

空气补热型与耦合热泵型压缩空气储能系统 供热能力研究

李保岐¹, 何阳¹, 陈海生², 徐玉杰², 邓建强¹

(1. 西安交通大学化学工程与技术学院, 710049, 西安; 2. 中国科学院工程热物理研究所, 100190, 北京)

摘要: 绝热压缩空气储能系统(A-CAES)运行过程中冷、热、电多能流强烈耦合、输出此消彼长,且相较于供电能力其供热能力不足,针对高热负荷的应用场景,提出了空气补热型(SH-CAES)与热泵耦合型(HP-CAES)两种耦合系统以强化 A-CAES 的供热能力。基于 600 户居民小区供电和供热需求,设计了 3 MW/22.5 MW·h 的 A-CAES、SH-CAES、HP-CAES 3 种储能系统,通过构建 3 种储能系统的热力学模型,比较了不同环境温度、压缩/膨胀机级数及预热水流量下 3 种储能系统性能。研究表明,在保障供电需求的情况下,SH-CAES 在相对低温的高纬度环境中供热效率 H_E 最高, H_E 为 98.7%,较传统热电厂集中供热(CHTP)提升 33.7%;HP-CAES 在相对高温的低纬度环境中 H_E 最高, H_E 为 133.05%,较 CHTP 提升 68.05%。随着压缩机级数、膨胀机级数及预热水流量降低,SH-CAES 与 HP-CAES 系统对外热输出增加。经济性分析结果表明,SH-CAES 与 HP-CAES 在低纬度时静态投资回收期较 A-CAES 分别缩短了 20.75%与 31.08%,较 CHTP 分别缩短了 43.26%与 52.28%。该研究为区域低碳、高效、经济地供热提供了新的技术路径和理论参考。

关键词: 压缩空气储能系统; 空气补热; 热泵耦合

中图分类号: TB61; TB63 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202605003 **文章编号:** 0253-987X(2026)05-0024-11

Study on the Heating Capacity of Air-Supplemented Heating and Heat Pump-Coupled Compressed Air Energy Storage Systems

LI Baoqi¹, HE Yang¹, CHEN Haisheng², XU Yujie², DENG Jianqiang¹

(1. School of Chemical Engineering and Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: In adiabatic compressed air energy storage (A-CAES) systems, the strong coupling of cold, heat, and electricity during operation leads to trade-offs in their outputs, and the heating capacity is insufficient compared to the power supply capacity. To address high-heating-demand scenarios, two coupled systems—air-supplemented heating (SH-CAES) and heat pump-coupled (HP-CAES)—are proposed to enhance the heating capacity of A-CAES. Based on the power and heating demands of a residential community of 600 households, three energy storage systems—A-CAES, SH-CAES, and HP-CAES—with a capacity of 3 MW/22.5 MW·h were designed. By constructing thermodynamic models for the three systems, their performances under different ambient temperatures, compressor/expander stages, and preheated water flow rates were analyzed and compared. The results

show that while meeting power supply requirements, SH-CAES achieves the highest heating efficiency (H_E) of 98.7% in relatively low-temperature, high-latitude environments, representing a 33.7% improvement over conventional combined heat and power plants (CHTP). HP-CAES achieves the highest H_E of 133.05% in relatively high-temperature, low-latitude environments, representing a 68.05% improvement over CHTP. As the number of compressor stages, expander stages, and preheated water flow rate decrease, the external heat output of both SH-CAES and HP-CAES systems increases. Economic analysis results indicate that in low-latitude regions, the static payback periods for SH-CAES and HP-CAES are shortened by 20.75% and 31.08%, respectively, compared to A-CAES, and by 43.26% and 52.28%, respectively, compared to CHTP. This study provides new technical pathways and theoretical references for achieving low-carbon, efficient, and economical regional heating.

Keywords: compressed air energy storage; air preheating; heating efficiency; heat pump coupling

据统计数据显示,2023年全球风光弃电率高达8.3%,由此导致年度经济损失超过120亿美元^[1]。在此背景下,储能技术因能量时移的功能被视为解决电力供需失衡问题的关键支撑技术。在各类储能技术中,压缩空气储能(CAES)以其单机功率突破300 MW、可以灵活部署和应用,成为继抽水蓄能后最具规模应用潜力的物理储能方案。其中,绝热压缩空气储能系统(A-CAES)通过引入蓄热装置(TES),将压缩阶段产生的热能存储并回用于膨胀发电阶段,使系统循环效率提升至70%的理论水平^[2-3],若抽出系统中压缩热能和膨胀冷能对外输出,还可实现冷、热、电三联产,为构建区域综合能源系统提供了综合解决方案。

A-CAES技术通过优化多级压缩/膨胀机级数,改变冷、热水流量等措施,可以调控系统能量产出比例。Wolf等^[4]开发的低温A-CAES系统获取了95~200℃的热水,完成高压气体预热后,剩余热水可用于区域供热。本文作者团队通过在第二级膨胀机后引入引射器产出冷气,并调控预热热水流量可以改变系统能量产出比例,与以经济效益最大化为目标的压缩空气储能三联产系统相比,夏季最大供冷效率提高287.76%^[5]。三联产特别是供热能力提升仍存在两个关键局限。首先,在供暖季尽管用于膨胀阶段高压空气预热的热量占比降至40%,剩余60%热量全部用于居民供热^[6],实际供热能力仍旧不足;其次,耦合其他热源的CAES系统成本高,如耦合地热能的压缩空气储能系统提升电效率14%,设备投资增加57%^[7]。

当前热电厂集中供热系统管网热损率超过15%^[8],考虑到直接燃烧化石能源,其能量利用率低于80%。热泵供热系统在低环境温度下存在供热

量和能效不足的问题,有文献显示在0℃时热泵制热系数(COP)为2.5^[9],在-10℃以下时制热COP降至1.6^[10],且热泵系统的使用会加剧冬季电网波动性,可见热泵在高纬度寒冷地区适用性有局限。对比分析A-CAES系统供热特点,其具备三重优势:其一,可以采用分布式部署模式,避免了长距离输热造成的能量损耗;其二,可以利用多种方式在膨胀机组前对空气补热,将更多压缩热外供,可以在6 h内提供1.8 MW调峰电力和5.0 MW供热负荷^[11];其三,储能系统可以平抑电网波动。

