



热泵储电中双级压缩与梯度储热协同作用的分析

石宏岩, 刘一佳

(赤峰大学资源环境与建筑工程学院, 内蒙古 赤峰 024000)

摘要: 热泵储电系统作为一种大规模长期储能技术, 凭借其高效灵活、环境友好、循环寿命长等优势, 成为构建新型电力系统的关键技术。基于闭式布雷顿循环原理, 以热泵储能系统中的双级压缩和梯度储热两个阶段的协同效应为目标, 构建了单级和双级压缩热泵储电系统的热力学模型, 对比分析其炯效率、往返效率及火积耗散。结果表明, 双级压缩+双级膨胀协同运行的模式(模式四)下效率最高, 其炯效率和往返效率分别达到83.86%和75.69%; 通过在双级压缩中间设置电加热器进一步优化梯度储热, 使一二级储热温差增大至57.14 K时, 炯效率下降26.34%, 往返效率增加3.15%, 系统效率进一步提升。火积耗散分析表明释能回热器为主要耗散单元, 优化后可显著降低不可逆损失, 换热端差、压力损失等参数与系统炯效率、往返效率呈现负相关性, 验证了双级压缩与梯度储热协同提高系统性能的可行性, 为热泵储电系统的设计提供了理论依据。

关键词: 热泵储电; 布雷顿循环; 双级压缩; 往返效率

doi: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2026.0360

中图分类号: TK 02; TK 124

文献标志码: A

文章编号: 2095-4239 (2026) 09-3668-11

Analysis of synergistic effect of dual-stage compression and gradient heat storage in pumped thermal electricity storage

SHI Hongyan, LIU Yijia

(Chifeng University, School of Resources, Environment and Architectural Engineering, Chifeng 024000, Inner Mongolia, China)

Abstract: As an efficient, environmentally friendly, and long-life large-scale long-duration energy storage technology, pumped thermal electricity storage (PTES) is a key technical approach for constructing new-type power systems. Based on the closed Brayton cycle principle, this study establishes thermodynamic models for single- and two-stage compression PTES systems, focusing on the synergistic effect of two-stage compression and graded heat storage. Furthermore, comparative analysis is performed to analyze the exergy efficiency, round-trip efficiency, and entransy dissipation characteristics of the systems. The results demonstrate that the collaborative operation mode combining two-stage compression and two-stage expansion (Mode IV) exhibits the optimal performance. Under this mode, the system achieves 83.86% exergy efficiency and 75.69% round-trip efficiency, which represent increases of -12.19% and 10.32%, respectively, over the single-stage system. After installing an electric heater between the two compression stages to optimize graded heat storage, the

收稿日期: 2026-04-29; 修改稿日期: 2026-05-19。

基金项目: 赤峰大学2026年教育教学研究项目(JYJXY202648); 赤峰大学2026年度大学生创新创业训练计划项目(S202610138018)。

第一作者及通信联系人: 石宏岩(1990—), 男, 讲师, 研究方向为热泵储能技术, E-mail: shihongyan@cfxy.edu.cn。

引用本文: 石宏岩, 刘一佳. 热泵储电中双级压缩与梯度储热协同作用的分析[J]. 储能科学与技术, 2026, 15(9): 3668-3678.

Citation: SHI Hongyan, LIU Yijia. Analysis of synergistic effect of dual-stage compression and gradient heat storage in pumped thermal electricity storage[J]. Energy Storage Science and Technology, 2026, 15(9): 3668-3678.

temperature difference between primary and secondary heat storage increases to 57.14 K. Although this improvement decreases exergy efficiency by 26.34%, it increases round-trip efficiency by 3.15%. Entransy dissipation analysis indicates that the energy-releasing regenerator is the primary component causing irreversible losses. These losses can be effectively reduced via targeted optimization. Key parameters such as heat transfer terminal temperature difference and pressure loss are negatively correlated with the exergy and round-trip efficiencies of the system. This study verifies the feasibility of synergistic optimization of two-stage compression and graded heat storage, providing a solid theoretical basis for the design and engineering application of high-performance PTES systems.

Keywords: PTES; Brayton cycle; dual-stage compression; round-trip efficiency

当前, 全球能源环境正在经历深刻变革, 绿色能源需求持续增长。在“双碳”目标的引领下, 自2023年以来, 各国政府和企业都在制定储能政策, 推动储能技术的应用。在推动储能技术应用这一过程中, 国家发展改革委提出^[1]: 抽水蓄能与新型储能技术是构建现代电力系统的关键支撑, 在推进清洁能源转型、提升应急保障能力、维护能源供应安全、助力高质量能源发展以及实现气候目标等方面发挥着不可替代的作用。国家发展改革委办公厅指出^[2]: 新型储能可以独立主体身份参与电力市场, 同时支持配套储能与发电设施联合入市交易, 并积极推进独立储能参与电网调峰服务。通过不断完善储能系统的并网管理和调度运行机制, 充分释放其技术潜力, 从而为新型电力系统建设提供重要支撑。国家能源局指出^[3]: 要管好新型储能接入电网和调度运行, 优化调度策略。同时要大力推广“新能源+储能”、储能聚合、光储充一体化等联合运行模式, 试点示范项目优先调用, 把各类储能的优势充分发挥出来。国家相关部门提出目标^[4]: 到2027年, 我国新型储能制造业将实现全产业链国际竞争力的显著提升, 形成具有生态主导地位的领军企业, 储能产品全面迈向高端化、智能化、绿色化发展新阶段。在热泵储能领域, 将重点推进其与火力发电、核能发电、太阳能热发电及可再生能源发电系统的协同整合, 结合区域资源禀赋特点实施系统性规划布局。通过该技术可有效提升电网调峰填谷、频率调节等辅助服务能力, 实现现役机组延寿改造及供热能力提升等目标。

在全球能源结构向低碳与可持续发展转型的背景下, 大规模可再生能源并网导致电力系统面临供电波动与供需失衡等复杂问题。为应对这些挑战,

新型电力系统对长时储能技术的需求愈发迫切。热泵储能技术采用闭式热力学循环原理, 通过热泵循环建立温差势能并储存热能, 在需要时通过驱动热机循环发电, 是一种兼具规模化与长时储能特性的创新解决方案。该技术路线高度契合我国能源转型需求, 在构建新型电力系统、保障电网安全稳定运行等方面具有独特优势, 有望成为未来长时储能领域的重要技术支撑, 市场前景广阔。其中, 热泵储电系统 (pumped thermal electricity storage, PTES) 通过热泵与热机的协同作用实现电能与热能的高效转换, 凭借其运行灵活性、环境适应性和优异的能量转换效率, 正逐渐成为长时储能领域的研究热点。Wang等^[5]提出了基于布雷顿循环的气态二氧化碳储能系统 (B-CPTES) 和基于朗肯循环的相变二氧化碳储能系统 (R-CPTES)。经参数优化后, B-CPTES系统的能量转换效率达到62.83%, R-CPTES系统效率则提高至69.28%。Mctigue等^[6]针对液体储热的焦耳-布雷顿循环热泵储能系统, 开发了非设计工况下的运行模型与控制策略。Zhang等^[7]提出了基于二氧化碳混合工质的跨临界热泵储电系统优化方案, 研究分析了系统技术和经济性能, 指出随着充放电时长比率增加, 投资成本下降; 装机容量的增加可以提升系统经济性能。Albay等^[8]针对超临界二氧化碳回热式热泵储电系统, 开发了循环荷电状态运行调控策略, 有效提升了与风电场联合运行的经济运行效益。孙健等^[9]对热泵型储电技术的技术原理与分类、系统构成与关键部件、性能评价指标、关键技术挑战和研究热点与发展方向等多方面做出分析预测。在热泵储电技术与不同热源耦合的系统建模^[10]、性能优化^[11]及应用拓展方面^[12-13], 有关科研人员也做了研究, 旨在提升储能效率、灵活性和能

