

研究论文

安装涡发生器的矩形截面螺旋通道内流体流动

张丽¹, 李佳其¹, 张春梅², 王翠华², 吴剑华²

(¹沈阳化工大学化学工程学院, 辽宁 沈阳 110142; ²沈阳化工大学能源与动力工程学院, 辽宁 沈阳 110142)

摘要: 对安装三角翼型涡发生器的曲率为 0.05 的矩形截面螺旋通道内的流场进行了实验测量, 并将测量值与模拟值进行比较, 二者吻合较好。利用数值模拟方法研究了矩形截面螺旋通道内涡量的演变过程, 研究了曲率及 Reynolds 数对涡发生器有效作用距离的影响。结果表明, 安装三角翼型涡发生器后, 矩形截面内靠近内壁处新出现了两个 common-flow-down 型的二次涡, 新出现的额外涡量的极值为原有涡量的 2.0~2.8 倍。Reynolds 数越大, 曲率越小, 涡发生器的有效作用距离越长。当曲率为 0.05, 迎流角为 10°, Reynolds 数为 5370 时, 其值可达翼高的 79 倍。

关键词: 计算流体力学; 涡发生器; 流体动力学; 流动; 螺旋通道

DOI: 10.3969/j.issn.0438-1157.2014.10.013

中图分类号: TQ 021.1

文献标志码: A

文章编号: 0438—1157 (2014) 10—3838—08

Fluid flow in rectangular helical channels with vortex generator

ZHANG Li¹, LI Jiaqi¹, ZHANG Chunmei², WANG Cuihua², WU Jianhua²

(¹School of Chemical Engineering, Shenyang University of Chemical Technology, Shenyang 110142, Liaoning, China;

²School of Energy and Power Engineering, Shenyang University of Chemical Technology, Shenyang 110142, Liaoning, China)

Abstract: The flow field of rectangular helical channel with triangle winglet pair vortex generator was measured experimentally. The curvature of the helical channel was 0.05. The experimental data are in good agreement with the calculated data. The evolution of vorticity in the helical channel and the influence of Reynolds number and the curvature on the effective influence distance of vortex generator were investigated by numerical method. The results show that, two extra vortices in common-flow-down type emerge near the inner wall in the rectangular cross section of the helical channel with triangle winglet pair vortex generator. The values of extra vorticity are 2.0—2.8 times those of the original vorticity. The effective influence distance of the vortex generator increases with the decrease of curvature and the increase of Reynolds number. It can reach 79 times of the height of the vortex generator with the curvature of 0.05, attack angle of 10° and Reynolds number of 5370.

Key words: computational fluid dynamics; vortex generator; hydrodynamics; flow; helical channel

引 言

为强化安装螺旋片的套管式换热器壳侧传热, 一些扰流元件, 如扰流柱、纵向涡发生器等被用来

与螺旋片复合, 取得了良好的传热效果^[1-2]。研究安装扰流元件的螺旋通道内的流体流动特性, 对于揭示扰流元件强化传热机理以及优化扰流元件的结构和安装方式十分重要。

2014-01-24 收到初稿, 2014-04-28 收到修改稿。

联系人: 吴剑华。第一作者: 张丽 (1975—), 女, 博士, 副教授。

基金项目: 辽宁省科技厅博士科研启动基金计划项目 (20131093);

辽宁省教育厅高校优秀人才支持计划项目 (LJQ2013046)。

Received date: 2014-01-24.

Corresponding author: Prof. WU Jianhua, jianhuawu@163.com

翼型纵向涡发生器是一种强化传热效果较好的扰流元件^[3-8], 众多学者研究了其对直通道内流场结构的影响及有效作用距离^[9-13]。Eibeck 等^[14-16]的研究结果表明, 在矩形直通道内, 纵向涡的持续距离可以达到下游近 100 倍涡发生器高度的地方。王海刚等^[17]根据其计算结果指出, 在矩形直通道内涡发生器的纵向布置间距的参考值为通道间隙厚度的 30~45 倍。

在螺旋片与涡发生器复合强化传热场合, 安装涡发生器的通道为矩形截面螺旋通道。鉴于螺旋通道本身的特殊性, 有必要研究涡发生器对其内流体流动的影响。对安装及未安装扰流柱的矩形截面螺旋通道内流场结构的研究发现, 在安装扰流柱后, 截面内除原有的经典二涡以外, 又新增两个方向相反的二次涡, 从而揭示了扰流柱强化传热的部分机理^[18-19]。张丽等^[20]研究发现, 三角翼型涡发生器对小曲率换热器壳侧的强化效果更好。为弄清三角翼型涡发生器对矩形截面螺旋通道内流场结构的影响及其在不同曲率下的有效作用距离, 本文研究了在矩形截面螺旋通道内安装一对三角翼型涡发生器时的流场特性, 揭示了其流场结构, 考察了沿矩形截面螺旋通道中心线方向上涡发生器的有效作用距离, 旨在为涡发生器与螺旋片复合强化的换热器设计提供依据。

