

# 热流密度与质量流速之比对超临界CO<sub>2</sub> 竖直圆管内传热影响

冷浩杰, 徐子康, 杨丰睿, 周源\*, 袁园, 黄家坚

四川大学物理学院, 四川 成都

收稿日期: 2022年5月17日; 录用日期: 2022年6月1日; 发布日期: 2022年7月7日

## 摘要

超临界二氧化碳(SCO<sub>2</sub>)布雷顿循环动力系统具有效率高、结构紧凑等特点, 虽然SCO<sub>2</sub>作为循环工质具有诸多优势, 但会伴随着传热恶化现象, 影响设备性能。本文在压力为8.7~9.0 MPa、质量流速为80~380 kg·m<sup>-2</sup>·s<sup>-1</sup>、热流密度为3~120 kW·m<sup>-2</sup>的参数范围内, 对内径为10 mm的垂直向上流动光滑圆管中SCO<sub>2</sub>的传热特性进行了实验与数值研究, 观察到明显传热恶化现象。分析了热流密度与质量流速之比( $q_w/G$ )对SCO<sub>2</sub>传热特性的影响, 并进一步通过将数值模拟结果与实验结果进行对比分析, 对数值模拟结果进行评估。结果表明: 在同一工作压力下,  $q_w/G$ 决定了SCO<sub>2</sub>的传热状态, 随着 $q_w/G$ 增加, 圆管内CO<sub>2</sub>传热出现恶化, 并且随着 $q_w/G$ 增加壁温峰值向加热段起点移动; 模拟结果表明, 当 $q_w/G$ 大于某一临界值时, 在轴向壁温分布中出现两处壁温峰值, 且在相应位置传热系数出现下降; 数值模拟得到相应测温点处壁温与实验测得壁温相对误差为±8%, 对于 $q_w/G$ 较小的工况, 误差为±3%。

## 关键词

超临界二氧化碳, 传热, 热流密度, 质量流速

# Effect of Ratio of Heat Flux to Mass Flow Rate on Heat Transfer of Supercritical CO<sub>2</sub> in a Vertical Tube

Haojie Leng, Zikang Xu, Fengrui Yang, Yuan Zhou\*, Yuan Yuan, Jiajian Huang

College of Physical, Sichuan University, Chengdu Sichuan

Received: May 17<sup>th</sup>, 2022; accepted: Jun. 1<sup>st</sup>, 2022; published: Jul. 7<sup>th</sup>, 2022

\*通讯作者。

文章引用: 冷浩杰, 徐子康, 杨丰睿, 周源, 袁园, 黄家坚. 热流密度与质量流速之比对超临界 CO<sub>2</sub> 竖直圆管内传热影响[J]. 核科学与技术, 2022, 10(3): 141-151. DOI: 10.12677/nst.2022.103015

## Abstract

With the advantages of high efficiency and compact equipment, supercritical carbon dioxide (SCO<sub>2</sub>) is extremely promising, at the same time, supercritical carbon dioxide as the working fluid will be accompanied by the deterioration of heat transfer and affect the performance of equipment. In this paper, both experimental and numerical simulation methods are used to study the heat transfer characteristics of SCO<sub>2</sub> in vertical upward tube under the pressure range of 8.7~9.0 MPa, mass flow rate range of 80~380 kg·m<sup>-2</sup>·s<sup>-1</sup> and heat flux range of 3~120 kW·m<sup>-2</sup>. The effect of the ratio of heat flux to mass flow rate on heat transfer of SCO<sub>2</sub> was analyzed, and the numerical simulation results were compared with the experimental results. The results show that under the same working pressure,  $q_w/G$  determines the heat transfer state of SCO<sub>2</sub>. With the increase of  $q_w/G$ , heat transfer of SCO<sub>2</sub> deteriorates in the vertical tube, and the peak of wall temperature moves to starting point of heating section. The simulation results show that when  $q_w/G$  is greater than a certain critical value, there are two peak values of wall temperature in the axial wall temperature distribution, and the heat transfer coefficient decreases in the corresponding position. In addition, at the same position, the relative error between the wall temperature calculated and measured in the experiment is  $\pm 8\%$ , while for the working condition with small  $G$ , the error is  $\pm 3\%$ .

## Keywords

Supercritical CO<sub>2</sub>, Heat Transfer, Heat Flux, Mass Flow Rate

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

近年来, 超临界流体由于其优良的热物理特性, 引起了人们极大的关注, 并广泛应用于制冷、航天以及核电等领域。

相比于常规流体, 超临界流体传热过程以及传热机理更加复杂, 为了更好地了解 SCO<sub>2</sub> 的流动换热性能, 国内外大量学者对其开展了多项深入实验和数值研究。朱兵国等[1]研究了 SCO<sub>2</sub> 在内径为 10 mm 的垂直上升管中的流动传热特性, 发现随热通量的增加, 传热出现恶化现象, 传热恶化发生在流体温度小于拟临界温度而壁面温度大于拟临界温度附近, 且增大压力时传热恶化被抑制。Kline 等[2]在一定工况条件下对不同内径圆管进行实验发现传热恶化只发生在有限范围内并随热通量增加而增加。王振川等[3]对 SCO<sub>2</sub> 在竖直光管、内插螺旋管内对流换热进行了实验研究, 发现壁温峰值区域随热流密度升高逐渐向入口区域移动且在光管内插入螺旋结构可以抑制浮升力提高换热强度。刘光旭等[4]通过理论推导分析了拟临界区物性剧烈变化导致的浮升力效应和流动加速效应对近壁面区域 SCO<sub>2</sub> 传热特性的影响机理, 基于受力分析推导得到了 2 种效应作用下的超临界流体传热弱化起始点理论判据。Liu 等[5]通过实验证明传热恶化主要是由浮力而不是热加速度引起的, 并在传热恶化的初始、稳定和恢复阶段观察到 M 型速度剖面。

