

亚临界和超临界 CO₂ 在竖直加热圆管内的流动传热特性

卢功豪¹, 张广旭¹, 张文佳², 谢榕顺¹, 王海鑫¹, 洪 钢^{1,3}, 张尧立^{1,3*}

(1. 厦门大学能源学院, 福建 厦门 361102; 2. 北京空间飞行器总体设计部, 北京 100094;

3. 福建省核能工程技术研究中心, 福建 厦门 361105)

摘要: [目的] CO₂ 布雷顿循环在能源动力转换领域具有广阔的应用前景. 在实际工程应用中, 循环常处于亚临界和超临界工况, 因此, 深入了解研究亚临界和超临界压力工况下 CO₂ 的流动传热特性对系统的安全运行至关重要. [方法] 本研究利用 CO₂ 流动传热实验台架, 探究了在管径 10 mm 的竖直圆管中, 热通量在 38.4~439.1 kW/m² 范围内的亚临界和超临界 CO₂ 的传热特性. [结果] 低热通量下, 亚临界压力工况下的 CO₂ 传热能力强于超临界压力工况下的 CO₂; 当压力接近拟临界区时 CO₂ 的流动传热特性与超临界 CO₂ 的传热特性相似; 随着热通量的增加, 亚临界和超临界压力工况下均会出现传热恶化现象, 超临界压力工况下 CO₂ 传热会出现传热恶化—传热恢复—传热正常的转变现象. [结论] 本研究探析了 CO₂ 在不同工况下的传热现象, 对实际工程应用具有指导意义. 尤其是高热通量下的实验现象差异表明亚临界压力工况比超临界压力工况对热力设备构成的威胁更大. 同时, 超临界压力工况下传热恶化恢复与恶化位置固定等现象有进一步研究的价值, 值得深入挖掘.

关键词: 超临界 CO₂; 传热恶化; 高温工况; 高热通量

中图分类号: TK124

文献标志码: A

文章编号: 0438-0479(2025)01-0169-08

Heat transfer characteristics of subcritical and supercritical CO₂ flow in vertically heated circular tubes

LU Gonghao¹, ZHANG Guangxu¹, ZHANG Wenjia², XIE Rongshun¹,

WANG Haixin¹, HONG Gang^{1,3}, ZHANG Yaoli^{1,3*}

(1. College of Energy, Xiamen University, Xiamen 361102, China; 2. Beijing Institute of Spacecraft System Engineering,

Beijing 100094, China; 3. Fujian Research Center for Nuclear Engineering, Xiamen 361105, China)

Abstract: [Objective] Compared to other thermodynamic cycles, the supercritical CO₂ (S-CO₂) recompression Brayton cycle exhibits a relatively high thermal efficiency, while maintaining a relatively simple cycle arrangement. It demonstrates significant efficiency in the temperature range of 400–700 °C. The CO₂ Brayton cycle system has broad application prospects in the field of power cycle electricity generation. It has garnered widespread attention in applications such as solar energy carbon capture and storage in coal-fired power plants, waste heat utilization, and Generation IV nuclear power systems. Furthermore, the CO₂ Brayton cycle frequently operates under both subcritical and supercritical conditions in industrial applications. Therefore, it is crucial to have a thorough understanding of the flow and heat transfer characteristics of CO₂ under subcritical and supercritical pressures for the safe operation of the system. However, current research predominantly focuses on the heat transfer characteristics of CO₂ under supercritical pressure and low heat flux. In this study, the heat transfer characteristics of subcritical and supercritical CO₂ in a vertical circular tube are investigated to address the data gap under high heat flux conditions and provide guidance for practical engineering

收稿日期: 2024-05-15 录用日期: 2024-08-13

基金项目: 厦门市自然科学基金(3502Z202373016)

* 通信作者: zhangyl@xmu.edu.cn

引文格式: 卢功豪, 张广旭, 张文佳, 等. 亚临界和超临界 CO₂ 在竖直加热圆管内的流动传热特性[J]. 厦门大学学报(自然科学版), 2025, 64(1): 169-176.

Citation: LU G H, ZHANG G X, ZHANG W J, et al. Heat transfer characteristics of subcritical and supercritical CO₂ flow in vertically heated circular tubes[J]. J Xiamen Univ Nat Sci, 2025, 64(1): 169-176. (in Chinese)



