

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2025.06.005

# 跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵气体冷却器传热窄点分布模拟研究

丛岩, 王瑞林, 丛峰, 邱心培, 史航宇, 刘胡杨

(中国石油化工股份有限公司胜利油田分公司, 山东 东营 257099)

**摘要:**跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵气体冷却器内 CO<sub>2</sub> 进出口温差大且无变相, 这与常规冷却系统差异较大, 并且传热过程复杂多变, 从而导致在传热过程中无法获取传热参数, 无法确定不同压力工况下传热窄点位置与换热流体温度, 为此, 笔者探究了 CO<sub>2</sub> 热泵气体冷却器传热窄点分布模拟方法。建立了跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵气体冷却器的数学模型, 包括压缩机模型和热泵循环模型, 通过分布参数法构建了相关计算公式, 刻画了气体冷却器内 CO<sub>2</sub> 与冷却介质的传热过程并获得了相关参数; 在此基础上, 对跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵气体冷却器的传热窄点发生条件与分布进行了模拟分析, 先做出相关假设, 再根据能量平衡公式, 结合典型传热窄点理论推导出传热窄点需满足的公式, 进而在不同压力情况下得到对应工况下传热窄点位置和换热流体温度, 实现了传热窄点分布模拟。结果显示: 该模型获取的 CO<sub>2</sub> 质量流量与实际值之间的偏差小于 0.100 kg/s; 且在不同工作压力 (6.00 ~ 12.00 MPa) 下, 传热窄点的分布存在显著差异, 工作压力升高时传热窄点现象弱化; 换热面积为 4.0 ~ 7.0 m<sup>2</sup> 时, 传热窄点温差随面积增大先升高后趋于稳定, 验证了该模拟方法对工程实践具有一定的参考价值。

**关键词:** CO<sub>2</sub> 热泵; 气体冷却器; 传热窄点; 分布模拟; 换热流体温度

中图分类号: TK172; TH12 文献标志码: A 文章编号: 1005-2895(2025)06-0032-08

## Simulation of Heat Transfer Narrow Point Distribution in Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump Gas Cooler

CONG Yan, WANG Ruilin, CONG Feng, QIU Xinpei, SHI Hangyu, LIU Huyang

(China Petroleum and Chemical Corporation Shengli Oilfield Branch, Dongying, Shandong 257099, China)

**Abstract:** The temperature difference between the inlet and outlet of CO<sub>2</sub> in the gas cooler of the transcritical CO<sub>2</sub> heat pump is large and there is no phase change, which is quite different from conventional cooling systems. The process is complex and variable, resulting in the inability to obtain heat transfer parameters and determine the position of the heat transfer narrow point and the temperature of the heat transfer fluid under different pressure conditions during heat transfer process. Therefore, the author explored a simulation method for the narrow point distribution of heat transfer in CO<sub>2</sub> heat pump gas coolers. A mathematical model for a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump gas cooler was established, including a compressor model and a heat pump cycle model. Relevant calculation formulas were constructed using distributed parameter methods to characterize the heat transfer process between CO<sub>2</sub> and the cooling medium in the gas cooler and obtain relevant parameters. On this basis, simulation analysis was conducted on the conditions and distribution of heat transfer narrow points in the gas cooler of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump. Firstly, the relevant assumptions were made. Then, formulas were derived that need to be satisfied for the occurrence of heat transfer narrow spots based on energy balance and other formulas, combined with typical heat transfer narrow spot theory. Furthermore, the corresponding positions of heat transfer narrow spots and the temperature of heat transfer fluid were obtain under different pressure

收稿日期: 2025-07-19; 修回日期: 2025-10-13

基金项目: 中国石化集团科技项目 (YC2413)。

第一作者简介: 丛岩 (1969), 男, 硕士, 教授级高级工程师, 主要研究方向为石油化工机械。E-mail: congyan0910@163.com

conditions, and simulation of heat transfer narrow spot distribution was achieved. The results show that the deviation between the CO<sub>2</sub> mass flow rate obtained by this model and the actual value is less than 0.100 kg/s. And there are significant differences in the distribution of heat transfer narrow points at different working pressures (6.00 ~ 12.00 MPa), the narrow point phenomenon is weakened when the working pressure increased. When the heat transfer area is in the range of 4.0 ~ 7.0 m<sup>2</sup>, the heat transfer narrow point temperature difference increases first and then tends to be stable with the increase of area. The simulation method has certain reference value for engineering practice.

