

两种多等级运行的压缩二氧化碳 储能系统综合性能对比

刘艾杰¹, 赵攀¹, 张金帅², 周宁², 马宁¹, 胡誉蓉², 王江峰¹, 苗玲²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 国网河南省电力公司电力科学研究院, 450000, 郑州)

摘要: 为了扩大储能系统的储能/释能功率范围以适应不同可再生能源消纳容量等级,在多等级运行压缩二氧化碳储能系统基础上,提出了能够多等级运行的两机串联系统和三机串联系统,并进行综合性能对比分析。首先,介绍不同系统在 3 个储能/释能等级下的运行方式与部件热力学分析模型;其次,探究压缩机和透平的安全运行范围,获得各系统最优中压罐压力;接着,获得不同系统各等级下的储能和释能功率范围;最后,对两个系统各等级下的性能指标进行对比。研究结果表明:对于三机串联系统和两机串联系统,基于部件热力学模型和设计参数,最优中压罐压力分别为 4.178、5.088 MPa;两机串联系统的储能功率范围较三机串联系统增加了 22.78%,三机串联系统的储能功率间隔较两机串联系统减少了 22.80%;相较于三机串联系统,两机串联系统在各等级都具有更高的储能/释能功率范围、充放电效率和能量密度。研究结果对于推动低碳转型和规模化可再生能源的高效利用具有重要现实意义。

关键词: 压缩二氧化碳储能;多等级运行;储能/释能功率范围;热力学分析

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202512011 **文章编号:** 0253-987X(2025)12-0128-11

Comprehensive Performance Comparison Between Two Different Multi-Level Compressed Carbon Dioxide Energy Storage Systems

LIU Aijie¹, ZHAO Pan¹, ZHANG Jinshuai², ZHOU Ning², MA Ning¹,
HU Yurong², WANG Jiangfeng¹, MIAO Ling²

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

2. State Grid Henan Electric Power Research Institute, Zhengzhou 450000, China)

Abstract: To expand the charge/discharge power range of energy storage systems to adapt to different levels of renewable energy accommodation capacity, two-series and three-series systems are proposed in this study based on multi-level compressed carbon dioxide energy storage systems and a comparative study of their comprehensive performance is conducted. First, the operating mode of the systems under three charge/discharge levels and a model for thermal analysis of the components are introduced. Then, the safe operation ranges of both the turbine and compressor are investigated. Thereafter, the charge and discharge power ranges of the systems at different levels are obtained. Finally, performance indicators of the two systems at each level are compared.

According to the results, the optimal pressure of the medium-pressure storage tank is 4.178 MPa for the three-series system and 5.088 MPa for the two-series system, as derived from the models and the design parameters; the charge power range of the two-series system is 22.78% higher than that of the three-series system; the charge power gap of the three-series system is 22.80% lower than that of the two-series system; compared to the three-series system, the two-series system has a higher charge power range, discharge power range, round-trip efficiency, and energy density at all the three levels. Therefore, the two-series system has better system performance. The study demonstrates that the two-series system delivers superior operational performance, with these findings holding significant practical implications for promoting rural low-carbon transition and enhancing efficiency in large-scale renewable energy utilization.

Keywords: compressed carbon dioxide energy storage; multi-level operation; charge/discharge power range; thermodynamic analysis

为加速实现“双碳”目标,能源结构需要从煤基能源向可再生能源转型,以缓解当前的生态环境问题^[1]。近些年,国家正大规模进行可再生能源的开发及利用,然而可再生能源,如风能、太阳能等,具有较强的波动性、间歇性和不稳定性,且并网问题突出,严重威胁着电力系统稳定运行。乡村地区作为可再生能源高速发展的主要地区,存在消纳能力弱、输电设备老旧等问题,不利于源-荷匹配,以致出现大量弃风、弃光现象。因此,亟需采用储能系统来克服这一问题,以提升可再生能源的消纳能力^[2]。

当前的储能方法主要包括电池储能^[3]、飞轮储能^[4]、氢储能^[5]、超导储能^[6]、抽水蓄能^[7]、压缩空气储能^[8]等。其中,电池储能、氢储能、飞轮储能和超导储能适用的功率等级较低,不适合大规模储能。抽水蓄能和压缩气体储能是较少的发展成熟且适用于大规模储能的储能技术^[9],其中抽水蓄能需要较大的落差和充足水源,地理局限性较大^[10];压缩空气储能能够较好地克服地理制约,具有经济性优势。

Zhang 等^[11]提出了一种补燃式压缩空气储能系统,通过外界燃料加热透平进口空气以提升输出功率,但会产生额外温室气体排放,有悖于低碳目标。何青等^[12]提出了一种绝热式压缩空气储能系统,通过储存再利用压缩热取代燃料补充,在避免排放的同时提升了系统效率。Bennett 等^[13]提出了一种等温压缩空气储能系统,能够实现等温过程下的压缩和膨胀过程,极大提升了系统效率;然而,该系统过于理想化,实现难度较大。Zhao 等^[14]提出了一种能供热的压缩空气储能系统。Bu 等^[15]提出了耦合有机朗肯循环的压缩空气储能系统。以上研究均采用气态储气方式,能量密度较低。Cui 等^[16]提出了一种液态空气储能系统,该系统中高压空气以

液态形式存储,有利于提高系统能量密度,但超低温液化工况导致部件安全运行风险凸显。

相较于空气,二氧化碳的临界压力(7.38 MPa)和临界温度(31℃)适中,在高压下易于冷凝^[17]。此外,二氧化碳密度高、比热容大,系统叶轮机及换热器的设计结构较为紧凑,能够有效提升系统性能^[18]。众多学者对压缩二氧化碳储能系统进行研究。包忠祥^[19]对跨临界压缩二氧化碳储能系统热力学特性进行模拟,提出了一种耦合太阳能蓄热的跨临界压缩二氧化碳储能系统。乔龙等^[20]将热泵系统与超临界压缩二氧化碳储能系统进行耦合,并对系统参数进行了优化配置。李乐璇等^[21]对超临界二氧化碳储能系统进行了焓损特性分析。Xu 等^[22]提出了一种耦合低温热源的超临界压缩二氧化碳储能系统,并对其变工况性能进行了详细分析。Zhang 等^[23]提出了一种耦合有机朗肯循环的压缩二氧化碳储能系统,能够有效利用系统剩余的低位热能。Gao^[24]提出了一种耦合太阳能的压缩二氧化碳储能系统。Hao 等^[25]提出了耦合热泵的跨临界压缩二氧化碳储能系统。

