

水平螺旋管内超临界 CO₂ 冷却换热的数值模拟

徐肖肖 吴杨杨 刘朝 王开正 叶建

Numerical study of cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide in a horizontal helically coiled tube

Xu Xiao-Xiao Wu Yang-Yang Liu Chao Wang Kai-Zheng Ye Jian

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 64, 054401 (2015) DOI: 10.7498/aps.64.054401

在线阅读 View online: <http://dx.doi.org/10.7498/aps.64.054401>

当期内容 View table of contents: <http://wulixb.iphy.ac.cn/CN/Y2015/V64/I5>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

高超声速飞行器前缘疏导式热防护结构的实验研究

[Experimental investigation of dredging thermal protection system of hypersonic vehicle leading edge](#)

物理学报.2014, 63(9): 094401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.094401>

基于多物理场的 TFC 磁头热传导机理及其影响因素仿真研究

[Multiphysics-based simulation on heat conduction mechanism of TFC head and its influencing factors](#)

物理学报.2014, 63(3): 034401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.034401>

高超声速飞行器热管冷却前缘结构一体化建模分析

[Investigation on integral model of heat-pipe-cooled leading edge of hypersonic vehicle](#)

物理学报.2013, 62(7): 074401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.62.074401>

疏导式结构在头锥热防护中的应用

[Application of leading structure on thermal protection of nosetip](#)

物理学报.2012, 61(17): 174401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.61.174401>

水平螺旋管内超临界CO₂冷却换热的数值模拟*

徐肖肖[†] 吴杨杨 刘朝 王开正 叶建

(低品位能源利用技术及系统教育部重点实验室, 重庆大学动力工程学院, 重庆 400030)

(2014年7月2日收到; 2014年8月28日收到修改稿)

采用RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对超临界CO₂流体在内径为4 mm, 长度2000 mm, 节距为10 mm, 曲率为0.1的水平螺旋管内的冷却换热进行了数值模拟. 研究了质量流量、热流量以及压力对换热系数的影响, 并与超临界CO₂在水平直管内的冷却换热进行了对比. 研究表明, 超临界CO₂在水平螺旋管内流动产生的二次流强于水平直管内的二次流, 前者的换热系数大于后者; 换热系数随质量流量的增加而增大; 在似气体区, 换热系数随着热流量的增加而增大, 而在似液体区, 热流量对换热系数几乎没有影响; 换热系数峰值点随着压力的升高而下降, 并向高温区偏移.

关键词: 超临界二氧化碳, 数值模拟, 螺旋管, 冷却换热

PACS: 44.05.+e, 44.15.+a, 44.27.+g

DOI: 10.7498/aps.64.054401

1 引言

二氧化碳作为无毒、不可燃、经济性高、环境友好型的天然工质, 被广泛用于制冷、热泵、汽车空调等工业领域中^[1-3]. 由于其临界温度(31.1 °C)低, 在汽车空调和热泵等应用中都必须采用跨临界循环, 因此, 近年来对超临界CO₂在管内的加热和冷却换热的研究颇多. Liao和Zhao^[4]采用实验方法研究了超临界CO₂在管径为0.7 mm, 1.4 mm和2.16 mm的水平和垂直管内的对流换热, 发现尽管 Re 已高达 10^5 数量级, 浮升力仍对超临界CO₂对流换热具有重要影响. Bae和Kim^[5-7]实验研究了竖直向上和向下的圆管以及环形管内的超临界CO₂加热换热并提出了相应的关联式. Jiang等^[8,9]实验和数值研究了超临界CO₂在管径为0.27 mm的垂直微通道内的对流换热, 发现流动方向、浮升力和自加速度对局部的壁面温度影响不大; 热流量相对较大时, 浮力影响很低, 然而由浮力引起的自加速度会影响湍动能并且在热流量较大时使换热系数变小. Du等^[10]采用数值模拟方法

模拟了超临界CO₂在直径为6 mm的水平直管内的冷却换热研究, 发现几乎所有的湍流模型都能较好地模拟超临界CO₂在直管中的冷却换热. Yang等^[11]采用数值方法研究了超临界CO₂在直径为0.5 mm, 长度为1000 mm的七种不同倾斜角度的直管内的冷却换热研究, 发现水平直管具有最好的换热效果.