**Keywords:** CO<sub>2</sub> heat pump; gas cooler; narrow point of heat transfer; distribution simulation; heat transfer fluid temperature

在“双碳”发展目标驱动下,具备低全球变暖潜能的工质热泵技术在换热领域得到广泛应用<sup>[1-2]</sup>。跨临界 CO<sub>2</sub>热泵因具备零臭氧层破坏潜能和较好的制热性能,成为工质热泵技术的重要发展方向。气体冷却器作为跨临界 CO<sub>2</sub>热泵的核心换热设备,对保障跨临界 CO<sub>2</sub>热泵的运行效率和稳定性至关重要<sup>[3-4]</sup>,然而,CO<sub>2</sub>在传热过程中会导致气体冷却器出现温度滑移和传热窄点问题,显著降低了跨临界 CO<sub>2</sub>热泵的应用效果。目前在相关领域内也有很多学者研究了冷却器传热窄点分布模拟方法,如:赵路等<sup>[5]</sup>提出离散多相流的冷却器数值模拟方法,该方法运用拉格朗日法对离散相颗粒进行追踪,具体而言,依据牛顿第二定律来计算颗粒在流场中所受的力以及其运动轨迹,同时,采用欧拉法对连续相流体加以描述,通过求解连续性方程、动量方程以及能量方程,进而获得冷却器传热窄点的分布模拟结果,但模型假设与实际存在偏差,如相间作用力模型的简化、颗粒碰撞和破碎等复杂物理过程的近似处理可能导致模拟结果与实际工况存在误差;张敏等<sup>[6]</sup>提出蒸发冷却器热质交换性能数值模拟方法,该方法先构建蒸发冷却器的三维几何模型,同时引入组分输运方程描述水分蒸发过程中的质量传递,结合合适的湍流模型处理复杂流场,最后采用焓差理论模型将空气与水之间的显热、潜热交换纳入计算,并设置合理的边界条件,求解后便得到蒸发冷却器热质交换性能数值模拟结果,但该方法的边界条件设定难以完全贴合实际工况,外界环境参数波动、设备内部流场不均匀性等因素难以精准考量,从而限制了模拟结果的准确性与通用性;刘斌等<sup>[7]</sup>提出空气换热器模拟方法,依照空气换热器的实际结构,搭建精确的三维几何模型,然后设定控制方程,求解连续性方程、动量方程和能量方程,设置不同边界条件并求解后得到空气换

热器模拟结果,但湍流模型存在简化,实际空气换热器中的涡流、边界层分离等情况难以被精确模拟,影响了结果准确性;李方舟等<sup>[8]</sup>提出喷雾螺旋管冷却器的传热特性模拟方法,该方法先通过实验获取冷却器运行时的基础数据,再运用数学分析,将螺旋管冷却器的传热过程简化为一系列微分方程,然后通过理论推导求解,获取传热系数、温度分布等特性参数,得到数值模拟结果,但该方法依赖实验数据也限制了对极端工况的模拟,且理论推导中的简化假设可能偏离实际物理过程,导致模拟的准确性和普适性不足。面对上述方法在实际应用中存在的缺陷,笔者研究了跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器传热窄点分布模拟方法,从而为气体冷却器的结构与参数优化提供参考。

## 1 跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器数学模型构建

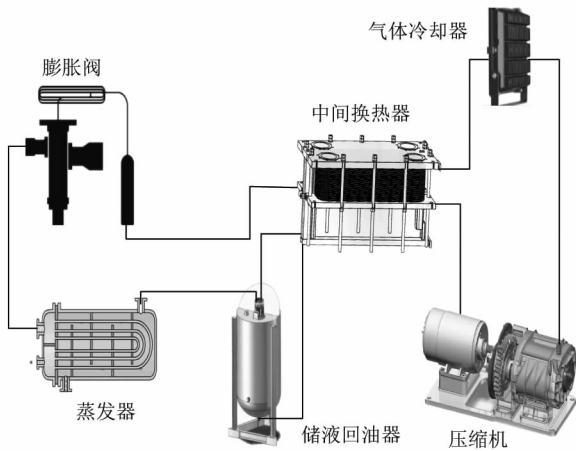
跨临界 CO<sub>2</sub>热泵核心部件为气体冷却器,其中 CO<sub>2</sub>进出口温差大且无变相,使其与常规制冷系统冷凝器差异显著<sup>[9]</sup>。笔者所研究的气体冷却器是套管式换热器,内管为光滑紫铜管,外管是光滑无缝钢管,水与 CO<sub>2</sub>逆流换热时水在外管侧、CO<sub>2</sub>在内管侧流动,跨临界 CO<sub>2</sub>热泵结构如图 1 所示。

建立跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器的数学模型,该数学模型包括压缩机模型和热泵循环模型,通过模型获得气体冷却器内 CO<sub>2</sub>与冷却介质(如水或空气)的传热过程、流动特性及热力学变化参数<sup>[10]</sup>。