近年来, 随着计算机技术的不断发展和实验条件的受限, 数值模拟方法也成为超临界流体传热的主要研究方法之一。闫晨帅等[6]对加热条件下 SCO<sub>2</sub> 在内径  $d_i = 22.14$  mm 的水平圆管内流动与传热特性进行了数值计算, 通过 SCO<sub>2</sub> 在水平圆管内的流动传热实验数据验证了数值模型的可靠性和准确性。

Viswanathan 等[7]进行了水平圆管在恒定壁面热流密度、进口雷诺数时  $\text{SCO}_2$  换热的数值模拟, 结果表明传热恶化的程度及其随后的恢复严重依赖于施加的热通量的大小。王森林等[8]通过数值模拟研究发现对于垂直上升管内加热条件下的  $\text{SCO}_2$ , 提高其压力与质量流量有利于降低传热恶化程度, 而提高热通量与管径则会加剧传热恶化。Fan 等[9]对  $\text{SCO}_2$  在周向非均匀加热垂直向上流动中的传热特性进行了数值研究, 并讨论了其基本机理, 认为  $\text{SCO}_2$  的异常换热是热物性变化综合作用的结果。刘新新等[10]通过数值模拟方法对比研究了  $\text{SCO}_2$  在加热竖直直管和螺旋管内的换热差异, 结果表明, 在相同工况下, 由于离心力引起的二次流的作用使得螺旋管相比于直管对换热有一定的强化作用, 并能有效地抑制换热恶化的发生, 但在拟临界区螺旋管的换热系数反而低于直管。

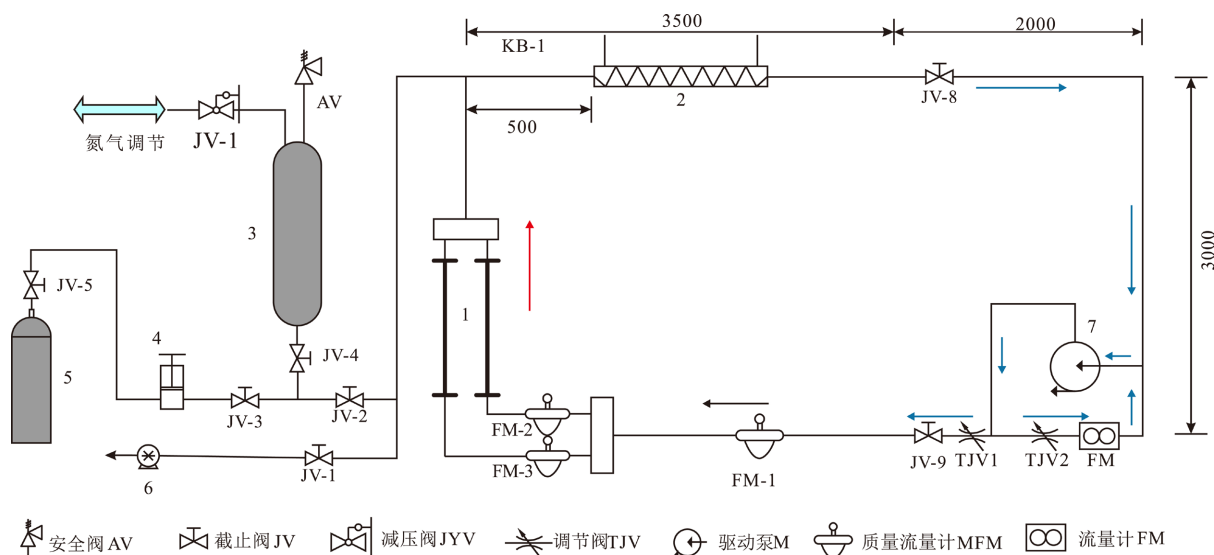
目前文献中已有较多针对  $\text{SCO}_2$  传热特性的研究, 但多数研究仅针对单一影响因素开展, 且在高质量流速以及高热流密度工况下进行, 针对在低流速低热流密度工况下同时改变多种影响因素的研究较少, 而这一工况多出现在反应堆启动、停止以及事故发生过程中。因此, 针对低流速低热流密度工况下同时改变多种影响因素的  $\text{SCO}_2$  传热特性研究对  $\text{SCO}_2$  反应堆的发展具有重要意义。

本文开展了低质量流速、低热流密度工况下  $\text{SCO}_2$  在内径 10 mm 的垂直上升光滑圆管内对流换热实验及数值模拟, 评估了数值模型的计算精度, 进一步分析了热流密度与质量流速之比( $q_w/G$ )对  $\text{SCO}_2$  传热的影响。

## 2. 实验装置和方法

### 2.1. 实验装置

$\text{SCO}_2$  传热实验系统如图 1 所示, 系统组成包括: 实验加热段、列管式换热器、驱动泵、增压泵、真空泵、稳压器、二氧化碳储存气瓶组及若干阀门与流量计。为减小实验过程中流量波动, 实验系统由主回路与实验支路两部分组成, 实验过程中通过调节阀门 1 和 2 在确保主回路流量远大于实验支路的情形下使实验支路流量达到实验需求。