当前,有关压缩二氧化碳储能系统的研究仅局限于对充放电效率和能量密度进行优化,尚缺乏有关储能和释能功率范围的研究。然而,储能系统储能与释能功率范围会影响极端运行条件下可再生能源的消纳能力与供电能力。本文作者等^[26-27]曾提出一种多等级运行的压缩二氧化碳储能系统,以扩大储能系统储能和释能功率范围,并结合具体负荷数据进行分析。然而,上述研究中没有考虑系统部件(如压缩机、透平等)配置方法对系统性能的影响,因此有必要对多等级运行的压缩二氧化碳储能系统的部件配置方案进行研究。根据压缩机和透平台

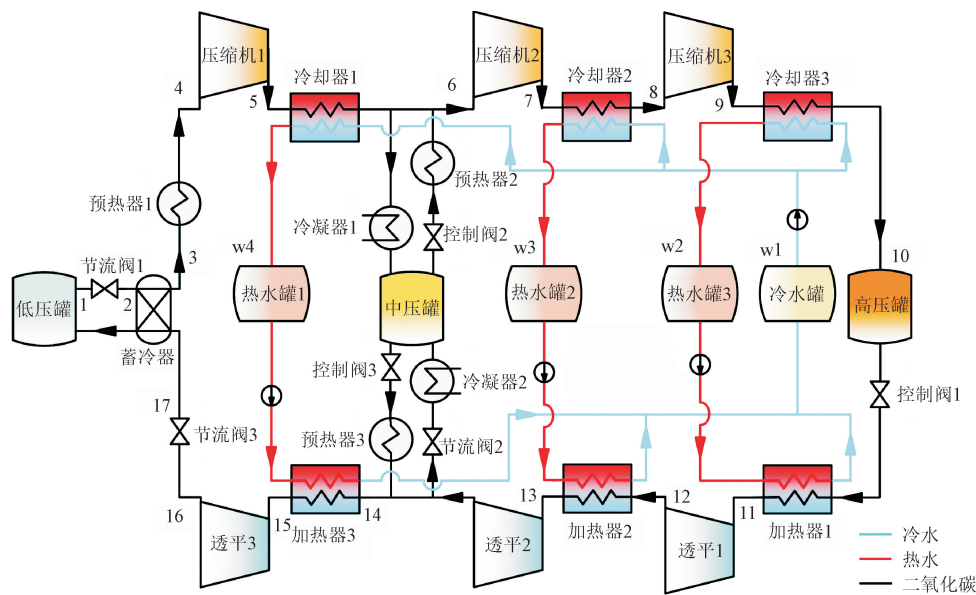
数,本文将原系统分别划分为三机、两机串联压缩-膨胀系统,并进行了对比分析。

1 系统描述

图1所示为三机串联压缩-膨胀的多等级运行的压缩二氧化碳储能系统,后文将其简称为三机串联系统。

传统压缩二氧化碳储能系统只有1个储能回路和1个释能回路,储能和释能功率范围相对有限。本文提出的三机串联系统包含1个高压罐、

1个中压罐、1个低压罐、1个冷水罐、3个热水罐、3台压缩机、3台透平、3个冷却器、3个加热器、其他辅助换热设备和若干阀门。其中,中压罐将整个系统分为3个回路,分别是低压罐-中压罐、中压罐-高压罐和低压罐-高压罐。低压罐和中压罐之间配置1台压缩机和1台透平,中压罐和高压罐之间配置2台压缩机和2台透平。该系统包含3种不同的运行方式,分别对应3个储能等级和3个释能等级,以下为各等级运行过程的具体描述。



1~17—二氧化碳循环内各状态点;w1~w4—水循环内各状态点。

图1 三机串联压缩-膨胀多等级运行压缩二氧化碳储能系统

Fig. 1 Diagram of the multi-level compressed carbon dioxide energy storage system with three compressors and turbines

一等级储能过程为:液态二氧化碳从低压罐流出,经节流阀1节流后,首先在蓄冷器中加热,随后在预热器1中升温至气态,接着在压缩机1内压缩,然后分别在冷却器1和冷凝器1中降温、冷凝,最终以液态形式储存在中压罐。该过程仅涉及压缩机1,储能功率最低。二等级储能过程为:液态二氧化碳从中压罐流出,并在预热器中加热至气态,经过压缩机2、3两级压缩,冷却器2、3两次冷却,最终冷凝至液态,储存在高压罐。该过程仅涉及压缩机2、3,具有中等的储能功率。三等级储能过程为:液态二氧化碳从低压罐流出,经节流阀1节流后在蓄冷器和预热器1中加热至气态,经过压缩机1~3三级压缩,冷却器1~3的3次冷却,最终冷凝至液态,得到的高压液态二氧化碳储存在高压罐。该过程涉及所有压缩机,储能功率最高。

一等级释能过程为:液态二氧化碳从中压罐流出,经预热器3和加热器3加热至高温气态,在透平3中膨胀后经蓄冷器冷凝为液态,储存在低压罐。该过程仅涉及透平3,释能功率最低。二等级释能过程为:液态二氧化碳从高压罐流出,经加热器1、2两次加热和透平1、2两级膨胀,乏气在冷凝后储存于中压罐。该过程只涉及透平1、2,具有中等的释能功率。三等级释能过程为:液态二氧化碳从高压罐流出,经加热器1~3的3次加热和透平1~3三级膨胀,乏气在冷凝后储存于低压罐。该过程涉及所有透平,释能功率最高。

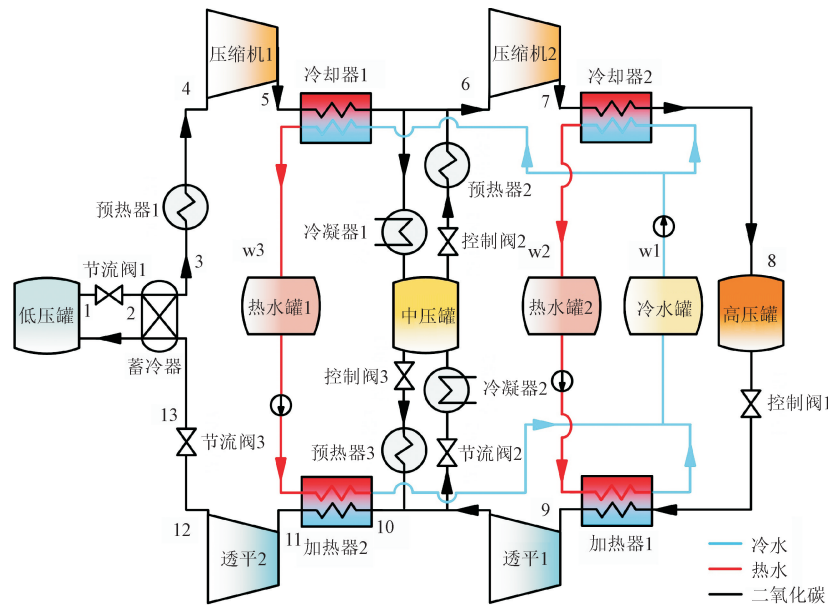
热水罐1~3中的热水分别由压缩机1~3的压缩热加热冷水罐中的冷水得到。在释能过程中,热水罐1~3中的热水分别为加热器3~1的热源。

