

可灵活调节的压缩二氧化碳储能热电联供系统及其热力学分析

许文盼, 赵攀, 马宁, 周哲浩, 刘艾杰

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为解决现有压缩 CO₂ 储能系统热电联供灵活性差和储气装置节流损失大的问题, 基于液压原理, 提出了一种地面存储的恒压 CO₂ 储气装置, 采用 CO₂ 热泵与压缩 CO₂ 储能系统相耦合的方式, 构建了可灵活调节的压缩 CO₂ 储能热电联供系统。通过关键部件热力学模型和系统性能评价指标的建立, 探究了不同运行模式下关键参数变化对系统热力学性能的影响。结果表明: 独立运行模式下, 热泵子系统性能系数随环境温度的升高呈现出先上升后下降的趋势, 储能子系统透平最佳进口温度随着压缩机进口温度的升高逐渐增大, 在 CO₂ 拟临界区增速较快, 储能子系统充放电效率则呈现出先下降后上升的趋势, 效率最低值在拟临界区起点附近; 与现有压缩气体储能热电联供系统相比, 所提系统最佳充放电效率提高 9.35%, 性能系数范围由 0.79~1.58 改善至 0.99~2.01。研究结果证明了所提出的压缩 CO₂ 储能热电联供系统具有高效和灵活供能的特点, 为实现可再生能源高效利用和推动乡村低碳转型提供了理论依据。

关键词: 压缩 CO₂ 储能; CO₂ 热泵; 热力学性能; 热电联供

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202508008 **文章编号:** 0253-987X(2025)08-0075-13

Flexible Compressed CO₂ Energy Storage Combined Heat and Power System and Thermodynamic Analysis

XU Wenpan, ZHAO Pan, MA Ning, ZHOU Zhehao, LIU Aijie

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To address the issues of low flexibility in existing compressed CO₂ energy storage systems and significant throttling losses in gas storage devices, a ground-based constant-pressure CO₂ storage device is proposed based on hydraulic principles. This device is coupled with a heat pump to construct a flexible compressed CO₂ energy storage combined heat and power (CHP) system. By establishing thermodynamic models for key components and performance evaluation metrics for the system, the study investigates the impact of variations in key parameters under different operating modes on system performance. The results indicate that in the independent operating mode, the coefficient of performance of the heat pump subsystem initially increases and then decreases with rising ambient temperatures. The optimal inlet temperature for the turbine of the energy storage subsystem gradually increases with the compressor's inlet temperature, especially accelerating in the near-critical region of CO₂. The charging and discharging efficiency

收稿日期: 2025-02-14。 作者简介: 许文盼(1995—), 男, 博士生; 赵攀(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项

目: 智能电网国家科技重大专项资助项目(2024ZD0800502)。

网络出版时间: 2025-05-08

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.t.20250507.1733.002>

of the energy storage subsystem shows a trend of first decreasing and then increasing, with the minimum efficiency occurring near the starting point of the near-critical region. Compared to existing compressed gas energy storage CHP systems, the proposed system improves the optimal charging and discharging efficiency by 9.35%, and the coefficient of performance range is enhanced from 0.79–1.58 to 0.99–2.01. This study demonstrates that the proposed compressed CO₂ energy storage CHP system is characterized by efficient and flexible energy supply, providing a theoretical basis for the efficient utilization of renewable energy and promoting low-carbon transitions in rural areas.

Keywords: compressed CO₂ energy storage; CO₂ heat pump; thermodynamic performance; combined heat and power

随着“双碳”目标的提出,我国能源结构低碳转型进入关键阶段。以风能、太阳能为代表的可再生电力装机容量逐年攀升,截止2023年底已突破15亿kW。我国风能资源主要集中于东北、西北、华北地区,部分省份风电装机容量高达30.5%^[1]。然而,风能具有强波动性的特点,装机容量的迅速增长会导致电力系统中能流的不确定性和无秩性增加。广袤的乡村地区作为新能源装机容量增长的主力,本地消纳能力弱,导致源-荷时空错位矛盾日益凸显,新能源渗透率不高,无法满足美丽乡村低碳转型的需求。

