

# 矩形横截面螺旋管湍流流动与传热特性的数值研究

邢云绯<sup>\*</sup>, 仲峰泉, 张新宇

中国科学院力学研究所 高温气体动力学国家重点实验室, 北京 100190

**摘要:** 采用了剪切应力输运(SST) $k-\omega$ 两方程湍流模型并考虑近壁低雷诺数的修正对矩形横截面螺旋管内冷却水流动和传热特性进行了数值研究。数值分析了在不同入口雷诺数、曲率半径以及扭距条件下,螺旋管内的温度、速度场以及流线的变化,讨论了螺旋管内、外壁面对流传热系数的差异及产生机理,同时与直通管道传热性能进行了比较。研究发现由于离心力的作用,螺旋管内存在显著的二次流动,管内、外侧壁面对流传热存在差异。旋转一周后,螺旋管即进入了流动稳定状态,入口雷诺数可以显著提升螺旋管整体的对流换热效率,扭矩和曲率对内外壁面传热效果的影响不大,而窄高型的横截面构型可以显著改善螺旋管的传热效果。研究结果对应用矩形横截面螺旋管的冷却设计提供参考。

**关键词:** 螺旋管; 湍流; 曲率; 传热; 矩形

中图分类号: V211.754 文献标识码: A 文章编号: 1000-6893(2013)06-1269-08

螺旋管由于其结构紧凑和高换热性能等特点,在发电机组、核电设备、制冷和食品加工等工业场所被作为热交换器的基本结构而广泛使用。与直管相比,螺旋管具有较高的对流换热效率<sup>[1]</sup>。人们对圆形横截面螺旋管已经进行了一系列的理论、数值及实验研究。Kao<sup>[2]</sup>采用数值分析方法,研究了扭矩对圆形截面螺旋管内充分发展态层流流动的影响。结果表明,螺旋管的曲率及扭矩是影响层流换热性能的主要参数。Xin和Ebadian<sup>[3]</sup>对5种不同曲率和扭矩的螺旋管,以及3种不同冷却工质进行了实验研究。发现,螺旋两圈后流体温度基本保持线性分布,此时的扭矩影响基本可以忽略。Wu等<sup>[4]</sup>对大曲率的螺旋管湍流流动和传热进行了数值研究,他们发现,螺旋流动导致的摩擦力增大和换热增强效果对层流的影响较大,而对湍流的影响较小。文献<sup>[5]</sup>和文献<sup>[6]</sup>

针对螺旋管结构参数对换热效率的影响进行了分析,并给出了整体对流传热系数的经验公式。

虽然对于螺旋管的流动特性和传热已经进行了长时间的研究,但是大多数的研究只是局限于圆形横截面。Wu等<sup>[4]</sup>对圆形截面螺旋管进行了三维数值模拟,分析了曲率、导程以及雷诺数等参数对螺旋管壁面努塞尔数分布的影响。Moawad<sup>[6]</sup>对圆形横截面螺旋管进行了实验研究,结果显示曲率和导程对螺旋管的平均对流传热系数有显著影响。以往研究显示螺旋管由于离心力的作用,导致管内侧和外侧壁面对流传热性能存在显著差异,内侧壁面由于流动分离,其换热性能下降,而外侧壁面附近流体受到离心力的挤压作用,使得近壁区湍流强度增大,换热性能明显上升。因此,数值研究螺旋管流动与传热特性非常必要,尤其是对于主要利用螺旋管内侧进行热

收稿日期: 2012-07-10; 退修日期: 2012-07-25; 录用日期: 2012-09-10; 网络出版时间: 2012-09-24 09:44

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20120924.0944.001.html

基金项目: 国家自然科学基金(10902115, 11172309)

\* 通讯作者: Tel.: 010-82545830 E-mail: xingyunfei@imech.ac.cn

**引用格式:** Xing Y F, Zhong F Q, Zhang X Y. Numerical study of turbulent flow and heat transfer characteristics in helical rectangular ducts. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2013, 34(6): 1269-1276. 邢云绯, 仲峰泉, 张新宇. 矩形横截面螺旋管湍流流动与传热特性的数值研究. 航空学报, 2013, 34(6): 1269-1276.

