

冷藏列车跨临界 CO₂ 喷射制冷系统性能研究

Study on the performance of a novel transcritical CO₂ ejector refrigeration system for refrigerated train

姜 辉¹ 朱 杰²

JIANG Hui¹ ZHU Jie²

(1. 上海交通职业技术学院轨道交通学院, 上海 201101; 2. 上海海洋大学, 上海 201306)

(1. College of Railway Communications, Shanghai Communications Polytechnic, Shanghai 201101, China;

2. Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China)

摘要:目的:提出一种带喷射器的跨临界 CO₂ 制冷系统,并研究其性能影响因素。方法:采用能量和焓的系统模型结合试验的方法,研究主要参数变化对传统和新型制冷系统的影响。结果:在给定工况下,采用喷射器代替节流阀,可使压缩机的功减少 6.04%,性能系数提高 11.1%,系统的焓效率提高 11.08%;并找到了最佳气体冷却器压力使得系统性能最大化。结论:新系统的喷射器具有较大的优化潜力,且气体冷却器的出口温度对喷射器的性能影响最大。

关键词:冷藏列车;二氧化碳;跨临界制冷;喷射器;能量分析

Abstract: Objective: A trans-critical CO₂ refrigeration system with ejector is proposed and its performance factors are studied. Methods: In this paper, energy and exergic system model combined with experiment method were used to study the impact of the change of major parameters on traditional and new refrigeration systems. Results: In a given working condition, exergy efficiency of the compressor increased by 11.08% when an injector replaced the throttle valve, while the power of the compressor decreased by 6.04% and the performance factor increased by 11.1%. The optimum gas cooler pressure was found to maximize the system performance. In addition, the exergic damage of the system components was optimized in this paper. Conclusion: The ejector of the new system has great potential for optimization, and the outlet temperature of the gas cooler has the greatest influence on the performance of the ejector.

Keywords: refrigerated train; carbon dioxide; trans-critical refrigeration; ejector; energy analysis

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:姜辉(1983—),男,上海交通职业技术学院讲师,博士。
E-mail:jianghuiscp@126.com

收稿日期:2022-12-11 **改回日期:**2023-09-25

随着国家“一带一路”倡议的提出,包括中欧班列在内的铁路冷藏列车的需求日益增加^[1]。铁路冷藏运输具有长距离、大运量、成本低、安全等运输优势^[2]。铁路机械冷藏车的技术发展直接将增加铁路冷链运量,推动冷链运输公转铁发挥着重要推动作用^[3]。传统冷藏列车或者铁路冷藏集装箱的制冷剂为氟利昂,容易引起臭氧层破坏和温室效应。相比氟利昂,CO₂作为一种优良的自然制冷剂,环境十分友好^[4],且其热物理性质优异^[5-6]。目前,CO₂制冷系统已被广泛应用于空调、热泵、冷库等领域^[7-11],但适用于冷藏列车的 CO₂ 制冷系统的研究较少。

与氟利昂等合成制冷剂的制冷循环相比,跨临界 CO₂ 制冷循环的主要特点为性能系数(COP)较低,是因为其膨胀损失较高^[12]。因此,在制冷系统中,恢复膨胀功是减少节流损失、提高 COP 的直接方法。Lorentzen^[13]指出,CO₂ 制冷循环的低效率是节流过程中损失的能量(功),并提出可以通过使用理想(等熵)膨胀机回收功来减少压缩机的功。此外,也有学者^[14-15]将喷射器用作膨胀装置来减少跨临界 CO₂ 制冷系统的节流损失。研究拟设计一种新型的带喷射器的两级跨临界 CO₂ 制冷循环。在常规循环的基础上,使用喷射器代替节流阀,通过能量和焓分析,考察各参数和组件对系统性能的影响,为跨临界 CO₂ 制冷循环关键技术的发展提供依据。

1 冷藏列车 CO₂ 制冷循环系统概况

冷藏列车制冷系统(图 1)包括带有喷射器的新型跨临界 CO₂ 制冷循环(NTRE)系统和传统跨临界 CO₂ 制冷循环(CTRC)系统。CTRC 系统包括蒸发器、低压压缩机、节流阀 2(EV2)、高压压缩机、气体冷却器、内部热交换器、节流阀 1(EV1)和中间冷却器。与 CTRC 系统相比,NTRE 中的 EV2 由喷射器代替,喷射器引入低压压缩机的制冷剂,形成新的循环。

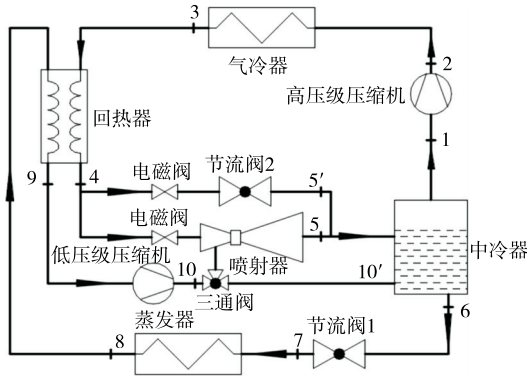


图 1 系统示意图

Figure 1 Schematic diagram of system

1.1 能量模型

系统的理论热力学模型需要简化系统的复杂性。因此,作出如下假设^[16]:

- (1) 系统处于稳定状态和流动过程。
- (2) 忽略连接管道中的压力损失。
- (3) 喷射器比率被认为是恒定的。
- (4) 通过节流阀的流量以恒定的焓膨胀。
- (5) 忽略管道和设备中的制冷剂压降和热损失。

基于上述假设,对不同工况下不同参数引起的系统性能参数变化进行热力学建模计算和理论分析。对于具有高压和低压级的压缩机,所完成的功为:

$$W_{HPNTRE} = \dot{m}_h (h_2 - h_1) = \dot{m}_h (h_{1, is} - h_1) / \eta_{HP}, \quad (1)$$

$$W_{LPNTRE} = \dot{m}_l (h_{10} - h_9) = \dot{m}_l (h_{9, is} - h_9) / \eta_{LP}, \quad (2)$$

$$\eta = 0.815 + 0.022 (P_{out} / P_{in}) - 0.004 \cdot 1 (P_{out} / P_{in})^2 + 0.000 \cdot 1 (P_{out} / P_{in})^3, \quad (3)$$

