

闪发补气型跨临界 CO₂ 空气源热泵系统制热性能评价

王定标^{1,2}, 陈 辰^{1,2}, 杨雨燊^{1,2}, 刘鑫鑫^{1,2}, 向 颀^{1,2}, 王光辉^{1,2}

(1. 郑州大学 机械与动力工程学院, 郑州 450001; 2. 郑州大学 新能源清洁利用技术与节能装备河南省国际联合实验室, 郑州 450001)

摘 要: 为提升跨临界 CO₂ 空气源热泵系统的低温制热性能, 拓宽低温工况运行范围, 针对目前闪发补气型系统补气过程热力学建模过于理想化与实际工况偏差较大的问题, 对闪发补气型跨临界 CO₂ 空气源热泵供暖系统 (CO₂ HPVI, FLA) 展开研究。通过非稳态流动能量方程, 基于补气过程中压力动态调节的新热力学模型, 建立了综合评价系统节能、环境和经济性能的数学模型, 并选取哈尔滨 (严寒区域) 和北京 (寒冷区域) 作为工况, 与燃煤锅炉、燃气壁挂炉和直接电采暖 3 种传统型供暖方式进行了热力学、经济性和环境排放性能的分析对比。结果表明: 相比于基准系统, 在相同工况下闪发补气型系统的 COP 提升幅度可达 38.5%, 烟损失降幅超过 20%; 与基准系统相比, CO₂ HPVI, FLA 系统的 CO₂、SO₂ 及 NO_x 排放量均降低了 19.47%; 同时在极寒地区, CO₂ HPVI, FLA 系统在第 8 年的生命周期成本相较于 CFB 系统可降低 39.73%。因此, 该系统在综合性能方面 (能量、烟、经济性和环境评价模型) 显著优于基准系统, 为清洁供热提供了 1 种可行的替代方案。

关键词: CO₂ HP; 基准系统; 闪发补气; 补气过程计算模型; 热力学建模

中图分类号: TK14 TK123; **文献标志码:** A **doi:** 10.13705/j.issn.1671-6833.2026.06.014

近年来, 全球气候显著变暖, 温室效应对生态系统及人类居住环境的负面影响已引发国际社会广泛关注。我国政府提出“煤改电”的供暖政策, 旨在通过电气化技术路径替代传统燃煤锅炉系统。空气源热泵因其清洁、高效的供暖特性, 被视为一种有潜力的可再生能源技术^[1]。然而该系统使用的传统制冷剂会加剧温室效应, CO₂ 的臭氧消耗潜能值为 0、全球变暖潜能值为 1 及其优良的热物理特性, 使他成为下一代主流替代工质之一。

然而, CO₂ 的临界温度较低 (31.1 °C), 在低温工况下, 热泵系统压比增大易使气体冷却器出口温度过高, 进而引起显著的不可逆节流损失, 导致性能急剧下降。为提高跨临界 CO₂ 热泵系统 (transcritical CO₂ heat pump system, CO₂ HP) 能效, 主流的系统构型优化方式集中于换热过程^[2-3]、节流过程^[4-5]和压缩过程^[6-7]。值得一提的是, 相较于 CO₂ HP BASE 系统, 二级 CO₂ 系统虽适用于高负荷的环境,

却不得不考虑其高昂成本, 并且其目前所能够达到的运行温度范围通常在 -15 °C 以上。

Liu 等^[8]通过实验对比研究了跨临界 CO₂ 基准系统 (transcritical CO₂ baseline system, CO₂ HP BASE) 与准二级跨临界 CO₂ 热泵系统的性能。研究结果表明, 在相同工况下两种补气增焓型系统的性能和制热量相较于 CO₂ HP BASE 分别提升了 6.21% 与 9.54%。Wang 等^[9]对带闪发补气的跨临界 CO₂ 热泵系统进行了性能优化研究, 通过优化中间压力与排气压力, 发现系统供热性能 (coefficient of performance, COP) 最高可达 4.27, 为供热系统设计提供了依据。Li 等^[10]对带有喷射器的准二次循环进行分析, 将准二级跨临界 CO₂ 系统压缩机模型内部动态补气过程简化为静态混合过程, 为提升空气源 CO₂ 热泵性能提供了指导。

综上所述, 准二级系统是目前跨临界 CO₂ 热泵系统的主流方案。然而理想化的补气过程^[11]假设,

收稿日期: 2026-03-21; 修订日期: 2026-05-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (22578427); 河南省重点研发专项 (261111242000); 中国博士后科学基金资助项目 (2025M770608)

作者简介: 王定标 (1967—), 男, 浙江杭州人, 郑州大学教授, 博士, 博士生导师, 主要从事传热强化节能技术及先进装备研究, E-mail: wangdb@zzu.edu.cn。

忽略了实际工况中补气压力与压缩混合腔内压力的匹配问题,会可能引起的补气不足,进而导致补气无法正常进入压缩腔引起气体倒流,降低系统的效率和稳定性。因此基于空间供暖场景,本文研究了带有闪发补气的跨临界 CO_2 热泵系统(transcritical CO_2 heat pump system with flash-recharge, CO_2 HPVI, FLA),并建立新的中间补气过程热力学模型,通过合理匹配闪发补气系统中闪发器可提供与压缩机可容纳的补气量,以拓宽热泵系统可运行的低温工况范围以及提升制热性能。

1 系统模型

1.1 系统描述

图1为跨临界 CO_2 热泵基准系统(1-2-3-4-1),主要部件包括压缩机、气冷器、蒸发器、节流阀^[12]。在该循环中, CO_2 工质首先在蒸发器中吸热转变为饱和蒸气,随后进入压缩机,经压缩后达到超临界状态(1-2);高温高压的超临界 CO_2 接着进入气体冷却器,向采暖侧循环水释放热量(2-3);冷却后的 CO_2 流经节流阀膨胀至气液两相状态(3-4),继而返回蒸发器,完成整个热力循环。