交换的冷却结构。

而在航空航天领域,如航空发动机、火箭发动机以及冲压发动机的冷却系统中,矩形横截面的螺旋管冷却结构由于其加工技术相对简单,已被广泛使用。目前,对于矩形横截面螺旋管的研究大部分局限于层流流动<sup>[7-13]</sup>,对于湍流的研究非常有限。笔者能查到的公开发表的文献仅有 Mori 等<sup>[14]</sup>对矩形横截面弯管对流换热的数值计算和实验研究。这篇文献提供了仅有的关于矩形横截面弯曲管段湍流条件下对流换热实验数据。然而该文献并没有对螺旋管传热进行较系统的研究,也没有考虑导程对于螺旋管传热的影响。

基于此,本文将给出矩形横截面螺旋管内的流场和温度场特性,同时以提高内壁面传热特性为目标,分析结构参数的影响。

## 1 矩形横截面螺旋管的结构参数

图 1 给出了一个典型的矩形横截面螺旋管。其结构参数包括截面边长  $a$ 、 $b$ , 曲率半径  $R$ , 导程  $p$ 。

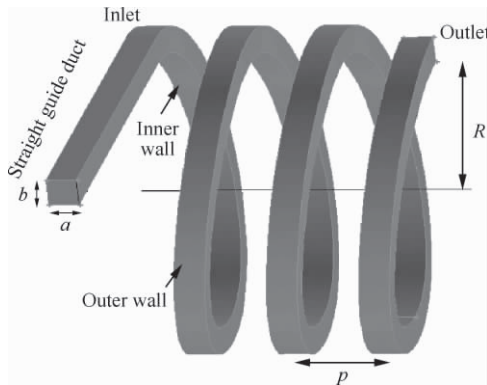


图 1 矩形螺旋管示意图

Fig 1 Sketch of a helical rectangular duct

定义无量纲化参数,曲率  $\delta$ 、扭矩  $\lambda$ 、流场中雷诺数  $Re$  以及流阻  $f$  的定义为

$$\delta = \frac{a}{R} \quad (1)$$

$$\lambda = \frac{p}{2\pi R} \quad (2)$$

$$Re = \frac{2\rho u a b}{(a+b)\mu} \quad (3)$$

$$f = \frac{2\Delta p d}{\rho l u^2} \quad (4)$$

式中:  $\rho$  为流体密度;  $u$  为流体速度;  $\mu$  为流体动力黏度;  $l$  为螺旋流动长度;  $d$  为螺旋管的水力直径;  $\Delta p$  为沿程压力损失。

对于螺旋管,临界雷诺数决定了层流/湍流流态,其表达式为

$$Re_{crit} = 2100(1 + 12\delta^{0.5}) \quad (5)$$

湍流有助于流动换热,因而换热设备中流体均设定为湍流流动。本文所涉及的算例中,雷诺数均大于临界值,因此流动为湍流。本文研究的螺旋管曲率半径较小,流速较大(10 m/s),因此重力对流动的影响相比于离心力很小,未考虑重力效应。

## 2 数值方法

Pizza 和 Ciofalo<sup>[5]</sup>对于螺旋管模型在不同湍流模型下的计算结果进行了对比,发现使用剪切应力运输(SST) $k-\omega$ 和雷诺应力模型(RSM) $k-\omega$ 可以得到与实验数据和经验公式相吻合的计算结果。同时考虑到 SST  $k-\omega$  湍流模型对计算流体内部分离和漩涡的优势,所以本文采用了 SST  $k-\omega$  两方程湍流模型,并且考虑了近壁低雷诺数对模型的修正<sup>[15-16]</sup>,通过有限体积法离散求解三维 Navier-Stokes 方程,对螺旋管内流动和换热进行了数值研究。控制方程的求解采用了 Fluent 6.3.2 提供的求解器<sup>[17]</sup>,对流项的离散采用了二阶迎风差分格式,扩散项采用了二阶中心差分格式,压力、速度耦合求解采用了 Coupled 算法,时间推进采用了隐式 Gauss-Seidel 方法。控制方程中所有变量的时间、空间离散均具有二阶精度。

如图 1 所示,矩形横截面螺旋管模型包括入口等直段和三圈螺旋管(螺旋角  $\theta$  从入口  $\theta_i = 0^\circ$  到出口  $\theta_o = 1080^\circ$ )。其中入口段为长 200 mm 的等直段,以消除入口效应,并使得流体在进入螺旋管段时为充分发展的管道湍流;冷却流体为水;流体入口温度为 283 K,管壁为恒温壁 370 K。

