

回热对跨临界 CO₂ 喷射制冷系统的影响

The study on the effect of the internal heat exchanger on transcritical CO₂ ejector refrigeration system

吴董炯¹ 胡江² 李杨³

WU Dongjiong¹ HU Jiang² LI Yang³

(1. 上海电机学院工业技术中心[创新创业教育中心], 上海 201306;

2. 上海电机学院继续教育学院, 上海 201306; 3. 上海海洋大学食品学院, 上海 201306)

(1. *Industrial Technology Center [Innovation and Entrepreneurship Education Center], Shanghai Dianji University, Shanghai 201306, China*; 2. *School of Continuing Education, Shanghai Dianji University, Shanghai 201306, China*; 3. *College of Food Science and Technology, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China*)

摘要:目的:研究回热对跨临界 CO₂ 双级压缩/喷射制冷系统性能的影响。方法:采用仿真模拟软件建模,分析在不同气体冷却器出口温度(25~45 °C)、高压侧排气压力(7.4~9.5 MPa)、蒸发温度(-40~-15 °C)和中间压力(3~5 MPa)的情况下,回热对低压压缩机吸气温度、排气温度、比功率增量以及系统性能系数的影响。结果:在特定的回热度下,随着中间压力的增加,低压压缩机排气温度和比功率增量升高;但随着蒸发温度升高,低压压缩机排气温度和比功率增量逐渐降低。在标准工况下,回热系统的性能系数低于不带回热系统的,同时随着回热度的增加,回热系统的能效降低。结论:随着回热度的增加,低压压缩机吸气温度、排气温度和比功率增量显著升高。但回热改善跨临界 CO₂ 双级压缩/喷射制冷系统性能效果不佳。

关键词:回热器;跨临界;CO₂ 制冷;喷射器;性能系数;低压压缩机

Abstract: Objective: This study aimed to investigate the effect of internal heat exchanger on the performance of transcritical CO₂ two-stage compression/ejector refrigeration system. **Methods:** The simulation software was used to analyze the effects of the internal heat exchanger on the suction temperature, discharge temperature, specific work increment of the low-pressure compressor and system performance coefficient under different gas cooler outlet temperatures (25~45 °C), high-pressure side

discharge pressure (7.4~9.5 MPa), evaporation temperature (-40~-15 °C) and intermediate pressure (3~5 MPa). **Results:** With the increase of intermediate pressure, the discharge temperature and specific work increment of the low-pressure compressor increased at a specific regenerative degree. However, with the increase in evaporation temperature, the discharge temperature and specific work increment of the low-pressure compressor gradually decrease. Under the control of this standard conditions, the coefficient of performance of the regenerative system is lower than that of the system without regenerative, and the energy efficiency of the regenerative system decreases with the increase of the regenerative degree. **Conclusion:** The suction temperature, discharge temperature, and specific work increment of the low-pressure compressor all rise significantly as the internal heat exchanger increases. However, the internal heat exchanger does not improve the performance of transcritical CO₂ two-stage compression/ejector refrigeration system.

Keywords: internal heat exchanger; transcritical; CO₂ refrigeration; ejector; coefficient of performance; low-pressure compressor

食品冷库是一种通过机械制冷来贮藏食品的建筑,它是冷链的一个重要环节^[1]。在过去几年中,中国的水果、蔬菜、肉制品、水产品 and 乳制品的生产呈稳定增长^[2],这需要更多的冷库资源作为支持。高效、节能、环保的制冷技术是未来冷库建设的重点之一。跨临界 CO₂ 制冷技术具有许多优点,在冷库中具有广阔的应用前景^[3]。

回热器(IHX)是一种热交换设备,在跨临界 CO₂ 制冷循环中,一方面它可以使压缩机的吸气达到过热状态,从而避免压缩机的液击事故^[4];另一方面,从气体冷却器

基金项目:上海市冷链装备性能与节能评价专业技术服务平台项目(编号:20DZ2292200)

作者简介:吴董炯(1979—),男,上海电机学院工业技术中心(创新创业教育中心)实验师,硕士。

E-mail: wudj@sdju.edu.cn

收稿日期:2023-02-20 **改回日期:**2023-09-14

出来的超临界 CO₂ 制冷剂与蒸发器出口的饱和制冷剂蒸气进行换热,可以有效降低气体冷却器出口制冷剂的温度,同时避免有害的闪发蒸气,进一步降低节流损失^[5]。Sanchez 等^[6]研究了回热器位置对于 CO₂ 制冷系统的影响,发现无论回热器的位置如何,性能系数和冷却能力都得到了普遍改善。Rodrigo 等^[7]对带有回热器的 CO₂ 亚临界制冷系统进行研究,得出回热器对 CO₂ 亚临界循环的性能没有改善的结论。方健珉等^[8]通过试验研究了回热器大小对跨临界 CO₂ 汽车空调系统性能的影响,结果表明回热器的使用可以有效提高系统性能,但也会引起压缩机压比增大和排气温度的上升。江晨钟等^[9]通过试验发现,增加回热后,喷射制冷与常规制冷系统制冷量均有提升,但常规制冷系统的提升更大。

虽然回热器在跨临界 CO₂ 制冷系统中有很多应用的实例,但对提升跨临界 CO₂ 制冷系统的性能应具体分析,不能一概而论。而关于用于低温冷库的跨临界 CO₂ 二级压缩/喷射制冷系统的回热特性和回热后性能是否提升的研究相对较少。因此试验拟从回热度角度出发,研究带回热器的跨临界 CO₂ 二级压缩/喷射制冷系统 (TERC+IHX) 的性能。

