

DOI: 10. 3969/j. issn. 2097-0706. 2025. 12. 007

高温热泵耦合储能系统的热力学分析与性能提升

Thermodynamic analysis and performance enhancement of high-temperature heat pump coupled energy storage system

马旭东^{1a,1b,2}, 杜彦君^{1a,1b,2*}, 李冰淇^{1a,1b,2}, 崔胤^{1a,1b,2}, 张灿灿^{1a,1b,2}, 吴玉庭^{1a,1b,2}
MA Xudong^{1a,1b,2}, DU Yanjun^{1a,1b,2*}, LI Bingqi^{1a,1b,2}, CUI Yin^{1a,1b,2},
ZHANG Cancan^{1a,1b,2}, WU Yuting^{1a,1b,2}

(1.北京工业大学 a.北京市传热与能源利用重点实验室; b.机械与能源工程学院,北京 100124;
2.国家能源用户侧储能创新研发中心,北京 100124)

(1.a.Beijing Key Laboratory of Heat Transfer and Energy Utilization; b.College of Mechanical and Energy Engineering,
Beijing University of Technology, Beijing 100124, China; 2.National Energy User-Side Energy Storage
Innovation Research and Development Center, Beijing 100124, China)

摘要:在“双碳”目标下,工业蒸汽生产过程迫切需要减少化石燃料燃烧产生的CO₂排放。高温热泵作为潜力巨大的低碳能源转换系统,不仅能够高效制备高温蒸汽,同时可显著降低能耗并减少碳排放。为解决单级高温热泵无法实现大温升这一难题,提出了将高温热泵与储能系统相结合的高效能源解决方案,该耦合系统可以利用储能系统的特性缩小压缩机压比,从而实现极端工况下的高效蒸汽制备;建立了包含能量、焓、经济及环境效益在内的综合变工况调节模型,通过与常规大温升高温热泵对比,评估了高温热泵耦合储能系统的应用潜力;此外建立了高温热泵耦合储能系统的最优策略模型。结果表明:在单级高温热泵无法有效运行的工况下,耦合储能系统的高温热泵仍能维持工业蒸汽的稳定输出,其性能系数和蒸汽产量分别最低提升了134.3%和461.5%;储能系统存在最优运行策略,只有在变工况条件下合理配置储能系统,才能实现耦合系统性能与经济性的同步提升。

关键词:“双碳”目标;大温升;高温热泵;储能系统;策略优化;能质提升技术;低碳能源转换系统

中图分类号:TK 02 文献标志码:A 文章编号:2097-0706(2025)12-0066-07

Abstract: Under the "dual carbon" goals, it is urgent to reduce CO₂ emissions from fossil fuel combustion in the industrial steam production process. High-temperature heat pumps, as highly promising low-carbon energy conversion systems, can not only efficiently produce high-temperature steam but also significantly reduce energy consumption and carbon emissions. To address the challenge that single-stage high-temperature heat pumps cannot achieve large temperature lifts, an efficient energy solution integrating high-temperature heat pumps with energy storage systems was proposed. This coupled system could leverage the characteristics of the energy storage system to reduce the compressor pressure ratio, thereby enabling efficient steam production under extreme operating conditions. Additionally, an integrated regulation model for variable operating conditions including energy, exergy, economic, and environmental benefits was established. Through comparative analysis with conventional high-temperature heat pumps capable of large temperature lifts, the application potential of the high-temperature heat pump coupled with the energy storage system was evaluated. Furthermore, an optimal strategy model for the coupled system was established. The results showed that under operating conditions where single-stage high-temperature heat pumps failed to operate effectively, the high-temperature heat pump coupled with an energy storage system could still maintain stable industrial steam output, with its coefficient of performance and steam production improved by at least 134.3% and 461.5%, respectively. The energy storage system had an optimal operating

strategy, and only through rational configuration under variable operating conditions could the coupled system achieve synchronous improvements in performance and economic efficiency.

Keywords: "dual carbon" goals; large temperature

基金项目:北京市自然科学基金项目(3254050);北京市教育委员会科技发展计划项目(JC052004202401)
Natural Science Foundation of Beijing (3254050); R&D Program of Beijing Municipal Education Commission (JC052004202401)

lift; high-temperature heat pump; energy storage system; strategy optimization; energy quality enhancement technology; low-carbon energy conversion system

0 引言

全球能源系统低碳转型的紧迫性日益凸显^[1]。国际能源署研究指出,尽管 2023 年全球清洁能源投资达 1.7 万亿美元并首超化石燃料^[2],但能源供需结构性矛盾持续加剧。2060 年前实现“碳中和”需将当前清洁能源投资强度提升 3 倍以上,其中,工业生产作为能耗占比超三分之一的重点部门,其 72% 的工艺热能仍依赖化石燃料,这一结构性矛盾已成为实现深度脱碳目标的关键制约因素^[3]。

