

超临界 CO₂ 水平直管内冷却换热的数值模拟

崔海亭, 刘思文, 王少政

(河北科技大学机械工程学院, 河北石家庄 050018)

摘要: 为了提高 CO₂ 热泵的传热性能, 基于 Fluent 的数值模拟方法研究了超临界 CO₂ 在水平圆直管内的换热特性。采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型对超临界 CO₂ 流体在内径为 4 mm、长度为 2 000 mm 的水平圆管内的冷却换热进行了数值模拟, 主要探究了超临界 CO₂ 流体在管内冷却条件下的温度场分布以及传热系数的变化规律, 并研究了 CO₂ 质量流量及进口温度对管内传热性能的影响。模拟结果表明: 超临界 CO₂ 的传热系数随质量流量的增加而变大, 质量流量增加 100 kg/(m² · s²), 平均传热系数增加约为 12%; 随着制冷剂进口温度的增加, 管内平均传热系数变小, 但局部传热系数的最大值并不会发生改变, 只会使其出现的节点延后。研究结果可为水平直管在 CO₂ 热泵中的应用提供理论与数据支持。

关键词: 工程热力学; 数值模拟; Fluent; 超临界 CO₂; 水平直管; 换热特性

中图分类号: TB657.5; TK12 **文献标志码:** A

Numerical simulation of convection heat transfer of supercritical carbon dioxide in horizontal straight tube

CUI Haiting, LIU Siwen, WANG Shaozheng

(School of Mechanical Engineering, Hebei University of Science and Technology, Shijiazhuang, Hebei 050018, China)

Abstract: In order to enhance the heat transfer performance of CO₂ heat pump, the heat transfer performance of supercritical carbon dioxide in horizontal straight tube is conducted based on Fluent numerical simulation method. Cooling heat transfer of supercritical CO₂ in a horizontal tube with diameter of 4 mm and length of 2 000 mm is numerically investigated with $k-\epsilon$ turbulence model. The temperature field and heat transfer coefficient of supercritical carbon dioxide fluid under in-tube cooling conditions are mainly investigated. The effects of mass flow rate and inlet temperature on heat transfer performance in horizontal straight tubes are studied. The simulation results show that the heat transfer coefficient of supercritical carbon dioxide increases with the increase of mass flow, the mass flow increases by 100 kg/(m² · s²), and the average heat transfer coefficient increases by about 12%. With the increase of supercritical carbon dioxide inlet temperature, the average heat transfer coefficient becomes small, but the maximum value of the local heat transfer coefficient doesn't change, only delaying the appearance of the maximum value of the local heat transfer coefficient. The research result may provide important theory and data support for the application of the horizontal straight tube in CO₂ heat pump.

收稿日期: 2019-01-08; 修回日期: 2019-03-18; 责任编辑: 陈书欣

基金项目: 河北省自然科学基金(E2014208005); 河北省教育厅科学研究计划重点项目(ZH2018079)

第一作者简介: 崔海亭(1964—), 男, 河北石家庄人, 教授, 博士, 主要从事蓄热与强化传热技术方面的研究。

E-mail: cuiht@126.com

崔海亭, 刘思文, 王少政. 超临界 CO₂ 水平直管内冷却换热的数值模拟[J]. 河北科技大学学报, 2019, 40(3): 252-258.

CUI Haiting, LIU Siwen, WANG Shaozheng. Numerical simulation of convection heat transfer of supercritical carbon dioxide in horizontal straight tube[J]. Journal of Hebei University of Science and Technology, 2019, 40(3): 252-258.

Keywords: engineering thermodynamic; numerical simulation; Fluent; supercritical carbon dioxide; horizontal straight tube; heat transfer performance

二氧化碳工质作为制冷剂的跨临界热泵机组,因其对臭氧层无破坏($ODP=0$)、温室效应潜能极小($GWP=1$);系统稳定性高、安全性好;结构紧凑、占用空间小;具有较高的制热能效比而引起广泛的关注与研究^[1-6]。近年来,由于热泵热水器高效、节能和环保的特点,二氧化碳作为制冷剂再次引起了行业的重视,并且在中国发展迅速,具有良好的经济效益和社会效益,而对于怎样增强跨临界 CO₂ 热泵系统的换热性能便成为了研究的重点。目前的研究多集中于改变换热管的结构以增强超临界 CO₂ 在管内的换热,其中研究较多的便是简单易用的直管,且多基于实验探究管内的传热特性,而由于实验的实际条件局限,很多时候并不能得到理想的结果,因此,一些研究者运用数值模拟的方法来探究 CO₂ 在管内的传热特性^[7-11]。