通过分布参数法,构建跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器热泵的循环模型,在循环过程中,CO<sub>2</sub>和水分别走内管和外管通道<sup>[11]</sup>,对于每个跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器的 CO<sub>2</sub>和水微元来说,CO<sub>2</sub>侧的换热计算公式如下:

$$W_1 = g_c(h_{c,in} - h_{c,out}) \quad (1)$$

式中:W<sub>1</sub>为 CO<sub>2</sub>侧微元换热量,g<sub>c</sub>为 CO<sub>2</sub>质量流量,

图1 跨临界CO<sub>2</sub>热泵结构Figure 1 Structure of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump

$h_{c,in}$  和  $h_{c,out}$  分别为 CO<sub>2</sub> 侧入口和出口焓值。

水侧的换热计算公式如下:

$$W_2 = g_w (C_{p,w} \Psi_{w,out} - C_{p,w} \Psi_{w,in}) \quad (2)$$

式中:  $W_2$  为水侧微元换热量,  $g_w$  为水质量流量,  $\Psi_{w,in}$  和  $\Psi_{w,out}$  分别为水侧入口和出口温度,  $C_{p,w}$  为水的定压比热容。

令  $S_i$  为内管表面积,  $\alpha_w$  为水侧表面传热系数,  $S_o$  为外管表面积,  $l$  为微元段长度, 计算每个微元的总传热热阻, 表达式如下:

$$R_{tot} = \frac{1}{\alpha_c S_i} + \left( \ln \frac{d_o}{d_i} \right) \times \frac{1}{2\pi\kappa l} + \frac{1}{\alpha_w S_o} \quad (3)$$

式中:  $R_{tot}$  为每个微元的总传热热阻,  $\alpha_c$  为 CO<sub>2</sub> 侧表面传热系数,  $d_i$  为套管内径,  $d_o$  为套管外径,  $\kappa$  为管壁的导热系数。

使用关联式形式计算 CO<sub>2</sub> 侧的表面传热系数, 其表达式如下:

$$Nu_c = \frac{\kappa_w Nu_b + \kappa_w Nu_w}{2\kappa_b} \quad (4)$$

式中:  $Nu_c$  为 CO<sub>2</sub> 侧努塞尔数,  $Nu_b$  和  $Nu_w$  分别为主体流努塞尔数和壁面努塞尔数,  $\kappa_w$  为壁面处流体导热系数,  $\kappa_b$  为主体流导热系数。

计算水侧表面传热系数, 其表达式如下:

$$Nu_w = 0.023 \cdot Re_w^{0.8} \cdot Pr_w^{0.4} \quad (5)$$

式中:  $Nu_w$  为水侧努塞尔数,  $Re_w$  为水侧雷诺数,  $Pr_w$  为水侧普朗特数。

构建压缩机模型, 令  $\eta_s$  为压缩机等熵效率, 其计

算公式如下:

$$\eta_s = 1.003 - \frac{0.12P_{out}}{P_{in}} \quad (6)$$

式中,  $P_{out}$  和  $P_{in}$  分别为压缩机出口和入口压力。

令  $\eta_v$  为压缩机容积效率, 依据其计算 CO<sub>2</sub> 的质量流量, 其表达式如下:

$$g_c = \tau \rho_1 V_0 \eta_v \quad (7)$$

式中:  $\tau$  为压缩机转速,  $\rho_1$  为压缩机入口 CO<sub>2</sub> 的密度,  $V_0$  为压缩机工作容积。

通过上述数学方程刻画气体冷却器内 CO<sub>2</sub> 与冷却介质的传热过程、流动特性及热力学变化<sup>[12-13]</sup>, 得到 CO<sub>2</sub> 热泵气体冷却器传热过程、流动以及热力学变化参数, 为后续跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵气体冷却器传热窄点分布模拟提供参数。

## 2 气体冷却器传热窄点发生条件分析与分布模拟

完成跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵气体冷却器数学模型构建后, 获取了气体冷却器内 CO<sub>2</sub> 与冷却介质的传热、流动及热力学变化参数, 但由于跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵气体冷却器中 CO<sub>2</sub> 进出口温差大且无变相, 与常规制冷系统冷凝器差异大, 并且其冷却过程复杂, 实际换热中可能存在局部传热性能不佳的情况, 难以保证工质与换热流体沿整个换热流程完美温度匹配, 从而出现传热窄点导致单位面积换热量下滑, 进而影响系统性能。因此, 有必要进行 CO<sub>2</sub> 热泵气体冷却器传热窄点发生条件分析与分布模拟。

在分析跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵气体冷却器传热窄点发生条件时, 先做出以下假设:

1) 假设在换热系统中, CO<sub>2</sub> 与水沿相反方向流动 (即 CO<sub>2</sub> 与水的流向彼此相对), 且整个传热过程处于稳定状态, 即单位时间内从 CO<sub>2</sub> 传递至水的热量保持恒定, 系统内各点的温度、流速等参数不随时间变化。此时, CO<sub>2</sub> 释放的热量完全被水吸收<sup>[14]</sup>, 传热速率仅由冷、热流体的温度差、换热面积及传热系数决定, 无瞬态热积累或损失现象。

