

一种新型复合压缩空气储能系统的热经济学分析

陶瑞¹, 胡肖², 姚尔人¹, 李瑞雄¹, 王焕然¹, 陈昊¹, 程祖田³, 王玉赞⁴

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 大庆黄和光储实证研究有限公司, 163515, 黑龙江大庆;

3. 河南省电力勘测设计院, 450007, 郑州; 4. 中国电建集团昆明勘测设计研究院有限公司, 650051, 昆明)

摘要: 为了避免压缩空气储能系统的蓄热过程中存在的问题,减少压缩热的产生及实现压缩热的高效利用,提出了一种新型复合压缩空气储能系统,建立了系统的热经济学模型,研究了系统在典型工况下的热力学和经济学性能,分析了关键参数对热力学性能的影响规律,并利用遗传算法进行了多目标优化。研究表明:系统在典型设计工况下的电-电效率和炯效率分别为 63.86% 和 58.18%,膨胀机组和压缩机组分别占总炯损的 17.3% 和 15.6%,系统的平准化度电成本为 1.036 元/(kW·h);参数敏感性分析表明,卡琳娜循环存在最佳蒸发压力使系统的热力学性能最佳,系统效率随着水气罐进气压力、储气罐最高压力和废热水温度的提高而提高,系统的储能密度随着循环压缩次数的增大而线性增大。多目标优化结果表明,系统的最优炯效率和平准化度电成本分别为 59.1% 和 0.962 元/(kW·h)。研究为压缩空气储能系统的设计提出了一种新的解决方案,系统在工业废热的综合利用方面具有较好的应用前景,分析和优化的结果可为所提系统的工程应用提供理论依据。

关键词: 压缩空气储能;近等温压缩;热经济学分析

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202303002 **文章编号:** 0253-987(2023)03-0023-12

Thermo-Economic Assessments of a Novel Integrated Compressed Air Energy Storage System

TAO Rui¹, HU Xiao², YAO Erren¹, LI Ruixiong¹, WANG Huanran¹, CHEN Hao¹,
CHENG Zutian³, WANG Yuzan⁴

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Daqing Huanghe Optical Storage Empirical Research Co., Ltd., Daqing, Heilongjiang 163515, China; 3. Henan Electric Power Survey and Design Institute, Zhengzhou 450007, China; 4. Power China Kunming Engineering Co., Ltd., Kunming 650051, China)

Abstract: To avoid the problems of the heat storage process in the compressed air energy storage system, reduce the generation of compression heat, and realize the efficient utilization of compression heat, a novel integrated compressed air energy storage system is proposed in this paper. The thermo-economic model of the system is established, and the thermodynamic and economic performance of the system under typical working conditions is studied. The influence law of key parameters on thermodynamic performance is analyzed, and the multi-objective optimization is carried out by the genetic algorithm. The results show that, under typical working conditions,

收稿日期: 2022-08-25。 作者简介: 陶瑞(1997—),男,硕士生;李瑞雄(通信作者),男,讲师,硕士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52106052)。

网络出版时间: 2023-01-06

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20230105.1853.005.html>

the electrical-electrical efficiency and the exergy efficiency of the system are 63.86% and 58.18%, respectively, while air expander and pre-compressors have relatively high exergy destruction, accounting for 17.3% and 15.6% of the total exergy destruction, and the levelized cost of electricity for the system is RMB 1.036/(kW · h). The sensitivity analysis shows that the optimal evaporation pressure exists in the Karina cycle to maximize the thermodynamic performance of the system. The system efficiency increases with the increase of the inlet pressure of the vessel, the maximum pressure of the reservoir, and the temperature of waste water, while the energy storage density of the system increases with the increase of the cyclic compression numbers linearly. The multi-objective optimization results reveal that the optimal exergy efficiency and levelized cost of electricity are 59.1% and RMB 0.962/(kW · h), respectively. This paper presents a new solution for the design of the compressed air energy storage system, the system has a good prospect in the comprehensive utilization of industrial waste heat, and the analysis and optimization results can provide a theoretical basis for the engineering application of the proposed system.

Keywords: compressed air energy storage; near-isothermal compression; thermo-economic analysis

符号表

A	面积, m^2	u	比热力学能, J/kg
C	成本, 元	V	水气共容罐容积, m^3
c	比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	W, W_i	功, 内部功, J
c_V	比定容热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	$\dot{W}$	功率, W
C_b	换热器成本基础值	X	质量分数, kg/kg
$E_x, E_{x,H}, E_{x,Q}$	焓, 焓焓, 热量焓, J	Z	压缩因子
f_d, f_m, f_p	换热器类型、压力、材料校正系数	Δt	对数平均温差, K
h	比焓, J/kg	$\eta_{\text{COMP}}, \eta_{\text{TURB}}$	压缩机、膨胀机的绝热效率
h'	对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	π	压缩比或膨胀比
H	焓, J	ρ	密度, kg/m^3
K	传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	下标	
m	质量, kg	0	环境的参数
$\dot{m}$	质量流量, kg/s	A	空气
p	压力, Pa	COMP, TURB	压缩机, 膨胀机
Q	换热量, J	CV	控制体积
$\dot{Q}$	换热功率, W	i, o	设备进口, 出口
R_g	气体常数, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	TANK	压力容器
S	熵, J/K	VESSEL	水气共容罐
T	温度, K	上标	
U	热力学能, J	s	理想绝热

能源行业的绿色低碳转型是我国实现“双碳”目标的关键,因此以可再生能源为主体的电力系统发展迅速。间歇性和波动性已成为可再生能源规模化利用的瓶颈问题,储能技术是解决上述问题、实现电网系统安全稳定运行的关键。

在众多储能技术中,压缩空气储能(compressed air energy storage, CAES)系统具有储能规模大、建设及运行成本低等优点,具有广阔的发展前景^[1]。

补燃型 CAES 系统是基于燃气轮机技术的能量储存系统,在释能过程中需要补充化石燃料提升透平入口空气温度,不仅对环境的影响较大,而且压缩热在储能过程中的耗散也限制了系统的运行效率。为摆脱 CAES 系统对化石燃料的依赖,并提升系统的能量效率,学者们近年来开始广泛研究先进绝热 CAES (advanced adiabatic CAES, AA-CAES) 系统。该系统将压缩热存储于蓄热器中,并在释能过程用于预

热高压空气。薛小代等^[2]构建了采用熔融盐储热的 AA-CAES 系统热力学模型,探索了影响系统储能效率的关键参数。Arabkoohsar 等^[3]构建了能够 AA-CAES 系统的变工况热力学模型,研究了 AA-CAES 系统的变工况运行性能。

除储存并再利用压缩热,减少压缩热产生是提升 CAES 系统能量效率另一重要途径。等温 CAES 系统通过降低空气的压缩速率,辅以喷射水雾^[4]和水泡沫^[5]等措施,降低压缩热的产生,进而实现空气的等温压缩。Kim 等^[6]提出了一种恒压型抽水压缩空气储能系统,利用抽水压缩空气实现了充气 and 放气过程的恒压运行,但是存在水泵和水轮机的变工况问题。李丞宸等^[7]提出了一种蒸汽恒压抽水压缩空气储能系统,利用蒸汽凝结过程放热实现了释能过程的恒压运行。Chen 等^[8]提出了一种双罐式近等温压缩空气储能系统,空气在双罐装置中循环压缩和膨胀,并通过喷淋水雾降低压缩和膨胀过程空气温度变化,从而提高了水气共容罐的利用效率。