1 系统原理

如图 1 所示,跨临界 CO₂ 二级压缩/喷射制冷 (TERC) 系统为: 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-12-13-1; TERC+IHX 系统为: 1'-2'-3-4-5'-6'-7-8-9-10-11-12-13-1'。同时,TERC+IHX 系统的主要部件包括气体冷却器、回热器、高压膨胀阀、中间冷却器、高压压缩机、低压压缩机、喷射器、低压膨胀阀、气液分离器和蒸发器。该系统的主要工作原理为:来自中间冷却器出口的饱和 CO₂ 蒸气(状态点 3)被分成两部分。一部分饱和 CO₂ 蒸气被压缩成高温高压 CO₂ 蒸气(状态点 4),然后流经气体冷却器进行恒压冷却。从气体冷却器流出的超临界 CO₂ 流体(状态点 5)进入回热器进一步冷却,在回热器内与气液分离器出口的饱和 CO₂ 蒸气进行热交换;从回热器流出的过冷 CO₂ 流体(状态点 5')通过高压膨胀阀的节流降压后进入中间冷却器(状态点 6')。另一部分饱和 CO₂ 蒸气作为主流进入喷射器(过程 3-11),并引射蒸发器出口的二次流体即饱和 CO₂ 蒸气(过程 9-10)。这两种流体通过喷射器进行混合和加压[过程 11(10)-12-13],然后进入气液分离器。来自气液分离器出口的饱和 CO₂ 蒸气(状态点 1)进入回热器过热,与气体冷却器出口的超临界 CO₂ 流体进行热交换,变为过热蒸气(状态点 1')。过热 CO₂ 蒸气在低压压缩机内进行压缩(状态点 2'),然后进入中间冷却器。此外,来自中间冷却器出口的饱和 CO₂ 液体(状态点 7)通过低压膨胀阀的节流降压后(状态点 8),进入蒸发器产生制冷效果,从而完成一个循环。

图 2 为 TERC+IHX 系统的压焓图,其中 1-1' 和 5-5'

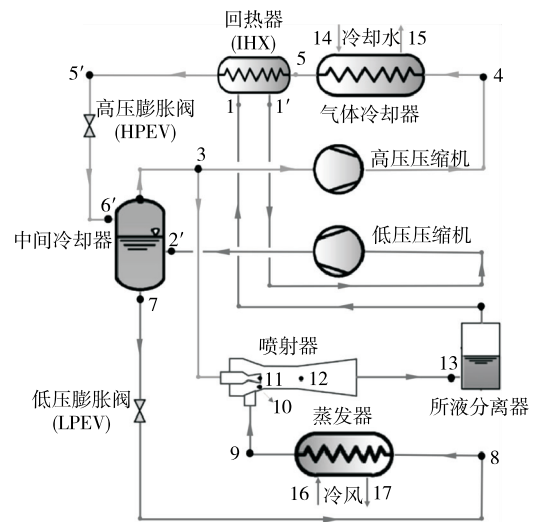


图 1 TERC+IHX 系统的原理图

Figure 1 The schematic diagram for the TERC+IHX system

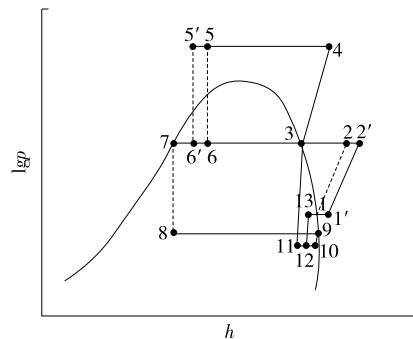


图 2 TERC+IHX 系统的压焓图

Figure 2 The pressure-enthalpy diagram for the TERC+IHX system

表示回热过程。下面通过公式推导来阐述回热对 TERC+IHX 系统性能的影响。

在没有热损失的情况下,热交换过程中高压 CO₂ 气体放出的热量应等于低压 CO₂ 气体吸收的热量。回热过程中的热平衡公式:

$$m_{\text{hpcm}}(h_5 - h_{5'}) = m_{\text{lpcm}}(h_{1'} - h_1), \quad (1)$$

式中:

m_{hpcm} —— 高压压缩机进口流量, kg/s;

m_{lpcm} —— 低压压缩机进口流量, kg/s;

$h_5, h_{5'}$ —— 回热器高压侧进出口比焓, kJ/kg;

$h_1, h_{1'}$ —— 回热器低压侧进出口比焓, kJ/kg。

TERC 和 TERC+IHX 循环的单位制冷量均为:

$$q_0 = h_9 - h_8, \quad (2)$$

式中:

h_9 —— 蒸发器出口比焓, kJ/kg;

h_8 —— 蒸发器进口比焓, kJ/kg。

TERC+IHX 循环的比功率增量为:

$$\Delta\omega_0 = (h_{2'} - h_{1'}) - (h_2 - h_1), \quad (3)$$

式中:

$\Delta\omega_0$ ——TERC+IHX 循环的比功率增量, kJ/kg;

$h_{2'}, h_{1'}$ ——TERC+IHX 循环中低压压缩机进出口比焓, kJ/kg;

h_2, h_1 ——TERC 循环中低压压缩机进出口比焓, kJ/kg。

TERC 循环的制冷性能系数为:

$$\epsilon_{\text{TERC}} = \frac{Q_e}{W_{\text{cm}}} = \frac{m_e(h_9 - h_8)}{[m_{\text{Ipcm}}(h_2 - h_1) + m_{\text{hpcm}}(h_4 - h_3)]}, \quad (4)$$