节流阀1对低压罐中的二氧化碳进行节流降

压,并对出口流量进行调节。控制阀 1~3 分别对高压罐和中压罐内二氧化碳的出口流量进行调节,但不对其节流降压。节流阀 2、3 的作用是将未完全膨胀的二氧化碳节流至对应储罐的压力。预热器采用环境温度水和少量工业废热作为热源,冷水作为冷凝器的冷却介质。各二氧化碳储罐均采用液态存储,运行过程中,采用自动补压系统维持储罐压力恒

定,采用加热补偿、限流转置和温控系统等措施维持储罐温度恒定。由于高压储罐温度较低,采用低品位热源和工业废热作为补偿热源。储能时各压缩机压比保持不变,释能时采用定压运行方式。

图 2 所示为两机串联压缩-膨胀的多等级运行压缩二氧化碳储能系统,是上述系统的另一种形式,下文将其简称为两机串联系统。



1~13—二氧化碳循环内各状态点;w1~w3—水循环内各状态点。

图 2 两机串联压缩-膨胀多等级运行压缩二氧化碳储能系统

Fig. 2 Diagram of the multi-level compressed carbon dioxide energy storage system with two compressors and turbines

相较于三机串联系统,两机串联系统共包含 2 台压缩机和 2 台透平,中压罐前、后分别设置有 1 台压缩机和 1 台透平。该系统一级储能过程与一级释能过程的运行方式与三机串联系统相同。对于二等级储能过程,二氧化碳从中压罐流入高压罐,仅经压缩机 2 压缩,由冷却器 2 冷却至液态;类似地,在二等级释能过程中,二氧化碳从高压罐流入中压罐,仅有透平 1 膨胀做功。在三等级储能过程中,所有的压缩机、冷却器均工作;在三等级释能过程中,所有的加热器、透平均工作。

由于压缩机和透平只能在允许的流量范围内运行,每一个储能、释能等级均对应一个储能功率范围和释能功率范围,因此需要对系统参数进行合理配置,使得各储能等级和各释能等级功率范围尽可能连续。对于给定的外界输入功率和需求输出功率,应根据其数值和各储能/释能等级的功率范围确定合适的储能/释能等级,通过调节系统内阀门开度确定该等级下的二氧化碳流量,以满

足使用需求。

2 热力学模型

为简化系统计算过程,提出如下假设:

- (1) 系统工质保持稳定流动状态,部件稳态运行;
- (2) 忽略系统部件内的温度、压力损失;
- (3) 忽略热水储罐及二氧化碳储罐与环境之间的换热;
- (4) 不考虑水循环回路中循环泵、预热器、冷凝器和其他辅助控制设备所消耗的能量。

2.1 压缩机模型

采用径流式压缩机,其压比 π_c 和等熵效率 η_c 的计算公式如下

$$\pi_c = \frac{p_{c,out}}{p_{c,in}} \quad (1)$$

$$\eta_c = \frac{h_{is,c,out} - h_{c,in}}{h_{c,out} - h_{c,in}} \quad (2)$$

式中: p 、 h 分别为工质压力和焓;下标 c 表示压缩机;下标 in、out 表示压缩机的进口和出口;下标 is 表示等熵过程。

压缩机运行过程中消耗的功率可表示为

$$W_c = m_c (h_{c,out} - h_{c,in}) \quad (3)$$

式中: m 为工质流量。

美国桑迪亚国家实验室曾对用于超临界二氧化碳布雷顿循环的径流式压气机公式进行拟合,可适用于高压、高密度、低黏度工况。由于本文中二氧化碳压缩机的运行工况与其相近,因此拟合公式亦可适用于本文系统。压缩机的变工况特性^[28]可由以下无量纲参数得到

$$\varphi^* = \frac{m_c}{\rho_{in} U_c D_c} \left(\frac{N_c}{N_{c,d}} \right)^{0.2} \quad (4)$$

$$\psi^* = \frac{\Delta h_{is,c}}{U_c^2} \left(\frac{N_{c,d}}{N_c} \right)^{(20\varphi^*)^3} \quad (5)$$

$$\eta_c^* = \eta_{c,d} \left(\frac{N_{c,d}}{N_c} \right)^{(20\varphi^*)^5} \quad (6)$$

式中: φ^* 、 ψ^* 、 η_c^* 分别为无量纲流量系数、无量纲扬程系数和无量纲效率; N 、 ρ 、 U 、 D 分别为转速、密度、叶尖速度和叶轮直径; Δh 为焓差;下标 d 表示设计工况。

2.2 透平模型

透平的膨胀比 π_t 和等熵效率 η_t 的计算式如下

$$\pi_t = \frac{p_{t,in}}{p_{t,out}} \quad (7)$$

$$\eta_t = \frac{h_{t,in} - h_{t,out}}{h_{t,in} - h_{is,t,out}} \quad (8)$$

式中:下标 t 表示透平。

透平的输出功率可写为

$$W_t = m_t (h_{t,in} - h_{t,out}) \quad (9)$$

透平的变工况特性可由改进的弗留格尔公式^[29]得到,其流量、转速、进口温度和进口压力的关系可计算如下

$$\frac{m_t}{m_{t,d}} = \sqrt{1 - 0.4 \frac{N_t - N_{t,d}}{N_{t,d}}} \sqrt{\frac{T_{t,in,d}}{T_{t,in}}} \sqrt{\frac{p_{t,in}^2 - p_{t,out}^2}{p_{t,in,d}^2 - p_{t,out,d}^2}} \quad (10)$$

式中: T 为温度。

变工况条件下,透平的效率^[30]可写为

$$\eta_t = \eta_{t,d} \sin \left[0.5\pi \left(\frac{m_{t,in}}{m_{t,in,d}} \frac{\rho_{t,in}}{\rho_{t,in,d}} \right)^{0.1} \right] \quad (11)$$

2.3 换热器模型

换热器的热力学模型遵循能量守恒定律,可描述为

$$m_{hot} (h_{hot,in} - h_{hot,out}) = m_{cold} (h_{cold,out} - h_{cold,in}) \quad (12)$$