ZHANG 等^[12]对超临界 CO₂ 流体在水平圆管内的流动传热进行了数值模拟,发现超临界 CO₂ 相比水具有更好的换热效果,主要是因为其定压比热容比水大,且黏度更低,相比水具有更薄的边界层。杨传勇等^[13]对超临界 CO₂ 流体在不同倾斜角度的圆直管内的换热特性进行了模拟,且重点在流体浮升力对换热性能的影响进行了探究。张宇等^[14]采用数值模拟的方法对低雷诺数下超临界 CO₂ 流体在上下流动的竖直圆管内的传热特性进行了探究,认为换热的增强是由于湍动的增强,而湍动的增强是由于密度变化引起的浮升力变大。刘占斌等^[15]对超临界 CO₂ 流体在不同管径下的水平圆管内的传热特性进行了数值模拟,主要探究了管径的大小对超临界 CO₂ 流体流动换热的影响。

本文针对水平圆管建立了物理模型,并对超临界 CO₂ 流体在管内冷却换热的特性进行了分析,重点对超临界 CO₂ 流体的质量流量及进口温度的变化对其在管内冷却换热特性的影响进行了探究。

1 物理与数学计算模型

1.1 物理模型

为深入了解超临界 CO₂ 在水平圆管内的换热情况,以直角坐标系为基础建立了如图 1 所示的物理模型。

水平圆管的直径为 4 mm,管长为 2 000 mm,CO₂ 流体沿 X 轴正方向从左向右流动,流体的进口截面即为 YZ 平面。流体在流动过程中被冷却,其边界条件为等热流密度且设置为无滑移。对于材料的选择则选用紫铜管,因为这种材料不仅导热能力优秀且耐高压。超临界 CO₂ 流体的物性是需要手动向 Fluent 软件中输入的,因为其物性随温度改变,且变化特别剧烈。表 1 即为 8.1 MPa 下 CO₂ 流体随温度变化的数据。

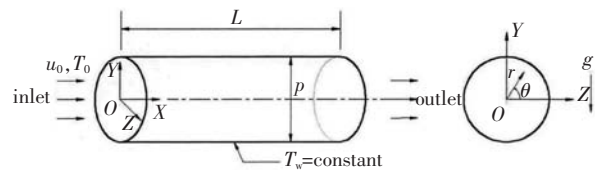


图 1 物理模型

Fig.1 Physical model

表 1 8.1 MPa 下 CO₂ 热物性的变化

Tab.1 Change of CO₂ thermal properties at 8.1 MPa

温度/℃	黏度/($\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$)	比热容/($\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$)	热导率/($\text{mW} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$)	密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
20	75.727	2.973 5	92.785	837.71
25	66.765	3.552 1	85.567	777.64
30	56.069	5.231 4	78.152	711.72
35	29.853	29.584 0	82.532	429.09
40	22.355	4.951 1	42.386	259.90
45	21.055	3.182 3	35.459	238.05
50	20.489	2.513 5	32.340	209.18
55	20.190	2.154 8	30.617	193.64

为了使 Fluent 软件的模拟过程尽可能地简单迅速,需做以下 2 点假设:

- 1)紫铜管在各个方向的性能数值完全相同;
- 2)壁面热损失及壁厚为零。

1.2 数学模型

标准 $k-\epsilon$ 模型具有较高的精度且对于大多数的基础模拟都能很好地适用,不管是在工业领域的流场模拟还是热力模拟都有较多的使用^[16-17]。本文即采用此模型,此模型包含动量方程、能量方程、连续性方程、湍动能方程(k 方程)、耗散率方程(ϵ 方程),具体方程如下所示:

连续性方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0. \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] - \frac{\partial(\delta_{ij} p)}{\partial x_i}. \quad (2)$$

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j C_p T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\Gamma + \frac{\mu_t C_p}{\sigma T}) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) + \rho \epsilon. \quad (3)$$

k 方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma k}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \epsilon. \quad (4)$$

ϵ 方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma \epsilon}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{c_1 \epsilon}{k} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - c_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}, \quad (5)$$