式中:

ϵ_{TERC} ——TERC 循环的制冷性能系数;

Q_e ——TERC 循环中蒸发器的制冷量, kW;

W_{cm} ——TERC 循环中压缩机总功率, kW;

m_e ——TERC 循环中蒸发器进口流量, kg/s;

h_8, h_9 ——TERC 循环中蒸发器进出口比焓, kJ/kg;

h_2, h_1 ——TERC 循环中低压压缩机进出口比焓, kJ/kg;

h_4, h_3 ——TERC 循环中高压压缩机进出口比焓, kJ/kg。

TERC+IHX 循环的制冷性能系数为:

$$\epsilon_{\text{TERC+IHX}} = \frac{Q_e}{W_{\text{cm}}} = \frac{m_e(h_9 - h_8)}{[m_{\text{Ipcm}}(h_{2'} - h_{1'}) + m_{\text{hpcm}}(h_4 - h_3)]}, \quad (5)$$

式中:

$\epsilon_{\text{TERC+IHX}}$ ——TERC+IHX 循环的制冷性能系数;

Q_e ——TERC+IHX 循环中蒸发器的制冷量, kW;

W_{cm} ——TERC+IHX 循环中压缩机总功率, kW;

m_e ——TERC+IHX 循环中蒸发器进口流量, kg/s;

h_8, h_9 ——TERC+IHX 循环中蒸发器进出口比焓, kJ/kg;

h_2, h_1 ——TERC+IHX 循环中低压压缩机进出口比焓, kJ/kg;

h_4, h_3 ——TERC+IHX 循环中高压压缩机进出口比焓, kJ/kg。

为了评估两个系统的回热性能差异, 定义无量纲参数 $\Delta\epsilon_{\text{IHX}}$:

$$\Delta\epsilon_{\text{IHX}} = \frac{\epsilon_{\text{TERC+IHX}} - \epsilon_{\text{TERC}}}{\epsilon_{\text{TERC}}}, \quad (6)$$

式中:

$\epsilon_{\text{TERC+IHX}}$ ——TERC+IHX 循环的制冷性能系数;

ϵ_{TERC} ——TERC 循环的制冷性能系数。

通过上述公式的推导, 发现 TERC 和 TERC+IHX 循环的单位制冷量保持不变, 同时高压压缩机的比功率也保持不变。在蒸发器和压缩机进口流量不变的情况

下, $\Delta\epsilon_{\text{IHX}}$ 主要取决于低压压缩机比功率的变化。此外, 从图 2 所示的压焓图可以看出, TERC+IHX 循环中低压压缩机的吸气温度和排气温度比 TERC 循环高。

2 系统假设与仿真建模

为了简化热力学分析模型, 对 TERC+IHX 系统作如下假设:

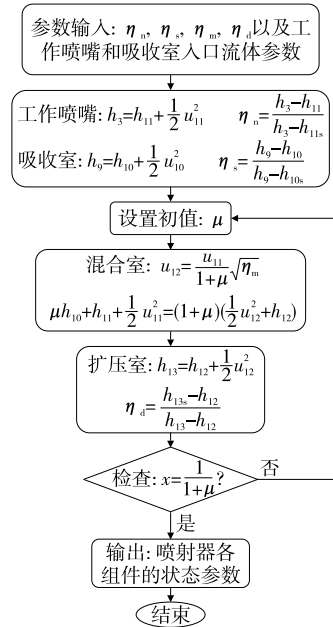
(1) 系统均在稳态条件下运行; 同时管路、气体冷却器、中间冷却器、回热器以及蒸发器的压降和热损失忽略不计^[10]。

(2) 离开气液分离器、中间冷却器和蒸发器的制冷剂处于饱和状态^[11]。

(3) 高压和低压膨胀阀的节流降压过程是等焓的^[12]。

(4) 高压和低压压缩机的压缩过程均为绝热不可逆过程^[13]。

(5) 忽略喷射器进出口处的动能, 同时喷射器的工作喷嘴、吸收室、混合室和扩压室的等熵效率在正常工况下保持恒定即工作喷嘴效率 $\eta_n = 0.85$, 吸收室效率 $\eta_s = 0.90$, 混合室效率 $\eta_m = 0.90$, 扩压室效率 $\eta_d = 0.85$ ^[14]。此外, 喷射器的性能采用一维流动模型进行模拟^[15]。



$\eta_n, \eta_s, \eta_m, \eta_d$. 喷射器部件工作喷嘴、吸收室、混合室和扩压室的效率 h_3, h_{11} . 工作喷嘴进出口比焓, kJ/kg h_9, h_{10} . 吸收室进出口比焓, kJ/kg h_{12}, h_{13} . 扩压室进出口比焓, kJ/kg $h_{10s}, h_{11s}, h_{13s}$. 等熵过程中, 吸收室、工作喷嘴和扩压室的出口比焓, kJ/kg u_{10}, u_{11}, u_{12} . 吸收室、工作喷嘴和扩压室出口流体的速度, m/s μ . 喷射器引射比即喷射器主流流量与二次流量之比 x . 喷射器出口流体干度

图 3 喷射器 Matlab 仿真流程图

Figure 3 Flowchart of the ejector modeling by Matlab

(6) TERC+IHX 系统的理论设计工况为系统制冷量 $Q_0=14.4 \text{ kW}$, 蒸发温度 $t_e=-35 \text{ }^\circ\text{C}$, 气体冷却器出口温度 $t_{gc}=35 \text{ }^\circ\text{C}$, 高压侧排气压力 $p_{dis}=9.3 \text{ MPa}$ 。