### 2.1 网格无关性

为了验证数值方法的可靠性,进行了网格无关性研究,3 种不同网格结构参数列于表 1 中。表中,  $N_\theta$  为在横截面单边上的网格数;  $N_{SEC}$  为横

截面上的网格总数;  $N_f$  为流向方向网格数;  $\Delta r_{\max}/\Delta r_{\min}$  为横截面内最大/最小网格尺度的比值;  $y_{\min}^+$  为壁面最小网格与湍流壁面尺度的比值;  $h$  为螺旋第 3 圈管段外壁面平均对流传热系数。可以看出, 网格 A 和网格 B 的拉伸尺度不同, 而网格总数是相同的。网格 B 和网格 C 的  $y_{\min}^+$  相同, 但是网格总数不同。网格无关性研究的结果

也显示于表 1 中, 对应算例的曲率  $\delta=0.192$ , 扭矩  $\lambda=0.11$ 。由于网格拉伸比例的不同, 带来了网格 A 和网格 B 对流传热系数的计算结果有 6% 的差异, 阻力系数差异为 2%。而网格 B 和网格 C 的差别小于 1.2%。由于网格 C 消耗的运算时间是网格 B 的两倍, 所以以下算例采用了网格 B 结构。

表 1 网格结构参数及无关性结果

Table 1 Grid parameters and independence of the grids

Mesh	$N_\theta$	$N_{\text{SEC}}$	$\frac{\Delta r_{\max}}{\Delta r_{\min}}$	$N_f$	$y_{\min}^+$	$h$	$f$
A	60	3 600	2.45	600	4.60	89 445.3	0.176 1
B	60	3 600	36.00	600	0.55	84 730.8	0.172 5
C	80	6 400	22.00	600	0.55	85 682.8	0.172 3

## 2.2 计算结果验证

为了进一步验证数值方法的可靠性, 计算了矩形横截面弯曲管段(弯曲半径为 267 mm, 方形横截面通道为 20 mm×20 mm)中, 在入口雷诺数为 42 017 时, 对螺旋管平均努塞尔数  $\overline{Nu}$  与文献 [14] 中的实验数据进行了比较, 其中模型算例的壁面条件均为等温壁。从表 2 中可以看出, 计算得到的平均努塞尔数与实验结果相差 9%, 考虑到实验测量传热参数具有一定的误差, 因此计算结果与实验数据基本吻合。

表 2 计算结果与实验值的比较

Table 2 Comparison of simulation results and experimental data

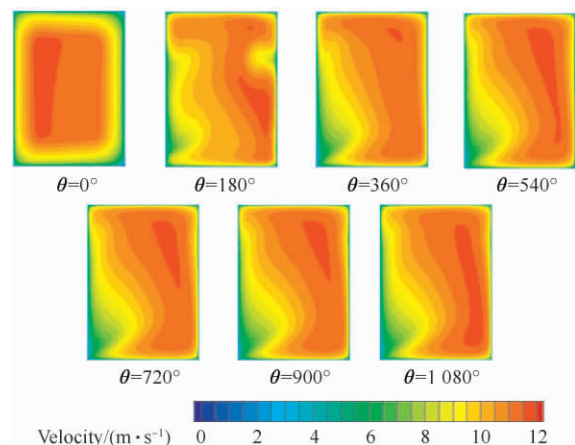
$Re$	$\overline{Nu}$		Relative difference/%
	Experiment <sup>[14]</sup>	Simulation	
42 017	1 549.2	1 706.4	9

## 3 结果与讨论

### 3.1 速度场

在  $R=26$  mm、 $p=18$  mm、矩形横截面边长  $a=5$  mm、 $b=6$  mm 和入口雷诺数为 55 000 的条件下, 对螺旋管进行了数值模拟。图 2 显示了矩形横截面螺旋管中不同轴向位置的轴向速度分布

云图。轴向位置以螺旋角  $\theta$  来表示, 其中  $\theta$  表示从入口处开始的管道螺旋角度, 如图 2 中  $360^\circ$  表示螺旋一圈的轴向位置。横截面的左侧代表了螺旋管的内侧壁面, 右侧为外侧壁面。从图 2 中可以看出, 随着  $\theta$  的增加, 最大速度逐渐向外侧壁面偏移。螺旋管的曲率产生的离心力使得流体向外侧流动, 造成了管道外壁面具有较高的速度, 速度在内外侧呈现显著的非对称性。同时, 随着流体的螺旋角增加, 二次流逐步增强。当螺旋角小于  $360^\circ$ , 速度场的非对称分布随着螺旋角的增加而明显变化; 当螺旋角大于  $360^\circ$ , 速度场分布趋于稳定。图 3 显示了不同横截面内瞬时流线分布,