1 速度分量的坐标变换

实验测量在圆柱坐标系统下完成, 其坐标系构成和速度分量如图 1(a)所示, 图中 R 是曲率半径, $2\pi K$ 是螺距, $2a$ 和 $2b$ 分别为矩形截面宽和长。

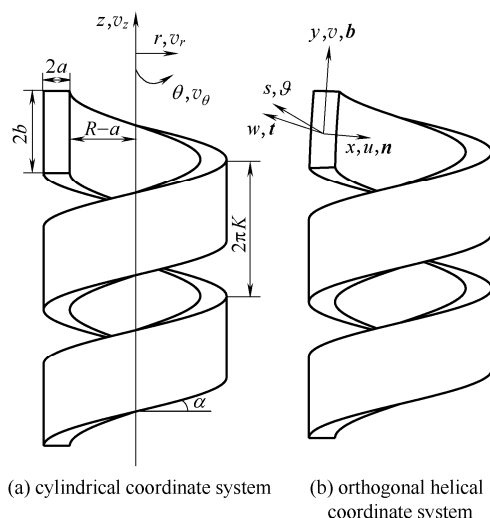


图 1 坐标系统及速度分量

Fig.1 Coordinate system and velocity components

为更好地描述和分析流场特性, 采用如下公式将圆柱坐标系 (r, θ, z) 下速度分量 v_r 、 v_θ 、 v_z 变换至正交螺旋坐标系[图 1(b)]下的速度分量 u 、 v 、 w 。

$$u^* = -u_r - g v_\theta$$

$$v^* = g \sin \alpha v_r - \sin \alpha v_\theta + \cos \alpha v_z$$

$$w^* = -g \sin \alpha v_r + \cos \alpha v_\theta + \sin \alpha v_z \quad (1)$$

式中, α 为螺旋升角, 有

$$\cos \alpha = \frac{R}{\sqrt{R^2 + K^2}}, \quad \sin \alpha = \frac{K}{\sqrt{R^2 + K^2}} \quad (2)$$

$$g = \frac{Kz}{K^2 + Rr} \quad (3)$$

式(1)中“*”表示有量纲的变量, 对各速度分量按式(4)进行量纲 1 化。

$$u = \rho d_h u^* / \mu, \quad v = \rho d_h v^* / \mu, \quad w = w^* / w_m^* \quad (4)$$

式中, ρ 、 μ 分别是流体的密度和黏度, w_m^* 为正交螺旋坐标系下的平均轴向速度, d_h 是矩形截面水力直径。

$$d_h = \frac{4ab}{a+b} \quad (5)$$

引入涡量和流函数如下

$$\xi = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (6)$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial y} = Mu + Gnyw, \quad \frac{\partial \psi}{\partial x} = -Mv + Gnxw \quad (7)$$

式中, ξ 为涡量, ψ 为流函数, 代表流体的运动迹线。

$$M = 1 - \kappa x, \quad Gn = \tau Re, \quad Re = \frac{\rho d_h w_m^*}{\mu} \quad (8)$$

Gn 是 Germano 数, 代表扭转力与黏性力之比。量纲 1 曲率和挠率定义如下

$$\kappa = \frac{R d_h}{R^2 + K^2}, \quad \tau = \frac{K d_h}{R^2 + K^2} \quad (9)$$

2 研究方法

2.1 实验系统

用车刀在外径为 189 mm 的有机玻璃圆柱上车出深 14 mm、宽 18 mm、间距 10 mm 的螺旋凹槽(图 2), 在其外罩上内径为 189 mm 的有机玻璃圆管, 经通水测试, 外套管内壁面与凹槽外沿接触紧密。由此构成实验所需的矩形截面螺旋通道, 其截面长(2b)为 18 mm、宽(2a)为 14 mm, 螺距(2πK)为 28 mm。实验试件共 12 圈。在距进口第 6 圈处, 安装一对三角翼型涡发生器。涡发生器厚度为 1 mm; 两三角翼前端间距 δ 为 3 mm; 三角翼型涡发生器的迎流角度, 即三角翼与螺旋通道中心

