

DOI: 10.19666/j.rlfed.202306106

绝热压缩空气储能系统的热力性能与 经济性分析

吴金龙^{1,2,3}, 李峻⁴, 邢泰高⁵, 祝培旺^{1,2,3}, 肖刚^{1,2,3}

(1.浙江省清洁能源与碳中和重点实验室, 浙江 杭州 310027;

2.能源清洁利用全国重点实验室, 浙江 杭州 310027;

3.浙江大学嘉兴研究院, 浙江 嘉兴 314031; 4.中能建数字科技集团有限公司, 北京 100044;

5.湖北楚韵储能科技有限责任公司, 湖北 应城 432400)

[摘要] 绝热压缩空气储能技术 (A-CAES) 可用于可再生能源电力的调峰、调频, 是实现“双碳”目标的有效手段。为研究级数、上端差、节流阀后压力等关键参数对系统热力学效率与经济性的影响, 实现最低度电成本, 构建了基于 MATLAB 的 A-CAES 模型, 并进行计算。结果表明: 在模拟工况范围内, 效率随级数、上端差的增加而降低, 随节流阀后压力的增加而增加, 效率最高可达 70% 以上; 二级压缩、二级膨胀的度电成本最低, 为 0.041 3~0.045 0 美元/(kW·h); 度电成本随节流阀后压力的增大而减小; 当上端差大于 2.5 K 时, 度电成本随上端差的增大而增大。因此, A-CAES 可实现高效、低成本储能。

[关键词] A-CAES; 效率; 度电成本; 上端差; 节流阀后压力

[引用本文格式] 吴金龙, 李峻, 邢泰高, 等. 绝热压缩空气储能系统的热力性能与经济性分析[J]. 热力发电, 2024, 53(2): 27-36. WU Jinlong, LI Jun, XING Taigao, et al. Thermodynamics and economic analysis of adiabatic compressed air energy storage system[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(2): 27-36.

Thermodynamics and economic analysis of adiabatic compressed air energy storage system

WU Jinlong^{1,2,3}, LI Jun⁴, XING Taigao⁵, ZHU Peiwang^{1,2,3}, XIAO Gang^{1,2,3}

(1.Key Laboratory of Clean Energy and Carbon Neutrality of Zhejiang Province, Hangzhou 310027, China;

2.State Key Laboratory of Clean Energy Utilization, Hangzhou 310027, China;

3.Jiaxing Research Institute, Zhejiang University, Jiaxing 314031, China; 4.China Energy Digital Technology Group Co., Ltd., Beijing 100044, China;

5.Hubei Chuyun Energy Storage Technology Co., Ltd., Yingcheng 432400, China)

Abstract: Adiabatic compressed air energy storage technology (A-CAES) can be used for peak shaving and frequency regulation of renewable energy electricity, which is an effective means to achieve the goal of “Dual Carbon”. In order to study the influence of key parameters such as the number of stages, hot side temperature difference, and throttling valve pressure on thermodynamic efficiency and economy of the system, and achieve the lowest levelized cost of energy (LCOE), an A-CAES model based on MATLAB is constructed for calculation. The results show that, within the range of simulated working conditions, the efficiency decreases with the increase of the number of stages and the hot side temperature difference, while increases with the throttling valve pressure, and the highest efficiency can reach over 70%. The LCOE of the secondary compression and secondary expansion is the lowest, which is 0.041 3~0.045 0 dollars/(kW·h). The LCOE decreases with the increasing throttling valve pressure. When the hot side temperature difference is greater than 2.5 K, the LCOE increases with the hot side temperature difference. Therefore, the A-CAES can realize efficient and low-cost energy storage.

Key words: A-CAES; efficiency; LCOE; hot side temperature difference; throttling valve pressure

收稿日期: 2023-06-12

基金项目: 浙江省“领雁”研发攻关计划 (2022C03156)

Supported by: Zhejiang Province “Lingyan” R&D Plan (2022C03156)

第一作者简介: 吴金龙 (1996), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为热机械储能技术和太阳能热利用技术, 3374919490@qq.com。

通信作者简介: 祝培旺 (1987), 男, 博士, 副研究员, 主要研究方向为热机械储能技术和太阳能热利用技术, zhupw@zju.edu.cn。

根据英国石油公司 (BP) 的报告, 2015—2020 年, 风电和太阳能电力增加了约 800 GW, 平均每年增长 18%^[1]。但风电和太阳能电力等可再生能源具有波动性, 容易对电网产生冲击^[2-3]。为了促进可再生能源的消纳, 减少弃风弃光, 可采用压缩空气储能技术, 将负荷低谷期的电力用于压缩空气, 把高压空气储存在地下盐穴、废旧矿井和油井、海底储气罐等巨大密闭空间中, 在负荷高峰期释放压缩空气产生电力, 实现新型电力系统的安全可靠运行^[4-6]。

绝热压缩空气储能 (adiabatic compressed air energy storage, A-CAES) 是目前最有前景的技术之一, 将空气压缩过程中产生的热量储存起来, 并在空气膨胀过程中供给热量^[7-9]。常规的补燃式电站循环效率只有 40%~50%^[10-11], 而 A-CAES 可将循环效率提高到 60% 以上^[12-13], 此外, 无燃料的使用, 具有清洁环保的优势, 及时换热可降低压缩机的工作温度, 从而降低对压缩机的耐温性能要求。

对于级数, 瑞士苏黎世联邦理工学院的 Roos 等人综述了 A-CAES 的效率解析模型, 认为当储热效率低于压缩效率时, 效率随级数的增加而增加; 当储热效率高于压缩效率时, 效率随级数的增加而减小。应当开发储热效率高于压缩效率的系统, 最大限度减少级数, 并以高压比运行系统, 以获得高效率^[5]。中国科学院工程热物理研究所的陈海生等^[14]认为效率随压缩级数的增加而降低。中国全球能源互联网研究院的 Song 等人^[15]研究了不同级数下的压缩功率、膨胀功率与储气压力的关系, 结果表明, 储气压力相同时, 级数越多, 压缩功率和膨胀功率均越小, 单级压缩单级膨胀 (绝热) 效率最高, 可超过 70%。

对于换热端差, 东南大学的黄恩和^[16]认为效率随换热端差的增大而减小。陈海生等^[14]认为, 当端差从 20 °C 降低到 5 °C 时, 效率从 54% 提高到 58.3%, 效率不会增加太多, 但换热面积和成本可能会增加很多。