图 2 速度场云图( $\delta=0.192, \lambda=0.11, Re=55\ 000$ )Fig. 2 Velocity distribution ( $\delta=0.192, \lambda=0.11, Re=55\ 000$ )

可以看出离心力导致内侧壁面及下侧壁面附近产生漩涡和二次流动,这将显著地影响对流传热。旋转一周后,不同横截面内流线呈现出相似分布。其中,螺旋角  $1\ 080^\circ$  对应为模型出口,边界条件的限制使其流线和速度场与其他螺旋角处稍有不同。

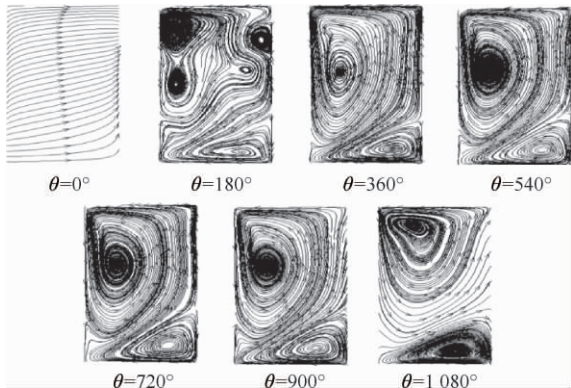


图3 流线图( $\delta=0.192, \lambda=0.11, Re=55\ 000$ )

Fig. 3 Distribution of streamlines ( $\delta=0.192, \lambda=0.11, Re=55\ 000$ )

### 3.2 温度场

图4显示了不同轴向位置横截面内的温度分布。与速度分布相似,由于离心力导致温度分布在内外侧存在显著的非对称。同时,由于流体在螺旋管中处于不断加热的过程,使其温度沿螺旋管轴向整体上逐渐上升。从图中还可以看出,在内侧壁面附近存在高温区,该高温区随着螺旋角的增加而显著。

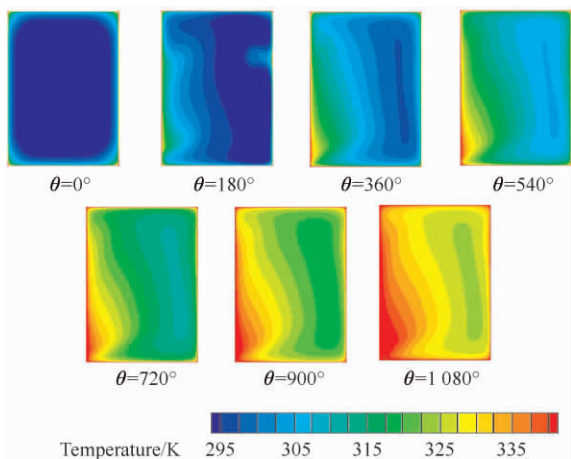


图4 温度场云图( $\delta=0.192, \lambda=0.11, Re=55\ 000$ )

Fig. 4 Temperature distribution ( $\delta=0.192, \lambda=0.11, Re=55\ 000$ )

### 3.3 内壁面与外壁面传热差异

图5显示了螺旋管内、外侧壁面上,以半圈为周期的基于面积平均的对流换热系数  $h$  分布。在横坐标  $-0.5 \sim 0$  的区域内,为螺旋开始之前的入口等直段中充分发展区域内的对流换热系数平均值。入口等直段的传热系数数值结果与 Sieder-Tate 传热公式给出的直管段 (Straight Channel) 对流传热系数吻合得很好。可以看出,外壁面的换热效果要明显高于内壁面。从入口处 (横坐标为 0) 开始的螺旋初期,内、外壁面均出现了传热增强的效果,这是由于离心力对流动的扰动,使得内、外壁面的速度及温度边界层发生改变,产生局部二次流以及湍流强度的增强。经过螺旋一周后 (即 Roll 值为 1), 流动趋于稳定。与长直管段相比,内壁面换热效率仅提高了 5% 左右,而外壁面的换热效率提高了 60%。螺旋管的内、外壁面与直管段相比,均起到了传热增强的效果。