AA-CAES 系统和等温 CAES 系统同属无补燃 CAES 系统,但是 AA-CAES 系统需要增加热存储装置,大幅提升了系统的经济成本,而等温 CAES 系统需在液体活塞腔体内完成水与空气之间的压缩与膨胀过程,降低了系统的储能密度与工质流量,上述缺陷限制了上述两类 CAES 系统的大规模应用。针对上述问题,本文提出一种复合压缩空气储能系统。空气在储能过程中,先后经过预压缩和近等温压缩后进入储气罐中储存,预压缩过程产生的压缩热作为热源驱动卡琳娜循环对外发电,在提高储能密度的同时减少了压缩热的产生,避免了蓄热过程;在释能过程中,通过热泵利用低品位废热为膨胀机入口空气补热,实现了电能的高效转化和废热的综合利用。为阐明复合压缩空气储能系统的优势,本文首先建立了该系统详细的热力学和经济学模型,分析不同关键参数对系统热力学性能的影响规律,最终以系统的热力学和经济学性能为目标进行多目标优化,采用 TOPSIS 方法在 Pareto 前沿解集上选择唯一最优解。研究结果可为压缩空气储能系统的高效运行提供理论依据与技术指导。

1 系统介绍

复合压缩空气储能系统如图 1 所示。该系统由近等温压缩空气储能系统、卡琳娜循环系统及压缩-吸收式热泵系统共 3 个子系统构成。

近等温压缩空气储能系统的工作过程为:在储能阶段,进口空气经过压缩机组预压缩,升温后的空气作为热源驱动卡琳娜循环发电,降温后的空气进入冷却器冷却,之后通过缓冲罐进入双罐压缩装置完成近等温压缩,最终存储于储气罐中;在释能阶段,储气罐出口空气在预热器中经过废热水预热,然后进入压缩-吸收式热泵系统中的加热器进一步加热,再进入膨胀机组膨胀做功。

在双罐压缩装置中,水泵通过将左侧水气共容罐(以下简称水气罐)内水压入右侧水气罐实现对右侧罐内空气的压缩,当右侧罐内空气达到预定压力之后,右侧罐进行排气;在右侧罐进行压缩和排气的同时,左侧罐也在充气,充气结束后切换阀门和管路,左侧罐内空气开始压缩,如此循环往复工作。

卡琳娜循环系统的工作过程为:冷凝器 1 出口氨水基本溶液经过加压泵加压后进入发生器 1 吸热蒸发,产生的气液两相氨水混合物进入分离器,分离器上部的氨蒸汽进入氨膨胀机内膨胀做功,分离器下部的稀氨水溶液经过节流后进入与氨膨胀机出口乏汽在混合器中混合,形成的气液混合物进入冷凝器 1 冷凝为液态,然后进入加压泵开始新的循环。由于空气在经过发生器之后直接进入中冷器,相较于卡琳娜循环地热发电系统不考虑回灌,因此卡琳娜循环不使用回热器。

压缩-吸收式热泵系统包括吸收式热泵循环和压缩式热泵循环两个子循环。由于单级吸收式热泵温升较低,双级吸收式热泵温升较高但效率较低,因此采用既能保证温升能力又能兼顾效率的压缩-吸收式热泵对废热进行利用^[9]。吸收式热泵循环的工作过程为:冷凝器 2 出口冷凝水经过加压泵加压后进入蒸发器 1,通过废热水提供的热量吸热蒸发,产生的水蒸气进入吸收器与溶液换热器出口溴化锂浓溶液混合,浓溶液吸收水蒸气后温度升高并对空气加热,混合后产生的稀溶液进入溶液换热器对吸收器入口浓溶液进行预热,再经过节流后进入发生器 2 吸收压缩式热泵循环冷凝器产生的热量,发生器 2 上部产生的水蒸气进入冷凝器 2 后冷凝为液态,下部产生的浓溶液经过溶液泵加压后进入溶液换热器预热,然后开始新的循环。压缩式热泵工作过程为:压缩机出口的 R245fa 蒸气通过冷凝器 3 给吸收式热泵循环供热,经过节流后进入蒸发器 2,进一步吸收蒸发器 2 出口废热水的热量,然后进入压缩机进行压缩并开始新的循环。

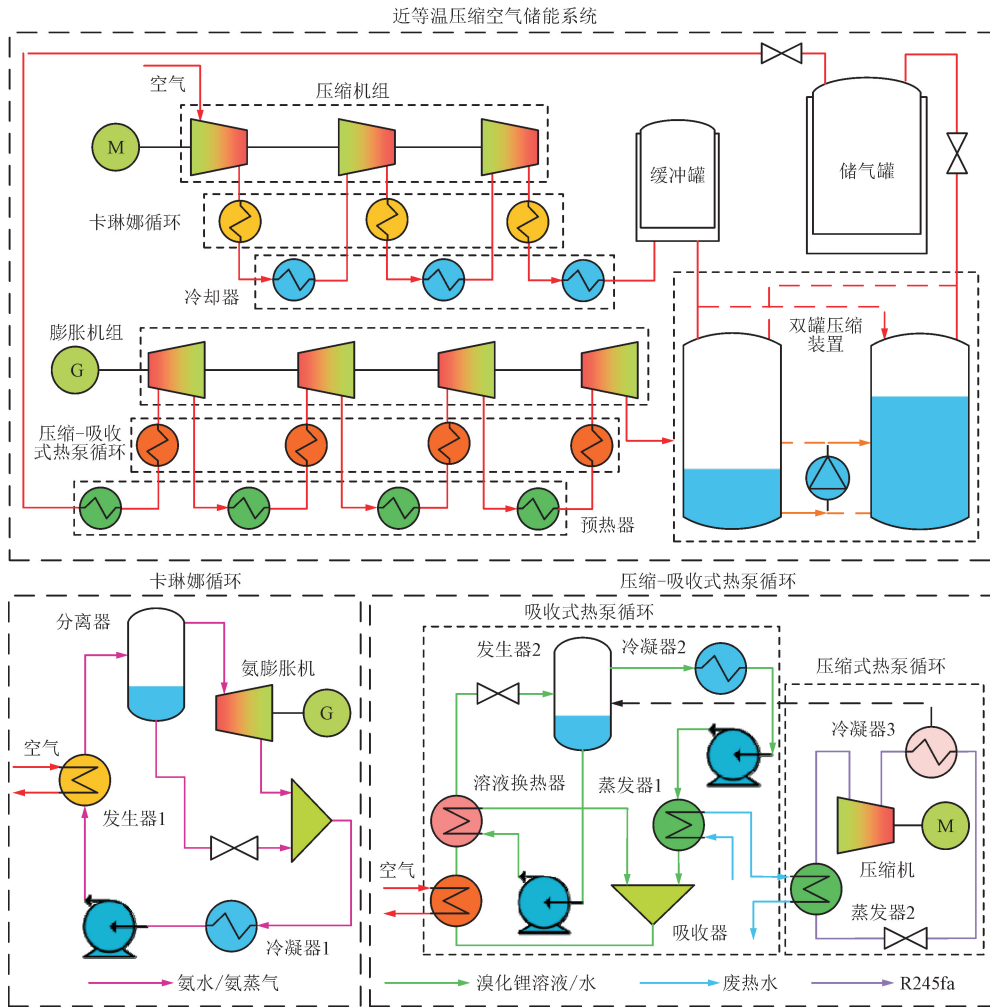


图 1 复合压缩空气储能系统示意

Fig. 1 Diagram of integrated compressed air energy storage system

2 系统热力学和经济性模型

2.1 热力学模型

2.1.1 主要设备热力学模型

(1) 压缩机。压缩机的绝热效率可以表示为

$$\eta_{\text{COMP}} = (h_{\text{COMP,o}} - h_{\text{COMP,i}}) / (h_{\text{COMP,o}} - h_{\text{COMP,i}}^s) \quad (1)$$