式中, μ_t 表示湍流黏度^[18]:

$$\mu_t = \frac{c_\mu k^2}{\epsilon}. \quad (6)$$

1.3 求解设置

水平圆直管的模型运用 Solidworks 来建立并导入到 ANSYS 软件中,之后在 ANSYS 软件的 mesh 模块中划分网格,首先采用 Automatic Method 进行网格划分,而由于边界处速度和温度变化较大,应对边界设置膨胀层,以此方式达到加密网格的效果。最终对四组网格节点数的管路总压降进行比较,分别为 2 045 681, 2 117 894, 2 163 420, 2 224 820, 如表 2 所示。由表 2 中的数据可知,管道压降随网格节点数的增大而减小,而网格序号 1 到网格序号 2 的压降要远大于网格序号 2 到 3, 4 的压降,也就表示到达网格序号 2 所示网格节点数之后,再增大网格节点数,压降变化也并不明显,因此最终选用网格序号 2 所示的节点数 2 117 894。网格选定后,进入 Fluent 模块进行工况设定,超临界 CO_2 流体的入口温度值输入为 45°C , 质量流速输入为 $250 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$, 模拟压力设定为 8.1 MPa, 热流密度设定为 $30 \text{ kW}/\text{m}^2$, 超临界 CO_2 流体的不同温度下的热物性参数可以通过 Refprop9.0^[19] 软件来查得,且在物性输入过程中采用分层输入法,共取 8 个节点。进而采用压力耦合方程组的半隐式方法即 SIMPLEC 算法对压力和速度进行耦合,动量和能量方程皆选用二阶迎风格式, inlet 采用质量流量进口, outlet 选用 outflow 自由出流, wall 选用恒热流边界条件。

1.4 数据处理

考虑到实际状况下重力和浮升力对流体在管内流动传热的影响,模拟过程添加了重力的条件,且模拟过程的所有参数均选用国际单位。

超临界 CO_2 流体在管内流动的主流截面的平均温度 T_f 和传热系数 h 分别为

$$T_f = \frac{\int \rho u T dA}{\int \rho u dA}, \quad (7)$$

$$h = \frac{q}{T_f - T_w}. \quad (8)$$

表 2 网格无关性验证

Tab.2 Grid independence verification

网格序号	网格节点数	管道总压降 $\Delta P/\text{Pa}$
1	2 045 681	1 053.3
2	2 117 894	1 050.0
3	2 163 420	1 048.9
4	2 224 820	1 047.8

2 结果分析与讨论

为验证模型的准确性,数值模拟工况采用白万金等^[20]的实验工况,且根据实验采用水平圆管等比例建模,并将截面流体温度 T_f 与截面周向壁面温度 T_w 的数值模拟结果与实验结果进行了对比,如图 2 所示。可以看出沿程截面流体温度的实验值与模拟结果基本吻合,而沿程壁温在 s/d 为 250~450 之间的模拟值稍高于实验值,其他区间吻合程度也较高。考虑到实验测量误差,可以认为模拟值能较好地反映实验值的大小,证明了数值模拟模型的可靠性。

2.1 超临界 CO₂ 管内冷却换热温度场及传热系数

首先模拟的工况:超临界 CO₂ 流体的质量流量设定为 250 kg/(m²·s²),流体进口温度设定为 45 °C。流体沿 X 轴正方向的壁面温度和截面流体温度如图 3 所示。从图 3 中可以看出,在边界条件为恒热流密度的条件下,壁面温度沿 X 轴正方向不断减小,在终点温度降到 274.5 K。截面流体温度同壁面温度一样沿 X 轴正方向不断减小,且壁面温度与截面流体温度的差值先变小再变大,在 X 轴终点处两者的温差增大到 17.6 K。

图 4 为 CO₂ 流体沿 X 轴正方向的局部传热系数,由图 4 可知,其传热系数沿 X 轴先下降后升高再下降。在进口处,流体的局部传热系数较高是由于进口处速度变化剧烈,湍动强烈,也称进口效应。流体在 X 轴正方向 250 mm 处进入稳定流动状态,其局部传热系数随温度的下降而变大,对照图 3 可知,超临界 CO₂ 流体的局部传热系数在准临界点温度附近达到最大值,这与超临界 CO₂ 在准临界点附近的物性变化规律是相符的。当 CO₂ 流体的温度继续下降,其局部传热系数也从最高点开始下降。

