

文章编号:0253-4339(2026)02-0035-08
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20241202001

排气余热驱动的引射过冷 CO₂热泵系统性能分析

代宝民 王祥军 刘圣春 王明瑄 谢山东 李晨滋 张通

(天津商业大学 天津市制冷技术重点实验室 天津 300134)

摘要 为解决基本跨临界 CO₂空气源热泵系统(Base)应用于建筑空间供暖时节流损失大、性能下降的问题,提出压缩机排气余热驱动的引射过冷跨临界 CO₂空气源热泵系统(ESH)。对 ESH 系统采用 4 种不同工质时的热力学性能进行了优化和分析。选取了 5 个不同典型城市的住宅建筑作为应用情景,对其供暖季节性能系数(HSPF)进行了分析。结果表明:ESH 系统的 COP 随排气压力的增大先增加后降低,存在最优排气压力。相较于 Base 系统,使用 R1234ze(Z)的 ESH 系统的性能系数提升最显著,最高可提升 20.64%。ESH 系统的排气压力比 Base 系统最高可降低 9.20%,焓效率可提升 7.13%~18.61%。ESH 系统的 HSPF 比 Base 系统高 9.68%~14.21%,在严寒地区使用时性能提升更为显著。

关键词 跨临界 CO₂;引射过冷;排气余热;空气源热泵;供暖季节性能系数

中图分类号:TB61⁺1;TK11⁺4

文献标识码:A

Performance Analysis of Ejector Subcooling Transcritical CO₂ Heat Pump System Driven by the Discharge Waste Heat

Dai Baomin Wang Xiangjun Liu Shengchun Wang Mingxuan Xie Shandong
Li Chenzi Zhang Tong

(Tianjin Key Laboratory of Refrigeration Technology, Tianjin University of Commerce, Tianjin, 300134, China)

Abstract To resolve the issues of significant throttling loss and performance degradation of a baseline transcritical CO₂ air-source heat pump system (Base) for building space heating, an ejector subcooling transcritical CO₂ air-source heat pump system (ESH) driven by the waste heat of the compressor discharge gas is proposed in this paper. The thermodynamic performance of the ESH system was optimized and analyzed using four working fluids. Five typical cities were selected for comparison, and the heating season performance factor (HSPF) was analyzed. The results reveal that the coefficient of performance (COP) of the ESH system first increased and then decreased with the increase of discharge pressure, and an optimal discharge pressure exists. Compared with the Base system, the ESH system using R1234ze(Z) displayed the most remarkable improvement in COP (with the highest increase of 20.64%). The discharge pressure of the ESH system reduced by up to 9.20% compared with that of the Base system, and the exergy efficiency increased by 7.13%~18.61%. The HSPF of the ESH system was 9.68% to 14.21% higher than that of the Base system. The performance improvement was higher when it was used in severely cold regions.

Keywords transcritical CO₂; ejector subcooling; waste heat of discharge gas; air-source heat pump; heating season performance factor

《蒙特利尔议定书》基加利修正案》目前已在我国已正式生效^[1],促使制冷热泵行业寻找低全球变暖潜值(Global Warming Potential, GWP)制冷剂。在众多可选择的替代工质里,CO₂由于无毒、不易燃、臭氧消耗潜值(ozone depletion potential, ODP)为 0、GWP=1 等优点,是未来应用于制冷、空调和热泵系统的可靠替代工质^[2]。

然而,传统的 CO₂系统在节流过程中存在显著的不可逆损失。为解决该问题,一些专家学者提出采

用过冷技术的解决方案,包括专用机械过冷^[3]、热电过冷^[4]、吸收式过冷^[5]、引射过冷^[6]等。

对于引射过冷,即采用热驱动引射制冷技术对气体冷却器出口的 CO₂流体进行冷却。B. J. Huang 等^[6]首次引入了引射器过冷的概念,以提高传统蒸气压缩制冷系统的效率,发现使用引射器过冷循环可将性能系数(coefficient of performance, COP)提高 24%。G. Chen 等^[7]研究了引射过冷循环在跨临界 CO₂制冷循环中的应用,发现相较于基础系统,其性

基金项目:国家自然科学基金(52476085)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52476085).)

收稿日期:2024-12-02;修回日期:2024-12-13;录用日期:2025-02-11

能提高了24.20%~30.90%。V. Ierin等^[8]提出了一种新型混合两级跨临界CO₂机械压缩-引射器制冷系统,确定了最优设计参数的方法,并进行了性能分析,结果显示效率提高了32.70%。K. Kumar等^[9]提出了一种混合跨临界CO₂循环和引射制冷循环的制冷系统,并研究了采用5种不同工质的系统性能,发现使用R32的系统制冷量提升了10%~50%。V. K. Yadav等^[10]研究了不同形式的引射过冷的跨临界CO₂制冷循环,对比了不同系统的能量、焓、经济和环境性能。然而,现有研究大多集中于引射过冷的跨临界CO₂循环制冷应用,对该系统制热性能评估尚缺乏研究,且未考虑实际气候因素的影响。

基于上述总结,本文针对民用住宅建筑冬季采暖的需求,提出压缩机排气余热驱动引射过冷跨临界CO₂空气源热泵系统,对系统性能进行了分析,为实现清洁供热提供理论参考。

1 模型建立

1.1 系统介绍

图1(a)所示为用于住宅供暖的基本跨临界CO₂空气源热泵系统(baseline transcritical CO₂ air-source heat pump system, Base)。高温高压CO₂流体从压缩机中排出,然后进入气体冷却器,被水冷却后,通过节流阀节流。制冷剂通过蒸发器吸收空气中的热量,再次进入压缩机进行循环。

