱导产生的二次涡旋完全抑制了离心二次涡旋,随流动发展,射流诱导涡旋由两涡结构演变为单涡结构,最后逐渐耗散消失。

(2) 射流作用显著强化了螺旋通道内侧壁面附近流体的换热,与单一螺旋通道相比,最内侧壁面点上 Nu_{local} 最大可提高 4.87 倍。

(3) 增加 ε_j 值,减小 α 可增强螺旋通道的传热效果,但相应的流动阻力会增加。

(4) 综合强化传热因子 JF 随 ε_j 或 α 增大而增大。研究范围内,当 $\varepsilon_j \geq 4$ 时,不考虑流量增加的 $JF_1=1.26 \sim 1.67$;考虑流量增加的 $JF_2=1.008 \sim 1.19$ 。

参考文献

- [1] Fsadni A M, Justin P M. A review on the two-phase heat transfer characteristics in helically coiled tube heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 4: 551–565.
- [2] 卫利峰,高文志,李勇,等.螺旋椭圆管换热器传热特性与阻力特性研究[J].化学工程,2019,47(4):23–28.
Wei L F, Gao W Z, Li Y, et al. Research on heat transfer and resistance characteristics of spiral oval tubes heat exchanger [J]. Chemical Engineering (China), 2019, 47(4): 23–28.
- [3] 李雅侠,董国先,吴建华,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):555–561.
Li Y X, Dong G X, Wu J H, et al. Analyses on turbulent heat transfer performance and entropy generation of fluid in the inner half coiled jacket [J]. The Chinese Journal of Process Engineering, 2013, 13(4): 555–561.
- [4] 张静,张艳秋,吴剑华.螺距和搭接对螺旋半管夹套强化传热的影响[J].过程工程学报,2017,17(4):697–703.
Zhang J, Zhang Y Q, Wu J H. Effect of varying pitch and overlap scale on enhanced heat transfer of half-coil jackets [J]. The Chinese Journal of Process Engineering, 2017, 17(4): 697–703.
- [5] 吴静秋,朱道飞,王华.隔板高度对螺旋隔板套管换热器的影响[J].过程工程学报,2014,14(2):204–210.
Wu J Q, Zhu D F, Wang H. Impact of baffle space height on the helical baffle double-pipe heat exchanger [J]. The Chinese Journal of Process Engineering, 2014, 14(2): 204–210.
- [6] Zachár A. Analysis of coiled-tube heat exchangers to improve heat transfer rate with spirally corrugated wall [J]. International Journal

- of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(19): 3928–3939.
- [7] Li Y X, Wu J H, Wang H, et al. Fluid flow and heat transfer characteristics in helical tubes cooperating with spiral corrugation [J]. Energy Procedia, 2012, 17(Part A): 791–800.
- [8] Cengiz Y, Yasar B, Dursun P. Heat transfer and pressure drops in a heat exchanger with a helical pipe containing inside springs [J]. Energy Conversion and Management, 1997, 38: 619–624.
- [9] 张丽, 谢彩鹏, 李雅侠, 等. 涡发生器与螺旋片强化不同曲率的壳侧传热 [J]. 化工学报, 2013, 64(9): 3198–3205.
Zhang L, Xie C P, Li Y X, et al. Vortex generator and spiral sheet to enhance shell side heat transfer with different curvatures [J]. CIESC Journal, 2013, 64(9): 3198–3205.
- [10] 李雅侠, 王霞, 张静, 等. 射流式涡发生器强化矩形螺旋通道内流体换热机理 [J]. 化工学报, 2019, 70(8): 2961–2970.
Li Y X, Wang X, Zhang J, et al. Fluid-flow vortex generator enhances fluid heat transfer mechanism in rectangular spiral channel [J]. CIESC Journal, 2019, 70(8): 2961–2970.
- [11] Wang C L, Wang L, Bengt S. A novel control of jet impingement heat transfer in cross-flow by a vortex generator pair [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 88: 82–90.
- [12] 李龙婷, 宋彦萍, 刘华坪, 等. 射流式旋涡发生器对弯曲扩压叶栅流场的影响 [J]. 航空动力学报, 2015, 30(11): 2658–2665.
Li L T, Song Y P, Liu H P, et al. Effects of vortex generator jet on the flow of bowed compressor cascades [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(11): 2658–2665.
- [13] Luis S, Alfonso O. Vortex dynamics and mechanisms of heat transfer enhancement in synthetic jet impingement [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2017, 112: 153–164.
- [14] 徐亮, 熊堰宏, 席雷, 等. 倾斜螺旋孔射流传热特性的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(9): 120–128.
Xu L, Xiong Y H, Xi L, et al. Numerical study on the heat transfer characteristics of inclined thread-hole jet [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(9): 120–128.
- [15] Xu L, Lan J, Ma Y H, et al. Numerical study on heat transfer by swirling impinging jets issuing from a screw-thread nozzle [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 115: 232–237.
- [16] 周冬, 任建勋. 射流纵向涡强化换热的数值模拟 [J]. 清华大学学报(自然科学版), 2004, 44(11): 1520–1523.
Zhou D, Ren J X. Numerical simulation of heat transfer enhancement by jet-induced longitudinal vortices [J]. Journal of Tsinghua University (Nature Science Edition), 2004, 44(11): 1520–1523.
- [17] Clerx N, Van Der Geld C W M, Kuerten J G M. Turbulent stresses in a direct contact condensation jet in cross-flow in a duct with implications for particle break-up [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 66: 684–694.
- [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: 332–430.
Tao W Q. Numerical heat transfer [M]. 2nd Ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001: 332–430.
- [19] Shih T H, Liou W W, Shabbir A, et al. A new $k-\varepsilon$ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows [J]. Compute Fluids, 1995, 24: 227–238.
- [20] Srinivasan P S. Pressure drop and heat transfer in coils [J]. Chemical Engineering, 1968, 218: 113–119.
- [21] Xin R C, Ebadian M A. The effects of Prandtl numbers on local and average convective heat transfer characteristics in helical pipes [J]. Journal of Heat Transfer, 1997, 119: 467–473.
- [22] Cioncolini A, Santini L. An experimental investigation regarding the laminar to turbulent flow transition in helically coiled pipes [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2006, 30: 367–380.
- [23] 王娟, 何星晨, 李军, 等. 开口扭曲片圆管强化传热与流动阻力特性模拟 [J]. 过程工程学报, 2020, 20(5): 510–520.
Wang J, He X C, Li J, et al. Simulation of heat transfer enhancement and flow resistance characteristics of twisted circular tubes with openings [J]. The Chinese Journal of Process Engineering, 2020, 20(5): 510–520.