对于节流阀, 西安交通大学的 Wang 等人^[17]认为提高热交换器、燃烧室、涡轮机和压缩机的效率极其困难, 必须从节流阀和储气室中的能量损失中寻求突破。陈海生^[14]认为节流阀后压力越高, 效率越高, 但由于释放的空气较少, 能量密度较低。

对于经济性, 华中科技大学的 Yang 等人^[18]对 CAES 的设备成本进行估算, 采用 CEPCI 指数进行成本换算, 认为设备总成本在 4 000 万左右, 其中换热器成本最高, 占比超过 50%。加拿大 Alberta 大学的 Kapila

等人^[19]的研究结果表明, 盐穴、多孔地层、硬质岩洞的 A-CAES 度电成本分别为 97~112 美元/(MW·h)、96~110 美元/(MW·h)、108~121 美元/(MW·h)。中国科学与技术大学热科学和能源工程系的 Pei 等人^[20]对 3~8 MPa 的承压储水罐进行成本估算, 结果表明, 储罐内径不超过 5 000 mm 可节省钢材用量, 1 MW 电站储热时间为 6.5 h 时, 承压储水罐所需 Q345R 钢材质量为 709 t, 储水罐钢材成本为 2 万元。

目前的研究主要存在如下不足: 1) 主要研究级数、换热端差、节流阀后压力对效率的影响, 比较缺乏以上参数对经济性的影响研究; 2) 单独考虑压缩或者膨胀级数对效率的影响, 较少考虑压缩、膨胀级数共同变化对效率的影响; 3) A-CAES 中的承压储水成本研究不足。为进一步研究压缩和透平级数、换热端差、节流阀后压力对效率与经济性的影响, 本文建立基于 MATLAB 的 A-CAES 模型, 采用高压液态水进行储热, 计算度电成本, 以为 A-CAES 技术的进一步发展提供参考。

1 系统构建与计算

1.1 系统构建

本文构建了基于 MATLAB 的二级压缩、二级膨胀的 A-CAES 系统, 具体如图 1 所示。系统分成 4 部分: 1) 压缩与级间冷却, 采用多变压缩, 压缩与冷却交替进行, 及时将压缩空气冷却, 实现高压与热量分离, 有利于压缩过程的正向进行, 减少压缩空气所需的压缩功; 2) 储热介质储存, 将被空气加热的储热介质存储在热罐中, 将被空气冷却的储热介质存储在冷罐中, 冷却器将冷罐中的储热介质进一步冷却至常温; 3) 储气, 将高压气体存储在储气室中; 4) 级间加热与膨胀, 高压气体被储热介质加热后进入透平中膨胀做功, 采用多变膨胀, 压力逐级下降。

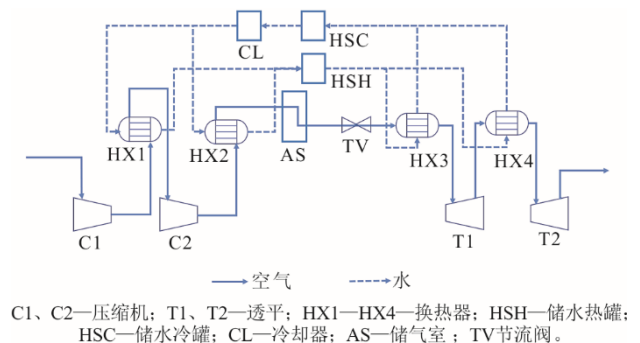


图 1 基于 MATLAB 的绝热压缩空气储能系统
Fig.1 Schematic diagram of the adiabatic compressed air energy storage system based on MATLAB

如无特殊说明,模拟中采用的参数均按表 1 中的默认值设置。为了突出关键参数对系统的影响,对 A-CAES 系统进行简化,设置成二级压缩、二级膨胀,且各级压比、各级膨胀比相等,等熵效率均设置成常用的 85%,储气压力参考德国 Huntorf 电站的数据,设置成 6.8 MPa,空气流量设置成 108 kg/s^[21]。

表 1 A-CAES 默认参数设置
Tab.1 Default parameter settings of the A-CAES system

项目	默认设置
级数	2 级压缩、2 级膨胀
压缩、膨胀方式	各级压比相等
压缩、膨胀等熵效率/%	85
储气压力/MPa	6.8
空气流量/(kg·s ⁻¹)	108
储热介质	高压液态水
空气入口温度/K	298.15
空气入口压力/MPa	0.1
空气出口压力/MPa	0.1
节流阀后压力/MPa	4.5
上端差/K	10.0
下端差/K	10.0

此外,为了进一步简化模型,作如下基本假设: 1) 空气按实际气体计算; 2) 压缩机与膨胀机运行稳定,性能良好; 3) 换热器换热充分,采用逆流换热,压缩气体在换热过程中无压力损失; 4) 储热罐和储气室密闭和绝热性能良好。

如无特殊说明,本文均取国际制单位中的标准单位。

1.2 效率计算

1.2.1 系统效率

系统效率指的是能量输出与能量输入的比值,计算公式为^[22]:

$$\eta = \frac{\sum W_T}{\sum W_C} \quad (1)$$

$$W_T = m_{\text{air},T}(h_{\text{air},T,\text{in}} - h_{\text{air},T,\text{out}})t_T \quad (2)$$

$$W_C = m_{\text{air},C}(h_{\text{air},C,\text{out}} - h_{\text{air},C,\text{in}})t_C \quad (3)$$

式中: η 为系统效率; W 为膨胀功或者压缩功, J ; m_{air} 为空气质量流量,本文取值 $m_{\text{air},T}=m_{\text{air},C}=108 \text{ kg/s}$; t 为一天中压缩或者膨胀时间, s ; 下标 in 表示入口, out 表示出口, T 表示透平, C 表示压缩机; h 为焓值, J/kg , 根据温度、压力的不同采用 MATLAB 调用 NIST 数据库中的焓值, 此处压力单位为 kPa 。为了表述方便, 本文其余部分压力单位均为 MPa 。下文中的空气、高压水的导热系数、密度、黏度、