图1(b)所示为排气余热驱动的引射过冷跨临界CO₂空气源热泵系统(ejector subcooling transcritical CO₂ air-source heat pump system, ESH)。由CO₂子系统和引射过冷子系统(ejector subcooling subsystem, ESS)构成。在CO₂循环中,从压缩机排出的高温高压CO₂流体,经过发生器过冷,释放的热量驱动顶部引射过冷循环。随后,制冷剂进入气体冷却器加热热水。气体冷却器出口的流体通过过冷器过冷,然后经过节流阀1节流,依次进入蒸发器和压缩机完成循环。

对于引射过冷循环,来自CO₂循环压缩机出口的高温高压CO₂流体进入发生器(2点)加热引射过冷循环的工质,加热质量流量为 m_p 的一次流体(14点)。而在气体冷却器出口的CO₂流体(4点)加热流过过冷器中质量流量为 m_s 的二次流体(16点),一次流体引射二次流体,二者在引射器中混合并扩压后(12点)进入冷凝器加热热水。从冷凝器流出的流体分为2路,一路经过节流阀2进入过冷器,另一路经过工质泵升压后流回发生器,完成引射过冷循环。

在气体冷却器中,CO₂与冷却介质水之间存在较大的传热温差,因此有较大的不可逆损失,如图2(a)

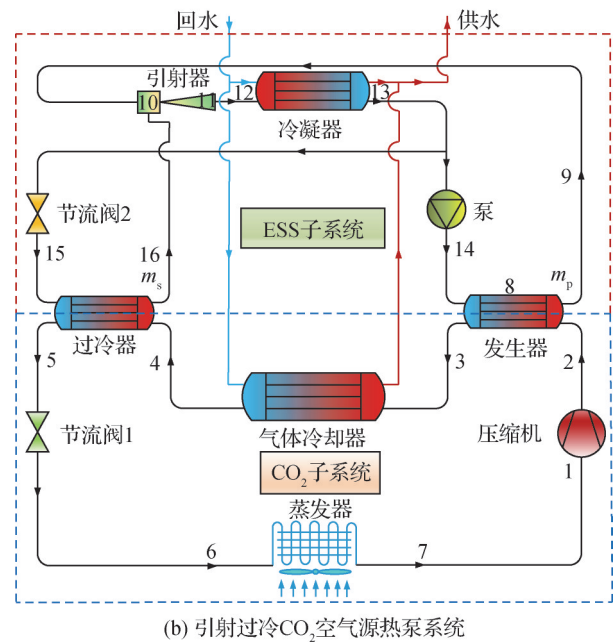
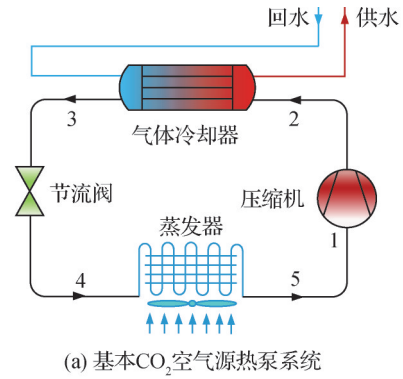


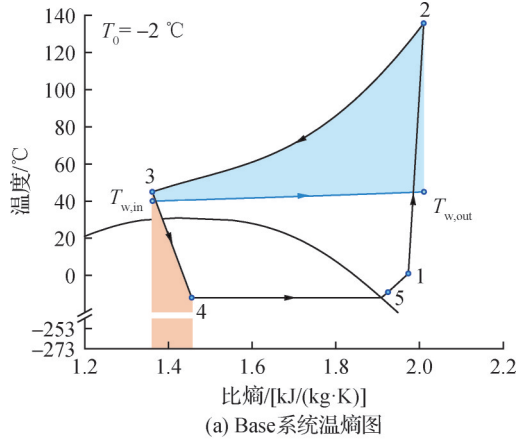
图1 跨临界CO₂空气源热泵系统

Fig.1 Transcritical CO₂ air-source heat pump system

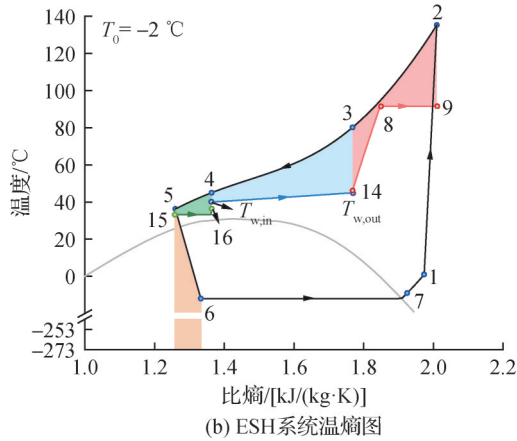
所示,蓝色阴影区域表示基本CO₂系统气体冷却器换热过程的不可逆损失,橙色阴影区域为节流过程的不可逆损失。采用引射过冷的CO₂系统高压侧放热以及节流过程的不可逆损失如图2(b)所示,红色阴影表示压缩机排出的CO₂流体在发生器中加热引射过冷子系统工质过程的换热不可逆损失,绿色阴影表示CO₂流体在过冷器中被引射过冷子系统工质蒸发冷却过程的换热不可逆损失,与图2(a)中的基本系统相比,采用引射过冷可显著减少高压CO₂流体放热过程以及节流过程中的不可逆损失。