applications. [Methods] Based on the experience of domestic and international scholars in building supercritical fluid test benches, appropriate instruments and equipment have been selected to construct an CO₂ forced circulation bench at the School of Energy, Xiamen University. The entire test bench has a rectangular structure with a height of 2.6 m and a length of 8.6 m. The outer wall temperature was measured by welding armored thermocouples onto the outer surface of the test section. The main circuit consists of uniform 316L stainless steel pipes with $\Phi 10 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm}$, while the test section was made of Incoloy800H pipes with $\Phi 14 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$. These pipes have undergone bright annealing treatment. The test section was heated by a 75 kW DC power supply and insulated with a 60 mm thick aluminum silicate ceramic fiber insulation blanket and 100 mm thick rock wool insulation pipe. [Results] The results indicate that at low heat flux, the heat transfer capacity of CO₂ under subcritical pressure was greater than that under supercritical pressure. At a heat flux about 155 kW/m², heat transfer deterioration occurred in CO₂ at 4.8 MPa, while no such deterioration was observed in CO₂ at supercritical pressure (8.8 MPa). Following heat transfer deterioration, the heat transfer capacity of CO₂ under subcritical pressure conditions decreased sharply, with the heat transfer coefficient approaching that observed under supercritical pressure conditions. CO₂ at pressures of 4.8 and 6.2 MPa exhibited similar heat transfer characteristics under subcritical conditions, although subtle differences in heat transfer deterioration were observed. CO₂ at a pressure of 9.5 MPa was in a supercritical state in the test section, and its heat transfer characteristics at low heat flux were consistent with those at 8.8 MPa, while heat transfer deterioration occurred at higher heat flux. The heat transfer deterioration of CO₂ at 7.1 and 9.5 MPa pressure conditions was similar, occurring at 0.15 m in the test section, followed by recovery of heat transfer after deterioration. [Conclusion] As the pressure approaches the pseudo critical zone, the flow and heat transfer characteristics of CO₂ become similar to those of S-CO₂, and it's worth mentioning that CO₂ exhibits a phenomenon where heat transfer deterioration is followed by heat transfer recovery and then a return to normal heat transfer. As the heat flux increases, heat transfer deterioration occurs under both subcritical and supercritical pressure conditions. However, heat transfer deterioration occurs at a lower heat flux under subcritical conditions compared to supercritical conditions and is more dangerous under subcritical conditions. This pattern implies that the subcritical pressure condition poses a greater threat to thermal equipment than supercritical pressure conditions.

Keywords: supercritical CO₂; heat transfer deterioration; high-temperature condition; high heat flux

近年来,安全、稳定、来源广泛的二氧化碳(CO₂)作为热力循环工质,受到了广泛关注.其中以超临界CO₂为工质的布雷顿循环尤其受到重视.CO₂在临界点(7.377 3 MPa, 304.12 K)达到临界压力和临界温度,超临界CO₂相态密度接近液体,黏度接近气体,在热力循环过程中兼具二者的优点.与传统的朗肯循环相比,超临界CO₂布雷顿循环系统有较高的热效率^[1]、较低的运行压力、较小的运行设备和紧凑的循环结构^[2],使其在燃煤电厂捕获储存CO₂、废热利用、第三代光热系统、第四代核电系统中都有良好的应用前景^[3].

在临界点附近,随着温度的升高,CO₂的热力学性质变化剧烈.已有很多研究人员对CO₂传热特性进行了深入研究.1964年,Wood等^[4]通过测量发现高热通量的超临界CO₂在竖直圆管内流体速度的径向分布呈现M型.这是首个通过实验测量得到的超临界流体对流传热的详细内部流场.Hall等^[5]提出应当关注浮升力和热加速效应对CO₂传热的影响.Tanimizu等^[6]研究了拟临界点附近的超临界CO₂传热情况,结果表明,雷诺数较大时,浮升力的影响仍然显著;另外,他们还通过实验数据对Jackson^[7]提出的传热经验关联式进行评价,发现在低于拟临界温度区域有较高准确度,而温度高于拟临界温度时计算结果存在较

大偏差,认为这个现象是由于浮升力的影响逐渐占据主导地位造成的.Zhang等^[8]总结了竖直管内传热恶化工况的识别方法,认为使用壁面温度峰值对传热恶化工况进行识别是最为直观准确的.姜超等^[9]综述了现阶段超临界CO₂传热恶化现象的研究进展,指出目前超临界CO₂物性获取存在难点,其中高温高压区实验数据不完整,近临界区计算准确度较低;针对超临界CO₂传热特性的科学研究丰富,但相关实验参数范围较窄,不具备外扩能力.杨亮等^[10]综述了公开发表的亚临界CO₂在管内流动的沸腾传热关联式,并将关联式的计算结果与文献中的实验数据进行对比,讨论了各关联式的准确性及其适用范围.黄彦平等^[11]利用公开发表的超临界CO₂强迫循环流动传热实验数据对文献中常见的传热关联式进行评价,发现在拟临界区内现有传热关联式的计算结果和实验结果有较大偏差,传热机制不明确、数学模型不完善、拟临界区物性参数对温度和压力非常敏感而测量精度有限等是造成拟临界区计算结果偏差较大的主要原因.

在实际的工程应用中,CO₂布雷顿热力循环往往会在较宽范围的压力和热通量下运行,而目前的研究主要集中在超临界压力和较低热通量区间,缺乏亚临界压力和高热通量下CO₂的流动传热实验研究.因

此,本研究利用 CO₂ 流动传热实验台架,开展高热通量、亚临界/超临界压力工况下 CO₂ 在竖直加热圆管内的强迫流动传热实验,对比亚临界和超临界压力下 CO₂ 的传热特性,分析热通量对不同压力下 CO₂ 传热特性的影响,以期为 CO₂ 动力循环系统的实际应用提供指导。

1 实验装置与实验方法

1.1 实验系统

对原有的超临界 CO₂ 自然循环实验台架进行改造,搭建亚临界/超临界 CO₂ 强迫对流实验台架。实验台架可承受高温高压且具有极高的测量精度,实验台架的设计压力为 16 MPa,设计温度为 800 °C。整个实验台架为矩形结构,高度为 2.6 m,长度为 8.6 m,流动管路采用 Φ 10 mm×1.5 mm 的 316L 不锈钢管道,