高温热泵技术作为工业供热电气化的关键路径,其技术突破聚焦三大方向:循环结构优化、高温压缩机研发及环保制冷剂筛选^[4]。现有研究过度追求大温升以应对极端工况,却忽略了温升能力与系统效率间的固有矛盾^[5],导致化工、钢铁等高耗能行业面临经济性难题。本研究提出了单级高温热泵与储能系统的动态耦合方式,通过相变材料(Phase Change Material, PCM)潜热储能的等温释热特性减小压缩机压比,为破解“温升-效率悖论”提供了新范式。

由文献分析可知,现有研究主要集中于传统热泵系统的储能集成潜力评估,而针对高温热泵与储能集成的研究少有公开报道^[6-17]。从技术层面看,当前结合储能技术的热泵系统主要采用显热-潜热复合储能模式,显热储能主要通过水等介质实现宽温区存储,潜热储能则利用相变材料达成高能量密度存储^[18]。值得注意的是,相变材料在相变过程中吸收/释放大潜热的同时能保持近似恒定的储能温度^[19],这一特性不仅能显著减小储能装置体积,同时可在窄温区内实现精准的热需求调控,使储能技术在热泵系统中展现出独特优势。

综上所述,本研究提出了将高温热泵与储能系统耦合的新型大温升解决方案,通过能量、烟、经济和环境的多指标评价体系,对比分析了高温热泵耦合储能系统相对常规大温升高温热泵的优势,同时构建了高温热泵耦合储能系统的匹配策略模型并提出最优运行策略,为工业场景下高温热泵的工程应用提供理论与技术支撑。

1 系统概况

热泵耦合储能系统的最新研究进展见表 1。图 1 为高温热泵耦合储能系统的原理图,该耦合系统主要由蒸发器、冷凝器、压缩机、节流阀和储能系统组成。低温低压的液体制冷剂在蒸发器中吸收来自储能系

表 1 热泵耦合储能系统的最新研究进展

Table 1 Recent research progress on heat pumps coupled with energy storage system

年份	热泵	储能系统	参考文献
2025	复合热泵	显热/潜热	[6]
2023	光电-太阳能辅助热泵	水/潜热	[7]
2023	吸收式热泵	显热/潜热	[8]
2023	空气源热泵	潜热	[9]
2023	电热泵	显热/潜热	[10]
2023	太阳能热泵/地源热泵	潜热	[11]
2022	间接式太阳能热泵	水/潜热	[12]
2022	空气源热泵	显热/潜热	[13]
2021	空气源热泵/地源热泵/余热热泵/太阳能辅助热泵	显热/潜热	[14]
2021	太阳能辅助热泵	显热/潜热	[15]
2019	直驱式太阳能热泵	潜热	[16]
2019	空气源热泵	潜热	[17]

统的热量变成低温低压的气体制冷剂,低温低压的气体制冷剂经过压缩机的加温加压变成高温高压的气体制冷剂,然后在冷凝器中对来自供水点的洁净水进行放热后变成中温高压的液体制冷剂,最后经过节流阀的节流作用变成低温低压的液体制冷剂进入蒸发器。低温低压的洁净水进入冷凝器吸收气体制冷剂的热量后变成饱和蒸汽排出系统。



图 1 高温热泵耦合储能系统原理

Fig. 1 Schematic diagram of high-temperature heat pump coupled with energy storage systems

图 2 为高温热泵的压焓($p-h$)图,图中各状态点与图 1 中的相对应。由于常规的单级高温热泵无法实现大温升,本研究提出通过集成储能系统来提升常规热泵的蒸发器入口温度,从而在保持较大温升的同时提高性能系数(Coefficient of Performance, COP)。储能系统可利用太阳能、风能或工业废热等可再生能源进行储能^[20]。此外,相较于直接从空气中取热,本方案

具有避免压缩机频繁启停的优势。

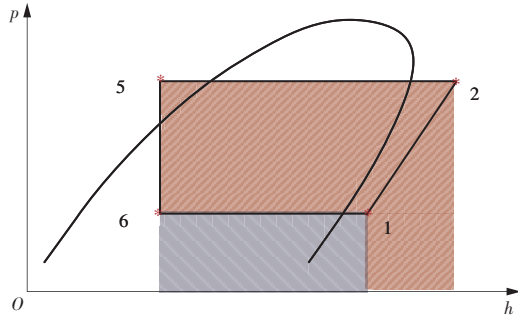


图 2 高温热泵 $p-h$ 图

Fig. 2 $p-h$ diagram of high-temperature heat pump

2 系统建模

为了简化模型和计算,对模型作如下假设^[21]。

- (1) 系统各组件均处于稳定工作状态。
- (2) 忽略管道热损失和压降。
- (3) 节流处理为等焓过程。
- (4) 参考状态为 $t_0=20\text{ }^\circ\text{C}$, $p_0=101.325\text{ kPa}$ 。