普朗特数等基础物性参数都采用这种方法调用。

设定 1 天输入可再生能源电量为 1 个 100 MW 电站运行 4 h 产生的电量, 即 $E_{\text{input}}=100 \times 10^3 \times 4=4 \times 10^5 \text{ kW}\cdot\text{h}$, 且膨胀时间与压缩时间相等, 压缩时间 t_C 计算公式为:

$$t_C = \frac{4 \times 10^5 \times 1000 \times 3600}{m_{\text{air},C} \sum_1^j \Delta h_j} \quad (4)$$

式中: j 为缩级数。

1.2.2 压缩过程

空气一级压缩入口温度设置为 298.15 K, 入口压力设置为 0.1 MPa。实际压缩出口焓值计算公式为^[23]:

$$h_{\text{air},C,\text{out}} = h_{\text{air},C,\text{in}} + \frac{h_{\text{air},C,\text{out},i} - h_{\text{air},C,\text{in}}}{\eta_C} \quad (5)$$

式中: η_C 为压缩机的绝热效率(即等熵效率); $h_{\text{air},C,\text{out},i}$ 为理想压缩出口焓值, 理想压缩为等熵过程, 可根据出口压力和出口熵值调用理想压缩出口焓值。

已知压缩出口压力和焓值, 可调用 NIST 数据库得到压缩出口温度 $T_{\text{air},C,\text{out}}$ 。

压缩出口压力计算公式为:

$$p_{\text{air},C,\text{out}} = p_{\text{air},C,\text{in}} \epsilon_C \quad (6)$$

式中: p 为压力, MPa 。

1.2.3 换热过程

压缩级间换热关系式为:

$$\begin{aligned} Q_{\text{HX}} &= \eta_{\text{HX}} m_{\text{air},\text{HX}} (h_{\text{air},\text{HX},\text{in}} - h_{\text{air},\text{HX},\text{out}}) t_C \\ &= m_{\text{water},\text{HX}} (h_{\text{water},\text{HX},\text{out}} - h_{\text{water},\text{HX},\text{in}}) t_C \end{aligned} \quad (7)$$

式中: Q_{HX} 为换热量, J ; η_{HX} 为换热效率; 下标 HX 表示换热器, water 表示水。为了使水在换热过程中始终保持液态, 水压设置成对应温度下的饱和压力。

压缩级间换热过程中, 出口水温计算公式为:

$$T_{\text{water},\text{HX},\text{out}} = T_{\text{air},\text{HX},\text{in}} - \Delta T_{\text{H}} \quad (8)$$

式中: ΔT_{H} 为上端差, 即热流入口温度与冷流出口温度的差值, K 。

压缩级间换热过程中, 出口气温计算公式为:

$$T_{\text{air},\text{HX},\text{out}} = T_{\text{water},\text{HX},\text{in}} + \Delta T_{\text{L}} \quad (9)$$

式中: ΔT_{L} 为下端差, 即热流出口温度与冷流入口温度的差值, 取为 10 K。

膨胀级间换热关系式与压缩过程类似, 不再赘述。

1.2.4 储气过程

储气室入口气温和压缩过程的末级换热器出口气温相等, 储气过程气体温度不变, 高压气体从

储气室出来后经过节流阀 TV，采用绝热节流，节流前后温度和压力均降低。

正式运行过程中，储气室最大压力 $p_{AS,max}$ 和末级压缩机出口压力相等，储气室最小压力 $p_{AS,min}$ 和节流阀后压力 p_{TV} 相等。储气室体积计算公式为^[16]：

$$V = \frac{m_{air,C} t_C}{\rho_{max} - \rho_{min}} \quad (10)$$

式中： ρ_{max} 为储气室压力为 $p_{AS,max}$ 时的空气密度， kg/m^3 ； ρ_{min} 为储气室压力为 $p_{AS,min}$ 时的空气密度， kg/m^3 。

且满足如下关系：

$$m_{air,C} t_C = m_{air,T} t_T \quad (11)$$

1.2.5 膨胀过程

一级透平空气入口压力计算公式为：

$$p_{air,T1,in} = p_{TV} \quad (12)$$

实际膨胀出口焓值计算公式为^[23]：

$$h_{air,T,out} = h_{air,T,in} - (h_{air,T,in} - h_{air,T,out,i}) \eta_{oi} \quad (13)$$

式中： η_{oi} 为透平的相对内效率（即等熵效率）； $h_{air,T,out,i}$ 为理想膨胀出口焓值，理想膨胀为等熵过程，可根据出口压力和出口焓值调用理想膨胀出口焓值。

已知膨胀出口压力和焓值，可调用 NIST 数据库得到膨胀出口温度 $T_{air,T,out}$ 。

膨胀出口压力计算公式为：

$$p_{air,T,out} = \frac{p_{air,T,in}}{\varepsilon_T} \quad (14)$$

本文设定末级透平排气压力与初级压缩入口压力相等。

1.3 度电成本计算

1.3.1 换热面积计算

换热面积计算公式为^[24]：

$$A_{HX} = \frac{Q_{HX}}{\Delta T} \left(\frac{1}{k_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{k_2} \right) \quad (15)$$

式中： ΔT 为对数平均温差， K ； k_1 为管内介质（空气）表面换热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ； δ 为换热管厚度， m ，取 0.002 m ； λ 为管材导热系数，本文选用 20 号钢，取 $48 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ； k_2 为管外介质（高压液态水）表面换热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

对数平均温差计算公式为：

$$\Delta T = \frac{\Delta T_H - \Delta T_L}{\ln\left(\frac{\Delta T_H}{\Delta T_L}\right)} \quad (16)$$

当 $\Delta T_H = \Delta T_L$ 时， $\Delta T = \Delta T_H = \Delta T_L$ 。

表面换热系数 k_1 计算公式为^[24]：

$$k_1 = Nu \frac{\lambda}{d_1} \quad (17)$$

式中： Nu 为努塞特数； λ 为管内介质导热系数， $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ； d_1 为管内径， m 。 k_2 的计算公式类似，不再赘述。

对于管内介质，管内强制对流的努塞特数计算公式为^[24]：

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (18)$$

式中： Re 为雷诺数； Pr 为普朗特数；加热流体时， n 为 0.4 ，冷却流体时， n 为 0.3 。

对于管外介质，流体横掠叉排管束的努塞特数计算公式为^[24]：

$$Nu = 0.35 \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{0.2} Re_f^{0.6} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad (19)$$