图3所示为引射过冷子系统(ESS)的温熵图,其中发生器和过冷器中的换热不可逆损失与图2(b)中的一致。Base系统和ESH系统在环境温度为-2℃下典型工况状态点参数如表1和表2(引射系数为0.4182)所示。

为评估引射过冷子系统工质的选择对ESH系统性能的影响,选择3种低GWP工质进行分析,包括HFOs化合物(R1234ze(Z))、HFCs化合物(R290)以



(a) Base系统温熵图



(b) ESH系统温熵图

图2 CO₂系统温熵图

Fig.2 T-s diagram of CO₂ system

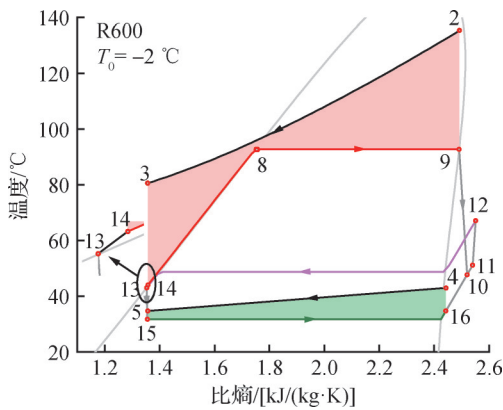


图3 引射过冷子系统温熵图

Fig.3 T-s diagram of ejector subcooling subsystem

及 HCFCs 化合物 (R600), 也选取了目前广泛使用的 R134a 进行分析, 上述工质的物理和环境性能如表 3 所示。

1.2 系统模型构建

1.2.1 模型假设

基于以下假设以对 CO₂ 系统模型进行简化^[7-8, 12-13]: 1) 气体冷却器、发生器、过冷器和冷凝器均为逆流热交换器, 换热器状态点通过窄点温差确定, 窄点温差分别为 5、3、3、3 °C; 2) 蒸发器出口为过

表 1 Base 系统典型工况参数

Tab.1 Typical operating parameters of the Base system

状态点	温度/°C	压力/MPa	比焓/(kJ/kg)	比熵/[kJ/(kg·K)]	质量流量/(kg/s)	干度
1	1.00	2.50	452.99	1.973 4	0.027 4	
2	135.28	11.63	543.92	2.009 8	0.027 4	
3	45.00	11.63	317.97	1.363 8	0.027 4	
4	-12.00	2.50	317.97	1.458 0	0.027 4	0.55
5	-9.00	2.50	439.92	1.924 9	0.027 4	

热气; 3) 节流前后焓值相等; 4) 在换热器及管道中的热量损失和压降可忽略不计; 5) 供、回水温度分别为 45 °C 和 40 °C。

ESS 系统的假设^[14-16]: 1) 引射器内部是一维稳态流动; 2) 引射器是恒压混合引射器; 3) 引射器引射效率、混合效率以及扩压效率为常数, 分别为 0.8、0.95 和 0.8; 4) 发生温度不超过临界温度。

1.2.2 能量分析模型

ESH 系统中各部件的能量平衡方程如表 4 所示。

2 个系统的制热 COP 分别为:

$$\text{COP}_{\text{Base}} = \frac{\dot{Q}_{\text{GC}}}{\dot{W}_{\text{Comp}}} \quad (1)$$

$$\text{COP}_{\text{ESH}} = \frac{\dot{Q}_{\text{GC}} + \dot{Q}_{\text{Cond}}}{\dot{W}_{\text{Comp}} + \dot{W}_{\text{Pump}}} \quad (2)$$

式中: \dot{Q} 和 \dot{W} 分别为换热量和功耗, kW; 下标 Base、ESH、GC、Comp、Cond 和 Pump 分别表示 Base 系统、ESH 系统、气体冷却器、压缩机、冷凝器和工质泵。

1.2.3 焓分析模型

某状态点的焓^[13]:

$$\dot{E}_i = \dot{m}_i e_i = \dot{m}_i [(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)] \quad (3)$$

式中: \dot{m} 为质量流量, kg/s; h 为比焓, J/kg; s 为比熵, J/(kg·K); 下标 i 表示系统的某状态点, 0 表示参考状态点。

某部件焓损:

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{F,k} - \dot{E}_{P,k} \quad (4)$$

式中: 下标 F、P 和 D 分别表示燃料、产品和损失, k 表示系统的某部件。ESH 系统的焓分析方程如表 5 所示。

系统的总焓损失和焓效率^[17]:

$$\dot{E}_{D,\text{tot}} = \sum_{k=1}^n \dot{E}_{D,k} \quad (5)$$

$$\eta_{\text{ex,ESH}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,\text{tot}}}{\dot{W}_{\text{Comp}} + \dot{W}_{\text{Pump}}} \quad (6)$$