式中:

W_{HPNTRE} ——新型系统高压级压缩机的压缩功, kW;

$\dot{m}_h$ ——高压级流量, kg/s;

h_n ——CO₂在 n 点的焓值, kJ/kg;

$h_{1, is}$ ——CO₂的压力从 1 点到 2 点时进行等熵膨胀的焓值, kJ/kg;

η_{HP} ——高压压缩机的压缩系数(该函数是从压缩机前后的压力关系函数^[17]中获得的校正系数)。

在跨临界 CO₂ 制冷系统中,气冷器部分的制冷剂热量交换形式为显热形式,在气冷器出口设定温度 35 °C,或设定温度梯度进行计算。气冷器出口制冷剂比焓为:

$$h_3 = f(P_3, T_3). \quad (4)$$

对于回热器,其在提高跨临界 CO₂ 制冷系统的效率方面也表现良好:

$$\dot{m}_l (h_9 - h_8) = \dot{m}_h (h_3 - h_4), \quad (5)$$

式中:

$\dot{m}_l$ ——低压级流量, kg/s;

h_n ——CO₂在 n 点的焓值, kJ/kg。

对于喷射器(图 2),根据能量守恒定律,喷射器出口处两相流的焓为:

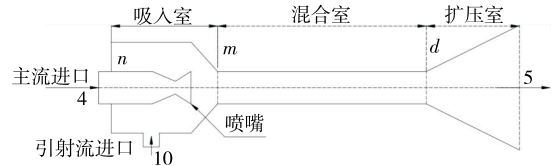


图 2 蒸气喷射器示意图

Figure 2 Schematic diagram of gas ejector

$$h_4 + w \cdot h_{10} = (1 + w) \cdot h_5, \quad (6)$$

$$w = \sqrt{\eta_n \eta_m \eta_d \frac{h_{n, in} - h_{n, out, is}}{h_{d, out, is} - h_{m, out}}} - 1, \quad (7)$$

式中:

h_{10}, h_5 ——CO₂在 10、5 点的焓值, kJ/kg;

w ——喷射器引射比;

η_n, η_m, η_d ——喷射器自身参数;

$h_{n, in}$ ——喷射器主流进口焓值, kJ/kg;

$h_{n, out, is}$ ——等熵下喷射器主流出口喷嘴后焓值, kJ/kg;

$h_{d, out, is}$ ——等熵下喷射器混合流扩压室出口焓值, kJ/kg;

$h_{m, out}$ ——喷射器混合室出口焓值, kJ/kg。

喷射器的喷射比由式(7)表示,详细推导过程见文献[18]。

对于 NTRE 系统的中冷器,通过质量守恒计算进入和离开中冷器的流体:

$$(1 + w) \cdot \dot{m}_h \cdot h_5 = \dot{m}_l \cdot h_6 + \dot{m}_h \cdot h_1, \quad (8)$$

$$R_{mf} = \dot{m}_h / \dot{m}_l, \quad (9)$$

式中:

h_6, h_1 ——CO₂在 6、1 点的焓值, kJ/kg;

R_{mf} ——高压级流量与低压级流量比值。

同样,对于 CTRE 系统的中冷器,中冷器中的流量关系为:

$$\dot{m}_h \cdot h_5 + \dot{m}_l \cdot h_{10'} = \dot{m}_l \cdot h_6 + \dot{m}_h \cdot h_1. \quad (10)$$

蒸发温度设定为 -35 °C,节流阀前后焓差近似不变。

因此,节流阀出口处流体的比焓为:

$$h_7 = h_6. \quad (11)$$

对于蒸发器,制冷量按式(12)计算。

$$Q_e = \dot{m}_l (h_8 - h_7), \quad (12)$$

式中:

h_7 ——CO₂在 7 点的焓值, kJ/kg;

Q_e ——系统制冷量, kW。

性能系数(COP)为:

$$COP_{CTRE, NTRE} = \frac{Q_e}{W_c} = \frac{Q_e}{W_{LP} + W_{HP}}, \quad (13)$$

式中:

$COP_{CTRE, NTRE}$ ——系统的 COP;

W_c ——系统总的压缩功, kW;

W_{LP}, W_{HP} ——系统低压级和高压级的压缩功, kW。

1.2 焓分析模型

系统中不可逆过程造成的损失通常由焓损表示^[19]。试验对系统中部件的焓损进行了排序, 通过分析不同工况下焓对系统的影响, 可以分析部件的不可逆损失程度。

制冷剂在每个状态点的比焓可以定义为^[20]:

$$\dot{e}x_j = (h_j - h_0) - T_0(s_j - s_0), \quad (14)$$

式中:

$\dot{e}x_j$ ——第 j 个状态点的比焓, kJ/kg;

h_j —— j 点的焓值, kJ/kg;

h_0 ——参考状态点的焓值, kJ/kg;

T_0 ——参考状态点的温度, K;

s_0 ——参考状态点的熵值, kJ/(kg · K);

h_j —— j 点的熵值, kJ/(kg · K)。

其中 h_0 和 s_0 是参考状态下工作流体的比焓和熵 ($T_0 = 298.15$ K, $P_0 = 0.1$ MPa), 系统的每个组件由焓平衡方程表示^[21]:

$$Exd = \sum \dot{m}_{in} ex_{in} - \dot{m}_{out} ex_{out} + Q(1 - T_0/T) + W, \quad (15)$$

$$Exd_{tot} = \sum Exd_k, \quad (16)$$

式中:

Exd ——部件的焓值, kW;

$\dot{m}_{in}, \dot{m}_{out}$ ——流入和流出部件的质量流量, kg/s;

ex_{in}, ex_{out} ——进入和流出部件时的比焓, kJ/kg;

Q ——部件的散热量, kW;