1.加热段 2.冷却器 3.稳压器 1.增压泵 5.加氧化碳存储气瓶组 6.真空泵 7.加热段

Figure 1. Schematic diagram of the experimental system

图 1. 实验系统示意图

二氧化碳通入回路之前,利用真空泵对实验回路和稳压器进行抽真空,通过增压泵将二氧化碳存储气瓶组中的二氧化碳打压到实验回路和稳压器中。二氧化碳进入回路后在主泵驱动下分流为主回路与实验支路两部分,主回路中二氧化碳流经流量计后回到主泵完成主回路循环;实验支路中二氧化碳流经预热段达到实验要求入口条件后进入实验段进行换热实验,从实验段出口流出后经冷却器冷却后回到主泵完成实验支路循环。实验过程中通过氮气调节稳压器使回路中压力稳定。

## 2.2. 实验段

实验段采用 $\phi 14\text{ mm} \times 2\text{ mm}$ 的316不锈钢,实验段几何结构以及测温点分布如图2所示。实验段总长度为1640 mm,实验加热段有效长度为1200 mm。为避免数值模拟过程管道入口流动未充分发展段影响,以及数值模拟中出口管段可能出现的回流现象的影响,在加热段前后分别预留210 mm和230 mm绝热段。加热段采用直流电加热,在加热段起点与终点处采用铜板与实验段连接,用来接入直流电流,从而在加热段形成均匀热流。实验过程中入口流体温度测量采用 $\phi 1\text{ mm}$ 的I级精度绝缘型T型铠装热电偶测量,测量范围为 $0^{\circ}\text{C} \sim 150^{\circ}\text{C}$ ,加热段外壁温测量采用 $\phi 1\text{ mm}$ 的I级精度绝缘型N型铠装热电偶测量,测量范围为 $0^{\circ}\text{C} \sim 500^{\circ}\text{C}$ 。

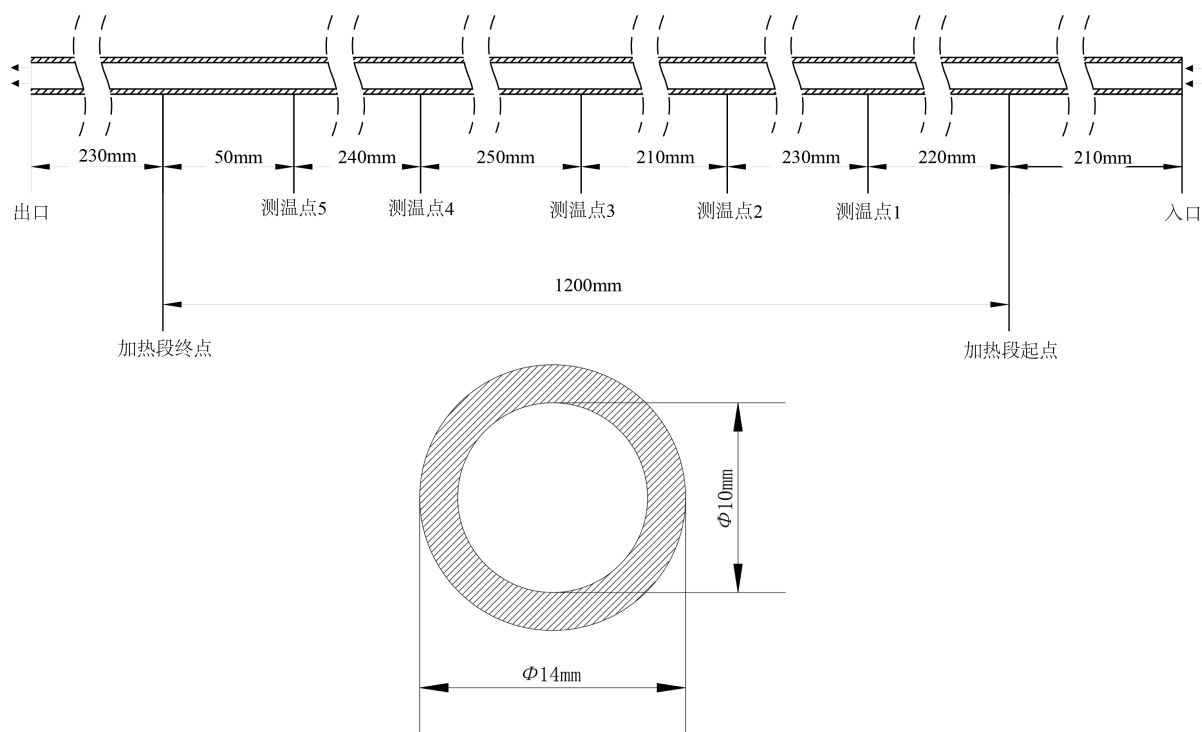


Figure 2. Geometric structure of experimental section and distribution of temperature measurement points

图2. 实验段几何结构及测温点分布

## 3. 实验工况与结果

### 3.1. 实验工况

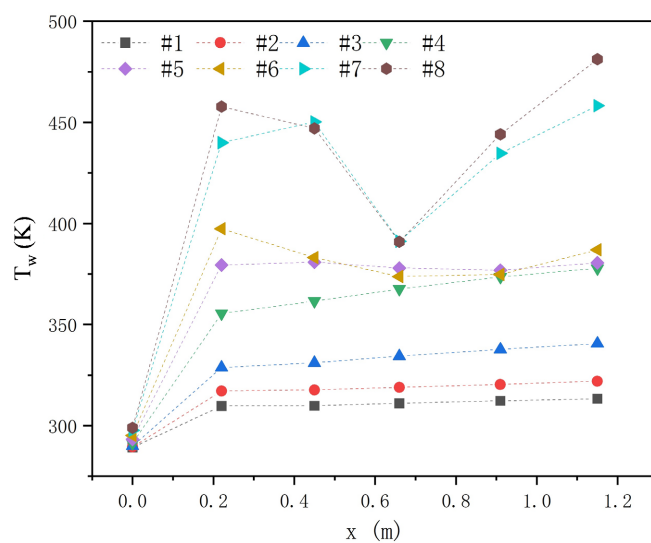
本次实验选取质量流速低于 $400\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 、热流密度低于 $120\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 的低质量流速、低热流密度工况进行。具体参数范围:压力 $P$ 取 $8.7 \sim 9.1\text{ MPa}$ (临界温度 $304\text{ K} \sim 305\text{ K}$ ),入口温度 $T_{in}$ 取 $285 \sim 300\text{ K}$ ,质量流速 $G$ 取 $150 \sim 400\text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ,热流密度 $q_w$ 取 $0 \sim 120\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ ,实验中所使用的主要工况如表1所示。