2.1 热力学模型

2.1.1 蒸发器

$$Q_{\text{evap}} = c_{p, \text{hs}} q_{m, \text{hs}} (t_{\text{hs, in}} - t_{\text{hs, out}}) = q_{m, \text{ref}} (h_1 - h_6), \quad (1)$$

$$I_{\text{evap}} = q_{m, \text{ref}} [(h_6 - h_1) - t_0 (s_6 - s_1)] + Q_{\text{evap}} \left[1 - \frac{t_0}{(t_{\text{hs, in}} - t_{\text{hs, out}}) / \ln(t_{\text{hs, in}} / t_{\text{hs, out}})} \right], \quad (2)$$

$$\eta_{\text{evap}} = \frac{q_{m, \text{ref}} [(h_1 - h_6) - t_0 (s_1 - s_6)]}{Q_{\text{evap}} \left[1 - \frac{t_0}{(t_{\text{hs, in}} - t_{\text{hs, out}}) / \ln(t_{\text{hs, in}} / t_{\text{hs, out}})} \right]}, \quad (3)$$

式中: Q_{evap} 为蒸发器产生的热量; I_{evap} 为蒸发器的焓损失; η_{evap} 为蒸发器的焓效率; $c_{p, \text{hs}}$ 为热源的比定压热容; $q_{m, \text{hs}}$ 为热源的质量流量; $q_{m, \text{ref}}$ 为制冷剂的质量流量; $t_{\text{hs, in}}$, $t_{\text{hs, out}}$ 分别为热源入口、出口的温度; t_0 为环境温度; h_1 , h_6 分别为状态点 1 和 6 的比焓; s_1 , s_6 分别为状态点 1 和 6 的比熵。

2.1.2 压缩机

$$W_{\text{refc}} = q_{m, \text{ref}} (h_2 - h_1), \quad (4)$$

$$I_{\text{refc}} = W_{\text{refc}} + q_{m, \text{ref}} [(h_1 - h_2) - t_0 (s_1 - s_2)], \quad (5)$$

$$\eta_{\text{refc}} = \frac{q_{m, \text{ref}} [(h_2 - h_1) - t_0 (s_2 - s_1)]}{W_{\text{refc}}}, \quad (6)$$

式中: W_{refc} 为压缩机功耗; I_{refc} 为压缩机的焓损失; η_{refc} 为压缩机的焓效率; h_2 为状态点 2 的比焓; s_2 为状态点 2 的比熵。

2.1.3 冷凝器

$$Q_{\text{cond}} = q_{m, \text{ref}} (h_2 - h_5), \quad (7)$$

$$I_{\text{cond}} = q_{m, \text{ref}} [(h_2 - h_5) - t_0 (s_2 - s_5)] - Q_{\text{cond}} \left[1 - \frac{t_0}{(t_{1, \text{out}} - t_{1, \text{in}}) / \ln(t_{1, \text{out}} / t_{1, \text{in}})} \right], \quad (8)$$

$$\eta_{\text{cond}} = \frac{Q_{\text{cond}} \left[1 - \frac{t_0}{(t_{1, \text{out}} - t_{1, \text{in}}) / \ln(t_{1, \text{out}} / t_{1, \text{in}})} \right]}{q_{m, \text{ref}} [(h_2 - h_5) - t_0 (s_2 - s_5)]}, \quad (9)$$

式中: Q_{cond} 为冷凝器产生的热量; I_{cond} 为冷凝器的焓损失; η_{cond} 为冷凝器的焓效率; $t_{1, \text{in}}$, $t_{1, \text{out}}$ 分别为洁净水入口、出口的温度; h_5 为状态点 5 的比焓; s_5 为状态点 5 的比熵。

2.1.4 节流阀

$$q_{m, \text{ref}} h_5 = q_{m, \text{ref}} h_6, \quad (10)$$

$$I_{\text{tv}} = q_{m, \text{ref}} t_0 (s_6 - s_5), \quad (11)$$

$$\eta_{\text{iv}} = \frac{(h_6 - h_0) - t_0 (s_6 - s_0)}{(h_5 - h_0) - t_0 (s_5 - s_0)}, \quad (12)$$

式中: I_{iv} , η_{iv} 分别为节流阀的焓损失和焓效率; h_0 为环境的比焓。

2.1.5 系统性能系数

$$C_{\text{OP}} = \frac{q_{m, \text{l, out}} h_{1, \text{out}} - q_{m, \text{l, in}} h_{1, \text{in}}}{W_{\text{refc}}}, \quad (13)$$

式中: $q_{m, \text{l, in}}$, $q_{m, \text{l, out}}$ 分别为洁净水入口、出口的质量流量; $h_{1, \text{in}}$, $h_{1, \text{out}}$ 分别为洁净水入口、出口的比焓。