TERC+IHX 循环中采用套管式回热器, 气液分离器出口处的饱和和低压 CO₂ 气体在内管内流动, 气体冷却器出口出的高压 CO₂ 气体在套管间隙内流动, 同时流动形式为顺流。图 4 为套管式回热器的一维流动模型, 采取了以下假设:

(1) 套管内的高压和低压 CO₂ 气体均为一维流动, 同时流体的温度和速度在截面上均匀分布。

(2) 忽略微元段内的物性参数和温度变化。

(3) 套管外壁面为绝热边界条件。

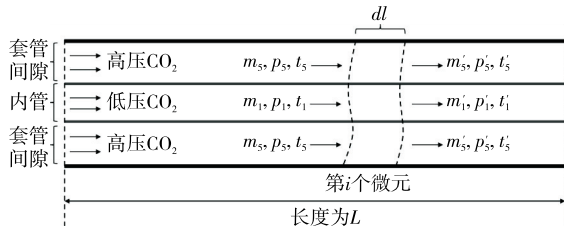


图 4 套管式回热器的一维流动模型

Figure 4 One-dimensional flow model for casing type internal heat exchanger

为了表征回热器回热量的多少, 定义回热度为:

$$\Delta t = t_{hpev.in} - t_{hpev.in,IHX}, \quad (7)$$

式中:

Δt ——回热度, $^\circ\text{C}$;

$t_{hpev.in}$ ——相同工况下不使用回热器即 TERC 系统的高压膨胀阀入口处的温度, $^\circ\text{C}$;

$t_{hpev.in,IHX}$ ——使用回热器后即 TERC+IHX 系统的高压膨胀阀入口处的温度, $^\circ\text{C}$ 。

低压 CO₂ 气体的对流换热关联式为:

$$Nu_{lp} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}, \quad (8)$$

式中:

Nu_{lp} ——低压 CO₂ 气体的努塞尔数;

Re ——低压 CO₂ 气体在过热区的雷诺数;

Pr ——低压 CO₂ 气体在过热区的普朗特数。

高压 CO₂ 气体的对流换热关联式按 Gnielinski 公式:

$$Nu_{hp} = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3}-1)}, \quad (9)$$

式中:

Nu_{hp} ——高压 CO₂ 气体的努塞尔数;

f ——管内湍流流动的 Darcy 阻力系数, $f = [1.82\ln(Re) - 1.64]^{-2}$ 。

高压和低压 CO₂ 气体在套管式回热器内的流动形式为顺流, 同时微元段内的换热量采用效能—传热单元数法来确定, 如式(10)~式(15)所示。此外, 该套管式回热

器的计算流程如图 5 所示。

$$Q = \xi C_{\min}(t_5 - t_1), \quad (10)$$

$$C_{\min} = \min\{m_5 C_{p,hp}, m_1 C_{p,lp}\}, \quad (11)$$

$$C_{\max} = \max\{m_5 C_{p,hp}, m_1 C_{p,lp}\}, \quad (12)$$

$$\varphi = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}, \quad (13)$$

$$N = \frac{kA}{C_{\min}}, \quad (14)$$

$$\xi = \frac{1 - e^{-N(1+\varphi)}}{1+\varphi}, \quad (15)$$

式中:

ξ ——回热器的效能;

Q ——回热器交换的热流量, W;

N ——传热单元数;

t_5 ——高压 CO₂ 气体在微元段内的温度, K;

t_1 ——低压 CO₂ 气体在微元段内的温度, K;

m_5 ——高压 CO₂ 气体在微元段内的流量, kg/s;

m_1 ——低压 CO₂ 气体在微元段内的流量, kg/s;

C_{\min} —— $m_5 C_{p,hp}$ 和 $m_1 C_{p,lp}$ 中的小者;

C_{\max} —— $m_5 C_{p,hp}$ 和 $m_1 C_{p,lp}$ 中的大者;

φ —— C_{\min} 与 C_{\max} 的比值;

k ——传热系数, W/(m²·K);

A ——换热面积, m²;

C_p ——定压比热, J/(kg·K)。

3 试验验证

采用 Matlab R2022a 软件编写了相关的计算程序, 同时调用 REFPROP 9.0 获得了 CO₂ 的热力学特性, 计算了 TERC+IHX 系统所有状态点的热力学参数。在仿真计算中, 工况范围: 气体冷却器出口温度 25~45 $^\circ\text{C}$, 高压侧排气压力 7.4~9.5 MPa, 蒸发温度 -40~-15 $^\circ\text{C}$, 中间压力 3~5 MPa。

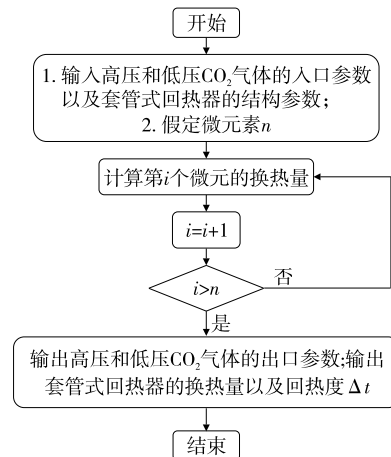


图 5 套管式回热器的计算流程图

Figure 5 Calculation flow chart of casing type internal heat exchanger

为了验证仿真模型的准确性,在不同的高压侧排气压力、蒸发温度和中间压力下,将仿真值和试验值进行了对比,如图 6~图 8 所示。结果表明,当高压侧排气压力从 8.0 MPa 增加到 10.0 MPa 时,TERC+IHX 系统的仿真性能系数和试验性能系数的误差小于 8.7%;当蒸发温度从 -40 °C 增加到 -15 °C 时,TERC+IHX 系统的仿真性能系数和试验性能系数的误差小于 5.4%;当中间压力从 3.0 MPa 增加到 5.0 MPa 时,TERC+IHX 系统的仿真性能系数和试验性能系数的误差小于 6.5%。因此,建立的模型具有较好的精确性。