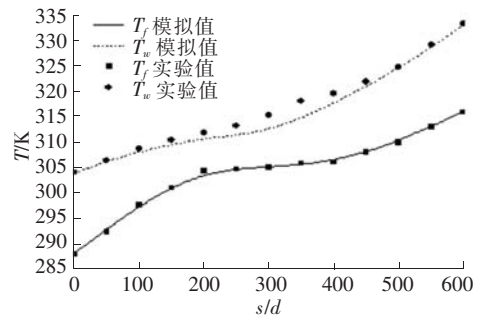


图 2 模拟值与实验值对比

Fig.2 Comparison of simulated and experimental values

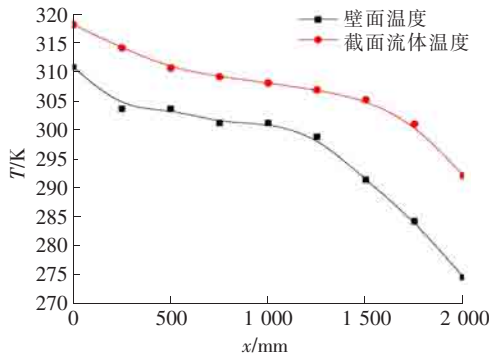


图 3 沿流动方向温度分布图

Fig.3 Temperature profile along the flow direction

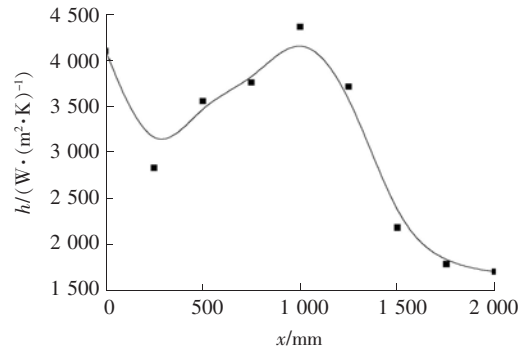


图 4 局部传热系数图

Fig.4 Local heat transfer coefficient

2.2 质量流量对超临界 CO₂ 在水平直管内冷却换热的的影响

为深入了解超临界 CO₂ 流体管内传热特性随流体质量流量改变的变化规律,在其他工况不变的条件对质量流量分别为 250 kg/(m²·s²),350 kg/(m²·s²)的两种管内冷却传热情况进行了模拟。当质量流量为 350 kg/(m²·s²)时,沿 X 轴正方向的壁面温度和截面流体温度如图 5 所示。从图 5 中得知,两种质量流量不同的壁面温度变化情况以及截面流体温度的变化情况基本相同。但是两者的温度最大值与最小值的差值却是变化很大,质量流量为 250 kg/(m²·s²)的截面流体温度最大值为 317 K、最小值为 292 K,两者温差为 25 K;质量流量为 350 kg/(m²·s²)的截面流体温度最大值为 319 K,最小

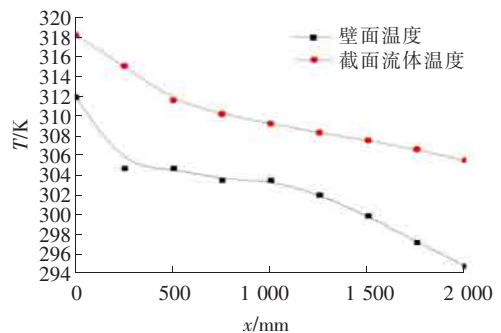


图 5 温度分布图

Fig.5 Temperature distribution

值为 307 K,两者温差为 12 K。而壁面温度随质量流量的变化情况也是相仿的,质量流量为 $250 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$ 的截面流体温度与壁面温度差值最小为 6.8 K;质量流量为 $350 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$ 的差值最小为 5.56 K。由此可得质量流量较大的超临界 CO_2 冷却换热具有更小的温度滑移,且具有更小的温差。