T ——部件的温度, K;

W ——外界对部件的输入功, kW;

Exd_{tot} ——系统的总焓, kW;

Exd_k ——第 k 个部件的焓值, kW。

焓损的比例和焓效率是焓分析中的重要指标^[22]:

$$\delta_k = Exd_k / Exd_{tot}, \quad (17)$$

$$\eta_{ex} = 1 - Exd_{tot} / (W_{LP} + W_{HP}), \quad (18)$$

式中:

δ_k ——部件的焓损率, %;

η_{ex} ——系统总的焓损率, %。

2 仿真结果与分析

基于上述能量模型, 对制冷系统进行仿真计算, 具体工况为: 气体冷却器 P_{gc} 的压力为 9~13 MPa, 气体冷却器出口 T_{gc} 的温度为 33~41 °C, 蒸发器 P_e 的蒸发压力为 1.2~2.1 MPa, 喷射器各段的效率定位常数为 $\eta_n = 0.9$ 、 $\eta_m = 0.9$ 、 $\eta_d = 0.8$ ^[23], 中压 P_i 压力范围为 3~5 MPa。因此, 假设高压侧的制冷剂质量流量为 1.0 g/s。

为了验证仿真数据的准确性, 在仿真相对应的跨临界 CO₂ 制冷系统试验台上进行验证实验, 包括代表工况下传统跨临界 CO₂ 双级压缩制冷系统、带高压级喷射器的跨临界 CO₂ 制冷系统, 以及回热器部分的启用等多种情况。由表 1 可知, 仿真和试验数据的误差均在可接受范围内, 仿真中的系统参数变化趋势和焓分析模型具有一定的可靠性。

2.1 CTRC 与 NTRE 性能参数比较

由表 2 可知, 增加喷射器后, NTRE 系统的 COP 和焓效率 (η_{ex}) 分别提高了 11.10%, 11.08%。NTRE 系统中的喷射器代替节流阀节流, 然后在中冷器中进行气液分离。喷射器的工作流体增加了流向低压级的制冷剂流量。因此, 模拟中若将高压侧流量设置为 1 g/s, 则 CTRC 系统的 m_i 为 0.418 5 g/s, NTRE 系统的为 0.438 3 g/s, 且 NTRE 系统的质量流量比 (R_{mf}) 小于 CTRC 系统的。NTRE 系统的 R_{mf} 为 2.281, CTRC 系统的为 2.389。在这种情况下, NTRE 的制冷量 Q_e 比 CTRC 系统的高 4.72%。同时, 通过喷射器主喷嘴减压的流体吸入的低压压缩机的制冷剂出口压力低于 CTRC 系统的。因此, NTRE 系统的压缩功 W_c 比 CTRC 系统的低 6.04%。总体而言, 与 CTRC 系统相比, NTRE 系统的 COP 增加了 11.10%。此外, 喷射器的存在降低了低压级压缩机出口处的压力, 导致 NTRE 系统中低压级压缩机的排气温度降低了 18.5 °C。因此, 较低的压缩机排气温度有利于压缩机的使用寿命。

由表 2 可知, 当 NTRE 系统的总质量流量略高于 CTRC 系统时, NTRE 系统总焓损失 (E_{xdtot}) 低于 CTRC 系统的, 这是为了确保制冷容量增加, 同时系统的不可逆损失仍处于较低值。由表 3 可知, 对于 CTRC 系统, 焓损最大的位置是中间冷却器 (δ_{ITE} 为 21.86%), 这是由于低

表 1 仿真与实际运行结果对比

Table 1 Comparison of simulation and actual operation results

工况	高压压缩机出口温度			COP			高低压流量比			引射比 ω		
	仿真	试验	误差/%	仿真	试验	误差/%	仿真	试验	误差/%	仿真	试验	误差/%
$P_e = 1.2$ MPa, $T_{gc} = 35$ °C, $\Delta T_{ite} = 5$ °C, $P_{gc} = 9.3$ MPa, $P_i = 4.4$ MPa	112.95	121.8	7.26	1.341	1.19	11.26	2.28	2.36	3.49	0.48	0.52	7.69
$P_e = 1.2$ MPa, $T_{gc} = 35$ °C, $\Delta T_{ite} = 5$ °C, $P_{gc} = 10$ MPa, $P_i = 4.7$ MPa	123.10	147.8	16.70	1.070	0.87	18.69	2.01	2.14	6.46	0.32	0.37	13.51

压压缩机出口处的流体与节流阀 1 节流的流体之间的混合造成的。此外,所有膨胀装置(EV1 和 EV2)占焓损的 29.29%。对于 NTRE 系统,最大的焓损发生在喷射器部分(δ_{EJE} 为 30.99%),这是由于喷射器中的流体膨胀以及来自低压压缩机的制冷剂混合。所有膨胀装置(EV1 和喷射器)占总焓损的 45.74%。从这个角度来看,NTRE 中喷射器的存在弥补了节流造成的一些损失。此外,节流部件的焓损占系统总焓损的较大一部分。两个系统中气体冷却器、高压压缩机和低压压缩机的焓损效率也占较大一部分。由表 4 可知,通过焓分析方法可以提升两个系统组件的优先级排序。

2.2 制冷系统各参数对系统性能的影响

由图 3 可知,两个系统的 COP 和 η_{ex} 随 P_{gc} 的增加呈先增加到最大值后缓慢下降的趋势。两个系统均有一个最佳的气体冷却器压力值,以使系统的能量和焓效率最大化。CTRC 系统中的最佳气体冷却器压力值略高于

表 2 CTRC 和 NTRE 的性能参数比较[†]

Table 2 Comparison performance parameters between CTRC and NTRE

性能参数	单位	CTRC	NTRE
COP		1.207	1.341
Q_e	W	89.15	93.36
R_{mf}		2.389	2.281
W_c	W	73.84	69.63
m_1	g/s	0.418 5	0.438 3
$t_{10(10')}$	℃	131.45	112.95
Exd_{tot}	W	49.98	44.64
η_{ex}	%	32.31	35.89