式中:下标 hot、cold 分别表示换热器的热端流体和冷端流体。

换热器的设计遵循传热定律

$$Q = kA\Delta T \quad (13)$$

式中: Q 为总换热量; k 为总换热系数; A 为换热器面积; ΔT 为换热器冷、热端之间的温差。

由于本文不涉及经济分析,不必考虑换热器换热面积,仅需计算换热器内流体的温度分布。在保证计算精度的基础上,为简化换热器计算过程,采用平均换热系数进行换热计算^[31-32]。加热器和冷却器的平均换热系数分别为 1.6、1.0 kW/(m²·K),蒸发器和冷凝器的平均换热系数分别为 1.5、2.0 kW/(m²·K)。采用对数平均温差描述换热器温差

$$\Delta T = \frac{(T_{hot,in} - T_{cold,out}) - (T_{hot,out} - T_{cold,in})}{\ln((T_{hot,in} - T_{cold,out})/(T_{hot,out} - T_{cold,in}))} \quad (14)$$

2.4 系统性能评价指标

引入储能功率间隔 W_{pdi} 对系统进行评价,其中 W_{pdi} 表示二等级储能过程最小储能功率与一等级储能过程最大储能功率的差,若其小于 0,则 W_{pdi} 为 0。 W_{pd2} 表示三等级储能过程最小储能功率与二等级储能过程最大储能功率的差。 W_{pdi} 的表达式如下

$$W_{pdi} = \min W_{i+1} - \max W_i, i = 1, 2 \quad (15)$$

式中: W_i 为第 i 等级储能过程的储能功率。

采用储能功率范围 W_{TPR} 描述储能系统 3 个等级总的储能功率范围,该范围不包括相邻等级之间重叠和间隔的功率。 W_{TPR} 的计算式可写为

$$W_{TPR} = W_{PR1} \cup W_{PR2} \cup W_{PR3} \quad (16)$$

式中: W_{PRi} 为第 i 等级储能过程的储能功率范围,可由下式来描述

$$W_{PRi} = [\min W_i, \max W_i] \quad (17)$$

采用充放电效率 η_{RTE} 描述系统在完整充放电循环下电能输出与输入的比值,表达式如下

$$\eta_{RTE} = \frac{\int_0^{t_{end}} W_{dis} dt}{\int_0^{t_{end}} W_{cha} dt} \quad (18)$$

式中: W_{dis} 、 W_{cha} 分别为某一时刻下的释能功率和储能功率; t_{end} 为储/释能过程的停止时间。

采用能量密度 ρ_{ED} 描述一个完整充放电循环下输出总电能与工质储罐总容积的比值,表达式写为

$$\rho_{ED} = \frac{\int_0^{t_{end}} W_{dis} dt}{V_{LST} + V_{MST} + V_{HST}} \quad (19)$$

式中: V_{LST} 、 V_{MST} 、 V_{HST} 分别为低压罐、中压罐和高压罐的容积,计算式如下

$$V = m_{\text{cha,max}} t_{\text{cha}} \rho(\text{CO}_2) \quad (20)$$

式中: $m_{\text{cha,max}}$ 为二氧化碳最大储能流量; t_{cha} 为储能时长; $\rho(\text{CO}_2)$ 为储罐内液态二氧化碳的密度。

2.5 模型验证

将所提模型与类似文献计算结果进行对比,以开展模型验证。选用文献[19]中的稳态模型作为参照,设置相同的初始参数对系统性能进行计算,得到的对比结果如表 1 所示。由表可知,4 个参数的误差分别为 3.13%、0.19%、3.42% 和 0.20%,均在可接受范围内,验证了本文所提模型的准确性。

表 1 模型验证结果

Table 1 Results of the model validation

参数	文献[19] 计算结果	本文模型 计算结果
总压缩机耗功/kW	191.36	185.36
总透平输出功/kW	117.01	117.23
能量效率/%	61.15	63.24
储能密度/(kW·h·m ⁻³)	0.872	0.874

3 系统性能分析

采用 MATLAB 2022b 软件对系统进行模拟分析,涉及的所有流体的热物性通过美国国家标准与技术研究所(NIST)开发的软件 REFPROP 9.1 调用得到。

3.1 压缩机/透平运行范围分析

图 3 所示为压缩机的安全运行范围示意图,描述了压缩机压比与转速和流量的关系,图中数据由压缩机热力学模型计算获得,分析结果适用于系统中所有压缩机。

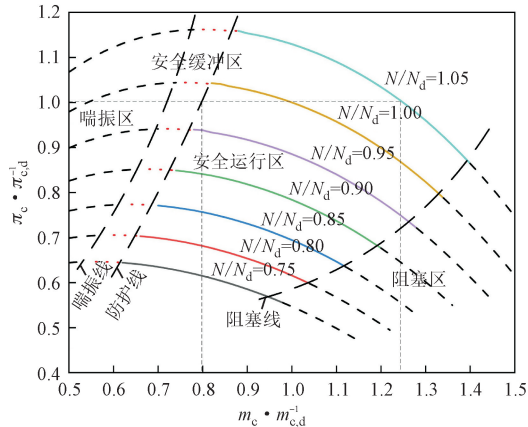


图 3 压缩机运行范围

Fig. 3 Operating range of the compressor

由于过低的压缩机质量流量会引起压缩机内流体倒流,导致喘振现象从而危害设备的正常运行,图 3 中的喘振线预留了 10% 的喘振裕度以确保设备安全运行,防护线由压缩机的喘振线与喘振裕度确定。由于过高的流量将导致压缩机效率降低,引起阻塞现象,因此假定最低效率为设计效率的 90%,从而确定了阻塞线的位置。本文中,二氧化碳以液态形式存储,压缩机在变工况运行条件下始终需要保持额定压比,即必须同时调节压缩机流量和转速,使压比恒定。考虑到压缩机转速不宜超过设计值的 105%,额定压比与防护线的交点大约位于 0.8 倍设计流量处,与最大转速线的交点位于 1.24 倍设计流量处,因此当压缩机流量在设计流量的 80%~124% 范围内变化时,能够通过调节转速保持压比恒定。

透平的流量变化范围通常较宽,火电机组中使用的汽轮机主蒸汽流量最低可达设计值的 30%,最大流量为额定流量。本文中,透平以定压方式运行,对于建立的透平模型,由于单台透平内不存在级间再热和回热转置,过低的透平流量将导致膨胀比减小、工质不完全膨胀,引起较大的压力能损失,输出功率大幅降低,不利于提高系统效率。因此,设置透平流量范围为设计流量的 60%~100%。