为了对两者的传热性能有更深入的了解,故对两者的局部传热系数进行比较,如图 6 所示。两者质量流量不同,却都在超临界 CO_2 的准临界点附近达到最大值,且质量流量较大的情况下其局部传热系数最大值要远高于质量流量较小的局部传热系数最大值。在各个温度下,质量流量为 $350 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$ 的局部传热系数均要高于质量流量为 $250 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$ 的局部传热系数。两者相比,前者比后者的平均传热系数约增大 12%。两者沿 X 轴正方向的湍动能对比图如图 7 所示。由图 7 可知沿 X 轴正方向两者的湍动能都逐渐减小,两者的湍流程度均变弱,且质量流量为 $350 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$ 的湍动能在各个点均比质量流量为 $250 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$ 的湍动能要大,可知湍动能随质量流量的增大而变大,湍动更强。通过比较 2 个不同质量流量工况下的温度变化、局部传热系数变化、湍动能变化可知, CO_2 制冷剂质量流量越大,温差越小,平均传热系数更高,湍动更剧烈,传热效率更高。

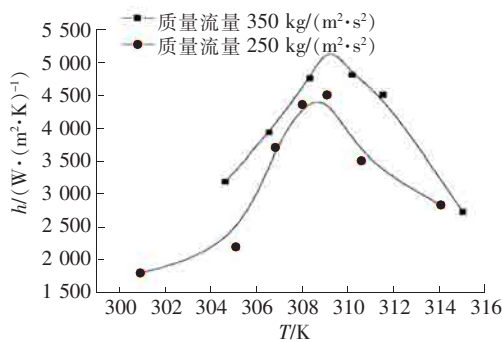


图 6 局部传热系数对比图

Fig.6 Local heat transfer coefficient comparison chart

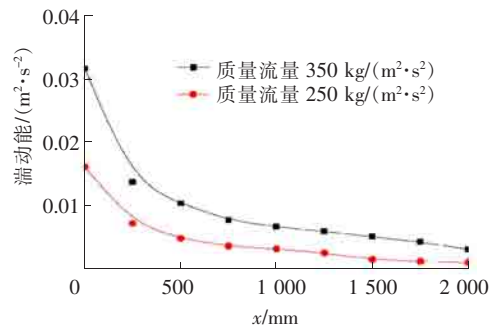


图 7 沿程湍动能对比图

Fig.7 Dynamic energy comparison chart

2.3 进口温度对超临界 CO_2 在水平直管内冷却换热的影响

为深入了解超临界 CO_2 流体管内冷却传热特性随流体进口温度改变的变化规律,在其他工况不变的条件下,针对 3 次不同进口温度的工况进行了数值模拟。 CO_2 制冷剂的进口温度分别设定为 45, 50, 55 $^{\circ}\text{C}$ 。如表 3 所示为 CO_2 流体在不同进口温度工况下,进出口的温度以及中间截面流体与壁面的温差。由表 3 可知随进口温度的增加,出口温度也在不断增加,然而进出口的温差却在逐渐下降,壁面温度与中间截面流体的温差在逐渐上升。因此,通过分析可得到如下结论,由于壁面条件为等热流密度,且中间截面温差随 CO_2 流体进口温度的增加而变大,因此管内平均传热系数逐渐变小,从而导致管束传热效率降低。

表 3 不同进口温度下温度对比表

Tab.3 Temperature comparison table at different inlet temperatures

制冷剂进口温度/ $^{\circ}\text{C}$	制冷剂出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	进出口温差/ $^{\circ}\text{C}$	中间截面流体与管壁温差/ $^{\circ}\text{C}$
45	19	26	6.8
50	27	23	8
55	35	20	10

为了更直观地看到不同进口温度下的冷却换热效果的不同,故对三者的局部换热系数进行了比较,如图 8 所示。

从图 8 可以看出,沿 X 轴正方向三者的局部传热系数都是先增加后减小,且在各自对应的准临界点附近达到最大值,三者的最大值相差无几。在准临界点之前,流体进口温度越大,局部传热系数越小,这是 CO_2 流体的变物性所致,当温度越高时,其定压比热容和导热率越低,这也就导致了准临界点之前的这种情况。在准临界点之后,进口温度越高,局部传热系数越高,同样是超临界 CO_2 的变物性所致,因为在准临界

点之后,定压比热容和导热率随温度的下降而下降。进口温度在 45 °C 时,局部传热系数的最大值在 $x=900$ mm 处;进口温度在 50 °C 时,局部传热系数最大值在 $x=1250$ mm 处;进口温度在 55 °C 时,局部传热系数最大值在 $x=1500$ mm 处。最终得到结论,局部传热系数的最大值不会随制冷剂进口温度的增加而改变,但会使最大值出现的位置延后,且整体平均传热系数会随进口温度的增加而变小。

