第 44 卷第 5 期　　河 北 科 技 大 学 学 报　　Vol. 44, No. 5
2023 年 10 月　　Journal of Hebei University of Science and Technology　　Oct. 2023

文章编号：1008-1542(2023)05-0476-09

超临界 CO_2 热泵蛇形管气冷器传热特性研究

崔海亭，王　超，王　晨

（河北科技大学机械工程学院，河北石家庄　050018）

摘　要：为了减少能源消耗、提高 CO_2 热泵的效率，基于 Fluent 软件，采用数值模拟方法对超临界 CO_2 在蛇形管气冷器中的传热特性进行研究。主要探究蛇形管内超临界 CO_2 的流动特性，通过改变操作压力、CO_2 和冷却水的质量流量，分析蛇形管的传热性能。结果表明，蛇形管中离心力周期反向，会使温度和速度梯度呈周期性的内侧和外侧交互扩散的趋势；超临界 CO_2 压力越靠近临界点，平均传热系数越高，压力为 8 MPa 下的平均传热系数相较于 9 MPa 和 10 MPa 分别提高了 24.37%和 42.53%；超临界 CO_2 的平均传热系数随着 CO_2 质量流量的增加而增大，随着冷却水质量流量的增加而降低，冷却水质量流量的增加不会对峰值点的传热系数产生影响，但会使峰值点出现的位置提前。研究结果为超临界 CO_2 热泵蛇形管气冷器的设计、运行及热效率的提升提供了理论依据。

关键词：工程热力学；超临界 CO_2；数值模拟；热泵；蛇形管

中图分类号：TB657.5　　**文献标识码**：A　　**DOI**：10.7535/hbkd.2023yx05006

Research on heat transfer characteristics of serpentine tube air cooler for supercritical carbon dioxide heat pump

CUI Haiting, WANG Chao, WANG Chen

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

Abstract: In order to reduce energy consumption and improve the efficiency of CO_2 heat pumps, a numerical simulation method was used to study the heat transfer characteristics of supercritical CO_2 in serpentine tube air cooler based on Fluent software. The flow characteristics of supercritical CO_2 in a serpentine tube were mainly investigated. The heat transfer performance of the serpentine tube was analyzed by changing the operating pressure, the mass flow rate of CO_2, and cooling water. The results show that the periodic reversal of centrifugal force in a serpentine tube will cause the temperature and velocity gradients to exhibit a periodic trend of internal and external interdiffusion; The closer the supercritical CO_2 pressure is to the critical point, the higher the average heat transfer coefficient is. The average heat transfer coefficient at a pressure of

收稿日期：2023-06-29；修回日期：2023-08-22；责任编辑：王淑霞

基金项目：河北省自然科学基金(B2021208017)；河北省重点研发项目(22324501D)；国家自然科学基金(51706058)

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，王超，王晨. 超临界 CO_2 热泵蛇形管气冷器传热特性研究[J]. 河北科技大学学报，2023，44(5)：476-484.

CUI Haiting, WANG Chao, WANG Chen. Research on heat transfer characteristics of serpentine tube air cooler for supercritical carbon dioxide heat pump[J]. Journal of Hebei University of Science and Technology, 2023, 44(5): 476-484.

8 MPa is 24.37% and 42.53% higher than that at 9 MPa and 10 MPa, respectively. The average heat transfer coefficient of supercritical CO_2 will increase with the increase of the CO_2 mass flow rate, and decrease with the increase of the cooling water mass flow rate. The increase of the cooling water mass flow rate will not have an impact on the heat transfer coefficient of the peak point, but will advance the location of the peak point. The research results provide a theoretical basis for the design, operation and thermal efficiency improvement of the serpentine tube air cooler of supercritical CO_2 heat pump, and have important guiding significance for the application of high efficiency heat exchangers.

Keywords: engineering thermodynamics; supercritical carbon dioxide; numerical simulation; heat pump; serpentine tube

在“碳达峰、碳中和”的目标背景下，节能减排是一项重要举措。在制冷行业，传统的 CHCs 和 HCHCs 类制冷剂仍会产生温室气体，使臭氧层遭受破坏。因此，寻找节能环保的制冷剂对目标的实现意义重大[1-2]。CO_2 作为一种自然工质，因其具有无毒、不燃、安全、成本低、环境友好等特点[3]，引起了制冷、热泵等领域的研究人员和工业界的关注。气体冷却器作为 CO_2 热泵系统中的关键部件，决定着整个系统的运行效率，超临界 CO_2 在气冷器中放热有着较大的温度滑移，可以将冷却水加热至较高的温度。最近有研究表明，CO_2 跨临界系统有着较高的节能潜力[4-8]。然而，由于 CO_2 在临界点处急剧变化的物理性质，超临界压力下 CO_2 换热比跨临界压力下换热机理更为复杂，因此有必要深入研究超临界 CO_2 在换热管中的换热特性。