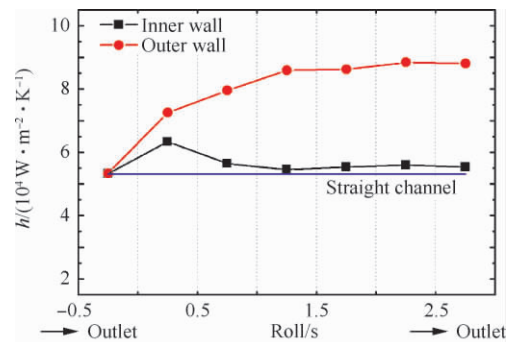


图5 内、外壁面平均对流换热系数比较图( $\delta=0.192, \lambda=0.11, Re=55\ 000$ )

Fig. 5 Comparison of averaged heat transfer coefficients on the inner and outer walls ( $\delta=0.192, \lambda=0.11, Re=55\ 000$ )

### 3.4 雷诺数的影响

给定曲率和扭矩,雷诺数对于内壁面对流传热系数的影响如图6所示。由图6可知,内壁面换热效率随着雷诺数的增大而显著增大。当流动进入第1圈之后,内壁面对流传热系数基本上呈现以一圈为周期的周期性分布特征,并且该周期性分布受雷诺数的影响很小。可以看出,从入口处开始的一圈,对流传热与其他圈数不同。所以



第 1 圈可以看做是螺旋管的入口发展段。雷诺数对入口发展段传热系数的影响较大,在惯性力与离心力的作用下,流动出现较强的二次流,造成内壁面对流换热系数急剧增加。从表 3 中可以发现,雷诺数的增大对于阻力系数的影响不大。

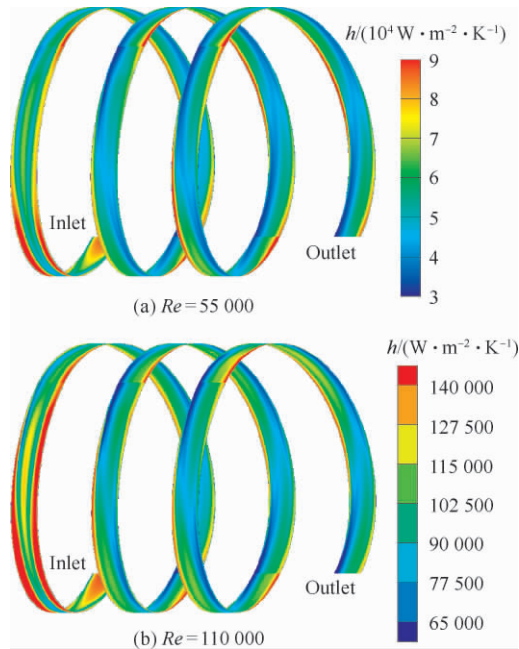


图 6 内壁面对流换热系数分布云图 ( $\delta=0.192, \lambda=0.11$ )  
Fig 6 Heat transfer coefficient distribution on the inner wall ( $\delta=0.192, \lambda=0.11$ )

表 3 阻力系数比较 ( $\delta=0.192, \lambda=0.11$ )  
Table 3 Comparison of flow resistance coefficients ( $\delta=0.192, \lambda=0.11$ )

$Re$	$f$
55 000	0.172 5
11 0000	0.173 2

### 3.5 扭矩的影响

在保证入口条件、管道构型以及曲率相同的条件下,导程增加至 52 mm,即加倍扭矩,进行数值计算,传热系数分布对比如图 7 所示。由图可以看出,扭矩对内、外壁面换热性能基本无影响,差别小于 4%。对于矩形截面螺旋管传热,扭矩的影响基本可以忽略,相同的结论在螺旋圆管研究中得到证实<sup>[3,5]</sup>。从表 4 中可以看出,扭矩的提高增加了一定的流动阻力系数。