式中： s_1 为横排管间距， m ； s_2 为纵排管间距， m ，本文取值 $s_1 = s_2$ ； Pr_f 为根据管外介质本身的温度确定的普朗特数； Pr_w 为根据壁温确定的管外介质的普朗特数；本文中，采用换热过程中管外介质的进出口平均温度计算 Pr_f ，采用壁面的进出口平均温度计算 Pr_w 。

1.3.2 承压储水热罐成本计算

Q345R 钢材是中国目前制造容器和锅炉使用最广泛的材料^[20]，采用 Q345R 钢材制造储水热罐。热罐由 1 个圆筒状主体和 2 个半球状头部组成，厚度 δ 计算公式为：

$$\delta = \frac{p_w D_i}{2\sigma\phi - p_w} \quad (20)$$

式中： δ 为热水罐厚度， mm ； p_w 为水压， MPa ； D_i 为热水罐内径， mm ，取 $4\ 000 \text{ mm}$ ； σ 为材料的许用应力， MPa ，取 110 MPa ； ϕ 为焊接系数，取 0.8 。

热水罐所需钢材质量计算公式为：

$$M = M_{cy} + 2M_b \quad (21)$$

式中： M_{cy} 为圆柱状主体钢材质量， kg ； M_b 为球状头部钢材质量， kg 。

圆柱状钢材质量 M_{cy} 计算公式为：

$$M_{cy} = \rho_s \pi \left[(0.5D_i + \delta)^2 - (0.5D_i)^2 \right] L \times 10^{-9} \quad (22)$$

式中： ρ_s 为钢材密度， kg/m^3 ，取 $7\ 850 \text{ kg}/\text{m}^3$ ； L 为圆筒状主体长度， m 。

圆筒状主体长度 L 计算公式为：

$$L = \frac{\left[V_w - \frac{4}{3} \pi (0.5D_i)^3 \right]}{\pi (0.5D_i)^2} \quad (23)$$

式中： V_w 为所需热水体积， m^3 。

一个半球状头部钢材质量计算公式为：

$$M_b = \rho_s \frac{2}{3} \pi [(0.5D_i + \delta)^3 - (0.5D_i)^3] \times 10^{-9} \quad (24)$$

热水罐成本 Z_{HSH} 计算公式为:

$$Z_{HSH} = p_s M \quad (25)$$

式中: ρ_s 为钢材成本, 美元/kg, 取 0.51 美元/kg (即 3 600 元/t)。

1.3.3 设备购买成本计算

各个设备的成本计算公式见表 2, 考虑到通货膨胀等因素, 需要根据 CEPCI 指数将成本转化成较近年份 (本文选用 2021 年) 的成本, 转化公式为:

$$Z_{reference} = Z_{origin} \frac{CEPCI_{reference}}{CEPCI_{origin}} \quad (26)$$

式中: $Z_{reference}$ 为 2021 年的成本, 美元; Z_{origin} 为根据成本计算公式得到的某年的成本, 美元; $CEPCI_{reference}$ 为 2021 年的 CEPCI 指数, 取 650^[25]; $CEPCI_{origin}$ 为引用的成本计算公式所在年份的 CEPCI 指数, 取值见表 2。

设备购买成本计算公式为:

$$Z_{t,2021} = \sum Z_{reference} \quad (27)$$

表 2 设备购买成本计算公式表
Tab.2 Equipment purchase cost calculation formula table

设备	设备购买成本	年份	CEPCI
压缩机 ^[26]	$Z_c = (\frac{39.5m_{air}}{0.9 - \eta_c}) \varepsilon_c \ln(\varepsilon_c)$	1994	368.1 ^[27]
透平 ^[26]	$Z_T = (\frac{266.3m_{air}}{0.92 - \eta_T}) \ln(\varepsilon_T) (1 + e^{0.0367\varepsilon_T - 54.4})$	1994	368.1 ^[27]
换热器 ^[18]	$Z_{HX} = 130 \left(\frac{A_{HX}}{0.093} \right)^{0.78}$	2005	468.2 ^[27]
储气室 ^[18]	$Z_{AS} = 4.042V_{AS}^{0.506}$	2013	593.1 ^[25]
承压储水热罐 ^[20]	见式(25)	2017	623.5 ^[28]
常压储水冷罐 ^[25]	$Z_{HSC} = 1.380V_{WC}^{0.4}$	2013	593.1 ^[25]

1.3.4 度电成本计算

假设电站运营 30 年, 每年运营 300 天, 每天消纳可再生电量 E_{input} , 计算度电成本。

30 年发电度数计算公式为:

$$E_{output,30} = 30 \times 300 \eta E_{input} \quad (28)$$

式中: $E_{output,30}$ 为 30 年发电度数, kW·h; η 为 A-CAES 系统效率; E_{input} 为一天中可再生能源电力输入, kW·h, 前文已设定取值 4×10^5 kW·h。

度电成本计算为^[29-30]:

$$LCOE = \frac{Z_{TIC} CRF + Z_{O\&M} + Z_{E,input,30}}{30 \times 300 \eta E_{input}} \quad (29)$$

式中: Z_{TIC} 为总投资成本, 美元; CRF 为资金回收系数; $Z_{O\&M}$ 为运维成本, 美元; $Z_{E,input,30}$ 为 30 年的电力输入成本, 美元。

$$Z_{E,input,30} = p_{input} E_{input,30} \quad (30)$$

式中: p_{input} 为输入的可再生能源电力非峰值电价, 美元/(kW·h), 取 0.028 18 美元/(kW·h)^[30]; $E_{input,30}$ 为 30 年输入的可再生能源电量, kW·h, 计算公式见式(31)。

$$E_{input,30} = 30 \times 300 E_{input} \quad (31)$$

总投资成本 Z_{TIC} 计算公式为:

$$Z_{TIC} = Z_{TDC} + Z_{IC} + Z_{CC} \quad (32)$$

$$Z_{TDC} = 1.35 Z_{t,2021} \quad (33)$$

$$Z_{IC} = 0.35 Z_{t,2021} \quad (34)$$

$$Z_{CC} = 0.2 Z_{t,2021} \quad (35)$$

$$Z_{O\&M} = 0.06 Z_{t,2021} \quad (36)$$

式中: Z_{TDC} 为总直接成本, 美元; Z_{IC} 为总间接成本, 美元; Z_{CC} 为应急资金, 美元。

资金回收系数 CRF 计算公式为:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (37)$$

式中: i 为贴现率, 取 15%; n 为电站服务年限, 取 30 年。

2 热力学分析

2.1 压比分配对效率的影响

采用二级压缩、二级膨胀的 A-CAES 系统, 将空气从 0.1 MPa 压缩至 6.8 MPa, 总压比为 68, 分别研究压比分配和膨胀比分配对效率的影响。

2.1.1 压比分配对效率的影响

将两级透平的膨胀比设置成相等, 均为 $\sqrt{68} \approx 8.25$, 研究压缩压比对效率的影响, 结果如

图2所示。

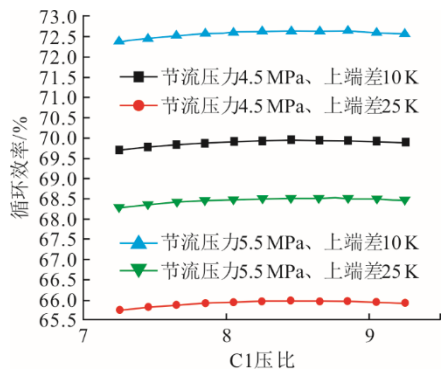


图2 C1 压比对效率的影响
Fig.2 The effect of C1 pressure ratio on efficiency

由图2可知,随着C1压比的增大,效率先增后减,最大值出现在C1压比为8.65处,效率为72.64%。这是因为当C1压比为8.65时,热水罐中的储水温度最高,能将进入到透平中的空气加热到最高的温度,产生更多的膨胀功,因此效率最高。即当两级压缩压比接近时(均约为 $\sqrt{68}$),效率最高。

2.1.2 透平膨胀比分配对效率的影响

将两级压缩的压比设置成相等,均为 $\sqrt{68} \approx 8.25$,研究两级膨胀比分配对效率的影响,结果如图3所示。由图3可知,随着T1膨胀比的增大,效率降低。这是因为T1膨胀比越大,T2膨胀比越小,末级透平排气温度越高,效率越低。

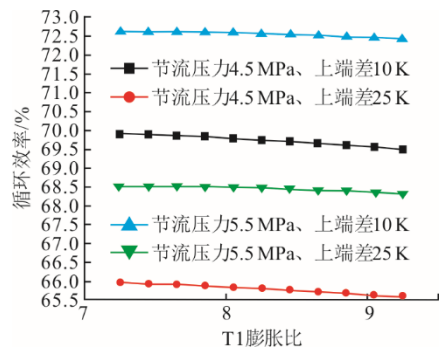


图3 T1 膨胀比对效率的影响
Fig.3 The effect of T1 pressure ratio on efficiency

2.2 级数对效率的影响

采用不同的级数将空气压缩至6.8 MPa,研究级数对效率的影响,结果如图4所示。由图4可知,随着级数的增加,效率降低。这是因为级数越多,固定总压比下的各级压缩机排气温度越低,导致热水罐中的储水温度越低,透平机入口空气被加热的温度越低,产生的膨胀功更少,效率更低。对

比节流阀后压力4.5 MPa、上端差10 K,节流阀后压力5.5 MPa、上端差25 K这两种工况的效率,发现四级压缩四级膨胀以前,都是端差对效率的影响更大,四级压缩四级膨胀时,节流阀后压力对效率的影响更大。

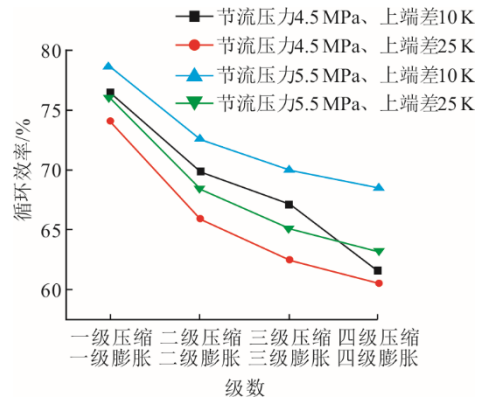


图4 级数对效率的影响
Fig.4 The effect of the number of stages on efficiency

2.3 节流阀后压力对效率的影响

节流阀后压力对效率的影响如图5所示。由图5可知,节流阀可使进入透平的气压更加稳定,节流阀后压力从4.5 MPa上升至5.5 MPa,当上端差为10 K时,效率从69.93%上升至72.63%,当上端差为25 K时,效率从65.97%上升至68.51%。即随着节流阀后压力的增加,效率增加,这是因为节流阀后压力越高,透平做功压力越高,膨胀功越大,效率越高。

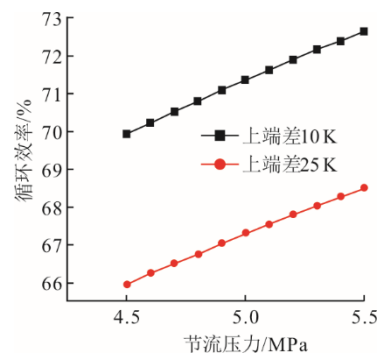


图5 节流阀后压力对效率的影响
Fig.5 The effect of throttling valve pressure on efficiency

2.4 上端差对效率的影响

上端差对效率的影响如图6所示。由图6可知,随着上端差的增加,效率降低。这是因为上端差越大,热水罐储水温度越低,空气能被水加热到的温度越低,所做的膨胀功越少,效率越低。

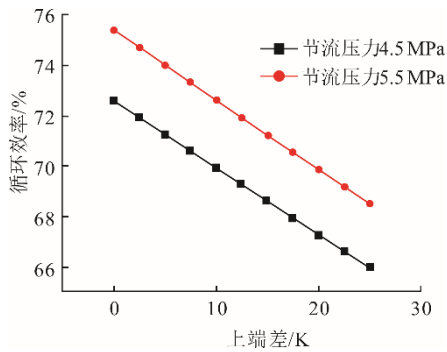


图 6 上端差对效率的影响

Fig.6 The effect of hot side temperature difference on efficiency

3 经济性分析

3.1 级数对经济的影响

3.1.1 级数对设备成本的影响

级数对设备总成本的影响主要体现在压缩机，压缩机成本和设备总成本随级数的变化关系分别如图 7 和图 8 所示。随着级数的增加，压缩机和设备总成本均降低，二级、三级、四级的压缩机和设备总成本变化不大。总压比为 68，级数越多，各级压比越低，各级压缩机成本的总和越小（表 2）。图 7 为级数对压缩机成本的影响，图 8 为级数对设备总成本的影响。由图 7 可知，4 组数据重合是因为节流阀后压力和上端差对压缩机成本无影响，图 8 原因相同。