2) 在构建跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵气体冷却器的数学模型时, 假设在特定温度区间内进行, 并假定水的物性参数 (如密度、比热容和导热系数等) 不随温度变化而改

变,将其视为恒定值处理。

3) 不考虑冷却器内部因流道摩擦、管件局部阻碍等因素导致的压力损耗,同时 CO<sub>2</sub>在冷却器内的压力呈现稳态分布,任意截面处的压力均维持初始值,无沿程压力衰减现象。

4) 在气体冷却器的热交换分析过程中,假定不存在漏热损失(即系统与外界无热量交换),则对于冷却器内任意一个微元段而言,CO<sub>2</sub>释放的热量与水吸收的热量完全相等<sup>[15]</sup>,2者在该微元段内形成严格的热平衡关系。

跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器内 CO<sub>2</sub>冷却过程如图 2 所示。

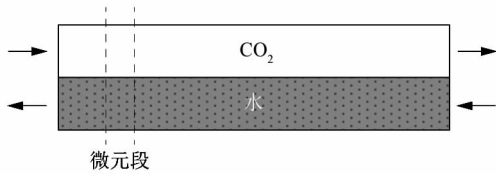


图 2 气体冷却器内 CO<sub>2</sub>冷却过程

Figure 2 CO<sub>2</sub> cooling process inside gas cooler

在任意微元段内,CO<sub>2</sub>冷却过程中的能量平衡表达公式如下:

$$J_{m,c} \left( \frac{dD}{dx} \right)_c = J_{m,w} C_{p,w} \left( \frac{d\psi}{dx} \right)_w; \quad (8)$$

$$J_{m,w} C_{p,w} \left( \frac{d\psi}{dx} \right)_w = J_{m,c} \left( \frac{dD}{d\psi} \right)_{p,c} \left( \frac{d\psi}{dx} \right)_c. \quad (9)$$

式中:J<sub>m,c</sub>和 J<sub>m,w</sub>分别为 CO<sub>2</sub>的流量和水的流量,D 为焓值,ψ 为温度,x 为微元段到换热器进口的距离。

在理想的蒸发换热温度匹配场景里,工质与换热流体之间,沿整个换热流程的每一处的传热温差都保持相同,不存在局部温差的波动或差异,则有:

表 1 跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器参数

Table 1 Parameters of gas cooler for transcritical CO<sub>2</sub> heat pump

最高工作压力/MPa	适用温度范围/℃	工质管管径/mm	工质管管数	气体冷却器与蒸发器表面积比	设计供热量/kW	额定供热量/kW	水侧进口温度 ψ <sub>w,in</sub> /℃	水侧出口温度 ψ <sub>w,out</sub> /℃	系统性能系数 C <sub>OP</sub>
14.00	-20 ~ 135	7.73	6	1.8	80	7.2	10	95	3.7

跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器传热窄点模拟的实验场景如图 3 所示。

在跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器传热窄点模拟的实

$$\left( \frac{d\psi}{dx} \right)_w = \left( \frac{d\psi}{dx} \right)_c. \quad (10)$$

将式(10)代入到式(9)中,则式(9)可改写为:

$$\left( \frac{dD}{d\psi} \right)_{p,c} = \frac{J_{m,w} C_{p,w}}{J_{m,c}}. \quad (11)$$

依据式(11),若要达成完美温度匹配,工质焓值需与温度呈线性关系。然而,在 CO<sub>2</sub>冷却过程中难以保证这一特性,会使冷却时换热温差改变,还可能出现传热窄点,造成单位面积换热量下滑<sup>[16]</sup>。基于上述原因,分析 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器传热窄点形成条件,依据典型传热窄点理论可知,出现传热窄点需要满足以下公式:

$$\left( \frac{dD}{d\psi} \right)_{p,c,in} < \frac{J_{m,w} C_{p,w}}{J_{m,c}} < \left( \frac{dD}{d\psi} \right)_{p,c,out}. \quad (12)$$

式中,下角标 in 和 out 分别为气体冷却器的入口和出口。

在跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器中的 CO<sub>2</sub>冷却过程中,由于:

$$J_{m,c} \Delta D_c = J_{m,w} C_{p,w} \Delta \psi_w. \quad (13)$$

则式(12)可改写为:

$$\left( \frac{dD}{d\psi} \right)_{p,c,in} < \frac{\Delta D_c}{\Delta \psi_w} < \left( \frac{dD}{d\psi} \right)_{p,c,out}. \quad (14)$$