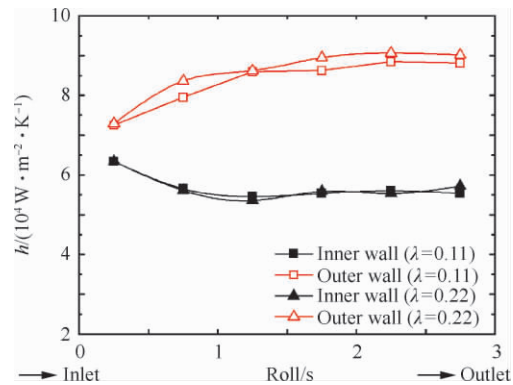


图 7 内、外壁面平均对流换热系数比较图 ( $\delta=0.192, Re=55\ 000$ )

Fig 7 Comparison of averaged heat transfer coefficients on the inner and outer walls ( $\delta=0.192, Re=55\ 000$ )

表 4 阻力系数比较 ( $\delta=0.192, Re=55\ 000$ )  
Table 4 Comparison of flow resistance coefficients ( $\delta=0.192, Re=55\ 000$ )

$\lambda$	$f$
0.11	0.172 5
0.22	0.173 2

### 3.6 曲率的影响

在保证入口条件、管道构型及扭矩相同的条件下,曲率半径增大至 52 mm,降低曲率至原来的 1/2,进行数值计算,对比结果如图 8 所示。由图可以看出,对本研究所涉及的构型,曲率的降低对外壁面的影响不大,但会显著降低入口段内壁面的换热效果。

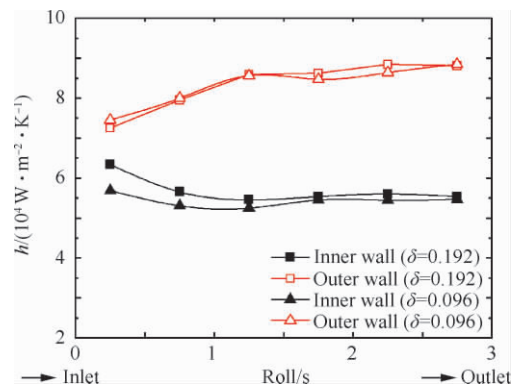


图 8 内、外壁面平均对流换热系数比较图 ( $\lambda=0.11, Re=55\ 000$ )

Fig 8 Comparison of averaged heat transfer coefficients on the inner and outer walls ( $\lambda=0.11, Re=55\ 000$ )

经过一周的旋转后,不同曲率对应的内、外壁面传热系数基本一致,大曲率管道的换热性能略高。也就是说,曲率的存在导致了离心力的产生,从而增强外壁面换热和降低内壁面的换热,然而当曲率达到一定值时,增加的曲率对于内外壁面的换热影响不大。然而临界曲率值还需要我们进一步的研究。从表 5 中可以发现曲率的降低可以明显地降低螺旋管的流动阻力系数。

表 5 阻力系数比较 ( $\lambda=0.11, Re=55\ 000$ )

Table 5 Comparison of flow resistance coefficients ( $\lambda = 0.11, Re=55\ 000$ )

$\delta$	$f$
0.192	0.172 5
0.096	0.173 2

### 3.7 横截面参数的影响

图 9 给出了 3 种通道横截面的高度和宽度。图 10 为不同横截面构型沿流动方向内、外壁面平均对流换热系数的分布。3 种横截面的通道面积相同,水力直径也基本相同,即在相同流量条件下,入口雷诺数和流速也是相同的。由图 10 可知,窄高型横截面 ( $C_2$ ) 对内壁面的换热起到了显著的增强效果,但是对外侧壁面的传热系数增加不明显。宽矮型横截面 ( $C_3$ ) 显著降低了外壁面的对流换热系数,而内壁面的变化不大。图 11 比较了  $C_1$  和  $C_2$  两种横截面管道的内壁面对流换热系数分布云图,可以看到,对于窄高型 ( $C_2$ ) 的横截面 ( $a=3.75, b=8$ ),内壁面上由二次流产生的传热弱化区域相比横截面  $C_1$  ( $a=5, b=6$ ) 明显减少。对于流动阻力系数,从表 6 中可以看出,显著增强换热的构型窄高型横截面  $C_2$  对应的阻力系数较小,而宽矮型横截面 ( $C_3$ ) 造成显著的流动损失。