超临界 CO_2 在管内的流动和传热过程受到广大学者的广泛研究[9-12]，主要是超临界 CO_2 在直管和螺旋管流动的研究。由于在临界点处 CO_2 密度发生突变，产生浮升力和流动加速效应，从而对超临界 CO_2 的流动换热产生影响。当 CO_2 在管内流动时，不同的操作参数会对管内工质的传热特性产生影响。顾骞[13]对不同操作参数下超临界 CO_2 在直管和螺旋管的对流传热过程进行了数值模拟，模拟结果表明在直管中，拟临界点处浮升力对传热的影响不可忽略，增大入口雷诺数会强化换热，增大管内压力会使传热系数峰值减小；在螺旋管中，浮升力的影响在流体达到临界点前不可忽略。白万金等[14]对不同操作参数下超临界 CO_2 在水平直管的流动传热进行实验研究，结果表明质量流速越大，传热系数越大；压力越大，传热系数峰值点所处的温度越高。崔海亭等[15]通过数值模拟对不同操作参数下超临界 CO_2 在直管套管内的熵产进行了计算，结果表明压力和熵产成正比，质量流量和熵产成反比。

目前，对超临界 CO_2 在蛇形管[16-18]内流动换热的研究比较有限。罗峰等[19]对超临界 CO_2 在微细蛇形管内层流对流换热系数的影响进行了研究，对比分析了微细蛇形管竖直和水平对 CO_2 流动换热的影响，结果表明，当重力和入口流动方向相反时，截面处温度和速度对称分布，否则对称分布效果减弱。黄腾等[20]对不同结构蛇形管内的超临界 CO_2 进行了数值模拟，结果表明曲率直径或内径的增加均会降低传热系数。对于超临界 CO_2 对蛇形管传热的影响的研究多针对结构参数，而对不同操作参数下的蛇形管换热研究较少。

本文针对套管式蛇形管气体冷却器建立物理模型，通过改变操作参数对管内超临界 CO_2 的流动和换热特性进行研究，具体分析不同压力、不同质量流量下超临界 CO_2 的传热性能。

1　模型与求解

1.1　物理模型

蛇形管结构示意图如图 1 所示，该气体冷却器采用套管式。蛇形管管长 $L=1\ 200$ mm，曲率直径 $D=109.20$ mm，外管内径 $d_1=14$ mm，材料为不锈钢，内管为管径 $d_2=3.80$ mm、壁厚 $\delta=1.1$ mm 的不锈钢

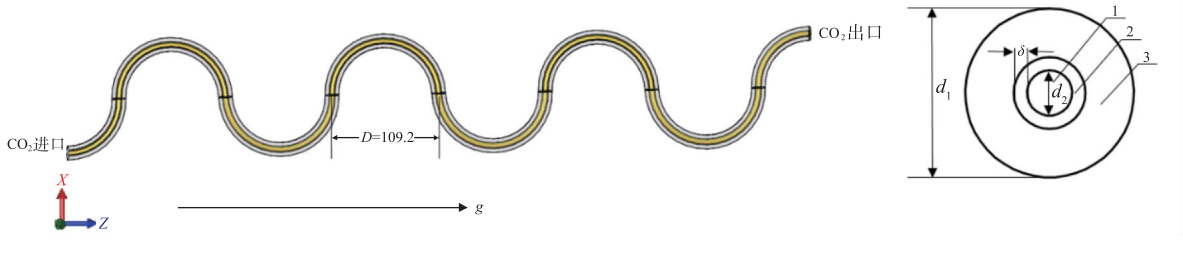


图 1　蛇形管气冷器物理模型

Fig. 1　Physical model of serpentine tube air cooler

管。物理模型由 3 部分区域组成：CO_2 流动区域、内管壁厚区域、冷却水流动区域。气冷器内管工质为 CO_2 流体，内管和外管的空腔为冷却水，在本文中二者呈逆流换热。为了简化模型，作出如下假设：

1）假设模型为绝热系统，不与外界进行能量交换；

2）忽略套管外管壁厚的影响。

1.2 边界条件与网格划分

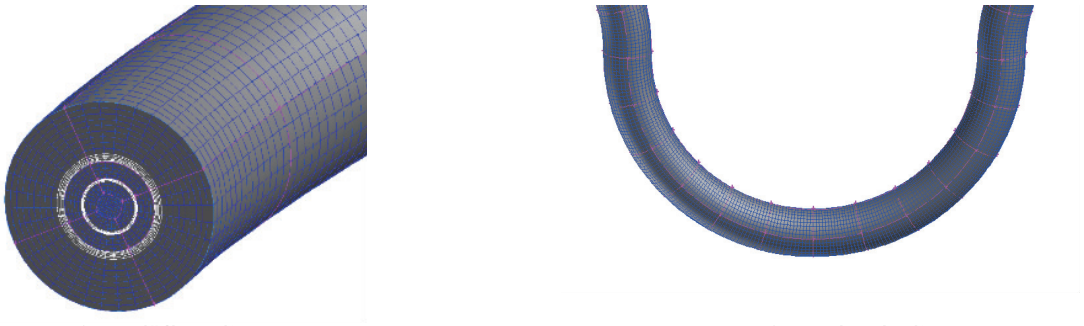
本文模拟采用压力求解器，压力-速度耦合采用 SIMPLEC 算法，压力插值格式为 PRESTIO!，动量、能量、湍动能等采用二阶快速 QUICK 格式，设置收敛残差为 10^{-6}，当满足残差要求且进出口流量守恒时，计算完成。管内介质为超临界 CO_2，物性参数通过 REFPROP 获得，在 Fluent 软件中通过 piecewise-liner 输入变物性数据，节点数取 8 个。采用 RNG k-ε 模型和增强壁面函数，冷却水和 CO_2 入口均为质量流量入口，出口为压力出口，外管外壁面设为绝热，内管内壁和外壁设为流固耦合壁面，边界条件具体参数如表 1 所示。