上述对超临界CO₂对流换热研究主要集中在直管中, 有关超临界CO₂在螺旋管内的换热研究鲜有报道^[12]. 螺旋管作为一种高效的传热管, 与直管相比具有结构紧凑, 换热效率高, 单位空间利用率大, 可以自由膨胀以及临界热通量高等优点, 在能源, 动力, 石油化工以及空调制冷等领域得到了广泛的应用^[13-15]. 许多学者也对螺旋管内的对流换热和流动做了相关详细研究. Liberto和Ciofalo^[16]采用数值模拟的方法研究了水在螺旋管内的湍流换热, 发现在靠近螺旋管外侧的湍流和换热强度更强. Lin和Ebadian^[17]研究了以水为工质的进口湍动强度对螺旋管内流动和传热发展的影响. Shao等^[18]课题组研究了R134a在螺旋管内沸腾, 凝结

* 国家自然科学基金(批准号: 51206197)、中央高校基本科研业务费专项资金(批准号: CDJZR12140032)和重庆市自然科学基金(批准号: CSTC2011BB6094)资助的课题.

[†] 通信作者. E-mail: xuxiaoxiao@cqu.edu.cn

等一系列条件下的流动换热. Mao 等^[19]用实验方法研究了亚临界和超临界水在螺旋管内的混合对流换热,发现当雷诺数足够大(2×10^5)时 Dittus-Boelter^[20]可以很好的预测螺旋管内的换热系数. 基于 CO₂ 良好的环境友好性和热物性以及螺旋管的结构特性优势, Xu 等^[21]开发了带有螺旋管缠绕式 CO₂ 气体冷却器的热泵. 螺旋管缠绕式气体冷却器在结构上有许多优点,但是制冷剂 CO₂ 在螺旋管侧的换热机理却并不清晰,也没有相关的经验公式. 因此超临界 CO₂ 在螺旋管内的冷却换热研究对揭示其换热机理和螺旋管缠绕式气体冷却器的设计开发具有重要意义.

超临界 CO₂ 在定热流的螺旋管内进行冷却换热由超临界状态到液态. 在临界点附近,其物性变化剧烈,黏度、密度急剧变大,导热率和比热存在极大值,密度的急剧变化,浮升力以及离心力产生的二次流使流动和换热变得异常复杂. 本文拟开展超临界 CO₂ 在定热流条件下的冷却换热和流动特性数值研究,揭示其流动和换热特性,为跨临界 CO₂ 热泵中的螺旋管缠绕式冷却器设计、运行以及热效率的提升提供科学依据.

2 数值模拟

2.1 物理模型

水平螺旋管的物理模型如图 1 所示,其中 R_c 为螺旋直径, $2\pi b$ 为节距, a 为管半径, r 和 θ 为垂直于管轴方向截面的极坐标, φ 为柱坐标下的螺旋角. 螺旋管的具体参数如下: 曲率 $\delta = 0.1$, 管内径 $d = 2a = 4 \text{ mm}$, 长度 $l = 2000 \text{ mm}$, 节距 $2\pi b = 10 \text{ mm}$. 无量纲曲率和节距定义如下:

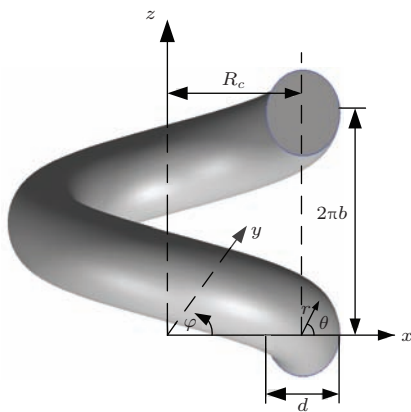


图 1 水平螺旋管的物理模型

$$\delta = a/R_c, \tag{1}$$

$$\gamma = b/R_c. \tag{2}$$

2.2 数学模型

本文采用的是 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,数学模型包括连续性方程、动量方程、能量方程.

连续性方程为

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0; \tag{3}$$

动量方程为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \\ & \quad - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i; \end{aligned} \tag{4}$$

能量方程为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i C_p T) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_T \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right. \right. \\ & \quad \left. \left. + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right]. \end{aligned} \tag{5}$$

其中, ρ 为工质密度, C_p 为定压比热容.