核心实验段采用 Φ 14 mm×2 mm 的 Incoloy800H 管道,管道耐压达到 40 MPa,并对内外管壁进行光亮退火处理。管路上采用 60 mm 厚硅酸铝陶瓷纤维保温毯和 100 mm 厚岩棉保温管进行双层保温,热损失在 10% 以内。

图 1 是亚临界/超临界 CO₂ 强迫对流循环实验系统示意图,管路的颜色表示 CO₂ 的冷热状态,蓝色表示 CO₂ 温度较低,红色则温度较高。实验系统由主回路循环系统、供气升压系统、抽真空系统、电加热系统、稳压系统、冷却系统和数据采集系统组成。其中冷却系统分为两部分:一次冷却系统由 100 kW 板式换热器和工业冷却塔组成,负责导出实验过程中产生的大量热量;二次冷却系统由套管式换热器和工业冷水机组组成,可以精准调整实验段 CO₂ 的入口温度。实验段前后均留有一定绝热段(长径比 L/d 大于 50),以保证流体进入实验段的稳定性。实验工况范围如表 1 所示。

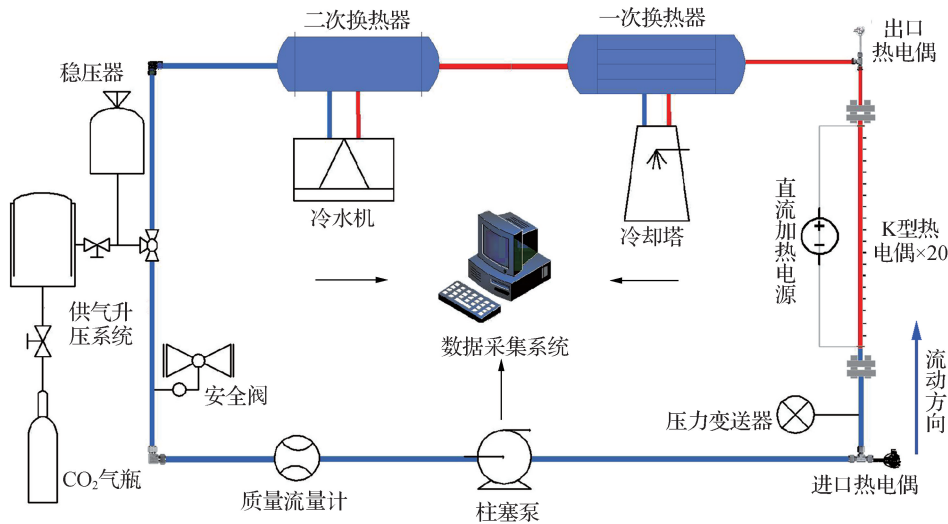


图 1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental system

表 1 CO₂ 实验工况范围

Tab. 1 Range of CO₂ experimental conditions

实验参数	参数范围
系统压力 p/MPa	4.8~9.5
流体入口温度 T_{in}/K	283~303
质量通量 $G/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1})$	258~768
壁面热通量 $q_w/(\text{kW} \cdot \text{m}^{-2})$	38.4~439.1

1.2 实验段

如图 1 所示,采用 75 kW 直流电加热方式对实验段进行加热,故在实验段出入口设置绝缘法兰,通过

法兰与其他管路连接,实现电绝缘。如图 2 所示,加热段全长 1 500 mm,在加热段上采用点焊方式布置了 20 个 K 型热电偶,用来测量加热段管道壁面温度的变化。为更好地探究超临界 CO₂ 在拟临界温度区间的传热特性,加热段前端的热电偶布置密集,相邻两个热电偶的间距设置为 50 mm,加热段后端相邻两个热电偶的间距设置为 100 mm。

2 实验数据处理及不确定度分析

2.1 数据处理

鉴于柱塞泵的输出特性和系统稳定性可能对所

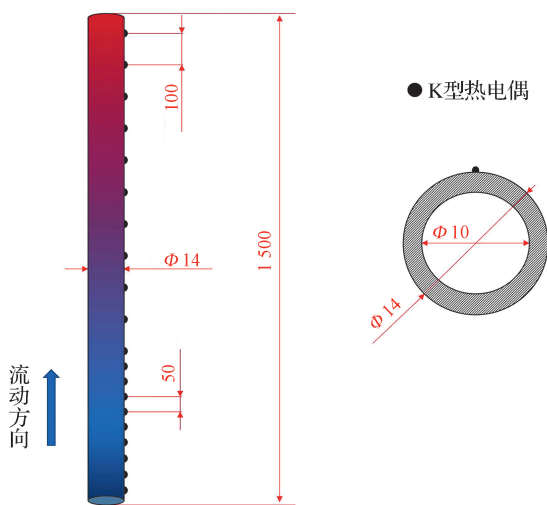


图 2 实验段结构示意图(单位:mm)

Fig. 2 Schematic diagram of the structure of the experimental section (unit:mm)

采集的数据产生波动性影响. 本研究采用特定的数据选取方法, 具体如下:

在 20 min 的稳态工况下选取其中 2 min 采集到的实验数据进行时均处理.