2.1.6 总焓效率

$$\eta_{\text{total}} = \frac{E_{\text{revenue}}}{E_{\text{payment}}} = \frac{W_{\text{refc}} - I_{\text{total}}}{W_{\text{refc}}} = 1 - \frac{I_{\text{total}}}{W_{\text{refc}}}, \quad (14)$$

式中: E_{revenue} 为焓收益; E_{payment} 为焓支出; I_{total} 为总焓损失。

为评估系统的推广应用潜力,需要考虑其对环境的影响和经济性。对环境的影响通常包含多种关键污染物的排放,如 CO_2 , SO_2 和 NO_x 等。由于 CO_2 不仅占比最大,而且会产生碳交易价值,因此本研究重点聚焦 CO_2 排放的量化分析,具体计算公式为

$$m_{\text{HTHP, CO}_2} = \beta \sum_{i=1}^{365} W_{\text{HTHP, } i} \tau_{\text{op, } i}, \quad (15)$$

式中: β 为 CO_2 排放因子, $\text{kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$; $W_{\text{HTHP, } i}$ 为第 i 天高温热泵平均日耗电量; $m_{\text{HTHP, CO}_2}$ 为高温热泵的 CO_2 排放总质量; $\tau_{\text{op, } i}$ 为第 i 天的运行时间, h 。

为了更准确地体现所提系统的环保特性,本研究在相同条件下将其与电锅炉 (Electric Boiler, EB) 的参数进行对比。在产生同等蒸汽热量的前提下,电锅炉的等效电加热功耗计算公式为

$$W_{\text{EB, } i} = \frac{Q_{\text{vap, } i}}{\eta_{\text{e, t}}}, \quad (16)$$

式中: $Q_{\text{vap, } i}$ 为电锅炉产生蒸汽的热量; $\eta_{\text{e, t}}$ 为电锅炉的电热转换效率。

电锅炉的 CO_2 排放量可通过下式计算

$$m_{EB,CO_2} = \beta \sum_{i=1}^{365} W_{EB,i} \tau_{op,i} \quad (17)$$

CO₂排放量差值可表示为

$$m_{EB,CO_2} - m_{HTHP,CO_2} = \beta \sum_{i=1}^{365} \tau_{op,i} Q_{vap,i} \left(\frac{1}{\eta_{e,t}} - \frac{1}{C_{OP}} \right) \quad (18)$$

此外,总当量变暖影响(Total Equivalent Warming Impact, TEWI)包含制冷剂产生的直接和间接 CO₂排放,通过下式计算

$$T_{EWI,HTHP} = G_{WP} m_{charge} nL + G_{WP} m_{charge} (1 - \alpha) + m_{HTHP,CO_2} n, \quad (19)$$

式中: $T_{EWI,HTHP}$ 为高温热泵的总当量变暖影响; L 为制冷剂的年泄漏率; α 为制冷剂的回收系数; n 为运行年数; G_{WP} 为制冷剂的全球变暖系数; m_{charge} 为制冷剂充注量。

经济性分析综合考虑初始投资成本、年度维护费用及年运行成本,由下式计算

$$C_t = C_{ini} + C_{maint} + C_{opn}, \quad (20)$$

式中: C_t 为总费用; C_{ini} 为初始投资成本; C_{maint} 为年度维护费用吗, C_{maint} 取 C_{ini} 的1%; C_{opn} 为年运行成本。

C_{opn} 的计算公式如下

$$C_{opn} = nC_{ele} \sum_{i=1}^{365} W_i \tau_{op,i}, \quad (21)$$

式中: C_{ele} 为电价; W_i 为第 i 天平均日耗电量。

经济差可通过下式计算

$$C_{t,EB} - C_{t,HTHP} = (1 + 1\%n) (C_{ini,EB} - C_{ini,HTHP}) + nC_{ele} \sum_{i=1}^{365} \tau_{op,i} Q_{vap,i} \left(\frac{1}{\eta_{e,t}} - \frac{1}{C_{OP}} \right), \quad (22)$$

式中: $C_{t,EB}$ 为电锅炉的总费用; $C_{t,HTHP}$ 为高温热泵的总费用; $C_{ini,EB}$ 为电锅炉的初始投资成本; $C_{ini,HTHP}$ 为高温热泵的初始投资成本。

为评估经济与环境效益,本研究在同等运行工况下对比分析了高温热泵与EB的系统性能。该对比方法有效消除了因地区及市场差异导致的初始投资成本波动,从而确保系统计算的可靠性与标准化。

