

doi:10.3969/j.issn.2095-0411.2018.05.007

## 超临界压力下正癸烷在螺旋管内流动与 传热特性的数值模拟

何阔, 鲍泽威, 雷志良, 黄琴, 李象远

(四川大学 化学工程学院, 四川 成都 610065)

**摘要:**使用高比热容的航空燃料对航空发动机的冷却空气进行预冷却是改善航空发动机冷却性能的有效方法。采用数值模拟方法研究了超临界压力下正癸烷在不同导程参数的螺旋管内速度场和温度场分布特性,结果表明:螺旋管离心力引起的二次流是使截面速度出现差异的主要原因,流体速度的最大值位于外侧壁面处;流体温度较高的区域靠近螺旋管内侧壁面处且随着螺旋上升角度的增大而逐渐扩大;模拟所得的努塞尔数和压降与 Petukhov 等的经验公式吻合较好,说明该公式同样适用正癸烷在螺旋管内的流动传热计算;螺旋管导程对管内流体的流动和传热性能影响很小,在螺旋管换热器优化设计中应作为次要优化参数。

**关键词:**螺旋管;导程;数值模拟;正癸烷;传热

**中图分类号:**O 621.3

**文献标志码:**A

**文章编号:**2095-0411(2018)05-0051-07

## Numerical Investigation of the Flow and Heat Transfer of *n*-Decane in Helical-Coiled Tubes at Supercritical Pressure

HE Kuo, BAO Zewei, LEI Zhiliang, HUANG Qin, LI Xiangyuan

(College of Chemical Engineering, Sichuan University, Chengdu 610065, China)

**Abstract:** It is an effective method to improve the cooling performance of aero-engine by using high thermal capacity aviation fuel to cool the cooling air. Numerical simulation of the helical-coiled tubes with different helical pitch was carried out to analyze the distributions of both velocity and temperature fields. The results show that the secondary flow caused by the centrifugal force of the helical-coil tubes is the main reason for the difference in the distribution of both velocity and temperature. The maximum velocity is found at the outer side while the high temperature zone is found at the inner side. Moreover, the area of the high temperature zone expands gradually with the increase of the helix angel. The simulation results of Nusselt number and pressure drop accord well with those of the empirical formulas presented by Petukhov et al, which shows that these formulas are also applicable to the cal-

**收稿日期:**2018-03-20。

**作者简介:**何阔(1994—),男,四川遂宁人,硕士生。通信联系人:鲍泽威(1985—),E-mail:baozewei@126.com

**引用本文:**何阔,鲍泽威,雷志良,等.超临界压力下正癸烷在螺旋管内流动与传热特性的数值模拟研究[J].常州大学学报(自然科学版),2018,30(5):51-57.

culuation of the flow and heat transfer of *n*-decane in the helical-coiled tube. The helical pitch has little influence on the flow performance and heat transfer in helical-coiled tubes, and it should be considered as a secondary factor in optimal design of helical-coiled tubes heat exchanger.

**Key words:** helical-coiled tubes; helical pitch; numerical simulation; *n*-decane; heat transfer

随着航空发动机的性能不断提高,发动机涡轮前温度也不断增大,因此必须依靠高效冷却技术对发动机的热端部件进行冷却。航空发动机性能的大幅提高,实现更高的推重比、降低油耗主要是通过提高涡轮前温度以及在此基础上提高压气机压缩比来实现的<sup>[1]</sup>。但压气机的出口温度也随着总压比的升高而升高,使得冷却空气对热端部件的冷却能力大大降低。在冷却结构以及冷气流量无法大幅改变的情况下,最行之有效的方法就是提高冷却空气的品质。这种技术被称为 CCA (cooled cooling air) 技术<sup>[2-3]</sup>。其主要实现方式是在发动机上安装空气冷却器,使用燃油、外涵空气等冷源对冷却空气进行预冷却,从而提高冷却空气的冷却能力。