4 结果与分析

4.1 回热对低压压缩机吸气温度的影响

由图 9 和图 10 可知,在标准工况下,即 $p_{in} = 4.1 \text{ MPa}$, $t_e = -35 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{gc} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ 和 $p_{dis} = 9.3 \text{ MPa}$ 的情况下,随着回热度的增加,低压压缩机吸气温度显著升高。同时,在特定的回热度下,随着中间压力和蒸发温度

的增加,低压压缩机吸气温度升高。这主要是因为中间压力和蒸发温度的增加导致低压压缩机吸气压力升高,而吸气压力的升高引起了吸气温度的升高。

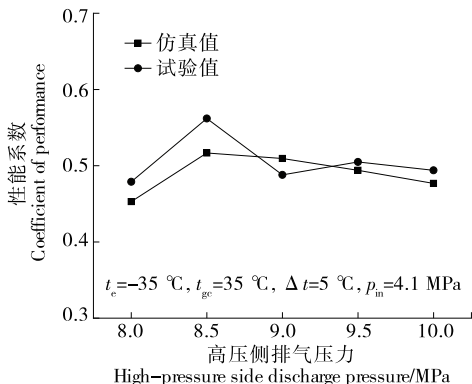


图 6 高压侧排气压力对 TERC+IHX 系统性能系数的影响

Figure 6 Effects of high-pressure side discharge pressure on the coefficient of performance of TERC + IHX system

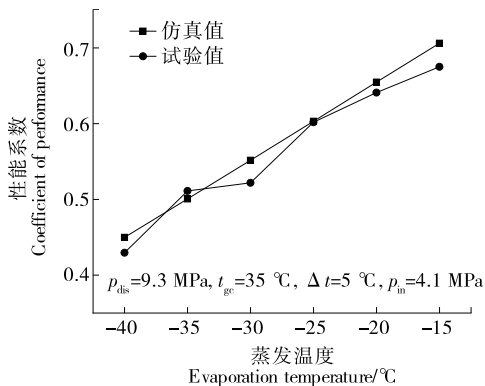


图 7 蒸发温度对 TERC+IHX 系统性能系数的影响

Figure 7 Effects of evaporation temperature on performance coefficient of TERC+IHX system

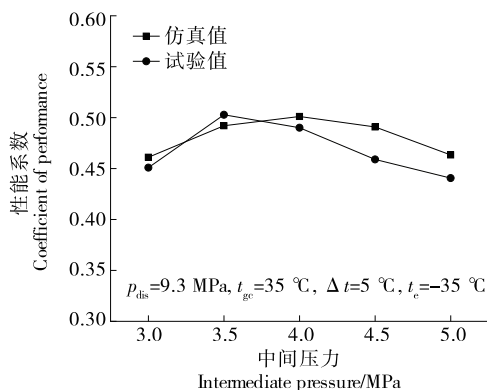


图 8 中间压力对 TERC+IHX 系统性能系数的影响

Figure 8 Effects of intermediate pressure on performance coefficient of TERC+IHX system

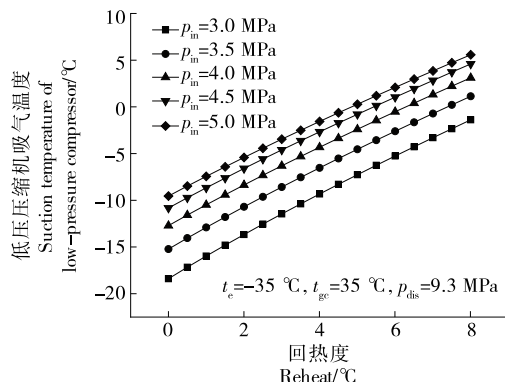


图 9 不同中间压力下回热对低压压缩机吸气温度的影响

Figure 9 Effects of reheat on the suction temperature of the low-pressure compressor at the different intermediate pressure

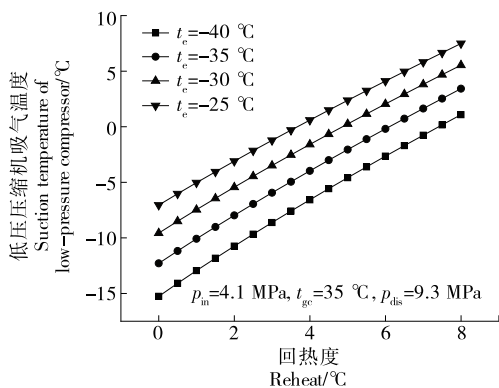


图 10 不同蒸发温度下回热对低压压缩机吸气温度的影响

Figure 10 Effects of reheat on suction temperature of low-pressure compressor at different evaporation temperature