2.3 网格划分

图 2 给出了螺旋管的网格示意图. 由于近壁面处流动换热复杂, CO₂ 物性变化剧烈,因此在近壁面处需要对网格进行加密,最终近壁处的 y^+ 为 0.42, 并进行了网格无关性验证,计算网格数量为 380×10^4 .

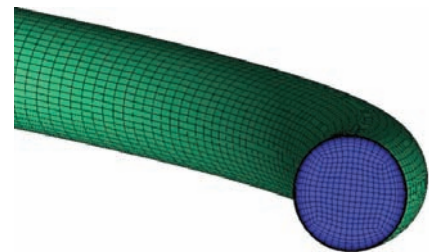


图 2 计算网格示意图

2.4 数值方法及边界条件

使用 CFD 软件 Fluent 模拟超临界 CO₂ 在定热流的水平螺旋管内冷却换热,进口采用质量流量

进口, 出口采用压力出口, 壁面为均匀热流. 采用SIMPLEC算法求解压力速度耦合方程. 连续性方程、湍流脉动能方程采用一阶迎风格式, 动量方程、能量方程以及湍流耗散率方程采用QUICK格式离散.

截面流体温度及换热系数定义如下:

$$T_f = \frac{\int_A \rho u T dA}{\int_A \rho u dA}, \quad (6)$$

$$h = \frac{q_w}{T_f - T_w}, \quad (7)$$

其中, T_f 为质量流量积分的截面流体温度, T 为流体当地温度, T_w 为壁面温度, q_w 为壁面热流, u 为当地流体速度, A 为垂直于管轴方向的截面流体面积.

3 计算结果及分析

3.1 超临界二氧化碳在螺旋管中的流动特性及直管的对比

图3为计算结果与王淑香等^[12]实验值的对比, 两者平均偏差为16.3%, 考虑到实验测量误差, 故可认为模拟值与实验值符合较好, 能够正确地反映流动换热特性.

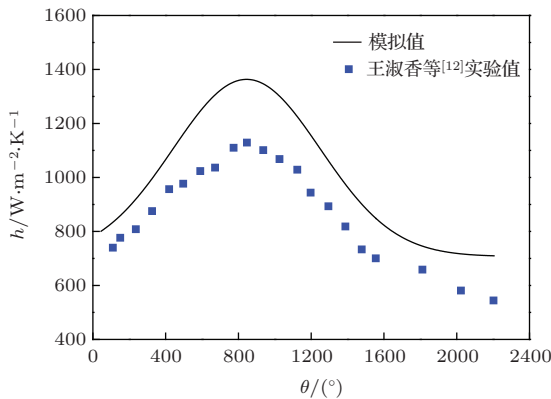


图3 模拟值和实验值对比

图4给出了在压力 $P = 8 \text{ MPa}$, 热流量 $q = 30 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$, 质量流量 $m = 250 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 条件下, 水平螺旋管和水平直管换热系数的对比. 可以看出超临界 CO_2 在螺旋管内的换热系数大于在水平直管内的, 平均比直管内的换热系数大11.2%. 这是因为螺旋管内流体受到重力、离心力以及浮升力的共同作用, 形成垂直于主流方向的二次流动, 并与主流叠加使流体在螺旋管内形成螺旋流动, 加强了流体的扰动, 从而使换热增强.