3.2 参数设计对比分析

采用的系统设计参数如表 2 所示。

表 2 系统设计参数

Table 2 System design parameters

参数	数值
低压罐压力/MPa	2.5
节流阀 1 压降/MPa	0.5
预热器 1 出口温度/K	300
预热器 2 出口温度/K	305
高压罐压力/MPa	25.0
冷水罐温度/K	293.15
压缩机等熵效率/%	85
压缩机设计流量/(kg·s ⁻¹)	32.52
透平等熵效率/%	85
透平机设计流量/(kg·s ⁻¹)	32.52

为获得较小的储能功率间隔和较大的储能功率范围,需要对系统中压罐压力进行合理设计。两机串联系统中,中压罐压力决定了各压缩机的设计压比和各透平的设计膨胀比。对于三机串联系统,压缩机 2 和压缩机 3 的压比将根据总压比均匀分配,以减小总压缩功。透平膨胀比的设计值与压缩机压比对应。

图4所示为三机串联系统在不同压比下各等级的储能功率和储能功率范围,其中重叠的功率应包含在相邻等级的功率范围内。由图可知,由于总压比不变,压缩机1压比的增加导致一等级储能过程的储能功率范围增大,二等级储能过程的储能功率范围减少。然而,三等级储能过程的储能功率范围对压缩机1压比的变化不敏感。随着压缩机1压比增加,一、二等级储能功率间隔减小,二、三等级储能功率间隔增大。当压缩机1压比较大时,一、二等级之间存在功率重叠现象;当压缩机1压比较低时,二、三等级之间存在功率重叠现象。功率间隔的出现将导致系统运行区间不连续,功率重叠现象的发生会降低系统的总储能功率范围,二者均对系统性能造成不利影响。当功率间隔和功率重叠同时出现时,储能功率范围会大幅度降低。由于不存在储能功率间隔为0的工况,最优工况下只允许出现一个较小的储能功率间隔。当压缩机1压比为1.945时,一、二等级储能功率间隔为0.317 MW,二、三等级储能功率间隔为0;当压缩机1压比为2.089时,一、二等级储能功率间隔为0,二、三等级储能功率间隔为0.193 MW,由于上述工况对应的储能功率范围差距较小,压缩机1压比应设定为2.089,此时中压罐压力为4.178 MPa,储能功率间隔为0.193 MW,储能功率范围为3.512 MW。

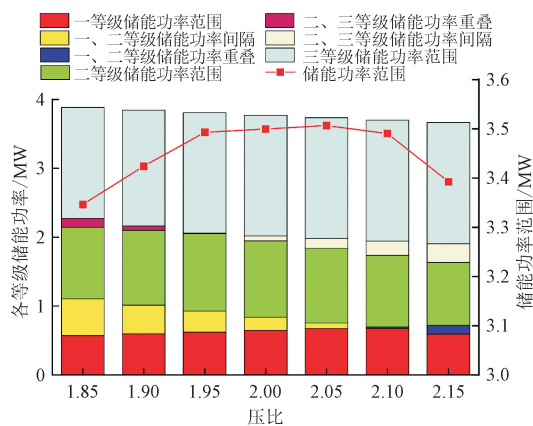


图4 压缩机1的压比对各等级储能功率和储能功率范围的影响(三机串联系统)

Fig. 4 Effect of compressor 1 pressure ratio on the storage power and storage power range of each level (three-series system)

图5给出了两机串联系统在不同压比下各等级的储能功率和储能功率范围。由图可见,两机串联系统各参数随压缩机1压比的变化趋势与三机串联系统类似。考虑到最优情况下只允许出现一个功率间隔,且不允许功率重叠现象出现,当压缩机1压比为2.373时,一、二等级储能功率间隔为0.420 MW,二、

三等级储能功率间隔为0;当压缩机1压比为2.544,一、二等级储能功率间隔为0,二、三等级储能功率间隔为0.250 MW。由于后者功率间隔远小于前者,且两种情况下总储能功率范围相近,最优的压缩机1压比应为2.544,此时中压罐压力为5.088 MPa,储能功率间隔为0.250 MW,储能功率范围为4.458 MW。

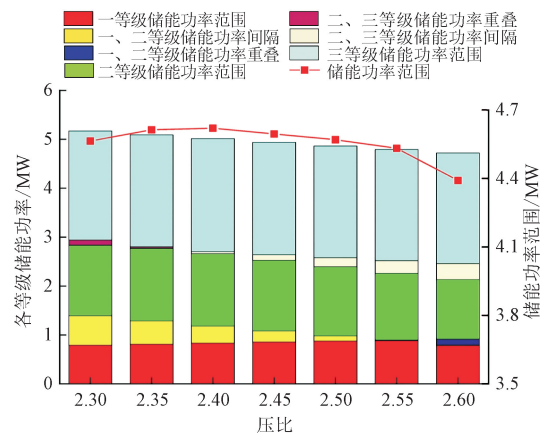


图5 压缩机1的压比对各等级储能功率和储能功率范围的影响(两机串联系统)

Fig. 5 Effect of compressor 1 pressure ratio on the storage power of and storage power range of each level (two-series system)

对比图4、图5可知,两机串联系统的最优压缩机1压比大于三机串联系统,这是因为在三机串联系统中,二等级储能过程存在间冷过程,降低了该等级下压缩机的压缩功,为使一、二等级储能功率范围连续,需减小压缩机1的压比。对于两机串联系统,二等级储能过程中不存在间冷过程使得压缩机压缩功增加,为保证一、二等级储能功率连续,需增加压缩机1的压比。对比结果表明,两机串联系统的最优中压罐压力大于三机串联系统,三机串联系统的储能功率间隔较两机串联系统减少了22.80%,两机串联系统的储能功率范围较三机串联系统提升了22.78%。

3.3 储/释能情况对比分析

基于3.2节得到的最优参数,两个系统各等级下的储能功率随二氧化碳流量的变化如图6所示。由图可见,三机串联系统在一、二、三等级下的储能功率范围分别为1.26~1.95、1.95~3.01、3.21~4.97 MW;当系统输入功率小于1.26 MW、大于4.97 MW或在3.01~3.21 MW之间时,系统无法正常工作。两机串联系统在一、二、三等级下的储能功率范围分别为1.63~2.52、2.52~3.91、4.16~6.43 MW;当系统输入功率小于1.63 MW、大于6.43 MW或在3.91~4.16 MW之间时,系统无法