**Table 1.** Main experimental conditions**表 1.** 主要实验工况

工况	入口温度 (K)	压力 (MPa)	质量流速 $G$ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ )	热流密度 $q_w$ ( $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$ )	$q_w/G$ ( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ )	出口温度 (K)
#1	289.2	8.7	159.3	9.9	0.062	297.7
#2	289.5	8.7	201.0	17.8	0.088	301.4
#3	289.9	8.7	246.5	30.1	0.122	305.4
#4	291.3	8.8	296.1	49.3	0.166	309.3
#5	293.3	8.9	326.8	63.7	0.195	311.2
#6	295.1	8.9	350.9	83.4	0.238	313.7
#7	297.7	9.0	364.1	103.7	0.285	316.9
#8	298.9	9.0	374.6	118.2	0.316	319.1

### 3.2. 实验结果

图 3 给出了主要实验工况下均匀加热垂直上升管的实验结果。从图 3 可以看出在低质量流速与低热流密度，壁温  $T_w$  随与加热段起点距离  $x$  增加而逐渐增加，为正常传热模式，且随质量流速与热流密度的增加壁温沿轴向增加的速度越来越快。当质量流速与热流密度增大到  $q_w/G = 0.195 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$  时，壁温不再随与加热段起点距离  $x$  的增加而增加，而是在某一测温点处形成明显壁温峰值，在该测温点之后壁温呈现略微下降趋势；随着  $q_w/G$  继续增加，测温点处测得的壁温峰值逐渐增大，且壁温峰值位置向加热段起点移动，在壁温达到峰值后下降速度越来越快，当壁温下降到一定值后随即再次沿轴向逐渐升高。文献 [1] [8] [11] 通过改变热流密度、文献 [3] 通过改变质量流量实验研究了  $\text{SCO}_2$  传热特性，研究结果中在高  $q_w/G$  条件下，壁温都呈现出先升高后下降再升高的趋势，与本文实验结果壁温特性相似。

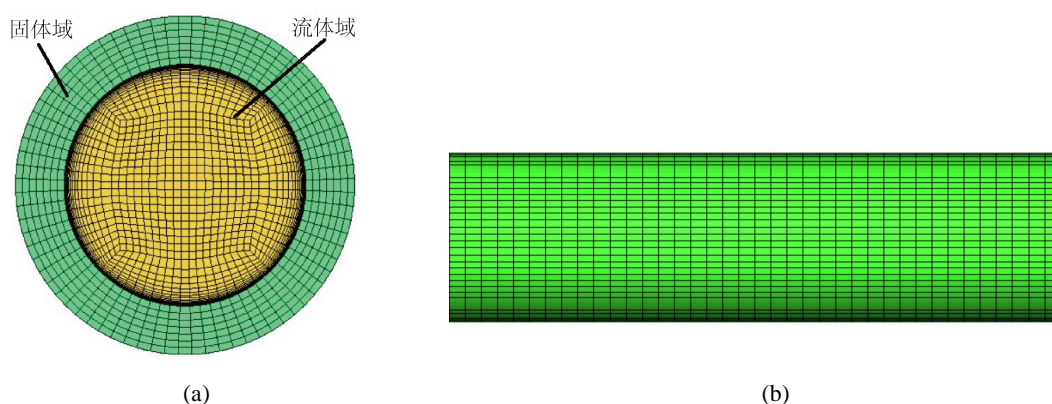
**Figure 3.** Wall temperature distribution under main experimental conditions**图 3.** 主要实验工况下壁温分布

## 4. 数值模拟评估

### 4.1. 计算模型与网格

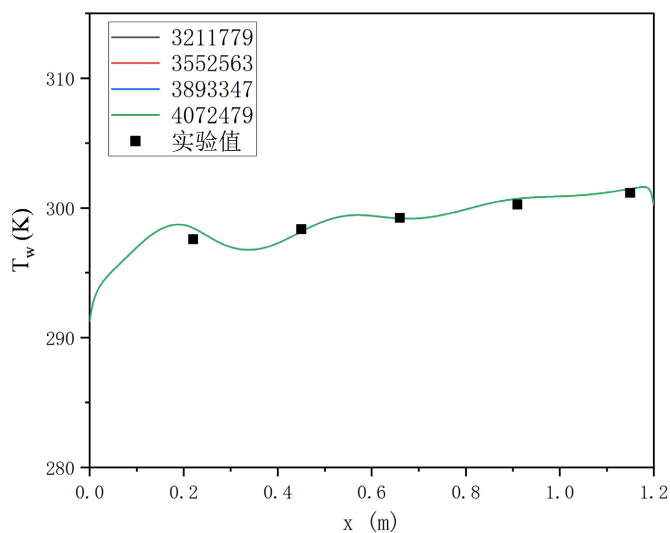
为了更加精确探究  $q_w/G$  对  $\text{SCO}_2$  传热的影响, 进一步开展了数值模拟研究。数值模拟过程中湍流模型的正确选取对于数值模拟的准确性有着至关重要的作用, 不同湍流模型在模拟结果上存在一定差异。对于  $\text{SCO}_2$  的流动传热, Wang 等[12]的计算结果显示, SST  $k-\omega$  模型相比于其他湍流模型其模拟结果更加准确。因此本文选取 SST  $k-\omega$  模型进行数值计算。

