

螺旋缠绕管式气冷器耦合传热特性研究

刘京昊

兰州交通大学机电工程学院, 甘肃 兰州

收稿日期: 2026年5月18日; 录用日期: 2026年6月11日; 发布日期: 2026年6月18日

摘要

本文建立螺旋缠绕管式气冷器三维共轭传热数值模型, 研究超临界二氧化碳-水双侧操作参数对耦合流动换热特性的影响规律。结果表明: 管侧入口段受入口效应与螺旋离心力耦合作用形成强二次流, 局部努塞尔数显著高于充分发展段; S-CO₂工况接近拟临界区时, 对流换热系数提升15%~20%; 水侧流量增大1倍, 整体传热系数提升约22%。研究揭示了拟临界物性与二次流协同强化换热机制, 可为该类气冷器的工程设计与运行优化提供参考。

关键词

缠绕管式换热器, 气体冷却器, 超临界二氧化碳, 共轭传热, 流动特性, 二次流

Study on Conjugate Heat Transfer Characteristics of Spiral Wound Tube Gas Cooler

Jinghao Liu

School of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou Gansu

Received: May 18, 2026; accepted: June 11, 2026; published: June 18, 2026

Abstract

A three-dimensional conjugate heat transfer model is established for a spiral wound tube gas cooler to investigate the effects of operating parameters on both sides of supercritical carbon dioxide and water. Results show that strong secondary flow is formed in the tube-side inlet section under the combined effect of inlet disturbance and spiral centrifugal force, leading to significantly higher local Nusselt number than that in the fully developed region. When S-CO₂ operates near the pseudo-critical region, the convective heat transfer coefficient increases by 15%~20%. Doubling the water-side

flow rate improves the overall heat transfer coefficient by approximately 22%. The synergistic heat transfer enhancement mechanism of pseudo-critical thermophysical properties and secondary flow is revealed, which can provide a reference for the engineering design and operation optimization of such gas coolers.

Keywords

Spiral Wound Heat Exchanger, Gas Cooler, Supercritical Carbon Dioxide, Conjugate Heat Transfer, Flow Characteristics, Secondary Flow

Copyright © 2026 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

在全球气候治理与“双碳”[1]战略目标的双重驱动下，能源系统的低碳化与高效化转型已成为工程热物理领域的关键科学问题。供暖、制冷及动力循环作为终端用能的主要形式，其能效水平的提升对降低化石能源消耗与碳排放具有显著贡献。超临界二氧化碳(supercritical carbon dioxide, S-CO₂)热泵系统，凭借CO₂作为纯天然制冷剂具有良好的热力性、安全性以及环境友好性，其相比常规工质在热泵热水系统方面应用具有巨大的优势，有利于“双碳”目标的实现，将其应用于制冷、暖通中是可行的，已受到学界与工程界的广泛关注[2]。二氧化碳作为自然界广泛存在的天然工质，其环境影响具有可预测性，不存在未知的负面效应，是性能优良的绿色环保制冷剂。

在S-CO₂循环系统中，气体冷却器[3] (gas cooler)承担高温高压超临界流体与冷却介质(水或空气)之间的热量交换任务，其换热效率与流动阻力特性直接影响系统的热力循环效率、运行稳定性及全生命周期成本。然而，S-CO₂在临界区附近的热物理性质随温度与压力呈强非线性变化[4]，导致常规换热器的设计方法与性能预测模型失效，亟需发展适用于S-CO₂工况的高效、紧凑、耐高压的专用气冷器结构。螺旋缠绕管式换热器[5] (spiral wound heat exchanger, SWHE)因具备承压能力强、热应力自补偿、流场分布均匀及二次流强化换热显著等优势，已在液化天然气、化工及核电领域获得成功应用。

基于上述背景，本文的目标是以螺旋缠绕管式气体冷却器为研究对象，采用计算流体动力学(CFD)方法，构建共轭传热的三维全尺寸数值模型，系统考察流动参数与操作参数对换热器传热性能、流动阻力及二次流演化的影响规律。为S-CO₂循环系统中高效、紧凑、低阻气冷器的结构优选与运行优化提供理论依据与数据支撑，以达到降低设备初投资与运行能耗，服务“双碳”战略的目标。

2. 模型描述

2.1. 螺旋缠绕管气体冷却器的结构

在文献[6]的研究基础上，针对多层螺旋缠绕管式换热器开展数值模拟探究，其物理模型如图1所示。该换热器结构复杂，主要由壳体、芯筒以及换热管束组成，换热管束逐层缠绕于芯筒外侧，且相邻管层缠绕方向相反，其中偶数层按照右手螺旋规则布设，奇数层则采用反向左旋的缠绕形式。该结构单位容积换热面积大、结构紧凑，能够有效强化超临界二氧化碳在拟临界区的传热，适配超临界二氧化碳气体冷却器的高效换热与高压运行需求。

热侧高温超临界二氧化碳从 $Z = 0$ mm入口流入，沿螺旋盘管流动并向冷侧释放热量后，由 $Z = 300$

mm 出口流出；冷侧低温流体从 $Z=300$ mm 入口流入，吸收热侧热量后经 $Z=0$ mm 出口排出。该模型可同时考虑流体流动、热量传递与固体管壁的导热过程，能够真实反映超临界二氧化碳在变物性条件下的换热行为。

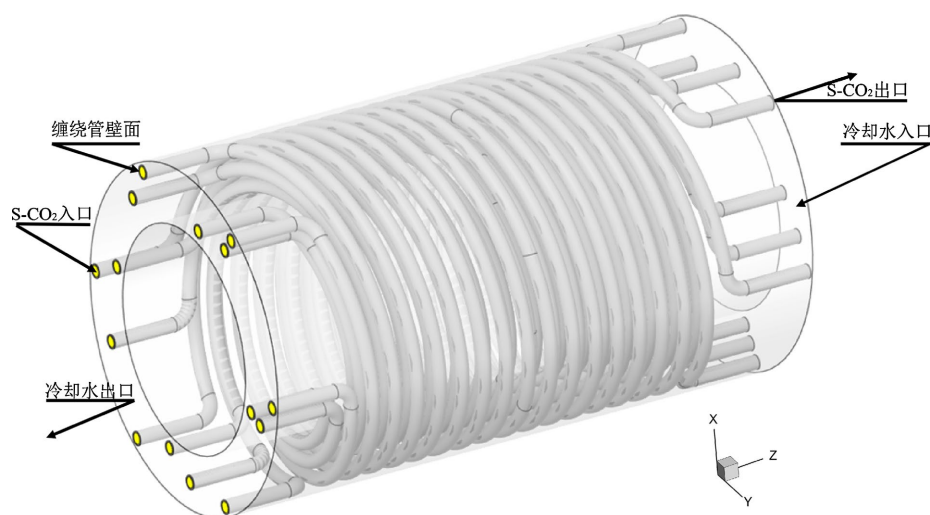


Figure 1. Schematic diagram of the spiral wound tube gas cooler
图 1. 螺旋缠绕管气体冷却器结构示意图