式中,ΔD<sub>c</sub>和 Δψ<sub>w</sub>分别为 CO<sub>2</sub>焓值和水的温度的变化量。

依据上述公式可以在不同压力情况下,得到跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器 CO<sub>2</sub>冷却过程中对应工况下传热窄点位置和换热流体温度,实现 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器传热窄点分布模拟。

### 3 实验分析

以 SWEP B16DW 型号跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器为实验对象,该冷却器详细参数如表 1 所示。

验场景中,集成化实验台架以透明防护结构为依托,内置包含压缩机、气体冷却器和蒸发器等核心部件的循环系统,通过控制面板及显示终端可精准调控与监测



图 3 传热窄点模拟实验场景

Figure 3 Experimental scenario of heat transfer narrow point simulation

CO<sub>2</sub>工质的压力、温度和流量等参数。实验过程中,借助该台架模拟跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器实际运行工况,利用第 2 小节公式模拟不同压力下冷却器传热窄点。

以跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器的 CO<sub>2</sub>质量流量作为衡量指标,分析在不同压缩机转速时,笔者提出的跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器数学模型获取 CO<sub>2</sub>质量流量参数的能力,设置 CO<sub>2</sub>质量流量模型获得值与实际值偏差不得超过 0.100 kg/s。不同压缩机转速下的 CO<sub>2</sub>质量流量  $g_c$  的实际值与模拟值如表 2 所示。

表 2 不同压缩机转速下的 CO<sub>2</sub>质量流量的实际值与模拟值

Table 2 Actual value and simulated value of CO<sub>2</sub> mass flow rate at different compressor speeds

压缩机转速 $\tau / (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	CO <sub>2</sub> 质量流量 $g_c / (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	
	实际值	模拟值
1 000	0.120	0.118
1 200	0.135	0.133
1 400	0.152	0.150
1 600	0.168	0.166
1 800	0.185	0.183
2 000	0.202	0.200
2 200	0.219	0.217
2 400	0.236	0.234

分析表 2 内数据可知:用笔者所提出的跨临界

CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器数学模型在获取 CO<sub>2</sub>质量流量时具备较高精度,且其获取的 CO<sub>2</sub>质量流量模拟值与实际数值之间的偏差满足不超过 0.100 kg/s 的要求。这种高精度证明了模型对压缩机转速与 CO<sub>2</sub>质量流量之间复杂关系的准确把握。压缩机转速的增加会带动压缩机工作容积内 CO<sub>2</sub>的循环速度加快,同时影响压缩机入口 CO<sub>2</sub>的密度,而笔者所提出的模型能够综合考虑这些因素,通过压缩机容积效率公式准确计算出不同转速下的 CO<sub>2</sub>质量流量。其结果表明笔者所提出的跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器数学模型具备较强的耦合性,可以很好地捕捉到压缩机转速为 1 000 ~ 2 400 r/min 时 CO<sub>2</sub>质量流量的变化趋势,能够反映出不同压缩机转速驱动因素对跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器 CO<sub>2</sub>质量流量的影响机理,可以为气体冷却器传热窄点分布模拟提供有效基础。

使用笔者所提出的方法模拟跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器在工作压力分别为 6.00, 8.00, 10.00 和 12.00 MPa 时,跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器传热窄点分布情况,结果如图 4 所示。

图 4(a)中,在跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器在换热时间为 0 ~ 50 min 时,即换热初期,CO<sub>2</sub>温度上升缓慢,其原因在于跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器在跨临界循环时,该换热时间为超临界阶段,CO<sub>2</sub>的定压比热容较大,跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器所吸收的热量主要用于“显热升温”,因此 CO<sub>2</sub>温度变化幅度较小;在换热时间超过 50 min 后,CO<sub>2</sub>温度变化幅度变大,说明 CO<sub>2</sub>逐渐向“准临界区”过渡,在相同换热量下,由于接近“准临界区”,CO<sub>2</sub>的定压比热容达到极大值后又逐渐减小,物性的变化使得温度变化率提升,温度变化幅度增大;而在超临界阶段前期,CO<sub>2</sub>的物性变化剧烈,定压比热容随温度和压力的变化而显著改变,导致热量传递过程中温度变化较为迟缓;而当接近“准临界区”时,CO<sub>2</sub>的物性逐渐趋于稳定,热量传递效率提高,温度变化加快。而在跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器的水侧,在换热时间小于 50 min 时,受水的定压比热容、导热系数等热物性相对稳定因素影响,水的换热量和温度变化表现为明显的线性关系,水温低于 CO<sub>2</sub>温度,此时跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器为顺流传热主导;在换热时间大于 50 min 时,水的温度仍低于 CO<sub>2</sub>温度,此