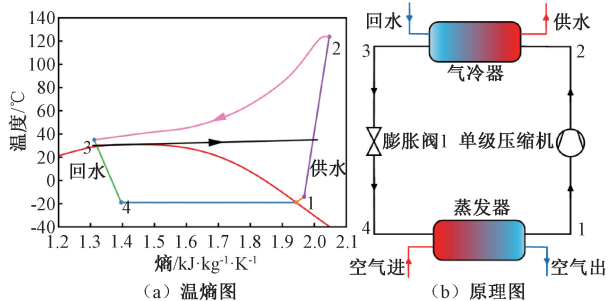


图1 单级跨临界 CO_2 系统温熵图及原理图

Figure 1 Thermodynamics and schematic diagram of a single-stage transcritical CO_2 system

图2为闪发补气型跨临界 CO_2 热泵系统。在该系统中,气冷器出口处 CO_2 经膨胀阀1节流至中间压力下的气液两相状态,随后进入闪蒸器中进行气液分离(6-9)。饱和气态的 CO_2 直接进入压缩机的补气腔(6-7),饱和液态的 CO_2 经膨胀阀2节流至蒸发压力下的气液两相状态(7-8),随后进入蒸发器,吸收环境热量并完成蒸发相变(8-1),至此完成整个热力循环。

1.2 模型假设

本文基于以下假设,建立了热力学系统模型:(1) CO_2 HP 系统运行稳定,对环境的热损失可以忽略不计;(2) 忽略换热器及管道连接处的 CO_2 与水的阻力损失;(3) 假定蒸发温度低于周围环境温度

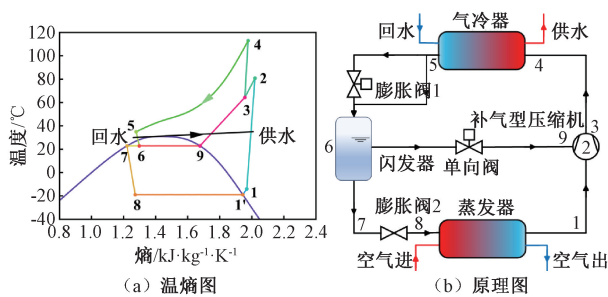


图2 带闪发补气的跨临界 CO_2 温熵图及系统原理图

Figure 2 Thermodynamics and schematic diagram of transcritical CO_2 heat pump system with flash-recharge

10 $^{\circ}\text{C}$,蒸发器出口过热度为 5 $^{\circ}\text{C}$,换热器的夹点温度为 5 $^{\circ}\text{C}$;(4) 参考国标 GB/T 45640—2025,跨临界 CO_2 空气源热泵机组在低环境温度下,结合当下节约能源的号召,设定使用侧的供回水温度为 30~35 $^{\circ}\text{C}$ 。

1.3 热力学模型

基于 MATLAB 建立了系统仿真模型,两种 CO_2 热泵系统的热力学性能循环计算过程中所有热物性数据均来源于 REFPROP 9.0 数据库。

对于基准系统,压缩机的功率表示为

$$W_{\text{com, BASE}} = m_{\text{CO}_2} (h_2 - h_1) / \eta_m; \quad (1)$$

$$\eta_{\text{is}} = (h_{2\text{is}} - h_1) / (h_2 - h_1)。 \quad (2)$$

式中: $W_{\text{com, BASE}}$ 为基准系统的压缩机功率, kW; m_{CO_2} 为 CO_2 总质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; $h_{2\text{is}}$, h_1 和 h_2 分别为理想等熵压缩状态点、压缩机吸气及排气状态点的焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; η_{is} 、 η_m 分别为 CO_2 转子压缩机的等熵效率和机械效率,根据实验数据拟合经验关联式^[13]所得。

对于 CO_2 HPVI, FLA 系统,初级压缩过程气体出口状态与基准系统一致,通过等熵效率公式计算得出,其中遵循经典理论可将压力 p_2 计算得出。

$$p_2 = \sqrt{p_1 p_4}。 \quad (3)$$

式中: p 对应的下标表示不同状态点,与图2各点一一对应; p 为压力, kPa。

由于在假设中已忽略压缩腔中制冷剂泄漏,因此, CO_2 HPVI, FLA 系统中间补气压缩过程的热力状态,可根据质量和能量守恒方程可得出。

$$dM = dM_{\text{inj}}; \quad (4)$$

$$dQ = dU - h_{\text{inj}} dM_{\text{inj}} + dW。 \quad (5)$$

式中: dM 、 M_{inj} 分别为系统的质量变化量、补气质量, kg; h_{inj} 为补气比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; 热量变化量 dQ , kJ; 内能 dU , kJ; 外界对系统所作的功 dW , kJ。

由于实际的补气压缩过程十分复杂,因此为了确保模型的准确性,假设压缩机稳定运行,工作腔不

存在泄露情况,且中间补气过程为绝热定容过程,因此可得

$$dU = h_{inj} dM ; \quad (6)$$

$$dU = Mdu + udM = MC_V dT + C_V TdM. \quad (7)$$

式中: C_V 为定容比热容, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; dT 、 T 分别为系统温度的微小变化量、当前的绝对温度, K 。

考虑到 CO₂ HPVI, FLA 系统中若理想化补气过程,将补气压力与压缩机混合腔压力视为相等,会忽略中间补气过程的压力损失,对实际工况的热力学性能造成影响,且为确保闪发器可提供的理论补气量与补气型压缩机所需求的实际补气量进行合理匹配。因此引入补气压力系数 ψ_p , 设为 0.2, 由下式表示。

$$\psi_p = (p_3 - p_2) / (p_6 - p_2). \quad (8)$$

将式(6)、式(7)与式(8)联立并结合制冷剂绝热指数计算式和实际气体状态对数全微分方程并通过化简,可得出压缩机所能容纳的相对补气量 χ_{com} 。

$$\chi_{com} = \frac{\dot{m}_{inj}}{\dot{m}_{suc}} = \frac{(1 - z_p) \nu_2}{R\kappa(1 + z_t)T_9 - R\kappa z_t T_2} \cdot (p_9 - p_2) \psi_p. \quad (9)$$