表 1 蛇形管气冷器边界条件设置

Tab. 1 Setting of boundary conditions of serpentine tube air cooler

边 界	边界类型	参 数	数 值
CO_2 进口	质量流量入口	质量流量/(kg·s^{-1})	0.003～0.005
		温度/K	333.15
		压力/MPa	8～10
CO_2 出口	压力出口	温度/K	300.00
冷却水进口	质量流量入口	质量流量/(kg·s^{-1})	0.020～0.040
		温度/K	290.15
冷却水出口	压力出口	温度/K	300.00

蛇形管网格划分使用 Gambit 软件，网格类型为结构化网格，近壁处由于流体受边界层存在的影响，会对温度等特性产生影响，故在内管内壁和外壁与流体交界处划分边界层，从而加强计算的准确性。本模型网格质量评价指标 Equisize Skew＜0.4 的网格数占总网格的 99.67%，网格质量良好。蛇形管网格划分示意图如图 2 所示。



a）入口横截面网格　　b）纵向弯曲处网格

图 2 蛇形管网格划分示意图

Fig. 2 Schematic diagram of serpentine tube meshing

1.3 数学模型

本文采用 RNG k-ε 模型进行计算，数学模型包括连续性方程、动量方程、能量方程、湍动能方程（k 方程）和耗散率方程（ε 方程），具体公式如下。

连续性方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i)=0 \text{ 。} \tag{1}$$

动量方程：

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

能量方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i C_p T)=\frac{\partial}{\partial xj}\left[(\Gamma+\frac{\mu_t Cp}{\sigma T})\frac{\partial T}{\partial xi}\right]+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial \mathrm{u}_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}\right]+\rho\varepsilon \text{ 。} \tag{3}$$

湍动能方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j K)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma K})\frac{\partial K}{\partial x_j}\right]+\mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_j}(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i})-\rho\varepsilon \text{ 。} \tag{4}$$

耗散率方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+\frac{c_1\varepsilon}{k}\mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_j}(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i})-c_2\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \text{ 。} \tag{5}$$

式中湍流黏度 μ_t 定义如下：

$$\mu_t=\frac{c_\mu k^2}{\varepsilon} \text{ 。} \tag{6}$$

1.4　数据处理

为了更好地看出内管 CO_2 的流动状态，设置了重力 g，其方向与 Z 轴正方向一致，且模拟过程所有的参数均选用国际单位。

蛇形管横截面上的主流温度 T_f 取质量加权平均温度，公式如下：

$$T_f=\frac{\int_A u\rho C_p T\,\mathrm{d}A}{\int_A u\rho C_p\,\mathrm{d}A} \text{ 。} \tag{7}$$

超临界 CO_2 在管内流动的局部传热系数 h_i 和平均传热系数 h 为

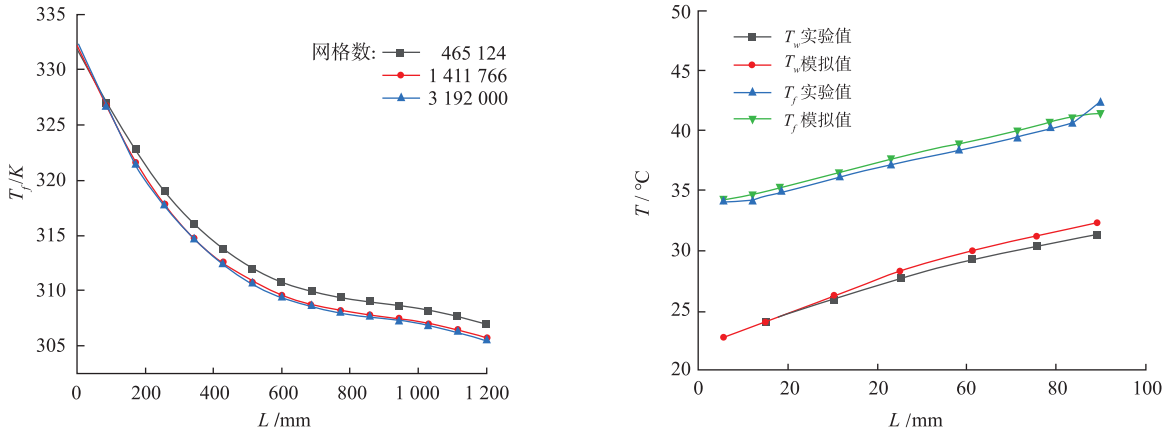
$$h_i=\frac{q_w}{T_{w,i}-T_{f,i}} \text{ ，} \tag{8}$$

$$h=\frac{\sum_{i=1}^{n}h_i}{n},\quad n=84 \text{ ，} \tag{9}$$

式中：u，ρ，C_p，q_w，$T_{w,i}$ 和 $T_{f,i}$ 分别表示速度、流体密度、定压比热容、热流密度、局部壁温、截面主流温度。

2　模型验证

网格无关性验证数值模拟验证结果如图 3 所示。在 CO_2 和冷却水的质量流量分别为 0.004 和 0.030 kg/s，CO_2 压力为 8 MPa 的工况下，对模型进行网格无关性验证。图 3 a）展示了网格数分别在 465 124，1 411 766 和 3 192 000 下，沿管长方向 CO_2 主流温度的变化。由图 3 a）可以看出，CO_2 出口温度分别为 306.96，305.75 和 305.69 K，网格数为 1 411 766 和 3 192 000 时，CO_2 出口温度基本不变，且曲线基本保持一致。为加快计算速度和保证计算精度，选取网格数为 141 766 进行数值模拟。



a）网格无关性验证　　b）数值模型验证

图 3　无关性验证和数值模型验证

Fig. 3　Verification of independence and validation of numerical models

为验证数值模型和计算方法的准确性，采用文献[21]中的实验条件，用等比例方法建立物理模型。参考文献中蛇形管内径为 0.953 mm，外径为 2.1 mm，管长 L 为 88 mm；文献中对蛇形管进行加热，故模拟时设