2.2 最优策略模型

根据上述模型,建立了高温热泵耦合储能系统的综合评价模型。该模型中储能系统的热量来源按照电加热计算(相当于处于最恶劣工况),实际上可采用太阳能、风能或废热等间歇性能源。具体经济与环境效益计算公式如下

$$C_{t,TH} = nC_{ele} \left(\sum_{i=1}^{365} \tau_{op,i} Q_{vap,i} \left(\frac{1}{\eta_{e,t}} - \frac{1}{C_{OP,SH}} \right) + \sum_{i=1}^{365} \tau_{op,i} \Delta Q \left(\frac{1}{\eta_{e,t}} - \frac{1}{C_{OP,PCM}} \right) \right) + C_{CO_2} m_{TH,CO_2} - C_{ele} n \sum_{i=1}^{365} Q_{PCM}, \quad (23)$$

$$m_{TH,CO_2} = n\beta \sum_{i=1}^{365} \tau_{op,i} Q_{vap,i} \left(\frac{1}{\eta_{e,t}} - \frac{1}{C_{OP,SH}} \right) + n\beta \sum_{i=1}^{365} \tau_{op,i} \Delta Q \left(\frac{1}{\eta_{e,t}} - \frac{1}{C_{OP,PCM}} \right), \quad (24)$$

式中: $C_{t,TH}$ 为耦合储能系统的高温热泵的总费用; ΔQ 为 $Q_{vap,AH,i} - Q_{vap,i}$; $Q_{vap,AH,i}$ 为自复叠高温热泵产生蒸汽的热量; $C_{OP,SH}$ 为单级高温热泵的性能系数; $C_{OP,PCM}$ 为相变材料的性能系数; C_{CO_2} 为CO₂排放的惩罚成本; Q_{PCM} 为相变材料产生的热量; m_{TH,CO_2} 为耦合储能系统的高温热泵的CO₂排放总质量。

Q_{PCM} 可通过下式计算

$$Q_{PCM} = \int_{t_1}^{t_m} mc_{p,s} dt + ma\Delta H_m + \int_{t_m}^{t_2} mc_{p,l} dt, \quad (25)$$

式中: t_1 和 t_2 分别为初始温度和最终温度, t_m 为相变温度; m 为PCM的质量; $c_{p,s}$ 、 $c_{p,l}$ 分别为固相和液相比定压热容; a 为熔化分数; ΔH_m 为相变潜热或熔化焓。

系统的最优运行路径可通过下式计算

$$Q_{evap} = \begin{cases} Q_{PCM} & t_m > t_c, t_{air} < t_c, t_m > t_{air} \\ Q_{air} + x_t Q_{PCM} & t_m > t_c, t_{air} \geq t_c, t_m > t_{air} \\ Q_{air} & t_m > t_c, t_{air} \geq t_c, t_m \leq t_{air} \end{cases}, \quad (26)$$

式中: x_t 为PCM的利用率; t_c 为高温热泵可稳定运行的临界温度; t_{air} 为环境温度; Q_{air} 为从环境中吸取的热量。

2.3 设计比较条件

表2为本研究的计算参数,主要由假设条件与实测数据综合确定。例如,压缩机采用自主研发的单螺杆压缩机设计参数,系统整体仿真参数的对比均在相同工况条件下进行。典型相变材料及其物性参数见表3(表中 p_2 、 p_1 为压缩机出、入口压力),所有物性数据均引自文献,本研究将其编号为PCM-1—PCM-7。

表2 本研究的关键参数与方程

Table 2 Key parameters and equations of this study

参数	数值与方程
压缩机等熵效率/%	$\eta_{adi,refc} = 0.874 - 0.0135 \frac{p_2}{p_1}$
蒸发器夹点温差/°C	10.0
冷凝器夹点温差/°C	4.2
吸气过热度/°C	5.0
过冷度/°C	5.0
压缩机体积流量/(m ³ ·h ⁻¹)	167.88
压缩机转速/(r·min ⁻¹)	2 880
β /[kg·(kW·h) ⁻¹]	0.997
$\eta_{e,t}$ /%	95
L /%	5
α /%	0
蒸汽价格/(美元·t ⁻¹)	27.42
电价/[美元·(kW·h) ⁻¹]	0.05
制冷剂	R245fa

表 3 适用于高温热泵的典型相变材料及其热物性

Table 3 Typical PCMs suitable for high-temperature heat pumps and their thermophysical properties

编号	PCM	相变温度/°C	潜热/(kJ·kg ⁻¹)	比热容(固相/液相)/[kJ·(kg·K) ⁻¹]	密度(固相/液相)/(kg·m ⁻³)	参考文献
PCM-1	Na ₂ SO ₄ ·10H ₂ O	32.4	241.0	1.8/3.3	1 460/1 330	[22]
PCM-2	月桂酸	42.0	178.0	0.1/0.1	870/870	[23]
PCM-3	水合盐	48.0	210.0	2.4/2.4	1 600/1 666	[24]
PCM-4	石蜡+石墨	51.0	162.0	2.1/2.1	605/605	[25]
PCM-5	肉豆蔻酸	54.0	187.0	1.7/2.2	844/844	[23]
PCM-6	A58H+脂肪醇	58.0	284.5	2.4/1.8	816/790	[26]
PCM-7	棕榈酸	63.0	187.0	1.9/2.2	847/847	[23]