源综合利用效率。

综上所述,目前的热泵储电研究已取得一定进展,但关于多级压缩与梯度储热协同作用的深入研究相对较少。多级压缩可有效降低单级压缩的压比,减少不可逆损失;而梯度储热有助于提高储热品位。探究二者的协同机制,对于进一步提升热泵储电系统性能具有重要意义。为此,在前人研究基础上,构建完整的单级与双级系统热力学模型,深入分析双级压缩与梯度储热协同作用对系统性能的提升作用。

1 储能系统及过程

热泵储电系统主要基于正向和逆向布雷顿循环,通过电能存储和释放过程实现能量转换和存储。其核心原理在于利用循环工质的状态变化实现电能与热能之间的相互转换。在电量存储阶段,系统利用电网的过剩电力(也可为风光等的难并网绿色电力),通过热泵过程将其转换为热能和冷能进行存储;在能量释放过程中,系统将存储的热能转换回电能,并将其送回电网。简而言之,在能量存储过程中,电能被转换为热能和冷能;在能量释放过程中,热能和冷能被转换回电能,如图1所示为热泵储电系统的示意图。

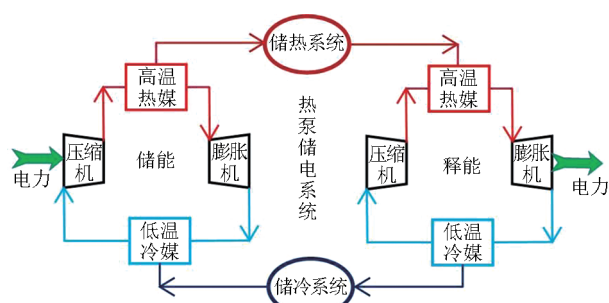


图1 热泵储电系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of pumped thermal energy storage systems

在前人^[14-17]研究基础上,基于闭式布雷顿循环构建包括压缩机、膨胀机、换热器(储热/储冷换热器、回热器)、储罐(高温、低温)及辅助加热/制冷设备的热泵储电系统物理模型^[17],分别建立了单级^[14]与双级压缩系统模型,热泵循环工质为氮气^[14]。

图2为热泵储电系统的储能流程图,以工质状态点1为起点,电力驱动压缩机将工质压缩至高温

高压状态,高温高压的工质状态点2输出到换热器1,与一级低温储热热媒状态点 h_2 进行换热,将热量储存到一级高温储热热媒状态点 h_1 中,温度降低到工质状态点3。状态点3的工质由电加热器加热到状态点1a,进入压缩机2进行二级压缩,工质变为更高温度与压力的状态点2a,随后与换热器2中的二级低温储热 h_{2a} 进行换热,将热量储存到二级高温储热热媒 h_{1a} 中,工质的温度降低到状态点3a。接下来工质经过回热器热侧,与冷侧工质进行换热,温度进一步下降。状态点4的工质进入膨胀机膨胀做功,工质变为常压的状态点5,温度下降的工质随后与换热器3中的高温储冷冷媒 h_{2b} 进行换热,将冷量储存到低温储冷冷媒 h_{1b} 中。温度上升的工质由状态点6进入回热器冷侧,工质最终变为状态点1,回到压缩机1完成循环。图3为图2对应双级系统储能的温熵图。

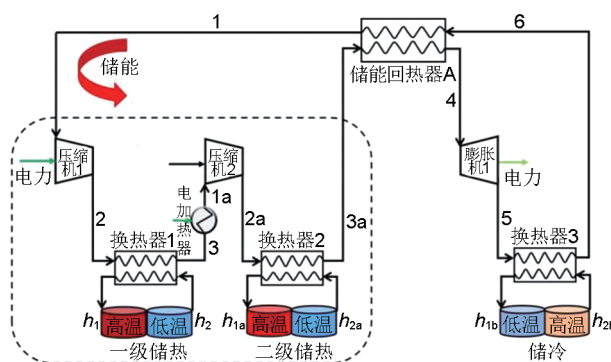


图2 热泵储能系统流程图

Fig. 2 Flow chart of pumped thermal energy storage systems

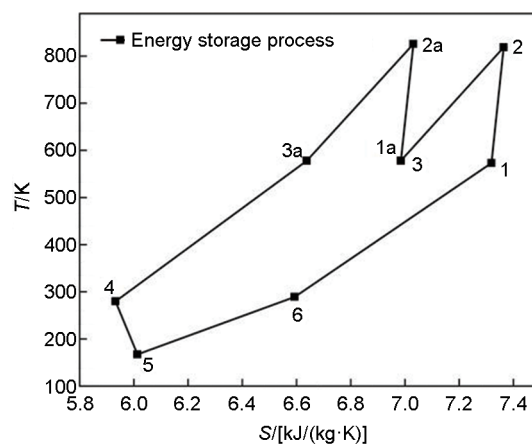


图3 双级系统储能温熵图

Fig. 3 Dual-stage system energy storage temperature-entropy diagram

图4为热泵储电系统的释能流程图，释能过程利用正向布雷顿循环将热能转化为电能。以工质状态点5'为起点，电力驱动压缩机3将工质压缩至中温高压状态。中温高压的工质由状态点4'进入释能回热器的热侧，与冷侧的工质进行换热，使其温度升高至状态点3a'。温度升高的工质经过换热器2，与二级高温储热热媒 h_{1a} 进行换热，将冷量储存到二级低温储热 h_{2a} 中，工质温度上升至状态点2a'。温度上升的工质由状态点2a'进入膨胀机3膨胀做功，压力与温度下降到状态点1a'。利用电制冷器将工质的温度由状态点1a'下降到状态点3'，工质随后进入换热器1，与一级高温储热热媒 h_1 进行换热，将冷量储存到一级低温储热热媒 h_2 中，随后进入膨胀机2膨胀，工质温度与压力下降至状态点1'。温度进一步下降的工质进入回热器冷侧降温，变为状态点7'。工质输出到水冷换热器中，与状态点为 w_1 的常温水进行换热，工质温度降低。工质由状态点6'进入换热器3，与低温储冷冷媒 h_{1b} 进行换热，将热量储存到高温储冷冷媒 h_{2b} 中，最终变为低温常压状态，回到压缩机3完成循环。图5为图4对应双级系统释能的温熵图。