式中: $\dot{m}_{inj}$ 、 $\dot{m}_{suc}$ 分别为压缩机的补气、吸气质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; z_p 、 z_t 分别为实际气体的吸气修正因子、排气修正因子; ν_2 初级压缩后的气体比容, $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$; R 为气体常数; κ 为气体绝热指数; T 对应的下标表示不同状态点,与图 2 对应;

闪发器的实际补气量 χ_{fla} 可以计算得出。

$$\chi_{fla} = (h_6 - h_7) / (h_9 - h_6). \quad (10)$$

式中 h 对应的下标表示不同状态点,与图 2 各点对应; h 为比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 。

因此, CO₂ HPVI, FLA 系统的压缩机功率 $W_{com, FLA}$ 可表示为

$$W_{com, FLA} = m_{CO_2} [h_4 - (h_1 - \chi \cdot h_9) / (1 + \chi)] / \eta_m. \quad (11)$$

式中: χ 为压缩机可容纳补气量 χ_{com} 与闪发器实际可供补气量 χ_{fla} , 经过匹配迭代收敛后的值。CO₂ HPVI, FLA 系统的具体热力学模型设计和分析的流程图如图 3 所示。

图 3 中 $T_{c, in}$ 、 $T_{c, out}$ 分别为用户端回水、供水温度, K ; $\Delta T_{gc, pinch, cal}$ 、 $\Delta T_{gc, pinch, Spe}$ 分别为气冷器夹点温度计算值与设定值, K 。

因此, CO₂ HP BASE 和 CO₂ HPVI, FLA 系统的制热量 Q_h 及 COP 分别由以下公式确定。

$$Q_h = m_{CO_2} (h_{gc, in} - h_{gc, out}) ; \quad (12)$$

$$\text{COP} = Q_h / W_{com \circ} \quad (13)$$

式中: Q_h 为 CO₂ HP 系统对应的制热量, kW ; $h_{gc, in}$ 、 $h_{gc, out}$ 分别为 CO₂ HP 系统气冷器进口、出口制冷剂

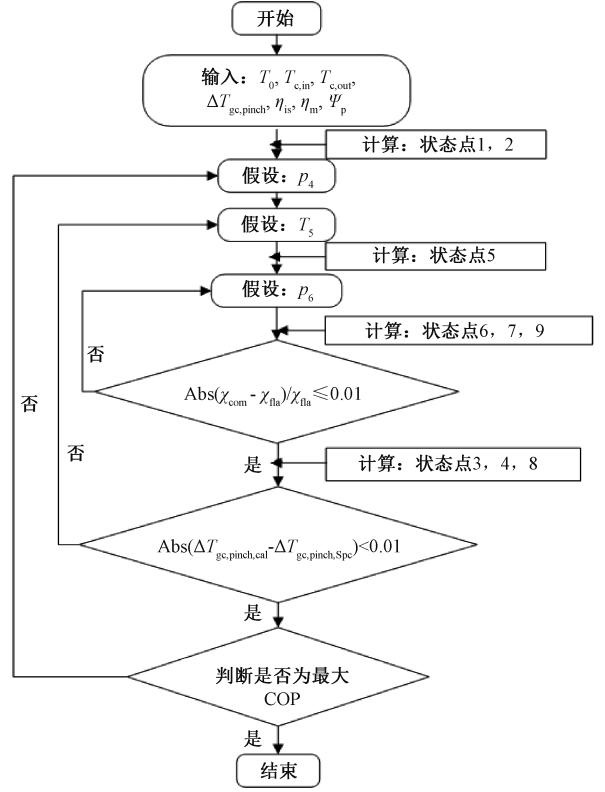


图 3 CO₂ HPVI, FLA 系统热力学模型流程图

Figure 3 Thermodynamic model flow chart of transcritical CO₂ heat pump system with flash-recharge

比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; W_{com} 为 CO₂ HP 系统对应的压缩机功率, kW 。

2 综合评价模型

2.1 热力学评价指标

由于本文研究基于住宅的地板辐射采暖,因此假设房屋的供热面积为 100 m^2 。考虑到地区环境温度差异,选取哈尔滨、北京两个典型城市。如图 4 所示为两个典型城市的年供暖环境温度小时分布,其中,环境温度 $T_{amb}(i)$ 数据导出于 Meeonorm8.0 软件^[3]。

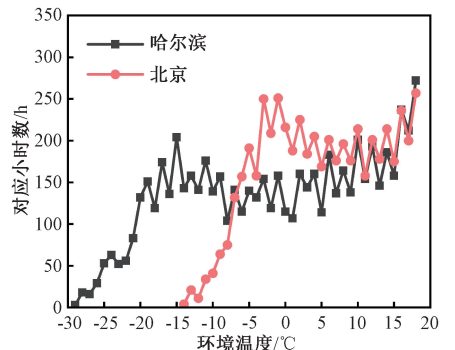


图 4 年供暖环境温度小时分布图

Figure 4 Hourly distribution of ambient temperature during the heating season

设计供暖负荷数据及建筑供暖的热指标参照中国国家标准 GB/T 51074—2015,如表 1 所示。

表 1 典型城市供暖参数

分类	哈尔滨	北京
气候区域	严寒	寒冷
供暖室外设计温度(℃)	-26.0	-9.0
设计供热负荷(W/m ²)	66.6	61.8
供暖时长(h)	4 372.0	2 904.0