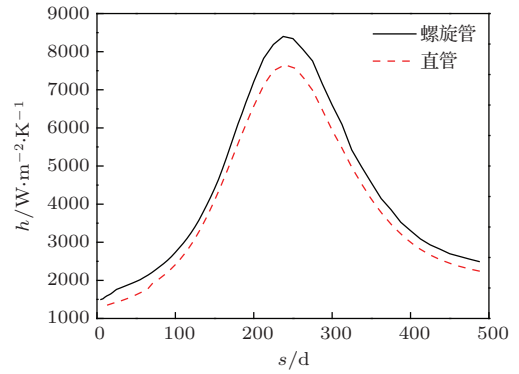


图4 水平直管和螺旋管换热系数的对比

图5给出了在相同压力 ($P = 8 \text{ MPa}$), 热流量 ($q = 30 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$), 质量流量 ($m = 250 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$) 条件下, 水平螺旋管和水平直管轴向方向4个截面的温度和速度云图的对比情况. 其中, 云图中水平管上部对应着顶部点, 下部对应着底部点, 螺旋管左侧点对应着内侧点, 右侧对应着外侧点. 从温度云图可以看到, 水平直管内的流体由于受到浮升力作用, 温度较高的流体向顶部偏移. 螺旋管内的流体则由于受到离心力和浮升力的双重作用, 高温部分流体向外侧点附近偏移. 螺旋管内的温度偏移度明显大于直管. 从速度矢量云图则可以看到, 直管内由于浮升力作用, 温度高的部分向上流, 而靠近壁面温度较低的部分向下流, 进而产生垂直于轴向方向的二次流, 其大小沿着流动方向略有增加. 螺旋管内, 在浮升力和离心力的双重作用下形成二次流, 且其大小沿着流动方向逐渐减小. 另外从 $s/d = 200$ 和 $s/d = 400$ 两个图可以看到二次流与内外侧点水平连线有一定的夹角.

图6给出了在相同压力 ($P = 8 \text{ MPa}$), 热流量 ($q = 30 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$), 质量流量 ($m = 250 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$) 条件下, 水平螺旋管和水平直管内的流体温度和壁面温度沿流动方向变化的对比. 可以看出, 螺旋管和直管内的流体温度变化是一样的, 而螺旋管的壁面温度要比直管高0.42%. 这是因为螺旋管内流动湍动更为剧烈, 换热更强, 导致壁面温度相对更高.

图7给出了在相同压力 ($P = 8 \text{ MPa}$), 热流量 ($q = 30 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$), 质量流量 ($m = 250 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$) 条件下, 水平管和螺旋管垂直于轴向方向的4个截面的径向温度、速度以及湍动能的分布情况. 其中, 对于直管, $r/a = -1$ 代表底部点, $r/a = 1$ 代表顶部点; 对于螺旋管, $r/a = -1$ 代表内侧点, $r/a = 1$ 代表外侧点, s/d 代表距离进口长度与管直径之比.