2.2. 模型主要参数

各结构参数的具体分布及对应关系详见图 2 所示。该模型为共轭传热模型，管侧外径为 10 mm，管壁厚 2 mm，管内流道直径为 8 mm。

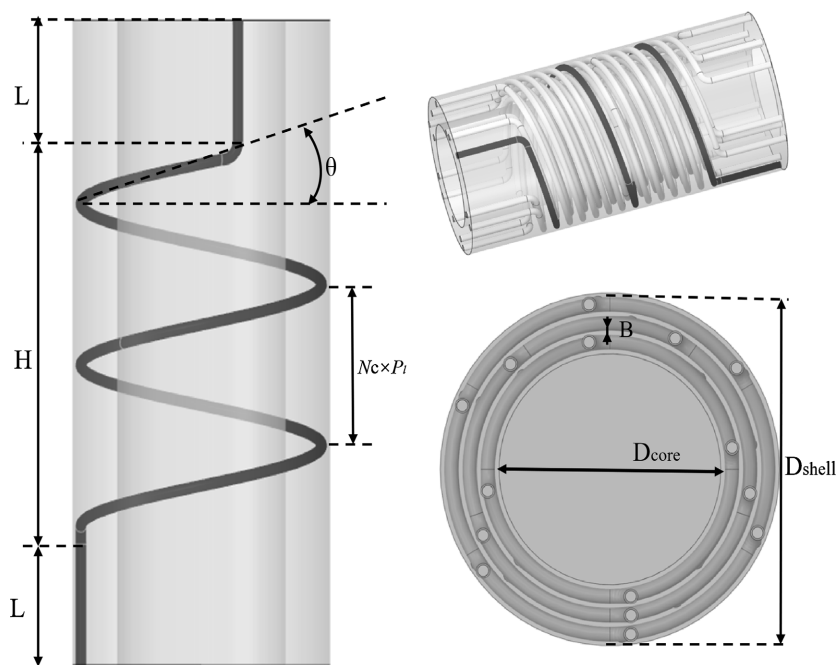


Figure 2. Schematic diagram of structural parameters of the spiral wound tube gas cooler
图 2. 螺旋缠绕管气体冷却器结构参数示意图

螺旋缠绕管气体冷却器的结构参数涵盖多个关键指标，主要包括换热管外直径 D_t 、层间距 B 、缠绕角度 θ 、芯筒外直径 D_{core} 、壳体内直径 D_{shell} 、缠绕高度 H 、缠绕直径 D_c 、缠绕圈数 w 、缠绕层数 C 、排管数 N_c 、轴向中心距 P_1 以及径向中心距 P_r 等。主要结构尺寸详见表 1。管侧外径为 10 mm，管壁厚为 2 mm，管内流道直径为 8 mm。

Table 1. Main parameters of the model
表 1. 模型的主要参数

参数	数值	参数	数值
缠绕高度 H/mm	300	换热管数 N	4, 5, 6
矫直长度 L/mm	100	缠绕圈数 w	3.6, 3.1, 2.8
壳体外直径 D_{shell}/mm	243	缠绕单元长度 P_1/mm	20.85, 19.16, 18.03
壳体内直径 D_{core}/mm	159	缠绕直径 D/mm	175, 201, 227

2.3. 控制方程

连续性方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2-1)$$

动量方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial k} \quad (2-2)$$

能量方程：

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (2-3)$$

湍动能方程：

$$\rho \frac{\partial (k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (2-4)$$

湍动能耗散率方程：

$$\rho \frac{\partial (\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} \quad (2-5)$$

式(2-4)，(2-5)中，经验常数 $C_1 = \max(0.43, \eta/(\eta+5))$ ， $\sigma_k = 1.0$ ， $\sigma_\varepsilon = 1.2$ ， $C_2 = 1.9$ ；其中，由平均速度梯度而产生的湍动能 $G_k = \mu_t \cdot S_2$ ，湍流粘度 $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$ ， C_μ 是平均张力、旋转速度和角速度的函数， $\eta = S \cdot k / \varepsilon$ ， $S = (2S_{ij} \cdot S_{ij})^{1/2}$ ， $S_{ij} = 1/2(u_i/x_j + u_j/x_i)$ 。

2.4. 参数定义

湍流强度 I ：

$$I = 0.16 Re^{-\frac{1}{8}} \quad (2-6)$$

水力直径 D_c :

$$D_c = 4V_f / \pi d \sum_{i=1}^c N_i L_i \quad (2-7)$$

V_f 为壳程间隙容积; N_i 为第 i 层缠绕管的排管数; l_i 为第 i 层单根缠绕管的管长。壳程流体的雷诺数 Re :

$$Re = \frac{\rho \cdot v_m \cdot D_h}{\mu} \quad (2-8)$$

最小流通截面处流体速度 v_m

$$v_m = \frac{q_m}{A_{\text{flow}} \cdot \rho} \quad (2-9)$$

二次流强度 Se :

$$Se = \frac{\rho d_c^2}{\mu} \cdot J \quad (2-10)$$

最小流通截面积 A_{flow} :

$$A_{\text{flow}} = \pi \cdot \frac{D_{\text{shell}} + D_{\text{tube}}}{2} \cdot N_{\text{lay}} \cdot B \quad (2-11)$$

壳程流体的努塞尔数 Nu_s :

$$Nu = \frac{h \cdot D_c}{\lambda} \quad (2-12)$$

管程流体的努塞尔数 Nu_t :

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} \quad (2-13)$$

进出口压降 ΔP :

$$\Delta P = P_{\text{in}} - P_{\text{out}} \quad (2-14)$$

阻力系数 f :

$$f = \frac{2\Delta P D_c}{\rho v_m^2 L} \quad (2-15)$$

A_c 为流通截面积; P 为湿周长; N_{lay} 为层数; B 为层间距; q_m 为流体入口质量流量; h 为对流换热系数。 L 为螺旋管缠绕长度。

3. 共轭传热模型网格无关性验证与数值准确性验证

3.1. 边界条件及求解设置

基于参考文献[6], 通过计算多层缠绕管换热器水-水传热性能, 验证了共轭传热的数值分析方法。在数值准确性验证中, 在多层缠绕管换热器中, 共轭传热性能中的工作流体是水。冷水的进口温度为 293.15 K, 壳体的进口温度为 353.15 K。壳侧流体的质量流量从 0.18 kg/s 到 0.98 kg/s 不等, 对应壳程 Re 从 585 到 3147 的范围。关于求解器的设置, 采用 Coupled 算法对压力和速度进行耦合, 二阶迎风格式用于动量方程、能量方程、湍动能和湍动能耗散方程的求解, 将接触面设置为耦合壁面, 时间步长为 0.8。