考虑到供暖季节,室外环境温度逐时变化大,本研究引入欧洲协调标准 EN ISO 52016-1—2017 中提出的每小时供暖负荷计算法,得出全年不同环境温度对应的热负荷,如公式(14)所示。

$q_{amb}(i) = q_{des} \cdot (HLET - T_{amb}(i)) / (HLET - T_{des})$ 。(14)
式中: $T_{amb}(i)$ 、 T_{des} 分别为对应第*i*时刻的周围环境温度、供暖室外设计温度,K; $q_{amb}(i)$ 为对应 $T_{amb}(i)$ 所持续时间内建筑所需的热负荷,kW;HLET为与零采暖功率对应的环境温度,设定为18℃。

$Q_{amb}(i) = A \cdot q_{amb}(i)$ 。(15)

式中: $Q_{amb}(i)$ 为建筑供暖指标对应的热负荷,kW;
根据2个地区全年采暖环境温度的分布,可由下列公式计算供热季节性能因子HSPF。

$HSPF = \sum_{i=1}^n [Q_{amb}(i) \cdot a(i)] / \sum_{i=1}^n [W_{com}(i) \cdot a(i)]$ 。(16)
式中: $a(i)$ 是城市供暖系统运行期间与环境温度对应的小时数; W_{com} 为包括热泵系统的总能耗,kW。

基于焓平衡方程,可得出系统各组分的焓损失。
CO₂ HP BASE 作为基准系统这里不再赘述^[14]。
CO₂ HPVI, FLA 系统的各组分的焓损失由如下公式得出。

(1)压缩机焓损失 ΔE_{com} :

$$\Delta E_{com} = \frac{m_{CO_2}}{1 + \chi} [(h_1 - T_0 s_1) + \chi(h_9 - T_0 s_9)] - (h_4 - T_0 s_4) + W_{com} \circ$$
 (17)

式中, T_0 为参照点温度,K,取为298.15 K; T_h 、 T_c 分别为高温热源、低温热源的热力学平均温度,K; s 对应的下标表示不同状态点,与图2中各状态点一一对应, s 为熵值,kJ·(kg·K)⁻¹。

(2)气冷器焓损失 ΔE_{gc} :

$$\Delta E_{gc} = m_{CO_2} [(h_4 - h_5) - T_0(s_4 - s_5)] - Q_h(1 - T_0/T_h) \circ$$
 (18)

(3)膨胀阀焓损失 ΔE_{ev} :

$$\Delta E_{ev} = m_{CO_2} T_0(s_6 - s_5) + m_{CO_2} T_0(s_8 - s_7)/(1 + \chi) \circ$$
 (19)

(4)蒸发器焓损失 ΔE_{eva} :

$$\Delta E_{eva} = m_{CO_2}(1 - \chi) [(h_8 - h_1) - T_0(s_8 - s_1)] +$$

$$Q_c(1 - T_0/T_c) \circ$$
 (20)

(5)总焓损失 ΔE_{total} :

$$\Delta E_{total} = \Delta E_{com} + \Delta E_{gc} + \Delta E_{ev} + \Delta E_{eva} \circ$$
 (21)

(6)各部件焓损失占系统总焓损失 ΔE_{total} 比例 ψ :

$$\psi = \Delta E / \Delta E_{total} \times 100\% \circ$$
 (22)

(7)系统的焓效率 η_{sys} 定义为

$$\eta_{sys} = Q_h(1 - T_0/T_h) / W_{com} \circ$$
 (23)

2.2 环境性评价指标

环境绩效是评估能源系统可行性的关键因素。因此用CO₂、SO₂和NO_x的气体年排放量,以评价系统所产生的温室效应及对环境造成的污染破坏。本文分析比较了两个典型城市使用CO₂ HPVI, FLA系统、燃煤锅炉(coal-fired boiler, CFB)、燃气壁挂炉(gas-fired wall-mounted boiler, WGB)、以及直接电采暖(direct electric heating, DEH)的排放情况,由能源消耗所造成的气体排放量的计算如下式:

$$m_{emis} = M \cdot \psi_{emis} \circ$$
 (24)

式中: m_{emis} 为气体排放量,kg; ψ_{emis} 为排放转换因子,kg·m⁻³;M为系统的能源消耗量,kW·h。

标准煤、天然气和电能的相关参数如表2所示。

表 2 能耗换算因子及排放因子^[15]

Table 2 Energy consumption conversion factors and emission factors			
参数	标准煤/ (kJ·kg ⁻¹)	天然气/ (kJ·m ⁻³)	电能/ (kg·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)
Ψ_{CO_2}	2.493 00	1.940 00	0.997
Ψ_{SO_2}	0.075 00	0.001 24	0.030
Ψ_{NO_x}	0.037 50	0.004 96	0.015

2.3 经济性评价指标

为了评估CO₂ HP系统在实际应用过程中的成本和有效性,本研究考虑系统的完整生命周期成本(total life cycle cost, LCC),包括各个组件的初始投资成本(initial investment cost, ICC)、运维成本、燃料成本以及社会的排污成本。其中蒸发器和气冷器分别为翅片管式换热器(铜管铝翅片)、套管式换热器(紫铜管)。2种换热器的参数列见表3。并且压缩机选取(大连)松下公司的补气型双转子压缩机(C-CV163H0P),选取鹭宫制作所公司的膨胀阀(DPF (R04)1.0D)为样本。

换热器热性能影响整个系统的运行性能是热泵系统的重要组成部分。系统的总设备成本与换热器传热面积直接相关,因此采用有限体积法确定传热面积。

表 3 换热器参数
Table 3 Heat Exchanger Parameters

类型	参数	取值
翅片管式 蒸发器	排列方式	叉排
	管外径 D_o /mm	7.00
	管壁厚 δ_i /mm	0.50
	翅片节距 S_i /mm	2.10
	翅片厚度 δ_i /mm	0.12
	迎风面上管间距 S_1 /mm	21.00
套管式 气冷器	空气流向管间距 S_2 /mm	18.20
	外管外径 $D_{o,o}$ /mm	19.00
	外管壁厚 δ_o /mm	2.00
	内管外径 $D_{i,o}$ /mm	12.70
	内管壁厚 δ_i /mm	1.20
	内管数量	1