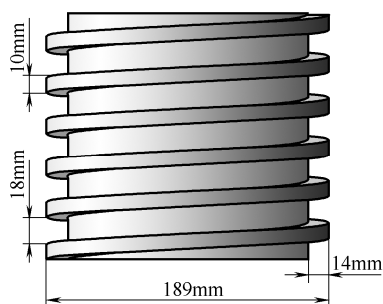


图 2 带螺旋凹槽的圆柱

Fig.2 Cylinder with spiral groove

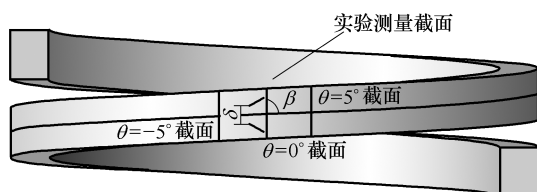


图 3 三角翼型涡发生器位置及测量截面

Fig.3 Location of triangle winglet VG and cross section measured

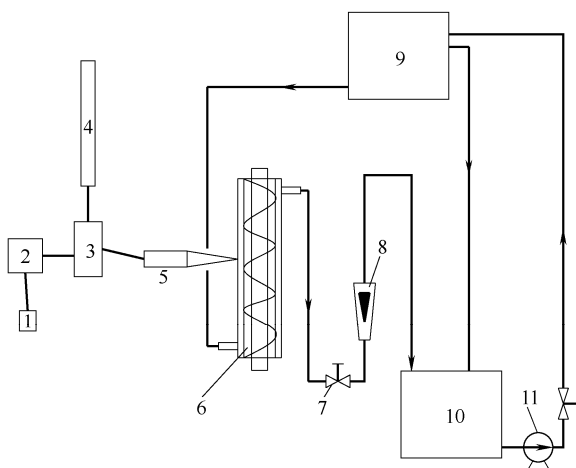


图 4 实验系统流程

Fig.4 Schematic diagram of experimental system

1—PC; 2—BSA; 3—transmitter box photomultipliers; 4—Ar⁺ laser;
5—probe; 6—helical duct; 7—valve; 8—flow-meter;
9—upper reservoir; 10—receiver; 11—pump

线的夹角 β 为 10° 。涡发生器的形状为等腰直角三角形, 直角边长 10 mm, 一直角边固定于内管外壁, 使三角翼斜边迎流。涡发生器的安装及实验所测截面见图 3。

实验装置如图 4 所示, 水由高位槽流下, 从底部进入螺旋通道, 出口装有流量计以调节水的流量。流入低位槽中的水经泵打入高位槽循环使用。低位槽中插入温度计以测量水的温度。实验中称量一定时间内流出水的质量, 从而计算 Reynolds 数。示踪

剂为粒径为 $8 \sim 12 \mu\text{m}$ 的空心玻璃球。利用 DANTEC 公司生产的三维五光束激光多普勒测速仪测量所选截面内各点在柱坐标系下的三维速度。

2.2 实验误差分析

实验误差由固定误差和随机误差两部分组成。激光多普勒测速仪为非接触式测速仪器, 控制激光探头移动的坐标架存在移动偏差。信号处理系统主要计算激光频率, 为获取速度, 需要乘以一个由入射光和其波长间夹角决定的校正因子。经校正后, 这两方面的固定误差不超过 1%。为尽量消除噪声, 实验在相对稳定和安静条件下进行。激光由空气直接经有机玻璃射入流场, 激光束折射导致测量点位置发生偏差, 其为测量误差; 在试件外安装方形水槽, 其内加水以降低激光折射所产生的位置偏差。实验过程中, 进行重复采样以降低随机误差, 本实验每个测量点的重复采样 100 次以上。据估计, 本实验最大误差为 6%~11%。

2.3 数值模拟方法

利用 CFD 软件对安装三角翼型涡发生器的矩形截面螺旋通道内流场进行数值模拟。采用混合体网格对安装涡发生器的矩形截面螺旋通道进行网格划分, 经网格独立实验, 确定网格节点间距为 1.5 mm。对三角翼型涡发生器壁面进行网格加密, 并与体网格做渐变处理来降低网格扭曲程度, 网格划分如图 5 所示。需要求解的变量的通用控制方程如式(10)所示。

$$\text{div}(\rho \mathbf{v} \phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S \quad (10)$$

根据文献[20]的计算经验, 本文采用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型, 近壁面处理方式使用增强壁面函数。求解控制中的压力与速度耦合方式选择 SIMPLE 算法。除压力选择标准离散格式外, 其他变量均选择二阶迎风离散格式。计算收敛条件为连续性方程残差小于 1.0×10^{-6} , 动量方程残差小于 1.0×10^{-6} 。

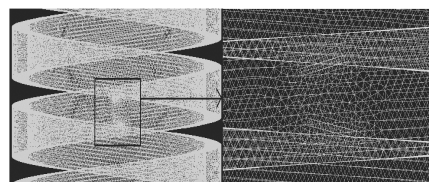


图 5 计算网格

Fig.5 Grid for calculation

3 结果分析

3.1 实验与模拟结果比较

在圆柱坐标系 (r, θ, z) 下, 实验测量截面为 $\theta = 0^\circ$

处的矩形截面。该截面的横、纵坐标分别为 r 、 z ，取矩形截面中心为坐标原点。为验证数值模拟方法的正确性，在 $Re=1790$ 和 $Re=5370$ 时对所测矩形截面竖直中心线 (即 $r=0$) 上各点三维速度的测量值和模拟值进行比较。结果分别见图 6~图 8。

由图 6 可见，切向速度的测量值与计算值变化趋势一致。两者的平均偏差分别为 13.7% ($Re=1790$) 和 7.76% ($Re=5370$)。由图 7 和图 8 可见，径向速度和轴向速度的测量值和计算值的变化趋势较一致。在 $z=4$ mm 和 $z=-4$ mm 两处的径向速度和轴向速度较大，这是由于该处安装了三角翼，从而加强了这两个方向上的流体流动。由于径向速度和轴向速度在数量级上远小于主流方向速度 (即切向速度)，二者绝对值较小导致了较大的平均偏差。按文献[21]的处理方法，将径向速度和轴向速度的测量值与模拟值的绝对偏差除以相应的切向速度，得到相对于切向速度的偏差。本文中径向速