由于螺旋管结构的特殊性,其与直管相比具有非常明显的优点,如较大的换热系数和更紧凑的结构,此外还具有不易结垢及自由膨胀等优点<sup>[4]</sup>。螺旋管更适用于 CCA 技术,因此作为一种被动强化技术被广泛用于先进的冷却及能量转换系统中<sup>[5]</sup>。Moawed<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。Dang 等<sup>[7]</sup>研究了超临界煤油在 2mm 圆管中的流动和传热现象,发现热流密度达到临界值时,传热恶化现象出现,并且近壁面湍动能和湍流产生项趋于最小值。Piazza 等<sup>[8]</sup>使用多种流动模型对螺旋管内的换热和湍流流动进行了数值模拟。本文中采用的流体介质为正癸烷,其具有结构也使得螺旋管的传热强化机制与直管存在较大的差异,当前普遍认为流体在螺旋管内流动时会在流动的截面上产生垂直于主流流动方向的二次流,二次流与主流的叠加运动能够加强对边界层的扰动,从而强化传热,但是这个原因还不能定量和定性解释螺旋管对传热的强化机制<sup>[9,10]</sup>。

本文采用数值模拟的方法,使用商用软件 ANSYS Fluent 对超临界下正癸烷在螺旋管内的换热性能和流动性能进行研究,结合二次流理论,分析不同的导程对螺旋管流动及传热性能的影响,并将模拟所得结果与经验公式进行对比。

## 1 数值模型

文中的物理模型如下图 1 所示。主要结构参数有螺旋直径  $R$ 、管径  $d$  (无壁厚模型)、导程  $S$ 。

文中研究了不同导程  $S$  对螺旋管流动性能和换热性能的影响,螺旋管总长  $L = 630$  mm。 $R = 50$  mm,  $d = 2$  mm,  $S = 4 \sim 22$  mm。螺旋管参数设置如表 1 所示。

采用 ICEM CFD 15.0 进行网格划分,采用结构化网格划分方式并在近壁面处进行节点加密,保证  $y^+ < 1$ ,网格划分如图 2 所示。在进行计算前进行网格独立性验证,以  $S = 4$  mm 的螺旋管为例,选取网格数分别为 60, 93, 119 万的模型进行计算。

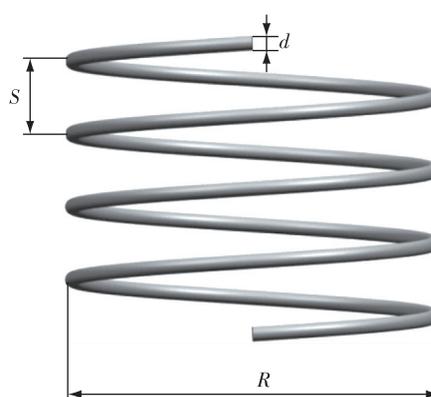


图 1 模型示意图

表 1 螺旋管结构参数

| 编号 | $R/\text{mm}$ | $L/\text{mm}$ | $S/\text{mm}$ |
|----|---------------|---------------|---------------|
| 1  | 50            | 630           | 4             |
| 2  | 50            | 630           | 10            |
| 3  | 50            | 630           | 16            |
| 4  | 50            | 630           | 22            |

三套网格计算所得的出口温度分别为 518.5, 521.5 K 和 522.2 K, 综合考虑结果的精度及计算效率后选择以网格数为 93 万的模型进行计算, 其余模型均采用一致的网格参数。

文中以正癸烷为流体介质建立连续性方程、动量方程和能量方程。其临界温度为 611.5 K, 临界压力为 2.11 MPa<sup>[11]</sup>。正癸烷的物性随温度变化较为明显, 所有热物性都采用分段线性插值。选用 SST  $k-\omega$  湍流模型, 离散项采用二阶迎风差分格式。考虑到收敛性, 压力和速度的耦合选用 SIMPLEC 算法。使用速度入口及压力出口边界条件, 正癸烷的质量流量  $q_m = 6.7 \text{ g/s}$ , 对应的入口流速  $v = 3 \text{ m/s}$ , 壁面为等热流密度, 操作压力 3.5 MPa。当计算域内所有控制体的各项残差均小于  $10^{-5}$  且进出口质量守恒时, 认为计算收敛。

## 2 结果讨论

以  $S = 16 \text{ mm}$  的螺旋管为例, 当  $Re = 15\ 000$  时, 图 3 给出了螺旋管内沿轴线方向不同位置截面的速度云图, 定义转角  $\theta$  为螺旋管沿轴线方向螺旋上升的角度。从图 3 中可以看出, 流体在螺旋管内的流动具有一个发展的过程, 当  $\theta \leq 90^\circ$  时截面上的流速分布较为均匀, 速度的整体分布情况与直管类似, 此时流动未充分发展, 截面上的最小速度出现在四周近壁面处, 最大速度位于管中心线上。随着角度逐渐增大, 截面上的速度分布不再均匀, 速度整体呈弓形分布, 带有轻微的内凹且上下部分具有一定的对称性。此时截面上的最大速度出现在螺旋管轴线的的外侧靠近壁面的部分。这是由于螺旋管的特殊结构使得主流流体受不同大小的离心力作用引起的速度分布的偏移, 当螺旋管内流体充分发展后截面上的速度分布不再发生明显变化。