4.2 回热对低压压缩机排气温度的影响

由图 11 和图 12 可知,在标准工况下,随着回热度的增加,低压压缩机的排气温度显著增加。同时,在特定的回热度下,随着中间压力的增加,低压压缩机排气温度升高。但是,随着蒸发温度的增加,低压压缩机排气温度逐渐降低。这主要是因为引入回热器后,随着中间压力的升高,低压压缩机的吸气温度迅速增加,从而导致低压压缩机的排气温度随之快速增加。在中间压力为 4 MPa 的情况下,当回热度从 0 °C 变化到 8 °C 时,低压压缩机排气温度从 24.7 °C 升高到 47.1 °C,增加了 90.7%。

4.3 回热对低压压缩机比功率增量的影响

由图 13 和图 14 可知,在标准工况下,随着回热度的增加,低压压缩机的比功率增量显著增加,说明将回热器引入 TERC 系统会增加低压压缩机的功耗。同时,在特

定的回热度下,随着中间压力和气体冷却器出口温度的增加,低压压缩机的比功率增量升高。此外,随着气体冷却器出口温度的升高,回热度对低压压缩机的比功率增量的影响逐渐减少。在中间压力为 4 MPa 的情况下,当回热度从 0 °C 变化到 8 °C 时,低压压缩机的比功率增量从 0 kJ/kg 升高到 8.3 kJ/kg。

4.4 回热对系统性能系数的影响

由图 15 可知,随着蒸发温度的升高,TERC 和 TERC+IHX 系统的性能系数逐渐增大,但 TERC 系统的性能系数始终高于 TERC+IHX 系统的。由图 16 和图 17 可知,在标准工况下,TERC+IHX 系统的性能系数低于 TERC 系统的,同时随着回热度的增加,TERC+IHX 系统的能效降低。同时,在特定的回热度下,随着中间压力的增加,性能系数比值 $\Delta\epsilon_{\text{IHX}}$ 为负值且逐渐降低。但是,随着高压侧排气压力的增加, $\Delta\epsilon_{\text{IHX}}$ 为负值且逐渐升高。此外,

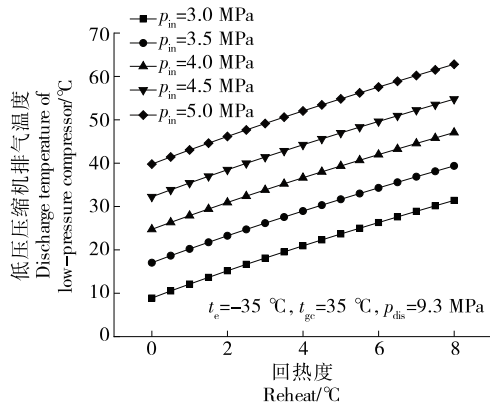


图 11 不同中间压力下回热对低压压缩机排气温度的影响

Figure 11 Effect of reheat on discharge temperature of low-pressure compressor at different intermediate pressure

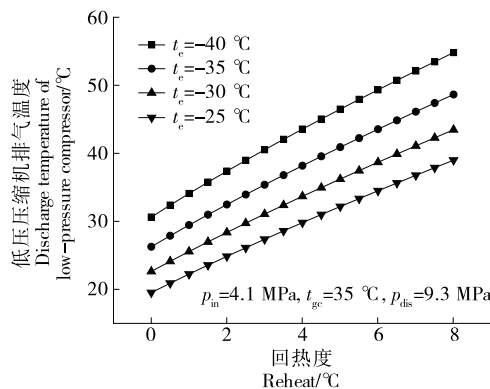


图 12 不同蒸发温度下回热对低压压缩机排气温度的影响

Figure 12 Effect of reheat on discharge temperature of low-pressure compressor at different evaporation temperature

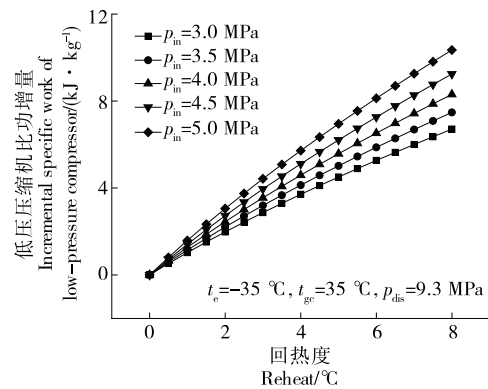


图 13 不同中间压力下回热对低压压缩机比功率增量的影响

Figure 13 Effects of reheat on incremental specific work of low-pressure compressor at different intermediate pressure

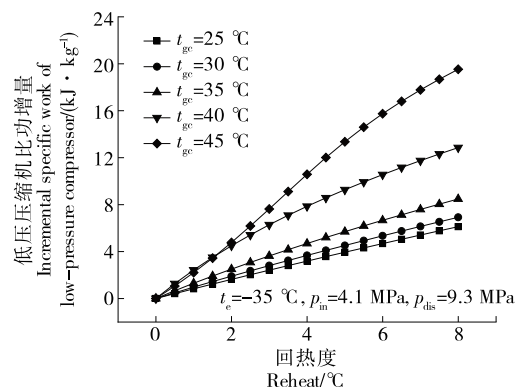


图 14 不同气体冷却器出口温度下回热对低压压缩机比功率增量的影响

Figure 14 Effects of reheat on incremental specific work of low-pressure compressor at different gas cooler outlet temperature

在 CO₂ 的临界压力附近,当回热度在 2~4 °C 变化时, Δε_{IHX} 变化剧烈,这归因于 CO₂ 在临界点附近物性参数的变化。可以总结出,回热器对 TERC 系统而言,并不能提高系统的能效。这主要是因为,在低压压缩机进口流量、吸气压力和排气压力不变的情况下,回热会使压缩机的功耗增加,从而降低系统能效。在中间压力为 4 MPa 的情况下,当回热度从 0 °C 变化到 8 °C 时,Δε_{IHX} 的绝对值从 0 增加到 0.134。