式中: 下标 ex、tot 分别表示焓和系统整体。

表 2 ESH 系统典型工况参数
Tab.2 Typical operating parameters of the ESH system

状态点	温度/°C	压力/MPa	比焓/(kJ/kg)	比熵/[kJ/(kg·K)]	质量流量/(kg/s)	干度
1	1.00	2.50	452.99	1.973 4	0.045 7	
2	135.28	11.63	543.92	2.009 8	0.045 7	
3	80.55	11.63	453.34	1.770 4	0.045 7	
4	45.00	11.63	317.97	1.363 8	0.045 7	
5	36.69	11.63	286.75	1.264 4	0.045 7	
6	-12.00	2.50	286.75	1.338 4	0.045 7	0.44
7	-9.00	2.50	439.92	1.924 9	0.045 7	
8	92.07	1.30	439.13	1.743 1	0.226 7	0
9	92.07	1.30	712.05	2.490 4	0.226 7	1.00
10	49.02	0.32	662.11	2.517 9	0.321 5	
11	52.18	0.32	668.13	2.536 5	0.321 5	
12	66.96	0.49	690.48	2.546 4	0.321 5	
13	45.00	0.49	309.61	1.368 7	0.321 5	0
14	46.01	1.30	312.57	1.373 4	0.226 7	
15	33.69	0.32	309.61	1.371 4	0.094 8	0.08
16	36.69	0.32	638.90	2.444 5	0.094 8	

表 3 制冷剂的物理和环境性能^[11]

Tab.3 Physical and environmental performance of refrigerants

制冷剂	标准沸点/ °C	临界压力/ MPa	临界温度/ °C	GWP
R1234ze(Z)	9.7	3.53	150.1	6
R600	-0.5	3.79	151.9	20
R134a	-26.2	4.07	101.1	1 300
R290	-42.2	4.25	96.7	20

1. 2. 4 季节性能系数

为评估 Base 和 ESH 系统的实际性能,以建筑面积为 100 m²的居民住宅供暖作为应用场景进行分析。同时,考虑我国不同地区的气候差异,选取哈尔滨、北京、上海、重庆以及广州 5 个典型城市进行分析。

供暖季节总负荷(heating season total load, HSTL)和供暖季节耗电量(heating season total energy, HSTE)^[20]计算如下:

$$L_{\text{HSTL}} = \sum_{j=1}^n L_h(t_j) \times n_j \quad (7)$$

$$\dot{W}_{\text{HSTE}} = \sum_{j=1}^n \dot{W}_{\text{Comp}}(t_j) \times n_j \quad (8)$$

式中: $L_h(t_j)$ 为温度 t_j 时的热负荷,W; n_j 为供暖时长,h; \dot{W}_{Comp} 为电功耗,W。

表 4 ESH 系统能量分析方程^[18]

Tab.4 Energy analysis equations of ESH system

设备	能量分析方程
压缩机	$\dot{W}_{\text{Comp}} = \dot{m}_{\text{CO}_2}(h_2 - h_1)$
气体冷却器	$\dot{Q}_{\text{CC}} = \dot{m}_{\text{CO}_2}(h_3 - h_4)$
蒸发器	$\dot{Q}_{\text{Evap}} = \dot{m}_{\text{CO}_2}(h_7 - h_6)$
节流阀 1	$h_5 = h_6$
发生器	$\dot{Q}_{\text{Gen}} = \dot{m}_{\text{CO}_2}(h_2 - h_3) = \dot{m}_p(h_9 - h_{14})$
过冷器	$\dot{Q}_{\text{SC}} = \dot{m}_{\text{CO}_2}(h_4 - h_5) = \dot{m}_s(h_{16} - h_{15})$
引射器	$\mu = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}$
冷凝器	$\dot{Q}_{\text{Cond}} = (\dot{m}_s + \dot{m}_p)(h_{12} - h_{13})$
节流阀 2	$h_{13} = h_{15}$
工质泵	$\dot{W}_{\text{Pump}} = \frac{\dot{m}_p v_{13}(p_{14} - p_{13})}{\eta_{\text{Pump}}}$

系统的供暖季节性能系数(heating season performance factor, HSPF)计算如下:

$$f_{\text{HSPF}} = L_{\text{HSTL}} / \dot{W}_{\text{HSTE}} \quad (9)$$

1. 3 模型验证

G. Chen 等^[7]研究了跨临界 CO₂机械压缩-引射器制冷循环,该循环利用跨临界 CO₂系统压缩机排气余热驱动引射制冷系统对气体冷却器出口的 CO₂流

表 5 ESH 系统焓分析方程^[19]