压缩机的功耗为

$$\dot{W}_{\text{COMP}} = \dot{m}_{\text{COMP}} (h_{\text{COMP,o}} - h_{\text{COMP,i}}) \quad (2)$$

(2) 膨胀机。膨胀机的绝热效率可以表示为

$$\eta_{\text{TURB}} = (h_{\text{TURB,i}} - h_{\text{TURB,o}}) / (h_{\text{TURB,i}} - h_{\text{TURB,o}}^s) \quad (3)$$

膨胀机的输出功为

$$\dot{W}_{\text{TURB}} = \dot{m}_{\text{TURB}} (h_{\text{TURB,i}} - h_{\text{TURB,o}}) \quad (4)$$

(3) 泵。泵的功耗为

$$\dot{W}_{\text{PUMP}} = (p_{\text{PUMP,i}} - p_{\text{PUMP,o}}) \dot{m}_{\text{PUMP}} / (\rho_{\text{PUMP}} \eta_{\text{PUMP}}) \quad (5)$$

(4) 换热器。换热器的换热量为

$$\dot{Q}_{\text{HE}} = c_{\text{CF}} \dot{m}_{\text{CF}} (h_{\text{CF,o}} - h_{\text{CF,i}}) = c_{\text{HF}} \dot{m}_{\text{HF}} (h_{\text{HF,i}} - h_{\text{HF,o}}) \quad (6)$$

换热面积为

$$A_{\text{HE}} = \dot{Q}_{\text{HE}} / (K_{\text{CF,HF}} \Delta t_{\text{CF,HF}}) \quad (7)$$

(5) 压力容器。忽略动能和势能, 能量平衡方程为

$$\delta Q = dU_{\text{CV}} + \delta m_o h_o - \delta m_i h_i + \delta W \quad (8)$$

式中

$$dU_{\text{CV}} = d(m_{\text{CV}} u_{\text{CV}}) = m_{\text{CV}} du_{\text{CV}} + u_{\text{CV}} dm_{\text{CV}} \quad (9)$$

$$du_{\text{CV}} = c_v dT_{\text{CV}} \quad (10)$$

联立求解式(8)~(10)得到

$$dT_{\text{CV}} = \frac{\delta Q + u_{\text{CV}} dm_{\text{CV}} + \delta m_i h_i - \delta m_o h_o - \delta W}{c_v m_{\text{CV}}} \quad (11)$$

压力容器内压力可以表示为

$$p_{CV} = Zm_{CV}R_gT_{CV}/V_{CV} \quad (12)$$

压力容器和外界换热量为

$$\delta Q = h'_{A,W}A_W(T_W - T_{CV})dt \quad (13)$$

2.1.2 卡琳娜循环热力学模型

氨组分质量守恒方程为

$$\dot{m}_{CAM}X_{CAM} = \dot{m}_{AMV}X_{AMV} + \dot{m}_{DAM}X_{DAM} \quad (14)$$

式中:下标 CAM 代表氨水基本溶液;DAM 代表稀氨水溶液;AMV 代表氨蒸气。

总质量守恒方程为

$$\dot{m}_{CAM} = \dot{m}_{AMV} + \dot{m}_{DAM} \quad (15)$$

能量平衡方程为

$$\dot{Q}_{GEN1} = \dot{W}_{TURB2} + \dot{Q}_{CON1} \quad (16)$$

式中:下标 GEN1 代表发生器 1;TURB2 代表氨膨胀机;CON1 代表冷凝器 1。

2.1.3 压缩-吸收式热泵热力学模型

溴化锂质量守恒方程为

$$\dot{m}_{CS}X_{CS} = \dot{m}_{DS}X_{DS} \quad (17)$$

总质量守恒方程为

$$\dot{m}_V = \dot{m}_{DS} - \dot{m}_{CS} \quad (18)$$

式中:下标 CS 代表溴化锂浓溶液;DS 代表溴化锂稀溶液;下标 V 代表水蒸气。

吸收式热泵循环能量平衡方程为

$$\dot{Q}_{EVAP1} + \dot{Q}_{GEN2} = \dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{CON2} \quad (19)$$

压缩式热泵循环能量平衡方程为

$$\dot{Q}_{CON3} = \dot{Q}_{EVAP2} + \dot{W}_{COMP2} \quad (20)$$

式中:下标 EVAP1 代表蒸发器 1;GEN2 代表发生器 2;ABS 代表吸收器;CON2 代表冷凝器 2;CON3 代表冷凝器 3;EVAP2 代表蒸发器 2;COMP2 代表压缩机。

2.1.4 烟模型

质量流量为 m 的工质的焓烟为

$$E_{x,H} = H - H_0 - T_0(S - S_0) \quad (21)$$

设备的烟损失可以表示为

$$I = E_{x,H,i} - E_{x,H,o} + E_{x,Q} - W_i \quad (22)$$

设备的烟效率为

$$\eta_{ex,k} = E_{x,o}/E_{x,i} \quad (23)$$

2.1.5 系统评价指标

选取电-电效率 η_{elec} 和烟效率 η_{ex} 作为系统效率的评价指标。电-电效率定义为释能过程净发电量与储能过程净耗电量之比

$$\eta_{elec} = \frac{W_{TURB1} - W_{COMP2}}{W_{COMP1} + W_{PUMP1} - W_{TURB2}} \quad (24)$$

烟效率定义为系统输出烟与输入烟之比

$$\eta_{ex} = \frac{W_{TURB1} + W_{TURB2}}{W_{COMP1} + W_{PUMP1} + W_{COMP2} + E_{x,HW} + E_{x,CW}} \quad (25)$$

储能密度为膨胀机发电量与水气罐容积之比

$$D_{elec} = W_{TURB1}/V_{VESSEL} \quad (26)$$

2.2 经济性模型

2.2.1 设备成本模型

利用设备购置成本方程预估设备的购置成本,同时根据国内实际情况对公式的参数进行修正。

压缩机的购置成本由质量流量、绝热效率和压缩比决定^[10]

$$C_{COMP} = \frac{4\,922\dot{m}_{COMP}}{0.9 - \eta_{COMP}^s} \pi_{COMP} \ln \pi_{COMP} \quad (27)$$