3 结 论

对超临界 CO₂ 制冷剂在水平直管内冷却的换热状况进行了数值模拟,并探究了传热特性随制冷剂质量流量及进口温度改变的变化规律,最终得到如下结论。

- 1) 超临界 CO₂ 流体在管内冷却换热的局部换热系数随温度降低有先减小再增大然后再减小的趋势,且在准临界温度点附近达到最大值。
- 2) 在其他工况条件不变的情况下,超临界 CO₂ 的传热系数随质量流量的增加而变大,质量流量增加 100 kg/(m²·s²),平均传热系数增加约为 12%,这是由于边界层厚度随着质量流量的增加而变小,致使湍动更加剧烈,换热效果加强。
- 3) 在其他工况条件不变的情况下,超临界 CO₂ 流体在管内冷却的平均传热系数随进口温度的增加而变小。对于局部传热系数,其最大值不会随制冷剂进口温度的增加而改变,但会使最大值出现的位置延后。
- 4) 通过实验进一步验证数值模拟计算结果与实验结果的差异,更进一步了解 CO₂ 换热特性的影响规律。
- 5) 应进一步深入分析超临界 CO₂ 在水平直管内冷却过程中单相换热的机理,研究超临界 CO₂ 自然对流条件下的流动与传热规律,掌握热边界条件、几何形状、温度和压力等对流动稳定性和传热性能的影响。

参考文献/References:

- [1] 崔海亭,易长乐,刘思文.扭曲椭圆管内超临界 CO₂ 冷却换热的数值模拟[J].河北科技大学学报,2018,39(3):261-267.
CUI Haiting, YI Changle, LIU Siwen. Numerical simulation of cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide in twisted elliptical tubes[J]. Journal of Hebei University of Science and Technology, 2018, 39(3):261-267.
- [2] SARKAR J, BHATTACHARYYA S, GOPAL M R. Optimization of atranscritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications[J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(8):830-838.
- [3] YOKOYAMA R, WAKUI T, KAMAKARI J, et al. Performance analysis of a CO₂ heat pump water heating system under a daily change in a standardized demand[J]. Energy, 2010, 35(2):718-728.
- [4] YAMAGUCHI S, KATO D, SAITO K, et al. Development and validation of static simulation model for CO₂ heat pump[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(9):1896-1906.
- [5] 刘业凤,朱洪亮,张峰,等. CO₂ 热泵热水器充注量确定及系统实验研究[J].上海理工大学学报,2015,37(1):49-56.
LIU Yefeng, ZHU Hongliang, ZHANG Feng, et al. Determining the refrigerant charging amount and experimental study on CO₂ heat pump water heater[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2015, 37(1):49-56.
- [6] 崔海亭,刘东岳,赵华丽,等. CO₂ 热泵热水器多毛细管组合节流特性的研究[J].流体机械,2017,45(3):65-68.
CUI Haiting, LIU Dongyue, ZHAO Huali, et al. Study on throttling characteristic of multiple capillary combination used in CO₂ heat pump water heater[J]. Fluid Machinery, 2017, 45(3):65-68.
- [7] 张姣阳,曹锋敏,韩筱.矩形翅片椭圆管和圆管换热器的数值仿真[J].上海电力学院学报,2015,31(4):327-332.
ZHANG Jiaoyang, CAO Jiangmin, HAN Xiao. Numerical simulation of rectangular finned elliptical tube and circular tube heat exchanger [J]. Journal of Shanghai University of Electric Power, 2015, 31(4):327-332.
- [8] 赵兰萍,宋亚军,杨志刚.矩形翅片椭圆换热管束性能[J].同济大学学报(自然科学版),2016,44(7):1096-1100.
ZHAO Lanping, SONG Yajun, YANG Zhigang. Performance of rectangular finned elliptical tube heat exchanger[J]. Journal of Tongji