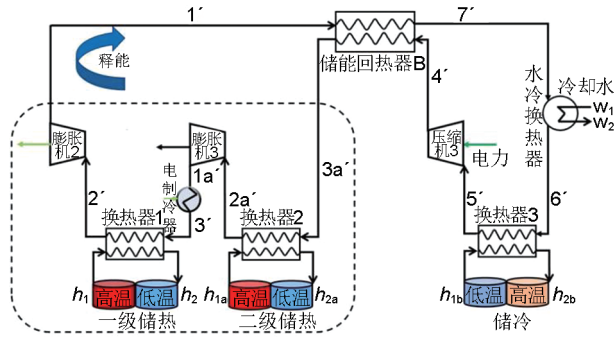


图4 热泵释能系统流程图

Fig. 4 Flow chart of pumped thermal energy release systems

系统中，一二级高温储热热媒与低温储热热媒均选用熔融盐（40% 硝酸钾+60% 硝酸钠）^[18]，其熔点为240℃，热稳定性极限为530~565℃；高温储冷冷媒与低温储冷冷媒均选用乙二醇。忽略整个系统工质的动能和位能的影响。在保温保冷合格后，由于运行时间充分，热稳定性较好，故系统整体散热损失不作为影响变量进行研究，为平衡不可逆损失造成的多余热量，只需在释能时加入水冷换热器，以便使整个系统运行^[19]。

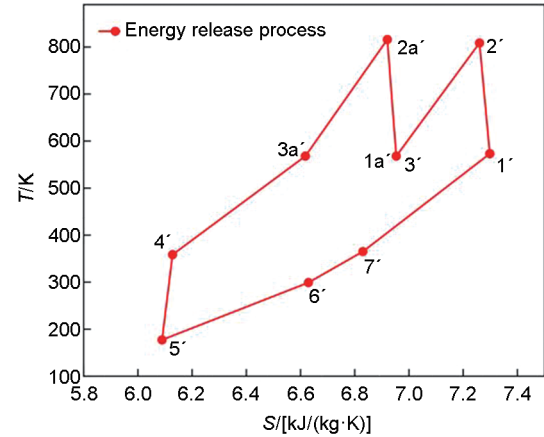


图5 双级系统释能温熵图

Fig. 5 Dual-stage system energy release thermodynamic-entropy diagram

2 热力学模型构建

2.1 压缩机和膨胀机

假设压缩与膨胀过程为绝热过程，其出口温度计算需考虑等熵效率^[19-20]。压缩机的压比（ β_Y ）为压缩机的出口压力与进口压力的比值，若给定压缩机的进口温度，压缩机的出口温度可以通过公式计算得出，即：

$$T_{Y,out} = \left(1 + \frac{\beta_Y^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_Y}\right) \cdot T_{Y,in} \quad (1)$$

式中， $T_{Y,out}$ 为压缩机出口温度，K； $T_{Y,in}$ 为压缩机进口温度，K； γ 为氮气工质的比热比， $\gamma = 1.4$ ； η_Y 为压缩机的等熵效率。

膨胀机的压比（ β_P ）为膨胀机的进口压力与出口压力的比值，若给定膨胀机的进口温度，膨胀机的出口温度可以通过公式计算得出，即：

$$T_{P,out} = \left[1 - \eta_P \cdot \left(1 - \beta_P^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)\right] \cdot T_{P,in} \quad (2)$$

式中， $T_{P,out}$ 为膨胀机出口温度，K； $T_{P,in}$ 为膨胀机进口温度，K； η_P 为膨胀机等熵效率。

2.2 模型验证

采用换热效能公式计算换热器各点温度，结合已知边界条件、换热端差及压损^[14]，按各个部件的控制方程进行模拟，得到系统重要点的状态参数。表1为单级储能系统的关键节点状态参数，表2为双级储能系统的关键节点状态参数。

2.3 功率与往返效率

热泵储电系统中的往返效率^[21]，是指系统运行过程中完整的充电与放电电能输出占输入的比例，

表1 热泵储电系统重要点的状态参数表^[14] (单级)
Table 1 State parameter table of key points of PTES systems^[14] (single stage)

状态点	温度/K	压力/kPa	比焓/(kJ/kg)	比熵/[kJ/(kg·K)]
1	573.2	200	598.2	7.32
2	818.7	640	868	7.36
4	297.8	630	307.7	6.29
5	224	210	231.6	6.32
1'	573.2	215	598.2	7.3
2'	808.4	784	856.8	7.29
4'	356.8	794	369.4	6.41
5'	234	200	242.1	6.38

表2 热泵储电系统重要点的状态参数表 (双级)
Table 2 State parameter table of key points of PTES systems (dual-stage)

状态点	温度/K	压力/kPa	比焓/(kJ/kg)	比熵/[kJ/(kg·K)]
1	573.2	200	598.2	7.32
2	818.7	640	868	7.36
1a	578.2	635	603.5	6.99
2a	825.9	2032	876.7	7.03
4	279.8	2022	307.4	5.93
5	167.3	210	172.1	6.01
1'	573.2	215	598.2	7.3
2'	808.7	658.1	856.7	7.26
1a'	568.2	663.1	592.8	6.95
2a'	815.9	2030	865.4	6.92
4'	358.7	2040	369.7	6.13
5'	177.3	200	182.7	6.09

是评价热泵储电系统能量利用率的重要指标。往返效率越高,表示系统储能和释能两个过程的电能损失越低。

压缩机的功率为压缩机进出口之间工质焓的差值,计算公式:

$$P_{CY1} = M(h_2 - h_1) \quad (3)$$

$$P_{CY2} = M(h_{2a} - h_{1a}) \quad (4)$$

$$P_{SY3} = M(h_{4'} - h_{5'}) \quad (5)$$

式中,下标CY、SY分别为储能过程压缩机、释能过程压缩机。

膨胀机的功率为膨胀机进出口之间工质焓的差值,计算公式:

$$P_{CP1} = M(h_4 - h_5) \quad (6)$$

$$P_{SP2} = M(h_{2'} - h_{1'}) \quad (7)$$

$$P_{SP3} = M(h_{2a'} - h_{1a'}) \quad (8)$$

式中,下标CP、SP分别为储能过程膨胀机、释能过程膨胀机。

在储能过程中,电动机功率计算公式:

$$P_s = \frac{P_{CY} - P_{CP}}{\eta_M} \quad (9)$$

式中, η_M 为电动机的效率。

释能过程中,发电机的功率计算公式:

$$P_G = \eta_G(P_{SP} - P_{SY}) \quad (10)$$

式中, η_G 为发电机的效率。

热泵储电系统的往返效率为释能功率与储能功率的比值^[21],计算公式:

$$\eta = \frac{P_G}{P_s} \times 100\% \quad (11)$$

2.4 焓分析

焓采用国标进行计算。根据国标GB/T 14909—2021,以环境温度298.15 K (25℃)和环境压强100 kPa作为焓分析参考数值,该状态为系统焓分析的基准^[22]。