实验段采用直流电加热, 总输入功率

$$Q_{total} = UI = I^2 R_c, \quad (1)$$

其中, U 为电压, I 为电流, R_c 为电阻.

工质经过加热段所吸收的热功率为

$$Q = G_m (i_{f,out} - i_{f,in}), \quad (2)$$

其中, G_m 为质量流量, $i_{f,out}$ 和 $i_{f,in}$ 分别为 CO_2 在出口和入口处的主流比焓.

热量损失

$$Q_{loss} = Q_{total} - Q. \quad (3)$$

工质的吸热效率

$$\eta = \frac{Q}{Q_{total}}. \quad (4)$$

加热段的等效体积内热源

$$q_v = \frac{Q_{total}}{\pi(R_o^2 - R_i^2)L_h}, \quad (5)$$

其中, R_i 和 R_o 分别为管道的内、外半径, L_h 为加热段长度.

加热流体的壁面热通量

$$q_w = \frac{Q}{2\pi R_i L_h}. \quad (6)$$

加热段外壁面损失的热通量

$$q_{loss} = \frac{Q_{loss}}{2\pi R_o L_h}. \quad (7)$$

按照以上公式, 本研究所有实验工况的最大热损失不超过输入功率的 10%, 满足实验的保温要求.

实验中热电偶获取的温度参数为加热段的外壁面温度 $T_{w,out}$, 需要根据一维导热方程推导出内壁面温度的表达式:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r\lambda \frac{dT}{dr} \right) + q_v = 0. \quad (8)$$

边界条件为:

$$\begin{cases} -\lambda \frac{dT}{dr} \Big|_{r=R_o} = q_{loss}, \\ T(R_o) = T_{w,out}. \end{cases} \quad (9)$$

经求解, 内壁面温度 $T_{w,in}$ 的计算公式如下:

$$T_{w,in} = T_{w,out} - \frac{q_v}{4\lambda} (R_i^2 - R_o^2) + \frac{R_o}{\lambda} \left(\frac{q_v R_o}{2} - q_{loss} \right) \ln \frac{R_i}{R_o}, \quad (10)$$

其中, r 为半径, λ 为 Incoloy800H 的导热系数. 制造厂商提供的导热系数计算公式如下:

$$\lambda = 11.138 + 0.0171(T - 273.15), \quad (11)$$

其中 λ 的单位是 $W/(m \cdot K)$, 温度 T 的单位是 K.

经过内外壁面温度转换后, 内壁面温度呈现的温度变化情况与外壁面温度的无明显差异, 而外壁面温度是数据采集直接获得的, 为了方便对比变化, 后续将直接采用外壁面温度对传热等特性进行研究.

假设加热段的热通量均匀, 距离实验段入口 x 处的局部比焓 $i_{b,x}$ 可以基于进口比焓 i_{in} 通过热平衡计算得到:

$$i_{b,x} G_m = i_{in} G_m + Q \frac{x}{L_h}. \quad (12)$$

通过局部比焓和压力两个参数可以查询物性表, 得到流体在 x 位置处的主流温度, 根据式(13)可计算出局部对流传热系数 a .

$$a = \frac{q_w}{T_{w,in} - T_b}, \quad (13)$$

其中 T_b 为实验段流体的平均温度.

2.2 不确定度分析

本实验依据国家计量规范《测量不确定度评定与表示》^[12] 对实验数据进行不确定度分析. 对于间接测得量的计算方式如下:

假设一个间接测得量为 R , 它是 n 个直接测得量 $x_j (j=1, 2, \dots, n)$ 的函数, 即 $R = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$. 可通过 Moffat^[13] 给出的公式计算间接测得量的不确定度:

$$\frac{\delta R}{R} = \frac{1}{R} \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (14)$$

质量流量归一化为质量通量, 转换公式如下:

$$G = \frac{G_m}{S}, \quad (15)$$

其中 S 为横截面积。

根据上述不确定度传递公式,得到本实验主要参数的不确定度,结果如表 2 所示。

表 2 实验测量与计算的不确定度

Tab. 2 Uncertainty of experimental measurement and calculation

参数	不确定度
压力/MPa	0.006 7
内壁面温度/K	0.939 5
外壁面温度,流体温度/K	0.462 4
热通量/(kW·m ⁻²)	0.038 5
质量通量/(kg·m ⁻² ·s ⁻¹)	0.003 6
加热功率/W	0.002 8
传热系数/(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	0.042 6
努塞特数 Nu	0.042 9

3 结果与讨论

3.1 亚临界/超临界 CO₂ 的流动传热特性

图 3 显示了在 $p=4.8\text{ MPa}, G=258\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=283\text{ K}$ 下外壁面温度和传热系数沿轴向长度的变化情况,其中包括两组热通量($q_w=39.5$ 和 $156.4\text{ kW}/\text{m}^2$),该工况下实验系统中的 CO₂ 处于亚临界状态。可以看出:当 $q_w=39.5\text{ kW}/\text{m}^2$ 时,整个实验段的