Tab.5 Exergy analysis equation of the ESH system

设备名称	燃料焓 \dot{E}_F	产品焓 \dot{E}_P	焓损平衡方程
压缩机	$\dot{E}_{F,Com} = \dot{W}_{Com}$	$\dot{E}_{P,com} = \dot{m}_{CO_2}(\dot{e}_2 - \dot{e}_1)$	$\dot{E}_{D,Com} = \dot{E}_{F,Com} - \dot{E}_{P,Com}$
发生器	$\dot{E}_{F,Gen} = \dot{m}_{CO_2}(\dot{e}_2 - \dot{e}_3)$	$\dot{E}_{P,Gen} = \dot{m}_p(\dot{e}_9 - \dot{e}_{14})$	$\dot{E}_{D,Gen} = \dot{E}_{F,Gen} - \dot{E}_{P,Gen}$
气体冷却器	$\dot{E}_{F,GC} = \dot{m}_{CO_2}(\dot{e}_3 - \dot{e}_4)$	$\dot{E}_{P,GC} = \dot{m}_w(\dot{e}_{w,out} - \dot{e}_{w,in})$	$\dot{E}_{D,GC} = \dot{E}_{F,GC} - \dot{E}_{P,GC}$
过冷器	$\dot{E}_{F,SC} = \dot{m}_{CO_2}(\dot{e}_4 - \dot{e}_5)$	$\dot{E}_{P,SC} = \dot{m}_s(\dot{e}_{16} - \dot{e}_{15})$	$\dot{E}_{D,SC} = \dot{E}_{F,SC} - \dot{E}_{P,SC}$
蒸发器	$\dot{E}_{F,Evap} = \dot{m}_{CO_2}(\dot{e}_7 - \dot{e}_6)$	$\dot{E}_{P,Evap} = \dot{m}_a(\dot{e}_{a,out} - \dot{e}_{a,in})$	$\dot{E}_{D,Evap} = \dot{E}_{F,Evap} - \dot{E}_{P,Evap}$
冷凝器	$\dot{E}_{F,Cond} = (\dot{m}_s + \dot{m}_p)(\dot{e}_{12} - \dot{e}_{13})$	$\dot{E}_{P,Cond} = \dot{m}_w(\dot{e}_{w,out} - \dot{e}_{w,in})$	$\dot{E}_{D,Cond} = \dot{E}_{F,Cond} - \dot{E}_{P,Cond}$
工质泵	$\dot{E}_{F,Pump} = \dot{W}_{Pump}$	$\dot{E}_{P,Pump} = \dot{m}_p(\dot{e}_{14} - \dot{e}_{13})$	$\dot{E}_{D,Pump} = \dot{E}_{F,Pump} - \dot{E}_{P,Pump}$
节流阀 1	$\dot{E}_{F,Val1} = \dot{m}_{CO_2}(\dot{e}_5^M + \dot{e}_5^T - \dot{e}_6^M)$	$\dot{E}_{P,Val1} = \dot{m}_{CO_2}\dot{e}_6^T$	$\dot{E}_{D,Val1} = \dot{E}_{F,Val1} - \dot{E}_{P,Val1}$
节流阀 2	$\dot{E}_{F,Val2} = \dot{m}_s(\dot{e}_{13}^M + \dot{e}_{13}^T - \dot{e}_{15}^M)$	$\dot{E}_{P,Val2} = \dot{m}_s\dot{e}_{15}^T$	$\dot{E}_{D,Val2} = \dot{E}_{F,Val2} - \dot{E}_{P,Val2}$
引射器	$\dot{E}_{F,Ej} = \dot{E}_9 + \dot{E}_{16}$	$\dot{E}_{P,Ej} = \dot{E}_{12}$	$\dot{E}_{D,Ej} = \dot{E}_{F,Ej} - \dot{E}_{P,Ej}$

体进行冷却。将通过本文模型计算得到的 COP 与 G. Chen 等^[7]的计算结果进行对比,发现平均绝对误差为 5.68%,表明本模型可靠。

2 结果与讨论

2.1 热力学性能分析

图 4 所示为 ESH 系统的 COP、制热量及功耗随排气压力的变化。可以发现,COP 呈先上升后下降的变化趋势,当排气压力为 11.70 MPa,COP 达到最大值为 2.81。这是由于在排气压力较低时,随着排气压力的增加,排气温度逐渐增加,驱动引射制冷子系统的热量和气体冷却器的热量随之增加;随着排气压力的进一步增加,排气温度迅速升高,更多的排气余热用于驱动引射过冷子系统,气体冷却器的换热量出现缓慢减小的趋势;而压缩机功耗、工质泵功耗和冷凝器换热量随着排气压力的升高不断增加,导致总制热量随排气压力的升高先快速增加而后缓慢增加,而总功耗则呈线性增长趋势,最终使 COP 先增加后减小,存在最大 COP 和对应的最优排气压力。

图 5 所示为 COP 及其提升率随环境温度的变化。可以发现在环境温度为 -32~16 °C 时,ESH 系统的 COP 均大于 Base 系统,与 Base 系统相比 ESH 系统的 COP 提升率为 10.05%~20.64%,且环境温度越低,COP 提升越显著。这是由于随着环境温度的降低,排气温度升高,可用于驱动引射过冷子系统的压缩机排气余热及其制冷量也随之增加,过冷度增大,COP 提升更加显著。当环境温度为 -32 °C 时,在选用的 4

种工质中,采用 R1234ze(Z) 时 ESH 系统表现出最高的 COP 提升率为 20.64%。

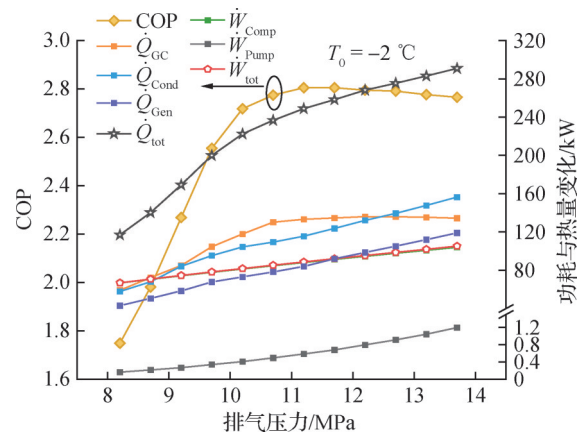


图 4 ESH 系统性能参数随排气压力的变化

Fig.4 Variation of performance parameters of ESH system with discharge pressure

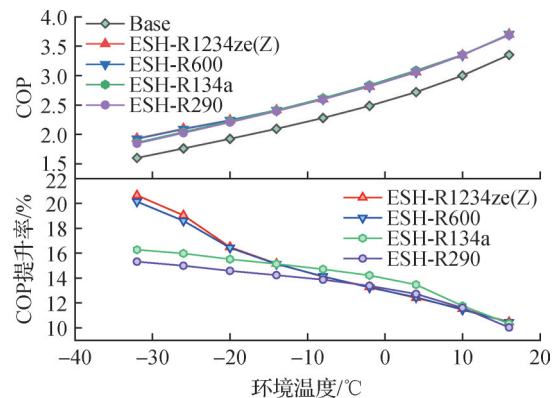


图 5 最大 COP 及 COP 提升率随环境温度的变化

Fig.5 Variation of maximum COP and COP improvement ratio with ambient temperature