计算所使用网格采用 ANSYS ICEM 软件生成, 使用六面体结构化网格, 网格生成结果如图 4 所示。对流体域近壁面处第一层网格进行加密, 确保  $y^+ < 1$ , 并使用同一工况进行了网格无关性验证, 结果如图 5 所示。4 组网格计算结果几乎相同, 且与实验结果吻合, 为节约计算资源, 本文选取网格总数为 3211779 的网格进行后续计算。



**Figure 4.** Grid used for the simulations: (a) Circumferential section; (b) Axial section (local)

**图 4.** 计算所使用的网格: (a) 周向截面; (b) 轴向截面(局部)



**Figure 5.** Comparisons of calculated wall temperature at different numbers of hexahedral meshes

**图 5.** 不同数目网格计算壁温对比



## 4.2. 模拟工况

在前述实验过程中发现, 当  $q_w/G = 0.195 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$  时会出现传热恶化, 为详细探究  $q_w/G$  对传热现象的影响, 选取压力  $P = 8.7 \text{ MPa}$ , 入口温度  $T_{in} = 289 \text{ K}$  (临界温度  $304 \text{ K}$ ),  $q_w/G$  取  $0\sim 0.166 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$  范围内的 13 个实验工况进行数值模拟, 工况详细参数如表 2 所示。

**Table 2.** Numerical simulation conditions

**表 2.** 模拟工况

工况	质量流量 $G$ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ )	热流密度 $q_w$ ( $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$ )	出口温度 (K)	$q_w/G$ ( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ )
##1	88.4	3.0	292.9	0.034
##2	106.4	4.4	293.3	0.041
##3	124.1	6.0	294.7	0.048
##4	141.7	7.8	296.2	0.055
##5	159.3	9.9	297.7	0.062
##6	187.9	14.9	300.1	0.079
##7	201.0	17.8	301.4	0.088
##8	213.8	20.9	302.4	0.098
##9	232.8	26.1	304.1	0.112
##10	246.5	30.1	305.4	0.122
##11	265.7	36.7	307.0	0.138
##12	277.9	41.2	308.0	0.148
##13	296.1	49.3	309.3	0.166

## 4.3. 数值模拟准确性评估

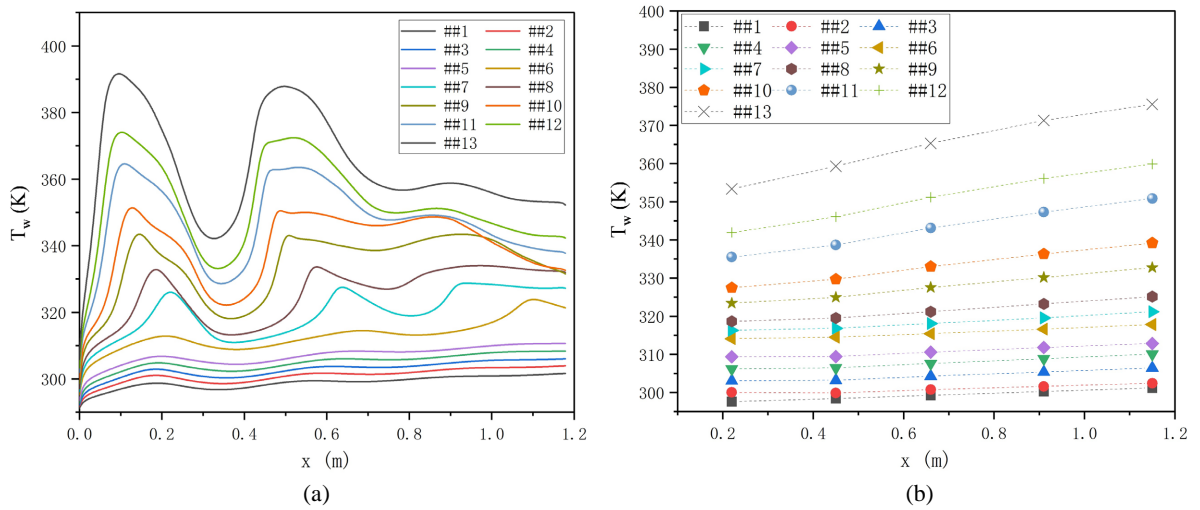
图 6 给出了表 2 中 13 个工况的数值模拟结果与实验数据对比结果。如图 6(b)所示, 在 13 个工况的实验中 5 个测温点测得的壁温均是沿轴向单调上升, 与图 6(a)中模拟结果壁温分布并不相同。造成模拟与实验壁温分布趋势不同的原因是实验过程中由于测温点数目有限以及位置固定, 只能测量少数定点的温度, 无法得到整个轴向连续的壁温分布, 导致在实验过程中当壁温峰值处在两个测温点之间且距离测温点有一定距离时, 无法测量到该壁温峰值。为进一步检验数值模拟的正确性, 图 7 给出了测温点所在位置的数值模拟所得壁温与实际实验中测量到的壁温的对比, 从中可以看出工况##1~##6 相应测温点处计算结果与实验结果整体相差较小, 相比之下, 工况##7~##13 的计算结果与实验结果相差较大。图 8 以  $q_w/G = 0.08 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$  为界, 给出了所有测温点处计算结果与实验结果的相对误差, 对于所有工况, Fluent 数值模拟结果与实验结果的相对误差在 8% 以内, 对于  $q_w/G < 0.08 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$  的工况 Fluent 数值模拟更精确, 计算结果与实验结果的相对误差仅有 3%。