压缩气体储能技术可有效平抑可再生能源的波动,同时具有容量大、快速调节、生命周期成本低等优势,是大规模储能领域研究的热点^[2-4]。简单来说,压缩气体储能技术利用“弃电”驱动压缩机将气体压缩至高压存储,在用电高峰期将高压气体加热后送入透平膨胀做功,驱动发电机产生电力,实现电能的时空转移。

空气作为最常见的工质,最先应用于压缩气体储能技术中。气态存储是最常用的储存形式,由于空气密度不高,现有的压缩空气储能电站均依托于大规模的地下洞穴(盐穴、人工硐室等)^[5],这使得系统选址受到极大限制。CO₂在新型动力循环中的优异性能引起了学者们的广泛关注。由于超临界CO₂流体密度高,比热容大,系统内的压缩机、透平、换热器等关键部件结构紧凑,可有效减小系统占地面积,实现灵活选址^[6]。Liu等^[7]对比了空气和CO₂作为储能介质的系统性能,结果表明,相同存储压力下CO₂作为储能介质,可以降低储热温度,提高充放电效率。此外,相比于空气-196℃的液化温度,CO₂在超临界压力下可实现常温液化。Liu等^[8]探究了液态存储跨临界CO₂储能系统的热力学性能,结果表明系统最佳焓效率可达60.5%。万王珂等^[9]通过多目标优化得到液态CO₂储能系统的最佳储能密

度为17.85 kW·h·m⁻³,远高于压缩空气储能系统的密度。上述研究结果表明,CO₂作为压缩气体储能介质,具有优异的热力学性能。

通过对系统不可逆损失机理的解析,可以为压缩CO₂储能(compressed CO₂ energy storage, CCES)系统的性能提升提供指导。He等^[10]基于先进焓分析的方法探究了超临界压缩二氧化碳储能系统的焓损分布,结果表明,减小储气室在储释过程中的压力损失是提升系统性能的有效手段。根据理想气体方程,常规储罐(恒定容积)存储时,储罐内工质质量变化会导致内部压力的变化,为保持运行的稳定可靠,通常采用节流阀调整气体压力,这是导致能量损失的原因。即使采用液态存储,罐内仍是气-液两相存在,由于液体的质量变化,会导致罐内压力波动。因此,如何实现恒压存储是解决该问题的关键。Xu等^[11]提出了水下柔性能量袋的储气装置,借助于深水(水下数百米)压力,柔性能量袋在气体储释过程中通过容积变化来实现压力恒定。考虑到深水条件的限制,Zhang等^[12]将压缩空气储能系统的储气室与压缩CO₂储能系统中的低压CO₂储罐相结合,运行过程中两者体积的变化趋势相反,可以实现恒压存储,研究结果表明耦合系统效率相较于单一压缩空气储能系统可提高12%。然而,两储能系统耦合运行,储气装置的调控较为复杂。此外,还有学者提出CO₂吸附存储装置^[13],可显著提升存储密度,但是吸附和解吸过程需要消耗能量,影响了系统的整体效率。

考虑压缩CO₂储能系统内部多种能流耦合的特点,基于压缩CO₂储能的多联产系统应运而生,使得系统的功能得到进一步的拓展。Qi等^[14]将压缩CO₂储能技术与甲烷合成技术相结合,提高甲烷生产成本的经济性。Liu等^[15]将压缩CO₂储能系统部分压缩热用于供热,透平出口余冷用于冷能供

给,加上储能系统的电能供给,实现冷热电联供。Zhang 等^[16]提出了一种耦合风力透平余热和压缩 CO₂ 储能的冷热电联供系统,实现内部能量的梯级利用,系统整体性能系数达 1.19。然而,上述联供方式与储能系统的运行状态密切关联,热能仅能在储能过程产生,冷能仅能在释能过程产生,难以实现系统的灵活调节。