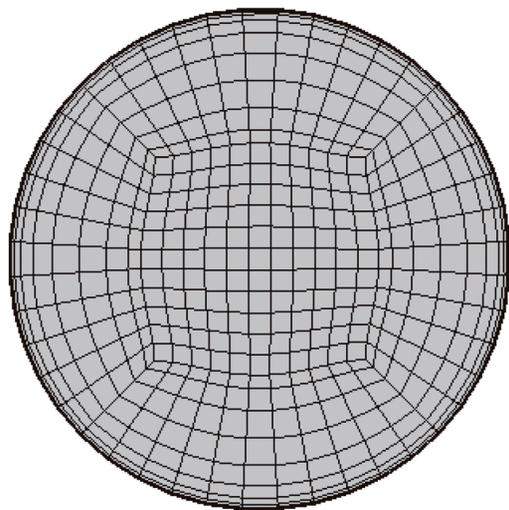


图 2 网格划分

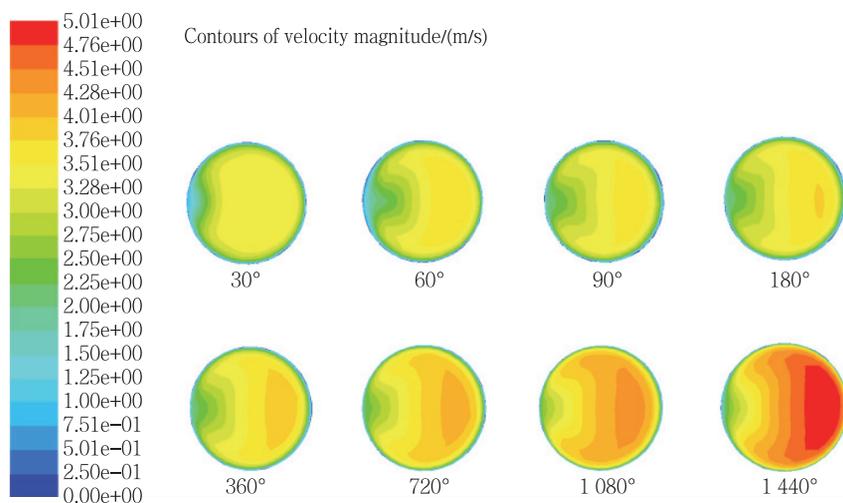


图 3 不同转角处的速度分布云图

图 4 给出了选取不同位置截面的二次流速度云图, 从图中可以看出截面上的二次流分布基本一致, 速度较高的区域均出现在两侧管壁附近。

图 5 给出了不同位置截面上的温度分布云图, 从图中可以看出温度分布与速度分布类似, 截面的上

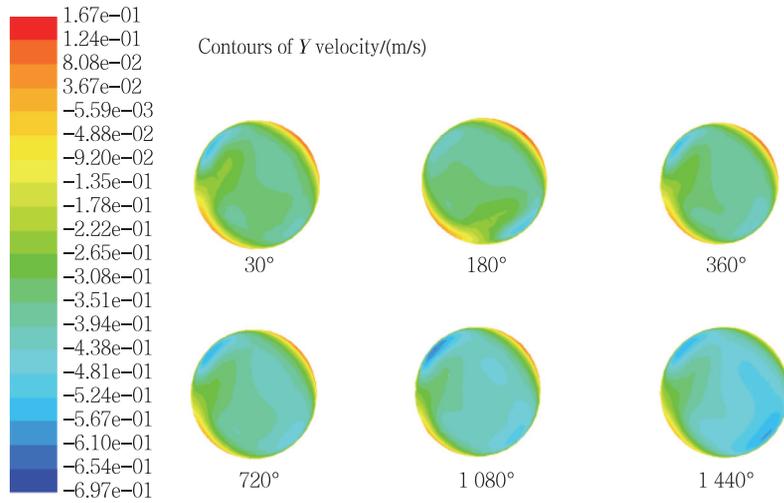


图 4 二次流分布云图

下部分具有一定的对称性。螺旋管转过的角度较小时, 截面上的温度分布较为均匀, 此时存在大量的低温区域, 四周靠近壁面处温度较高。流动发展后, 温度分布在内外侧逐渐出现差异, 流体温度较高的区域位于靠近内侧壁面处, 且有向管中心扩展的趋势。结合速度分布云图及二次流分布图可知, 流场的分布及二次流的作用会引起温度分布的不均匀。特别是二次流速度较大的近壁面区域, 温度较低的流体顺着二次流沿壁面向内侧流动, 从壁面和高温区域的流体获取热量。随后又从内侧流向核心区, 使得中心部分的温度升高而形成内凹的形状。