3 结果分析与讨论

3.1 常规单级高温热泵性能

图 3 为单级高温热泵在不同环境温度下的性能表现。可以看出,随着环境温度升高,COP、制热量和运行经济效益均呈单调递增趋势,而焓效率则呈现先升高后降低的趋势,且存在峰值。原因主要是随着环境温度的升高,焓效率较高的压缩机焓损失占比逐渐降低,而蒸发器焓效率与焓损失占比均升高,最终导致总焓效率呈现先升后降的趋势。另外,在环境温度低于 20 °C 时,单级高温热泵无法正常工作,这一技术局限严重制约了其在中国北方等高寒地区的推广应用。

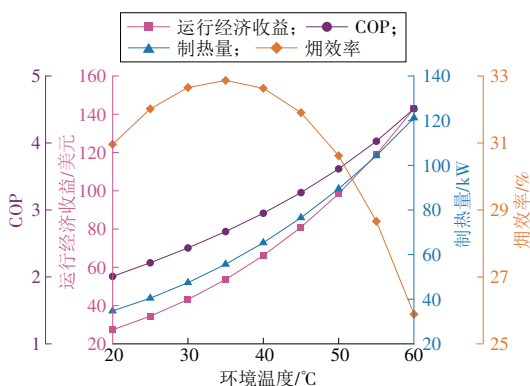


图 3 单级高温热泵综合性能

Fig. 3 Comprehensive performance of single-stage high-temperature heat pumps

3.2 热力学性能对比

目前常用的大温升高温热泵为自复叠和复叠高温热泵,本研究将所提耦合系统的性能与自复叠高温热泵进行对比,其中,自复叠高温热泵的细节见文献[27]。图 4 为与储能系统耦合的高温热泵和常规自复叠大温升高温热泵的热力学性能对比。结果表明,在环境温度为-30 °C 时,耦合储能系统的单级高温热泵与大温升自复叠高温热泵相比 COP 和蒸汽产量分别最低提高了 134. 3% 和 461. 5%,此外,随着环境温度

的升高,两者的性能差值减小。耦合储能系统的单级高温热泵不仅克服了单级高温热泵的低温运行限制,而且提高了系统的整体性能,为极端环境下高温热泵的应用提供了解决方案。

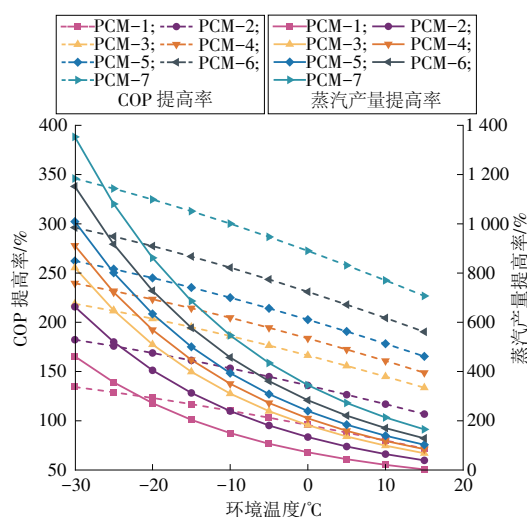


图 4 高温热泵耦合储能系统与常规大温升高温热泵的热力学性能对比

Fig. 4 Comparison of thermodynamic performance between high-temperature heat pump coupled with energy storage system and conventional high-temperature heat pumps with large temperature lifts

3.3 经济性能对比

高温热泵耦合储能系统与常规自复叠大温升高温热泵的经济性能对比如图 5 所示。经济分析中,储能系统的充热过程设定为完全电加热模式(该假设代表最不利的极端工况),若采用可再生能源或太阳能充电,系统经济效益将显著提升。结果显示,在低温段(<20 °C)耦合储能系统可能使经济效益下降,该结论与之前的分析结果一致。自复叠高温热泵在高温段的较高经济回报归因于其增加的蒸汽产量。因此,为了优化耦合储能系统的高温热泵性能,必须建立具体的使用策略。

3.4 最优策略

不同环境温度下单级高温热泵耦合储能系统

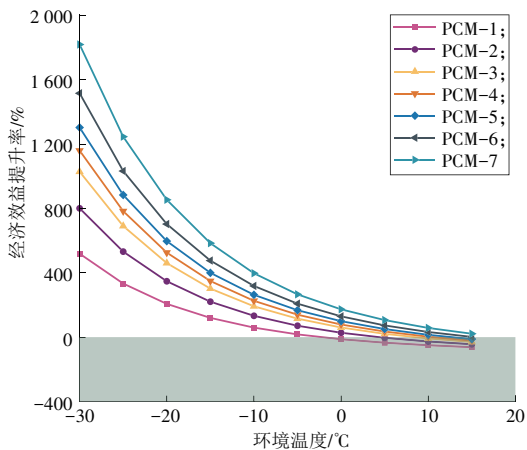


图 5 高温热泵耦合储能系统与常规大温升高温热泵的经济性能对比

Fig. 5 Comparison of economic performance between high-temperature heat pump coupled with energy storage system and conventional high-temperature heat pumps with large temperature lifts