综上所述,压缩 CO₂ 储能技术在高效存储可再生电力,提高可再生能源的电网渗透率,改善乡村冷热电等多能耦合场景下的综合能源利用效率等方面具有广泛的应用前景。针对当前研究中恒压储气装置的相关问题,本文提出一种新型的恒压 CO₂ 储气装置,可实现地面存储,无地理条件限制。与此同时,本文提出耦合热泵的压缩 CO₂ 储能热电联供系统,可以实现热电解耦,解决多能联供系统灵活性问题。通过对系统热力学可行性的探究,为未来压缩 CO₂ 储能系统的工程应用提供理论基础。

1 系统介绍

1.1 恒压 CO₂ 储气装置

鉴于现有的储气装置运行过程中均存在压力损失的问题,本文提出一种新型恒压 CO₂ 储气装置,如图 1 所示。具体的工作原理如下:在储能过程中,CO₂ 进入储罐推动活塞 1 向右移动,液压系统中的

活塞 2 通过连杆也向右移动。此时,阀 1 开启,液压油从活塞 2 右侧进入左侧。考虑摩擦阻力的影响,在释能阶段,阀 2 开启,通过泵将油压提升至 CO₂ 存储压力,使系统在释能阶段处于恒压过程。

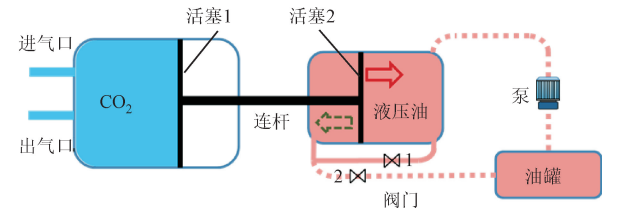
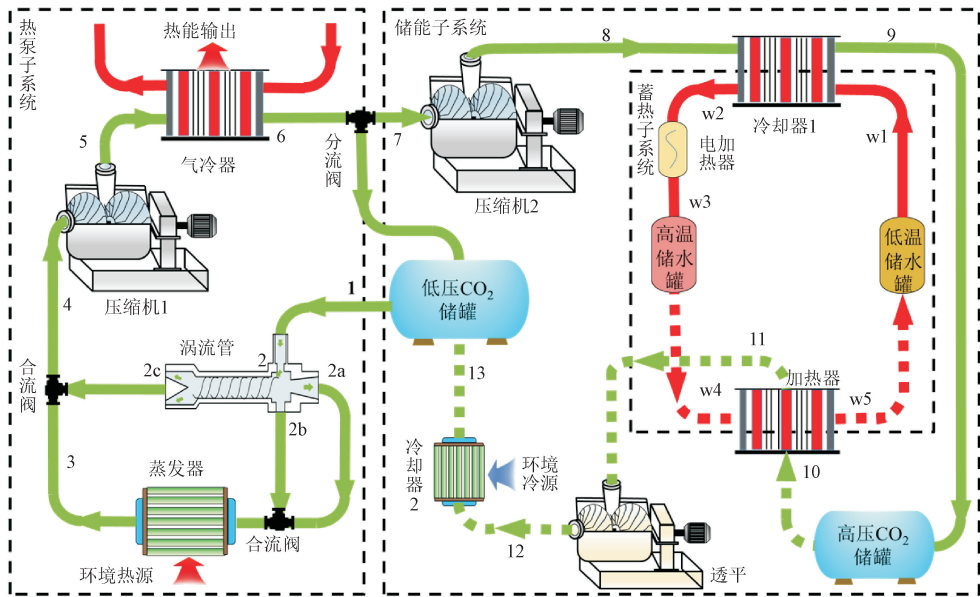


图 1 恒压 CO₂ 储气装置示意图
Fig. 1 Schematic diagram of the isobaric CO₂ storage device

1.2 热电共蓄式压缩 CO₂ 储能系统

图 2 为耦合热泵的热电共蓄式压缩 CO₂ 储能 (CCES) 系统示意图,由跨临界 CO₂ 热泵子系统、超临界压缩 CO₂ 储能子系统、蓄热子系统构成。其中,跨临界 CO₂ 热泵子系统中采用涡流管代替节流阀,环境热源驱动蒸发器中的 CO₂ 蒸发。考虑超临界 CO₂ 压缩过程中的温升不高,蓄热子系统中水作为蓄热介质,存储压缩过程中的压缩热,通过电加热器提升蓄热水的温度,进而提高 CO₂ 工质做功能力。图 2 中,高/低压 CO₂ 储罐均采用恒压储气装置。