置恒热流壁面条件。以 CO_2 压力为 7.65 MPa，CO_2 质量流量为 1 kg/h，壁面热流为 50 kW/m^2 工况为例进行数值模型验证。图 3 b)为沿管长方向 CO_2 主流温度和壁面温度变化情况，由图 3 b)可以看出，模拟值和实验值变化趋势基本一致，且 CO_2 主流温度模拟值较实验值平均误差为 0.69%，壁面温度模拟值较实验值平均误差为 1.59%，误差均在允许范围内。因此，本数值模型具有可靠性。

3 结果与分析

本文采用 Fluent 软件对蛇形管进行仿真模拟，由于超临界 CO_2 物性参数在临界点附近变化较大，故本文只对内管即 CO_2 流动区域进行分析讨论。冷却水入口温度为 290.15 K，CO_2 入口温度为 333.15 K。

3.1 蛇形管内部流动特性分析

图 4 和图 5 分别为 CO_2 入口质量流量为 0.004 kg/s，入口压力为 8 MPa，冷却水入口质量流量为 0.03 kg/s 时，在不同截面处的速度云图和温度云图。由图 4、图 5 可知，CO_2 沿着流动方向受到二次流的影响，不同截面处的速度云图和温度云图发生了明显的变化。最初 CO_2 在云图上呈现一对涡流，且在 $2L/7$ 处之前云图呈现中间向两侧扩散的趋势，这表明在入口处由于主流体和壁面温差较大，在重力和离心力的作用下，使得湍流程度较大；沿管长方向，涡流数量逐渐减小，湍流程度减弱，且云图呈现由内侧向外侧和由外侧向内侧交替扩散的趋势，从截面流动方向也能看出这种变化，这是由于蛇形管的结构所致，蛇形管周期性的弯曲反向使得离心力也周期反向，在离心力和重力的作用下，CO_2 向密度较小的一侧扩散。由速度云图可知，沿着管长方向 CO_2 流速逐渐降低，且流速在入口处变化较大，之后变化较小，在 $2L/7$ 处较 $L/7$ 处减小了 0.24 m/s，在 $5L/7$ 处较 $4L/7$ 处减小了 0.17 m/s。由温度云图可知，沿着管长方向 CO_2 主流温度逐渐降低，且温度呈现先快速下降再缓慢下降的趋势，入口处由于温差较大，温度下降较快，到 $x=L/7$ 处温度已经从 333.15 K 降低到 321.63 K，此时温度已经降低了 3.46%；在 $x=3L/7$ 之后由于温差和湍流强度的减小，导致截面处二次流减弱，因此截面处温度云图变化不再显著。

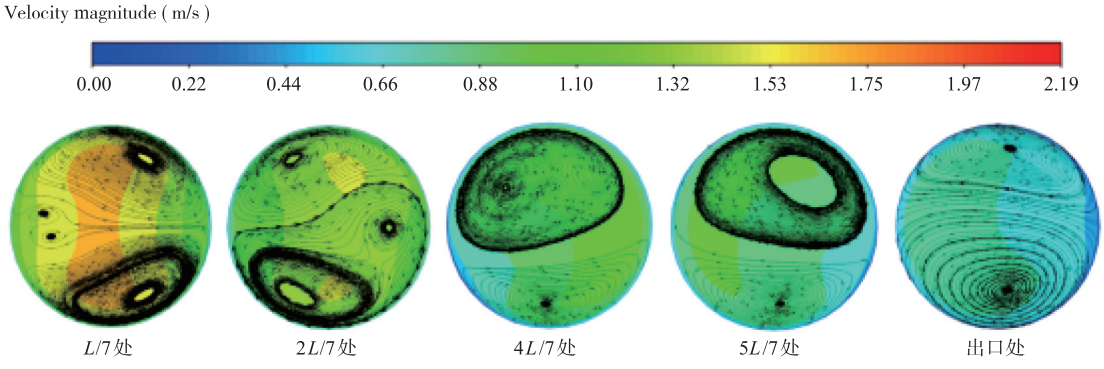


图 4 蛇形管不同截面速度云图和流线图

Fig. 4 Cloud and streamline diagrams of velocity on different sections of serpentine tube