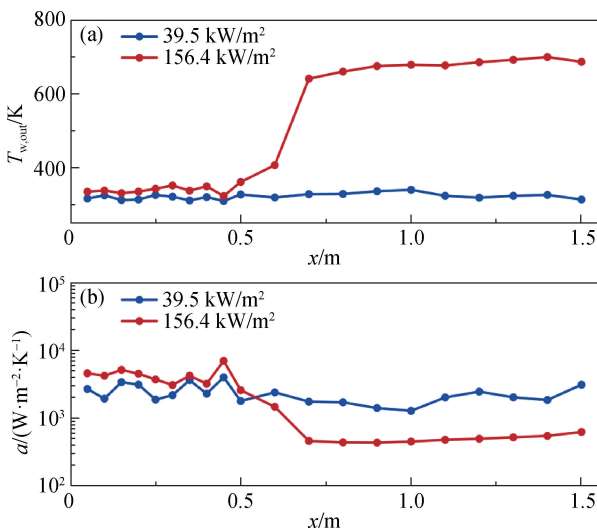


图 3 $p=4.8\text{ MPa}, G=258\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=283\text{ K}$ 下外壁面温度(a)和传热系数(b)沿轴向长度的变化
Fig. 3 Variation of outer wall surface temperature (a) and heat transfer coefficient (b) along axial length at $p=4.8\text{ MPa}, G=258\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=283\text{ K}$

外壁面温度没有发生显著上升,维持在 315 K 左右,传热系数也维持在 $2\ 500\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 附近。当 $q_w=156.4\text{ kW}/\text{m}^2$,在实验段前端,外壁面温度的变化情况与 $q_w=39.5\text{ kW}/\text{m}^2$ 时基本相同,温度维持在 340 K 左右;但在实验段 $0.45\sim 0.70\text{ m}$ 范围内,外壁面温度由 323 K 迅速增加到 641 K,其传热系数也由 $6\ 997\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 骤减到 $458\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,发生传热恶化现象。

图 4 显示了在 $p=8.8\text{ MPa}, G=259\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=284\text{ K}$ 下外壁面温度和传热系数沿轴向长度的变化情况,其中包括两组热通量($q_w=79.1$ 和 $155.2\text{ kW}/\text{m}^2$),该工况下的 CO₂ 将在实验段中跨过拟临界点,达到超临界态。可以看出:在两个不同热通量工况下,其外壁面温度和传热系数沿实验段轴向表现出相似的变化趋势。外壁面温度整体沿轴向单调递增,当 $q_w=79.1\text{ kW}/\text{m}^2$ 时,外壁面温度由 383 K 上升到 440 K;当 $q_w=155.2\text{ kW}/\text{m}^2$ 时,外壁面温度由 431 K 上升到 710 K。而二者的传热系数沿轴向整体呈先增加后减小的趋势,未发生传热恶化现象。

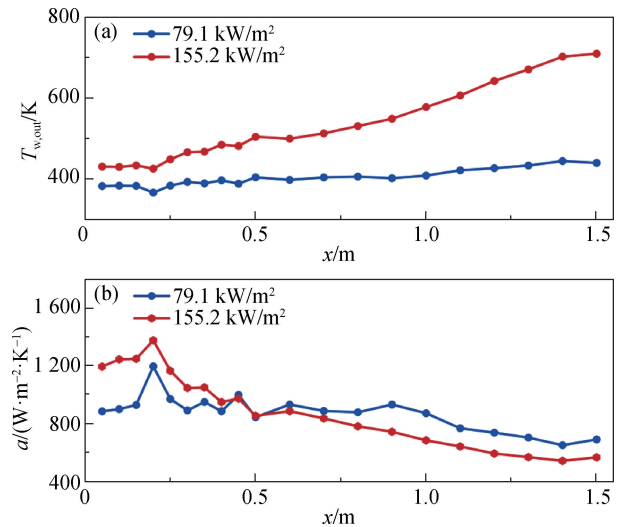


图 4 $p=8.8\text{ MPa}, G=259\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=284\text{ K}$ 下外壁面温度(a)和传热系数(b)沿轴向长度的变化
Fig. 4 Variation of outer wall surface temperature (a) and heat transfer coefficient (b) along axial length at $p=8.8\text{ MPa}, G=259\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=284\text{ K}$

通过对比图 3 和 4 可以发现,相同工况下亚临界和超临界压力下 CO₂ 的流动传热特性存在显著差别。在相同热通量下,未发生传热恶化前,亚临界压力下 CO₂ 的传热系数明显高于超临界压力下,亚临界压力下的 CO₂ 传热能力强于超临界压力下的 CO₂。原因在于 4.8 MPa 亚临界压力下的 CO₂ 在进入加热实验段

之前处于液相,随着热量的输入,CO₂在实验管内达到过热状态,开始进入核态沸腾阶段,形成管内汽液两相流,传热能力强于超临界 CO₂. 随着气泡产生频率逐渐增大,在脱离壁面前形成了气膜,使得传热能力大幅度降低,发生传热恶化. 而在 8.8 MPa 超临界压力的低热通量工况下,未发现传热恶化现象.