考虑到在换热过程中,气冷器中的 CO₂ 从亚临界过渡到超临界状态时热物性变化相当剧烈,控制体积的总传热系数计算公式如下:

$$K_i = 1/[1/\alpha_o + A_o/(\alpha_i A_i)]。$$
 (25)

式中: K 为总传热系数, $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$; A 为表面积, m^2 ; α 为对流换热系数, $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$; 下标 i 表示管内, o 表示管外。

采用对数平均温差法 (logarithmic mean temperature difference method, LMTD) 计算各微元段有限体积分的面积, 换热器整体传热面积 A 为:

$$A = \sum A_i = \sum Q_i / (K_i \cdot LMTD_i)。$$
 (26)

式中各个换热过程中对流换热系数的相关性计算分别采用 Dang 等^[16-17] 和 Dittus-Boelter 方程^[18]。

为了使初始投资成本计算模型更加真实可靠, 根据市场价格与主流波段信息, 得到各设备不同型号规格的采购成本数据关联式, 通过回归分析得出换热器、压缩机等设备^[19] 的价格数据非线性拟合式。压缩机^[20] 的价格与其输入功率相关, 换热器的成本与换热面积相关^[21], 拟合公式如下表 4 所示。

表 4 各设备的成本拟合式
Table 4 Cost fitting for each device

部件	数值
蒸发器	$C_{eva} = 505.9A_{eva}^{0.9881}$
气冷器	$C_{gc} = 4\,687.9A_{gc}^{1.0103}$
压缩机	$C_{com} = 5\,301.0 - 1\,366.2 \cdot P_{com} + 638.7 \cdot P_{com}^2$

表 4 中 C_{com} 、 C_{eva} 、 C_{gc} 分别是压缩机、蒸发器、气体冷却器的资本成本, 千元; P_{com} 是压缩机的额定功率, kW; A_{eva} 、 A_{gc} 分别为蒸发器和气体冷却器的面积, m^2 。

考虑到维护成本, CFB 假设为初始资本成本的 1.4%, WGB 和 DEH 则按初始资本成本的 1% 计算。

CO₂ HP 系统和 DEH 的年度运行成本 AOC 可表示为

$$AOC = C_{ele} M_{ele}。$$
 (27)

式中: C_{ele} 为电价, 元 $\cdot (kW \cdot h)^{-1}$; 此处取 0.498 9; M_{ele} 为耗电量, $kW \cdot h$ 。

CFB 和 WGB 的年度运行成本可表示为

$$AOC = C_{fuel} M + \sum (C_{emis} m_{emis})。$$
 (28)

式中: C_{fuel} 为能源价格, 取 $C_{coal} = 0.666\,05$ 元 $\cdot kg^{-1}$; $C_{gas} = 2.576\,67$ 元 $\cdot m^{-3}$; C_{emis} 为排放罚款, 元 $\cdot t^{-1}$; $C_{CO_2} = 34.94$ 元 $\cdot t^{-1}$; $C_{SO_2} = 2.5$ 元 $\cdot t^{-1}$; $C_{NOx} = 5$ 元 $\cdot t^{-1}$ 。

生命周期成本是初始资本成本和运营年限对应的运行成本的总和。

$$LCC = ICC + AOC \cdot N,$$
 (29)

式中: N 为运营年数, 取 8 年为热泵系统生命周期。

3 模型验证

为了确保本研究模型的准确性, 在相同的 t_o 、 $t_{w,in}$ 、 $t_{w,out}$ 和换热量下, 将上述建立的 CO₂ HP BASE 的能量评价模型进行数值计算, 在多种工作条件下的最优排气压力 p_{opt} 和计算数据 COP_{cal} 与实验数据^[22] COP_{exp} 进行对比验证如表 5 所示。结果表明总体误差不超过 $\pm 10\%$, 表明基准系统的模型是可靠的, 经分析形成误差主要原因是压缩机的等熵效率及机械效率选取。因此, 可判断基于相同方法所建立的 CO₂ HPVI, FLA 的能量评价模型也是有效的。

表 5 模型验证数据

Table 5 Model validation data

条件/℃			p_{opt} /MPa		误差	COP		误差
t_{amb}	$t_{w,in}$	$t_{w,out}$	实验	计算	/%	实验	计算	/%
16	40	70	11.8	11.1	5.6	2.8	2.6	5.8
7	40	70	11.4	11.2	2.2	2.4	2.2	11.1
2	10	70	9.8	9.5	3.2	3.0	3.2	7.0

注: t_{amb} 为周围环境温度, ℃; $t_{w,in}$ 为回水温度, ℃; $t_{w,out}$ 为供水温度, ℃; p_{opt} 为最优排气压力, MPa。

4 结果分析与讨论

4.1 热力学性能分析

图 5 为 CO₂ HP BASE 系统与 CO₂ HPVI, FLA 系统的 COP 随环境温度的变化。

由图 5 可以看出, CO₂ HP BASE 系统与 CO₂ HPVI, FLA 系统的 COP 均随着环境温度升高而显著提升, 且相同工况下, 相较于 CO₂ HP BASE 系统, CO₂ HPVI, FLA 系统的 COP 最高可提升 38.5%。