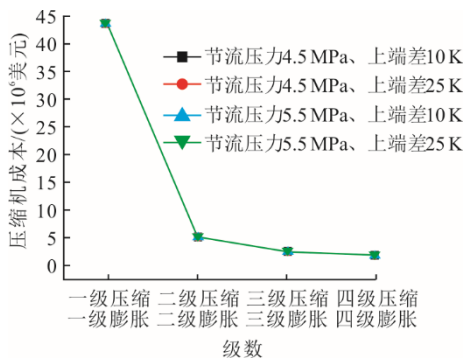


图 7 级数对压缩机成本的影响

Fig.7 The effect of the number of stages on the cost of the compressor

3.1.2 级数对度电成本的影响

度电成本是效率和成本的综合体现，级数对度电成本的影响如图 9 所示。由图 9 可知，二级压缩二级膨胀的度电成本最低。

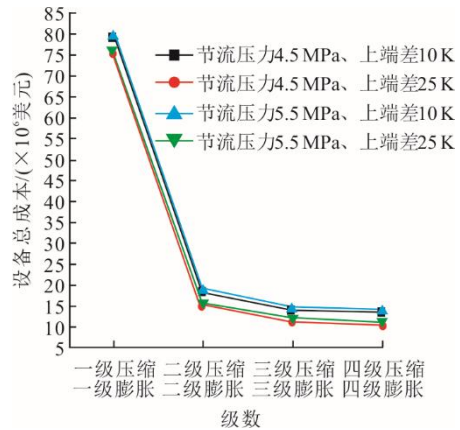


图 8 级数对设备总成本的影响

Fig.8 The effect of the number of stages on the total equipment cost

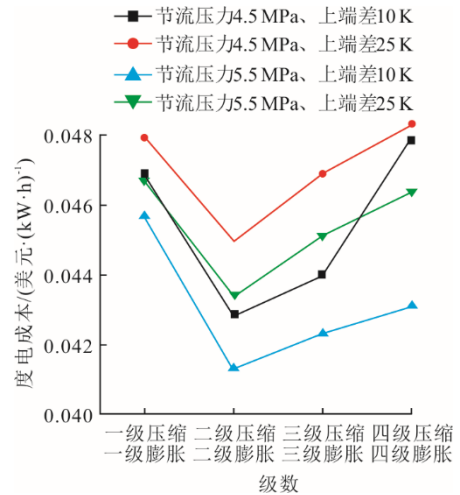


图 9 级数对度电成本的影响

Fig.9 The effect of the number of stages on the LCOE

3.2 节流阀后压力对经济的影响

3.2.1 节流阀后压力对设备成本的影响

节流阀后压力对设备成本的影响主要体现在储气室成本和透平成本上，分别如图 10 和图 11 所示，节流阀后压力对设备总成本的影响如图 12 所示。

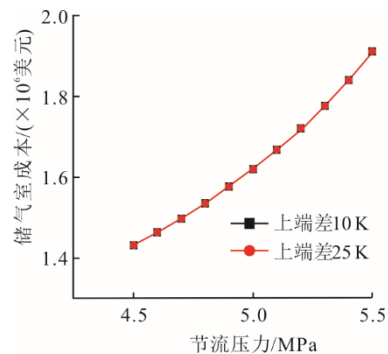


图 10 节流阀后压力对储气室成本的影响

Fig.10 The effect of throttling valve pressure on the cost of the air storage chamber

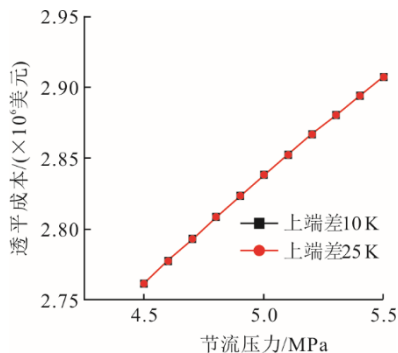


图 11 节流阀后压力对透平成本的影响
Fig.11 The effect of throttling valve pressure on the cost of turbine

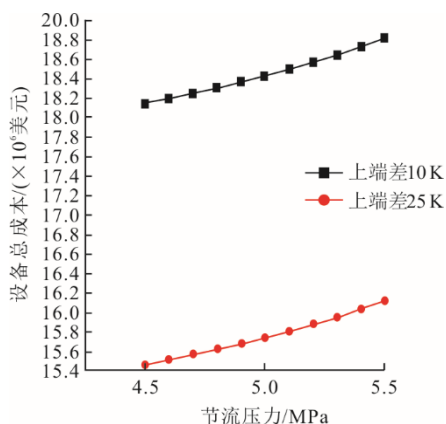


图 12 节流阀后压力对设备总成本的影响
Fig.12 The effect of throttling valve pressure on total equipment cost

节流阀后压力决定了储气室中气体的最小密度，随着节流阀后压力的增加（式(10)），储气室中气体最大密度和最小密度的差值越小，储气室体积增大，储气室成本增加。节流阀后压力越大，透平压比越大，透平成本越高（式(29)）。图 10 中 2 组数据重合是因为上端差对储气室成本无影响，图 11 原因相同。

由图 12 可知，随着节流阀后压力的增加，设备总成本增加。

3.2.2 节流阀后压力对度电成本的影响

节流阀后压力对度电成本的影响如图 13 所示，随着节流阀后压力的增加，膨胀功越多，度电成本降低。

3.3 上端差对经济的影响

3.3.1 上端差对设备成本的影响

上端差对设备成本的影响主要体现在换热器、热水罐和冷水罐，具体如图 14、图 15、图 16 所示。

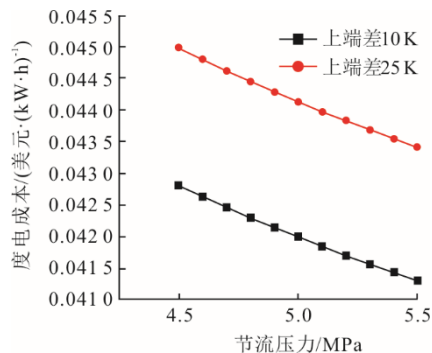


图 13 节流阀后压力对度电成本的影响
Fig.13 The effect of throttling valve pressure on the LCOE

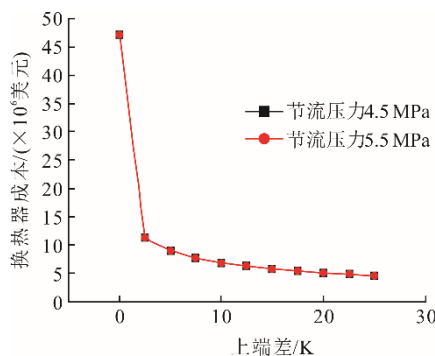


图 14 上端差对换热器成本的影响
Fig.14 The effect of hot side temperature difference on the cost of the heat exchanger