此外, 计算的收敛精度设置为 10^{-7} 。为了避免数值模拟中出现入口效应和回流现象, 螺旋缠绕管的进出口略有延长。

3.2. 共轭传热模型的网格无关性验证

由图 3, 在网格数量为 376 万, 509 万, 631 万, 760 万, 884 万, 1010 万下对共轭传热模型进行网格无关性验证, 当网格数从 376 万增加到 631 万时, Nu 快速上升, 表明此时网格尚不够精细, Nu 对网格数量较为敏感, 计算结果未收敛; 当网格数进一步增加至 760 万时, Nu 随网格数变化不明显, 说明已满足网格独立性, 继续加密网格对计算结果影响极小, 此时的 Nu 可作为可靠的换热分析依据, 同时 760 万网格可作为兼顾精度与计算效率的最优网格数量选择。

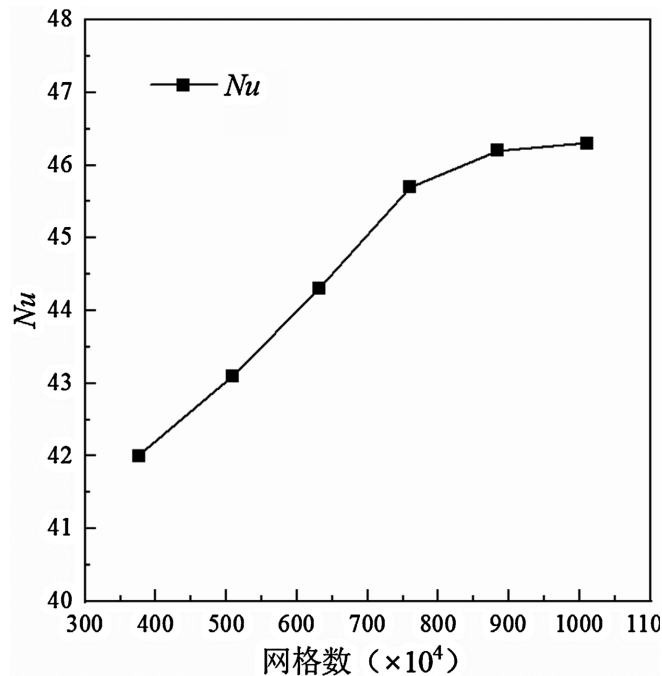


Figure 3. Grid independence verification of the conjugate heat transfer model
图 3. 共轭传热模型的网格无关性验证

3.3. 共轭传热模型的数值准确性验证

为验证所建立共轭传热数值模型的准确性, 将不同雷诺数下的数值模拟壳侧努塞尔数与经典经验关联式计算结果进行对比, 结果如图 4 所示。

用于验证的关联式为 $Nu_s = 0.179Re_s^{0.862}$ 。数值模拟得到的 Nu 值与关联式计算结果随 Re 变化趋势高度一致, 整体吻合良好。结果说明, 所建立的共轭传热数值模型能够准确预测管内对流换热特性, 可为后续超临界二氧化碳在复杂流道内的共轭传热仿真研究提供可靠的数值方法支撑。

4. 气体冷却器耦合流动与换热特性分析

本节基于图 1 提出的数值模型针对螺旋缠绕管气体冷却器内 $H_2O/S-CO_2$ 两流体耦合流动换热特性进行分析, 获得了入口流量、温度和工作压力对两流体耦合流动换热特性影响规律。耦合流动工况如表 2 所示。水侧单相强制对流换热主要由自身流动状态与热物理性质主导, 受 $S-CO_2$ 侧入口的影响极小。故本章主要分析管侧 $S-CO_2$ 流体的变化规律。

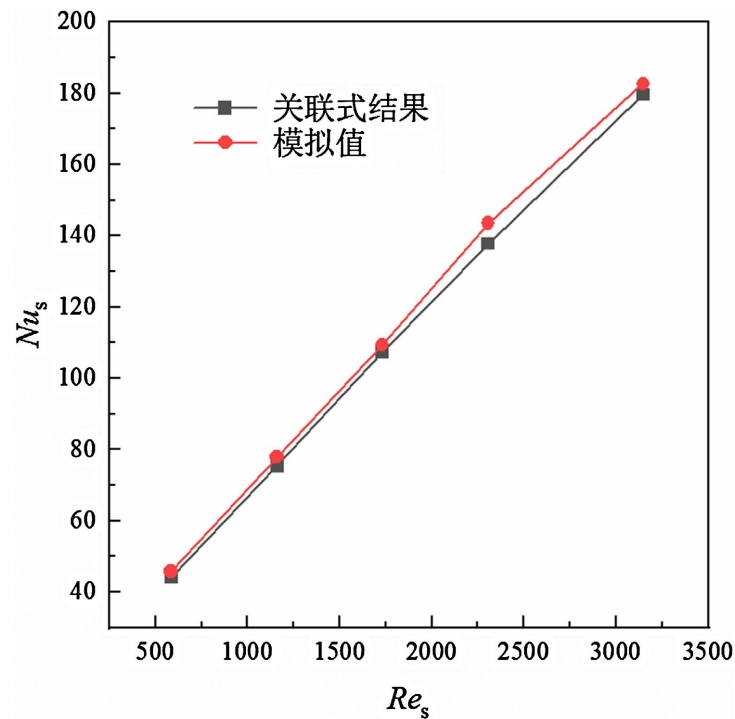


Figure 4. Numerical accuracy verification of the conjugate heat transfer model

图 4. 共轭传热模型的数值准确性验证

Table 2. Operating conditions for coupled flow and heat transfer of H₂O/S-CO₂

表 2. H₂O/S-CO₂ 耦合流动换热工况

$T_{S-CO_2,in}$ (K)	$T_{H_2O,in}$ (K)	$M_{S-CO_2,in}$ (kg/s)	$M_{H_2O,in}$ (kg/s)	P_{S-CO_2} (MPa)
353.15/363.15/373.15	303.15	0.06	5.06	8
353.15	303.15/308.15/313.15	0.06	5.06	8
353.15	303.15	0.06	5.06	8
353.15	303.15	0.06/0.09/0.12	5.06	8
353.15	303.15	0.06	2.53/3.80/5.06	8
353.15	303.15	0.06	5.06	8/9/10