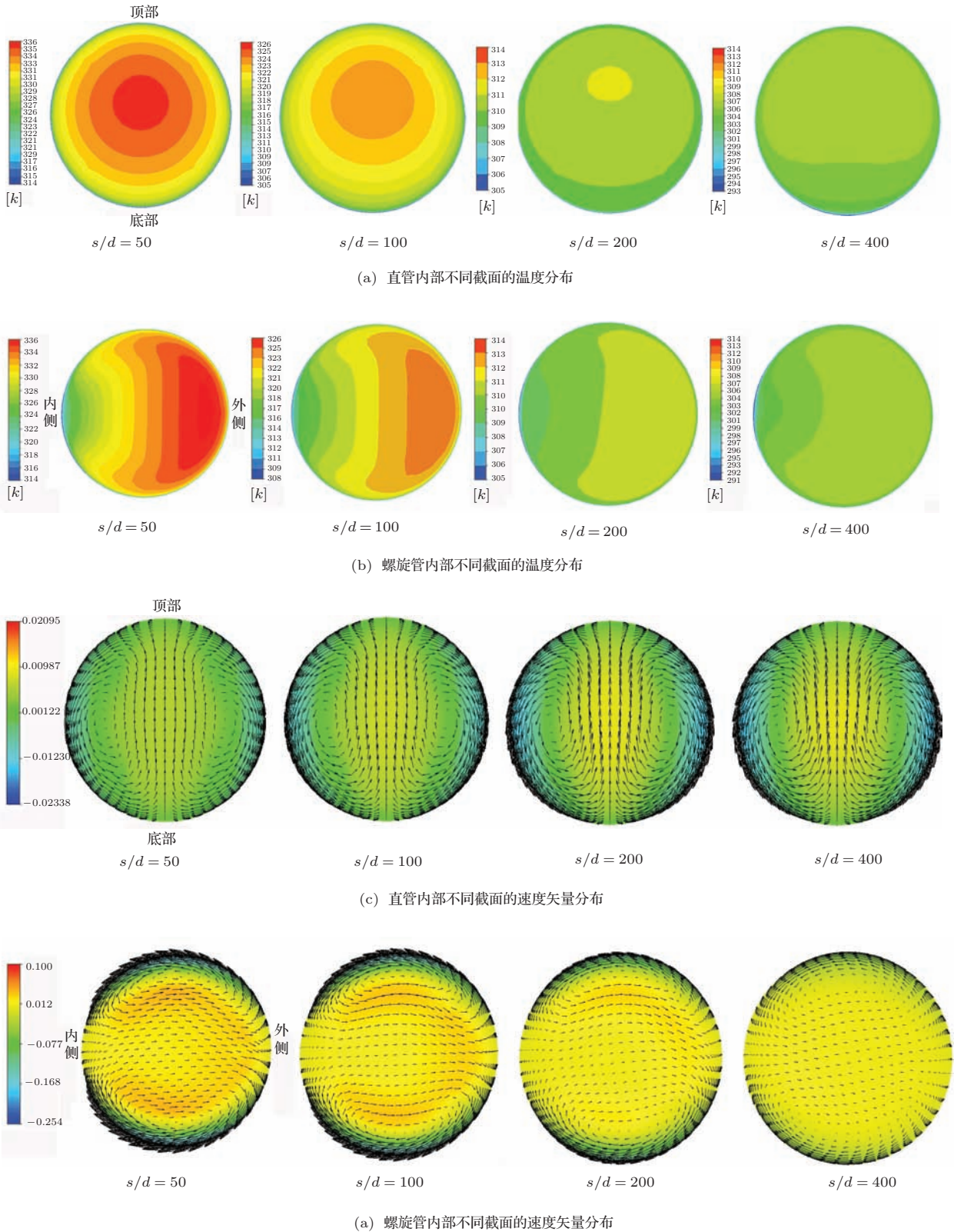


图5 (网刊彩色) 水平直管和螺旋管轴向截面温度和速度矢量云图

可以看到, 无论直管还是螺旋管, 速度最小值对应着湍动能的最大值, 且随着流动方向而减小. 在 $s/d = 200$ 之后, 温度达到平衡. 水平管中, 由于浮升力的作用, 温度较高的流体流向上部点, 因此顶

部点附近的温度、速度、湍动能均大于底部点. 而对于螺旋管, 由于受到离心力和浮升力的作用, 温度较部分的流体则向外侧点聚集, 故外侧点附近的温度、速度、湍动能均大于内侧点附近的.

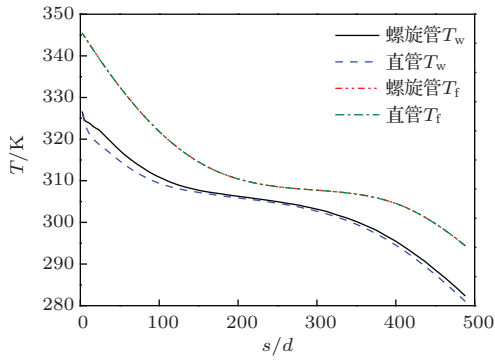


图6 (网刊彩色) 水平螺旋管的壁温和流体温度与直管的对比

3.2 质量流量影响

图8为在相同压力($P = 8 \text{ MPa}$), 热流量($q = 50 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$)条件下, 质量流量对换热系数

的影响. 可以看到换热系数在准临界点附近达到峰值, 且随着质量流量的增加而增大. 这是由于质量流量的增加必然使管内流体速度加大, 湍流加剧, 边界层变薄, 因此换热系数随着质量流量的增加而增大.

3.3 热流量的影响

图9给出了相同压力($P = 8 \text{ MPa}$), 质量流量($m = 250 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$)条件下, 热流量对超临界 CO_2 在水平螺旋管冷却换热系数的影响. 可以看到, 在准临界温度点之前(似液体区), 热流量对换热系数几乎没有影响; 而在准临界温度点之后(似气体区), 换热系数随着热流量的增大而稍有增大. 这是因为, 在似气体区, 比热容和导热率均随着流体温度的降低而增加, 因此换热系数会随着热流量