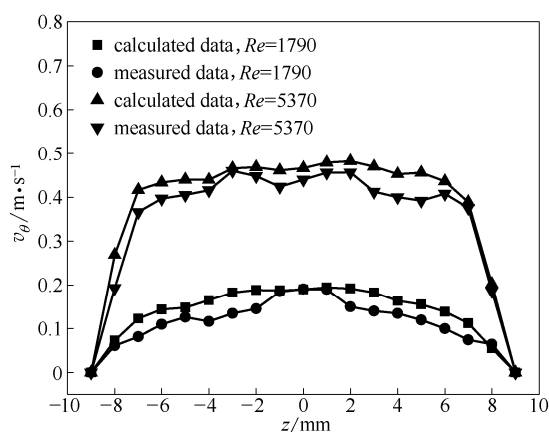


图 6 圆柱坐标系下切向速度测量值与计算值

Fig.6 Measured and calculated tangent velocity of cylindrical coordinate system

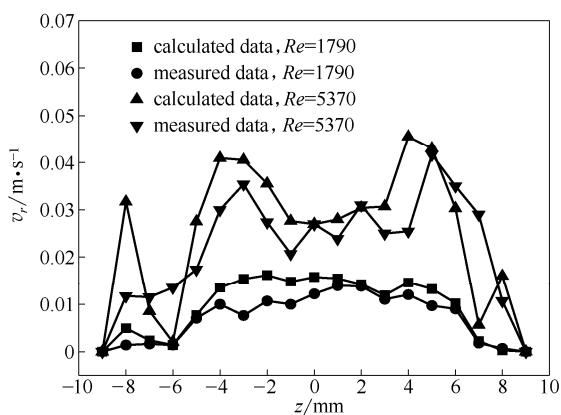


图 7 圆柱坐标系下径向速度测量值与计算值

Fig.7 Measured and calculated radial velocity of cylindrical coordinate system

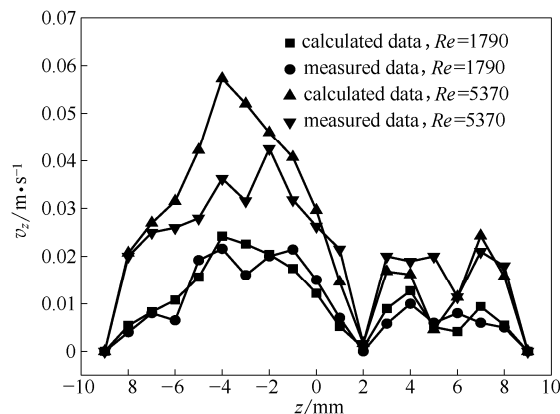


图 8 圆柱坐标系下轴向速度测量值与计算值

Fig.8 Measured and calculated axial velocity of cylindrical coordinate system

度和轴向速度的平均相对偏差均小于 1%，与文献[21]中给出的误差数据接近。

3.2 流场结构

在 $Re=1790$ 时，对圆柱坐标系下 $\theta=-5^\circ$ 、 0° 、 5° 处截面内各速度分量进行坐标变换，得到正交螺旋坐标系下的轴向速度、流函数和涡量的等值线图及二次流矢量图，见图 9。由图 9 可见，在 $\theta=-5^\circ$ 处的截面内，流动呈现矩形截面螺旋通道所具有的经典二涡结构，这是由于流体受到离心力和壁面扭转力的作用。截面中心处的两个涡量极值分别为 2451 和 -2511。由图 9 中 (b)、(c) 可以看出，在 $\theta=0^\circ$ 和 $\theta=5^\circ$ 处的截面内，靠近内壁面处，轴向速度等值线图出现了两个低值区，这是因为该区域靠近涡发生器的缘故。流体流经涡发生器后，由于流道突缩，导致截面上最大轴向速度有所增大；在靠近内壁处新出现两个涡。这两个涡方向相反，上面的涡为顺时针（涡量为负值），下面的涡为逆时针（涡量为正值）。这样的涡结构表明，流体流过涡发生器后，在两个三角翼中间流体向下流动，这与文献报道的在直通道内安装涡发生器时出现的 common-flow-down 型式的涡结构相同^[22]。除新增两个二次涡外，矩形截面内原有的两个经典二次涡被向右挤压。在 $\theta=0^\circ$ 面内，原有的两个涡量极值分别变为 3064 和 -2979，是未安装涡发生器时的 1.2 倍左右；新增的两个涡量极值分别为 -4993 和 7093，是未安装涡发生器时的 2.0~2.8 倍。当 $\theta=5^\circ$ 时，截面内的流场结构仍受到涡发生器的影响，依然为四涡结构，原有的两个涡量极值分别为 2133 和 -2233，新增的两个涡量极值分别为 -777.5 和 2133。与 $\theta=0^\circ$ 处截面相比可以看出，随着流体逐渐远离涡发生器，涡发生器对其影响逐渐减弱。