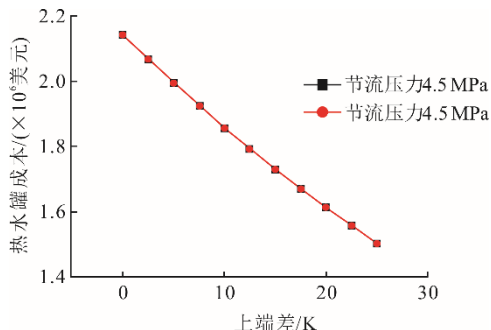


图 15 上端差对热水罐成本的影响
Fig.15 The effect of hot side temperature difference on the cost of the hot water tank

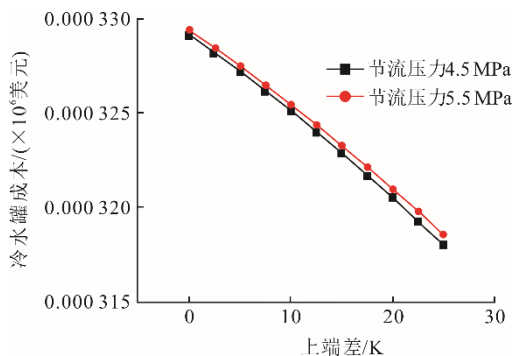


图 16 上端差对冷水罐成本的影响
Fig.16 The effect of hot side temperature difference on the cost of the cold water tank

由图 14 可知,上端差越大,换热面积越小,换热器成本越低。由图 15 可知,压缩机排气温度恒定时,上端差越大,压缩机级间换热器中的水出口温度越低,导致热水罐中的储水温度越低,高压水的饱和压力越低,热水罐的厚度越小,质量越小,热水罐成本越低。由图 16 可知,上端差越大,冷水罐中的储水温度越高,对应的饱和水压力越高,水的密度越小,且膨胀级间换热器中水的质量流量越小,因此,储水体积越小,冷水罐成本越低。

3.3.2 上端差对度电成本的影响

上端差对度电成本的影响如图 17 所示。由图 17 可知:换热端差为 0 时,换热器成本较高,导致度电成本较高;当换热端差大于等于 2.5 K 时,效率较低,导致度电成本逐渐增大;当上端差为 2.5 K 时,度电成本最低。结合图 6、图 14、图 15 和图 17,以节流阀后压力 4.5 MPa 为例,当上端差从 2.5 K 增加到 25.0 K 时,效率从 71.93% 降到 65.97%,换热器成本从 11.22×10^6 美元降到 4.53×10^6 美元,热罐成本从 2.07×10^6 美元降到 1.50×10^6 美元,度电成本从 0.042 24 美元/(kW·h) 增加至 0.044 99 美元/(kW·h),即此时效率降低比成本降低对度电成本的影响更大,导致度电成本增加。

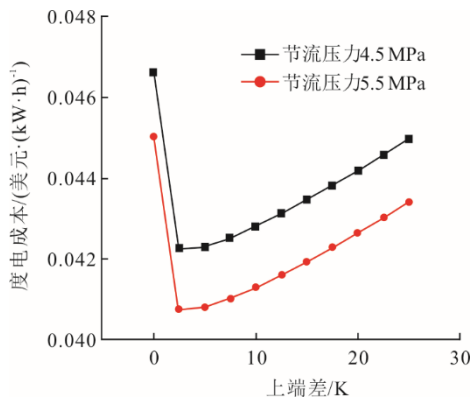


图 17 上端差对度电成本的影响

Fig.17 The effect of hot side temperature difference on the LCOE

3.4 各设备成本占比分析

选取二级压缩、二级膨胀的系统,节流阀后压力设置为 4.5 MPa,上端差设置为 10 K,各设备成本占比如图 18 所示。由图 18 可知:换热器设备成本最高,达到 6.85×10^6 美元,占比 37.76%;其次是压缩机,设备成本 5.24×10^6 美元,占比 28.89%;冷水罐由于采用的是常压储水,设备成本可忽略不计。

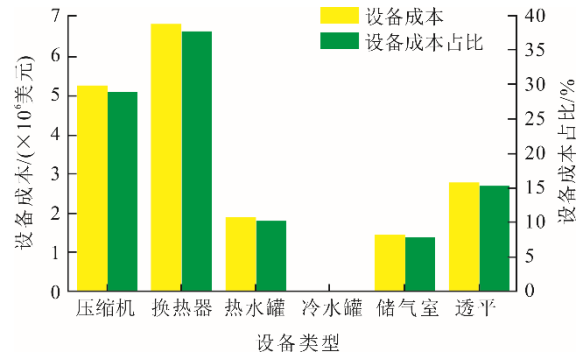


图 18 各设备成本与占比

Fig.18 The cost of each equipment and its proportion

4 结 论

本文构建了基于 MATLAB 的绝热压缩空气储能系统模型,研究了压比和膨胀比分配对效率的影响,研究了级数、节流阀后压力、上端差对效率和经济性的影响,结果结论如下。

1) 对于二级压缩、二级膨胀的系统,上端差为 10 K 时,随着 C1 压比的增大,效率先增加后减小,两级压比接近,效率最高,可达 72.64%;随着 T1 膨胀比的增大,效率一直减小。

2) 效率随着级数、上端差的增大而减小,随着节流阀后压力的增大而增大。

3) 其他工况相同时,二级压缩、二级膨胀的度电成本最低,为 0.041 3~0.045 0 美元/(kW·h);度电成本随节流阀后压力的增大而减小;当上端差大于 2.5 K 时,度电成本随上端差的增大而增大。

4) 二级压缩、二级膨胀,节流阀后压力为 4.5 MPa,上端差为 10 K 时,换热器设备成本最高,达到 6.85×10^6 美元,占比 37.76%;其次是压缩机,设备成本 5.24×10^6 美元,占比 28.89%。