3.2 热通量对不同压力下 CO₂ 流动传热的影 响

图 5 显示了在 $p=4.8\text{ MPa}, G=258\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=283\text{ K}$ 下外壁面温度和传热系数随着热通量增加沿轴向长度的变化情况. 可以看出:当 $q_w=39.5\text{ kW}/\text{m}^2$ 时,外壁面温度和传热系数相对稳定,没有出现较大范围的波动;当 q_w 增加到 $77.6\text{ kW}/\text{m}^2$ 时,出现了传热恶化现象,壁面温度由 332 K 上升到 488 K ,相应的传热系数由 $2\,066\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 下降到 $417\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,且随着热通量的增加,传热恶化的起始点逐渐向入口端移动,这与 Zeng 等^[14]发现的现象一致. 此外,热通量越高,发生传热恶化后的外壁面温度越高,但发生传热恶化前不同热通量下外壁面温度和传热系数的差异不明显.

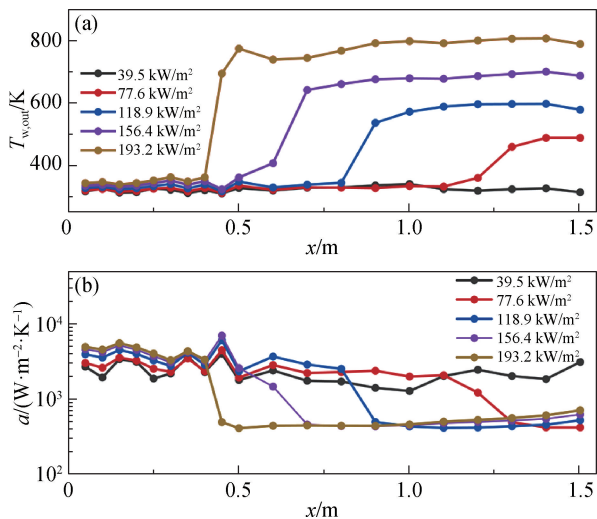


图 5 $p=4.8\text{ MPa}, G=258\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=283\text{ K}$ 下外壁面温度(a)和传热系数(b)随热通量增加沿轴向长度的变化
Fig. 5 Variation of outer wall temperature (a) and heat transfer coefficient (b) along axial length at $p=4.8\text{ MPa}, G=258\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=283\text{ K}$ with increasing heat flux

图 6 显示了在 $p=6.2\text{ MPa}, G=769\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=283\text{ K}$ 下外壁面温度和传热系数随着热通量增加沿轴向长度的变化情况. 可以看出,在更高压力和质量通量下的实验结果与 $p=4.8\text{ MPa}$ 下具有相似的变化规律. 即:在低热通量下实验段外壁面温度和 CO₂ 的传热系数不会出现较大波动,此时管内为沸腾

传热,当热通量增加到一定值时($q_w=114.9\text{ kW}/\text{m}^2$)会发生传热恶化现象,外壁面温度由 339 K 上升到 508 K ,传热系数也明显降低;而且同样随着热通量的增加传热恶化的起始点会发生前移. 与图 5 结果不同的是,在发生传热恶化后,外壁面温度会沿轴向缓慢降低.

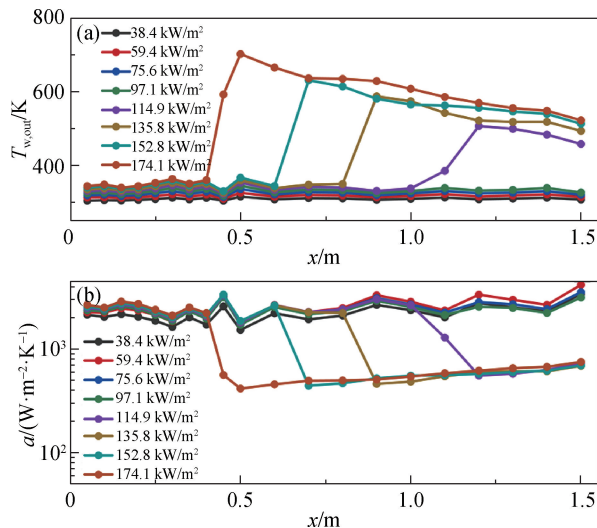


图 6 $p=6.2\text{ MPa}, G=769\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=283\text{ K}$ 下外壁面温度(a)和传热系数(b)随热通量增加沿轴向长度的变化
Fig. 6 Variation of outer wall temperature (a) and heat transfer coefficient (b) along axial length at $p=6.2\text{ MPa}, G=769\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=283\text{ K}$ with increasing heat flux

图 7 显示了在 $p=7.1\text{ MPa}, G=764\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=303\text{ K}$ 下外壁面温度和传热系数随着热通量增加沿轴向长度的变化情况. 可以看出,4 组热通量下外