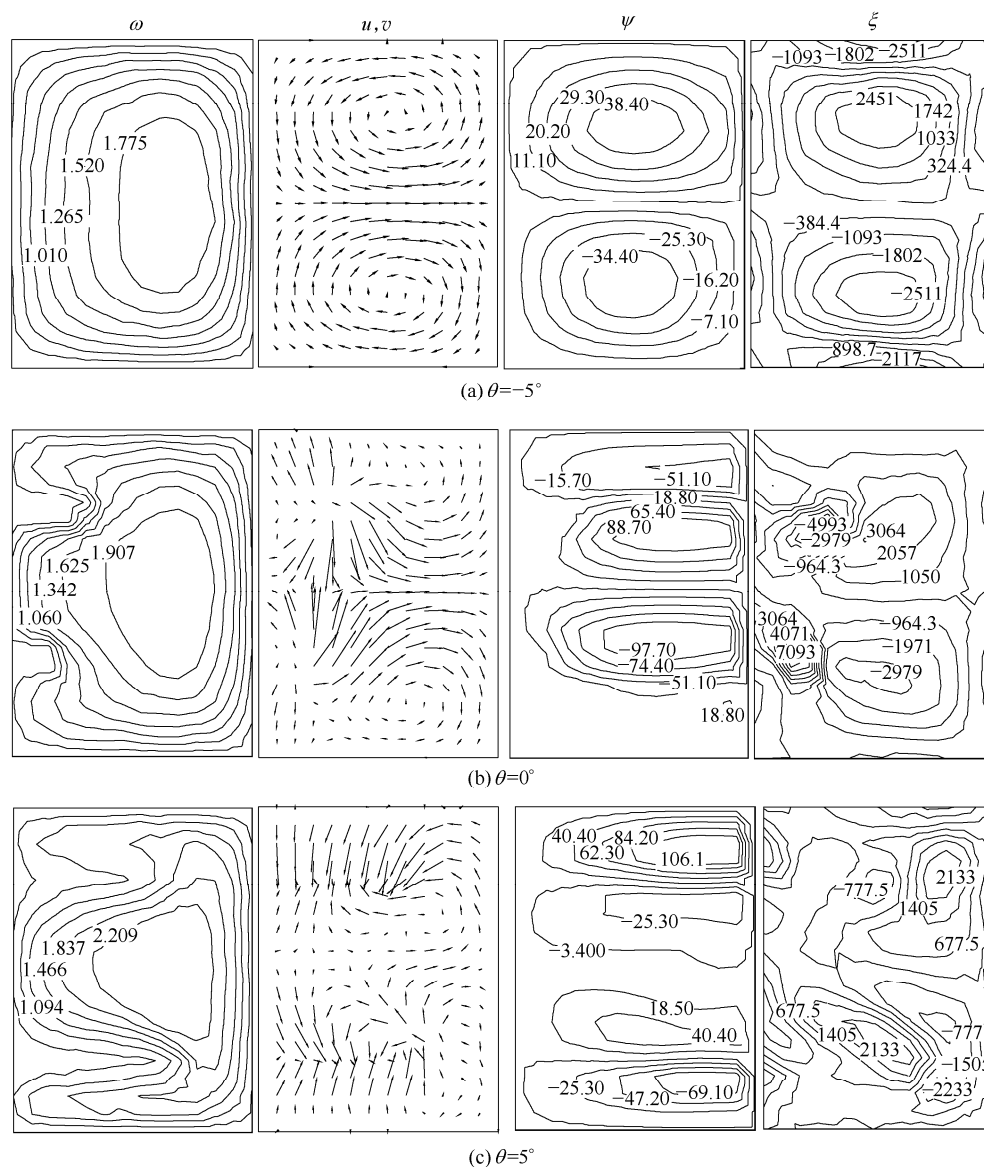


图 9 不同截面的流场结构 (右侧为外壁)

Fig.9 Flow structure of different cross sections (right wall is outer wall)

3.3 涡旋演变过程

由图 10 中不同截面内涡量等值线可以看出, 涡发生器产生的两个二次涡会向下游传递, 随距离增加这两个二次涡的强度逐渐变弱, 涡量等值线图由四涡结构变成二涡。当 θ 约为 14° 时, 相当于涡发生器下游 2.2 倍翼高处, 涡发生器产生的额外涡量基本消失, 涡结构和涡量值恢复至未安装涡发生器时的大小。这说明涡发生器的作用距离有限, 其所产生的涡旋与螺旋通道所具有的离心力产生的、能持续存在的二次涡不同。采用纵向涡发生器进行强化传热时, 必须在一定的间距后要重复安装。

3.4 涡发生器的作用距离

根据 Fiebig^[11]提出的传热强化机理, 对流体进

行扰动, 增加流动的不稳定性和湍动程度是涡发生器强化传热的另一机制。为此, 本文以湍流强度为考察指标, 研究了涡发生器在矩形截面螺旋通道内的有效作用距离。旨在为确定涡发生器的间距或安装密度提供理论依据。