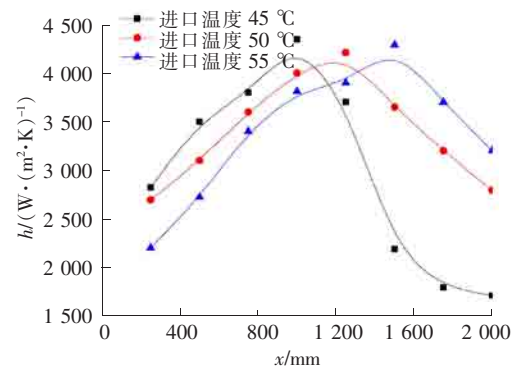


图8 局部传热系数对比图

Fig.8 Local heat transfer coefficient at different inlet temperatures

- University(Natural Science),2016,44(7):1096-1100.
- [9] 刘生晖,黄彦平,刘光旭,等.管内超临界二氧化碳强迫对流传热浮升力效应数值研究[J].核动力工程,2016,37(6):18-22.
LIU Shenghui, HUANG Yanping, LIU Guangxu, et al. Numerical investigation of buoyancy effect in forced convective heat transfer to supercritical carbon dioxide flowing in a tube[J]. Nuclear Power Engineering, 2016,37(6):18-22.
- [10] 徐峰,郭烈锦.超临界压力下水在螺旋管内的混合对流换热[J].西安交通大学学报,2005,39(9):978-981.
XU Feng, GUO Liejin. Mixed convective flow and heat transfer of water in a helicoidal pipe under supercritical pressure[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005,39(9):978-981.
- [11] 赖澳澳. CO₂ 气体冷却器管内传热特性数值模拟[J].机电工程技术,2009,38(6):92-94.
LAI Aoao. Numerical simulation about the heat transfer characteristics of the carbon dioxide gas cooler[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2009,38(6):92-94.
- [12] ZHANG Xinrong, YAMAGUCHI H. Forced convection heat transfer of supercritical CO₂ in a horizontal circular tube[J]. Journal of Supercritical Fluids, 2007, 41:412-420.
- [13] 杨传勇,徐进良,王晓东,等.超临界二氧化碳水平管内层流混合对流换热数值模拟[J].低温工程,2012(4):24-29.
YANG Chuanyong, XU Jinliang, WANG Xiaodong, et al. Numerical simulation of laminar mixed convection heat transfer of supercritical carbon dioxide in horizontal tube[J]. Cryogenics, 2012(4):24-29.
- [14] 张宇,姜培学,石润富,等.竖直圆管中超临界压力 CO₂ 在低 Re 数下对流换热研究[J].工程热物理论,2008,29(1):118-120.
ZHANG Yu, JIANG Peixue, SHI Runfu, et al. Convection heat transfer of CO₂ at supercritical pressures in a vertical tube at low reynolds numbers[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008,29(1):118-120.
- [15] 刘占斌,费继友,杨一凡,等.管径对超临界 CO₂ 管内流动换热的影响研究[J].工程热物理论,2016,37(2):357-360.
LIU Zhanbin, FEI Jiyu, YANG Yifan, et al. Numerical study on the effect of diameter on supercritical CO₂ heat transfer and flow in horizontal tubes[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2016,37(2):357-360.
- [16] 杨传勇,徐进良,王晓东,等.管道倾斜角度对超临界 CO₂ 管内换热特性的影响[J].原子能科学技术,2013,47(9):1522-1528.
YANG Chuanyong, XU Jinliang, WANG Xiaodong, et al. Effect of tube inclination angel on heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in tube[J]. Atomic Energy Science and Technology,2013,47(9):1522-1528.
- [17] 马建宗,阴继翔,吴广剑.矩形偏心翅片椭圆管流动与换热的数值研究[J].热力发电,2014,43(8):89-93.
MA Jianzong, YIN Jixiang, WU Guangjian. Numerical study on heat and mass transfer of rectangular eccentric corrugated fin-and-oval tube heat exchangers[J]. Thermal Power Generation,2014,43(8):89-93.
- [18] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].北京:高等教育出版社,2006.
- [19] NIST REFPROP V9.0. NIST Standard Reference Database 23[S].
- [20] 白万金,徐肖肖,吴杨杨.低质量流速下超临界 CO₂ 在管内冷却换热特性[J].化工学报,2016,67(4):1244-1250.
BAI Wanjin, XU Xiaoxiao, WU Yangyang. Heat transfer characteristics of supercritical CO₂ at low mass flux in tube[J]. CIESC Journal, 2016,67(4):1244-1250.