为了研究具体补热型的A-CAES系统优势,本文提出两种差异化补热耦合方案:①空气补热型A-CAES系统(SH-CAES),通过以环境空气作为补热介质,在规避膨胀机出口温度过低风险的同时将压缩热全量用于供热;②耦合热泵的A-CAES系统(HP-CAES),利用储电驱动热泵来提升系统供热能力。值得注意的是,SH-CAES系统虽能确保供热安全,但膨胀机出口空气温度过低会导致膨胀机润滑油凝结无法正常运行^[12];而HP-CAES系统需平衡热泵供热增益效果与其额外投资成本,两种方案的技术路线的技术与效益的考量凸显了系统优化设计的必要性。

综合现有研究,压缩空气储能冷、热、电三联产系统的当前优化目标主要是最大限度地提高蓄能效率和综合经济效益,并未考量突出系统的供热能力。如果为住宅小区设计的分布式SH-CAES或HP-CAES系统在满足电力负荷的同时,通过最大供热,能够替代用户独立的供热设备,从而抵消部分储能系统投资成本,也可以减少供暖季的高峰电网波动。据此,本文构建了一个供暖季节主要供热、其他季节主要供电的SH-CAES系统以及HP-CAES系统,并开展了系统供热性能和经济性研究。

能力为 52.5 GJ。两种系统主要运行参数见表 1。

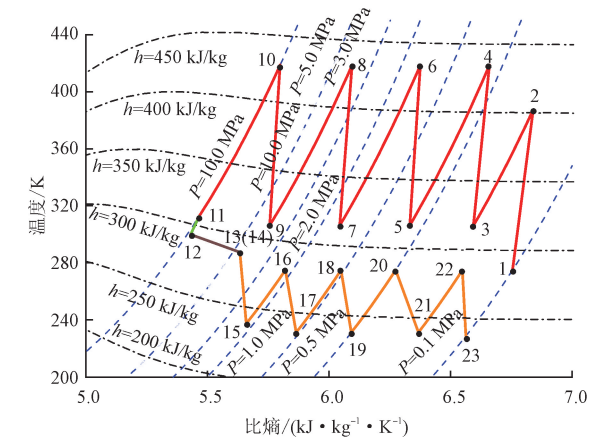


图 3 SH-CAES 系统充释能过程的 T - s 图
Fig. 3 T - s diagram of charging and discharging process of SH-CAES system

表 1 压缩空气储能系统的运行参数
Table 1 Operating parameters of compressed air energy storage system

系统参数	数值
环境压力/kPa	101.33
供暖季节的环境温度/K	273.00
非供暖季节的环境温度/K	300.00
储罐容量/ m^3	5 000
储罐最低压力/MPa	4.59
储罐最高压力/MPa	10.00
充能时间/h	8
释能时间/h	7.5
换热器压降/kPa	20.0
蓄热水箱与环境的传热系数/ $(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	50.00
压缩阶段蓄热水质量流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	5
膨胀阶段预热水质量流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	2.5
压缩机的额定等熵效率	0.85
压缩机额定质量流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	10.00
膨胀机的额定等熵效率	0.88
膨胀机额定质量流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	10.00
膨胀机组前节流压力/MPa	4.50

2 数学建模

2.1 压缩机模型

压缩机消耗的电量 W_c 计算式如下

$$W_c = m(h_{in} - h_{out}) \tag{1}$$

式中: h_{in} 为入口焓; h_{out} 为出口焓; m 为进气质量流量。Zhang 等^[14] 提出了用于估算离心式和轴流式压缩机在非设计工况条件下性能的计算式如下

$$\frac{\pi}{\pi_0} = c_1 m'^2 + c_2 m' + c_3 \tag{2}$$

$$\frac{\eta}{\eta_0} = \frac{n'}{m'} \left(2 - \frac{n'}{m'} \right) [1 - 0.3(1 - n')^2] \tag{3}$$

其中

$$m' = \frac{m \sqrt{T_{in}/p_{in}}}{m_{in} \sqrt{T_{0,in}/p_{0,in}}} \tag{4}$$

$$n' = \frac{n \sqrt{T_{in}}}{n_0 / \sqrt{T_{0,in}}} \tag{5}$$

$$c_1 = \frac{n'}{p(1 - q/n') + n'(n' - q)^2} \tag{6}$$

$$c_2 = \frac{p - 2qn'^2}{p(1 - q/n') + n'(n' - q)^2} \tag{7}$$

$$c_3 = - \frac{pq n' - q^2 n'^3}{p(1 - q/n') + n'(n' - q)^2} \tag{8}$$

式中: π_0 为额定压比; n_0 为额定转速; $T_{0,in}$ 为额定温度; $p_{0,in}$ 为额定压力; π 为入口压比; m_{in} 为入口质量流量; n_0 为入口转速; T_{in} 为入口温度; p_{in} 为入口压力; p, q 为修正系数, 均取为 1.8; η_0 为额定工况下等熵效率; η 为等熵效率, 其计算式为

$$\eta = \frac{h_{out,0} - h_{in,0}}{h_{out} - h_{in}} \tag{9}$$

其中, $h_{in,0}$ 、 $h_{out,0}$ 分别为额定工况下进、出口空气焓。

2.2 膨胀机模型

膨胀机发电功率 W_e 的计算式为

$$W_e = m(h_{in} - h_{out}) \tag{10}$$

由于膨胀机同样会在非设计条件下运行, 因此使用 Wang 等^[15] 提出的非设计条件下的修正方程对模型进行拟合

$$m' = \frac{\sqrt{1.4 - 0.4n'} \sqrt{T_{0,in}/T_{in}}}{\sqrt{(\pi_0^2 - 1)/(\pi^2 - 1)}} \tag{11}$$

$$\frac{\eta}{\eta_0} = \frac{n'}{m'} \left(2 - \frac{n'}{m'} \right) [1 - 0.3(1 - n')^2] \tag{12}$$