5 结论

研究将回热器引入跨临界 CO₂ 喷射制冷系统,探究了回热对于系统性能的影响。随着回热度的增加,低压压缩机的吸气温度、排气温度和比功率增量显著增加。同时,在特定的回热度下,随着中间压力的增加,低压压缩机排气温度和比功率增量升高;但是,随着蒸发温度的

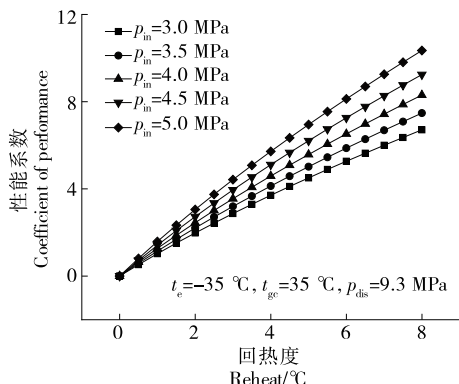


图 15 不同蒸发温度和中间压力下有无回热对系统性能系数的影响

Figure 15 Effects of the presence or absence of reheat on the system coefficient of performance at different evaporation temperatures and intermediate pressures

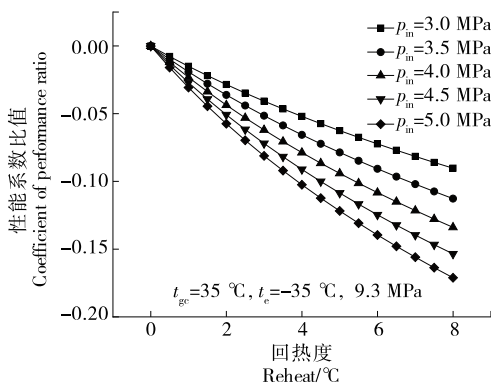


图 16 不同中间压力下回热对 TERC+IHX 系统性能系数比值的影响

Figure 16 Effects of reheat on the coefficient of performance ratio of TERC+IHX system at different intermediate pressure

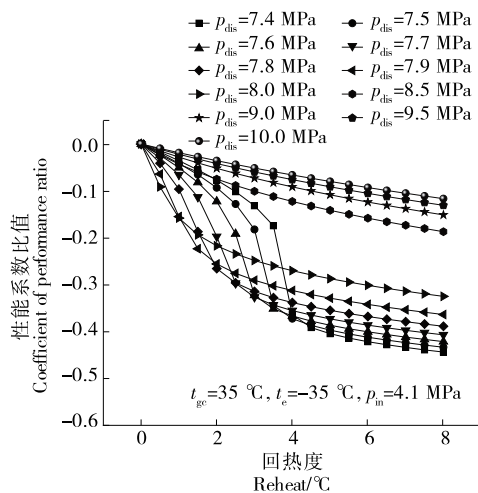


图 17 不同高压侧排气压力下回热对 TERC+IHX 系统性能系数比值的影响

Figure 17 Effects of reheat on the coefficient of performance ratio of TERC + IHX system at different high-pressure side discharge pressure

升高,低压压缩机排气温度和比功率增量逐渐降低。特别地,在 CO₂ 的临界压力附近,当回热度在 2~4 °C 变化时,性能系数比值变化剧烈。此外,在标准工况下,带回热器的跨临界 CO₂ 双级压缩/喷射制冷系统的性能系数低于跨临界 CO₂ 双级压缩/喷射制冷系统的,同时随着回热度的增加,带回热器的跨临界 CO₂ 双级压缩/喷射制冷系统的能效越低。文中通过仿真研究的方法,采用了很多假设,未来可以完善试验装置,通过试验进一步研究回热对跨临界 CO₂ 喷射制冷系统性能的影响。

参考文献

- [1] 牛新朝, 田甜, 陈建平, 等. 浅析食品冷库能效设施等级评估指标[J]. 制冷, 2019, 38(2): 59-62.
NIU X C, TIAN T, CHEN J P, et al. Analyses the grade evaluation indicator for facility energy efficiency of cold store [J]. Refrigeration, 2019, 38(2): 59-62.
- [2] 周燕蓉, 黄沫. 生鲜农产品冷链物流研究综述[J]. 中国市场, 2022(17): 76-78.
ZHOU Y R, HUANG M. Review of fresh agricultural products cold chain logistics research[J]. China Market, 2022(17): 76-78.
- [3] 宋昱龙, 王海丹, 殷翔, 等. 跨临界 CO₂ 蒸气压缩式制冷与热泵技术综述[J]. 制冷学报, 2021, 42(2): 1-24.
SONG Y L, WANG H D, YIN X, et al. Review of transcritical CO₂ vapor compression technology in refrigeration and heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2021, 42(2): 1-24.
- [4] 王洪利, 马一太, 姜云海. CO₂ 跨临界单级压缩带回热器与不带回热器循环理论分析与实验研究[J]. 天津大学学报, 2009, 42(2): 137-143.
WANG H L, MA Y T, JIANG Y T. Theoretical analysis and