正常工作。显然,两个系统的储能功率范围均大于传统压缩二氧化碳储能系统,相较于三机串联系统,两机串联系统在各个等级上均具有更大的储能功率和储能功率范围。

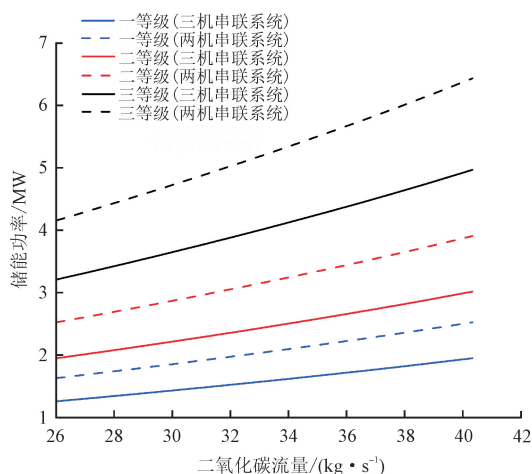


图 6 两个系统中各等级储能功率的变化

Fig. 6 Changes in storage power of each level in two systems

图 7 给出了两个系统各等级下释能功率随二氧化碳流量的变化规律。由图可见,三机串联系统在一、二、三等级下的释能功率范围分别为 0.23~0.77、0.77~1.48、1.48~2.25 MW;当系统释能需求大于 2.25 MW 或小于 0.23 MW 时,系统将无法正常工作。两机串联系统在一、二、三等级下的释能功率范围分别为 0.38~1.13、1.13~2.07、2.07~3.20 MW,当系统释能需求大于 3.20 MW 或小于 0.38 MW 时,系统将无法正常工作。两个系统的总释能功率范围均大于传统系统,且两机串联系统各等级下的释能功率和释能功率范围均大于三机串联系统。此外,三机串联系统在二、三等级下允许的二氧化碳流量范围小于两机串联系统,且随着二氧化碳

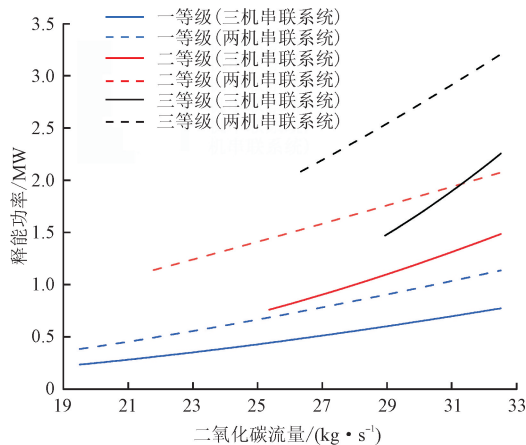


图 7 两个系统中各等级释能功率的变化

Fig. 7 Changes in discharge power of each level in two systems

碳流量减小,三机串联系统的功率衰减速度更快。这是由于在多台透平串联使用时,前一级透平偏离设计工况将会导致后一级发生更大偏离,大幅降低了输出功率。

3.4 性能指标对比分析

假设释能过程所属等级与储能过程相同,储能为 8 h,释能时间根据释能过程二氧化碳流量得到。图 8 展示了两个系统在一等级运行时的性能指标对比,其中 m_{dis} 为释能过程二氧化碳质量流量, $m_{dis,d}$ 为设计工况下二氧化碳质量流量。由图可见,对于两个系统,当储能二氧化碳流量一定时,释能二氧化碳流量增加,系统的充放电效率 η_{RTE} 和能量密度 ρ_{ED} 均增加;当释能流量保持不变时,储能流量的增加导致 ρ_{ED} 增加,而 η_{RTE} 对储能流量的变化不太敏感;当储能流量为压缩机设计流量时,系统的 η_{RTE} 达到最大值。在一等级下运行时,两个系统的储能与释能二氧化碳流量范围相同,三机串联系统的 η_{RTE} 、 ρ_{ED} 均小于相同条件下两机串联系统的 η_{RTE} 和 ρ_{ED} 。当且仅当储能和释能流量为设计流量时,三机和两机串联系统的最大 η_{RTE} 分别为 0.497 5、0.565 5。这是由于低压罐后节流阀的节流作用,导致低压透平的膨胀比小于低压压缩机的压比,使得 η_{RTE} 较低。三机串联系统和两机串联系统的最大 ρ_{ED} 分别为 2.05、2.95 (kW·h)/m³。上述结果表明,一等级运行条件下,两机串联系统的运行性能优于三机串联系统。

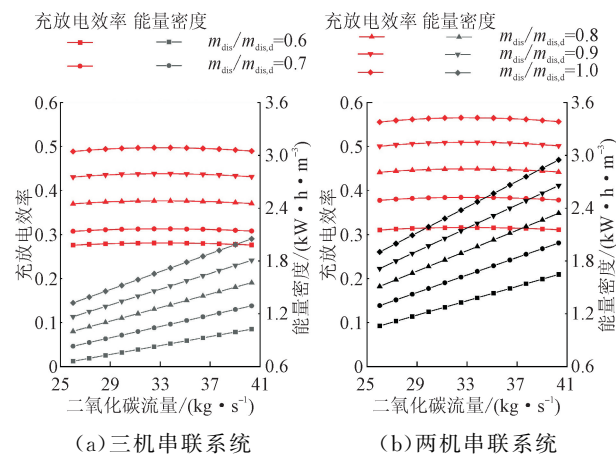


图 8 两个系统一等级运行性能指标的对比

Fig. 8 Comparison of operational performance indicators between two systems at the first level

图 9 给出了两个系统在二等级过程运行时的性能指标对比。由图可见, η_{RTE} 和 ρ_{ED} 随二氧化碳流量变化的趋势相类似。三机串联系统和两机串联系统的

最大 η_{RTE} 分别为 0.618 8、0.667 7, 三机串联系统的最大 ρ_{ED} 为 $3.95 (\text{kW} \cdot \text{h})/\text{m}^3$, 低于两机串联系统的 $5.38 (\text{kW} \cdot \text{h})/\text{m}^3$ 。其主要原因在于: 三机串联系统中压缩机 2 出口的二氧化碳参数 (10.22 MPa, 384 K) 导致冷却器 2 换热过程存在夹点, 使得热端端差较大, 导致释能过程中透平 2 的进口温度较低, 故而 η_{RTE} 和 ρ_{ED} 较低。三机串联系统在二等级运行时, 两台压缩机/透平同时在变工况条件下运行, 前一级偏离设计工况导致后一级偏离程度增加, 系统损失较大, 因此两机串联系统释能过程允许的二氧化碳流量变化范围大于三机串联系统。以上结果表明, 相较于三机串联系统, 两机串联系统在二等级运行过程中的性能更加优越。