2.3 换热器模型

系统中换热器采用逆流换热器, 通过 ϵ -NTU 方法建立模型

$$Q_{\max} = m_a(h_{a,in} - h_{a,out}) = m_w(h_{w,out} - h_{w,in}) \tag{13}$$

$$N = \frac{KA}{(mc)_{\min}} \tag{14}$$

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\left(1 - \exp\left[-N\left(1 - \frac{(mc)_{\min}}{(mc)_{\max}}\right)\right]\right)}{\left(1 - \frac{(mc)_{\min}}{(mc)_{\max}} \exp\left[-N\left(1 - \frac{(mc)_{\min}}{(mc)_{\max}}\right)\right]\right)} \quad (15)$$

式中: m_a 、 m_w 分别为进入换热器的空气质量流量、水质量流量; $h_{a,\text{in}}$ 、 $h_{a,\text{out}}$ 分别为空气侧进、出口焓; $h_{w,\text{in}}$ 、 $h_{w,\text{out}}$ 分别为水侧进、出口焓; N 为传热单元数; ϵ 为换热器的效率; $Q_{\max}$ 为两种流体入口和出口温度交换后的最大热量; Q 为实际交换的热量; $(mc)_{\max}$ 、 $(mc)_{\min}$ 分别为水与空气两者质量流量与比热容乘积的最大值、最小值。KA 为传热系数与换热面积的乘积, 设定为 449 320 W/K^[16]。此外, 将压缩空气通过换热器后的压降设定为 0.02 MPa^[6]。来自换热器的水被混合并收集到蓄热箱中。蓄热器中水的最终焓值 h_{mix} 计算如下

$$h_{\text{mix}} = \frac{\sum m_{\text{in}} h_{\text{in}}}{\sum m_{\text{in}}} \quad (16)$$

式中: m_{in} 、 h_{in} 分别为各级换热器换热后进入储热罐的水的质量流量与焓值。

2.4 空气储罐模型

气罐模型是利用质量守恒方程和能量守恒方程建立的。描述储气罐中气体质量和能量变化的方程如下

$$\begin{aligned} \frac{dM_{\text{st}}}{dt} &= m_{\text{st},\text{in}} - m_{\text{st},\text{out}} \quad (17) \\ \frac{dM_{\text{st}} u_{\text{st}}}{dt} &= m_{\text{st},\text{in}} h_{\text{st},\text{in}} - m_{\text{st},\text{out}} h_{\text{st},\text{out}} - K_{\text{en},\text{st}} A_{\text{st}} (T_{\text{st}} - T_{\text{en}}) \end{aligned} \quad (18)$$

式中: $K_{\text{en},\text{st}}$ 为气罐与周围环境之间的传热系数; A_{st} 为储气罐和周围环境的传热表面积; T_{en} 为环境温度; T_{st} 为气罐温度; M_{st} 为气罐中气体质量; u_{st} 为单位体积内能; $m_{\text{st},\text{in}}$ 、 $m_{\text{st},\text{out}}$ 分别为进入、离开气罐的空气质量流量; $h_{\text{st},\text{in}}$ 、 $h_{\text{st},\text{out}}$ 分别为进、出气罐的空气焓。

2.5 节流阀模型

空气流经节流阀是一个等焓过程。节流阀入口和出口处的空气焓分别为 h_{in} 和 h_{out} , 关系为

$$h_{\text{out}} = h_{\text{in}} \quad (19)$$

2.6 供冷供热模型

所引入系统的产热量 Q 计算式如下

$$Q = M_w (h_w - h_{w0}) \quad (20)$$

式中: M_w 为收集的热热水质量; h_w 为相应热水的焓;

h_{w0} 为室温下水的焓。所引入系统的制冷量 Q_c 计算式如下

$$Q_c = M_a (h_0 - h_a) \quad (21)$$

式中: M_a 为收集的冷空气质量; h_a 为相应冷空气的焓; h_0 为室温下空气的焓。

2.7 系统效率模型

为了比较不同系统的供热能力, 引入了无量纲参数供热效率 H_E , 计算式^[17]如下

$$H_E = Q_h / W_p \quad (22)$$

式中: Q_h 为系统对外供热热量; W_p 为系统输入电量。

为了衡量系统的供电能力, 引入无量纲参数循环效率 R_{TE} , 计算式^[18]如下

$$R_{TE} = \frac{W_e}{W_p} \quad (23)$$

式中: W_e 表示系统对外供电电量。

2.8 空气源热泵模型

HP-CAES 系统耦合了热泵, 为了计算热泵功耗及产热量, 本文引入了热泵系统能效的经验计算式^[9]如下

$$\begin{aligned} C_{\text{OPh}} &= \\ &- 7.46 (Q_{\text{ab}} - 0.047 T_{\text{en}})^2 + 0.0941 T + 4.34 \end{aligned} \quad (24)$$

式中: C_{OPh} 为热泵系统的效率; Q_{ab} 为热泵系统的相对热负荷, 取值范围为 0 ~ 1; T 为环境温度。为了获得热泵系统的最佳效率, 根据文献^[9], Q_{ab} 取为 0.453 5。由于环境温度低于 273 K 时经验计算式得到的能效低于 1.0, 不符合实际运行时热泵系统能效。因此在 273 K 以上时使用经验计算式计算热泵系统能效, 在 268、263 K 时热泵系统 C_{OPh} 分别取值 1.75、1.6, 用以计算热泵系统功耗以及产热量^[10]。热泵系统的外部热量输出由下式获得

$$Q_{\text{rh}} = C_{\text{OPh}} W_{\text{rh}} \quad (25)$$

式中: W_{rh} 为输入热泵系统的电量; Q_{rh} 为热泵系统的外部供热量。

2.9 经济模型

压缩机用电电费以及设备成本构成了系统的总成本。利润来源于释能阶段产电的电费、充能阶段的热量外输价值以及热泵输出热量价值 3 部分。由于各地实际采暖日期长短不同, 按照国家标准, 我国北方地区的供暖季通常为每年的 11 月 15 日至次年的 3 月 15 日, 为期 120 d^[19]。其余 245 d 为非供暖季。供暖季系统收入的计算式如下

$$T_{\text{Phot}} = 120(C_{\text{peak}} \int W_e dt + C_h n_u - C_v \int W_p) \quad (26)$$