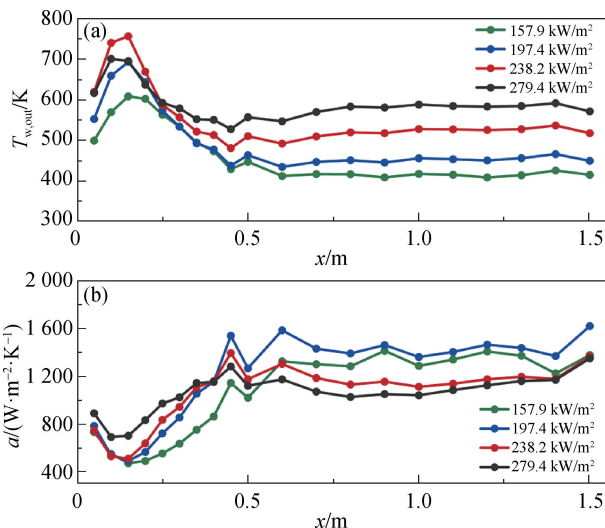


图 7 $p=7.1\text{ MPa}, G=764\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=303\text{ K}$ 下外壁面温度(a)和传热系数(b)随热通量增加沿轴向长度的变化
Fig. 7 Variation of outer wall temperature (a) and heat transfer coefficient (b) along axial lengths at $p=7.1\text{ MPa}, G=764\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}), T_{in}=303\text{ K}$ with increasing heat flux

壁面温度和传热系数变化趋势相同,并且都发生传热恶化现象,外壁面温度沿着 CO₂ 的流动方向呈现先增加后减小再趋于稳定的变化趋势,而传热系数则为先减小后增加再趋于稳定.以 $q_w = 157.9 \text{ kW/m}^2$ 为例,外壁面温度由 499 K 快速上升到峰值 607 K,然后下降到 412 K.随着热通量的增加,传热恶化温度峰值点的位置未发生明显变化,基本位于实验段 0.15 m 处.当压力为 7.1 MPa 时圆管内 CO₂ 的流动传热特性与低压状态下差异较大,存在传热恶化—传热恢复—传热正常的转变现象.

图 8 显示了在 $p = 9.5 \text{ MPa}$, $G = 768 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $T_{in} = 299 \text{ K}$ 下外壁面温度和传热系数随着热通量增加沿轴向长度的变化情况.在低热通量区间内(38.7~197.5 kW/m²),与图 4 类似,实验段内没有发生传热恶化现象,外壁面温度沿着 CO₂ 流动方向缓慢上升,且热通量越大外壁面温度越高.在该热通量范围内,传热系数在实验段前端出现较大范围的波动,因为此时管道内 CO₂ 温度接近拟临界温度,CO₂ 物理特性在

拟临界区间内剧烈变化会对其传热能力产生影响.当热通量增加到 274.1 kW/m² 时,外壁面温度出现峰值点,即发生了超临界条件下的传热恶化现象,在实验段前端外壁面温度由 495 K 上升到 590 K,传热系数由 1 610 W/(m² · K) 下降到 1 082 W/(m² · K).经过传热恶化后 CO₂ 发生传热恢复现象,外壁面温度由 590 K 下降到 491 K,传热系数由 1 082 W/(m² · K) 上升到 1 766 W/(m² · K).在传热恢复之后,外壁面温度缓慢增加.即超临界状态下经历了传热恶化—传热恢复—传热正常的转变.该传热特性与 $p = 7.1 \text{ MPa}$ 下的传热特性相似.

在该超临界压力工况下,管道内 CO₂ 温度接近拟临界温度,但仍处于液相,温度升高发生传热恶化,管内 CO₂ 跨入超临界态,在临界点附近物性变化剧烈,传热恶化类型异于气液两相变化导致的传热恶化,随着管内流体温度升高并逐渐远离拟临界区,传热物性逐渐平稳,故出现传热恶化—传热恢复—传热正常的现象.而在近临界 $p = 7.1 \text{ MPa}$ 压力工况下,压力靠近拟临界区,物性变化同样较为剧烈,故发生的传热现象与超临界压力工况下的类似.

4 结 论

本研究搭建了内径为 10 mm 的 CO₂ 竖直圆管强迫对流传热实验台架,通过实验分析了亚临界和超临界状态下 CO₂ 的流动传热特性,比较了亚临界和超临界压力下 CO₂ 的传热差异,对实际工程应用具有指导意义.得到的结论如下:

1) 在相同工况范围内,未发生传热恶化前,亚临界压力下 CO₂ 的传热能力要明显高于超临界压力下的 CO₂;与超临界压力工况相比,亚临界压力工况下 CO₂ 在较低的热通量下就会发生传热恶化;发生传热恶化后,亚临界压力工况下 CO₂ 的传热能力会急剧下降,传热系数与超临界压力下的接近.

2) 热通量变化会对亚临界和超临界压力工况下 CO₂ 的流动传热特性产生显著影响,亚临界压力工况下随着热通量的增加传热恶化的起始点会逐渐前移,而超临界压力工况下传热恶化起始点基本维持在实验段 0.15 m 处.

3) 与亚临界压力工况下的传热现象不同,当压力接近拟临界压力时($p = 7.1 \text{ MPa}$)会出现传热恶化—传热恢复—传热正常的转变,这一现象类似于超临界压力工况下 CO₂ 的流动传热特性.