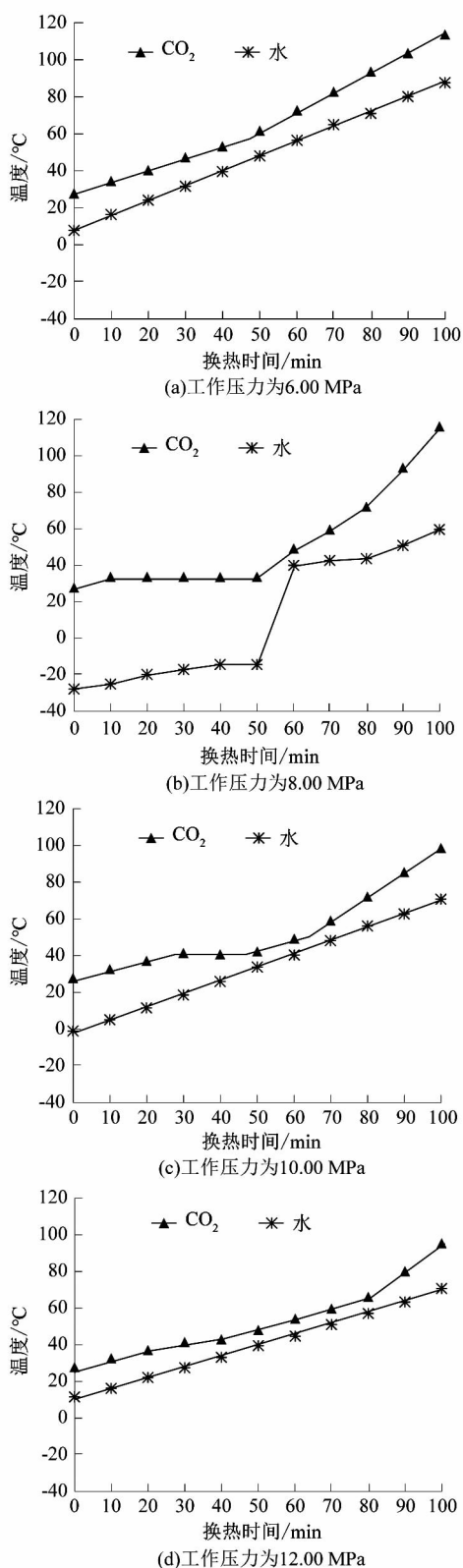


图4 不同工作压力下传热窄点模拟结果

Figure 4 Heat transfer narrow point simulation results under different working pressures

时跨临界CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器表现为逆流换热特性,但水温和CO<sub>2</sub>温度之间始终存在温差,无较为明显的传热窄点。

图4(b)中,在跨临界CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器换热时间小于50 min时,CO<sub>2</sub>温度表现为小幅度上升并进入“平台区”,此时跨临界CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器表现为接近临界区相变特征,这表明在该压力和温度条件下,CO<sub>2</sub>的物性接近临界点,发生了类似相变的热物性变化,使得温度上升趋势变缓;在换热时间大于50 min时,CO<sub>2</sub>温度的上升幅度较大,由于CO<sub>2</sub>与临界区距离较远,此时跨临界CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器表现为常规超临界流体“显热升温”特征。而在水侧,在换热时间为0~50 min时,水的温度上升缓慢,其原因为水的换热量被CO<sub>2</sub>临界区大比热容消耗掉了,导致水的温差较小;在换热时间约等于50 min时,水的温度表现为突然跃升状态,说明此时跨临界CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器的传热窄点出现,但随着后续CO<sub>2</sub>温度不断上升,水的换热量也得到提升,因此水与CO<sub>2</sub>温度的温差恢复,即传热窄点消失。

图4(c)中,CO<sub>2</sub>温度始终保持上升状态,无明显的“临界平台区”,由于此时跨临界CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器运行压力高于CO<sub>2</sub>临界压力(10.00 MPa > 7.38 MPa),此时CO<sub>2</sub>的热物性更接近于“拟液态”。这是因为在高于临界压力时,CO<sub>2</sub>的分子间作用力和物性状态发生了显著变化,更接近于液体的特性,使得其在吸热过程中温度呈现较为均匀的线性提升,因此,跨临界CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器定压吸热时,CO<sub>2</sub>温度表现为线性提升状态。在水侧,水的温度呈线性上升趋势更加明显,且与CO<sub>2</sub>温度始终保持一定温差,说明在该运行压力下,跨临界CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器的传热窄点逐渐弱化,跨临界CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器的换热趋近于“稳态逆流换热”。

图4(d)中,在跨临界CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器运行压力为12.00 MPa时,CO<sub>2</sub>侧全程换热量分布较为均匀,说明在较高运行压力下,跨临界CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器跨临界循环趋近于单相对流传热,这是由于高压使得CO<sub>2</sub>的物性更加稳定,减少了在临界区附近的物性波动,从而使得换热过程更加均匀。在水侧,水温与CO<sub>2</sub>温度的差值保持相对恒定,无传热窄点出现,但跨临界

CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器的换热效率较高。

分析跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器在换热面积不同时传热窄点温差变化情况,传热窄点温差与换热面积的关系如图5所示。

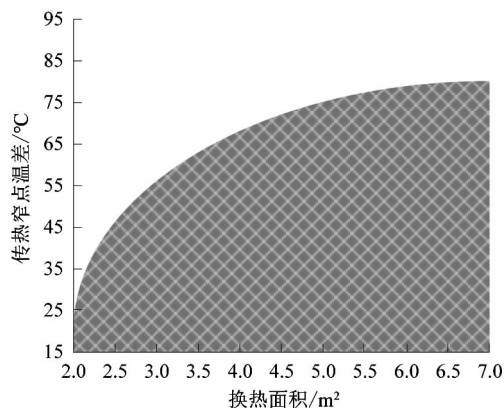


图5 传热窄点温差与换热面积的关系

Figure 5 Relationship between heat transfer narrow point temperature difference and heat transfer area

分析图5可知:在跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器换热面积为 2.0 ~ 4.0 m<sup>2</sup>时,传热窄点温差随着换热面积上升呈较大幅度上升趋势,其原因为:在换热面积较小时,水在 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器内接触时间较短,其换热不够充分,从深层次讲,换热面积小限制了水与 CO<sub>2</sub>之间的热量传递通道,使得热量无法充分交换,导致传热窄点温差较大;而在换热面积为 4.0 ~ 6.0 m<sup>2</sup>时,传热窄点温差上升幅度较为平缓,在该过程中水的接触面积增加,换热分配会更加均匀,此时传热窄点温差对换热面积变化的敏感度降低了,跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器进入准稳态换热区间内,这表明在该换热面积范围内,系统达到了一个相对稳定的换热状态,水与 CO<sub>2</sub>之间的热量传递能够较为均匀地进行,使得传热窄点温差的变化不再显著;在换热面积上升到 6.0 ~ 7.0 m<sup>2</sup>时,跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器传热窄点温差趋近于 80 °C,在换热面积较大时,跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器换热驱动力可以满足换热需求,此时受水的进口温度、流量等边界条件影响,传热窄点温差上升受到限制,表现为“传热窄点”工况约束特征,这是因为在换热面积足够大时,系统的换热能力已经接近饱和,进一步增加换热面积对改善换热效果的作用有限,而水的进口温度、流量等边界条件成为影响传热窄点

温差的主要因素,使得温差上升受到限制。

#### 4 结论

为了解决跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器因 CO<sub>2</sub>进出口温差大且无变相而导致的无法获取传热参数、确定传热窄点位置以及换热流体温度的问题,笔者探究了跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器传热窄点分布模拟方法,通过构建跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器的数学模型,包括压缩机模型和热泵循环模型,并利用分布参数法构建相关计算公式,刻画气体冷却器内 CO<sub>2</sub>与冷却介质的传热过程并获取相关参数,进而对传热窄点发生条件与分布进行模拟分析。实验结果表明:所构建的数学模型获取的 CO<sub>2</sub>质量流量与实际值之间的偏差小于 0.100 kg/s,具有较高精度,能准确反映不同压缩机转速对 CO<sub>2</sub>质量流量的影响,为传热窄点分布模拟提供了有效基础;在不同工作压力下,传热窄点分布存在显著差异,工作压力升高时传热窄点现象弱化,CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器换热趋近于“稳态逆流换热”;在换热面积为 4.0 ~ 7.0 m<sup>2</sup>时,传热窄点温差随换热面积增大先升高后趋于稳定。

笔者在研究中未发现明显例外情况,但对于跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器在极端工况下的传热窄点特性,笔者所提方法尚难以全面解释。与先前研究相比,笔者所提方法更侧重于通过构建数学模型和模拟分析,深入探究跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器传热窄点的分布规律。笔者的研究优化了跨临界 CO<sub>2</sub>热泵气体冷却器传热窄点的分析方法,为相关理论研究提供了新的思路,模拟方法对工程实践具有一定的参考价值,有助于优化气体冷却器的设计和运行参数,提高系统性能。

未来研究将考虑更多实际工况因素,如冷却器内部因流道摩擦、管件局部阻碍等因素导致的压力损耗,以及系统与外界的热量交换等,以提高模拟的准确性和可靠性;同时,将开展更多实验研究,验证模拟结果在不同条件下的适用性,为跨临界 CO<sub>2</sub>热泵技术的广泛应用提供更坚实的理论基础和实践参考。

#### 参考文献:

- [1] 王涛,马家豪,金听祥. 闭式跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵烘干系统最优工况研究[J]. 包装工程,2024,45(5):254-262.