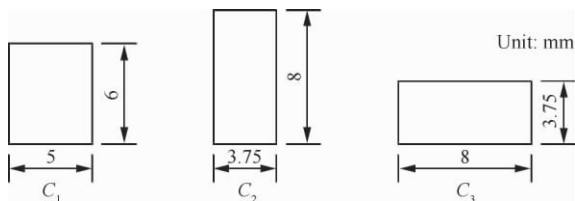


图 9 3 种通道横截面构型

Fig. 9 Cross section of three ducts

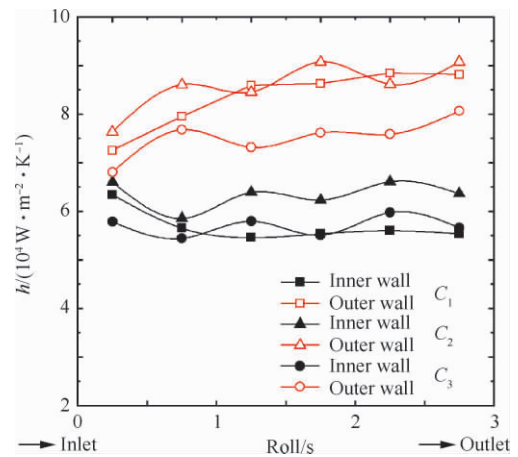


图 10 内、外壁面平均对流换热系数比较图 ( $Re=55\ 000$ )

Fig. 10 Comparison of averaged heat transfer coefficients on the inner and outer walls ( $Re=55\ 000$ )

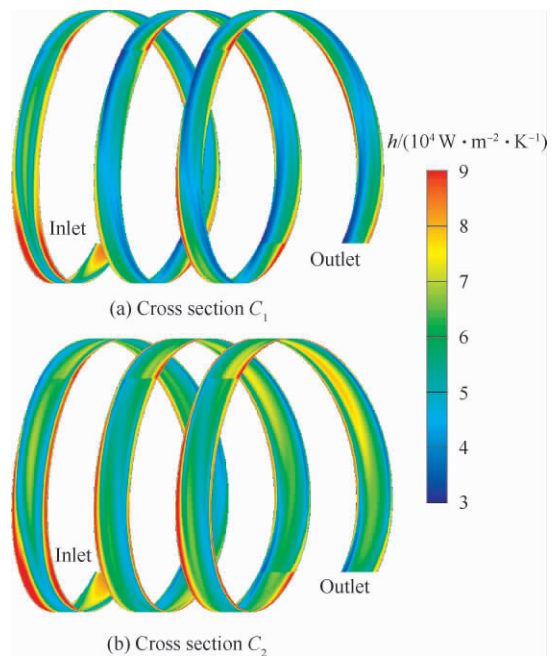


图 11 内壁面对流换热系数分布云图 ( $Re=55\ 000$ )

Fig. 11 Heat transfer coefficient distribution on the inner wall ( $Re=55\ 000$ )

表 6 阻力系数比较 ( $Re=55\ 000$ )

Table 6 Comparison of flow resistance coefficients ( $Re = 55\ 000$ )

$C_1$	$C_2$	$C_3$
0.172 5	0.163 7	0.207 6

## 4 结 论

本文针对不同构型以及流动条件下的矩形横截面螺旋管的流动和传热特性进行了数值研究。数值结果给出了螺旋管内流动温度、速度场以及流线分布云图,分析了内流流场;比较了螺旋管内外壁面与直管道对流换热特性差异;研究了入口雷诺数、曲率及扭距等关键参数对螺旋管流动与传热的影响。研究结果显示螺旋管可以提升内外壁面的传热效率;由于离心力导致流体向外侧挤压,外侧壁面的传热系数将显著增大。同时,研究发现雷诺数可以显著提升对流换热效率,扭矩和曲率对内外壁面传热效果的影响不大,而横截面构型参数可以显著改变螺旋管的传热效果,窄高型的横截面构型更有利于换热和减小阻力系数。