- experimental research on transcritical CO₂ single compression cycle with and without internal heat exchanger [J]. *Journal of Tianjin University*, 2009, 42(2): 137-143.
- [5] 孔海利, 郭宪民, 李添龙, 等. 带回热器的跨临界 CO₂两相流喷射制冷系统性能实验研究[J]. *低温与超导*, 2013, 41(7): 53-57.
- KONG H L, GUO X M, LI T L, et al. Experimental investigation on the performance of the transcritical CO₂ two-phase ejector refrigeration cycle with IHX[J]. *Cryogenics and Superconductivity*, 2013, 41(7): 53-57.
- [6] DANIEL S, JORGE P, RODRIGO L, et al. New positions for an internal heat exchanger in a CO₂ supercritical refrigeration plant: Experimental analysis and energetic evaluation[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 63: 129-139.
- [7] RODRIGO L, CARLOS S K, RAMÓN C, et al. Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle with gas-cooler [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 80: 31-41.
- [8] 方健珉, 王静, 孙西峰, 等. 回热器对电动汽车跨临界 CO₂制冷系统影响的实验研究[J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(6): 155-160.
- FANG J M, WANG J, SUN X F, et al. Effect of internal heat exchanger on transcritical CO₂ refrigeration system of electric vehicle[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(6): 155-160.
- [9] 江晨钟, 林晨, 岳宝, 等. 回热对喷射制冷系统性能影响的实验研究[C]// 2020年中国家用电器技术大会. 宁波: 中国家用电器协会, 2020: 1 916-1 920.
- JIANG C Z, LIN C, YUE B, et al. Experimental study on performance of ejector-expansion refrigeration system with internal heat exchanger[C]// 2020 China Household Appliance Technology Conference Proceedings. Ningbo: China Household Electrical Appliances Association, 2020: 1 916-1 920.
- [10] BAI T, YU J L, YAN G. Advanced exergy analyses of an ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 126: 850-861.
- [11] CHEN J, HAVTUN H, PALM B. Conventional and advanced exergy analysis of an ejector refrigeration system [J]. *Applied Energy*, 2015, 144: 139-151.
- [12] BAI T, YAN G, YU J L. Thermodynamic analyses on an ejector enhanced CO₂ transcritical heat pump cycle with vapor-injection [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 58: 22-34.
- [13] SONG X, LU D X, LEI Q, et al. Energy and exergy analyses of a transcritical CO₂ air conditioning system for an electric bus[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 190: 116819.
- [14] MOROSUK T, TSATSARONIS G. Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids[J]. *Energy*, 2009, 34: 2 248-2 258.
- [15] ZHENG L X, HU Y D, MI C N, et al. Advanced exergy analysis of a CO₂ two-phase ejector[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 209: 118247.
- (上接第 81 页)
- [15] 梁亚桢. 全豆豆浆及速溶全豆粉产品研发[D]. 南昌: 南昌大学, 2020: 17-18.
- LIANG Y Z. Research and development of whole soybean milk and instant whole soymilk powder [D]. Nanchang: Nanchang University, 2020: 17-18.
- [16] WANG Y, ZHAO J, ZHANG S C, et al. Structural and rheological properties of mung bean protein emulsion as a liquid egg substitute: The effect of pH shifting and calcium [J]. *Food Hydrocolloids*, 2022, 126: 107485.
- [17] JOSHI M, ADHIKARI B, ALDRED P, et al. Interfacial and emulsifying properties of lentil protein isolate[J]. *Food Chemistry*, 2012, 134(3): 1 343-1 353.
- [18] YU C P, LI S H, SUN S, et al. Modification of emulsifying properties of mussel myofibrillar proteins by high-intensity ultrasonication treatment and the stability of O/W emulsion[J]. *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*, 2022, 641: 128511.
- [19] JIANG B, SHI Y B, LIN G M, et al. Nanoemulsion prepared by homogenizer: The CFD model research [J]. *Journal of Food Engineering*, 2019, 241: 105-115.
- [20] LI S, YANG R Q, WANG C L, et al. CFD-PBM simulation on bubble size distribution in a gas-liquid-solid flow three-phase flow stirred tank[J]. *ACS Omega*, 2022, 7(2): 1 934-1 942.
- [21] 王习魁. 高压微射流超细粉碎关键技术研究[D]. 无锡: 江南大学, 2005: 34-35.
- WANG X K. Study on the key technology of ultra-fine grinding based on high-pressure microfluidics [D]. Wuxi: Jiangnan University, 2005: 34-35.
- [22] KUMAR A, DHIMAN A, SUHAG R, et al. Comprehensive review on potential applications of microfluidization in food processing [J]. *Food Science and Biotechnology*, 2022, 31(1): 17-36.
- [23] WANG X Y, WANG S S, WANG W J, et al. Comparison of the effects of dynamic high-pressure microfluidization and conventional homogenization on the quality of peach juice[J]. *Journal of the Science of Food and Agriculture*, 2019, 99(13): 5 994-6 000.
- [24] KÖHLER K, SCHUCHMANN H P. Homogenisation in the dairy process-conventional processes and novel Techniques[J]. *Procedia Food Science*, 2011, 1: 1 367-1 373.
- [15] STEVENSON M J, CHEN X D. Visualization of the flow patterns in a high-pressure homogenizing valve using a CFD package[J]. *Journal of Food Engineering*, 1997, 33(1/2): 151-165.
- [26] GONÇALVES PINHO C R, FRANCI M A, ESTEVES D A P, et al. Avaliação do escoamento de leite desnatado durante homogeneização a alta pressão (HAP) por meio de fluidodinâmica computacional (CFD) [J]. *Brazilian Journal of Food Technology*, 2011, 14(3): 232-240.
- [27] WANG L L, ZENG Q L, LU C H, et al. A numerical analysis and experimental investigation of three oil grooves sleeve bearing performance[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2019, 71(2): 181-187.