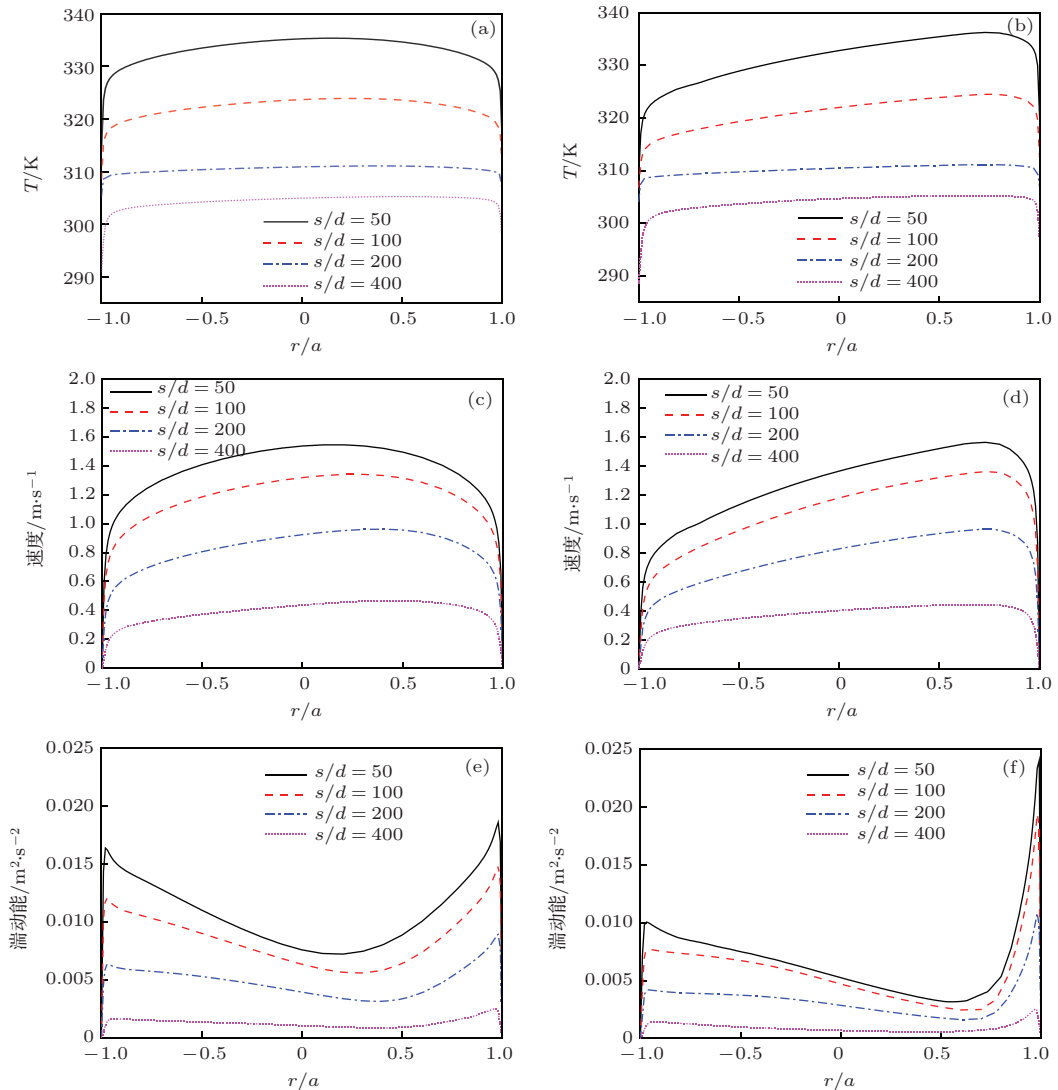


图7 (网刊彩色) 水平直管和螺旋管轴向截面温度、速度、湍动能分布 (a) 直管不同截面径向温度分布; (b) 螺旋管不同截面径向温度分布; (c) 直管不同截面径向速度分布; (d) 螺旋管不同截面径向速度分布; (e) 直管不同截面径向湍动能分布; (f) 螺旋管不同截面径向湍动能分布

的增加而增大;在似液体区比热容随着流体温度的降低一直减小,导热率却随着流体温度的降低先减小后升高,因此换热系数几乎不受热流量影响.