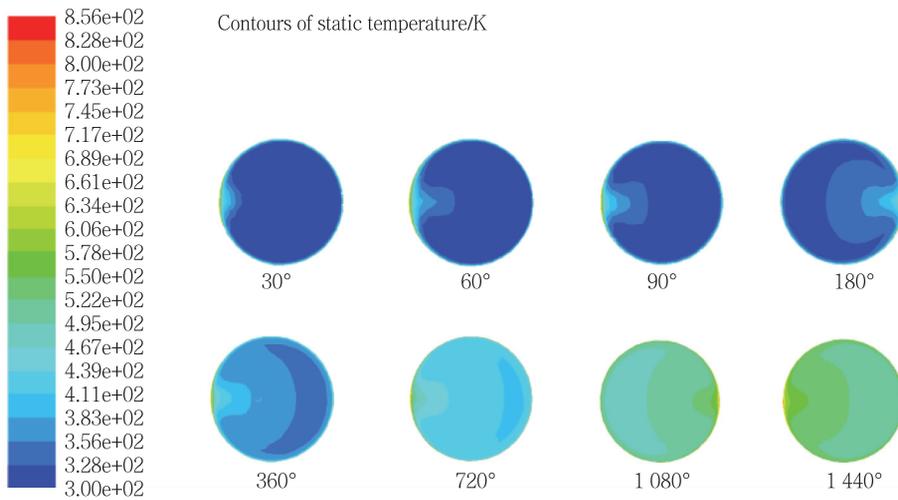


图 5 不同转角处的温度分布云图

图 6 为不同导程参数的螺旋管的壁面温度、流体温度分布, 由于计算中采用的是无壁厚模型, 且管壁上各个位置温差很大, 因此选用点平均加权温度作为壁面温度。流体温度则选用质量加权平均温度。从图中可以看出随着导程的增大壁面温度的变化趋势不大, 不同导程的螺旋管出口温差在 3~5 K 左右, 最大温差出现在  $\theta = 720^\circ$  时,  $\Delta T_{\max} = 10$  K。在角度较小时 4 种导程的螺旋管壁温差更大, 后半部分温差逐渐缩小。另外需要注意的是, 壁面的最高温度位于内侧的原因是因为靠近内侧壁面的流体流动不够充分, 导致此处的传热效果不强。4 种导程的流体温度差别很小, 从入口到出口基本属于均匀

升高趋势。

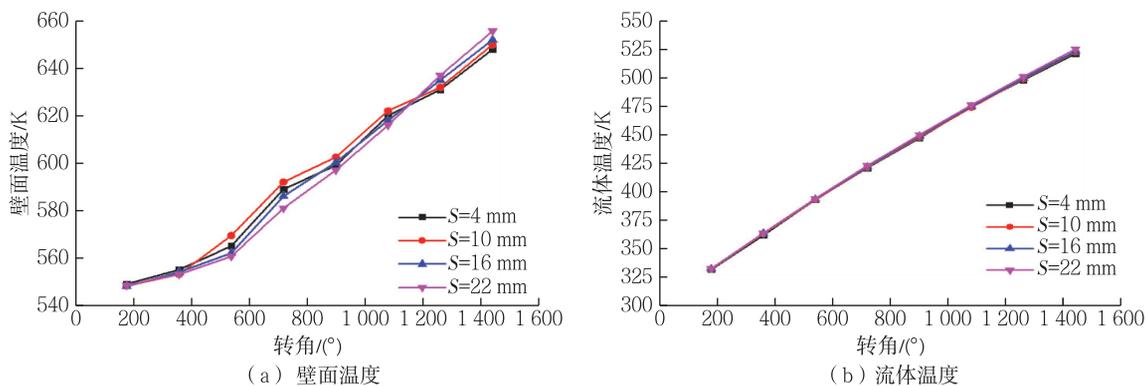


图 6 不同位置处的壁面温度和流体温度

图 7 是根据模拟所得的压降和努赛尔数与计算结果的对比。 $h$  和  $Nu$  定义为

$$h = \frac{Q}{T_{\text{wall}} - T_{\text{fluid}}} \quad (1)$$

式中: $h$  为对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $Q$  为热流密度,  $W/m^2$ ;  $T_{\text{wall}}$  为管壁温度,  $K$ ;  $T_{\text{fluid}}$  为流体温度,  $K$ 。