## 参 考 文 献

- [1] Aly W I, Inaba H, Haruki N, et al. Drag, and heat transfer reduction phenomena of drag-reducing surfactant solutions in straight and helical pipes. *Journal of Heat Transfer*, 2006, 128(8): 800-810.
- [2] Kao H C. Torsion effect on fully developed flow in a helical pipe. *Journal of Fluid Mechanics*, 1987, 184(1): 335-356.
- [3] Xin R C, Ebadian M A. The effects of Prandtl numbers on local and average convective heat transfer characteristics in helical pipes. *Journal of Heat Transfer*, 1997, 119(3): 467-473.
- [4] Wu S Y, Chen S J, Li Y R, et al. Numerical investigation of turbulent flow, heat transfer and entropy generation in a helical coiled tube with larger curvature ratio. *Heat and Mass Transfer*, 2009, 45(5): 569-578.
- [5] Pizza I D, Ciofalo M. Numerical prediction of turbulent flow and heat transfer in helical coiled pipes. *International Journal of Thermal Sciences*, 2010, 49(4): 653-663.
- [6] Moawed M. Experimental study of forced convection from helical coiled tubes with different parameters. *Energy Conversion and Management*, 2011, 52(2): 1150-1156.
- [7] Thangam S, Hur N. Laminar secondary flows in curved rectangular ducts. *Journal of Fluid Mechanics*, 1990, 217: 421-440.
- [8] Bolinder C J, Sundén B. Flow visualization and LDV measurements of laminar flow in a helical square duct with finite pitch. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1995, 11(4): 348-363.
- [9] Bolinder C J. First and higher-order effects of curvature and torsion on the flow in a helical rectangular duct. *Journal of Fluid Mechanics*, 1996, 314: 113-138.
- [10] Zabielski L, Mestel A J. Steady flow a helically symmetric pipe. *Journal of Fluid Mechanics*, 1998, 370(1): 297-320.
- [11] Zabielski L, Mestel A J. Kinematic dynamo action in a helical pipe. *Journal of Fluid Mechanics*, 2005, 535: 347-367.
- [12] Sakalis V D, Hatzikonstantinou P M, Papadopoulos P K. Numerical procedure for the laminar developed flow in a helical square duct. *Journal of Fluid Engineering*, 2005, 127(1): 136-148.
- [13] Egner M W, Burmeister L C. Heat transfer for laminar flow in spiral ducts of rectangular cross section. *Journal of Heat Transfer*, 2005, 127(3): 352-356.
- [14] Mori Y, Uchida Y, Ukon T. Forced convective heat transfer in a curved channel with a square cross section. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 1971, 14(11): 1787-1805.
- [15] Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [16] ANSYS Fluent, FLUENT 6.3 User's Guide. Fluent Inc. 2006.
- [17] Sieder E N, Tate C E. Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. *Industrial & Engineering Chemistry*, 1936, 28(12): 1429-1435.

### 作者简介:

邢云绯 女, 博士, 助理研究员。主要研究方向: 超临界流体传热、冲击射流强化冷却。

Tel: 010-82545830

E-mail: xingyunfei@imech. ac. cn

仲峰泉 男, 博士, 副研究员。主要研究方向: 发动机主动冷却气/固/液耦合传热分析, 超临界流体传热, 超声速燃烧机理及数值模拟。

Email: fzhong@imech. ac. cn

## Numerical Study of Turbulent Flow and Heat Transfer Characteristics in Helical Rectangular Ducts

XING Yunfei<sup>\*</sup>, ZHONG Fengquan, ZHANG Xinyu

*State Key Laboratory of High Temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China*

**Abstract:** Three-dimensional turbulent forced convective heat transfer and its flow characteristics in a helical rectangular duct are simulated using a shear stress transport (SST)  $k-\omega$  turbulence model and taking into consideration the modified low Reynolds number near the wall. The temperature, flow field and the streamline at different axial locations along the stream are analyzed for different Reynolds numbers, different curvatures and different torsions. The causes of the differences between the inner and outer walls of the helical rectangular ducts are discussed and the differences between the helical duct and straight channel are compared. A second flow in the helical duct caused by the centrifugal effect results in the differences between the inner and outer walls. For the present study, the flow is steady after the first roll. The Reynolds number can enhance the overall heat transfer, and torsion and curvature do not much change the heat transfer effect. But the rectangular configurations can significantly enhance the heat transfer coefficients. The results obtained from the present investigation are meant to serve as basic data for further cooling design using helical rectangular ducts.

**Key words:** helical duct; turbulence; curvature; heat transfer; rectangular

---

Received: 2012-07-10; Revised: 2012-07-25; Accepted: 2012-09-10; Published online: 2012-09-24 09:44

URL: [www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20120924.0944.001.html](http://www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20120924.0944.001.html)

Foundation items: National Natural Science Foundation of China (10902115, 11172309)

<sup>\*</sup> Corresponding author. Tel.: 010-82545830 E-mail: xingyunfei@imech.ac.cn