忽略动能及位能的影响,稳定流动状态下的流体焓值:

$$E = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (12)$$

式中, E 为状态点的焓值; h 为状态点的焓值; h_0 为环境参考点的焓值; T_0 为环境参考温度; s 为状态点的熵值; s_0 为环境参考点的熵值。

工质在状态点1稳定流动到状态点2的最大有用功为两状态点间焓的差值,对应公式:

$$W_{\max} = E_1 - E_2 = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (13)$$

压缩机的功耗值为压缩机出口与入口处循环工质焓的差值,即:

$$W_Y = h_{Y,out} - h_{Y,in} \quad (14)$$

膨胀机的做功量为膨胀机入口与出口处循环工质焓的差值,即:

$$W_P = h_{P,in} - h_{P,out} \quad (15)$$

压缩机的功耗来源于焓和焓损失,对应压缩机的焓平衡方程:

$$E_{Y,in} - W_Y = E_{Y,out} - I_Y \quad (16)$$

式中, I 为焓损失, J 。

同理,膨胀机的焓平衡方程:

$$E_{P,in} = E_{P,out} - W_P + I_P \quad (17)$$

压缩机焓效率,压缩过程将工质输入功转化为工质焓增量的有效程度,为工质获得的焓与压缩机耗功量之比:

$$\eta_{E_Y} = \frac{E_{Y,out} - E_{Y,in}}{W_Y} \quad (18)$$

膨胀机焓效率,膨胀过程将工质焓的减少量转化为有用功的效率,为实际输出功与工质的焓降低

量的比值：

$$\eta_{E_p} = \frac{W_p}{E_{p,in} - E_{p,out}} \quad (19)$$

换热器热流体与冷流体在热交换时有能量损失，损失的这部分能量为焓损失。焓的平衡方程为：

$$E_{HEG,in} + E_{HED,in} = E_{HEG,out} + E_{HED,out} + I_{HE} \quad (20)$$

换热器焓效率计算公式为换热器冷侧焓的提升量与换热器热侧焓降低量的比值：

$$\eta_{E_o} = \frac{\Delta E_{HED}}{\Delta E_{HEG}} = 1 - \frac{I_{HE}}{\Delta E_{HEG}} \quad (21)$$

对于热泵储电系统整体的焓效率计算，为释能过程焓的利用率与储能过程焓的利用率的比值：

$$\eta_E = \frac{W_s}{W_c} = 1 - \frac{I_z}{W_c} \quad (22)$$

式中，下标 S 为释能过程；下标 C 为储能过程； I_z 为系统总的焓损失。

2.5 火积耗散

过增元提出火积为物体传递热量能力的概念^[23]，通过参考文献[24]得知两股流换热器计算公式计算火积耗散：

$$G_\Phi = \left(\frac{1}{2} C_H T_{H,in}^2 + \frac{1}{2} C_C T_{C,in}^2 \right) - \left(\frac{1}{2} C_H T_{H,out}^2 + \frac{1}{2} C_C T_{C,out}^2 \right) \quad (23)$$

式中， G 为火积， $W \cdot K$ ； T 为温度， K ； C 为热容量流， $J/(kg \cdot K)$ ；下标 Φ 为耗散；下标 H 为热股流；下标 c 为冷股流；下标 in、out 分别为入口和出口。注：计算热容量流时，需采用换热器进出口的平均比热容。

3 模拟分析

热泵储电系统的双级控制系统相较于单级系统，利用了两个压缩机与两个膨胀机对系统工质进行二次压缩与二次膨胀，使被压缩或膨胀的工质进行二次升温与二次利用。为了探究单双级控制对热泵储电系统的影响，采用控制变量的方法，在不加入中间加热器与中间制冷器的前提下，改变储能系统和释能系统的压缩次数和膨胀次数，探究单双级控制对系统的焓效率与往返效率的影响。

3.1 单双级控制系统效率分析

四种模式如表 3，模式一为单级系统，在储能与释能过程中采用一级储热热媒进行热量的存储与释放；模式二采用双级压缩与单级膨胀的控制方式，在释能时利用一级热媒存储的热量进行能量转化，二级热媒只在储能时作为热量储存；模式三与

模式二的区别在于释能时采用二级热媒，一级热媒储存热量但不进行热量转化；模式四为双级压缩与双级膨胀的控制方式，一级热媒与二级热媒均参与储能与释能过程。

表 3 单双级系统的四种分级控制模式

Table 3 Four hierarchical control modes of single-stage and dual-stage systems

控制模式	储能过程	释能过程	释能热源
模式一	单级压缩	单级膨胀	一级热媒
模式二	双级压缩	单级膨胀	一级热媒
模式三	双级压缩	单级膨胀	二级热媒
模式四	双级压缩	双级膨胀	双级热媒

图 6 是单双级系统四种控制模式效率的计算结果，双级系统模式二的焓效率和往返效率为 42.6% 和 38.44%，最低，模式三次之。由于模式三采用二级储热储罐存储的热能高于模式二采用的一级储热储罐，其所释放的电能更高，所以模式三的效率高于模式二。进一步对比发现，模式一的焓效率和往返效率低于模式四并且高于双级系统的其他两种模式，焓效率和往返效率为 71.67% 和 65.37%，双级系统模式四的焓效率和往返效率分别为 83.86% 和 75.69%，为最高，相比较模式一，更高的焓效率和往返效率主要得益于模式四双级压缩的热存储能力。由于模式二与模式三在释能过程中采用单级膨胀，没有利用到储能双级压缩中另一个储罐存储的热能，因此其效率明显低于另外两种模式。

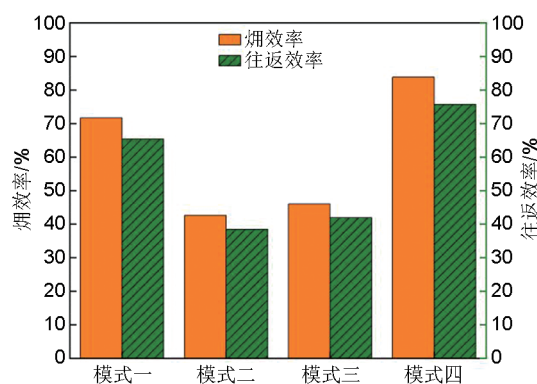


图 6 单双级系统四种控制模式效率分析

Fig. 6 Efficiency analysis of four control modes in single-stage and dual-stage systems