膨胀机的购置成本由质量流量、膨胀比和膨胀机进口温度决定^[11]

$$C_{TURB} = \frac{10\,592\dot{m}_{TURB}}{0.94 - \eta_{TURB}^s} \ln \pi_{TURB} (1 + e^{0.025T_{TURB,i} - 39.25}) \quad (28)$$

泵的购置成本由功率和效率决定^[14]

$$C_{PUMP} = 2\,014W_{PUMP}^{0.71} \left(1 + \frac{0.2}{1 - \eta_{PUMP}}\right) \quad (29)$$

参考文献[12],可推导出压力容器钢材用量与设计压力和容积近似成正比,即

$$C_{TANK} = 125p_{TANK}V_{TANK} \quad (30)$$

换热器的购置成本由换热器面积、类型、压力和材料决定^[13],即

$$C_{HE} = 1.6f_d f_m f_p C_b \quad (31)$$

2.2.2 平准化度电成本模型

平准化度电成本 C_{LCOE} 的基本含义是:使计算期内的成本分摊到每一度电上并折现到基准年的值等于生命周期总成本 C_{TLCC} ,该度电成本即为平准化度电成本^[14]。计算公式为

$$\sum_{n=1}^N \frac{Q'_n C_{LCOE}}{(1+R)^n} = C_{TLCC} \quad (32)$$

式中: Q' 是年发电量; R 是折现率;下标 n 代表第 n 年。

C_{LCOE} 可以表示为

$$C_{LCOE} = C_{TLCC} / \sum_{n=1}^N \frac{Q'_n}{(1+R)^n} \quad (33)$$

成本是用货币计量生产一定种类与数量产品所耗费资源的经济价值的总流出,而收入则是销售该产品所形成的经济利益的总流入。从这个角度来说,收入就是现金流入,成本则为现金流出。根据现金流量表,将生命周期总成本划分为初始投资成本、资金成本、税收成本和经营成本。

(1)初始投资成本 C_{IC} 。项目资本金 C_{CF} 减去回收固定资产余值 C_{RV} 和回收流动资金 C_{WF} 。计算式为

$$C_{IC} = \sum_{n=1}^N \frac{C_{CF,n}}{(1+R)^n} - \frac{C_{RV,N} + C_{WF,N}}{(1+R)^n} \quad (34)$$

式中 N 代表计算期最后一年。

(2)资金成本 C_{FC} 。项目融资产生的成本,包括借款本金偿还 C_{LPR} 和借款利息支付 C_{LIP} 。计算式为

$$C_{FC} = \sum_{n=1}^N \frac{C_{LPR,n}}{(1+R)^n} + \sum_{n=1}^N \frac{C_{LIP,n}}{(1+R)^n} \quad (35)$$

(3)税收成本 C_{TC} 。包括增值税 C_{VAT} 、税金及附加 C_{ST} 和所得税 C_{IT} ,而税金及附加包括城市维护建设税和教育费附加。计算式为

$$C_{TC} = \sum_{n=1}^N \frac{C_{VAT,n} + C_{ST,n} + C_{IT,n}}{(1+R)^n} \quad (36)$$

(4)经营成本 C_{OC} 。包括燃料(充电)费用 C_F 和运行维护费用 $C_{O\&M}$,运行维护费用又包括修理费、保险费、职工工资和材料费等。计算式为

$$C_{OC} = \sum_{n=1}^N \frac{C_{F,n} + C_{O\&M,n}}{(1+R)^n} \quad (37)$$

将上述 4 项成本汇总即可得到 C_{LCOE}

$$C_{LCOE} = (C_{IC} + C_{FC} + C_{TC} + C_{OC}) / \sum_{n=1}^N \frac{Q'_n}{(1+R)^n} \quad (38)$$

平准化度电成本是使得电厂寿命期内电费总收入等于电厂总成本的某个特定电价,该电价是无法事先预知的。计算税金及附加、增值税和所得税都是以该电价计算的营业收入为基础。因此,只能给定一个初始电价进行迭代计算,经过几次迭代之后该电价趋于一个定值,此即计算出的 C_{LCOE} 。

3 计算结果与分析

3.1 系统的计算流程

系统的计算流程见图 2。热力学分析部分从双罐压缩装置入手,根据现有单罐实验装置确定水气共容罐的容积、水泵流量等参数,计算双罐压缩装置工作循环内温度、压力、泵功耗等参数的动态变化,从而计算空气的质量流量。然后,分别计算储能和释能过程各流股和部件的相关参数,并在此基础上计算电-电效率、炯效率以及主要设备成本和系统的初始投资成本,根据电-电效率和系统的初始投资成本计算平准化度电成本。最后,以平准化度电成本和炯效率为目标函数进行多目标优化。

3.2 典型工况参数选取

利用 MATLAB 平台构建仿真程序对系统进行计算,系统典型工况热力学分析的主要参数选取见表 1,经济性分析的主要参数选取见表 2。

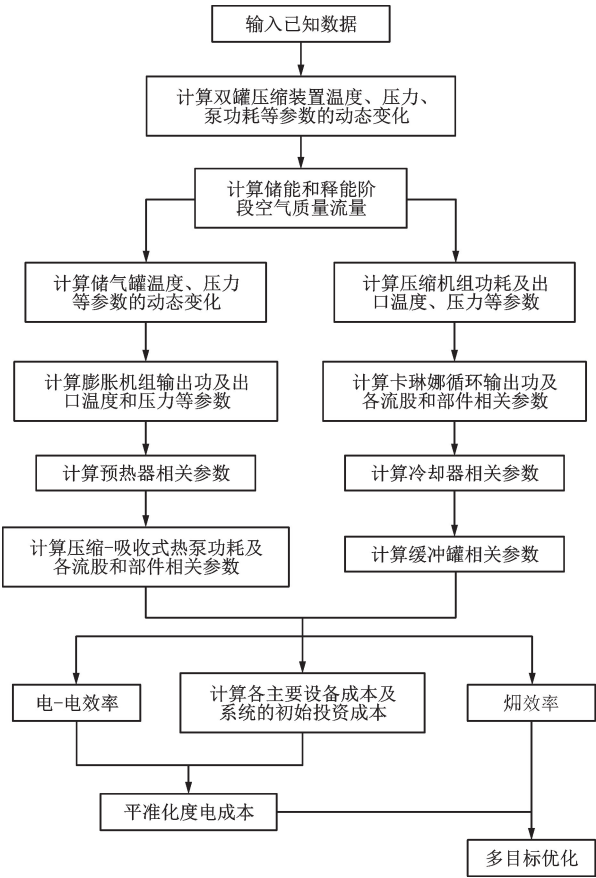


图 2 系统的计算流程

Fig. 2 Calculation process of system

表 1 系统热力学分析的主要参数

Table 1 Main parameters of thermodynamic analysis

参数	取值	参数	取值
储能时间/h	8	空气每级冷却总压损/MPa	0.02
释能时间/h	4	空气每级加热总压损/MPa	0.02
压缩机级数	3	水气罐入口压力/MPa	1.5
预压缩压比	2.62	水气罐出口压力/MPa	8.1
膨胀机级数	4	水气罐余容比/%	1
膨胀比	2.58	储气罐最高压力/MPa	8
水泵效率	0.85	储气罐最低压力/MPa	5
环境温度/K	293	压缩机组绝热效率	0.84
环境压力/kPa	101	膨胀机入口空气温度/K	393
冷却水温度/K	288	氨膨胀机绝热效率	0.87
废热水温度/K	253	膨胀机组绝热效率	0.88
循环压缩次数	4	蒸汽压缩机绝热效率	0.75