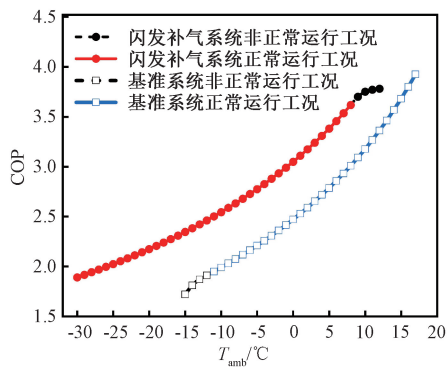


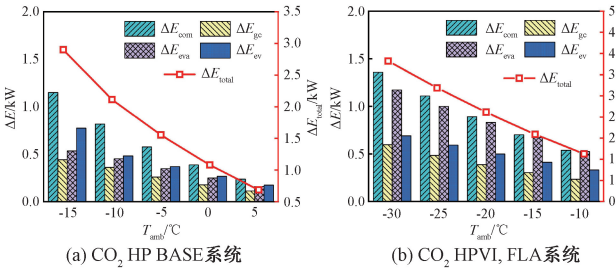
图5 基准系统与CO₂ HPVI, FLA系统的COP随环境温度变化图

Figure 5 COP variation of CO₂ HP, BASE and CO₂ HPVI, FLA systems with ambient temperature

CO₂ HP BASE系统与CO₂ HPVI, FLA系统分别在-11℃~17℃和-30℃~8℃的环境温度内存在最优排气压力工况,其中-30℃~-13℃为超低温工况。上述表明,CO₂ HPVI, FLA能够显著扩展CO₂ HP系统在超低温工况下的稳定运行范围,并有效提升系统在宽温域内整体的运行能效。

图6为2种CO₂ HP系统在不同环境温度下的焓特性对比分析。从图6(a),(b)可知,随着环境温度的升高,总焓损失 ΔE_{total} 显著降低,原因为系统与 环境换热温差减小导致的压缩过程不可逆性降低; CO₂ HP BASE系统中焓损由高到低依次为:压缩机 ΔE_{com} 、膨胀阀 ΔE_{ev} 、蒸发器 ΔE_{eva} 和气冷器 ΔE_{gc} ,而 CO₂ HPVI, FLA系统中蒸发器 ΔE_{eva} 高于膨胀阀 ΔE_{ev} ;

图6(c)可以看出,CO₂ HPVI, FLA系统中压缩机和膨胀阀的焓损占比分别约32%~35%和19%~23%,均低于CO₂ HP BASE系统,这表明引入闪发器可有效低压缩比与不可逆损失。随环境温度升高,CO₂ HPVI, FLA系统总焓损由2.09 kW显著下降至0.56 kW。相同工况下,CO₂ HPVI, FLA系统显著低于CO₂ HP BASE系统总焓损,尤其在5℃时,总焓损失降幅超过20%。图6(d)中,相同工况



下CO₂ HPVI, FLA系统焓效率 η_{sys} 高于CO₂ HP BASE系统,CO₂ HPVI, FLA系统焓损低于CO₂ HP BASE系统,但随环境温度升高差距减小;随着温度上升,CO₂ HPVI, FLA系统焓损下降速率降低,这是因为随着温度的上升,CO₂ HPVI FLA系统的中间补气结构对压比与最优高压压力的适应性降低,因此系统单位供热能力焓损下降速率降低。

基于以上分析,CO₂ HPVI, FLA系统的COP和制热量均显著优于基准系统。这是因为CO₂ HPVI, FLA系统在压缩过程中引入中压饱和蒸汽进行补气,一方面增加了压缩机总输气量,提升了气冷器侧质量流量,带来制热能力的提升;另一方面,中间补气过程对压缩腔内的过热工质进行冷却可以有效抑制排气温度的攀升,降低压缩机功耗,使压缩过程更接近等熵过程。因此,该循环显著降低节流及过热损失,提升了系统整体能效的优化和低温制热范围。

4.2 污染物排放分析

各城市排放分析如表6所示,表示不同城市使用不同系统配置后的生命周期内CO₂及污染物SO_x、NO_x的排放量变化情况。

Table 6 Emission analysis of different cities						
供暖方式	哈尔滨排放量/kg			北京排放量/kg		
	CO ₂	SO ₂	NO _x	CO ₂	SO ₂	NO _x
基准系统	—	—	—	2 256.75	2 7.34	33.95
补气系统	3 037.88	91.39	45.70	1 817.24	54.67	27.34
CFB	8 340.12	250.91	125.45	5 940.05	178.70	89.35
WGB	3 800.50	2.43	9.72	2 706.82	1.73	6.92
DEH	17 553.65	528.19	264.10	12 502.17	376.19	188.10

可以看出,DEH系统在所有供暖方式中年排放量水平最高,主要归因于其一次能源效率相对较低;WGB系统因具有高质量和无污染的优势,年排放量最低。在哈尔滨冬季室外设计温度条件下,CO₂ HP BASE系统无法稳定运行,因此只考虑CO₂ HPVI, FLA系统。哈尔滨地区CO₂ HPVI, FLA系统的

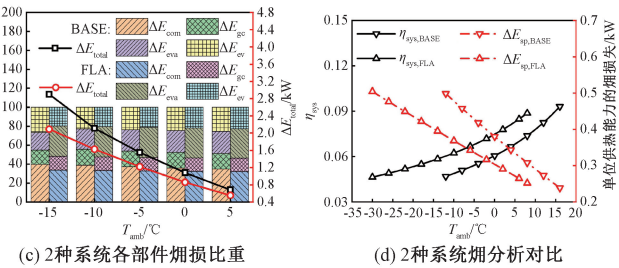


图6 不同环境温度下的焓分析

Figure 6 Exergy analysis under different environmental temperatures

CO₂、SO₂ 及 NO_x 排放量相较于 CFB 系统,均降低了 63.58%;北京地区 CO₂ HPVI, FLA 系统的 CO₂、SO₂ 及 NO_x 排放量相较于 CFB 系统均降低了 62.41%;相较于 CO₂ HP BASE 系统均降低了 19.47%。因此,从排放性能角度分析 CO₂ HPVI, FLA 系统能够有效降低运行过程中产生的 CO₂ 及其他污染物排放,具备显著的节能减排效益。