的最佳配置比例如图 6 所示。可以看出,随着环境温度的升高,单级高温热泵中耦合储能系统的最佳比例取决于所使用的 PCM 类型。值得注意的是,具有较高相变温度的 PCM 表现出更宽的适用范围,并且在相同温度下的利用率较低。

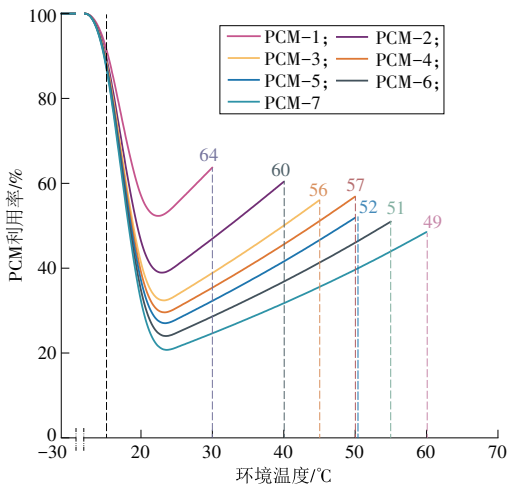


图 6 不同环境温度下储能系统的最佳配置比例
Fig. 6 Optimal configuration ratios of energy storage system under different ambient temperatures

4 结论

本研究提出了将高温热泵与储能系统相结合的高效大温升高温热泵方案,该系统可以利用储能系统的特性缩小压缩机压比,从而在极端工况下实现蒸汽的高效制备;同时,建立了综合考虑能量、焓、经济及环境效益的变工况调节模型,通过与常规大温升高温热泵对比,评估了高温热泵耦合储能系统的应用潜力;此外,建立了高温热泵耦合储能

系统的运行策略模型,为该系统的推广应用提出了战略建议。具体结论如下。

(1)在单级高温热泵无法有效运行的工况下,耦合储能系统的高温热泵仍能维持工业蒸汽的稳定制备,其 COP 最低提升 134.3%,蒸汽产量最低提升 461.5%。

(2)在低温条件下,储热系统存在最优运行策略,只有在变工况条件下合理配置储能系统,才能实现耦合系统性能与经济性的同步提升。

未来应考虑其他种类的储热材料与高温热泵耦合,另外还应考虑在高温热泵中不同位置进行储热部署来系统评估其对运行效率和经济可行性的影响。

参考文献:

[1]孙健,王寅武,吴可欣,等.综合能源系统中热泵技术研究与应用[J].综合智慧能源,2023,45(4):1-11.
SUN Jian, WANG Yinwu, WU Kexin, et al. Research and application of heat pump technology in integrated energy systems[J]. Integrated Intelligent Energy, 2023, 45(4): 1-11.

[2]XIE B S, DU S, WANG R Z, et al. Heat pump integrated with latent heat energy storage[J]. Energy & Environmental Science, 2024, 17(19): 6943-6973.

[3]何永宁,曹文良,王苏澳,等.低 GWP 工质高温热泵系统应用研究[J/OL].化工学报,1-14(2024-12-16)[2025-05-20].<http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.1946.tq.20241213.1514.006.html>.

HE Yongning, CAO Wenliang, WANG Su'ao, et al. Application research of high-temperature heat pump system with low GWP refrigerants [J/OL]. CIESC Journal, 1-14 (2024-12-16) [2025-05-20]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.1946.tq.20241213.1514.006.html>.

[4]MA X D, DU Y J, WU Y T, et al. Performance improvement of air-source autocascade high-temperature heat pumps using advanced exergy analysis [J]. Energy, 2024, 307: 132673.

[5]胡斌,姜佳彤,吴迪,等.工业高温热泵发展现状与展望[J].制冷学报,2023,44(6):1-12.
HU Bin, JIANG Jiatong, WU Di, et al. Development status and prospects of industrial high-temperature heat pumps[J]. Journal of Refrigeration, 2023, 44(6): 1-12.

[6]WANG Y B, QUAN Z H, ZHAO Y H, et al. Feasibility and performance of coupled air-ground source heat pump systems with thermal storage[J]. Energy, 2025, 315: 134431.

[7]MIGLIOLI A, ASTE N, DEL PERO C, et al. Photovoltaic-thermal solar-assisted heat pump systems for building applications: Integration and design methods [J]. Energy and Built Environment, 2023, 4(1): 39-56.