对于  $\text{SCO}_2$ , 计算结果与实验结果存在一定偏差的原因有多种:

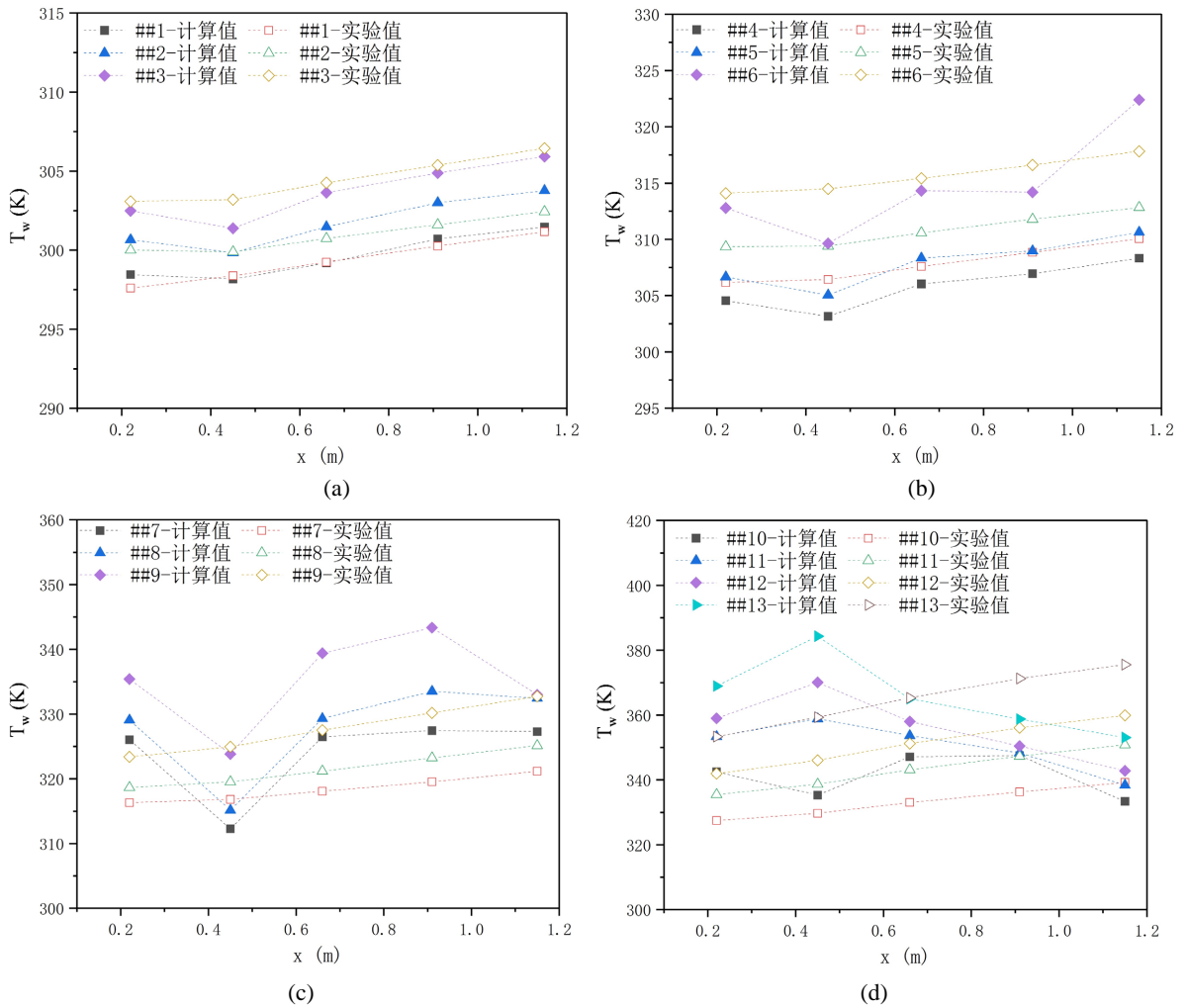
1) 二氧化碳在拟临界区物性变化剧烈, 在数值模拟过程中采用 Fluent 自带的 NIST Real Gas 模型调取二氧化碳物性, 结果与真实物性可能存在一定偏差。