[†] 操作条件: $T_e = -35\text{ }^\circ\text{C}$, $P_e = 1.2\text{ MPa}$, $T_{\text{gc}} = 35\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{ite}} = 5\text{ }^\circ\text{C}$, $P_{\text{gc}} = 9.3\text{ MPa}$, $P_i = 4.4\text{ MPa}$ 。

表 3 各部件的焓损和焓损效率[†]

Table 3 The exergy destruction and exergy destruction efficiency of each component

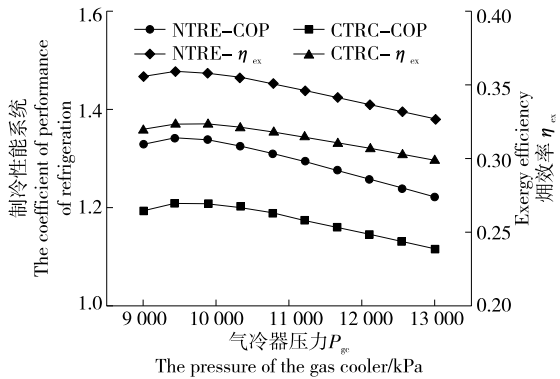
部件	CTRC		NTRE	
	Exd_k	$\delta_k/\%$	Exd_k	$\delta_k/\%$
气 cooler	6.188	12.38	6.188	13.86
回热器	3.490	6.98	3.590	8.04
喷射器	—	—	13.830	30.99
中冷器	10.930	21.86	1.290×10^{-6}	2.53×10^{-8}
节流阀 1	6.285	12.57	6.583	14.75
蒸发器	2.373	4.75	2.485	5.57
低压压缩机	6.159	12.32	5.755	12.89
高压压缩机	6.206	12.42	6.206	13.90
节流阀 2	8.356	16.72	—	—

[†] 操作条件: $T_e = -35\text{ }^\circ\text{C}$, $P_e = 1.2\text{ MPa}$, $T_{\text{gc}} = 35\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{ite}} = 5\text{ }^\circ\text{C}$, $P_{\text{gc}} = 9.3\text{ MPa}$, $P_i = 4.4\text{ MPa}$ 。

表 4 基于焓损的 CTRC 和 NTRE 部件改进优先级

Table 4 Improvement priority of component based on CTRC and NTRE of exergy destruction

优先级	CTRC($\dot{E}_{\text{D},k}$)	NTRE($\dot{E}_{\text{D},k}$)
1	中冷器	喷射器
2	节流阀 2	节流阀 1
3	节流阀 1	高压级压缩机
4	气 cooler	气 cooler
5	高压级压缩机	低压级压缩机
6	低压级压缩机	回热器
7	回热器	蒸发器
8	蒸发器	中冷器



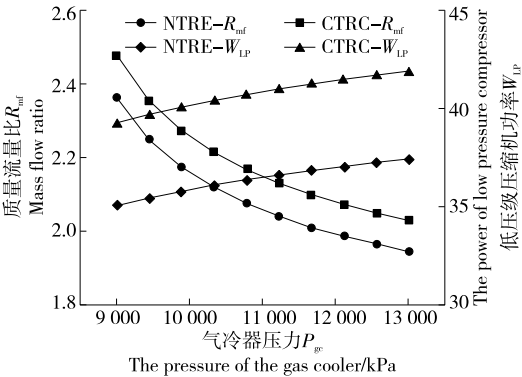
$T_{\text{gc}} = 35\text{ }^\circ\text{C}$, $P_e = 1.2\text{ MPa}$, $P_i = 4.4\text{ MPa}$

图 3 系统的 COP 和 η_{ex} 随 P_{gc} 的变化趋势

Figure 3 The change trend of COP and η_{ex} of the system with the increase of P_{gc}

NTRE。当 P_{gc} 接近 9.4 MPa 时,NTRE 系统的 COP 和 η_{ex} 分别为 1.342 和 35.9%,为操作条件的最大值。CTRC 系统的最佳气体冷却器压力约为 9.8 MPa,此时系统的 COP 和 η_{ex} 分别为 1.210 和 32.3%。此外,所有操作条件下,NTRE 系统的 COP 和 η_{ex} 均高于 CTRC 系统的。

由图 4 可知,随着 P_{gc} 的增加,两个系统的 R_{mf} 均呈下



$T_{\text{gc}} = 35\text{ }^\circ\text{C}$, $P_e = 1.2\text{ MPa}$, $P_i = 4.4\text{ MPa}$

图 4 R_{mf} 和 W_{LP} 随 P_{gc} 的变化趋势

Figure 4 The effects of R_{mf} and W_{LP} with P_{gc}

降趋势, P_{gc} 越高, 下降速度越慢。随着 P_{gc} 的增加, W_{LP} 呈上升趋势, 但上升趋势较小。由图 5 可知, 随着 P_{gc} 的增加, NTRE 系统的 ω 呈下降趋势, P_{gc} 越高, 下降速度越慢。喷射器组件在总焓损 (δ_{EJE}) 中的比例从 42% 上升至 51%, 是由于高压侧流速为 1 g/s。随着 P_{gc} 的增加, 低压侧流量稳定增加, 导致低压级压缩功率稳定增加。同时, 喷射器主体的压力增加, 喷射流体的质量降低, 导致了 ω 降低, 喷射器焓损增加。