$$Nu = \frac{h \cdot d}{\lambda} \quad (2)$$

式中: $h$  为对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $d$  为螺旋管直径,  $m$ ;  $\lambda$  为导热系数,  $W/(m \cdot K)$ 。

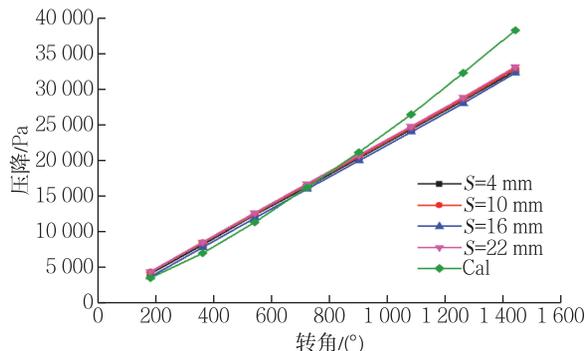
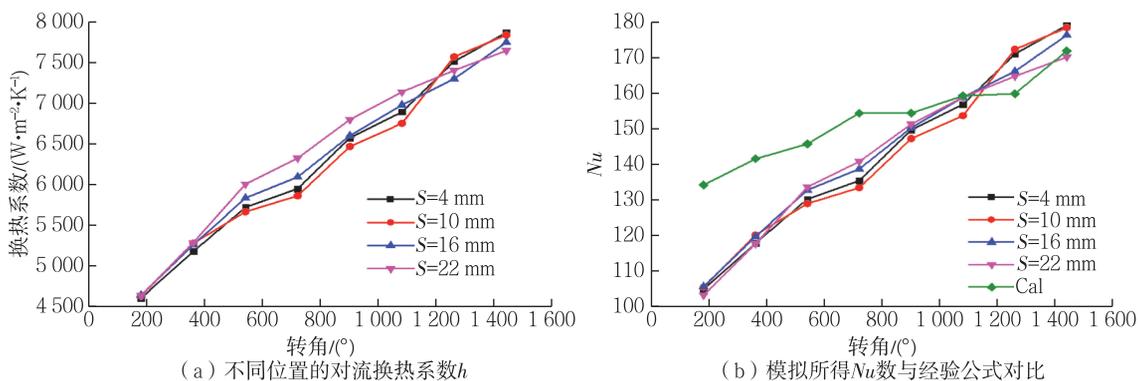


图 7 对流换热系数  $h$ ; 模拟所得的  $Nu, \Delta p$  和与经验公式结果对比

从图 7(a)可以看出,管内对流换热系数随着流动距离的增大而增大。这是由于当流动充分发展后,截面上的速度分布更加均匀,低速区域面积明显减小,整个截面上高速区域占相当比值,湍流程度越大越有利于热量的交换;且二次流促使管道中心低温流体沿高温壁面流动并发生热交换,增强了传热效果,提高了螺旋管的换热性能。不同导程参数的螺旋管对流换热系数的影响并无明显规律。

计算压降的经验公式为

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \frac{\rho u^2}{2} \quad (3)$$

式中:  $\Delta p$  为压降, Pa;  $L$  为管道长度, m;  $\rho$  为流体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $u$  为流体速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $d$  为螺旋管直径, m;  $f$  为摩擦因数, 按照 Piazza<sup>[8]</sup> 提出的阻力关系式进行计算

$$f = 0.304Re^{-0.25} + 0.029 \sqrt{\frac{d}{R}} \quad (4)$$

式中:  $f$  为摩擦因数,  $Re$  为雷诺数;  $d$  为螺旋管直径, m;  $R$  为螺旋直径, m。努赛尔数  $Nu$  则按照 Petukhov<sup>[12]</sup> 提出适用于湍流的公式进行计算

$$Nu = \frac{Pr \cdot Re(f/8)}{1.07 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (5)$$