[参 考 文 献]

- [1] LOONEY B. Statistical Review of World Energy 2021[R]. 2021: 8.
- [2] 胡真,汪盼. 计及可再生能源不确定性的实时需求响应策略研究[J]. 湖南电力, 2023, 43(1): 30-40.
HU Zhen, WANG Pan. Research on real-time demand response strategy considering renewable energy uncertainty[J]. Hunan Electric Power, 2023, 43(1): 30-40.
- [3] 褚旭,许立强,严亚兵,等. 新型电力系统频率紧急控制改进方案研究[J]. 湖南电力, 2022, 42(4): 13-22.
CHU Xu, XU Liqiang, YAN Yabing, et al. Research on improvement scheme of frequency emergency control for new power system[J]. Hunan Electric Power, 2022, 42(4): 13-22.
- [4] BAI J, WEI W, CHEN L J, et al. Modeling and dispatch of advanced adiabatic compressed air energy storage

- under wide operating range in distribution systems with renewable generation[J]. *Energy*, 2020, 206: 118051.
- [5] ROOS P, HASELBACHER A. Analytical modeling of advanced adiabatic compressed air energy storage: Literature review and new models[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2022, 163: 112464.
- [6] TIAN Y, DONG Z, YU Z, et al. Conventional and advanced exergy analysis of large-scale adiabatic compressed air energy storage system[J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 57: 1-12.
- [7] WU D M, BAI J Y, WEI W, et al. Optimal bidding and scheduling of AA-CAES based energy hub considering cascaded consumption of heat[J]. *Energy*, 2021, 233: 121133.
- [8] LI Y W, MIAO S H, ZHANG S X, et al. A reserve capacity model of AA-CAES for power system optimal joint energy and reserve scheduling[J]. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, 2019, 104: 279-290.
- [9] SCIACOVELLI A, LI Y, CHEN H, et al. Dynamic simulation of adiabatic compressed air energy storage (A-CAES) plant with integrated thermal storage-link between components performance and plant performance[J]. *Applied Energy*, 2017, 185: 16-28.
- [10] JAFARIZADEH H, SOLTANI M, NATHWANI J. Assessment of the Huntorf compressed air energy storage plant performance under enhanced modifications[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 209: 112662.
- [11] HE W, WANG J H. Optimal selection of air expansion machine in compressed air energy storage: a review[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, 87: 77-95.
- [12] CHEN L X, ZHANG L G, YANG H P, et al. Dynamic simulation of a re-compressed adiabatic compressed air energy storage (RA-CAES) system[J]. *Energy*, 2022, 261: 125351.
- [13] BASHIRI MOUSAVI S, ADIB M, SOLTANI M, et al. Transient thermodynamic modeling and economic analysis of an adiabatic compressed air energy storage (A-CAES) based on cascade packed bed thermal energy storage with encapsulated phase change materials[J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 243: 114379.
- [14] GUO C, XU Y, ZHANG X, et al. Performance analysis of compressed air energy storage systems considering dynamic characteristics of compressed air storage[J]. *Energy*, 2017, 135: 876-888.
- [15] SONG J, PENG X, FANG X, et al. Thermodynamic analysis and algorithm optimisation of a multi-stage compression adiabatic compressed air energy storage system[J]. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2020, 19: 100598.
- [16] 黄恩和. 绝热式压缩空气储能系统热力性能及其优化设计[D]. 南京: 东南大学, 2021: 1.
HUANG Enhe. Thermal performance and optimal design of adiabatic compressed air energy storage system[D]. Nanjing: Southeast University, 2021: 1.
- [17] ZHANG S, WANG H, LI R, et al. Thermodynamic analysis of cavern and throttle valve in large-scale compressed air energy storage system[J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 183: 721-731.
- [18] ZHANG L, CUI J, ZHANG Y, et al. Performance analysis of a compressed air energy storage system integrated into a coal-fired power plant[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 225: 113446.
- [19] KAPILA S, ONI A O, KUMAR A. The development of techno-economic models for large-scale energy storage systems[J]. *Energy*, 2017, 140: 656-672.
- [20] LI J, LI P, GAO G, et al. Thermodynamic and economic investigation of a screw expander-based direct steam generation solar cascade Rankine cycle system using water as thermal storage fluid[J]. *Applied Energy*, 2017, 195: 137-151.
- [21] KAISER F, WEBER R, KRÜGER U. Thermodynamic steady-state analysis and comparison of compressed air energy storage(CAES) concepts[J]. *International Journal of Thermodynamics*, 2018, 21(3): 144-156.
- [22] HUANG L, GUO H, XU Y, et al. Influence of design point on off-design and cycling performance of compressed air energy storage systems-from key processes to the whole system[J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 57: 1-15.
- [23] 曾丹苓, 敖越, 张新铭, 等. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002: 301.
ZENG Danling, AO Yue, ZHANG Xinming, et al. *Engineering thermodynamics*[M]. Beijing: Higher Education Press, 2002: 301.
- [24] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 1.
YANG Shiming, TAO Wenquan. *Heat transfer*[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006: 1.
- [25] XU W P, ZHAO P, LIU A J, et al. Design and off-design performance analysis of a liquid carbon dioxide energy storage system integrated with low-grade heat source[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 228: 120570.
- [26] VALERO A L M, SEA L, TSATSARONIS G, et al. Cgam problem: definition and conventional solution[J]. *Energy*, 1994, 3: 279-286.
- [27] SADEGHI M, CHITSAZ A, MAHMOUDI S M S, et al. Thermoeconomic optimization using an evolutionary algorithm of a trigeneration system driven by a solid oxide fuel cell[J]. *Energy*, 2015, 89: 191-204.
- [28] ZHANG Z X, YUAN H, MEI N. Theoretical analysis on extraction-ejection combined power and refrigeration cycle for ocean thermal energy conversion[J]. *Energy*, 2023, 273: 127216.
- [29] ZHAO P, XU W P, ZHANG S Q, et al. Components design and performance analysis of a novel compressed carbon dioxide energy storage system: a pathway towards realizability[J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 229: 113679.
- [30] ZHAO P, LAI Y Q, XU W P, et al. Performance investigation of a novel near-isothermal compressed air energy storage system with stable power output[J]. *International Journal of Energy Research*, 2020, 44(14): 11135-11151.

(责任编辑 邓玲惠)