图 6 所示为最优排气压力随环境温度的变化。ESH 系统的排气压力明显低于 Base 系统,降低了 0.03%~9.20%,使用 R134a 和 R290 的 ESH 系统对排气压力的降低效果最为显著。这主要是引射过冷使节流前 CO₂ 流体温度降低,进而导致排气压力降低。且环境温度越低,排气压力下降效果越显著。这是由于环境温度越低,蒸发压力越低,压缩比越大,排气温度越高,排气余热越多,因此有足够多的热量驱动 ESS 系统产生更多的冷量冷却节流前的 CO₂,使排气压力降低。

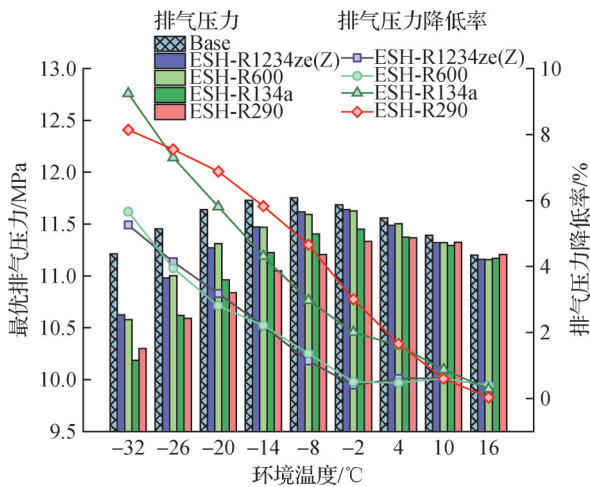


图 6 最优排气压力随环境温度的变化

Fig.6 Variation of optimal discharge pressure with ambient temperature

引射率及一、二次流压力随环境温度的变化如图 7 所示。可知 ESS 系统的引射率随着环境温度的降低呈先增加后减少的趋势,变化范围为 0.23~0.51。在 4 种选定的制冷剂中,使用 R600 的系统具有最高的引射率。

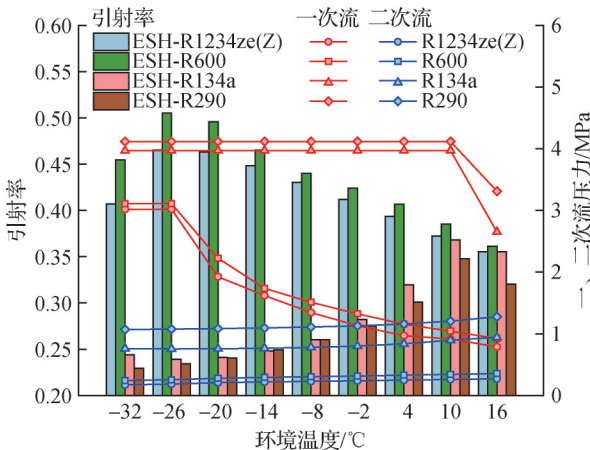


图 7 引射率特性随环境温度的变化

Fig.7 Variation of ejection performance with ambient temperature

分析 R1234ze(Z) 和 R600 可知,随着环境温度的降低,二次流的压力降低,一次流压力升高,二者之间的压差越来越大,引射率也随之增加。当环境温度等于 -24 °C 时,引射率达到最大值 0.45。随着环境温度继续降低,受制冷剂临界温度的限制,发生温度不再升高,一次流压力不再变化,导致引射率降低。

2.2 焓分析

不同系统的焓效率随环境温度的变化如图 8 所示。结果表明,系统的焓效率随环境温度的降低而升高,ESH 系统的焓效率均高于 Base 系统。在环境温度为 -32~16 °C 时,ESH 的焓效率为 24.86%~42.88%,比 Base 系统提高了 7.13%~18.61%,并且环境温度越低,焓效率提升越显著。采用 R600 的 ESH 系统与其他工质的系统相比,在环境温度为 -32 °C 时,焓效率和提升率达到最高。

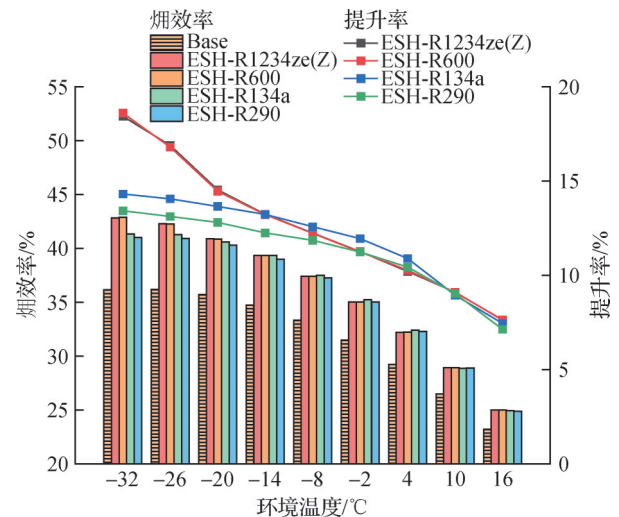


图 8 焓效率及提升率随环境温度的变化

Fig.8 Variation of exergy efficiency and improvement ratio with ambient temperature