- [2] 孙之浩,胡俊鹏,亓浩,等. 计及地源热泵与电热综合需求响应的区域综合能源系统风电消纳策略[J]. 机电工程技术,2023,52(8):235-239.
- [3] 黄睿,胡斌,EIKEVIK T M,等. 基于套管换热器优化的 CO<sub>2</sub> 跨临界热泵高温供热性能提升研究[J]. 制冷学报,2023,44(4):93-101.
- [4] 李江峰,李帅旗,宋文吉,等. 电动汽车 CO<sub>2</sub> 热泵空调系统优化及制冷性能分析[J]. 可再生能源,2024,42(5):612-619.
- [5] 赵路,范亚明,沈锦钗,等. 基于离散多相流的间接蒸发冷却器的数值模拟研究[J]. 建筑科学,2024,40(6):209-217.
- [6] 张敏,杜震宇,华靖,等. 新型逆流式露点蒸发冷却器热质交换性能的数值模拟研究[J]. 河南理工大学学报(自然科学版),2023,42(5):102-110.
- [7] 刘斌,耿士江,王子星,等. 一种用于数据中心冷却的空气换热器的设计与模拟[J]. 制冷学报,2023,44(3):150-157.
- [8] 李方舟,白书诚,吴俐俊. 一种用于船舶烟气冷却的喷雾螺旋管冷却器的传热特性研究[J]. 热能动力工程,2023,38(4):64-74.
- [9] 刘礼卿,陈奕. 船舶空调用露点间接蒸发冷却器热性能研究[J]. 上海海事大学学报,2024,45(3):89-94.
- [10] 朱兵国,何吉祥,徐进良,等. 冷却条件下渐扩/渐缩管内超临界压力二氧化碳的传热特性[J]. 化工学报,2023,74(3):1062-1072.
- [11] 韩冬傲,金刚,浦承皓. 盘管式核主泵高压冷却器的流致振动分析[J]. 动力工程学报,2023,43(10):1303-1307.
- [12] 丁震萍,杜震宇,华靖,等. 逆流式露点蒸发冷却器的参数分析及结构优化[J]. 太原理工大学学报,2023,54(2):375-383.
- [13] 朱戈,王为木,毕勤成,等. 不均匀热流下特超蒸发冷却器中过冷水的阻力特性试验研究[J]. 中国电机工程学报,2023,43(13):5086-5094.
- [14] 绳春晨,刘磊磊,赵富荣,等. 吊舱环控 TTC 气浮涡轮冷却器高空试验研究[J]. 低温与超导,2024,52(10):85-90.
- [15] 张微,李红旗. 低能耗建筑地源热泵蓄热特征数值仿真[J]. 计算机仿真,2023,40(6):370-374.
- [16] 郭中会,王锋,庞洋,等. 基于电荷泵锁相环的快速跳频技术研究[J]. 电子设计工程,2024,32(14):149-154.

## (上接第 31 页)

- [5] SHINICHI Y, HISASHI S, HIROTUGU Y. Study on an active accumulator; active control of high-frequency pulsation of flow rate in hydraulic systems[J]. JSEM International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering,1996,39(1):119-124.
- [6] 孙明道,闫涛,曹丹. 35CrMo 合金钢螺纹连杆疲劳断裂分析[J]. 现代制造工程,2023(7):123-129.
- [7] KWON S D, VUONG D Q, PHAM C V, et al. Fatigue analysis of a hydraulic accumulator under severe working conditions[J]. Journal of Advanced Marine Engineering and Technology,2021,45(5):263-268.
- [8] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. 蓄能压力容器:GB/T 20663—2017[S]. 北京:中国标准出版社,2017.
- [9] 中国钢铁工业协会. 金属材料 拉伸试验:GB/T 228.1—2021[S]. 北京:中国标准出版社,2021.
- [10] 中国钢铁工业协会. 金属材料 夏比摆锤冲击试验方法:GB/T 229—2020[S]. 北京:中国标准出版社,2020.
- [11] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. 压力容器分析设计:GB/T 4732—2024[S]. 北京:中国标准出版社,2024.
- [12] 全国钢标准化技术委员会. 金属材料 疲劳试验 轴向力控制方法:GB/T 3075—2021[S]. 北京:中国标准出版社,2021.
- [13] 全国气瓶标准化技术委员会. 气瓶压力循环试验方法:GB/T 9252—2017[S]. 北京:中国标准出版社,2017.
- [14] 全国钢标准化技术委员会. 钢中非金属夹杂物含量的测定 标准评级图显微检验法:GB/T 10561—2023[S]. 北京:中国标准出版社,2003.
- [15] 全国钢标准化技术委员会. 气瓶用无缝钢管:GB/T 18248—2008[S]. 北京:中国标准出版社,2008.
- [16] 国家市场监督管理总局. 金属材料 维氏硬度试验 第 1 部分:试验方法:GB/T 4340.1—2024[S]. 质检出版社,2024.