不同曲率的安装涡发生器的矩形截面螺旋通道内各截面的平均湍流强度如图 11 所示。可以看出, 对于相同曲率的螺旋通道, Reynolds 数越大, 截面上的平均湍流强度越大。未安装涡发生器时(远离 $\theta = 0^\circ$ 截面), 对于同一 Reynolds 数, 曲率越大的螺旋通道, 湍流强度越小, 这与 Hüttel 等^[23]在研究圆形截面螺旋管内湍流流动时所得到的结论是一致的。也就是说, 螺旋通道虽然能够产生持续的二次

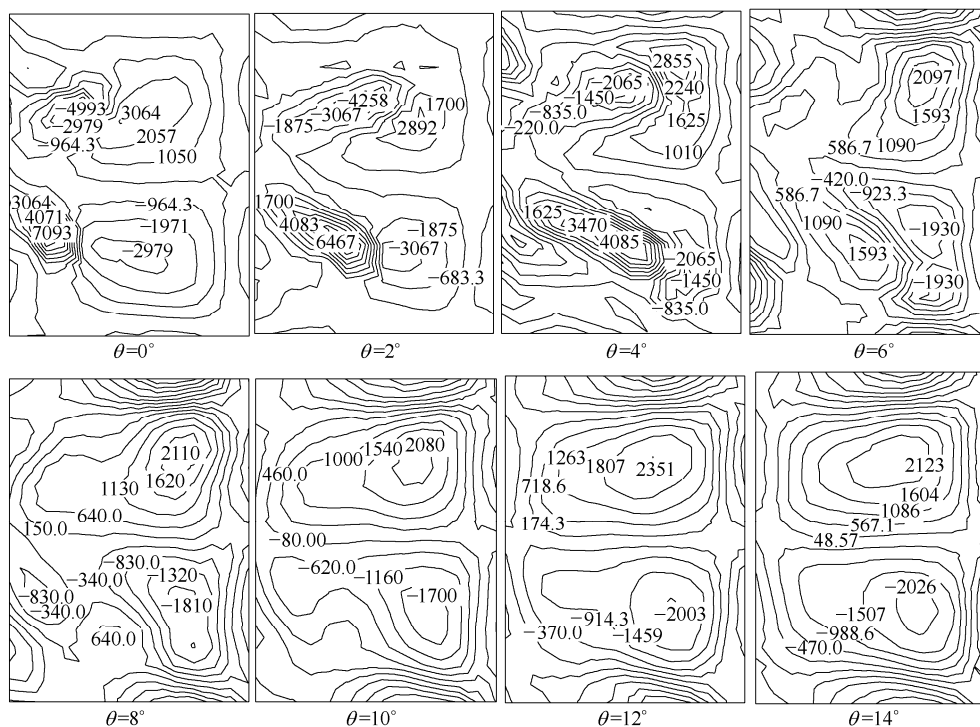


图10 不同截面内的涡量等值线图

Fig.10 Contours of vorticity in different cross sections

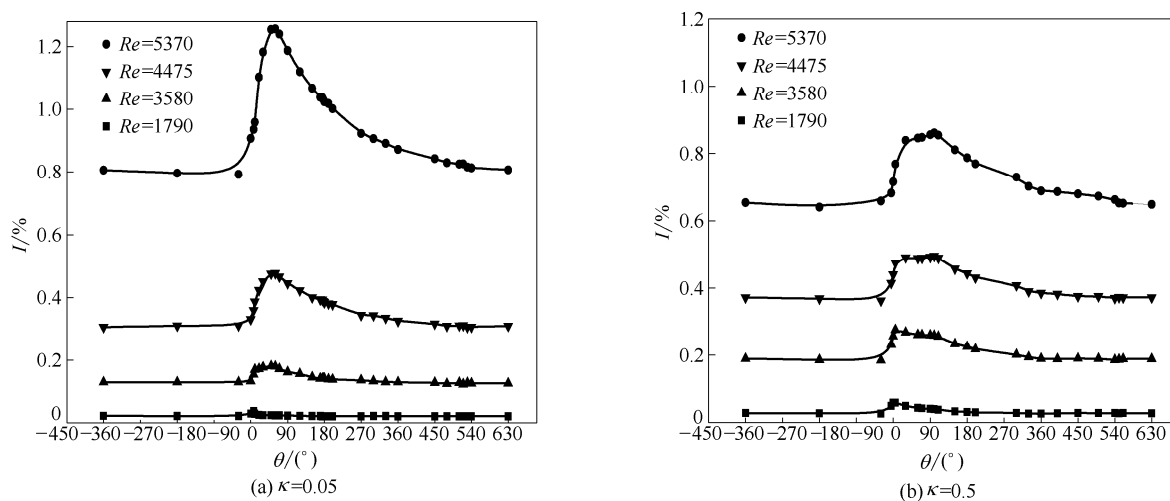


图11 不同曲率的安装涡发生器的螺旋通道内的湍流强度

Fig.11 Turbulent intensity of helical channel with VG at different curvature

流动，但它却抑制了流体的湍动，这是对强化传热不利的一方面。从图11可以看出，流体流经涡发生器后，湍流强度增大，经过一定距离后，湍流强度值又恢复至未安装涡发生器时的数值，这也说明涡发生器的作用距离有限。由图11中的湍流强度数值可以得出不同曲率时涡发生器的作用距离，见图12。从图12可以看出，Reynolds数越大，涡发生器有效作用距离越长；曲率越小，作用距离越长。当 Re 为5370、曲率为0.05时，涡发生器的作用距