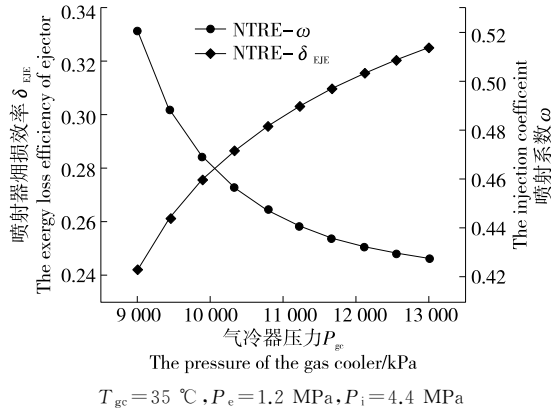


图 5 δ_{EJE} 和 ω 随 P_{gc} 的变化趋势

Figure 5 The effects of δ_{EJE} and ω with P_{gc}

由图 6 可知, 随着 T_{gc} 的增加, COP 和 η_{ex} 呈下降趋势。这是由于随着气体冷却器出口温度的升高, 通过节流阀/喷射器主喷嘴的制冷剂能量增加, 影响了高压和低压之间的流量关系, 导致蒸发器的制冷能力降低, 最终降低了系统性能。NTRE 系统的能量和焓性能优于 CTRC 系统的, 特别是在较低的气体冷却器温度下。当 T_{gc} 从 33 °C 升高至 41 °C 时, NTRE 系统的 COP 从 1.42 降低至 0.84, 与 CTRC 系统相比增加了 10.8%~11.7%; NTRE 的 η_{ex} 从 37.95% 降低至 22.51%, 与 CTRC 系统相比增加了 10.8%~11.7%。

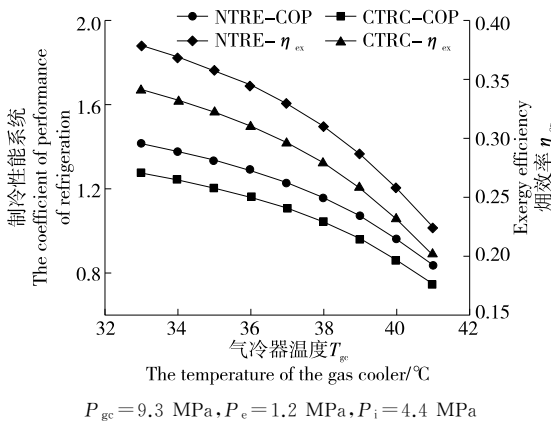


图 6 系统的 COP 和 η_{ex} 随 T_{gc} 的变化趋势

Figure 6 The change trend of COP and η_{ex} of the system with the increase of T_{gc}

由图 7 可知, 随着 P_{gc} 的增加, 两个系统的 R_{mf} 均呈上升趋势, T_{gc} 越高, 下降速度越快。随着 P_{gc} 的增加, W_{LP} 呈下降趋势, 但下降趋势较小。由图 8 可知, 随着 T_{gc} 的增加, NTRE 系统的 ω 呈上升趋势, T_{gc} 越高, 下降速度越快。随着 T_{gc} 的增加, ω 从 0.28 上升至 0.58, δ_{EJE} 从 47% 下降至 25%。气体冷却器出口温度的升高改变了高压和低压之间的流量关系, 因此低压级压缩机呈下降趋势。 T_{gc} 的增加不会改变喷射器主喷嘴压力。焓损的变化主要由气体冷却器等部件引起, 喷射器部件的焓损比例降低。

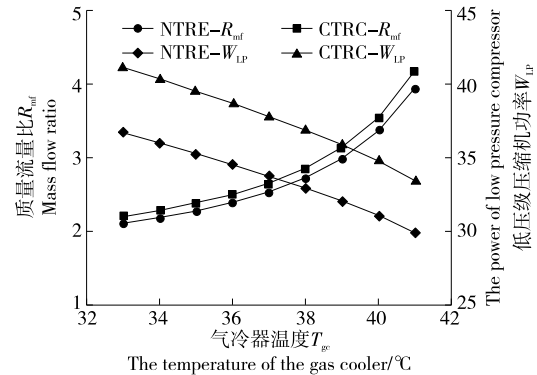


图 7 R_{mf} 和 W_{LP} 随 T_{gc} 的变化趋势

Figure 7 The effects of R_{mf} and W_{LP} with T_{gc}

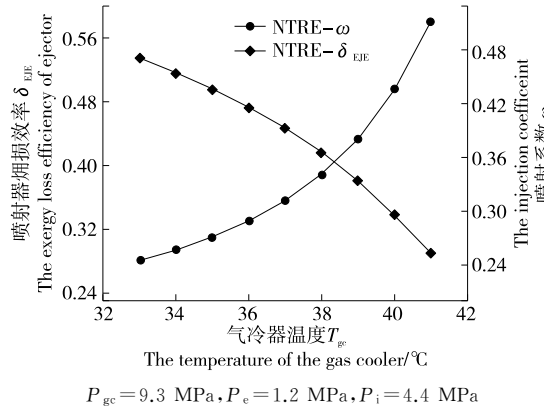
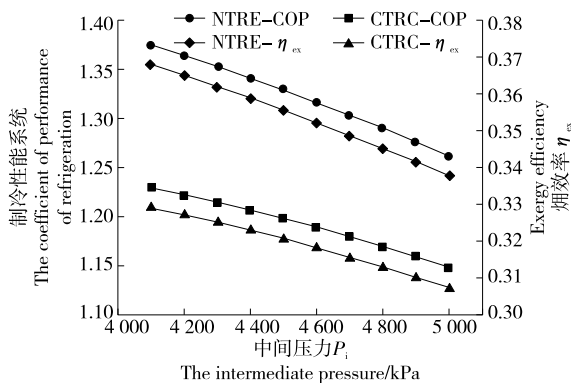


图 8 δ_{EJE} 和 ω 随 T_{gc} 的变化趋势

Figure 8 The effects of δ_{EJE} and ω with T_{gc}

由图 9 可知, 随着 P_i 的增加, COP 和 η_{ex} 均呈下降趋势。NTRE 系统的能量和焓性能优于 CTRC 系统的。NTRE 系统的 COP 从 1.375 降低至 1.262, 比 CTRC 的高 9.83%~11.79%, η_{ex} 从 36.81% 降低至 33.78%, 比 CTRC 的高 9.85%~11.82%。中间压力的增加会降低高压级压缩机的压缩功率, 但同时也会增加低压级压缩机的压力功率, 降低蒸发器的制冷效果。在给定的压力范围内, 由于两次增加或减少, 系统能量和消防性能均随 P_i 的增加而降低。