2) 数值模拟过程中所选取的 SST  $k-\omega$  湍流模型具有一定局限性, 对二氧化碳的传热预测与真实传热机理之间存在一定偏差。

3) 网格划分不够细密, 不足以完全反映在传热过程中二氧化碳的物理现象。

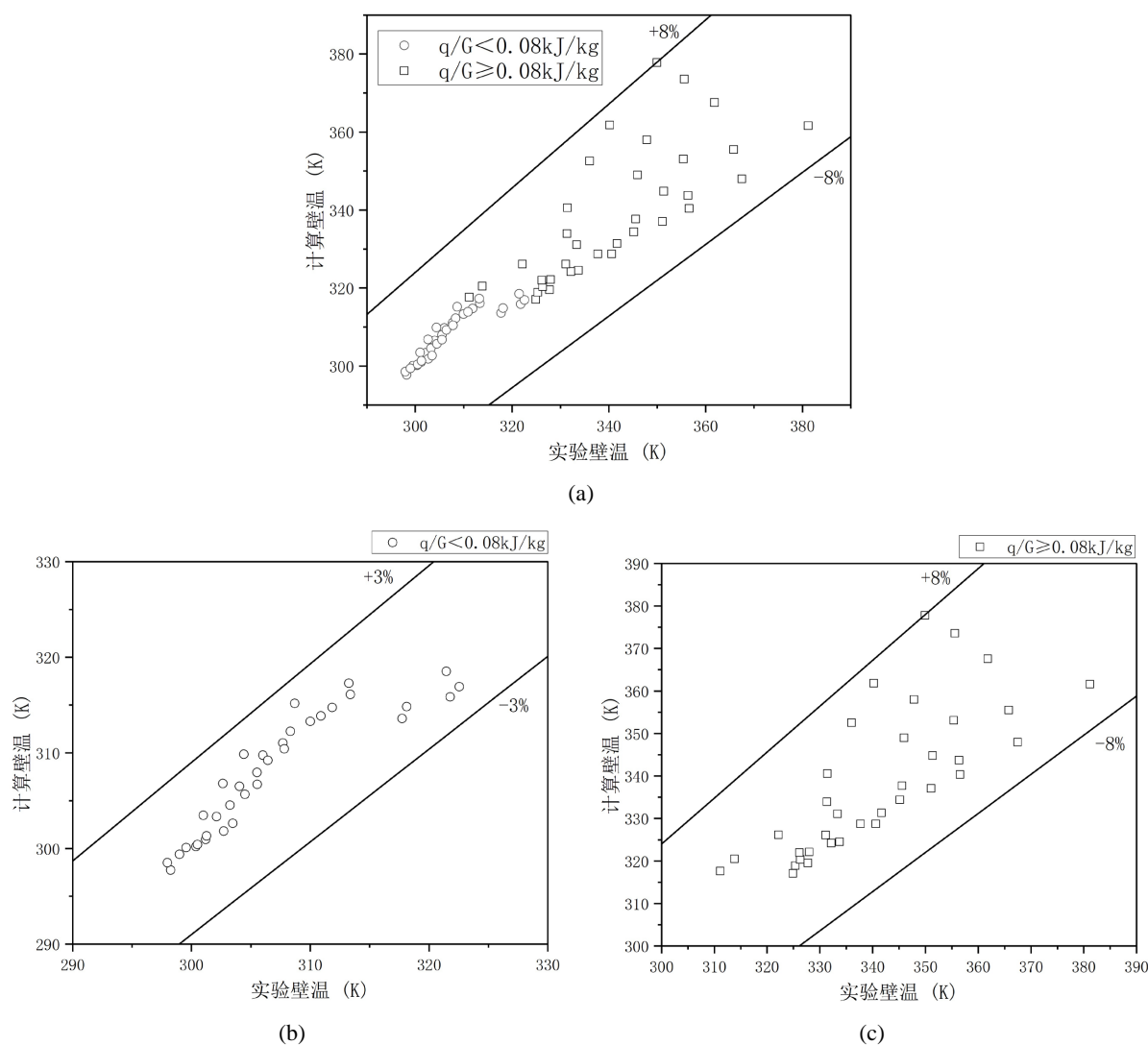


**Figure 6.** Calculated (a) and experimental (b) axial wall temperature distributions  
**图 6.** 数值模拟(a)与实验测量(b)轴向壁温分布



**Figure 7.** Comparisons of calculated wall temperature with the experimental data at the temperature measurement point  
**图 7.** 测温点处数值模拟所得壁温与实验数据对比





**Figure 8.** The relative error of calculated wall temperature and experimental wall temperature  
**图 8.** 数值模拟壁温与实验壁温相对误差

#### 4.4. 数值模拟结果分析

图 9 给出 13 种工况的数值模拟得到的圆管沿轴向传热系数分布。由图 6(a) 可以发现在数值模拟得到结果中工况##1~##6 壁温沿轴向呈现整体上升的趋势, 仅有工况##6 在靠近加热段终点处出现较明显下降, 而工况##7~##13 则是沿轴向出现两处壁温峰值。根据图 9 所给出的模拟过程中传热系数沿轴向分布可以看出在工况##1~##6 中传热系数并未出现较大幅度的变化, 而工况##7~##13 中在出现壁温峰值的相应位置处传热系数迅速减小, 随后再次升高。这说明随着热流密度与质量流速的增加, 圆管内  $\text{SCO}_2$  的传热状态发生了明显变化, 当  $q_w/G = 0.088 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$  时便已经出现明显的传热恶化, 并且随着  $q_w/G$  的增加出现传热恶化时壁温峰值相应升高。

这是由于在工况##1~##6 中  $q_w/G$  较小, 使流体温度上升幅度较小, 流体最高温度并未达到拟临界区而是仍处于类液区, 因此流体未经历物性的剧烈变化从而未引起传热恶化现象的出现。在工况##7~##13 流体温度上升幅度较大, 迅速上升至拟临界区, 而拟临界区物性的剧烈变化是引起传热恶化的主要原因。

同时,由图 6(a)可以看出,随着  $q_w/G$  的升高,壁温峰值所处的位置逐渐向加热段起点移动,这是由于  $q_w/G$  的增加使流体流入加热段后温度上升速度加快,流体温度到达拟临界区对应的温度所需时间减少,导致壁温峰值所处的位置距离加热段起点更近。