4.1. S-CO₂ 侧入口温度的影响

图 5 为超临界二氧化碳入口温度对螺旋缠绕管气体冷却器 S-CO₂ 侧局部传热特性的影响规律。整体来看,随着流动的推进, Nu_{local} 与 h_{local} 均沿程呈现显著的上升趋势,且在流动后期增长速率逐渐放缓,趋于稳定,这表明流体流动与换热状态在入口段快速发展,在流动后半段逐渐趋近充分发展状态。在 $Z = 0 \sim 250$ mm 区间, Nu_{local} 与 h_{local} 增长幅度显著, h_{local} 则由 400~450 大幅攀升至 1000 左右;而当 $Z > 250$ mm 后,两项指标的增长速率明显收窄, Nu_{local} 甚至出现小幅回落, h_{local} 也仅缓慢趋近峰值,表明流体换热在流动后半段已接近充分发展状态,延长管程的传热增益有限。对比不同入口温度工况可见,在同一轴向位置,入口温度越高, Nu_{local} 与 h_{local} 数值越大;

373.15 K 工况下的 Nu_{local} 较 353.15 K 工况提升约 10%~12%, h_{local} 提升幅度达 15%~18%;至 $Z = 300$ mm 时,高温工况的传热优势仍保持显著。入口温度升高使 S-CO₂ 更趋近拟临界点,其导热系数、湍流强

度等物性参数得以优化，边界层内温度梯度进一步增大，从而从机理上强化了局部传热效果。

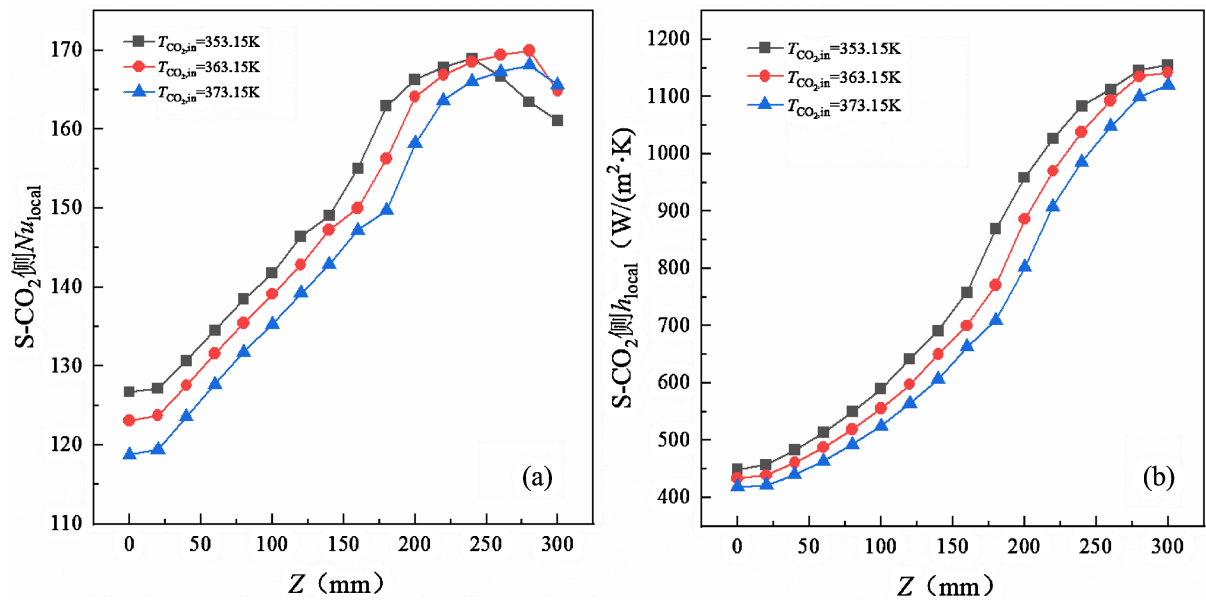


Figure 5. Variations of local Nusselt number and heat transfer coefficient on the S-CO₂ side with inlet temperature of S-CO₂(a) Variation of Nu_{local} on the S-CO₂ side; (b) Variation of h_{local} on the S-CO₂ side

图 5. S-CO₂ 侧 Nu_{local} 与 h_{local} 随 S-CO₂ 侧入口温度的变化。(a) S-CO₂ 侧 Nu_{local} 的变化；(b) S-CO₂ 侧 h_{local} 的变化