式中:  $Pr$  为普朗特数;  $Re$  为雷诺数;  $f$  为摩擦因数。

图 7(b)为模拟所得的  $Nu$  与经验公式计算所得的结果具有一致趋势,前半部分误差较大,达到了 25%,这可能是由于流动未充分发展而引起的误差。后半段二者吻合较好,说明该公式在流动充分发展的条件下适用于正癸烷在螺旋管内流动的计算。图 7(c)中模拟所得压降与 Piazza<sup>[8]</sup> 所提出的公式计算所得的结果相比在螺旋管的前半段吻合很好,二者之差从螺旋管中间部分开始增大,最大误差为 13% 位于螺旋管末端处。且 4 种导程的螺旋管内流体的压降基本一致,这说明导程参数对螺旋管内流动性能的影响较小。对比正癸烷在直管与螺旋管中的压降数据<sup>[13]</sup>,可以发现螺旋管中流阻明显大于直管,摩擦因子  $f$  可达直管的 5 倍左右。

### 3 结 论

对超临界压力下正癸烷在螺旋管内的流动进行了数值模拟,分析了螺旋管内流动和传热的普遍规律,对比不同导程参数下螺旋管的流动和传热性能,将模拟结果与现有经验公式计算值进行对比。主要结论如下:

1)螺旋管内流体由于离心力的作用会产生二次流,由于二次流的作用使得截面上的速度分布明显异于直管,整个截面上速度呈对称分布,最大速度靠近外侧壁面;截面上高温区域位于管内侧处,且随着螺旋角的增大而增大。

2)模拟所得的努赛尔数和管内压降  $\Delta p$  与 Piazza 和 Petukhov 等人提出的经验公式计算值在一定条件下吻合较好,  $Nu$  最大误差为 25%,压降最大误差为 13%。说明该公式同样适用正癸烷在螺旋管内的流动传热计算。

3)随着导程的增大,螺旋管内的努赛尔数  $Nu$  及流动压降  $\Delta p$  基本保持不变,说明螺旋管导程参数对管内流体的流动和传热性能影响较小。

### 参考文献:

[1]于霄,吕多,李洪莲,等. 空气冷却器在航空发动机上的应用及流动传热试验分析技术研究[J]. 计测技术, 2017, 37(3):

- 34-38.
- [2] MIN J K, JI H J, MAN Y H, et al. High temperature heat exchanger studies for applications to gas turbines[J]. *Heat & Mass Transfer*, 2009, 46(2): 175.
- [3] MISSIRLIS D, DONNERRHACK S, SEITE O, et al. Numerical development of a heat transfer and pressure drop porosity model for a heat exchanger for aero engine applications [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30 (11): 1341-1350.
- [4] 曹兴, 孔祥鑫, 王凯, 等. 螺旋管内传热与流动性能的场协同分析[J]. *化工机械*, 2018, 45(1): 96-101, 113.
- [5] NAPHON P, WONGWISES S. A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2006, 10(5): 463-490.
- [6] MOAWED M. Experimental study of forced convection from helical coiled tubes with different parameters[J]. *Energy Conversion & Management*, 2011, 52(2): 1150-1156.
- [7] DANG G, ZHONG F, ZHANG Y, et al. Numerical study of heat transfer deterioration of turbulent supercritical kerosene flow in heated circular tube[J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2015, 85: 1003-1011.
- [8] PIAZZA I D, CIOFALO M. Numerical prediction of turbulent flow and heat transfer in helically coiled pipes[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2010, 49(4): 653-663.
- [9] FENG Z G, MICHAELIDES E E. Secondary flow within a river bed and contaminant transport[J]. *Environmental Fluid Mechanics*, 2009, 9(6): 617-634.
- [10] LOPEZ M, GRAHAM M D. Enhancement of mixing and adsorption in microfluidic device by shear-induced diffusion and topography-induced secondary flow [J]. *Physics of Fluids*, 2008, 20(5): 1-12.
- [11] 王占卫, 张香文, 米镇涛, 等. 超临界状态下正癸烷的催化裂解[J]. *石油化工*, 2005, 34(6): 518-522.
- [12] PETUKHOV B S. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties[J]. *Advances in Heat Transfer*, 1970, 6: 503-564.
- [13] 包旭东, 徐国强, 闻洁, 等. 超临界压力正癸烷在竖直圆管内的流动阻力实验[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(3): 628-634.

(责任编辑:殷丽莉)