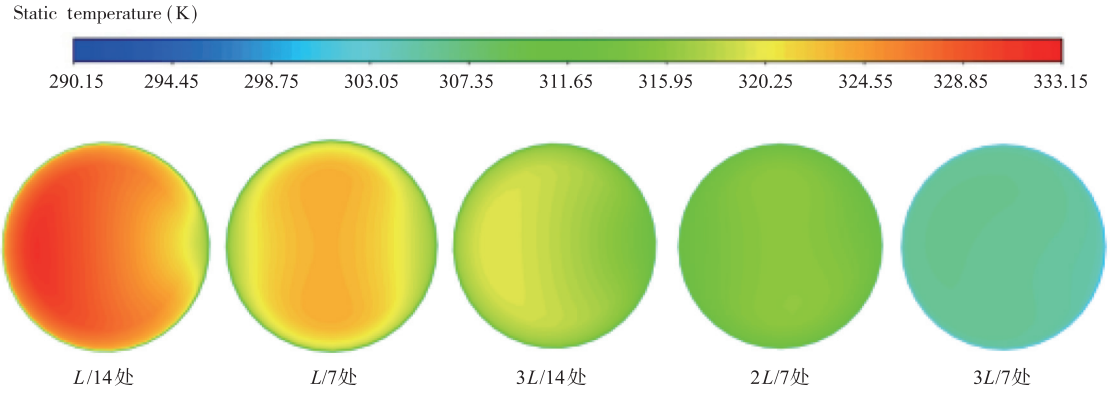


图 5 蛇形管不同截面温度云图

Fig. 5 Cloud chart of temperature on different sections of serpentine tube

图 6 为沿管长方向湍动能的变化。由图 6 可知，湍动能在入口附近先增大再减小，这是因为在入口附近温差较大，同时由于蛇形管连续弯曲的结构导致离心力周期反向，从而湍流程度增大。由此可得，蛇形管周期性的弯曲反向使得离心力也周期反向，从而云图呈现周期性的内侧和外侧交互扩散的趋势，强化了换热效果。

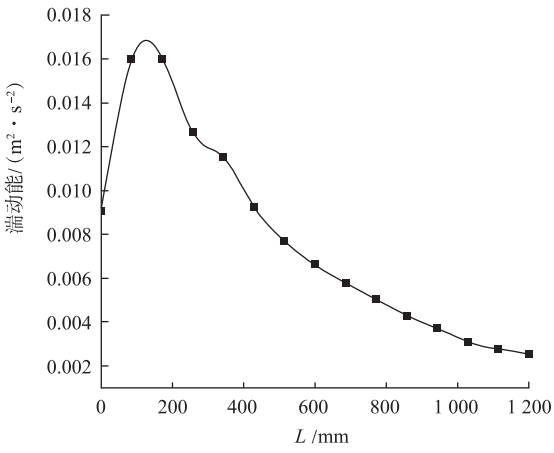


图 6　沿管长方向湍动能的变化

Fig. 6　Changes in turbulent kinetic energy along a rectangular tube

3.2　CO_2 压力对传热特性的影响

为考察 CO_2 压力变化对蛇形管内超临界 CO_2 流动换热的影响，设置 CO_2 入口质量流量为 0.004 kg/s，冷却水入口质量流量为 0.03 kg/s，分别改变 CO_2 入口压力为 8，9 和 10 MPa，对蛇形管进行传热模拟。CO_2 在不同压力下沿管长方向主流温度变化和传热系数变化如图 7 和图 8 所示。由图 7 和图 8 可以看出，不同压力下，沿管长方向 CO_2 主流温度均呈下降趋势，传热系数均呈先上升再下降趋势。

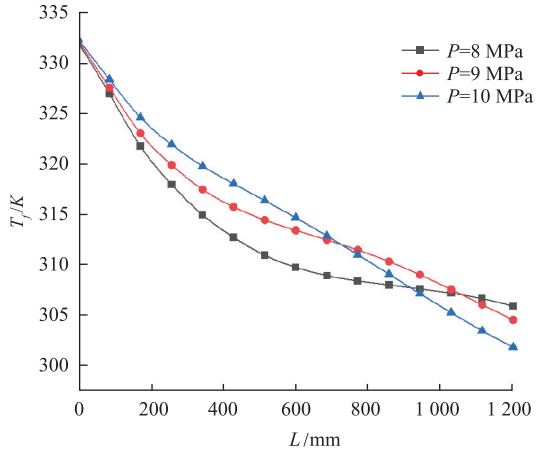


图 7　不同压力下沿管长方向主流温度变化

Fig. 7　Temperature variation of the mainstream along the length direction of the pipe under different pressures

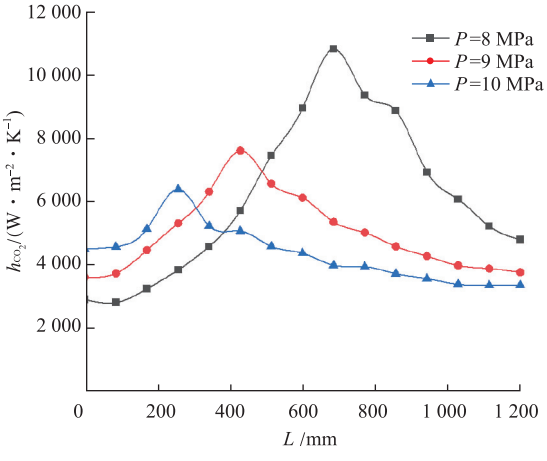


图 8　不同压力下沿管长方向传热系数变化

Fig. 8　Change of heat transfer coefficient along the tube length under different pressures

如图 7 所示，沿管长方向 CO_2 主流温度先快速降低再缓慢降低，压力越低，主流温度快速下降得越快，缓慢下降得越慢。入口处由于较大的温差，主流温度快速下降，压力越接近临界压力，湍流动能越大，因此，低压下主流温度快速下降的越快，压力越低，主流温度缓慢下降的越慢，这可以减小和壁面之间的温差，使得 CO_2 充分换热。同时，CO_2 进出口温差也不同，压力越小，进出口温差越小。当压力为 8 MPa 时，出口温度为 305.76 K，进出口温差为 26.12 K；当压力为 9 MPa 时，出口温度为 304.38 K，进出口温差为 27.64 K；当压力为 10 MPa 时，出口温度为 301.69 K，进出口温差为 30.50 K。因此，减小压力可以使 CO_2 充分换热。