4.2. H₂O 侧入口温度的影响

图 6 为水侧入口温度对 S-CO₂ 侧局部努塞尔数 Nu_{local} 与局部对流换热系数 h_{local} 沿流动方向的影响规律。

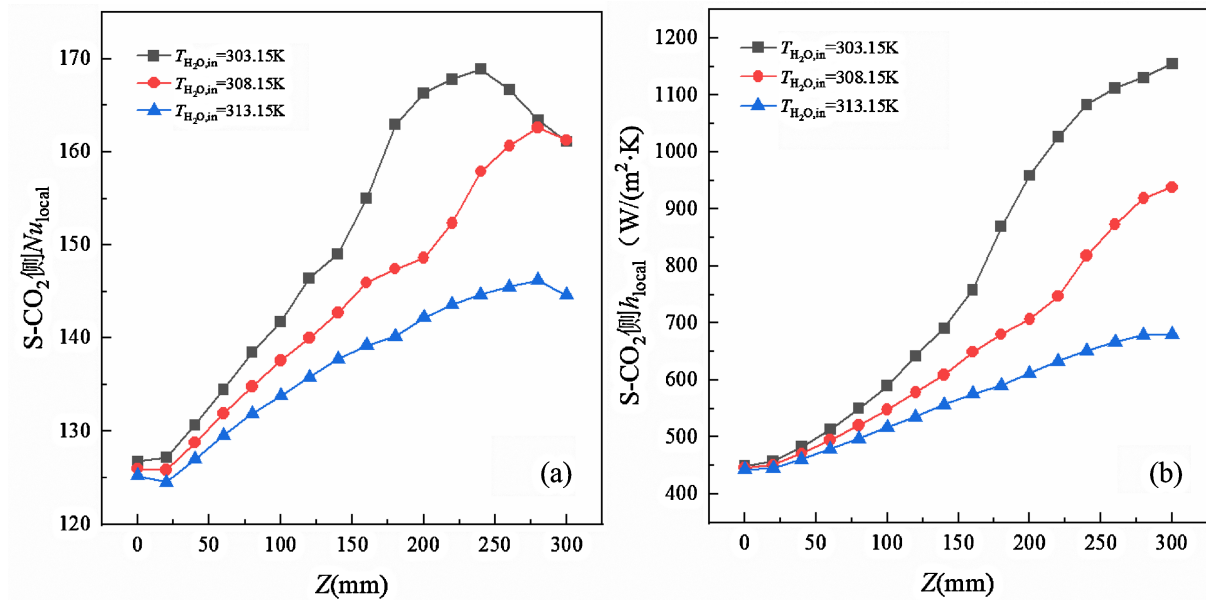


Figure 6. Variations of local Nusselt number and heat transfer coefficient on S-CO₂ side with H₂O inlet temperature(a) Variation of local Nusselt number on S-CO₂ side; (b) Variation of local heat transfer coefficient on S-CO₂ side

图 6. S-CO₂ 侧 Nu_{local} 与 h_{local} 随 H₂O 入口温度的变化。(a) S-CO₂ 侧 Nu_{local} 的变化；(b) S-CO₂ 侧 h_{local} 的变化

从整体趋势来看, 随流动距离增加, Nu_{local} 与 h_{local} 均沿程呈现显著上升趋势, 且在流动后期增长速率放缓, 趋于平稳: 在 $Z=0\sim 250$ mm 区间, 对应的 h_{local} 大幅攀升; 当 $Z> 250$ mm 后, 两项指标增长明显趋缓, 甚至出现小幅回落, 流动与换热已趋近充分发展状态。对比不同水侧入口温度工况可见, 同一轴向位置处, 水侧入口温度越低, S-CO₂ 侧的 Nu_{local} 与 h_{local} 越高: 303.15 K 工况下的 Nu_{local} 较 313.15 K 工况提升约 17%, h_{local} 提升幅度超过 40%; 至 $Z=300$ mm 时, 低温工况的传热优势仍显著。水侧入口温度降低会增大 S-CO₂ 侧壁面与主流的温度梯度, 强化边界层内的传热驱动力, 同时削弱水侧边界层的热阻效应, 从而显著提升 S-CO₂ 侧的局部换热性能; 反之, 水侧入口温度升高会削弱两侧温差驱动, 导致整体换热效果下降。

4.3. S-CO₂ 侧入口流量的影响

图 7 中给出了不同 S-CO₂ 侧入口质量流量下, 冷却器两侧局部努塞尔数与 S-CO₂ 侧局部对流换热系数沿流动方向的分布规律。

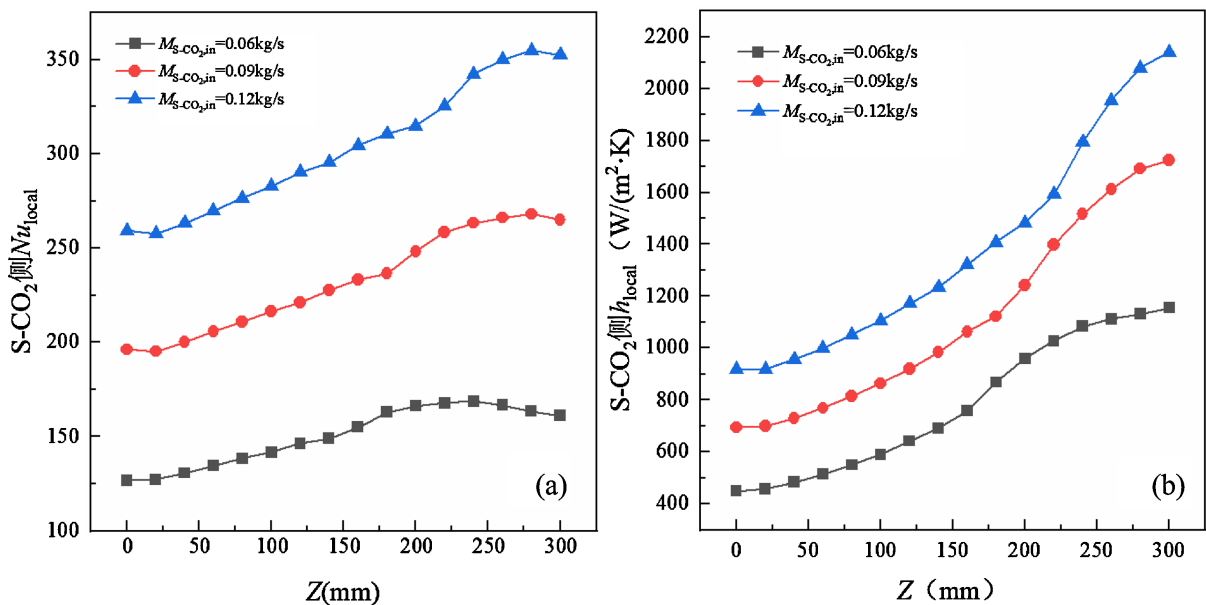


Figure 7. Variations of local Nusselt number and heat transfer coefficient on the S-CO₂ side with S-CO₂ inlet flow rate (a) Variation of local Nusselt number on the S-CO₂ side; (b) Variation of local heat transfer coefficient on the S-CO₂ side

图 7. S-CO₂ 侧 Nu_{local} 与 h 随 S-CO₂ 入口流量的变化。(a) S-CO₂ 侧 Nu_{local} 的变化; (b) S-CO₂ 侧 h_{local} 的变化

整体来看, 随着流动距离的增加, Nu_{local} 与 h_{local} 均呈现沿程上升的趋势, 且在流动后期增速放缓并趋于稳定: 在 $Z=0\sim 250$ mm 区间, 不同流量工况下的 Nu_{local} 和 h_{local} 均随流动推进显著提升; 当 $Z> 250$ mm 后, 两项指标的增长速率明显收窄, 部分工况甚至出现小幅回落, 表明流体流动与换热状态逐渐趋近充分发展。对比不同流量工况可见, 在同一轴向位置处, S-CO₂ 入口流量越高, 对应的 Nu_{local} 与 h_{local} 值越大: 0.12 kg/s 工况下的 Nu_{local} 较 0.06 kg/s 工况提升约 90%, h_{local} 提升幅度超过 100%; 至 $Z=300$ mm 时, 高流量工况的传热优势仍保持显著。入口流量的增大显著提升了 S-CO₂ 的流速与湍流强度, 边界层减薄且湍流扰动增强, 进而大幅强化了对流换热效果。