离是其翼高的79倍。曲率为0.5时，作用距离为翼高的31倍。螺旋通道曲率不同，涡发生器作用距离不同的原因在于壁面影响不同。曲率大的通道，壁面对流体的影响大。曲率越大，螺旋通道本身产生的二次流动也越强，经典涡抑制了额外涡的产生，也抑制了其向后发展、传递及对流体湍动的影响。总之，大曲率抑制了流体的湍动，缩短了涡发生器的有效作用距离，这个现象可以很好地解释文献[20]所得的结论，即在涡发生器安装密度相同的情况下，

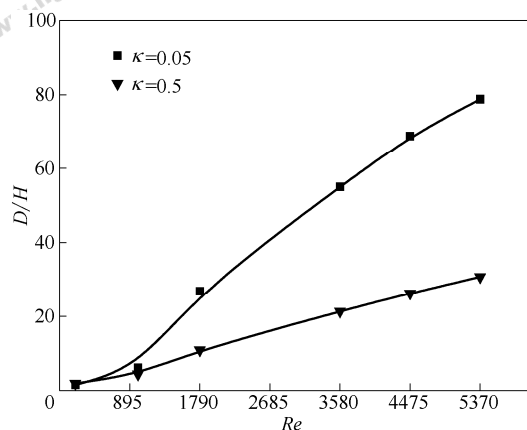


图 12 不同曲率下涡发生器的有效作用距离

Fig.12 Effective influence distance of VG at different curvature

小曲率换热器壳侧可以取得更好的强化效果。

4 结 论

(1) 三角翼型涡发生器改变了矩形截面螺旋通道内的流场结构,在靠近内壁处,额外产生了两个 common-flow-down 型的二次涡。

(2) 涡发生器产生的额外涡量极值为未安装涡发生器时经典涡量的 2.0~2.8 倍,但其持续距离较短。

(3) 螺旋通道的曲率越大,流体湍动程度越低;涡发生器能提高矩形截面螺旋通道内流体的湍动程度。

(4) Reynolds 数越大,曲率越小,涡发生器的有效作用距离越大。在曲率为 0.05,迎流角为 10°,Reynolds 数为 5370 时,三角翼型涡发生器在矩形截面螺旋通道内的有效作用距离为其翼高的 79 倍。

符 号 说 明

- a, b ——分别为矩形截面的宽、高的一半, m
 $\mathbf{b}$ ——螺旋通道中心线的副法线 ($\mathbf{b} = \mathbf{t} \times \mathbf{n}$)
 d_h ——水力直径, $d_h = 4ab/(a+b)$, m
 Gn ——Germano 数 ($Gn = \tau Re$)
 M ——中间变量 ($M = 1 - \kappa x$)
 $\mathbf{n}$ ——螺旋通道中心线的法线
 R ——曲率半径, m
 Re ——Reynolds 数 ($Re = w_m^* d_h \rho / \mu$)
 r ——柱坐标系下的径向坐标, m
 S ——通用方程的源项
 s ——中心线的弧长, m
 $\mathbf{t}$ ——中心线的切线 ($\mathbf{t} = \mathbf{r}'_c$)

u, v ——正交螺旋坐标系下量纲 1 化的二次流动速度

u^*, v^* ——正交螺旋坐标系下的二次流动速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

$\mathbf{v}$ ——速度矢量, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

v_r ——柱坐标系下径向速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

v_z ——柱坐标系下轴向速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

v_θ ——柱坐标系下切向速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

w ——正交螺旋坐标系下量纲 1 化的轴向速度

w^* ——正交螺旋坐标系下的轴向速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

w_m^* ——正交螺旋坐标系下的平均轴向速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

x, y ——分别为螺旋通道中心线法向、副法向量纲 1 化坐标

x^*, y^* ——分别为螺旋通道中心线法向、副法向坐标, m

z ——柱坐标系下的轴向坐标, m

α ——螺旋升角, rad

β ——三角翼迎流角, rad

Γ ——广义扩散系数

δ ——三角翼间距, mm

θ ——柱坐标系下的角坐标, rad

ϑ ——沿螺旋通道中心线的极角, rad

κ ——量纲 1 曲率 ($\kappa = \kappa^* d_h$)