式中: C_{peak} 为峰值电价,取值为 235.76 元/GJ^[20]; C_v 为充能阶段电价,取值为 101.85 元/GJ^[20]; C_h 为供暖季期间单户家庭每天需要支付的取暖费; n_u 为可通过收集热水供应的用户数。 C_h 和 n_u 的计算方法为:假设一个家庭的占地面积为 100 m²,与标准供热系统相比,该系统每天提供的热量相同,单户单日热负荷为 0.259 2 GJ^[13]。用户每天需要支付的热水费用 C_h 是根据燃烧天然气供热的日常维护成本计算的。根据文献[21]得知,居民每天每户支付的供热热水费用 C_h 为 39.9 元。将系统提供的总热量除以单户所需的热量计算出 n_u 。

该系统在非供暖季节的收入计算式如下

$$T_{\text{Phot}} = 245(C_{\text{peak}} \int W_e dt + C_{\text{heat}} \int Q_{\text{heat}} dt - C_v \int W_p dt) \quad (27)$$

式中: Q_{heat} 为非供暖季生活用水供热量; C_{heat} 为非供暖季居民供热价格,取值为 36.96 元/GJ^[22]。

系统年净利润总额 A_{TP} 计算式如下

$$A_{\text{TP}} = T_{\text{Phot}} + T_{\text{Pnon_hot}} \quad (28)$$

总投资成本 T_{IC} 计算式如下

$$T_{\text{IC}} = \sum I_C \quad (29)$$

表 2 列出了系统设备的成本计算式。 V_{st} 为储罐体积; P_w 为热泵功率。

表 2 系统设备成本费用计算式

Table 2 System equipment costing formula

成本	成本方程式
压缩机 成本 $I_{\text{Ce}}^{[6]}$	$I_{\text{Ce}} = \frac{71.1 \times 7 m_{\text{c,in}} \pi_c \ln \pi_c}{0.92 - \eta_{\text{c},0}}$
膨胀机 成本 $I_{\text{Ce}}^{[6]}$	$I_{\text{Ce}} = 6\,000 \times 7 \left(\frac{W_e}{1\,000} \right)^{0.7}$
换热器 成本 $I_{\text{Ch}}^{[6]}$	$I_{\text{Ch}} = 130 \times 7 \left(\frac{A_{\text{hx}}}{0.093} \right)^{0.78}$
储气罐及储水 罐成本 $I_{\text{Cp}}^{[6]}$	$I_{\text{Cp}} = 4\,042 \times 7 V_{\text{st}}^{0.506}$
其他成本 $I_{\text{Cb}}^{[6]}$	$I_{\text{Cb}} = 0.2 \times 7 (I_{\text{Ce}} + I_{\text{Ct}} + I_{\text{Ch}} + I_{\text{Cp}})$
空气源热泵 成本 $I_{\text{Cr}}^{[23]}$	$I_{\text{Cr}} = \left(200 + \frac{4\,750}{P_w^{1.25}} \right) \times 1.255 \times 9.5 \times \frac{4\,000}{P_w}$

在获得系统 A_{TP} 和系统 T_{IC} 后,即可确定系统的静态投资回收周期 S_{PP} ,表达式为

$$S_{\text{PP}} = T_{\text{IC}} / A_{\text{TP}} \quad (30)$$

3 结果和讨论

3.1 环境温度对系统性能的影响

由于空气补热和耦合热泵均需要从环境空气中提取热量,环境温度对耦合储能系统性能会有显著影响。基于 5 级压缩,蓄热水质量流量为 5 kg · s⁻¹ 情况下进行分析,SH-CAES 系统各级膨胀机等膨胀比膨胀,其各级膨胀机出口温度一致,受环境温度和膨胀机级数的影响如图 4 所示。随着环境温度降低,膨胀机入口温度降低,引起出口温度也降低;另一方面,随着膨胀机级数减少,总膨胀比不变的情况下每级膨胀比增加,每级膨胀过程温降增大,出口温度降低。环境温度在 263 K 之上,当膨胀机级数为 6,可以保证膨胀机出口温度高于 228 K。该温度值参考文献[12],以防止因温度过低导致润滑油黏度过高,卡死膨胀机转子而使设备失效。考虑到预热换热器是间歇运行,可以考虑采取切换系统热空气通过预热换热器管路来解决空气侧结霜问题。

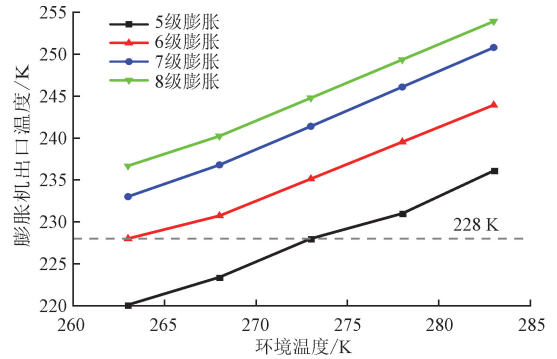


图 4 不同环境温度下的 SH-CAES 系统膨胀机出口温度

Fig. 4 Expander outlet temperatures of SH-CAES at different ambient temperatures

当压缩机级数为 5 级、膨胀机级数为 6 级、蓄热水流量为 5 kg · s⁻¹ 的工况下,环境温度对 3 个系统对外供热量的影响如图 5 所示。随着环境温度升高,SH-CAES 与 A-CAES 系统的第一级压缩机的入口温度升高,产出热量略微增加。SH-CAES 产出热量增加,A-CAES 系统产出热量增加,HP-CAES 系统随着环境温度升高,热泵系统 C_{OP} 增加,导致热泵系统产出热量增加,其总输出热量增加。