注:相关参数选取参考绝热压缩空气储能系统、卡琳娜循环和压缩-吸收式热泵,主要根据文献[9,15-16]确定。

表 2 经济性分析主要参数选取

Table 2 Main parameters of economic analysis

参数	取值	参数	取值
流动资金比例/%	1	流动资金贷款比例/%	70
资本金比例/%	20	长期贷款利率/%	4.9
建设期/a	1	流动资金贷款利率/%	4.35
运营期/a	30	固定资产折旧年限/a	20
年运行小时数/h	1 650	无形资产摊销年限/a	10
贷款年限/a	25	固定资产残值率/%	5
修理费率/%	2	建设投资进项税额抵扣/%	10
保险费率/%	0.25	固定资产形成率/%	95
职工工资/(万元·a ⁻¹)	8	资本金内部收益率/%	8
增值税税率/%	13	材料费和其他费用/(元·kW ⁻¹)	15
所得税税率/%	25	城市维护建设税税率/%	5
充电电价/(元·(kW·h) ⁻¹)	0.29	教育费附加税率/%	3

注:还款方式为等额本息;充电电价取燃煤发电标杆电价的 75%;相关参数选取参考压缩空气储能电站,主要根据文献[17-19]确定。

3.3 模型验证

为了验证本文模型的准确性,利用本文模型对 Huntorf 电站的主要参数进行计算^[20],储能阶段仅通过压缩机组压缩(设置水气罐入口和出口压力相等),释能阶段给定膨胀机入口空气温度(代替天然气加热),计算结果与 Huntorf 电站数据的对比见表 3。可以看出,计算出的电-电效率与 Huntorf 电站数据的相对误差仅为 1.53%,本文模型的准确性得到了验证。

表 3 本文计算结果与 Huntorf 电站数据的对比

Table 3 Comparison of calculation results with Huntorf station

数值类型	压缩机组 功率/MW	膨胀机组 功率/MW	电-电效率 /%
本文计算结果	57.33	281.32	122.68
Huntorf 电站公开数据	60	290	120.83
相对误差	4.45	2.99	1.53

3.4 系统典型工况计算结果

根据以上参数计算的系统各部件功量及电-电效率见表 4。在储能阶段,卡琳娜循环降低了 4.0%的储能净功耗,因此系统效率相较于不使用卡琳娜循环提高 2.7%;在释能阶段,虽然热泵压缩机消耗了 4.3%的膨胀机输出功,但是空气做功能力相较于不使用压缩式热泵循环得到了进一步提升,因此提高了系统输出功量和运行效率。

表 4 各部件功量及电-电效率计算结果

Table 4 Power of each component and electrical efficiency

输出参数	数值
膨胀机发电量/(kW·h)	4 045.7
卡琳娜循环发电量/(kW·h)	261.6
预压缩压缩机耗电量/(kW·h)	4 082.5
水泵耗电量/(kW·h)	2 241.1
热泵压缩机耗电量/(kW·h)	174.7
电-电效率/%	63.86

系统的输入焓、输出焓见表 5。输入焓除了压缩机和水泵输入,还包括热水和冷却水净输入,二者分别占比 11.9%和 0.4%。系统的焓效率为 58.18%,输出焓和输入焓的误差为 0.09%。

表 5 系统的输入焓和输出焓

Table 5 Input and output exergy

焓类型	部件及项目	数值
输入焓/(kW·h)	压缩机组	4 082.5
	水泵	2 241.1
	压缩子循环压缩机	174.7
	热水净输入	877.3
	冷却水净输入	27.4
输出焓/(kW·h)	输入焓汇总	7 403.0
	膨胀机组发电	4 045.7
	卡琳娜循环发电	261.6
	焓损失	3 102.3
	输出焓汇总	7 409.6

系统各部件的㧘损失及㧘效率见图 3。可以看出,在各部件㧘损失中,膨胀机组、压缩机组和水泵占比较高,分别为 17.3%、15.6%和 10.8%。三者的㧘损失和㧘效率都是由设备效率决定的。尽管选用效率较高的设备能够降低㧘损失,但这也会导致系统投资成本的增加。储气罐入口和出口节流阀节流阀、冷却器等设备的㧘损失和㧘效率主要受系统各节点参数的影响。水气罐的㧘损失主要是由于散热不充分导致的,如果压缩过程足够缓慢,空气能够充分与水和罐壁进行换热而维持温度基本不变,那么这部分㧘损失就会大幅降低。但是,这也会降低系统的储能密度和水气罐的使用效率,导致投资成本增加。热泵和卡琳娜循环的㧘损失分别占比 13.7%和 9.0%,㧘效率分别为 49.21%和 48.40%。由于热泵和卡琳娜循环都是由多个部件构成的,总㧘损失是各部件㧘损失之和,因此㧘效率较低。

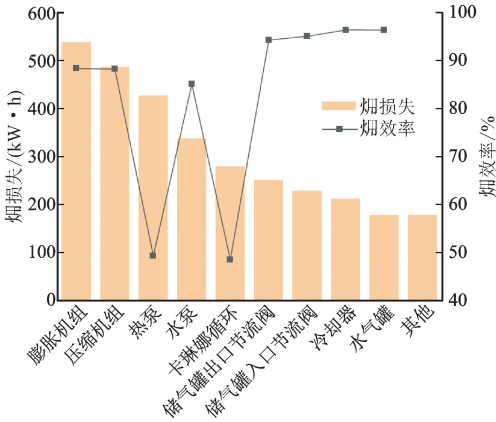


图 3 各部件的㧘损失及㧘效率
Fig. 3 Exergy loss and exergy efficiency of each component

经济性分析的计算结果见表 6。

表 6 经济性分析计算结果

Table 6 Economic analysis results

参数	数值
设备投资/万元	618.7
系统集成与设备安装/万元	49.5
土地费用/万元	12.1
建筑费用/万元	88.4
预备费/万元	38.4
建设投资/万元	807.1
建设期利息/万元	15.8
流动资金/万元	8.1
总投资/万元	831.0
平准化度电成本/(元·(kW·h) ⁻¹)	1.036

系统的建设投资为 807.1 万元,由此折算的单位千瓦造价(净发电功率)为 8 340 元/kW。其中,设备投资占比最大,为 76.7%,设备投资外的其他投资相对固定。系统的平准化度电成本为 1.036 元/(kW·h),且主要由单位千瓦造价和电-电效率决定。