图 8 为管侧沿流动方向的速度云图, 流体刚进入管程时, 受入口效应与螺旋管离心力耦合作用, 截面内出现显著的局部高速区与非对称速度分布, 壁面边界层较薄, 二次流效应明显; 随着流动沿程发展, 入口扰动逐渐衰减, 速度分布趋于均匀, 主流区以绿色中高速为主, 边界层低速区厚度稳定; 流动至下游, 受沿程阻力影响, 整体流速逐渐降低, 截面速度分布进一步趋于平缓, 流动进入稳定发展阶段。

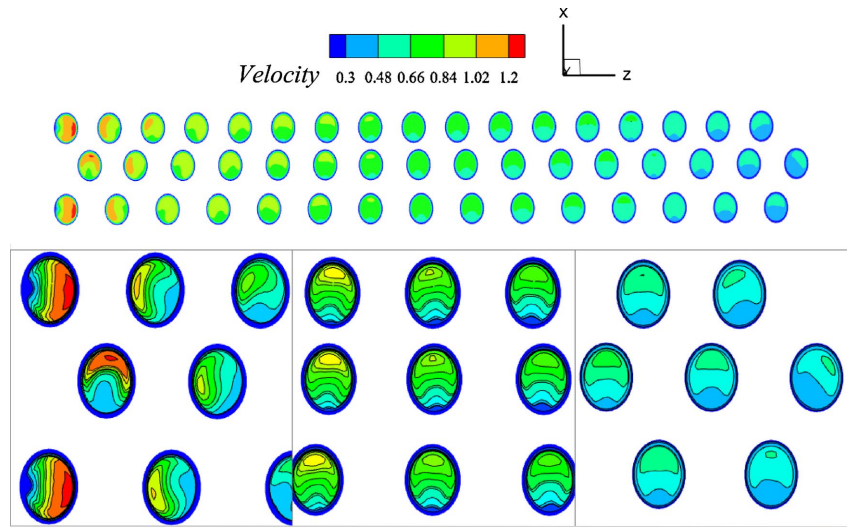


Figure 8. Velocity contour of S-CO₂ side along the flow direction
 图 5. S-CO₂ 侧沿流动方向上的速度云图

4.4. H₂O 侧入口流量的影响

图 9 中展示了冷却水侧入口质量流量对冷却器两侧局部努塞尔数及 S-CO₂ 侧局部对流换热系数的影响规律。整体来看，随流动距离增加， Nu_{local} 与 h_{local} 均沿程呈现快速上升、后期趋于平缓的趋势：

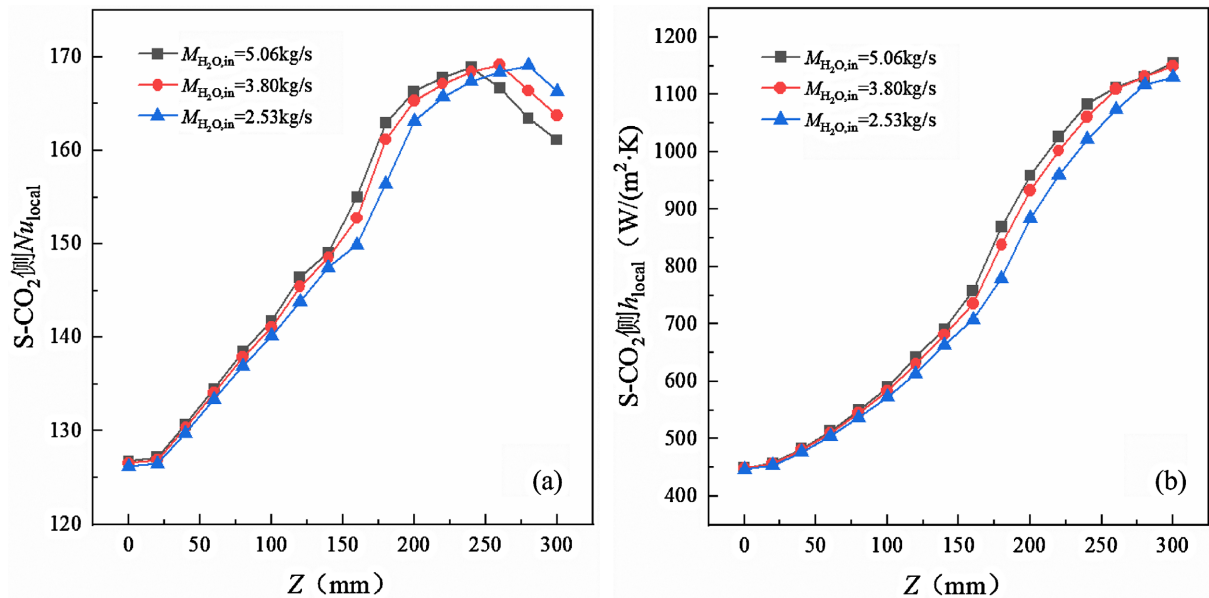


Figure 9. Variations of local Nusselt number and heat transfer coefficient on the S-CO₂ side with H₂O inlet flow rate (a) Variation of local Nusselt number on the S-CO₂ side; (b) Variation of local heat transfer coefficient on the S-CO₂ side
 图 9. S-CO₂ 侧 Nu_{local} 与 h_{local} 随 H₂O 入口流量的变化。(a) S-CO₂ 侧 Nu_{local} 的变化；(b) S-CO₂ 侧 h_{local} 的变化

沿流动方向，不同水侧流量工况下的 Nu_{local} 和 h_{local} 均随流动推进显著提升，对比不同水侧入口流量工况可见，在同一轴向位置处，水侧入口流量越高，S-CO₂ 侧的 Nu_{local} 与 h_{local} 值越大：5.06 kg/s 工况下的 Nu_{local} 较 2.53 kg/s 工况提升约 5%， h_{local} 提升幅度约 8%；至 $Z=300$ mm 时，高流量工况的传热优势仍保持稳定。这一现象的机理在于，水侧流量的增大提升了水侧的湍流强度与对流换热能力，削弱了水侧边