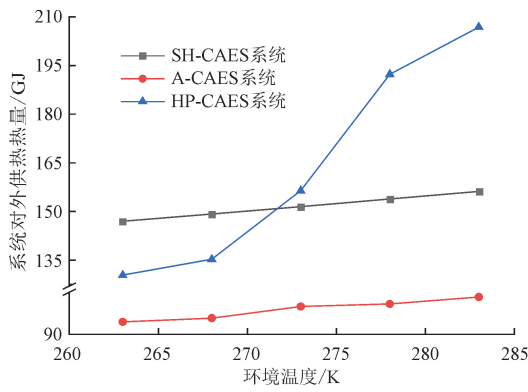


图 5 不同环境温度下系统的对外供热热量情况

Fig. 5 Heat output of the systems at different ambient temperatures

环境温度对 3 个系统供热效率 H_E 的影响如图 6 所示。随环境温度升高,SH-CAES、A-CAES、HP-CAES 系统的 H_E 提升。与传统热电厂集中供热系统 H_E 约为 65% 相比^[24],SH-CAES 的 H_E 提高了 31.87%~35.61%,A-CAES 系统的 H_E 降低了 4.24%~0.14%,HP-CAES 系统的 H_E 提升了 18.84%~68.05%。从图 6 中可以看出,SH-CAES 系统在平均环境温度 263~273 K 的相对高纬度偏寒地区表现优秀,HP-CAES 系统在平均温度 273~283 K 的相对低纬度温热地区表现更优。

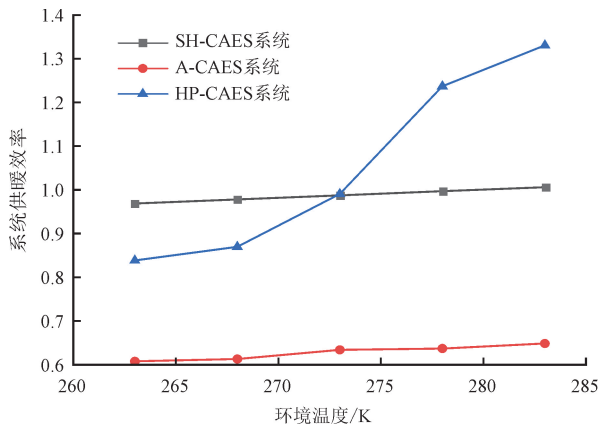


图 6 不同环境温度下系统的供热效率

Fig. 6 Heat efficiency of the systems at different ambient temperatures

3.2 压缩机和膨胀机级数对系统性能的影响

CAES 压缩机级数将影响能量输出和蓄热温度,进而影响系统的供热能力。基于膨胀机级数设为 6 级的系统配置,选取西安近 10 年供暖季节平均温度 273 K 作为环境温度^[25],蓄热水质量流量设为 $5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 的工况下进行分析。压缩过程总压比为

98.69~135.23,此处 98.69 对应 5 级压缩时的总压比,135.23 对应 9 级压缩时的总压比,各级压缩机压比均配设计,单级压比范围为 1.73~2.51。该压比范围符合常见离心空气压缩机的压比范围,不存在单级压比超限风险。不同压缩机级数下 3 个系统对外供热热量情况如图 7 所示。多级压缩通过蓄热换热器将每级压缩后的气体温度降低,压缩机级数越高,压缩过程越接近等温压缩,导致 3 个系统对外供热热量减少。另外,随压缩机级数增加,每级压缩温升减小,导致蓄热水温降低,预热时温差减小,热交换效率降低,保持膨胀机出口温度高于 273 K 需要消耗更多热量,导致对外供热热量也减少。

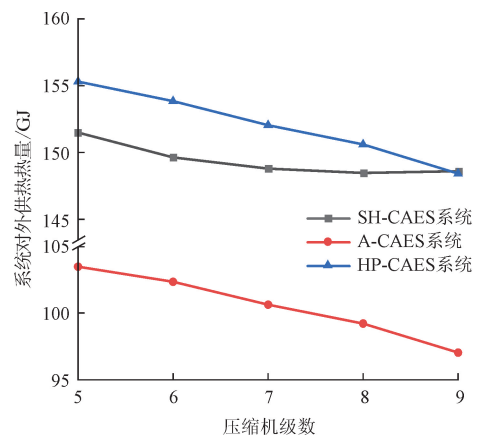


图 7 不同压缩机级数下的系统对外供热热量情况

Fig. 7 System heat output at different compression stages

系统可以通过设置膨胀机级数来调整能量输出比例,以满足不同的能量需求。压缩机级数设为 5 级、环境温度为 273 K、蓄热水流量设为 $5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,不同膨胀机级数下的 3 个系统对外供热热量如图 8 所示。在供暖季,SH-CAES 系统利用环境空气预热,压缩阶段收集到的热水全部用于对外供热,对外供热热量保持不变,不受膨胀过程影响。A-CAES 系统总膨胀比不变,膨胀机级数越大,单级膨胀的压比越小,单级膨胀的温降减少,用于预热高压空气的热量减少,对外供热热量增加。HP-CAES 系统随膨胀机级数增加,预热换热器数增加,过程压损增加,电量产出减少,导致 HP-CAES 系统对外供热热量减少。考虑到系统的对外供热热量产出以及系统 H_E 情况,SH-CAES 和 HP-CAES 系统均在小压缩机级数和小膨胀机级数配置情况下供热能力得到增强。