3.5 系统热力学敏感性分析

3.5.1 氨水蒸发压力(开始蒸发温度)和水气罐

入口压力对卡琳娜循环及系统效率的影响

不同水气罐入口压力下氨水蒸发压力对卡琳娜循环及系统效率的影响分别见图 4 和图 5。

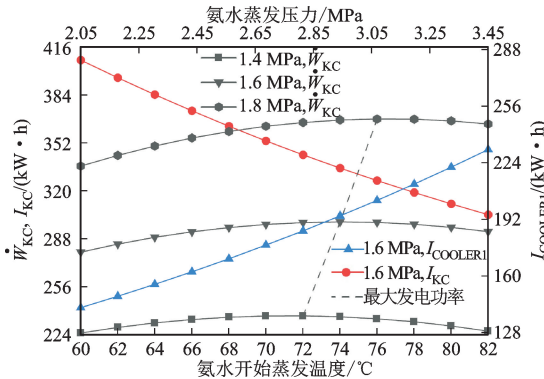


图 4 不同水气罐入口压力下氨水蒸发压力对卡琳娜循环的影响
Fig. 4 Influence of ammonia evaporation pressure on Kalina cycle under different inlet pressure of water-air tank

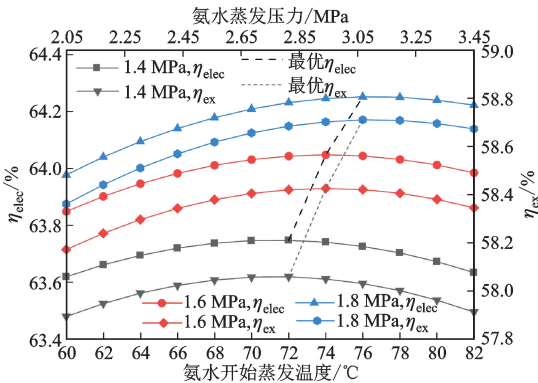


图 5 不同水气罐入口压力下氨水蒸发压力对系统效率的影响
Fig. 5 Influence of ammonia evaporation pressure on efficiency under different inlet pressure of water-air tank

从图 4 可以看出,随着蒸发压力提高,卡琳娜循环的㧘损失(I_{KC})逐渐减小,中冷器的㧘损失($I_{COOLERI}$)逐渐增大,而卡琳娜循环的发电量(W_{KC})先增大后减小,存在一个最佳蒸发压力。这是由于卡琳娜循环中的氨膨胀机出口压力由冷凝温度决定,随着蒸发压力提高膨胀比逐渐增大,单位质量工质做功增加,卡琳娜循环的㧘损失也逐渐减小;中冷

器入口温度随着氨水开始蒸发温度的提高而提高,因此其焓损失逐渐增大;尽管单位质量工质做功逐渐增加,但是由于发生器中氨水的质量流量随着氨水开始蒸发温度的提高而减小,因此卡琳娜循环的发电量先增大后减小。在蒸发压力相同时,卡琳娜循环的发电量随着水气罐入口压力(压缩机出口压力)的提高而增大,这是由于压缩机出口压力越高对应的出口温度越高,卡琳娜循环的发电量也越大;卡琳娜循环的最佳蒸发压力也随着水气罐入口压力的提高而提高,这是单位质量工质做功量和工质质量流量共同影响的结果。

从图 5 可以看出:随着蒸发压力提高,系统的电-电效率和焓效率均呈现先增大后减小的趋势,并且最佳蒸发压力与卡琳娜循环相同;当蒸发压力相同时,电-电效率和焓效率也随着水气罐入口压力的提高而提高。这是由于卡琳娜循环与整体系统相对独立,并不影响系统的其他参数,仅通过发电量影响系统的电-电效率和焓效率。

3.5.2 废热水温度和空气在热泵内温升对热泵及系统效率的影响

不同空气温升下废热水温度对热泵及系统效率的影响分别见图 6 和图 7。

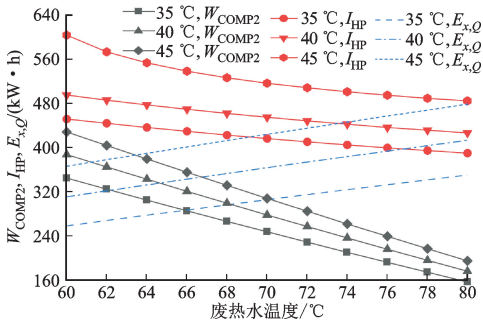


图 6 不同空气温升下废热水温度对热泵的影响

Fig. 6 Influence of waste water temperature on heat pump under different air temperature rise

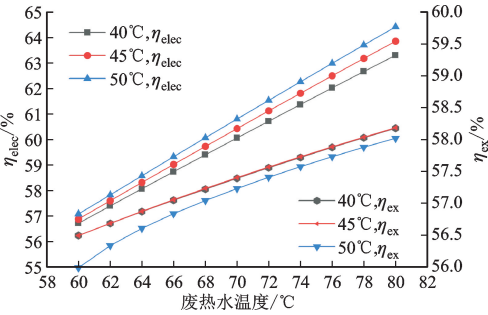


图 7 不同空气温升下废热水温度对系统效率的影响

Fig. 7 Effect of waste heat water temperature on efficiency under different air temperature rise

从图 6 可以看出,随着废热水温度提高,热泵的压缩机功耗(W_{COMP2})和焓损失(I_{HP})逐渐减小,而输出热量焓($E_{x,Q}$)逐渐增大。这是由于压缩子循环的冷凝温度(压缩机出口压力)是固定的,而废热水温度越高,蒸发温度(压缩机入口压力)也越高,压缩机的压比越小,压缩机的功耗也越低。由于压缩机功耗越小其焓损失越小,同时热泵发生器的吸热温度和空气的温升(定义为热泵出口和入口空气的温度差)是固定的,废热水温度越高吸收器的温度越高,吸收过程的焓损失也越小,因此热泵的焓损失随废热水温度升高而减小。当空气的温升一定时,废热水温度越高,热泵输出的热量焓越高。当废热水温度一定时,空气的温升越高,压缩机功耗越大,热泵的焓损失越大,热泵的输出热量焓也越大。但是,与此同时空气的温升能力也受到溴化锂溶液浓度的制约,温升越大浓溶液和稀溶液的浓度差越小,循环倍率越大,而这会导致设备体积的增加和换热效率的降低。

从图 7 可以看出,当废热水温度提高,系统的电-电效率显著提高,而焓效率变化相对较小。这是由于废热水温度的提高会增大系统的净输出功而不影响净输入功,因此电-电效率提升较大。废热水温度的提高会同时增大系统的净输出焓和净输入焓,因此焓效率的变化相对较小。当废热水温度一定时,空气的温升越大系统效率越高,尽管提高温升会导致热泵循环压缩机功耗增大,但同时空气的做功能力得到了更显著的提高,因此系统效电-电率随温升的提高而提高。当空气的温升从 40 °C 提高到 50 °C,系统的焓效率先保持不变后然后降低,这是由于热泵的性能在温升达到 50 °C 之后显著降低。

3.5.3 冷却水温度和环境温度对系统效率的影响

不同环境温度下冷却水温度对系统效率的影响见图 8。

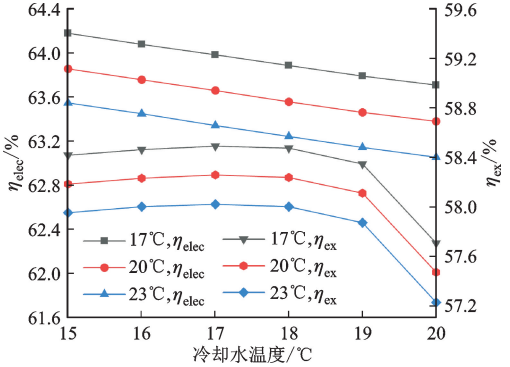


图 8 不同环境温度下冷却水温度对系统效率的影响

Fig. 8 Influence of cooling water temperature on efficiency at different ambient temperatures