4) 热通量超过一定值后,超临界压力工况下会出

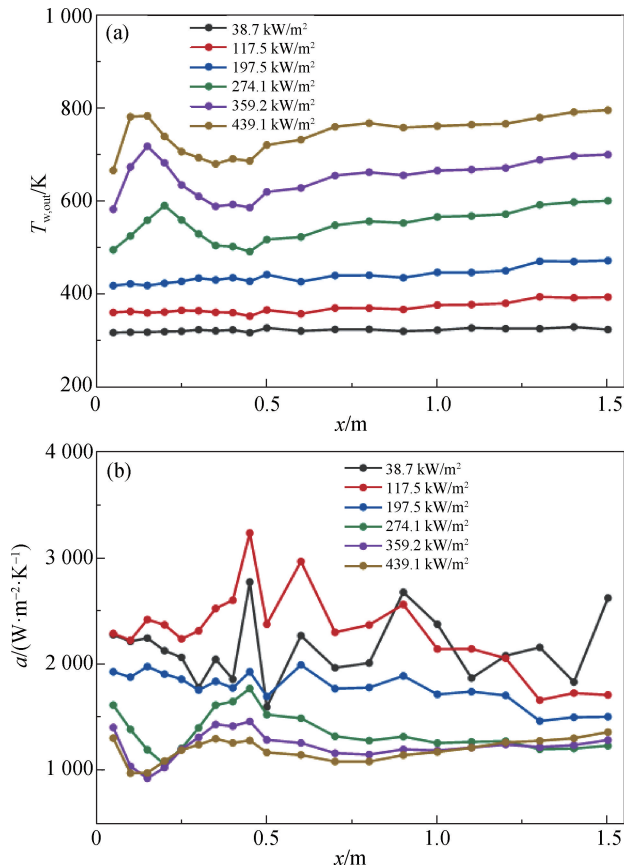


图 8 $p = 9.5 \text{ MPa}$, $G = 768 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $T_{in} = 299 \text{ K}$ 下外壁面温度(a)和传热系数(b)随热通量增加沿轴向长度的变化
Fig. 8 Variation of outer wall temperature (a) and heat transfer coefficient (b) along axial length at $p = 9.5 \text{ MPa}$, $G = 768 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $T_{in} = 299 \text{ K}$ with increasing heat flux

现传热恶化现象,与亚临界压力工况不同的是超临界压力工况下传热恶化后会发生传热恢复.当热通量较高时,亚临界压力下的传热恶化会造成更大影响,亚临界压力工况比超临界压力对热力设备构成的威胁更大.

此外,超临界压力工况下传热恶化温度峰值点的位置并没有发生明显变化,基本位于实验段 0.15 m 处,其原因尚不清晰,值得进一步研究讨论.

参考文献:

- [1] PARMA E J, WRIGHT S A, VERNON M E, et al. Supercritical CO₂ direct cycle gas fast reactor (SC-GFR) concept[C]//ASME Small Modular Reactors Symposium (SMR 2011). Washington DC:[s. n.],2011:91-94.
- [2] WANG Y, GUENETTE G R, HEJZLAR P, et al. Aerodynamic design of turbomachinery for 300 MWe supercritical carbon dioxide Brayton power conversion system: MIT-GFR-022[R]. Cambridge, MA: Massachusetts Institute of Technology,2005.
- [3] LIU Y P, WANG Y, HUANG D G. Supercritical CO₂ Brayton cycle:a state-of-the-art review[J]. Energy,2019, 189:115900.
- [4] WOOD R D, SMITH J M. Heat transfer in the critical region:temperature and velocity profiles in turbulent flow[J]. AIChE Journal,1964,10(2):180-186.
- [5] HALL W B, JACKSON J D, WATSON A. A review of forced convection heat transfer to fluids at supercritical pressures[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Conference Proceedings,1967,182(9):10-22.
- [6] TANIMIZU K, SADR R. Experimental investigation of heat transfer characteristics of pseudocritical carbon dioxide in a circular horizontal tube[C]//Proceedings of the ASME 2012 Heat Transfer Summer Conference Collocated with the ASME 2012 Fluids Engineering Division Summer Meeting and the ASME 2012 10th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. Puerto Rico:ASME,2012:297-302.
- [7] JACKSON J D. An semi-empirical model of turbulent convective heat transfer to fluids at supercritical pressure[C]//16th International Conference on Nuclear Engineering. Orlando:ASME,2008:911-921.
- [8] ZHANG Q, LI H X, LEI X L, et al. Study on identification method of heat transfer deterioration of supercritical fluids in vertically heated tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2018,127:674-686.
- [9] 姜超,董鹤鸣,谢敏,等.超临界二氧化碳传热恶化现象研究进展[J].热力发电,2021,50(10):1-13.
- [10] 杨亮,丁国良,黄冬平,等.亚临界二氧化碳换热特性研究进展[J].制冷学报,2003,24(4):28-34.
- [11] 黄彦平,刘生晖,刘光旭,等.典型超临界二氧化碳强迫对流传热关联式评价分析[J].核动力工程,2016,37(1):28-33.
- [12] 全国法制计量管理计量技术委员会.测量不确定度评定与表示:JJF 1059.1—2012[S].北京:中国标准出版社,2012.
- [13] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988,1(1):3-17.
- [14] ZENG C T, ZHOU Y, HUANG Y P, et al. Experimental study on axial self-propagation of heat transfer deterioration of near-critical carbon dioxide at low mass fluxes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024,218:124825.

(责任编辑:曾礼娜)