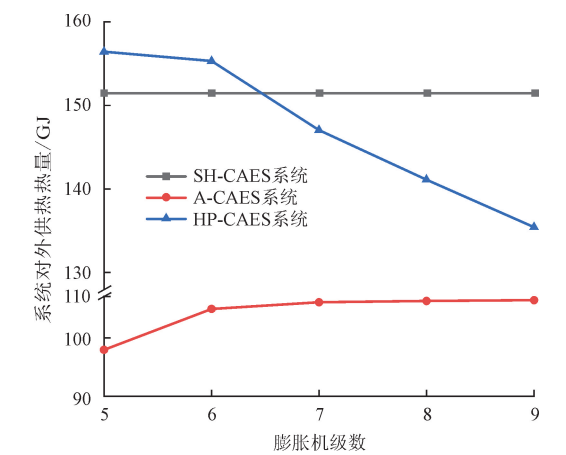


图 8 不同膨胀机级数下的系统对外供热热量情况
Fig. 8 Heat output of the system at different expansion stages

3.3 预热水流量对系统性能的影响

在供暖季,由于 SH-CAES 系统蓄热水全部输出,没有预热水质量流量。A-CAES 与 HP-CAES 系统的预热水质量流量可以调节热电输出比例。基于压缩机级数设为 5 级、膨胀机级数设为 6 级的系统配置、环境温度设为 273 K、蓄热水质量流量设为 $5\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ 的工况下,预热水质量流量对系统供热能力的影响如图 9 所示。当预热水质量流量小于 $2.0\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,膨胀机出口温度将低于 273 K,预热换热器存在结冰风险。随着预热水质量流量增加,预热高压空气消耗的热量增加,系统对外供热热量降低;A-CAES 系统输出热量降低, H_E 降低;HP-CAES 系统对外供热热量降低, H_E 降低。从图 9 中可以看出,系统预热水质量流量比较小时,供热能力比较突出。

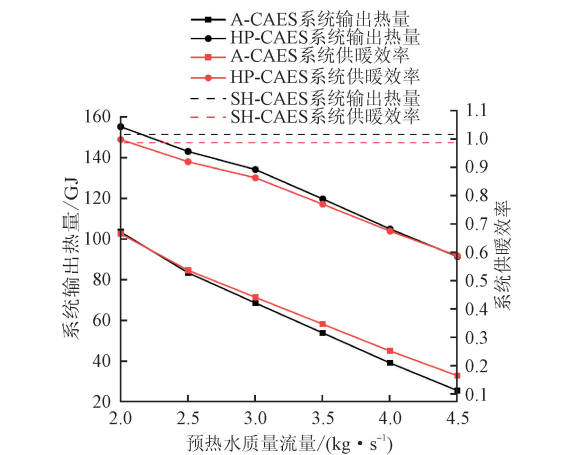


图 9 不同预热水质量流量下的系统供热能力情况
Fig. 9 Heating capacity of the system at different preheated water flow rates

预热水质量流量对系统供电能力的影响如图 10 所示。随着预热水质量流量增加,预热后的高压空气温度升高,焓值升高,膨胀机进、出口焓差增加,系统产出电量增加,A-CAES 系统的对外输出电量增加,A-CAES 系统的循环效率 R_{TE} 增加。HP-CAES 系统满足居民供电负荷 52.5 GJ 后,多余电量用于驱动热泵系统给居民提供热量,HP-CAES 系统的对外输出电量稳定在 52.5 GJ,HP-CAES 系统的 R_{TE} 稳定在 33.77%。从图 10 中可以看出,两系统在小预热水质量流量情况下供电量小;在大预热水质量流量情况下,两个系统的供电能力稳定。

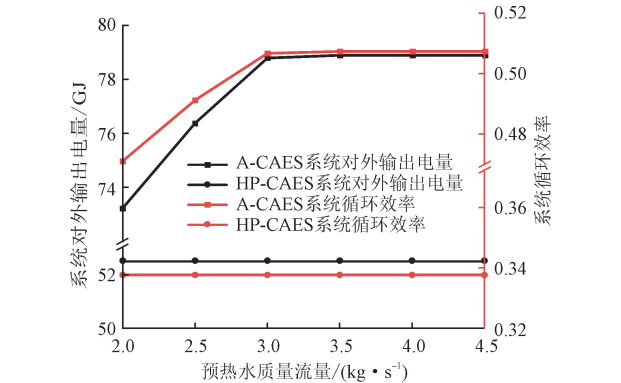


图 10 不同预热水质量流量下的系统供电能力情况
Fig. 10 Electricity capacity of the system at different preheated water flow rates

3.4 系统经济性分析

鉴于不同系统在相对不同纬度(环境温度)下有不同的表现,本文进一步分析了不同环境温度下 3 种系统与传统热电厂集中供热系统的经济性,如表 3 所示。将系统设置为 5 级压缩、6 级膨胀,蓄热水质量流量设定为 $5\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ 。可以看出,相较于传统热电厂集中供暖系统的静态投资回收期 S_{PP} 为 16.64 a;在平均温度为 263 K 的相对高纬度地区,以有集中供暖的辽宁省沈阳市为例,其近 10 年的供暖季节平均温度为 263 K^[26],SH-CAES 系统的静态投资回收周期 S_{PP} 最短为 9.44 a;在平均温度为 283 K 的相对低纬度地区,以南方无集中供暖的上海市为例^[27],其近 10 年冬季平均气温为 283 K,HP-CAES 系统的投资回收期最短为 7.94 a;两种环境温度下 SH-CAES 与 HP-CAES 系统相较热电厂集中供暖的静态投资回收期分别缩短 43.26%、52.28%。值得注意的是,本研究提出的 SH-CAES 以及 HP-CAES 系统在相对高纬度地区使用时,其 S_{PP} 与 A-CAES 系统比较接近,但在低纬度地区使用时,两个系统的 S_{PP} 比 A-CAES 优势明显。