从图 8 可以看出:随着冷却水温度的提高,系统的电-电效率缓慢降低,系统的烟效率先维持不变后大幅降低。这是由于卡琳娜循环的冷凝压力随着冷却温度的提高而提高,膨胀比和输出功逐渐降低,电-电效率也逐渐降低;当温度提高到 19℃ 以上,热泵循环的水蒸气质量会大幅增加,废热水消耗量也逐渐增加,从而导致烟效率降低。同时,冷凝温度过高还会导致循环倍率过低,不利于循环的进行。在冷却水温度相同时,系统的电-电效率和烟效率随着环境温度的提高而降低。这是由于环境温度提高会导致预压缩进气温度以及水气罐壁面和水的温度,导致压缩机和水泵功耗增加,从而降低系统效率。

3.5.4 储气罐最高压力对系统性能及系统效率的影响

不同水气罐进气压力下储气罐最高压力对系统性能和系统效率的影响见图 9 和图 10。

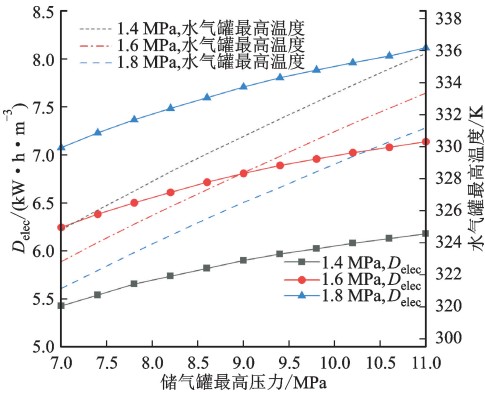


图 9 不同水气罐进气压力下储气罐最高压力对系统性能的影响

Fig. 9 Influence of max pressure of air storage tank on system performance under different inlet pressure of water-air tank

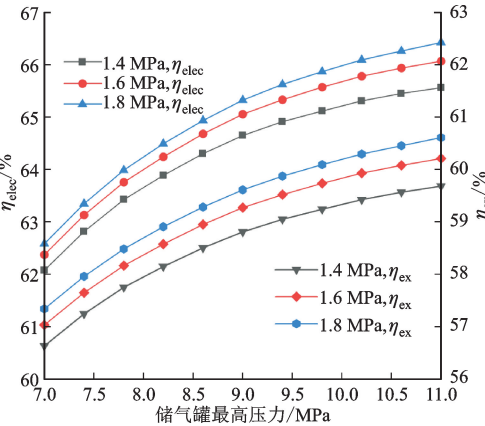


图 10 不同水气罐进气压力下储气罐最高压力对系统效率的影响

Fig. 10 Influence of max pressure on efficiency under different inlet pressure of water-air tank

从图 9 可以看出,随着储气罐最高压力的提高,储能密度逐渐增大,水气罐内空气的最高温度也逐渐提高。这是由于膨胀机入口压力随着储气罐最高压力的提高而提高,膨胀比和系统净输出功也逐渐增大,而水气罐的体积是固定的,因此储能密度逐渐增大。与此同时,水气罐的排气压力也随着储气罐最高压力的提高而提高,其压缩比也逐渐提高,因此排气温度也逐渐提高。当储气罐最高压力一定时,储能密度随水气罐进气压力的提高而增大,而水气罐内空气的最高温度随着水气罐进气压力的提高而降低。这是由于水气罐进气压力越高,单次循环压缩的进气量越大,系统的储能密度越高。水气罐的压缩比随着进气压力的提高而减小,最高温度也随之降低。

从图 10 可以看出,随着储气罐最高压力的提高,系统的电-电效率和烟效率逐渐提高。这是由于储气罐最高压力和最低压力之差固定,压力越高储气罐入口和出口节流的烟损失越小,系统的效率越高。

3.5.5 水泵流量(循环压缩次数)对系统性能及系统效率的影响

不同水气罐进气压力下循环压缩次数对系统性能及系统效率的影响见图 11 和图 12。

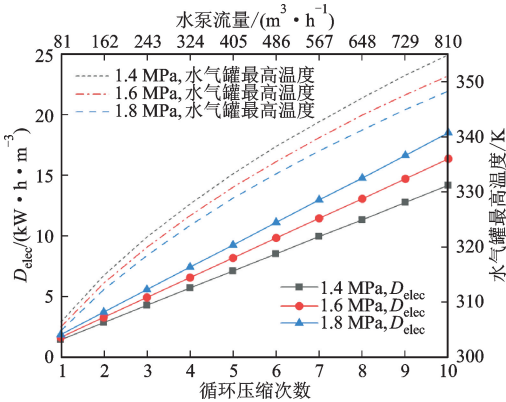


图 11 循环压缩次数对系统性能的影响

Fig. 11 Influence of cycle compression number on system performance

从图 11 可以看出,随着水泵流量的增大,系统的储能密度呈线性增大,水气罐内空气最高温度也逐渐提高。这是由于单次循环的进气量是一定的,储能过程压缩空气的总质量和循环压缩次数成正比,因此循环压缩次数越多储能密度越大。水泵流量越大,双罐压缩装置的压缩速率越快,空气向外界的散热量越小,因此水气罐内空气最高温度越高。

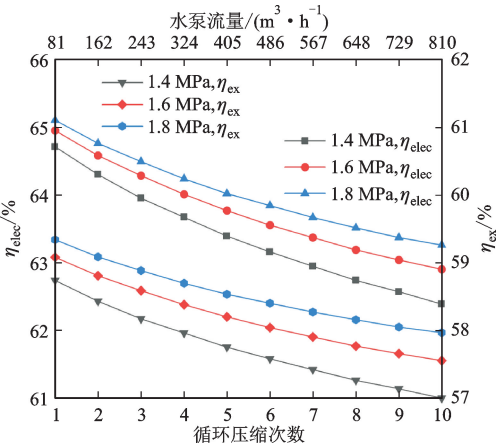


图 12 循环压缩次数对系统效率的影响
Fig. 12 Influence of cycle compression number on efficiency

从图 12 可以看出,随着水泵流量增大,系统的电-电效率和烟效率逐渐降低,这也是由于压缩速率越快空气向外界的导热热量越小,温度升高越多,消耗的压缩功也越多,因此效率越低。

3.6 系统多目标优化分析

通常系统的平准化度电成本与烟效率之间存在一定的矛盾关系,即较低的平准化度电成本可能意味着较低的烟效率,而较高的烟效率可能意味着较高的平准化度电成本。为研究系统的综合性能,本文采用遗传算法对系统进行多目标优化,在最大化烟效率的同时最小化平准化度电成本,选取的 5 个决策变量及取值范围见表 7。

表 7 决策变量取值范围

参数	取值	
	下限	上限
压缩机绝热效率	0.78	0.86
膨胀机绝热效率	0.8	0.92
循环压缩次数	1	15
水气罐入口压力/MPa	1.4	1.8
储气罐最高压力/MPa	7	11