选取模式一（单级压缩+单级膨胀）与模式四（双级压缩+双级膨胀）两种效率较高的控制模式，分析其压缩机与膨胀机的功率，以方便设备选型，具体数据参见图 7。

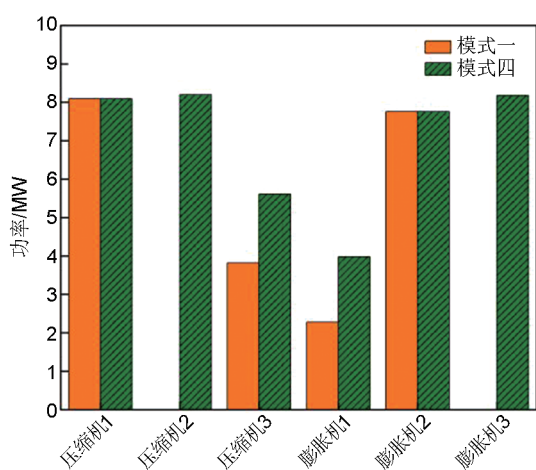


图7 模式一与模式四主要设备功率分析

Fig. 7 Analysis of main equipment power for Mode I and Mode IV

模式一相比较于模式四：压缩机1功率相同，为8.09 MW；膨胀机2的功率相同，为7.76 MW。模式一的压缩机3功率为3.82 MW，模式四的压缩机3功率为5.61 MW，模式四相比较于模式一，压缩机3功率高出了1.79 MW。由于双级系统释能时，为了避免二次膨胀后的压力过低问题，增大压缩机3的压比，使其进出口压力明显高于单级系统压缩机3的压力，使双级系统压缩机3的功率高于单级系统压缩机3的功率。也就是说，利用压缩机3消耗更多电能来补充在膨胀机2中多获得的机械能，符合能量守恒定律。模式一的膨胀机1功率为2.28 MW，模式四的膨胀机1功率为3.98 MW，模式四相比模式一，膨胀机1的功率高出了1.7 MW。由于双级系统储能时，为了避免二次压缩后的压力过高问题，增大膨胀机1的压比，使其进出口压力明显高于单级系统膨胀机1的压力，导致双级系统膨胀机1的功率高于单级系统膨胀机1的功率。从整体能量平衡来看，双级系统虽然流程复杂，却可以实现更高的储能和释能转化效率，即更高的电能与机械能的转化效率。

3.2 关键因素对单双级系统效率的影响

换热端差是一个衡量两个不同温度环境之间能量交换程度的指标，它影响系统的运行效率，对优化热交换系统具有重要意义。由于换热器内部结构设计、材质等因素引起的摩擦和压阻，会影响换热效率。通过计算，明确换热器压力损失对系统效率敏感性的影响。

选取了换热器的端差（图8）和压力损失（图9）

为关键影响因素，对比分析发现热泵储电系统的单级系统（模式一）与双级系统（模式四）的效率明显高于其他两种，因此，对这两种系统进行后续性能分析。

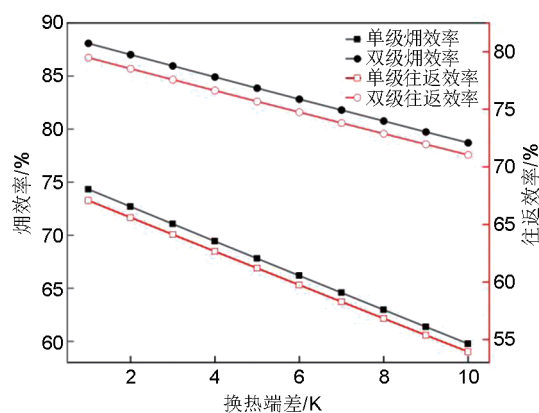


图8 单双级系统效率随换热端差的变化

Fig. 8 The efficiency of single-stage and dual-stage systems varies with the change of the heat exchange temperature difference

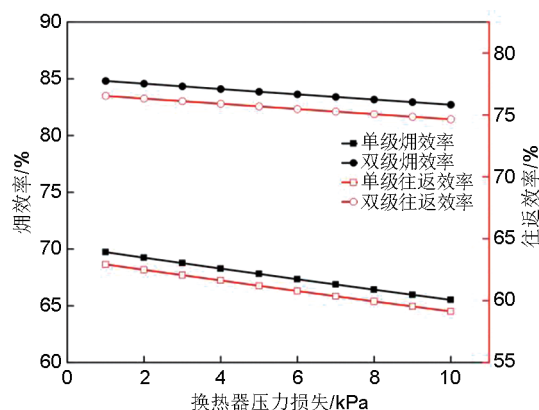


图9 单双级系统效率随换热器压力损失的变化

Fig. 9 The efficiency of single-stage and dual-stage systems varies with the pressure loss of the heat exchanger

随着换热端差的增大，焓效率与往返效率整体呈现负相关性。换热端差由1 K增长到10 K，单级系统的焓效率由74.33%下降至59.77%；往返效率由67.08%下降至53.94%。双级系统的焓效率由88.08%下降至78.71%；往返效率由79.49%下降至71.04%。随着换热端差的增加，单级系统效率受到的影响大于双级系统，其对换热端差的敏感性更强。这表明双级系统相比较于单级系统在热量分配上有优势，同时双级系统的热稳定性优于单级系统。

随着换热器压力损失的增大, 焓效率与往返效率整体呈现负相关性。换热器压力损失由 1 kPa 增长到 10 kPa, 单级系统的焓效率由 69.73% 下降至 65.52%; 往返效率由 62.93% 下降至 59.13%。双级系统的焓效率由 84.81% 下降至 82.71%; 往返效率由 76.54% 下降至 74.65%。双级系统的稳定性高于单级系统, 所以随着换热器压力损失的增加, 对单级系统效率的影响大于对双级系统的影响。

3.3 单双级火积耗散对比

计算单双级各个换热器的火积耗散时, 储热媒储罐介质为熔融盐, 由于软件 EES 无此介质, 无法确定比热容。因此, 在计算热容量流时, 储热热媒的比热容为导入参数 $1.5 \text{ J}/(\text{g} \cdot \text{K})^{[25]}$, 模拟结果参见图 10。

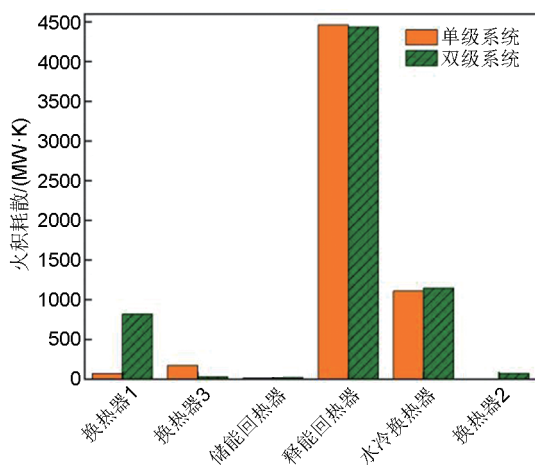


图 10 单双级各换热器火积耗散对比

Fig. 10 Comparison of entransy dissipation for single-stage and dual-stage heat exchangers