表 3 不同储能系统的经济效益比较

Table 3 Comparison of economic benefits of coupled and uncoupled systems

系统类型	供暖季环境温度/K	供暖季日利润/万元	非供暖季日利润/万元	年净利润总额 A_{TP} /百万元	总投资成本 T_{IC} /百万元	静态投资回收周期 S_{PP}/a
SH-CAES	263	2.19	0.59	4.07	38.42	9.44
HP-CAES		1.67	0.59	3.41	38.44	11.27
A-CAES		1.64	0.59	3.41	37.42	10.97
SH-CAES	283	2.30	0.59	4.21	38.42	9.13
HP-CAES		2.83	0.59	4.84	38.44	7.94
A-CAES		1.83	0.59	3.25	37.42	11.52
传统热电厂集中供热系统 ^[28-30]	263~283	0.18	0	0.22	3.66	16.64

4 结 论

本研究针对空气补热、热泵耦合等耦合型压缩空气储能系统建立了热力学动态仿真模型,分析了不同环境温度、系统配置下系统供热特性。研究主要结论如下。

(1) SH-CAES 和 HP-CAES 系统在满足用电负荷的同时,两系统采暖具备对外供热热量多、系统供热效率高、经济效益好的优势。在可比工况下,HP-CAES 系统供热最优,SH-CAES 的 H_E 相比热电厂集中供热提高了 31.87%~35.61%,HP-CAES 系统的 H_E 提升了 18.84%~68.05%。

(3)对于平均温度低于 273 K 的地区,使用 SH-CAES 系统采暖拥有更高的供热量;对于平均温度高于 273 K 的地区,使用 HP-CAES 系统拥有更优的供热性能。SH-CAES 以及 HP-CAES 使用低压缩机级数、低膨胀机级数进行供热,供热热量多,供热效率高。HP-CAE 以及 A-CAES 系统应用于供热时建议使用小流量的预热水流量配置,供热能力强,同时可以满足居民供电负荷。

(4)经济性分析结果表明,相对低温的高纬度地区 SH-CAES 系统静态投资回收期 S_{PP} 最短。相对高温的低纬度地区 HP-CAES 系统的 S_{PP} 最短。两系统在相对高纬度地区使用时,其 S_{PP} 与 A-CAES 系统比较接近,但在低纬度地区使用时,两个系统的 S_{PP} 比 A-CAES 优势明显。对比传统热电厂集中供热系统,两种环境温度下 SH-CAES 与 HP-CAES 系统静态投资回收期分别缩短了 43.26%、52.28%。

参考文献:

[1] International Energy Agency. Renewables 2023: anal-

ysis and forecasts to 2028 [EB/OL]. (2024-01-11) [2025-04-04]. <https://www.iea.org/reports/renewables-2023>.

[2] BUDT M, WOLF D, SPAN R, et al. A review on compressed air energy storage: basic principles, past milestones and recent developments [J]. Applied Energy, 2016, 170: 250-268.

[3] SUCCAR S, WILLIAMS R H. Compressed air energy storage: theory resources and applications for wind power [EB/OL]. (2008-04-08) [2025-04-04]. http://www.princeton.edu/pei/energy/publications/texts/SuccarWilliams_PEI_CAES_2008April8.pdf.

[4] WOLF D, BUDT M. LTA-CAES: a low-temperature approach to adiabatic compressed air energy storage [J]. Applied Energy, 2014, 125: 158-164.

[5] LI Jiajun, LI Hang, CAO Zheng, et al. Study of the independent cooling performance of adiabatic compressed air energy storage system [J]. International Journal of Refrigeration, 2023, 152: 155-170.

[6] ZHENG Cao, QI Xia, YANG He, et al. Discharging strategy of adiabatic compressed air energy storage system based on variable load and economic analysis [J]. Journal of Energy Storage, 2022, 51: 104403.

[7] ZHANG Ke, CAO Zheng, DENG Jianqiang. Design and performance optimization of a novel CAES system integrated with coaxial casing geothermal utilization [J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 256: 124111.

[8] 住房和城乡建设部, 国家发展改革委. 关于印发“十四五”全国城市基础设施建设规划的通知: 建城〔2022〕57号 [EB/OL]. (2022-07-07) [2025-04-04]. https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/2022-07/31/content_5703690.htm.

[9] MARIK T, STEVENS V, GARBER-SLAGHT R, et al. Empirical study of the effect of thermal loading