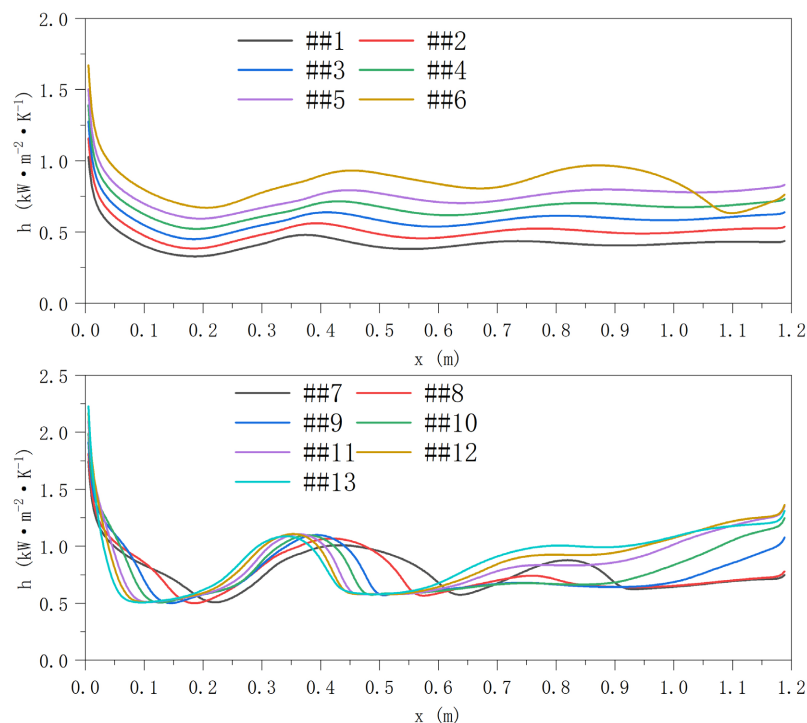


Figure 9. Calculated axial heat transfer coefficient distribution  
图 9. 数值模拟所得轴向传热系数分布

## 5. 结论

本文对  $\text{SCO}_2$  在均匀加热垂直上升圆管中传热特性进行了实验研究,并对部分工况进行数值模拟,得到如下结论:

1) 在同一工作压力下,热流密度与质量流量比值( $q_w/G$ )决定了  $\text{SCO}_2$  的传热状态,存在某一临界值(工作压力为 8.7 MPa 时,该临界值为  $0.088 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ),当  $q_w/G$  低于临界值时,壁温沿管长方向递增,为正常传热;当  $q_w/G$  高于临界值时,壁温沿管长方向出现两处壁温峰值,在相应位置传热系数下降,出现传热恶化现象。

2) 出现传热恶化现象后,随  $q_w/G$  继续增大,传热恶化现象加剧,壁温峰值升高,且所处位置向加热段起点移动。

3) 数值模拟软件 FLUENT 在对  $\text{SCO}_2$  进行计算时存在一定误差,且误差随  $q_w/G$  增大而增大, $q_w/G < 0.08 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$  时,壁温相对误差在 3% 以内; $q_w/G \geq 0.08 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$  时,壁温相对误差在 8% 以内。尽管数值模拟结果存在一定误差,其对换热的预测仍具有较高价值,对实际换热实验具有很强的指导意义。

## 参考文献

- [1] 朱兵, 吴新明, 张良, 等. 垂直上升管内超临界  $\text{CO}_2$  流动传热特性研究[J]. 化工学报, 2019, 70(4): 1291-1299.
- [2] Kline, N., Feuerstein, F. and Tavoularis, S. (2018) Onset of Heat Transfer Deterioration in Vertical Pipe Flows of  $\text{CO}_2$  at Supercritical Pressures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **118**, 1056-1068.

<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.039>

- [3] 王振川, 胥蕊娜, 熊超, 等. 超临界压力 CO<sub>2</sub> 竖直管内传热恶化抑制实验[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2018, 58(12): 1101-1106.
- [4] 刘光旭, 黄彦平, 王俊峰, 等. 浮升力效应和流动加速效应对超临界二氧化碳传热影响理论分析[J]. 核动力工程, 2018, 39(6): 34-38.
- [5] Liu, X.X., Xu, X.X., Liu, C., Zhang, S.J., He, J.C. and Dang, C.B. (2020) Flow Structure at Different Stages of Heat Transfer Deterioration with Upward, Mixed Turbulent Flow of Supercritical CO<sub>2</sub> Heated in Vertical Straight Tube. *Applied Thermal Engineering*, **181**, 1359-4311. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115987>
- [6] 闫晨帅, 徐进良. 超临界压力 CO<sub>2</sub> 在水平圆管内流动传热数值分析[J]. 物理学报, 2020, 69(4): 130-139.
- [7] Viswanathan, K. and Krishnamoorthy, G. (2021) The Effects of Wall Heat Fluxes and Tube Diameters on Laminar Heat Transfer Rates to Supercritical CO<sub>2</sub>. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **123**, Article ID: 105197. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105197>
- [8] 汪森林, 李照志, 邵应娟, 等. 超临界二氧化碳垂直管内传热恶化数值模拟研究[J]. 化工学报, 2022, 73(3): 1072-1082.
- [9] Fan, Y.H., Tang, G.H., Li X.L., Yang, D.L. and Wang, S.Q. (2019) Correlation Evaluation on Circumferentially Average Heat Transfer for Supercritical Carbon Dioxide in Non-Uniform Heating Vertical Tubes. *Energy*, **170**, 480-496. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.151>
- [10] 刘新新, 山詠, 张世杰, 等. 竖直直管和螺旋管内超临界 CO<sub>2</sub> 换热特性对比研究[J]. 工程热物理学报, 2020, 41(1): 55-60.
- [11] Zhang, S.J., Xu, X.X., Liu, C., Liu, X.X. and Dang, C.B. (2019) Experimental Investigation on the Heat Transfer Characteristics of Supercritical CO<sub>2</sub> at Various Mass Flow Rates in Heated Vertical-Flow Tube. *Applied Thermal Engineering*, **157**, Article ID: 113687. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.097>
- [12] Wang, K.Z., Xu, X.X., Wu, Y.Y., Liu, C. and Dang, C.B. (2015) Numerical Investigation on Heat Transfer of Supercritical CO<sub>2</sub> in Heated Helically Coiled Tubes. *The Journal of Supercritical Fluids*, **99**, 112-120. <https://doi.org/10.1016/j.supflu.2015.02.001>