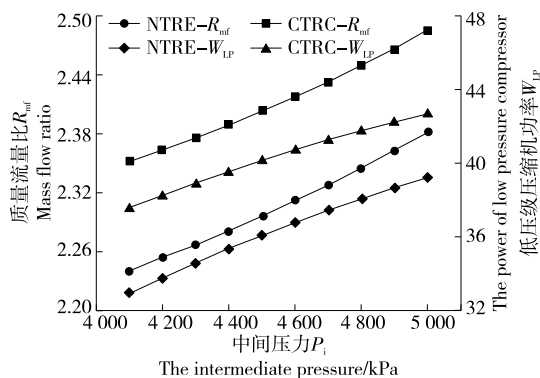
由图 10 可知, 随着 P_i 的增加, 两个系统的 R_{mf} 和 W_{LP} 均呈上升趋势。随着 P_i 的增加, R_{mf} 从 2.240 上升至



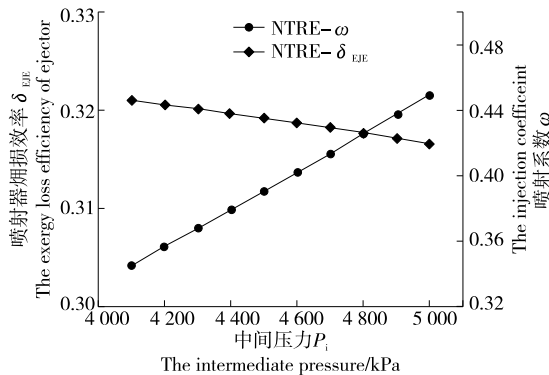
$$P_{gc} = 9.3 \text{ MPa}, T_{gc} = 35^\circ\text{C}, P_e = 1.2 \text{ MPa}$$

图 9 系统的 COP 和 η_{ex} 随 P_i 的变化趋势Figure 9 The change trend of COP and η_{ex} of the system with the increase of P_i

2.382, 略有增加, 比 CTRC 系统的低 4.36%~5.00%。 W_{LP} 从 32.92 W 增加至 39.25 W, 比 CTRC 系统的低 8.84%~14.13%。由图 11 可知, 随着 P_i 的增加, NTRE 系统的 ω 呈上升趋势。随着 P_i 的增加, ω 从 0.30 上升至 0.32, δ_{EJE} 从 44.63% 下降至 41.98%。由于中间压力的变



$$P_{gc} = 9.3 \text{ MPa}, T_{gc} = 35^\circ\text{C}, P_e = 1.2 \text{ MPa}$$

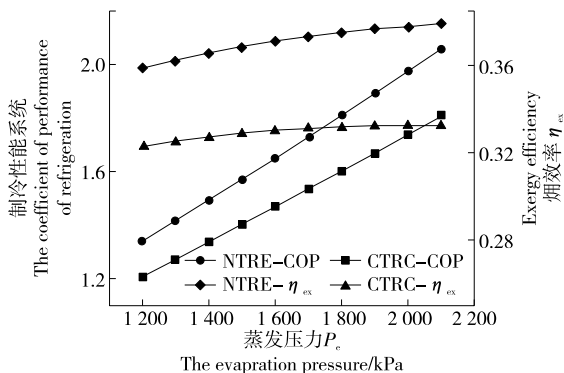
图 10 R_{mf} 和 W_{LP} 随 P_i 的变化趋势Figure 10 The effects of R_{mf} and W_{LP} with P_i 

$$P_{gc} = 9.3 \text{ MPa}, T_{gc} = 35^\circ\text{C}, P_e = 1.2 \text{ MPa}$$

图 11 δ_{EJE} 和 ω 随 P_i 的变化趋势Figure 11 The effects of δ_{EJE} and ω with P_i

化对高压和低压级之间的流量关系影响较小, 因此 R_{mf} 和 ω 的变化较小, 喷射器的总焓损比例变化较小, 说明中间压力对喷射器焓损的影响较小。

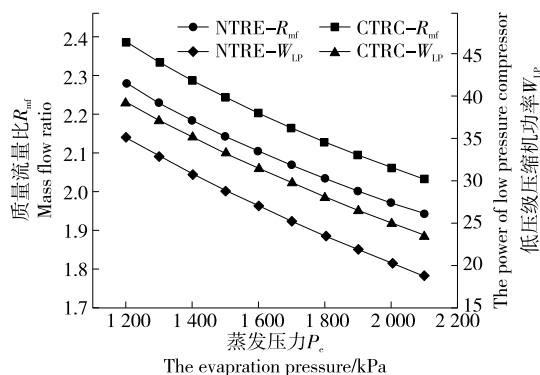
由图 12 可知, 随着 P_e 的增加, COP 和 η_{ex} 呈上升趋势, 且 COP 的变化趋势更明显。同样, NTRE 比 CTRC 具有更好的能量和焓性能。其中, NTRE 系统的 COP 从 1.341 增加至 2.060, 与 CTRC 相比增加了 11.1%~13.9%, NTRE 的 η_{ex} 从 35.89% 增加至 37.92%, 与 CTRC 相比增加了 11.08%~13.98%。综上, 增加蒸发压力可以显著提高制冷系统的效率, 但提高系统的焓性能并不明显。



$$P_{gc} = 9.3 \text{ MPa}, T_{gc} = 35^\circ\text{C}, P_i = 4.4 \text{ MPa}$$

图 12 系统的 COP 和 η_{ex} 随 P_e 的变化趋势Figure 12 The change trend of COP and η_{ex} of the system with the increase of P_e