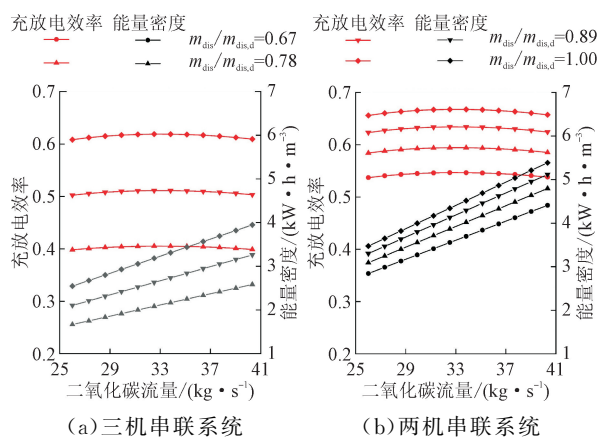


图 9 两个系统二等级运行性能指标的对比

Fig. 9 Comparison of operational performance indicators between two systems at the second level

图 10 展示了两个系统在三等级运行时的性能指标对比。由图可见, 三机和两机串联系统对应的最大能量密度 ρ_{ED} 分别为 6.00 、 $8.33 (\text{kW} \cdot \text{h})/\text{m}^3$, 相较一、二等级运行时有较大提升, 这是因为此时所

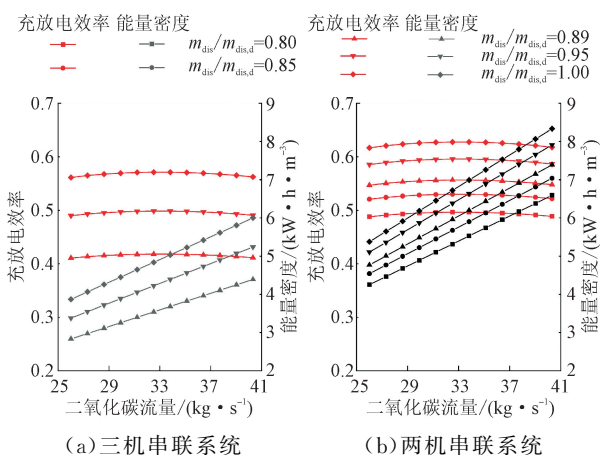


图 10 两个系统三等级运行性能指标的对比

Fig. 10 Comparison of operational performance indicators between two systems at the third level

有的压缩机和透平均处于工作状态。然而, 三机和两机串联系统的最大 η_{RTE} 分别为 0.571 2、0.627 5, 小于各系统在二等级下运行的最大 η_{RTE} , 大于一等级下的最大 η_{RTE} 。这是因为在三等级运行条件下, 低压罐后节流阀将对系统产生影响, 同时运行的压缩机/透平的级数增加, 设备偏离设计工况的问题更加严重。在三等级运行过程中, 两机串联系统仍有着较高的 η_{RTE} 和 ρ_{ED} , 并具有较宽的释能流量范围。综上所述, 两机串联系统的系统性能优于三机串联系统。

3.5 其他对比分析

相较于三机串联系统, 两机串联系统的压缩机、透平和换热器的数量减少, 从而减少了初始投资支出。由于运行阶段的成本与收入分析需要考虑实际的电能输入功率与负荷情况, 限于篇幅本文暂不考虑。此外, 两机串联系统中压罐压力大于三机串联系统, 有利于冷凝过程的实现。基于以上两点和前文中的对比分析, 两机串联系统的整体性能优于三机串联系统。

4 结 论

为促进低碳转型和规模化可再生能源高效利用, 本文基于多等级运行的压缩二氧化碳储能系统, 提出了能够多等级运行的三机串联系统和两机串联系统并开展对比分析, 得到如下主要结论。

(1) 三机和两机串联系统的最优中压罐压力分别为 4.178、5.088 MPa。三机串联系统的储能功率间隔较两机串联系统减少了 22.80%, 两机串联系统的储能功率范围较三机串联系统提升了 22.78%。

(2) 三机串联系统一、二、三等级下的储能功率范围分别为 1.26~1.95、1.95~3.01、3.21~4.97 MW, 两机串联系统一、二、三等级下储能功率范围分别为 1.62~2.52、2.52~3.91、4.16~6.43 MW, 两机串联系统各个等级下的储能功率范围和释能功率范围均大于三机串联系统。

(3) 与三机串联系统相比, 两机串联系统在各个等级下均具有更高的充放电效率和能量密度。

因此, 综合考虑各因素, 两机串联系统优于三机串联系统。

参考文献:

- [1] 赵攀, 吴汶泽, 许文盼, 等. 两级蓄冷跨临界压缩 CO_2 混合工质储能系统特性分析 [J]. 中南大学学报(自然

- 科学版), 2023, 54(10): 4150-4162.
- ZHAO Pan, WU Wenzhe, XU Wenpan, et al. Performance analysis of a transcritical compressed CO₂-based mixture energy storage system with two-stage cold energy storage [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2023, 54(10): 4150-4162.
- [2] 李建林, 康靖悦, 辛迪熙. 新型电力系统储能技术应用研究 [J]. 分布式能源, 2024, 9(6): 1-8.
- LI Jianlin, KANG Jingyue, XIN Dixi. Application research of new power system energy storage technology [J]. Distributed Energy, 2024, 9(6): 1-8.
- [3] 郭向伟, 王晨, 钱伟, 等. 电池储能系统均衡方法研究综述 [J]. 电工技术学报, 2024, 39(13): 4204-4225.
- GUO Xiangwei, WANG Chen, QIAN Wei, et al. A review of equalization methods for battery energy storage system [J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2024, 39(13): 4204-4225.
- [4] 纪伟明, 洪峰, 赵玉征, 等. 应用飞轮储能系统负载频率调节结合各种电源发电: 综述 [J]. Renewable Energy, 2024, 223: 119975.
- [5] 霍现旭, 王靖, 蒋菱, 等. 氢储能系统关键技术及应用综述 [J]. 储能科学与技术, 2016, 5(2): 197-203.
- HUO Xianxu, WANG Jing, JIANG Ling, et al. Review on key technologies and applications of hydrogen energy storage system [J]. Energy Storage Science and Technology, 2016, 5(2): 197-203.
- [6] ESMAEILI M S, MEHRPOOYA M. Modeling and exergy analysis of an integrated cryogenic refrigeration system and superconducting magnetic energy storage [J]. Journal of Energy Storage, 2023, 73(Part B): 109033.
- [7] 谭雅倩, 周学志, 徐玉杰, 等. 海水抽水蓄能技术发展现状及应用前景 [J]. 储能科学与技术, 2017, 6(1): 35-42.
- TAN Yaqian, ZHOU Xuezhi, XU Yujie, et al. Sea-water pumped hydro energy storage: review and perspectives [J]. Energy Storage Science and Technology, 2017, 6(1): 35-42.
- [8] 黄燕生, 林书婷, 王恩营, 等. 压缩空气储能技术及工程发展概述 [J]. 科技创新与应用, 2024, 14(23): 181-184.
- HUANG Yansheng, LIN Shuting, WANG Enying, et al. Overview of compressed air energy storage technology and engineering development [J]. Technology Innovation and Application, 2024, 14(23): 181-184.
- [9] 李丞宸, 贺新, 陶飞跃, 等. 一种压缩空气与抽水蓄能耦合的新型储能系统及热力学分析 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(4): 40-49.
- LI Chengchen, HE Xin, TAO Feiyue, et al. A new energy storage system coupled with compressed air and pumped-hydro energy storage and related thermodynamic analysis [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(4): 40-49.
- [10] 刘飞, 车琰琪, 田旭, 等. 新型电力系统下的抽水蓄能电站成本疏导机制: 综述与展望 [J]. 上海交通大学学报, 2023, 57(7): 757-768.
- LIU Fei, CHE Yanying, TIAN Xu, et al. Cost sharing mechanisms of pumped storage stations in the new-type power system: review and prospect [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2023, 57(7): 757-768.
- [11] ZHANG Jianjun, ZHOU Shengni, LI Shuaiqi, et al. Performance analysis of diabatic compressed air energy storage (D-CAES) system [J]. Energy Procedia, 2019, 158: 4369-4374.
- [12] 何青, 付海伦, 康浩强. 新型变压比先进绝热压缩空气储能系统及其热力学分析 [J]. 热力发电, 2020, 49(8): 36-42.
- HE Qing, FU Hailun, KANG Haoqiang. Thermodynamic analysis of novel advanced adiabatic compressed air energy storage system with variable pressure ratio [J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(8): 36-42.
- [13] BENNETT J A, SIMPSON J G, QIN Chao, et al. Techno-economic analysis of offshore isothermal compressed air energy storage in saline aquifers co-located with wind power [J]. Applied Energy, 2021, 303: 117587.
- [14] ZHAO Pan, WANG Peizi, XU Wenpan, et al. The survey of the combined heat and compressed air energy storage (CH-CAES) system with dual power levels turbomachinery configuration for wind power peak shaving based spectral analysis [J]. Energy, 2021, 215(Part B): 119167.
- [15] BU Shujuan, YANG Xinle, SUN Yue, et al. Thermodynamic performances analyses and process optimization of a novel AA-CAES system coupled with solar auxiliary heat and organic Rankine cycle [J]. Energy Reports, 2022, 8: 12799-12808.
- [16] CUI Shuangshuang, SONG Jintao, WANG Tingting, et al. Thermodynamic analysis and efficiency assessment of a novel multi-generation liquid air energy storage system [J]. Energy, 2021, 235: 121322.

- [17] LU Lechen, WANG Ke, HE Qing. Thermodynamic analysis of a novel isothermal compressed carbon dioxide energy storage system [J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 61: 106826.
- [18] 何青, 郝银萍, 刘文毅. 一种新型跨临界压缩二氧化碳储能系统热力分析与改进 [J]. *华北电力大学学报 (自然科学版)*, 2020, 47(5): 93-101.
- HE Qing, HAO Yinping, LIU Wenyi. Thermodynamic analysis and improvement of novel trans-critical compressed carbon dioxide energy storage system [J]. *Journal of North China Electric Power University (Natural Science Edition)*, 2020, 47(5): 93-101.
- [19] 包忠祥. 跨临界压缩二氧化碳储能系统热力性能模拟研究 [D]. 保定: 华北电力大学, 2023: 1-65.
- [20] 乔龙, 谢立钢, 熊晨, 等. 耦合热泵的压缩超临界二氧化碳储能系统及其热力学分析 [J]. *综合智慧能源*, 2023, 45(12): 53-62.
- QIAO Long, XIE Ligang, XIONG Chen, et al. Compressed supercritical carbon dioxide energy storage system coupled with heat pump and thermodynamic analysis [J]. *Integrated Intelligent Energy*, 2023, 45(12): 53-62.
- [21] 李乐璇, 徐玉杰, 尹钊, 等. 超临界二氧化碳储能系统熵损特性分析 [J]. *储能科学与技术*, 2021, 10(5): 1824-1834.
- LI Lexuan, XU Yujie, YIN Zhao, et al. Exergy destruction characteristics of a supercritical carbon-dioxide energy storage system [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2021, 10(5): 1824-1834.
- [22] XU Wenpan, ZHAO Pan, LIU Aijie, 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.
- [23] ZHANG Yuan, LIANG Tianyang, YANG Ke. An integrated energy storage system consisting of compressed carbon dioxide energy storage and organic Rankine cycle: exergoeconomic evaluation and multi-objective optimization [J]. *Energy*, 2022, 247: 123566.
- [24] GAO Chao. Performance investigation of solar-assisted supercritical compressed carbon dioxide energy storage systems [J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 79: 110179.
- [25] HAO Yinping, HE Qing, DU Dongmei. A trans-critical carbon dioxide energy storage system with heat pump to recover stored heat of compression [J]. *Renewable Energy*, 2020, 152: 1099-1108.
- [26] LIU Aijie, ZHAO Pan, SUN Jiahong, et al. Design and performance analysis of a multi-level compressed carbon dioxide energy storage system for a wider charge/discharge power range [J]. *Journal of Energy Storage*, 2025, 111: 115377.
- [27] LIU Aijie, ZHAO Pan, SUN Jiahong, et al. Performance analysis of an electric-heat integrated energy system based on a CHP unit and a multi-level CCES system for better wind power penetration and load satisfaction [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 258 (Part B): 124644.
- [28] DYREBY J J. Modeling the supercritical carbon dioxide Brayton cycle with recompression [D]. Madison: University of Wisconsin-Madison, 2014.
- [29] HE Tianyu, CAO Yue, SI Fengqi, et al. Off-design characteristics and operation strategy analysis of a compressed carbon dioxide energy storage system coupled with a combined heating and power plant [J]. *Energy*, 2024, 303:131983.
- [30] Grabbrielli R. A novel design approach for small scale low enthalpy binary geothermal power plants [J]. *Energy Conversion and Management*, 2012, 64: 263-272.
- [31] GHAEBI H, NAMIN A S, ROSTAMZADEH H. Exergoeconomic optimization of a novel cascade Kalina/Kalina cycle using geothermal heat source and LNG cold energy recovery [J]. *Journal of Cleaner Production*, 2018, 189: 279-296.
- [32] ZHANG Qiang, LUO Zewei, ZHAO Yongjie, et al. Performance assessment and multi-objective optimization of a novel transcritical CO₂ trigeneration system for a low-grade heat resource [J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 204: 112281.

(编辑 李慧敏)