界面热阻，增大了壁面与 S-CO₂ 主流间的传热驱动力，从而显著强化了 S-CO₂ 侧的局部换热性能。

H₂O 侧入口流量对水侧流动与换热的影响

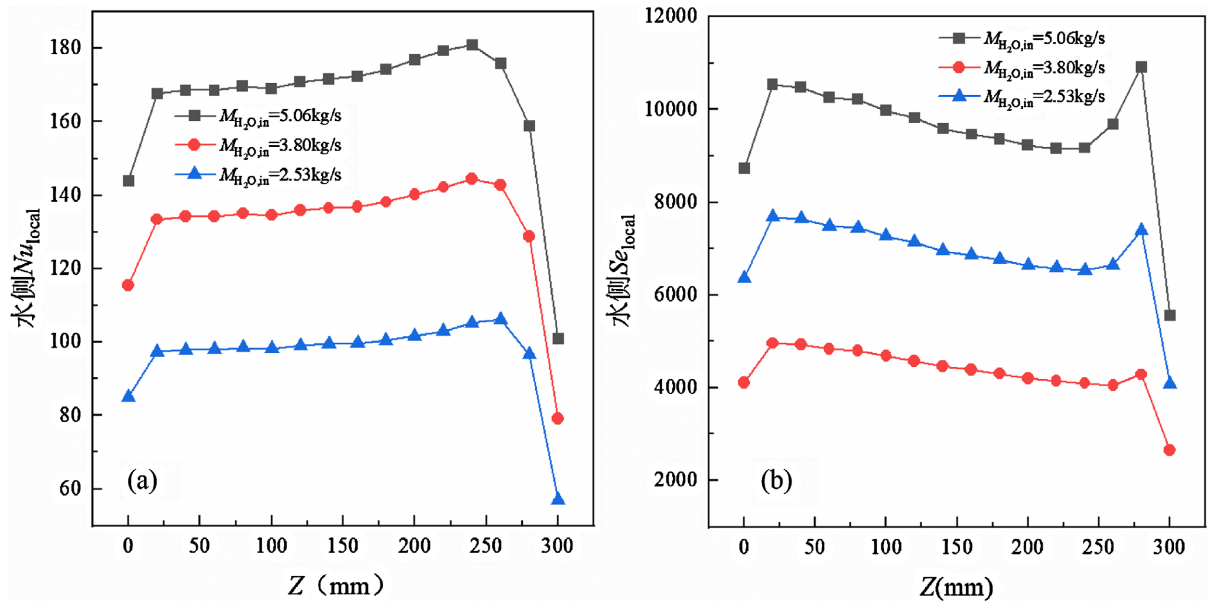


Figure 10. Variation of water-side Nu_{local} and Se_{local} with inlet flow rate. (a) Variation of water-side Nu_{local} ; (b) Variation of water-side Se_{local}

图 10. 水侧 Nu_{local} 与 Se_{local} 随 H₂O 入口流量的变化。(a) 水侧 Nu_{local} 的变化；(b) 水侧 Se_{local} 的变化

图 10、图 11 展示了不同水侧入口流量下，水侧局部努塞尔数 Nu_{local} 与局部二次流强度 Se_{local} 随轴向位置 Z 的变化规律以及二次流变化云图。

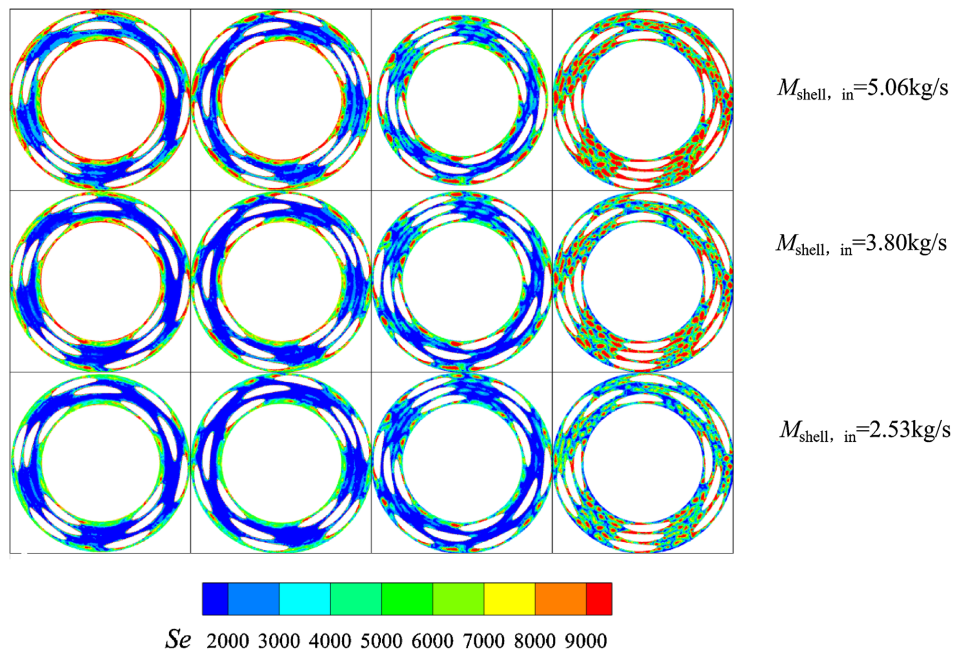


Figure 11. Secondary flow contour on the water side along the flow direction

图 11. 水侧沿流动方向上的二次流云图

从换热特性来看,水侧入口段冷却水刚进入壳程,受螺旋管束的扰流作用,流动边界层尚未充分发展,各工况下 Nu_{local} 均快速上升,高流量较最低流量工况的 Nu_{local} 提升幅度超过 70%;在出口段,受壳侧出口效应与流场衰减影响,流动扰动减弱、边界层增厚,各工况 Nu_{local} 均出现不同程度的下降,低流量工况衰减最为剧烈, $Z=0\text{ mm}$ 时 Nu_{local} 仅为约 85,而高流量工况仍保持在 140 以上,表现出更强的换热稳定性。

从流动特性来看,壳侧二次流强度 Se_{local} 与 Nu_{local} 的演化趋势高度耦合:入口段内,高流量工况的 Se_{local} 在短时间内即攀升至峰值,说明高流速下螺旋管束诱导的离心力与横向剪切作用更强,壳侧形成了强烈的二次流扰动,显著增强了流体的横向掺混;中段内,二次流强度虽略有衰减,但高流量工况的 Se_{local} 仍显著高于低流量工况,持续冲刷壁面、减薄热边界层,这正是高流量工况下 Nu_{local} 维持高位的核心原因;出口段内,二次流强度随主流速度衰减而显著降低,低流量工况的 Se_{local} 降至约 6300,高流量工况虽也下降但仍保持在较高水平,与 Nu_{local} 的衰减趋势一致。

综上,壳侧水侧入口流量的提升通过强化螺旋管束诱导的二次流扰动效应,持续减薄边界层、增强湍流掺混强度,进而显著提升了壳侧水侧的对流换热性能,同时也增强了出口段的换热稳定性。