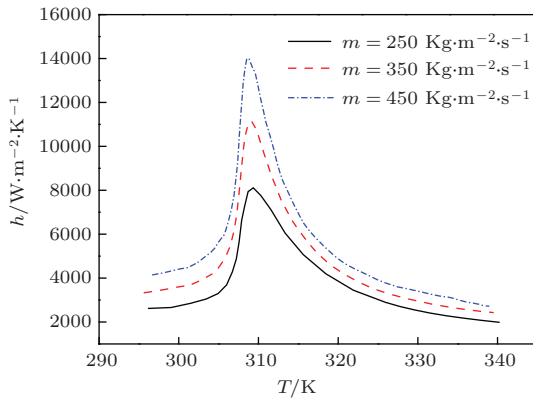


图8 (网刊彩色) 质量流量对换热系数的影响

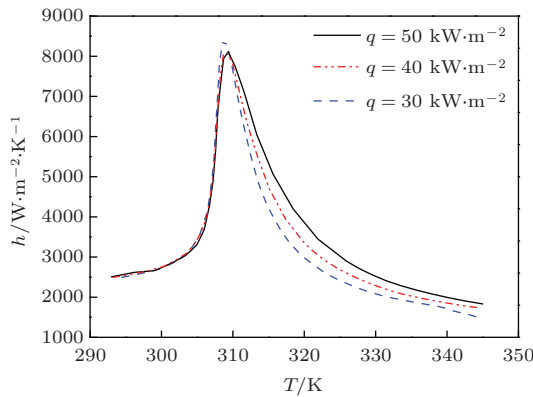


图9 (网刊彩色) 热流量对换热系数的影响

3.4 压力影响

图 10 给出了在相同压力($P = 8 \text{ MPa}$),热流量($q = 30 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$),质量流量($m = 250 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$)条件下,压力对换热系数的影响.各压力下的换热系数均在准临界点附近达到峰值,随着压力的升高,换热系数峰值点明显下降,且向着高温区偏移.这是因为随着压力的提高, CO_2 的准临界温度向高温区偏移,比热容在准临界点附近达到峰值,且随着压力的升高而减小,例如8 MPa时的最大比热容为 $17 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$,9 MPa时为 $10 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$,10 MPa时为 $7 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.当热流量相同时,比热容越大换热温差越小,因此压力越高换热系数峰值点越低.比热容直接影响着换热系数的大小,由于在8 MPa峰值点以左,比热容是随着压力的升高而减小的,而在10 MPa峰值点以右,比热容则随着

压力的升高而增大.因此在图中8 MPa 峰值点以左,换热系数是随着压力的升高而减小的,而在10 MPa 峰值点以右,换热系数是随着压力的升高而增大的.

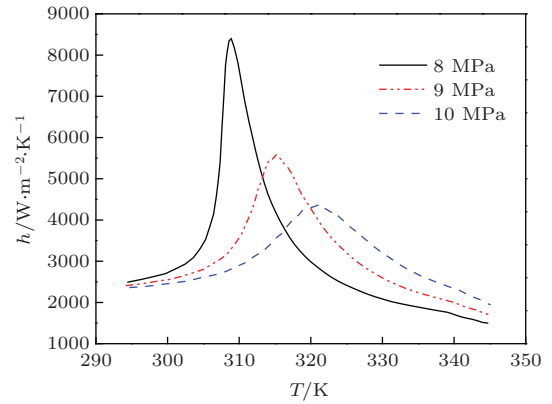


图10 (网刊彩色) 压力对换热系数的影响

4 结 论

1)超临界 CO_2 在水平螺旋管内的流动换热,由于离心力和浮升力的双重作用,形成垂直于主流的二次流,使管内流体扰动增强,进而加强换热.因此,相同条件下,水平螺旋管内的换热系数要比水平直管内的高11.2%.

2)质量流量的增加使得管内速度加大,湍流加剧,边界层变薄,加强了流体和壁面间的换热.因此换热系数随着质量流量的增加而增大.

3)在似液体区,热流量对换热系数基本没有影响;在似气体区,换热系数随着热流量的增加而稍有增大.

4)换热系数的峰值点随着压力的升高而降低,并向高温区偏移.

参考文献

- [1] Wang L L, Ma Y T, Li M X, Gong W J 2009 *J. Eng. Thermophys.* **30** 1811 (in Chinese) [汪琳琳, 马一太, 李敏霞, 龚文谨 2009 工程热物理学报 **30** 1811]
- [2] Yan K F, Li X S, Chen Z Y, Xu C G 2010 *Acta Phys. Sin.* **59** 4313 (in Chinese) [颜克凤, 李小森, 陈朝阳, 徐纯钢 2010 物理学报 **59** 4313]
- [3] Luo B Y, Lu Y G 2008 *Acta Phys. Sin.* **57** 4397 (in Chinese) [罗奔毅, 卢毅刚 2008 物理学报 **57** 4397]
- [4] Liao S M, Zhao T S 2002 *J. Heat Transfer* **124** 413
- [5] Bae Y Y, Kim H Y 2009 *Exp. Therm Fluid Sci.* **33** 329
- [6] Bae Y Y, Kim H Y 2010 *Exp. Therm Fluid Sci.* **34** 1295
- [7] Bae Y Y, Kim H Y 2011 *Int. J. Heat Fluid Flow* **32** 340