- on the heating efficiency of variable-speed air source heat pumps [J]. *Sustainability*, 2023, 15(3): 1880.
- [10] 俞彬彬, 龙俊安, 王丹东, 等. 电动汽车热泵全生命周期气候性能评估模型与环保制冷剂减排分析 [J]. *科学通报*, 2023, 68(7): 841-852.
- YU Binbin, LONG Junan, WANG Dandong, et al. Life cycle climate performance(LCCP) evaluation model for electric vehicle heat pumps and emission reduction analysis of low-GWP refrigerants [J]. *Chinese Science Bulletin*, 2023, 68(7): 841-852.
- [11] JI Zhiyang, TENG Shiyang, XI Huan. Thermodynamic and economic performance analysis of compressed air energy storage system with a cold, heat and power tri-generation function combined with vortex tube [J]. *Journal of Energy Storage*, 2025, 114 (Part B): 115932.
- [12] FACCI A L, SÁNCHEZ D, JANNELLI E, et al. Tri-generative micro compressed air energy storage: concept and thermodynamic assessment [J]. *Applied Energy*, 2015, 158: 243-254.
- [13] 夏琦, 何阳, 徐玉杰, 等. 绝热压缩空气储能系统冷热电联供与负荷匹配特性 [J]. *储能科学与技术*, 2021, 10(5): 1494-1502.
- XIA Qi, HE Yang, XU Yujie, et al. Matching performance between the trigeneration of an adiabatic compressed air energy storage system and load [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2021, 10(5): 1494-1502.
- [14] ZHANG Na, CAI Ruixian. Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration [J]. *Energy Conversion and Management*, 2002, 43(9/10/11/12): 1323-1337.
- [15] WANG Wei, CAI Ruixian, ZHANG Na. General characteristics of single shaft microturbine set at variable speed operation and its optimization [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24(13): 1851-1863.
- [16] YAO Erren, WANG Huanran, WANG Ligang, et al. Multi-objective optimization and exergoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power based compressed air energy storage system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 138: 199-209.
- [17] 王耀昕. 哈尔滨冬季供暖供热效率与温室气体排放研究 [J]. *节能技术*, 2016, 34(6): 502-506.
- WANG Yaoxin. Study on heating efficiency and greenhouse gas emissions during winter heating period in Harbin [J]. *Energy Conservation Technology*, 2016, 34(6): 502-506.
- [18] XIAO Feng, CHEN Wei, ZHANG Bin, et al. A novel constant power operation mode of constant volume expansion process for AA-CAES: regulation strategy, dynamic simulation, and comparison [J]. *Energy*, 2023, 284: 128594.
- [19] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. 室内空气质量标准: GB/T 18883-2022 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2022.
- [20] JIANG Runhua, YIN Huibin, CHEN Baiman, et al. Multi-objective assessment, optimization and application of a grid-connected combined cooling, heating and power system with compressed air energy storage and hybrid refrigeration [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 174: 453-464.
- [21] LI Yue, LIU Mengyue, TANG Yuzhou, et al. Life cycle impact of winter heating in rural China from the perspective of environment, economy, and user experience [J]. *Energy Conversion and Management*, 2022, 269: 116156.
- [22] 胡俊强, 姜福长. 分布式能源与中小型锅炉供热成本研究与对比分析 [J]. *科技创新与应用*, 2014(15): 42.
- HU Junqiang, JIANG Fuchang. Research and comparative analysis of distributed energy and heating cost of small and medium-sized boilers [J]. *Technology Innovation and Application*, 2014(15): 42.
- [23] STAFFELL I, BRETT D, BRANDON N, et al. A review of domestic heat pumps [J]. *Energy & Environmental Science*, 2012, 5(11): 9291-9306.
- [24] 王明, 武杰, 张承虎. 不同天然气供热方式能效比较 [J]. *区域供热*, 2019(5): 133-138.
- WANG Ming, WU Jie, ZHANG Chenghu. Comparison of energy efficiency among different natural gas heating methods [J]. *District Heating*, 2019(5): 133-138.
- [25] 金丽娜, 徐波, 张高健. 西安市近 62 年冬季冷暖时空变化特征分析 [J]. *气候变化研究快报*, 2023, 12(2): 449-456.
- JIN Lina, XU Bo, ZHANG Gaojian. Analysis of spatial and temporal variation characteristics of cold and warm in recent 62 winter in Xi'an [J]. *Climate Change Research Letters*, 2023, 12(2): 449-456.
- [26] 和吉, 吴亚冰, 马明卫. 辽宁省气温时空变化特征及其对农业的影响 [J]. *华北水利水电大学学报(自然科学版)*, 2021, 42(2): 84-94.
- HE Ji, WU Yabing, MA Mingwei. Study on spatial and temporal variation characteristics of temperature and its influence on agriculture in Liaoning province [J]. *Journal of North China University of Water Resources and Electric Power(Natural Science Edition)*, 2021,

- 42(2): 84-94.
- [27] 汤晨阳, 徐相明, 张乐, 等. 1961—2020 年上海市奉贤区气温特征及影响 [J]. 现代农业科技, 2022(19): 167-170.
- TANG Chenyang, XU Xiangming, ZHANG Le, et al. Characteristics of temperature and its effects in Fengxian district, Shanghai city from 1961 to 2020 [J]. Modern Agricultural Science and Technology, 2022 (19): 167-170.
- [28] 李振, 高智溥. 北方冬季供暖技术的评价与选择 [J]. 中国煤炭, 2018, 44(12): 135-140.
- LI Zhen, GAO Zhipu. Evaluation and selection of supply heating methods in northern winter [J]. China Coal, 2018, 44(12): 135-140.
- [29] 王春兰, 许诚, 徐钢, 等. 京津冀地区天然气和热泵替代燃煤供暖研究 [J]. 中国环境科学, 2017, 37(11): 4363-4370.
- WANG Chunlan, XU Cheng, XU Gang, et al. Studies on replacing coal with natural gas and heat pump for heating in Jing-Jin-Ji region [J]. China Environmental Science, 2017, 37(11): 4363-4370.
- [30] 韩星, 陈秋火. 基于运行数据的上海市办公建筑集中供暖经济性分析 [J]. 暖通空调, 2014, 44(1): 70-72.
- HAN Xing, CHEN Qiuhuo. Economic analysis of central heating based on operating data of office buildings in Shanghai [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2014, 44(1): 70-72.
- (编辑 武红江)
-
- (上接第 11 页)
- [28] 王仲奇, 秦仁. 透平机械原理 [M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [29] 张娜, 林汝谋, 蔡睿贤. 压气机特性通用数学表达式 [J]. 工程热物理学报, 1996, 17(1): 21-24.
- ZHANG Na, LIN Rumou, CAI Ruixian. General formulas for axial compressor performance estimation [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1996, 17(1): 21-24.
- [30] GHORBANIAN K, GHOLAMREZAEI M. An artificial neural network approach to compressor performance prediction [J]. Applied Energy, 2009, 86(7/8): 1210-1221.
- [31] HAGLIND F, ELMGAARD B. Methodologies for predicting the part-load performance of aero-derivative gas turbines [J]. Energy, 2009, 34(10): 1484-1492.
- [32] STRUCHTRUP H. Thermodynamics and energy conversion [M]. 2nd ed. Cham, Germany: Springer International Publishing, 2024.
- [33] YAO Erren, WANG Huanran, WANG Ligang, et al. Thermo-economic optimization of a combined cooling, heating and power system based on small-scale compressed air energy storage [J]. Energy Conversion and Management, 2016, 118: 377-386.
- [34] 马凌, 王宁, 周祖旭, 等. 压缩空气储能膨胀阶段模型构建及动态运行特性研究 [J]. 电站系统工程, 2025, 41(1): 4-9.
- MA Ling, WANG Ning, ZHOU Zuxu, et al. Modeling and dynamic characteristics study of discharge process in compressed air energy storage system [J]. Power System Engineering, 2025, 41(1): 4-9.
- (编辑 杜秀杰)