4.3 经济性分析

如图 7 所示,为各城市不同供暖方式的 ICC。可以看出,不同城市对应的 CO₂ HP 初始投资成本均低于传统加热方式,且 ICC 由高到低依次为:CFB、WGB、DEH、CO₂ HP 系统。其中 CFB+SAC、WGB+SAC、DEH+SAC 的 ICC 分别为 2.6 万元、2.3 万元和 2.1 万元,哈尔滨、北京地区 CO₂ HP 初始投资成本分别为 2.081 万元、1.549 万元。哈尔滨气候寒冷,设计热负荷较高,导致其所对应的初始资金成本也最高,但仍较 CFB、WGB 和 DEH 系统分别降低 21.96%、8.54%、0.91%。

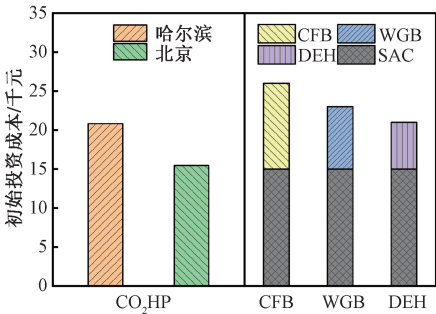


图 7 不同供暖方式的初始资金成本

Figure 7 Initial capital costs of heating systems

如图 8 所示,为各城市不同供暖方式的 LCC 随运行年限变化。CO₂ 高压的电厂寿命一般可达 15 年,而 CFB、WGB 或 DEH 系统的电厂寿命仅为 8 年左右,因此以传统供热方式的寿命期限为一个周期进行计算。

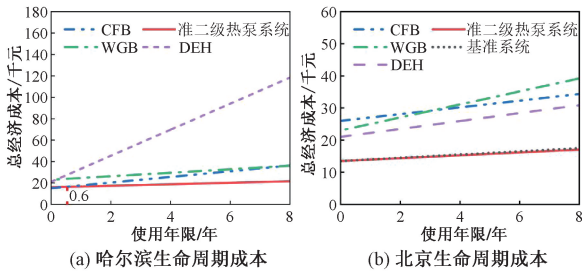


图 8 各城市不同供暖方式的生命周期成本

Figure 8 Life-cycle costs of different heating methods in various cities

可以看出 CO₂ HP、WGB 和 CFB 系统的 LCC 随寿命年限的增加呈平缓增长趋势,而 DEH 由于其运

营成本较高导致成本急剧上升。并且得出,在 0.6 年内哈尔滨 CO₂ HPVI, FLA 系统成本高于 CFB,但长期来看 CO₂ HPVI, FLA 系统的成本远小于 CFB,到第 8 年 CO₂ HPVI, FLA 系统的 LCC 相较于 CFB 系统降低了 39.73%。北京城市 CO₂ HPVI, FLA 系统的全生命周期 LCC 最低,然而到第 8 年,CO₂ HP BASE 和 CO₂ HPVI, FLA 系统的 LCC 较 CFB 系统分别降低 50.30%、50.42%,LCC 降低并不显著。因此更建议位于极寒地区的城市使用 CO₂ HPVI, FLA 系统。

5 结论

构建了闪发补气型跨临界 CO₂ 空气源热泵供暖系统。并对 CO₂ HP BASE、CFB、WGB 及 DEH 系统在不同工况下的热力学性能、环境影响与经济性进行了综合评价。在此基础上,建立了针对不同典型城市选取 CO₂ 热泵供热系统的替代方案。得出以下结论如下:

(1)通过热力学性能研究结果表明,随着环境温度的下降,CO₂ HP 系统的 COP 均呈现下降趋势。在相同环境温度条件下,相较于 CO₂ HP BASE 系统,CO₂ HPVI, FLA 系统的 COP 最高可提升 38.5%。且其在 -30℃ 低温环境下仍能保持稳定运行。

(2)通过焓分析结果表明,相较于 CO₂ HP BASE 系统,CO₂ HPVI, FLA 系统在全工况下总焓损降幅超过 20%,且各部件的焓损失占比结构更优,这表明引入闪发补气能够显著提升系统的焓效率。

(3)在排放性能方面,两种 CO₂ 热泵供热系统的温室气体排放量均低于 CFB、WGB 及 DEH 系统。与 CO₂ HP BASE 相比,CO₂ HPVI, FLA 系统 CO₂、SO₂ 及 NO_x 的排放量均降低了 19.47%。

(4)在现阶段的四种供暖方式中,CO₂ HPVI, FLA 系统的初始投资成本和后期运营成本均远低于其他采暖方式。在极寒地区,CO₂ HPVI, FLA 系统在第 8 年的 LCC 相较于 CFB 系统可降低 39.73%。

参考文献:

[1] Wang Dingbiao, Duan Hongxin, Wang Guanghui, et al. Research progress of control optimization strategies for transcritical CO₂ cycle system[J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2024, 45(2): 1-11. [王定标,段鸿鑫,王光辉,等. 跨临界 CO₂ 循环系统控制优化策略的研究进展[J]. 郑州大学学报(工学版), 2024, 45(2): 1-11.]