单级系统中释能回热器的火积耗散最高, 为 $4462 \text{ MW} \cdot \text{K}$; 储能回热器火积耗散最低, 为 $12.13 \text{ MW} \cdot \text{K}$ 。双级系统中释能回热器的火积耗散最高, 为 $4436 \text{ MW} \cdot \text{K}$; 换热器3的火积耗散最低, 为 $27.71 \text{ MW} \cdot \text{K}$ 。对比单双级系统释能回热器的火积耗散, 单级系统释能回热器的火积耗散高于双级系统释能回热器的火积耗散, 高出 0.58%。

由火积耗散的计算公式可知, 温度与火积耗散的关系成正比, 通过降低温度, 可实现减小火积耗散。由图 10 可知, 单双级系统均为释能回热器火积耗散最高, 以此为例, 通过改变释能回热器冷侧出口温度, 使释能回热器火积耗散减小。已知单级系统一级低温储热热媒温度与释能回热器热侧进口

温度相等, 双级系统二级低温储热热媒温度与释能回热器热侧进口温度相等, 分别令一、二级低温储热热媒温度降低 100°C , 来减小火积耗散, 进而可以实现优化系统热力学性能的目的。

由图 11 可得知, 单级系统中回热器热侧进口温度由 573.2 K 降低到 473.2 K , 释能回热器火积耗散由 $4464 \text{ MW} \cdot \text{K}$ 减小到 $2148 \text{ MW} \cdot \text{K}$, 释能回热器火积耗散减少了 51.88%。双级系统中回热器热侧进口温度由 573.2 K 降低到 473.2 K , 释能回热器火积耗散由 $4436 \text{ MW} \cdot \text{K}$ 减小到 $3602 \text{ MW} \cdot \text{K}$, 减少了 18.79%。由此可知, 改变相同的温度, 对单级系统中释能回热器火积耗散的影响大于双级系统, 由此印证了双级系统的热力学稳定性优势高于单级系统。

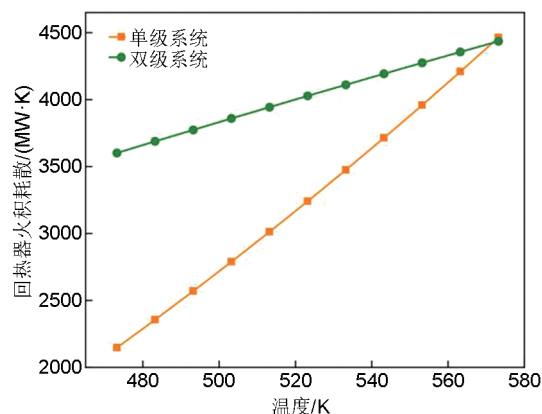


图 11 温度与回热器火积耗散的关系

Fig. 11 The relationship between temperature and entransy dissipation in the regenerator

3.4 双级系统中间温度控制模式效率分析

梯度储热是指电能在不同能量级别之间转换和存储, 从而更高效地将电能转化为热能, 并将其储存在到更高的能量层次, 这有助于提高能源利用率与系统的整体运行效率。在储能系统的一级与二级压缩之间加入电加热器, 使二级储热热媒的存储温度更高, 并且在释能过程中产生的电能显著增加。同时, 在一级与二级膨胀之间加入电制冷器, 通过降低一级膨胀前的温度, 提高一级储热热媒的热能利用率, 具体控制模式参见表 4。结合设计思路与计算分析, 验证中间加热与中间制冷技术的可行性。此模式模拟暂不考虑电加热器和电制冷器的耗电情况。

图 12 是四种中间温度控制模式的效率值结果,

模式 B 的焓效率和往返效率分别为 82.56% 和 74.51%，为最低，而模式 D 与模式 A 近似相等，模式 D 相较于模式 A 焓效率高出 0.02%，往返效率高出 0.01%。进一步对比发现，模式 C 的焓效率和往返效率分别为 85.17% 和 76.87%，最高，相较于模式 B，焓效率提升 2.61%，往返效率提升 2.36%。由于在储能系统加入中间加热器，提升了二级高温储热热媒存储的热能，释能时可以转化为更多的电能进行释放，进而使系统的焓效率和往返效率升高。相反，释能系统加入中间制冷器时，导致一级储热热媒在释能时的热量减小，进而导致转化的电能更小，使其系统的焓效率和往返效率降低。进一步验证了储能系统加入中间加热器的可行性，释能系统中间制冷器的加入并不能使一级储热热媒中的热量得到充分利用，反而会造成能源浪费。由于电加热器提升了一二级储热热媒之间的温度，导致储能系统存储的热量增加，而电制冷器降低了一二级储热热媒之间的温度，使得释能系统释放的热量减少，这两种效应在整体系统热量储存中相互抵消，这也印证了模式 D 与模式 A 的焓效率和往返效率近似相等。

表 4 双级系统四种中间温度控制模式

Table 4 Four intermediate temperature control modes of the dual-stage system

模式	储能过程	释能过程
模式 A	无	无
模式 B	无	电制冷器
模式 C	电加热器	无
模式 D	电加热器	电制冷器

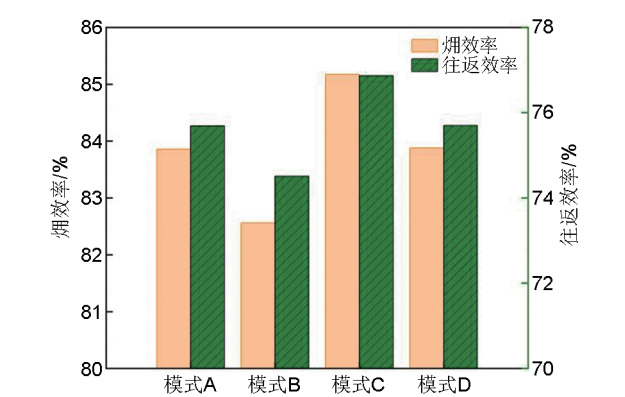


图 12 双级系统四种中间温度控制模式效率分析

Fig. 12 Efficiency analysis of four intermediate temperature control modes in a dual-stage system

3.5 控制温度设备(电加热器)压力损失的影响

由上文分析可知，储能系统利用中间加热器使二级压缩前温度升高，并且释能系统二级膨胀前温度不使用中间制冷器降温，系统的焓效率和往返效率相比较其他控制模式最高。利用控制变量法，令换热器压力损失维持在 5 kPa 不变，探究中间加热器的压力损失对系统效率的影响。

图 13 为双级系统效率随电加热器压力损失的变化趋势，随着电加热器压力损失的增大，焓效率与往返效率整体呈现负相关性。在不考虑电加热器的耗电损失时，压力损失由 1 kPa 增长到 10 kPa，焓效率由 85.23% 下降至 84.92%，下降了 0.31%，并且电加热器压力损失每增加 1 kPa，焓效率下降 0.03%；往返效率由 76.92% 下降到 76.68%，下降了 0.24%，每上升 1 kPa，往返效率下降 0.025% 左右，二者对压力损失的敏感性相仿。在考虑电加热器的耗电损失后，焓效率降低了 10.95%，往返效率降低了 1.31%。由于电加热器的压力损失增大，导致压缩机 2 的进口压力减小，进而使压缩机 2 的工作压比减小，所以系统的焓效率和往返效率出现了不同程度的下降。