系统的 Pareto 最优前沿解集如图 13 所示。可以看出,系统的最高烟效率为 61.2%,而最低的平准化度电成本为 0.922 元/(kW·h),本文采用 TOPSIS 方法选择理想点 D 为 Pareto 最优前沿解集上的最优点。D 点对应的烟效率和平准化度电成本分别为

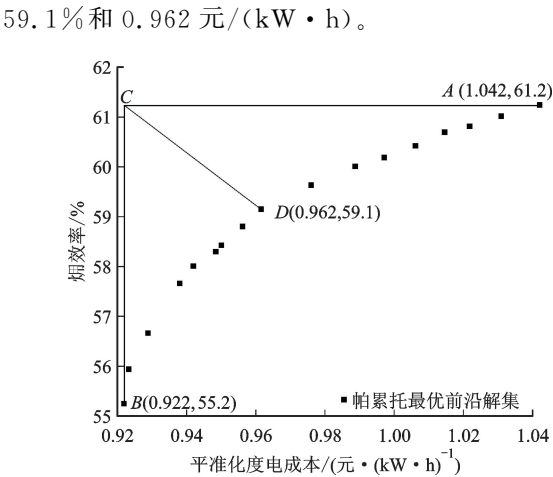


图 13 多目标优化的 Pareto 最优前沿解集
Fig. 13 Pareto optimal Frontier solution set of multi-objective optimization

4 结 论

为减少压缩空气储能系统产生的压缩热,提高水气共容罐的使用效率,同时解决压缩热的利用及补热问题,本文提出了一种复合压缩空气储能系统,并对系统进行了热力学特性和经济性分析,研究结论如下。

(1)系统的电-电效率为 63.86%,烟效率为 58.18%,压缩机和膨胀机等设备的烟损失较高,而热泵和卡琳娜循环的烟效率较低。

(2)卡琳娜循环存在最佳蒸发压力,使得系统的电-电效率和烟效率达到最大值,且该压力随着水气罐进口压力提高而提高;废热水温度提高对电-电效率的提高更为显著,而对烟效率的影响较小;系统效率和储能密度随水气罐进气压力和储气罐最高压力的升高而升高;冷却水温度对系统性能的影响不显著,但当温度高于 19℃ 之后系统烟效率会大幅降低;系统的储能密度随循环压缩次数增大呈线性增大,但系统效率也会随之降低。

(3)多目标优化结果表明,随着系统平准变化度电成本的提升,系统的烟效率逐渐升高;最优的烟效率为 59.1%,平准化度电成本为 0.962 元/(kW·h)。

参考文献:

[1] GÜR T M. Review of electrical energy storage technologies, materials and systems: challenges and prospects for large-scale grid storage [J]. Energy & Environmental Science, 2018, 11(10): 2696-2767.

- [2] 薛小代, 陈晓戮, 梅生伟, 等. 采用熔融盐蓄热的非补燃压缩空气储能发电系统性能 [J]. 电工技术学报, 2016, 31(14): 11-20.
XUE Xiaodai, CHEN Xiaotao, MEI Shengwei, et al. Performance of non-supplementary fired compressed air energy storage with molten salt heat storage [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2016, 31(14): 11-20.
- [3] ARABKOOHSAR A, RAHRABI H R, ALSAGRI A S, et al. Impact of off-design operation on the effectiveness of a low-temperature compressed air energy storage system [J]. Energy, 2020, 197: 117176.
- [4] QIN Chao, LOTH E. Liquid piston compression efficiency with droplet heat transfer [J]. Applied Energy, 2014, 114: 539-550.
- [5] MCBRIDE T O, BOLLINGER B R, BESSETTE J, et al. Systems and methods for efficient two-phase heat transfer in compressed-air energy storage systems: US8539763B2[P]. 2013-09-24.
- [6] KIM Y M, SHIN D G, FAVRAT D. Operating characteristics of constant-pressure compressed air energy storage (CAES) system combined with pumped hydro storage based on energy and exergy analysis [J]. Energy, 2011, 36(10): 6220-6233.
- [7] 李丞宸, 李宇峰, 张严, 等. 一种新型蒸汽恒压抽水压缩空气储能系统及其热力学分析 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(6): 84-91.
LI Chengchen, LI Yufeng, ZHANG Yan, et al. Novel steam constant-pressure pumped hydro with compressed air energy storage system and thermodynamic analysis [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(6): 84-91.
- [8] CHEN Hua, PENG Yuhang, WANG Yanling, et al. Thermodynamic analysis of an open type isothermal compressed air energy storage system based on hydraulic pump/turbine and spray cooling [J]. Energy Conversion and Management, 2020, 204: 112293.
- [9] 安美燕, 赵心蕊, 徐震原, 等. 工业余热回收的耦合压缩-吸收式高温热泵循环 [J]. 上海交通大学学报, 2021, 55(4): 434-443.
AN Meiyang, ZHAO Xinrui, XU Zhenyuan, et al. A hybrid compression-absorption high temperature heat pump cycles for industrial waste heat recovery [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2021, 55(4): 434-443.
- [10] VALERO A, LOZANO M A, SERRA L, et al. CGAM problem: definition and conventional solution [J]. Energy, 1994, 19(3): 279-286.
- [11] ROOSEN P, UHLENBRUCK S, LUCAS K. Pareto optimization of a combined cycle power system as a decision support tool for trading off investment vs. operating costs [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2003, 42(6): 553-560.
- [12] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 压力容器: 第3部分 设计: GB/T 150.3—2011 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2012.
- [13] COUPER J R, PENNEY W R, FAIR J R, et al. Chemical process equipment-selection and design [M]. 2nd ed. Boston, USA: Butterworth-Heinemann, 2009.
- [14] SHORT W, PACKKEY D J, HOLT T. A manual for the economic evaluation of energy efficiency and renewable energy technologies [EB/OL]. [2022-06-01]. <https://doi.org/10.2172/35391>.
- [15] 郭欢, 徐玉杰, 张新敬, 等. 蓄热式压缩空气储能系统变工况特性 [J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(5): 1366-1376.
GUO Huan, XU Yujie, ZHANG Xinjing, et al. Off-design performance of compressed air energy storage system with thermal storage [J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(5): 1366-1376.
- [16] 付文成. 中低温地热能双吸收 Kalina 循环系统热力学优化与实验研究 [D]. 天津: 天津大学, 2013.
- [17] 刘士名. 先进绝热压缩空气储能系统热力学性能与经济性分析 [D]. 北京: 华北电力大学, 2016.
- [18] 程元, 丁胜, 饶尧, 等. 压缩空气储能电站电价及经济性研究 [J]. 能源工程, 2020(4): 94-98.
CHENG Yuan, DING Sheng, RAO Yao, et al. Economic study on electricity price of compressed air energy storage power plant [J]. Energy Engineering, 2020(4): 94-98.
- [19] 国家发展改革委, 建设部. 建设项目经济评价方法与参数 [M]. 3版. 北京: 中国计划出版社, 2006.
- [20] 黄健. 压缩空气蓄能: 联合循环系统性能分析及优化 [D]. 北京: 华北电力大学, 2014.

(编辑 荆树蓉 亢列梅)