如图 8 所示，在不同压力下，沿着管长方向传热系数先增大，到临界点达到峰值，随后再减小。压力越大，峰值越小，这是因为在临界点处，CO_2 比热容的急剧变化导致换热系数的变化，同时压力越高，拟临界温度就越高，导致到达峰值点的位置提前。不同压力下超临界 CO_2 的拟临界温度如表 2 所示。

表 2　不同压力下的拟临界温度值

Tab. 2　Critical temperature values under different pressures

临界压力/MPa	拟临界温度/K
8	307.48
9	312.83
10	317.79

不同 CO_2 温度状态下的传热系数明显不同，在 CO_2 温度较高时，压力越大，传热系数越高；相反，在 CO_2 温度较低时，压力越大，传热系数越低。这是由 CO_2 变物性所致，在临界点之前，CO_2 温度较高，随着 CO_2 压力的升高，定压比热容和热导率逐渐升高，在临界点之后则相反。当 $P=8$ MPa，时，峰值点传热系数为 10 855.89 W/(m² · K)，平均传热系数为 6 135.89 W/(m² · K)，较 $P=9$ MPa 时分别提高了 63.59% 和

24.37%;较 $P=10$ MPa 时分别提高了 98.76%和 42.53%。因此,压力越低,越靠近准临界点,换热系数越大,越有利于换热。

3.3 CO_2 质量流量对传热特性的影响

为了解 CO_2 质量流量变化对蛇形管内超临界 CO_2 流动换热的影响,设置 CO_2 入口压力为 8 MPa,冷却水入口质量流量为 0.03 kg/s,分别改变 CO_2 入口质量流量为 0.003,0.004 和 0.005 kg/s 对蛇形管进行传热模拟。不同 CO_2 质量流量下沿管长方向的温度分布和传热系数变化分别如图 9 和图 10 所示。

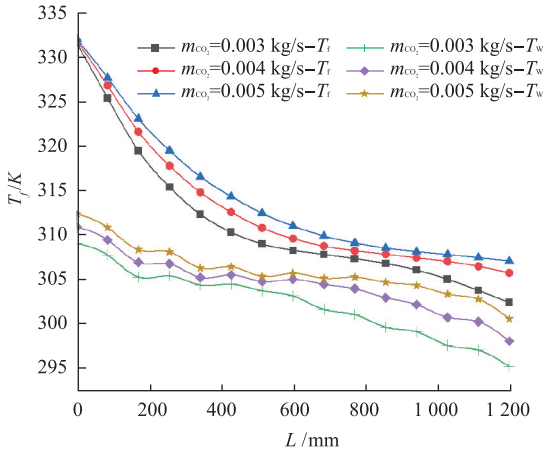


图 9 不同 CO_2 质量流量下沿管长方向温度分布图

Fig. 9 Temperature distribution along the tube length under different CO_2 mass flow rates

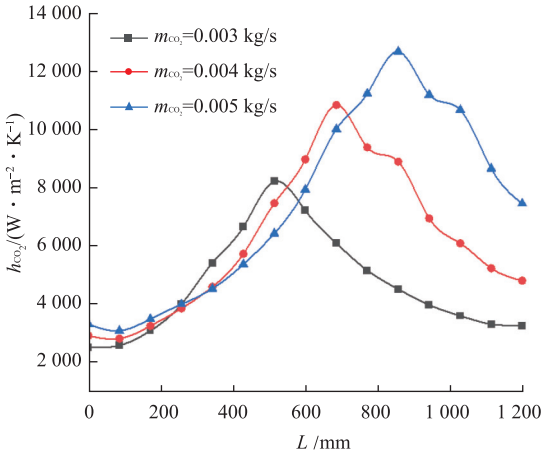


图 10 不同 CO_2 质量流量下沿管长方向传热系数变化

Fig. 10 Change of heat transfer coefficient along the tube length under different CO_2 mass flow rates

由图 9 可知,在不同质量流量下主流温度和壁面温度随着管长变化而变化的趋势基本相同,都呈下降趋势。但 CO_2 的进出口温差以及 CO_2 和壁面的温差却有所不同,当 CO_2 质量流量为 0.003 kg/s 时,出口温度为 302.41 K,进出口温差为 29.18 K;当 CO_2 质量流量为 0.004 kg/s 时,出口温度为 305.76 K,进出口温差为 26.12 K;当 CO_2 质量流量为 0.004 kg/s 时,出口温度为 307.12 K,进出口温差为 24.97 K,质量流量越大,进出口温差越小。CO_2 和壁面的温差变化也是如此,在流量分别为 0.003,0.004,和 0.005 kg/s 时,最小温差分别为 5.16,4.28 和 3.81 K。由此可得,随着 CO_2 质量流量的增加,超临界 CO_2 冷却换热具有更小的温差,具有更小的温度滑移,可以充分换热。