4.5. S-CO₂ 侧入口压力的影响

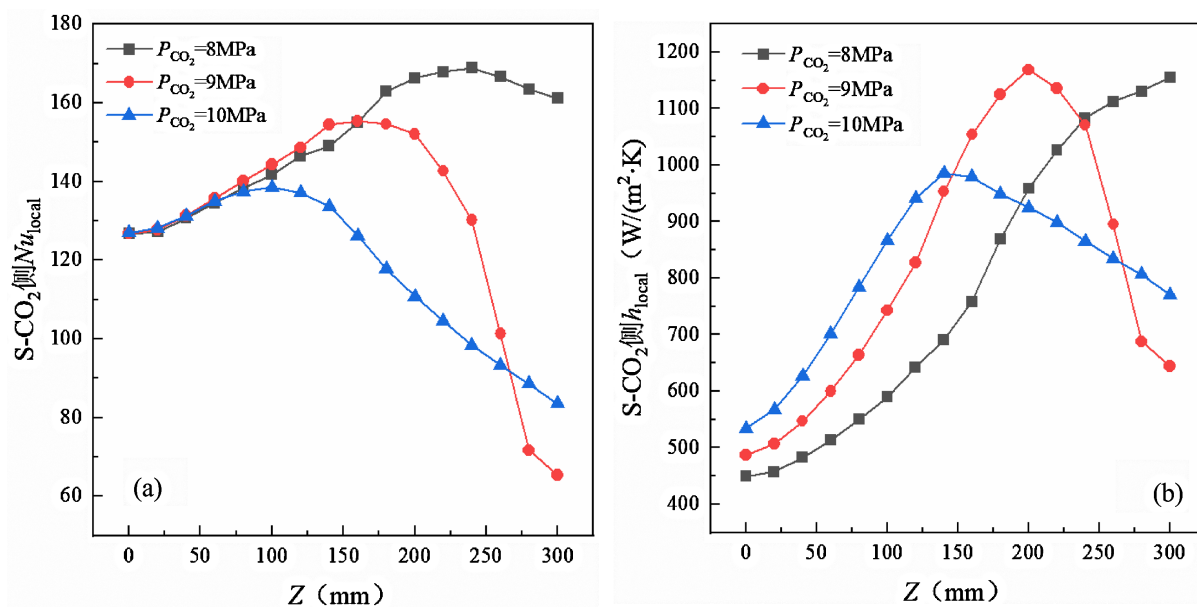


Figure 12. Variations of local Nusselt number and heat transfer coefficient on the S-CO₂ side with S-CO₂ inlet pressure (a) Variation of local Nusselt number on the S-CO₂ side; (b) Variation of local heat transfer coefficient on the S-CO₂ side

图 12. S-CO₂ 侧 Nu_{local} 与 h 随 S-CO₂ 入口压力的变化。(a) S-CO₂ 侧 Nu_{local} 的变化; (b) S-CO₂ 侧 h_{local} 的变化

图 12 中展示了不同入口压力对 S-CO₂ 侧局部努塞尔数与局部对流换热系数的影响规律。整体来看, Nu_{local} 与 h_{local} 随流动推进均呈现先上升、达到峰值后下降的特征,在入口段至中段, Nu_{local} 与 h_{local} 快速增长,其中 8 MPa 工况下两项指标的峰值最高,9 MPa 工况次之,10 MPa 工况整体水平最低。进入出口段后,各工况指标均出现不同程度下降,9 MPa 工况衰减最为剧烈,而 8 MPa 工况仍保持相对高位。这一现象源于压力对 S-CO₂ 物性与流场的双重调控:压力越接近拟临界区,物性随温度变化越剧烈,二次流扰动与边界层强化效应更显著,8 MPa 工况下流体物性与流场的协同作用最优,换热性能最强;而压力升高至 10 MPa 后,物性变化趋缓,湍流掺混效应减弱,换热性能随之下降。

5. 结论

本文以螺旋缠绕管式超临界二氧化碳气体冷却器为对象, 采用共轭传热数值模拟方法, 系统分析了 S-CO₂ 侧与水侧操作参数对耦合流动与换热特性的影响, 得到主要结论如下:

管侧 S-CO₂ 沿程呈现明显的流动与换热分段特性。入口段受入口效应与螺旋离心力共同作用, 形成显著二次流与非对称速度分布, 局部换热强度大幅提升, 是强化换热的关键区域; 随流动发展, 流场趋于均匀, 换热趋于稳定。

S-CO₂ 侧入口温度、流量升高及压力接近拟临界区, 均能显著提升局部努塞尔数与对流换热系数。其中入口温度由 353.15 K 升至 373.15 K, 换热系数提升 15%~18%; 流量由 0.06 kg/s 增至 0.12 kg/s, 换热系数提升超 100%, 换热强化效果显著。

水侧入口流量增大可明显提升壳程二次流强度, 减薄热边界层, 提高整体换热性能且阻力增幅较小; 水侧入口温度降低可增大传热温差, 显著提升 S-CO₂ 侧换热效果。

综合来看, 螺旋缠绕结构可借助二次流有效强化拟临界区 S-CO₂ 的换热, 合理匹配双侧入口参数可实现换热性能与流动阻力的优化协同, 为超临界二氧化碳气体冷却器的结构与运行优化提供数据支撑与理论依据。

参考文献

- [1] 牛子天, 付振东, 苗建印, 等. 跨临界 CO₂ 热泵空间应用研究展望[J]. 中国空间科学技术, 2024, 44(1): 23-33.
- [2] 徐良才, 郭英海, 公衍伟, 等. 浅谈中国主要能源利用现状及未来能源发展趋势[J]. 能源技术与管理, 2010(3): 155-157.
- [3] 张永明, 陈振乾. 跨临界二氧化碳热泵系统动态性能的仿真研究[J]. 建筑热能通风空调, 2021, 40(2): 15-20.
- [4] 王长江, 李丽娜, 韩爽, 等. 二氧化碳在冷冻冷藏系统中循环方式的分析[J]. 制冷技术, 2020, 40(5): 73-76.
- [5] 马一太, 王派, 张启超, 等. CO₂ 热泵热水机发展现状[J]. 制冷与空调, 2018, 18(10): 67-71.
- [6] Lu, X., Du, X., Zeng, M., Zhang, S. and Wang, Q. (2014) Shell-side Thermal-Hydraulic Performances of Multilayer Spiral-Wound Heat Exchangers under Different Wall Thermal Boundary Conditions. *Applied Thermal Engineering*, **70**, 1216-1227. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.053>