κ^* ——曲率, m^{-1}

μ ——流体的黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$

ξ ——涡量

ρ ——流体的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

τ ——挠率

Φ ——通用变量

ψ ——流函数

References

- [1] Zhang L, Guo H M, Wu J H, Du W J. Compound heat transfer enhancement for shell side of double-pipe heat exchanger by helical fins and vortex generators [J]. *Heat and Mass Transfer*, 2012, **48** (7): 1113-1124
- [2] Zhang Li (张丽), Tian Mimi (田密密), Wu Jianhua (吴剑华). Heat transfer enhancement for shell side of double-pipe heat exchanger with pin fins and helical fins [J]. *CIESC Journal* (化工学报), 2010, **61** (3): 587-593
- [3] Sinha A, Raman K A, Chattopadhyay H, Biswas G. Effects of different orientations of winglet arrays on the performance of plate-fin heat exchangers [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2013, **57** (1): 202-214
- [4] Min C H, Qi C Y, Wang E Y, Tian L T, Qin Y J. Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in a channel with novel longitudinal vortex generators [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2012, **55**: 7268-7277
- [5] Zhou G B, Ye Q L. Experimental investigations of thermal and flow characteristics of curved trapezoidal winglet type vortex generators [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2012, **37**: 241-248

- [6] Fiebig M, Kallweit P, Mitra N, Tiggelbeck S. Heat transfer enhancement and drag by longitudinal vortex generators in channel flow [J]. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 1991, **4** (1): 103-114
- [7] Zhu J X, Mitra N K, Fiebig M. Effects of longitudinal vortex generators on heat transfer and flow loss in turbulent channel flows [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1993, **36** (9): 2339-2347
- [8] Fiebig M. Embedded vortices in internal flow: heat transfer and pressure loss enhancement [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1995, **16** (5): 376-388
- [9] Biswas G, Chattopadhyay H. Heat transfer in a channel with built-in wing-type vortex generators [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1992, **35** (4): 803-814
- [10] Biswas G, Torii K, Fujii D, Nishino K. Numerical and experimental determination of flow structure and heat transfer effects of longitudinal vortices in a channel flow [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1996, **39** (16): 3441-3451
- [11] Fiebig M. Vortices, generators and heat transfer [J]. *Trans IChemE (A)*, 1998, **76** (2): 108-123
- [12] Akcayoglu A. Flow past confined delta-wing type vortex generators [J]. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2011, **35** (1): 112-120
- [13] Min Chunhua (闵春华), Yang Lixin (杨立新), Qi Chengying (齐承英), Dong Jiangfeng (董江峰). PIV measurement of flow field in a rectangular channel with longitudinal vortex generators [J]. *Journal of Hebei University of Technology* (河北工业大学学报), 2011, **40** (6): 59-62
- [14] Eibeck P A, Eaton J K. Heat transfer effects of a longitudinal vortex embedded in a turbulent boundary layer [J]. *Heat Transfer*, 1987, **109** (1): 16-24
- [15] Song Xiangeng (宋宪耕), Song Donghui (宋东辉), Li Xuanyou (李选友), Wang Zhaojie (王肇杰), Du Guangsheng (杜广生), Qiu Liejun (裘烈钧). Experimental study on mechanism of heat transfer in turbulence boundary layer of rectangular channel with vortex [J]. *Journal of Astronautics* (宇航学报), 1996, **17** (2): 70-75
- [16] Huang Jun (黄军), Huang Yanping (黄彦平), Ma Jian (马建), Zhou Na (周娜), Wang Qiuwang (王秋旺). Effective influence distance of longitudinal vortex in narrow rectangular channel [J]. *Journal of Engineering Thermophysics* (工程热物理学报), 2010, **31** (2): 299-301
- [17] Wang Haigang (王海刚), Huang Jun (黄军), Chen Qiuyang (陈秋扬), Zeng Min (曾敏), Wang Qiuwang (王秋旺). Numerical optimization of space between LVGs in narrow rectangular channel [J]. *Journal of Engineering Thermophysics* (工程热物理学报), 2009, **30** (1): 135-137
- [18] Zhang Li (张丽), Xing Yanwei (邢彦伟), Wu Jianhua (吴剑华). Fluid flow characteristic in helical duct with rectangular cross section [J]. *CIESC Journal* (化工学报), 2010, **61** (5): 1089-1096
- [19] Zhang L, Du W J, WU J H, Li Y X. Fluid flow characteristics for shell side of double-pipe heat exchanger with helical fins and pin fins [J]. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2012, **36** (1): 30-43
- [20] Zhang Li (张丽), Xie Caipeng (谢彩朋), Li Yaxia (李雅侠), Wu Jianhua (吴剑华). The compound heat transfer enhancement with helical fins and vortex generators for the shells at different curvature [J]. *CIESC Journal* (化工学报), 2013, **64** (9): 3198-3205
- [21] Bolinder C J. Flow visualization and LDV measurements of laminar flow in a helical square ducts with finite pitch [J]. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 1995, **11** (4): 348-363
- [22] You D, Wang M, Mittal R, Moin P. Large-eddy simulations of longitudinal vortices embedded in a turbulent boundary layer [J]. *AIAA Journal*, 2006, **44** (12): 3032-3039
- [23] Hüttel T J, Friedrich R. Influence of curvature and torsion on turbulent flow in helically coiled pipes [J]. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2000, **21** (1): 345-353