- [2] Wang Youdong, Li Xiaoqiong, Guo Yanhua, et al. Thermodynamic performance and CO₂ emission analysis of transcritical CO₂ two-stage compression refrigeration system with intermediate gas supplementation[J]. *Energy*, 2025, 320: 135193.
- [3] Dai Baomin, Zhao Xiaoxuan, Liu Shengchun, et al. Heating and cooling of residential annual application using DMS transcritical CO₂ reversible system and traditional solutions: An environment and economic feasibility analysis[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 210: 112714.
- [4] Chen Junbin, Guo Cong, Feng Chunyu, et al. Research of CO₂ high temperature heat pump for industrial steam generation with data center heat source[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2025, 173: 185–200.
- [5] Dai Baomin, Hao Yunying, Liu Shengchun, et al. Hybrid CO₂ air source heat pump system integrating with vapor injection and mechanical subcooling technology for space heating of global application: life cycle techno-energy-enviro-economics assessment[J]. *Energy Conversion and Management*, 2022, 271: 116324.
- [6] Gholizadeh T, Rostami S, Arabkoohsar A. Performance enhancement of transcritical CO₂ compression cycles; techno-environmental analysis and machine learning optimization[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 266: 125591.
- [7] Ouderji Z H, Yu Zhibin. A quasi-two-stage trans-critical CO₂ heat pump with in-cycle thermal storage for performance enhancement[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 258: 124720.
- [8] Liu Xinxin, Wang Dingbiao, Peng Xu, et al. Experimental study on performance and compressor characteristics of transcritical CO₂ heat pump system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 250: 123524.
- [9] Wang Ji, Belusko M, Semsarilar H, et al. An optimisation study on a real-world transcritical CO₂ heat pump system with a flash gas bypass[J]. *Energy Conversion and Management*, 2022, 251: 114995.
- [10] Li Yifan, Li Mengxi, Yang Junlan. Experimental and numerical study on transcritical CO₂ air source heat pump water heater[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 258: 124577.
- [11] Lu Shixiang. Study on the performance of the vapor injected PVT heat pump system for heating, power generation and cooling[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2020. [路世翔. 中间补气型 PVT 热泵热电冷联供系统性能研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2020.]
- [12] Wang Di, Wang Dingbiao, Yang Yushen, et al. Simulation and experimental analyses on the optimal discharge pressure of a transcritical CO₂ heat pump system[J]. *Journal of Zhengzhou University (Engineering Science)*, 2021, 42(4): 33–39. [王迪, 王定标, 杨雨森, 等. 跨临界 CO₂ 热泵系统最优排气压力模拟与实验研究[J]. 郑州大学学报(工学版), 2021, 42(4): 33–39.]
- [13] Wang Yufeng, Wang Dandong, Yu Binbin, et al. Experimental and numerical investigation of a CO₂ heat pump system for electrical vehicle with series gas cooler configuration[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, 100: 156–166.
- [14] Zhang Hao. Heating performance analysis and optimization of the transcritical CO₂ heat pump system[D]. Zhengzhou: Zhengzhou University, 2023. [张浩. 跨临界 CO₂ 热泵系统供暖性能分析与优化研究[D]. 郑州: 郑州大学, 2023.]
- [15] Yang Yushen. Study on the performance of PV/T- air source heat pump integrated energy system[D]. Zhengzhou: Zhengzhou University, 2024. [杨雨森. PV/T-空气源热泵综合能源系统性能研究[D]. 郑州: 郑州大学, 2024.]
- [16] Dang Chaobin, Hihara E. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(7): 736–747.
- [17] Dang Chaobin, Hihara E. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 2. Comparison of numerical calculation with different turbulence models[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(7): 748–760.
- [18] Dittus F W, Boelter L M K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1985, 12(1): 3–22.
- [19] Liu Shengchun, Li Zheng, Dai Baomin, et al. Energetic, economic and environmental analysis of air source transcritical CO₂ heat pump system for residential heating in China[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 148: 1425–1439.
- [20] Caputo Antonio C, Pelagagge Pacifico M, Salini Paolo. Joint economic optimization of heat exchanger design and maintenance policy[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(8–9): 1381–1392.
- [21] Olympios Andreas V, Song Jian, Ziolkowski Aleksander, et al. Data-driven compressor performance maps and cost correlations for small-scale heat-pumping applications[J]. *Energy*, 2024, 291: 130171.
- [22] Cao Feng, Ye Zuliang, Wang Yikai. Experimental investigation on the influence of internal heat exchanger in a transcritical CO₂ heat pump water heater[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 168: 114855.

Heating performance evaluation of Transcritical CO₂ Air-Source Heat Pump System with Flash-Recharge

WANG Dingbiao^{1,2}, Chen Chen^{1,2}, YANG Yushen^{1,2}, LIU Xinxin^{1,2}, XIANG Sa^{1,2}, WANG Guanghui^{1,2}

(1. School of Mechanical and Power Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 2. Henan International Joint Laboratory of New Energy Clean Utilization Technology and Energy saving Equipment, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: In order to enhance the low-temperature heating performance of the transcritical CO₂ air-source heat pump system and broaden the operating range of the low-temperature operating conditions, the thermodynamic modeling of flash gas-supplementing is too ideal and the actual operating conditions deviate greatly. The flash gas-supplementing transcritical CO₂ air source heat pump heating system (CO₂ HPVI, FLA) was studied. Through the non-steady-state flow energy equation, based on the new thermodynamic model of pressure dynamic adjustment in the process of air supply, a mathematical model for comprehensive evaluation of energy saving, environmental and economic performance of the system was established. Harbin (severe cold area) and Beijing (cold area) were selected as working conditions, and coal fired boiler, gas fired wall mounted boiler and direct electric heating are selected. The three traditional heating methods were analyzed and compared in terms of thermal performance, economy and environmental emission performance. The results indicated that compared with the reference system, the COP of the flash gas supplementing system can be increased by 38.5% and the exergy loss can be reduced by more than 20% under the same working conditions. Compared with the baseline system, the CO₂, SO₂ and NO_x emissions of the CO₂ HPVI, FLA system are reduced by 19.47%. At the same time, in the extremely cold region, the life cycle cost of the CO₂ HPVI, FLA system in the eighth year can be reduced by 39.73% compared with the CFB system. Therefore, the system is significantly superior to the benchmark system in terms of comprehensive performance (energy, exergy, economic and environmental evaluation models), providing a feasible alternative to clean heating.

Keywords: CO₂ HP; benchmark system; flash technology; calculation model of gas supplement process; thermodynamic modeling;