- [8] Jiang P X, Zhang Y, Xu Y J, Shi R F 2008 *Int. J. Thermal Sci.* **47** 998
- [9] Jiang P X, Zhang Y, Zhao C R, Shi R F 2008 *Exp. Therm Fluid Sci.* **32** 1628
- [10] Du Z X, Lin W S, Gu A Z 2010 *J. Supercrit. Fluids* **55** 116
- [11] Yang C Y, Xu J L, Wang X D, Zhang W 2013 *Int. J. Heat Mass Transfer* **64** 212
- [12] Wang S X, Niu Z Y, Xu J L 2013 *J. Chem. Ind. Eng.* **64** 3917 (in Chinese) [王淑香, 牛志愿, 徐进良 2013 化工学报 **64** 3917]
- [13] Liu D Y, Wang Y W, Wang X, He K, Zhang X J, Yang C X 2012 *Acta Phys. Sin.* **61** 150506 (in Chinese) [刘丹阳, 王亚伟, 王仙, 何昆, 张兴娟, 杨春信 2012 物理学报 **61** 150506]
- [14] Shao L, Han J T, Pan J H 2007 *J. Refrigeration* **28** 23 (in Chinese) [邵莉, 韩吉田, 潘继红 2007 制冷学报 **28** 23]
- [15] Fu C F, Wei Y Y, Duan Z Y, Wang W X, Duan Y B 2009 *Chin. Phys. B* **18** 2749
- [16] Liberto D M, Ciofalo M 2013 *Int. J. Heat Mass Transfer* **59** 112
- [17] Lin C X, Ebdian M A 1999 *Int. J. Heat Mass Transfer* **42** 739
- [18] Shao L, Han J T 2007 *J. Hydrodynamics, Ser. B* **19** 677
- [19] Mao Y F, Guo L J, Bai B F, Zhang X M 2010 *Front. Energy Power Eng. China* **4** 546
- [20] Dittus F W, Boelter L M K 1930 *Univ. Calif. Publ. Eng.* **2** 443
- [21] Xu X X, Chen G M, Tang L M, Zhu Z J 2011 *Int. J. Energy Res.* **35** 1266

Numerical study of cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide in a horizontal helically coiled tube *

Xu Xiao-Xiao[†] Wu Yang-Yang Liu Chao Wang Kai-Zheng Ye Jian

(Key Laboratory of Low-grade Energy Utilization Technologies and Systems, College of Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

(Received 2 July 2014; revised manuscript received 28 August 2014)

Abstract

In the present study, cooling heat transfer of supercritical CO₂ in a horizontal helically coiled-tube 4 mm in diameter, 2000 mm in length, a pitch of 10 mm and 0.1 in curvature is numerically investigated with RNG turbulence model. Influences of mass flow rate, heat flux and pressure on heat transfer of supercritical CO₂ are studied. The characteristics of the flow and heat transfer are compared with those in a horizontal straight tube. Results show that the secondary flow and heat transfer coefficient in a helically coiled tube is obviously larger than in a horizontal straight tube. The heat transfer coefficient of supercritical CO₂ increases with increasing mass flow rate, and the heat transfer coefficient increases slightly as the heat flux increases in the gas-like region, while the heat transfer coefficient is unaffected by heat flux in the liquid-like region. The peak of the heat transfer coefficient decreases and shifts to a higher temperature region as the pressure increases.

Keywords: supercritical CO₂, numerical study, helically coiled-tube, cooling heat transfer

PACS: 44.05.+e, 44.15.+a, 44.27.+g

DOI: 10.7498/aps.64.054401

* Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant No. 51206197), the Fundamental Research Funds for the Central Universities of Ministry of Education of China (Grant No. CDJZR12140032), and the Natural Science Foundation of Chongqing, China (Grant No. CSTC2011BB6094).

† Corresponding author. E-mail: xuxiaoxiao@cqu.edu.cn