由图 13 可知, 随着 P_e 的增加, 两个系统的 R_{mf} 和 W_{LP} 均呈下降趋势。随着 P_e 的增加, R_{mf} 从 2.281 下降至 1.945, 比 CTRC 系统的低 4.58%~4.74%。 W_{LP} 从 35.34 W 降至 18.97 W, 比 CTRC 系统的低 11.91%~25.25%。由图 14 可知, 随着 P_e 的增加, NTRE 系统的 ω 呈下降趋势, 从 0.31 减少至 0.26。 δ_{EJE} 从 43.83% 增加至 51.40%。蒸发压力的增加直接表现在低压级压缩机的工作中, 而高压和低压级的流量关系变化较小, 因此 R_{mf} 和 ω 的变化较小。同时, 蒸发压力的变化仅通过流量影响



$$P_{gc} = 9.3 \text{ MPa}, T_{gc} = 35^\circ\text{C}, P_i = 4.4 \text{ MPa}$$

图 13 R_{mf} 和 W_{LP} 随 P_e 的变化趋势Figure 13 The effects of R_{mf} and W_{LP} with P_e

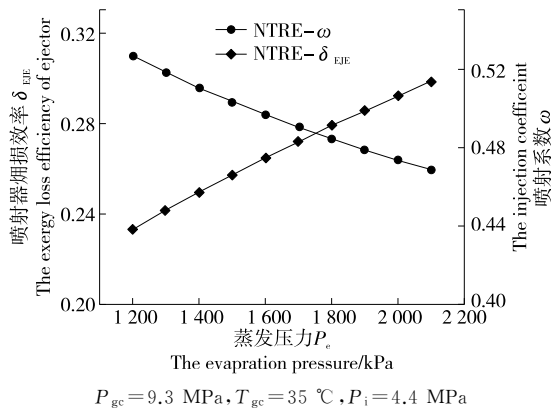


图 14 δ_{EJE} 和 ω 随 P_e 的变化趋势
Figure 14 The effects of δ_{EJE} and ω with P_e

系统剩余部件的焓损,因此对系统的总焓性能影响较小,对蒸发器本身的焓损影响更大。

3 结论

研究提出了一种适用于冷藏列车的带喷射器跨临界 CO₂ 制冷循环。基于传统的两级压缩跨临界 CO₂ 制冷循环,使用喷射器代替节流阀,建立了新型跨临界 CO₂ 制冷循环和传统跨临界 CO₂ 制冷循环的热力学模型,并进行了仿真验证。结果表明:① 新型跨临界 CO₂ 制冷循环具有更好的蒸发器冷却能力。当高压级制冷剂流量恒定时,与传统系统相比,新系统具有更多的低压级制冷剂流量和更多的蒸发器制冷能力。同时,由于低压级压缩功单位压缩功的减少,总压缩功未显著增加或减少,说明在典型运行条件下,新系统的性能系数比传统跨临界 CO₂ 制冷循环系统的高 11.10%。② 新型跨临界 CO₂ 制冷循环的焓性能良好。在典型条件下,新循环的焓效率比传统循环的高 11.08%。在调整操作参数时,系统的焓比传统系统提高了 9.46%~13.98%。此外,气体冷却器的出口温度对焓性能有较大影响,在给定范围内,焓性能从 37.95% 下降至 22.51%。③ 喷射器是新系统的关键部件,其焓比例也是系统的最大组成部分。根据分析结果,影响焓比的最大参数是气体冷却器出口温度的变化,喷射比也发生了显著变化。气体冷却器出口温度的升高直接影响气体冷却器部件和内部换热器部件的焓损值。当整体焓损增加时,喷射器部件的焓损略有增加。气体冷却器温度的升高会影响高压和低压之间的流量关系,降低低压级的制冷剂流量,并对整个系统性能产生负面影响。后续可通过完善能量分析和仿真模型更加准确地研究跨临界 CO₂ 喷射制冷系统性能的影响因素。

参考文献

- [1] 何远新, 杨瑞, 谢斌, 等. 新型铁路冷藏集装箱风道设计与温度场分析[J]. 包装工程, 2020, 41(23): 230-235.
- [2] 张敏, 景传峰, 高建华, 等. 铁路机械冷藏车运输果蔬的理论与实践[J]. 冷藏技术, 2022, 45(1): 23-26.
- [3] 钟晓峰, 廖军, 周炯, 等. 我国铁路冷藏运输装备技术现状及发展探讨[J]. 轨道交通装备与技术, 2020(6): 1-3.
- [4] MAOURIS G, SARABIA ESCRIVA E J, ACHA S, et al. CO₂ refrigeration system heat recovery and thermal storage modelling for space heating provision in supermarkets: An integrated approach [J]. Applied Energy, 2020, 264: 114722.
- [5] SARABIA ESCRIVA E J, ACHA S, LE BRUN N, et al. Modelling of a real CO₂ booster installation and evaluation of control strategies for heat recovery applications in supermarkets [J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 107: 288-300.
- [6] GULLO P, HAFNER A, BANASIAK K. Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 93: 269-310.
- [7] ARTUSO P, MARINETTI S, MINETTO S, et al. Modelling the performance of a new cooling unit for refrigerated transport using carbon dioxide as the refrigerant [J]. International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid, 2020, 115: 158-71.
- [8] 轩福臣, 谢晶. 跨临界 CO₂ 制冷循环系统与应用研究进展[J]. 食品与机械, 2019, 35(8): 226-231.
- [9] PAN M Z, BIAN X Y, ZHU Y, et al. Thermodynamic analysis of a combined supercritical CO₂ and ejector expansion refrigeration cycle for engine waste heat recovery [J]. Energy Conversion and Management, 2020, 224: 113373.
- [10] ZHANG S, XU X, LIU C, et al. A review on application and heat transfer enhancement of supercritical CO₂ in low-grade heat conversion[J]. Applied Energy, 2020, 269: 114962.
- [11] 赵曜, 唐刚志, 朱孙科. 多温区冷藏运输车气流组织特性研究 [J]. 食品与机械, 2017, 33(1): 119-121.
- [12] ESKANDARI MANJILI F, CHERAGHI M. Performance of a new two-stage transcritical CO₂ refrigeration cycle with two ejectors[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 156: 402-409.
- [13] LORENTZEN G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant[J]. International Journal of Refrigeration, 1994, 17(5): 292-301.