由图 10 中传热系数模拟值可知,不同 CO_2 质量流量下传热系数的变化趋势一致,沿管长方向先增加,在临界点达到达峰值后再下降。这是由于 CO_2 的变物性所致,在临界点处比热和热导率最大。质量流量越低,到达峰值点的位置越靠前,这是因为低质量流量下的 CO_2 主流温度会较早地降低到拟临界温度点。CO_2 质量流量越大,峰值点越大,CO_2 质量流量为 0.005 kg/s 的峰值点较 0.003 和 0.004 kg/s 分别提高了 54.18%和 16.88%,质量流量为 0.005 kg/s 的平均传热系数较 0.003 和 0.004 kg/s 分别提高了 57.92%和 19.83%。由此可得,随着 CO_2 质量流量的增加,湍流强度加强,边界层变薄,导致传热得到改善,平均传热系数提高。

3.4 冷却水质量流量对传热特性的影响

为了解冷却水质量流量变化对蛇形管内超临界 CO_2 流动换热的影响,设置 CO_2 入口压力为 9 MPa,质量流量为 0.004 kg/s,分别改变冷却水质量流量为 0.02,0.03 和 0.04 kg/s 对蛇形管的传热性进行模拟。不同冷却水质量流量下沿管长方向传热系数的变化,如图 11 所示。从图 11 可以看出,沿管长方向不同冷却水质量流量下的传热系数都是先增加后减小,在临界点附近达到峰值,且峰值点传热系数相差不大。在 CO_2 温度较高时,冷却水的质量流量越大,传热系数越高;相反,传热系数越低。这是由于 CO_2 流体的变物性所致,冷却水质量流量的变化引起 CO_2 主流温度的变化,从而影响 CO_2 的定压比热容和热导率。

冷却水质量流量越大,到达峰值点的位置越靠前,冷却水质量流量分别为 0.02,0.03 和 0.04 kg/s 时的平均传热系数分别为 5 029.89,4 933.66 和 4 821.84 W/(m^2·K)。由此可知,冷却水质量流量的增加不会影响传热系数的峰值点,但会使峰值点所在的位置提前,质量流量越大,平均传热系数越低。

4　结　论

1）通过对蛇形管内部 CO_2 流动特性分析可知，由于离心力的周期性反向，在重力的作用下，导致温度和速度梯度呈现出内侧和外侧周期性交互扩散的变化趋势，从而强化换热。在入口处由于温差较大，蛇形结构使得温度和速度云图均产生多个涡，湍流强度增大。

2）相同工况下，CO_2 压力越接近临界点，平均传热系数越大，压力为 8 MPa 时的平均传热系数较为 9 MPa 和 10 MPa 分别提高了 24.37% 和 42.53%。由于受超临界 CO_2 物性参数的影响，在 CO_2 温度较高时，压力越大，传热系数越高；相反，在 CO_2 温度较低时，压力越大，传热系数越低。

3）相同工况下，CO_2 质量流量越大，平均传热系数越高，这是由于随着超临界 CO_2 质量流量的增加，边界层厚度不断减薄，湍流更加剧烈，换热更充分。

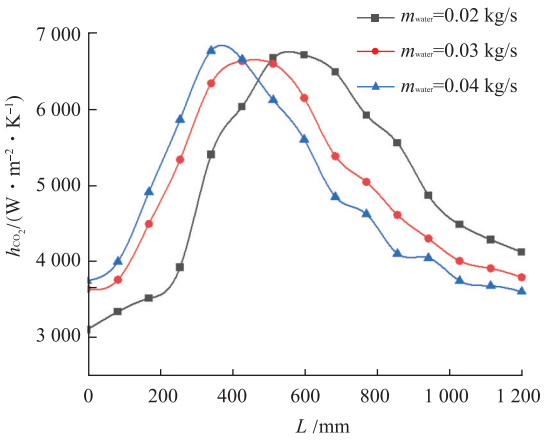


图 11　不同冷却水质量流量下沿管长方向传热系数变化

Fig. 11　Change of heat transfer coefficient along tube length under different cooling water mass flow

4）相同工况下，冷却水质量流量越大，平均传热系数越低。冷却水质量流量的增加对峰值点的传热系数没有影响，但会使峰值点出现的位置提前。

本文采用数值模拟的方法对超临界 CO_2 在蛇形管中的冷却过程进行了分析，通过改变操作参数，分析其换热性能。未来需进一步研究结构参数变化对超临界 CO_2 在蛇形管中换热特性的影响，以综合评价蛇形管的传热性能。

参考文献/References：

[1] DAI Baomin，QI Haifeng，DOU Wanbin，et al. Life cycle energy，emissions and cost evaluation of CO_2 air source heat pump system to replace traditional heating methods for residential heating in China：System configurations[J]. Energy Conversion and Management，2020，218. DOI：10.1016/j.enconman.2020.112954.

[2] 刘晓燕，杨洋，赵海谦，等. 替代制冷剂性质研究进展[J]. 建筑节能(中英文)，2022，50(10)：72-80.
LIU Xiaoyan，YANG Yang，ZHAO Haiqian，et al. Research progress on the properties of alternative refrigerants[J]. Building Energy Efficiency，2022，50(10)：72-80.

[3] LI Guichen，WANG Zhihua，WANG Fenghao，et al. Numerical investigation on the performance characteristics of a novel biomimetic honeycomb fractal gas cooler of transcritical CO_2 heat pump[J]. Journal of Building Engineering，2022，59. DOI：10.1016/j.jobe.2022.105091.

[4] 冷志勇，周英涛，杨晓倩. CO_2 热泵技术在供暖系统中的应用研究[J]. 制冷与空调，2014，14(10)：89-93.
LENG Zhiyong，ZHOU Yingtao，YANG Xiaoqian. Research on application of CO_2 heat pump technology to heating system[J]. Refrigeration and Air-conditioning，2014，14(10)：89-93.