[8]JEONG J, JUNG H S, LEE J W, et al. Hybrid cooling and

- heating absorption heat pump cycle with thermal energy storage[J]. *Energy*, 2023, 283: 129027.
- [9]NING Z Z, ZHANG X L, JI J, et al. Research progress of phase change thermal storage technology in air-source heat pump[J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 64: 107114.
- [10]WANG H C, HAN J B, ZHANG R Y, et al. Heat-power peak shaving and wind power accommodation of combined heat and power plant with thermal energy storage and electric heat pump [J]. *Energy Conversion and Management*, 2023, 297: 117732.
- [11]GU H, CHEN Y Y, YAO X Y, et al. Review on heat pump (HP) coupled with phase change material (PCM) for thermal energy storage [J]. *Chemical Engineering Journal*, 2023, 455: 140701.
- [12]ZHOU J Z, ZENG C, WANG Z C, et al. Indirect expansion solar assisted heat pump system: A review[J]. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2022, 53: 102409.
- [13]ERMEL C, BIANCHI M V A, CARDOSO A P, et al. Thermal storage integrated into air-source heat pumps to leverage building electrification: A systematic literature review[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 215: 118975.
- [14]OSTERMAN E, STRITIH U. Review on compression heat pump systems with thermal energy storage for heating and cooling of buildings[J]. *Journal of Energy Storage*, 2021, 39: 102569.
- [15]YANG L W, XU R J, HUA N, et al. Review of the advances in solar-assisted air source heat pumps for the domestic sector[J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 247: 114710.
- [16]SHI G H, LU A Y, LI D, et al. Recent advances in direct expansion solar assisted heat pump systems: A review[J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2019, 109: 349–366.
- [17]SHEN J, QIAN Z, XING Z, et al. A review of the defrosting methods of air source heat pumps using heat exchanger with phase change material [J]. *Energy Procedia*, 2019, 160: 491–498.
- [18]LIN Y X, JIA Y T, ALVA G, et al. Review on thermal conductivity enhancement, thermal properties and applications of phase change materials in thermal energy storage [J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2018, 82: 2730–2742.
- [19]MOHAMED S A, AL-SULAIMAN F A, IBRAHIM N I, et al. A review on current status and challenges of inorganic phase change materials for thermal energy storage systems [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, 70: 1072–1089.
- [20]万明忠, 王元媛, 李峻, 等. 压缩空气储能技术研究进展及未来展望[J]. *综合智慧能源*, 2023, 45(9): 26–31.
- WAN Mingzhong, WANG Yuanyuan, LI Jun, et al. Research progress and prospect of compressed air energy storage technology [J]. *Integrated Intelligent Energy*, 2023, 45(9): 26–31.
- [21]LI X Q, ZHANG Y F, FANG L, et al. Energy, exergy, economic, and environmental analysis of an integrated system of high-temperature heat pump and gas separation unit[J]. *Energy Conversion and Management*, 2019: 198: 111911.
- [22]QU S L, MA F, JI R, et al. System design and energy performance of a solar heat pump heating system with dual-tank latent heat storage[J]. *Energy and Buildings*, 2015, 105: 294–301.
- [23]HIRMIZ R, TEAMAH H M, LIGHTSTONE M F, et al. Performance of heat pump integrated phase change material thermal storage for electric load shifting in building demand side management [J]. *Energy and Buildings*, 2019, 190: 103–118.
- [24]KELLY N J, TUOHY P G, HAWKES A D. Performance assessment of tariff-based air source heat pump load shifting in a UK detached dwelling featuring phase change-enhanced buffering [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 71(2): 809–820.
- [25]SIVAKUMAR M, MAHALINGAM S, MOHANRAJ M. Energy, financial and environmental impact analysis of solar thermal heat pump systems using a direct expansion packed bed evaporator-collector[J]. *Solar Energy*, 2022, 232: 154–168.
- [26]DOGKAS G, KONSTANTARAS J, KOUKOU M K, et al. Development and experimental testing of a compact thermal energy storage tank using paraffin targeting domestic hot water production needs[J]. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2020, 19: 100573.
- [27]MA X, DU Y, WU Y, et al. Performance evaluation and optimization guidance for steam generating heat pumps with significant temperature lift [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2024, 63: 105351.

(本文责编:赵赫)

收稿日期:2025-05-27;修回日期:2025-06-18
上网日期:2025-09-28;附录网址:www.ienergy.cn

作者简介:

马旭东(1997),男,博士生,从事高温热泵、单螺杆压缩机等方面的研究,mxd2919@163.com;

杜彦君*(1994),女,副研究员,博士,从事新型储能、热泵系统及制冷压缩机研究等方面的研究,duyanjun@bjut.edu.cn;

吴玉庭(1969),男,研究员,博士,从事传热储热、压缩机/膨胀机、可再生能源热利用技术等方面的研究,wuyuting@bjut.edu.cn。

*为通信作者。