图 9 所示为 Base 和 ESH 系统单位制热量的焓损随环境温度的变化。引射过冷子系统采用 R600 的 ESH 系统总焓损比 Base 系统降低了 11.58%~25.99%,并且环境温度越低,焓损降低越显著。Base 系统的总焓损很大一部分可归因于节流阀的节流损失和气体冷却器的换热损失。气体冷却器中较大的焓损是由于压缩机排出的 CO₂ 流体温度较高,而供暖热水温度较低,导致二者传热温差较大,如图 2(a) 所示,在环境温度为 -2 °C 下,气体冷却器入口传热温差高达 90.79 °C。

对于 ESH 系统,超临界 CO₂ 流体释热过程的焓损失由发生器、气体冷却器和过冷器中的传热不可逆性损失构成。在环境温度为 -26 °C 时,三者分别为

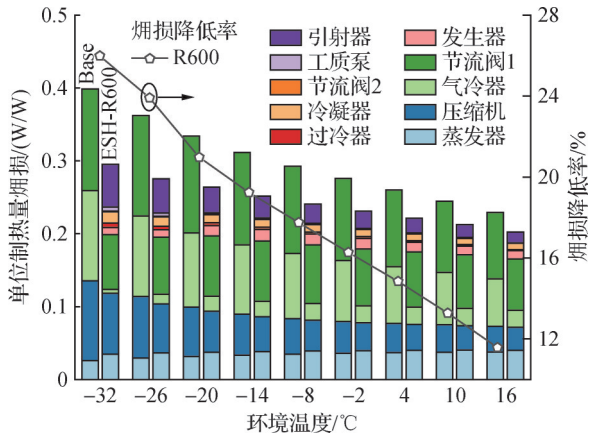


图9 单位制热量焓损随环境温度的变化

Fig.9 Variation of exergy destruction per unit heating capacity with ambient temperature

0.013、0.010 和 0.005。相比之下,Base 系统的焓损是气体冷却器中的传热不可逆损失导致,其值为 0.110。相对 Base 系统,采用引射器过冷技术可使超临界 CO₂释热过程中的总焓损降低 74.10%。这主要是由于 ESH 系统压缩机排气的较高品位的热能用于驱动引射过冷子系统,发生器中的传热温差较小,如图 2(b)所示,在环境温度为 -2 °C 下,发生器入口温差可以降至 43.24 °C。

此外,ESH 系统节流阀的焓损为 0.076,与 Base 系统相比减少了 43.26%。这是由于过冷器的使用可显著降低节流前 CO₂流体的温度。因此,通过采用引射过冷技术可同时减小气体冷却器和节流过程不可逆损失,显著提升系统性能。

2.3 供暖季节性能系数分析

不同城市采用 Base 和 ESH 系统的 HSPF 如图 10 所示。发现 HSPF 随着纬度升高逐步下降,相对 Base 系统,采用 ESH 系统的 HSPF 可提高 9.68%~14.21%,在哈尔滨使用的 ESH 系统的 HSPF 提升率在选取的 5 个城市中最高,表明 ESH 系统更适用于严寒地区。引射过冷子系统采用不同工质对 HSPF 的影响不显著,差距在 0.50% 以内。

3 结论

本文提出了压缩机排气余热驱动的引射过冷 CO₂空气源热泵系统(ESH),分析了 ESH 系统的热力学性能,并对系统用于不同典型城市的供暖性能进行了评估,得到如下结论:

- 1) ESH 系统存在对应最大 COP 的最优排气压力,排气压力为 11.70 MPa 时,COP 最大为 2.81。
- 2) 相对于基本系统(Base),ESH 系统的 COP 提高了 20.64%,排气压力降低 0.03%~9.20%。

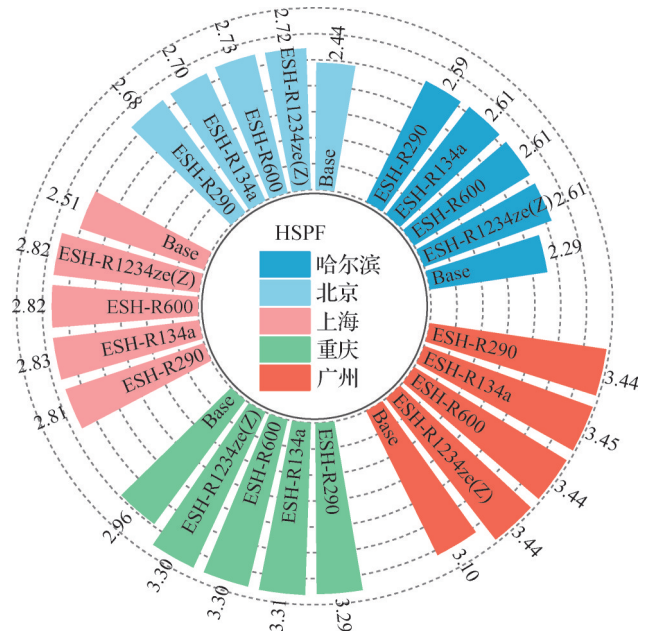


图10 典型城市的 HSPF

Fig.10 HSPF in typical cities

3) 采用引射过冷可以明显减少气体冷却器和节流阀的焓损,提升系统焓效率,相对 Base 系统焓效率提升 7.13%~18.61%。

4) ESH 系统可显著提升供暖季节性能系数,相较于 Base 系统可提高 9.68%~14.21%,ESH 系统在严寒地区的能效提升效果最为显著。

本文受天津市自然科学基金项目(24JCZDJC00390)资助。(The project was supported by the Tianjin Natural Science Foundation (No. 24JCZDJC00390).)