[5] 姜云涛，马一太，刘和成，等. 带回热器的高效跨临界 CO_2 水-水热泵的实验研究[J]. 天津大学学报，2010，43(4)：298-302.
JIANG Yuntao，MA Yitai，LIU Hecheng，et al. Experimental study on highly efficient transcritical CO_2 water-water heat pump with internal heat exchanger[J]. Journal of Tianjin University，2010，43(4)：298-302.

[6] 刘雪涛，李敏霞，马一太，等. CO_2 跨临界热泵系统采暖工况下能效和经济对比分析[J]. 化工进展，2021，40(3)：1315-1324.
LIU Xuetao，LI Minxia，MA Yitai，et al. Comparative analysis of energy efficiency and economy of CO_2 transcritical heat pump system under heating condition[J]. Chemical Industry and Engineering Progress，2021，40(3)：1315-1324.

[7] 齐海峰，代宝民，刘圣春，等. CO_2 空气源热泵供暖系统性能分析[J]. 制冷学报，2020，41(4)：37-44.
QI Haifeng，DAI Baomin，LIU Shengchun，et al. Performance analysis of CO_2 air-source heat pump heating system[J]. Journal of Refrigeration，2020，41(4)：37-44.

[8] 李先碧，冯雅康. 二氧化碳跨临界循环制冷的研究进展[J]. 真空与低温，2007，13(3)：173-177.
LI Xianbi，FENG Yakang. The research progress on the carbon dioxide transcritical circulation refrigeration[J]. Vacuum and Cryogenics，2007，13(3)：173-177.

[9] 王少政，崔海亭，黄夏洁. 矩形盘旋式螺旋管中超临界 CO_2 流动传热特性研究[J]. 压力容器，2020，37(7)：34-43.
WANG Shaozheng，CUI Haiting，HUANG Xiajie. Study on heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide flow in rectangular

coiled spiral tube[J]. Pressure Vessel Technology,2020,37(7):34-43.

[10] 胡特特,吕静,杨大章,等. 超临界二氧化碳在套管式换热管中的实验研究[J]. 建筑热能通风空调,2014,33(2):19-22.
HU Tete,LYU Jing,YANG Dazhang,et al. Experimental study of supercritical carbon dioxide in the casing tube heat transfer tubes[J]. Building Energy&Environment,2014,33(2):19-22.

[11] 侯晓飞,诸凯,付萌,等. 超临界二氧化碳在套管内换热的实验研究[J]. 制冷学报,2008,29(1):13-16.
HOU Xiaofei,ZHU Kai,FU Meng,et al. Experimental study on heat transfer of supercritical carbon dioxide in tube[J]. Journal of Refrigeration,2008,29(1):13-16.

[12] 崔海亭,易长乐,刘思文. 扭曲椭圆管内超临界 CO_2 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.

[13] 顾骞. 超临界二氧化碳在直管和螺旋管内的传热特性研究[D]. 成都:西南交通大学,2017.
GU Qian. Study on the Heat Transfer Characteristics of Supercritical Carbon Dioxide in Straight and Helical Tubes[D]. Chengdu:Southwest Jiaotong University,2017.

[14] 白万金,徐肖肖,吴杨杨. 低质量流速下超临界 CO_2 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 CO_2 at low mass flux in tube[J]. CIESC Jorunal,2016,67(4):1244-1250.

[15] 崔海亭,刘思文,王少政. 超临界 CO_2 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.

[16] ZHENG Yan,JIANG Peixue,LUO Feng,et al. Instability during transition to turbulence of supercritical pressure CO_2 in a vertical heated serpentine tube[J]. International Journal of Thermal Sciences,2019,145. DOI:10.1016/j.ijthermalsci.2019.105976.

[17] YI Zheng ming,XU Yong,CHEN Xiaolin. Numerical study on heat transfer characteristics of supercritical CO_2 in a vertical heating serpentine micro-tube[J]. Applied Thermal Engineering,2022,212. DOI:10.1016/j. applthermaleng.2022.118609.

[18] XU Yong,YI Zhengming. Effect of flow direction on heat transfer characteristics of supercritical CO_2 in a heating serpentine micro-tube [J]. Energy,2023,262(Part B). DOI:10.1016/j.energy.2022.125474.

[19] 罗峰,胥蕊娜,姜培学. 细蛇形管内超临界压力 CO_2 层流对流换热数值研究[J]. 工程热物理学报,2014,35(6):1170-1175.
LUO Feng,XU Ruina,JIANG Peixue. Numerical investigation on laminarconvection of supercritical pressure CO_2 in a mini serpentine tube[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2014,35(6):1170-1175.

[20] 黄腾,李雪芳,柯道友,等. 不同几何参数竖直蛇形管内超临界压力 CO_2 流动与换热数值模拟[J]. 清华大学学报(自然科学版),2020,60(3):263-270.
HUANG Teng,LI Xuefang,KE Daoyou,et al. Numerical study of the flow and heat transfer of supercritical CO_2 flowing in various vertical serpentine tubes[J]. Journal of Tsinghua University(Science and Technology),2020,60(3):263-270.

[21] XU Ruina,LUO Feng,JIANG Peixue. Experimental research on the turbulent convection heat transfer of supercritical pressure CO_2 in a serpentine vertical mini tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2015,91:552-561.