(下转第 77 页)

- LIU X W, JIE T C, XU Y W, et al. Delta robot trajectory planning based on synthetic motion[J]. *Manufacturing Automation*, 2021, 43(7): 19-23, 47.
- [11] LI W, XIONG R. A hybrid visual servo control method for simultaneously controlling anonomous mobile and a manipulator[J]. *Frontiers of Information Technology & Electronic Engineering*, 2021, 22(2): 141-154.
- [12] 徐岩. 基于改进引力搜索算法的高速并联机器人轨迹优化[J]. *食品与机械*, 2022, 38(5): 82-86.
- XU Y. Trajectory optimization of high-speed parallel robots based on improved gravity search algorithm[J]. *Food & Machinery*, 2022, 38(5): 82-86.
- [13] 姚学峰, 李超. 基于改进 NURBS 曲线插补算法的食品分拣机器人轨迹规划[J]. *食品与机械*, 2022, 38(3): 80-85.
- YAO X F, LI C. Trajectory planning of food sorting robots based on improved NURBS curve interpolation algorithm[J]. *Food & Machinery*, 2022, 38(3): 80-85.
- [14] 朱大昌, 盘意华, 杜宝林, 等. 一种并联机器人轨迹规划算法研究[J]. *机床与液压*, 2023, 51(5): 14-22.
- ZHU D C, PAN Y H, DU B L, et al. Research on a trajectory planning algorithm for parallel robots [J]. *Machine Tool and Hydraulic*, 2023, 51(5): 14-22.
- [15] 张灵枝, 黄艳, 于英杰, 等. 基于近红外光谱技术的六大茶类快速识别[J]. *食品与生物技术学报*, 2024, 43(1): 48-59.
- ZHANG L Z, HUANG Y, YU Y J, et al. Rapid identification of six major tea categories based on near-infrared spectroscopy technology[J]. *Journal of Food Science and Biotechnology*, 2024, 43(1): 48-59.
- [16] 张皓宇, 刘晓伟, 任川, 等. 并联机器人正运动学与 NURBS 轨迹规划[J]. *机械设计与制造*, 2021, 12(4): 282-292.
- ZHANG H Y, LIU X W, REN C, et al. Forward kinematics and NURBS trajectory planning of parallel robot [J]. *Mechanical Design and Manufacturing*, 2021, 12(4): 282-292.
- [17] 张鑫, 秦东晨, 谢远龙, 等. 基于双环自适应滑模的移动机器人轨迹跟踪控制[J]. *合肥工业大学学报(自然科学版)*, 2024, 47(1): 13-20.
- ZHANG X, QIN D C, XIE Y L, et al. Mobile robot trajectory tracking control based on dual loop adaptive sliding mode[J]. *Journal of Hefei University of Technology (Natural Science Edition)*, 2024, 47(1): 13-20.
- [18] AZUMAYA C M, DAYS E L, VINSON P N, et al. Screening for AMPA receptor auxiliary subunit specific modulators [J]. *PLoS One*, 2017, 12(3): 1 523-1 538.
- [19] 朱光耀. 基于无标定视觉伺服的全向移动机械臂跟踪控制[J]. *电子测量技术*, 2020, 43(23): 23-29.
- ZHU G Y. Tracking control of omnidirectional mobile manipulator based on uncalibrated visual servo [J]. *Electronic Measurement Technology*, 2020, 43(23): 23-29.
- [20] 王曦, 王宗彦, 张宇廷, 等. 基于 NSGA-II 算法的并联机器人多目标轨迹规划 [J]. *机械设计与制造工程*, 2022, 51(12): 72-77.
- WANG X, WANG Z Y, ZHANG Y T, et al. Multi objective trajectory planning for parallel robots based on NSGA - II algorithm[J]. *Mechanical Design and Manufacturing Engineering*, 2022, 51(12): 72-77.
- [21] 任鹏飞, 耿世勇. 3-RRR 平面并联机器人神经网络滑模控制研究[J]. *机床与液压*, 2018, 46(15): 16-19.
- REN P F, GENG S Y. Research on neural network sliding mode control of 3-RRR planar parallel robots [J]. *Machine Tool & Hydraulic*, 2018, 46(15): 16-19.

(上接第 71 页)

- [14] YU B, YANG J, WANG D, et al. An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO₂ refrigeration cycle[J]. *Energy*, 2019, 189: 116147.
- [15] GULLO P, TSAMOS K M, HAFNER A, et al. Crossing CO₂ equator with the aid of multi-ejector concept: A comprehensive energy and environmental comparative study[J]. *Energy*, 2018, 164: 236-263.
- [16] ZHU J, YANG D Z, ZHANG Q, et al. Performance analysis of multi-refrigerant multi-variable environment refrigeration system based on marine cold chamber[J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2022, 2 195(1): 012037.
- [17] AHAMED J U, SAIDUR R, MASJUKI H H. A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011, 15(3): 1 593-1 600.
- [18] ZHENG L, HU Y, MI C, et al. Advanced exergy analysis of a CO₂ two-phase ejector [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 209: 118247.
- [19] HASAN C, HAKAN C. Advanced exergy analyses and optimization of a cogeneration system for ceramic industry by considering endogenous, exogenous, avoidable and unavoidable exergies under different environmental conditions[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2021, 140: 110730.
- [20] OZGUR B, HAKAN A, ONDER T. Enhanced dynamic exergy analysis of a micro-jet (μ -jet) engine at various modes[J]. *Energy*, 2022, 239: 121911.
- [21] MENGTING S, YU Z, LEI Z, et al. Advanced exergy analysis for the solid oxide fuel cell system combined with a kinetic-based modeling pre-reformer [J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 245: 114560.
- [22] LIU Z, LIU Z H, YANG X Q, et al. Advanced exergy and exergoeconomic analysis of a novel liquid carbon dioxide energy storage system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 205: 112391.
- [23] ELBARGHITHI A F A, HAFNER A, BANASIAK K, et al. An experimental study of an ejector-boosted transcritical R744 refrigeration system including an exergy analysis [J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 238: 114102.