参考文献

- [1] 中华人民共和国生态环境部. 我国正式接受《〈关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书〉基加利修正案》[EB/OL]. (2021-06-21) [2024-11-25]. https://www.mee.gov.cn/ywtd/hjywnews/202106/t20210621_841062.shtml. (Ministry of Ecology and Environment of the People's Republic of China. China officially accepts the Kigali Amendment to the Montreal Protocol on Substances that deplete the ozone layer [EB/OL]. (2021-06-21) [2024-11-25]. https://www.mee.gov.cn/ywtd/hjywnews/202106/t20210621_841062.shtml.)
- [2] DONG Liwei, TONG Huan, LIU Xuetao, et al. Comprehensive analysis of modified carbon dioxide heat pump systems and determination of operating schemes for residential heating: a multi-objective optimization approach [J]. Energy Conversion and Management, 2024, 306: 118272.
- [3] ILLÁN-GÓMEZ F, GARCÍA-CASCALES J R, VELASCO

- F J S, et al. Numerical performance of a water source transcritical CO₂ heat pump with mechanical subcooling [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 219: 119639.
- [4] SCHOENFIELD J, HWANG Y, RADERMACHER R. CO₂ transcritical vapor compression cycle with thermoelectric subcooler [J]. *HVAC&R Research*, 2012, 18(3): 297–311.
- [5] DAI Baomin, YANG Haining, LIU Shengchun, et al. Hybrid solar energy and waste heat driving absorption subcooling supermarket CO₂ refrigeration system: energetic, carbon emission and economic evaluation in China [J]. *Solar Energy*, 2022, 247: 123–145.
- [6] HUANG B J, PETRENKO V A, CHANG J M, et al. A combined-cycle refrigeration system using ejector-cooling cycle as the bottom cycle [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(5): 391–399.
- [7] CHEN G, VOLOVYK O, ZHU D, et al. Theoretical analysis and optimization of a hybrid CO₂ transcritical mechanical compression-ejector cooling cycle [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 74: 86–94.
- [8] IERIN V, CHEN G, VOLOVYK O, et al. Hybrid two-stage CO₂ transcritical mechanical compression-ejector cooling cycle: thermodynamic analysis and optimization [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2021, 132: 45–55.
- [9] KUMAR K, GUPTA H K, KUMAR P. Analysis of a hybrid transcritical CO₂ vapor compression and vapor ejector refrigeration system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 181: 115945.
- [10] YADAV V K, SARKAR J. Thermodynamic, economic, and environmental analyses of various novel ejector refrigeration subcooled transcritical CO₂ systems [J]. *International Journal of Energy Research*, 2021, 45(11): 16115–16133.
- [11] CALM J, HOURAHAN G. Physical, safety, and environmental data for current and alternative refrigerants [C]//The 23th International Congress of Refrigeration. Prague, Czech Republi, 2011.
- [12] DENG Jianqiang, JIANG Peixue, LU Tao, et al. Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27(2/3): 381–388.
- [13] DAI Yiping, WANG Jiangfeng, GAO Lin. Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29 (10) : 1983–1990.
- [14] LIU F, GROLL E A. Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 52(2): 360–370.
- [15] SARKAR J. Performance analyses of novel two-phase ejector enhanced multi-evaporator refrigeration systems [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 110: 1635–1642.
- [16] BAI Tao, YAN Gang, YU Jianlin. Thermodynamic analyses on an ejector enhanced CO₂ transcritical heat pump cycle with vapor-injection [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 58: 22–34.
- [17] GENG Lihong, LIU Huadong, WEI Xinli, et al. Energy and exergy analyses of a bi-evaporator compression/ejection refrigeration cycle [J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 130: 71–80.
- [18] ROBINSON D M, GROLL E A. Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1998, 21(7): 577–589.
- [19] CHEN Guangming, IERIN V, VOLOVYK O, et al. An improved cascade mechanical compression-ejector cooling cycle [J]. *Energy*, 2019, 170: 459–470.
- [20] 房间空气调节器能效限定值及能效等级: GB 21455—2019 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2019. (Minimum allowable values of the energy efficiency and energy efficiency grades for room air conditioners: GB 21455—2019 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2019.)

通信作者简介

刘圣春,男,教授,天津商业大学机械工程学院,13920682426, E-mail: liushch@tjcu.edu.cn。研究方向:自然工质替代,制冷系统节能与优化。

About the corresponding author

Liu Shengchun, male, professor, School of Mechanical Engineering, Tianjin University of Commerce, 86–13920682426, E-mail: liushch@tjcu.edu.cn. Research fields: replacement of natural working medium, energy saving and optimization of refrigeration system.