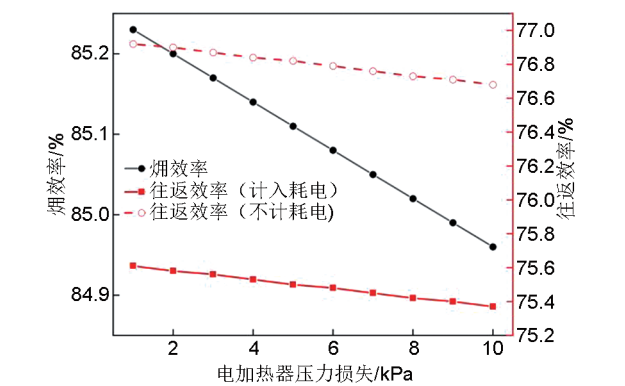


图 13 双级系统效率随电加热器压力损失的变化

Fig. 13 The efficiency of the dual-stage system varies with the pressure loss of the electric heater

3.6 控制温度设备(电加热器)制热温度的影响

一二级高温储热热媒温差通过加入中间加热器来实现热媒温差的不同，随着中间加热器制热温度的上升，一二级高温储热的温差增大。在确定热泵储电系统往返效率在 85% 以内后，进一步分析电加热器制热温度的上升对系统焓效率和往返效率的影响，进而确定一二级高温储热热媒温差的范围。

根据表 1 与表 2 的具体数据，通过效率对制热

温度的敏感性计算可得出电加热器制热温度最大在30 K左右时, 双级系统往返效率在预计范围内, 选择最大制热温差为35 K, 以便更能阐述物理原因。图14明确了双级系统的焓效率、往返效率和高温储热热媒温差与电加热器制热温度的关系。随着电加热器制热温度的上升, 焓效率呈现负相关性, 而往返效率整体呈现正相关性。在不考虑电加热器的耗电损失时, 制热温度由5 K增长到35 K, 往返效率由76.87%上升到84.14%, 增加了7.27%。在考虑电加热器的耗电损失后, 制热温度由5 K增长到35 K, 焓效率由74.20%下降至47.86%, 下降26.34%敏感性非常高; 往返效率由75.56%上升至78.71%, 增加3.15%, 而往返效率的差值由1.31%增加到5.43%, 敏感性较低。由表1的数据分析计算得到, 无电加热器时, 一二级高温储热热媒温差为7.14 K, 随着电加热器制热温度的上升, 一二级高温储热热媒温差增大, 电加热器的制热温度为30 K时, 一二级高温储热热媒温差为50 K; 电加热器的制热温度增长到35 K时, 一二级高温储热热媒温差为57.14 K。

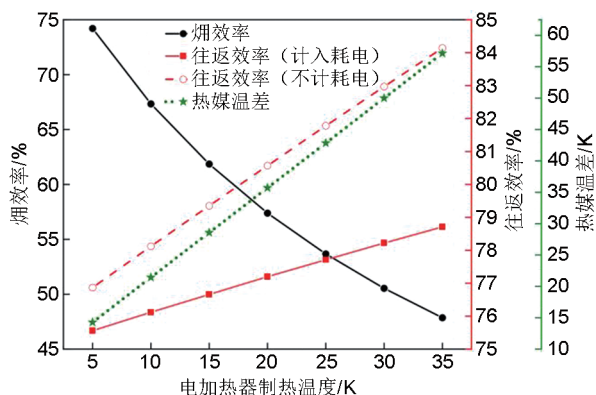


图14 双级系统效率随电加热器制热温度的变化

Fig. 14 The efficiency of the dual-stage system varies with the heating temperature of the electric heater

4 结论

(1) 双级压缩的效率高于单级压缩, 采用双级压缩与双级膨胀模式(模式四)的热泵储电系统性能的焓效率和往返效率分别达到83.86%和75.69%。双级压缩相较于单级压缩提高了储能和释能过程的转换效率。

(2) 换热端差和压力损失的增加均会导致系统效率降低, 其中换热端差的影响更为显著。当换热

端差从1 K增至10 K时, 单级系统焓效率下降14.56%, 双级系统仅下降9.37%; 单级系统往返效率下降了13.14%, 而双级系统仅下降8.45%, 表明双级系统对换热参数变化具有更强的适应性。

(3) 通过对比单双级火积耗散量, 释能过程中的回热器是系统中火积耗散最大的单元, 减小其火积耗散可显著减少不可逆损失。此外, 双级系统的火积耗散分布更均衡, 进一步验证了双级系统相较于单级系统在热量利用中的优势。

(4) 中间温度控制影响系统性能, 在四种中间温度控制模式中, 储能阶段采用电加热器(模式C)的系统效率最高, 焓效率85.17%, 往返效率76.87%, 而同时使用电加热器和电制冷器(模式D)的效率提升有限, 这说明合理的温度调控对系统效率的提升至关重要。

(5) 梯度储热通过在双级系统的储能过程中加入中间加热器的方法, 当中间加热器制热温度为35 K时, 使一二级高温储热热媒温差增至57.14 K, 焓效率下降26.34%, 往返效率增加3.15%。通过分析发现, 提高一二级高温储热热媒温差能够提升系统的效率, 减少能量浪费, 提高系统整体储能密度。

参考文献

- [1] 发展改革委, 能源局. 国家发展改革委 国家能源局关于加快推动新型储能发展的指导意见[EB/OL]. (2021-07-15). https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/2021-07/24/content_5627088.htm
- [2] 国家发展改革委办公厅, 国家能源局综合司. 关于进一步推动新型储能参与电力市场和调度运用的通知(发改办运行〔2022〕475号)[EB/OL]. (2022-06-07). https://www.ndrc.gov.cn/xwd/tzgg/202206/t20220607_1326855.html
- [3] 国家能源局. 国家能源局关于促进新型储能并网和调度运用的通知[EB/OL]. (2024-04-02). https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/202404/content_6945448.htm
- [4] 工业和信息化部, 国家发展改革委, 教育部. 工业和信息化部等八部门关于印发《新型储能制造业高质量发展行动方案》的通知[EB/OL]. (2025-02-10). https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/202502/content_7004135.htm
- [5] WANG K, SHI X P, HE Q. Thermodynamic analysis of novel carbon dioxide pumped-thermal energy storage system[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 255: 123969. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2024.123969.
- [6] MCTIGUE J, NEISES T. Off-design operation and performance of pumped thermal energy storage[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 99: 113355. DOI:10.1016/j.est.2024.113355.
- [7] ZHANG Y L, YIN S Z, YAN X W, et al. Performance of a CO₂-based mixture cycled transcritical pumped thermal energy storage system[J]. Renewable Energy, 2025, 238: 121893. DOI:

- 10.1016/j.renene.2024.121893.
- [8] ALBAY A, ZHU Z N, MERCANGÖZ M. Optimization-based state-of-charge management strategies for supercritical CO₂ Brayton cycle pumped thermal energy storage systems[J]. *Journal of Energy Storage*, 2025, 111: 115387. DOI:10.1016/j.est.2025.115387.
- [9] 孙健, 陶建龙, 胡芸蓉, 等. 基于热泵型储电技术国内外研究综述[J]. *储能科学与技术*, 2024, 13(6): 1963-1976.
- SUN J, TAO J L, HU Y R, et al. Summary of research on power storage technology based on heat pump at home and abroad[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2024, 13(6): 1963-1976.
- [10] 于博旭, 韩瑞, 刘倩, 等. 耦合火电厂灵活改造的卡诺电池储能系统热力学性能研究[J]. *储能科学与技术*, 2025, 14(4): 1461-1470.
- YU B X, HAN R, LIU Q, et al. Thermodynamic performance of a flexible retrofit Carnot battery energy storage system in a coupled thermal power plant[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2025, 14(4): 1461-1470.
- [11] 王天堃, 殷文兴, 邢刚, 等. 热泵与电加热耦合的卡诺电池电转过程建模与性能研究[J]. *储能科学与技术*, 2026, 15(3): 806-816. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2025.1003.
- WANG T K, YIN W X, XING G, et al. Modeling and performance study of the electricity-to-heat process in a Carnot battery coupled with a heat pump and electric heating[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2026, 15(3): 806-816. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2025.1003.
- [12] 章颖缤, 梅炜光, 胥博文, 等. 耦合余热回收的高温热泵储能供热系统研究[J]. *储能科学与技术*, 2026, 15(3): 769-780.
- ZHANG H B, MEI W G, XU B W, et al. High-temperature heat pump energy storage system with industrial wastewater heat recovery[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2026, 15(3): 769-780.
- [13] 冯军胜, 严亚茹, 王璐, 等. 耦合低温余热回收的热泵储电系统热力学性能研究[J]. *储能科学与技术*, 2024, 13(12): 4384-4395. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2024.0780.
- FENG J S, YAN Y R, WANG L, et al. Thermodynamic performance study of a pumped thermal energy storage system coupled with low-temperature waste heat recovery[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2024, 13(12): 4384-4395. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2024.0780.
- [14] 王子钰, 石宏岩, 孟祥坤, 等. 温度和设备效率对热泵储电影响的研究[J]. *区域供热*, 2025(3): 109-121. DOI: 10.16641/j.cnki.cn11-3241/tk.2025.03.014.
- WANG Z Y, SHI H Y, MENG X K, et al. Study on the influence of temperature and equipment efficiency on the film effect of heat pump storage[J]. *District Heating*, 2025(3): 109-121. DOI: 10.16641/j.cnki.cn11-3241/tk.2025.03.014.
- [15] 王际辉, 白宁, 沈峰. 储热温度对热泵储电系统效率的影响[J]. *太阳能学报*, 2023, 44(7): 48-54. DOI: 10.19912/j.0254-0096.tynxb.2022-0351.
- WANG J H, BAI N, SHEN F. Effect of thermal storage temperature on efficiency of pumped thermal electricity storage system[J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2023, 44(7): 48-54. DOI: 10.19912/j.0254-0096.tynxb.2022-0351.
- [16] 吴智泉, 王际辉, 白宁. 闭式布雷顿循环热泵储电系统的焓分析[J]. *太阳能学报*, 2023, 44(3): 336-343. DOI: 10.19912/j.0254-0096.tynxb.2021-1393.
- WU Z Q, WANG J H, BAI N. Exergy analysis for pumped thermal electricity storage system based on closed brayton cycle[J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2023, 44(3): 336-343. DOI: 10.19912/j.0254-0096.tynxb.2021-1393.
- [17] 张涵, 王亮, 林曦鹏, 等. 基于逆/正布雷顿循环的热泵储电系统性能[J]. *储能科学与技术*, 2021, 10(5): 1796-1805. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0330.
- ZHANG H, WANG L, LIN X P, et al. Performance of pumped thermal electricity storage system based on reverse/forward Brayton cycle[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2021, 10(5): 1796-1805. DOI:10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0330.
- [18] 仇秋玲, 张艳梅, 饶万. 光热发电用熔盐及储盐材料腐蚀行为研究进展[J]. *材料保护*, 2024, 57(3): 157-165. DOI:10.16577/j.issn.1001-1560.2024.0068.
- QIU Q L, ZHANG Y M, RAO W. Research progress on corrosion behavior of molten salt and molten salt storage materials for solar photothermal power generation[J]. *Materials Protection*, 2024, 57(3): 157-165. DOI:10.16577/j.issn.1001-1560.2024.0068.
- [19] 杨鹤. 基于布雷顿循环的卡诺电池储能特性研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2024.
- [20] 路唱. 大规模热泵储能系统热力学分析与动态特性研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2023.
- LU C. Study on thermodynamic and dynamic characteristics of large-scale pumped thermal energy storage system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2023.
- [21] 孙鹏. 基于高低温蓄热的蒸汽热泵储能系统设计与应用研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2023.
- SUN P. Design and application of steam heat pump energy storage system based on high and low temperature heat storage [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2023.
- [22] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. 能量系统焓分析技术导则 GB/T 14909—2021[S]. 北京: 中国标准出版社, 2021.
- [23] 过增元, 梁新刚, 朱宏晔. (火积)——描述物体传递热量能力的物理量[J]. *自然科学进展*, 2006, 16(10): 1288-1296. DOI: 10.3321/j.issn: 1002-008X.2006.10.013.
- GUO Z Y, LIANG X G, ZHU H Y. (Fire product)-a physical quantity that describes the ability of an object to transfer heat[J]. *Progress in Natural Science*, 2006, 16(10): 1288-1296. DOI: 10.3321/j.issn: 1002-008X.2006.10.013.
- [24] 过增元. (火积)·热质能·相对论性动质能[J]. *中国科学: 技术科学*, 2021, 51(10): 1137-1154.
- GUO Z Y. Entropy·Thermomass energy·Relativistic kinetomass energy[J]. *Scientia Sinica (Technologica)*, 2021, 51(10): 1137-1154.
- [25] 李昭, 文卜, 陈豪志, 等. 高温熔融盐基纳米流体的研究现状及进展[J]. *中国电机工程学报*, 2021, 41(6): 2168-2186. DOI: 10.13334/j.0258-8013.pcsee.200188.
- LI Z, WEN B, CHEN H Z, et al. State-of-the-art review on high temperature molten salt based nanofluids[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2021, 41(6): 2168-2186. DOI: 10.13334/j.0258-8013.pcsee.200188.