绿色实线—CO₂ 储能过程;绿色虚线—CO₂ 释能过程;红色实线—蓄热水储能过程;红色虚线—蓄热水释能过程;
1~13—CO₂ 工质状态点链路;2a、2b、2c—涡流管的冷出口、排液口、热出口;w1~w5—蓄热水工质状态点链路。

图 2 耦合热泵的热电共蓄式 CCES 系统示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the CCES system coupled with heat pump

系统工作过程分为储能和释能两个阶段,且分别独立运行。在储能阶段,低压 CO_2 由链路 1 经涡流管分离为 3 股流体,其中冷出口 2a 和排液口 2b 的低温 CO_2 工质经合流阀进入蒸发器,吸收热量蒸发后经链路 3 与热出口 2c 工质混合后,由链路 4 进入压缩机 1。低压 CO_2 被压缩后经链路 5 进入气冷器,通过气冷器将热能传递给热用户或进行存储。在气冷器出口, CO_2 工质经链路 6 进入分流阀以调节送入 CCES 储能子系统和返回低压 CO_2 储罐的工质流量比例。随后,压缩机 2 进一步压缩 CO_2 ,经链路 8 进入冷却器 1 冷却后,再经链路 9 存储至高压 CO_2 储罐。蓄热子系统中,低温水由链路 w1 进入冷却器 1,吸收压缩热后经链路 w2 进入电加热器,进一步提升温度后再经链路 w3 存储至高温储水罐。通过压缩机 1,压缩机 2 和电加热器,实现可再生能源电力的转换。在释能阶段,高压 CO_2 经链路 10 进入加热器,蓄热子系统中的高温水经链路 w4 进入加热器,将热能传递至高压 CO_2 中,高温高压的 CO_2 经链路 11 进入透平膨胀驱动发电机发电,做功后的 CO_2 由链路 12 进入冷却器 2,经环境冷源冷却后通过链路 13 存储至低压 CO_2 储罐中,释能过程完成。

储能阶段,经跨临界 CO_2 热泵子系统产生的热量利用常压水作为媒介进行存储,温度在 $60\text{ }^\circ\text{C}$ 左右(采暖、热水供应),释能阶段根据用户的热能需求进行释放。尽管压缩 CO_2 储能子系统产生的压缩热同样采用水作为蓄热介质,但是其温度在 $125\text{ }^\circ\text{C}$ 以上,蓄热水需要在 1 MPa 的压力下运行,使其始终维持在液态。此外,根据可再生电力的输出情况,系统储能过程的运行模式有所不同。在可再生电力输出较低时, CO_2 热泵子系统独立运行,实现电热转换与存储,此时分流阀将所有 CO_2 工质通向低压 CO_2 储罐;在可再生电力输出满足 CCES 储能子系统稳定运行时,低压储罐内的 CO_2 直接进入压缩机 2,通过 CCES 储能子系统实现电能存储;在可再生电力输出较高时,两者耦合运行。通过调整运行模式,实现对不同功率等级的可再生能源电力高效存储。

1.3 涡流管工作过程

图 3 所示为涡流管的结构示意图,涡流管主要由进口喷嘴、涡流室、冷出口、热出口和热端控制阀组成。涡流管的结构比较简单,但其内部流动和换热过程的机理却相对复杂。

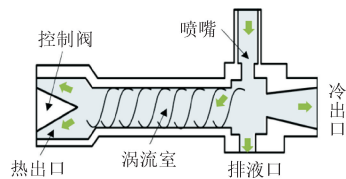


图 3 涡流管结构示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the vortex tube

经喷嘴加速的气体切向流入涡流室,形成中心速度可达 10^6 r/min 的强涡流,其流动可分为外围部分和核心部分。在向热端移动的过程中,外围部分温度逐渐升高,核心部分温度逐渐降低,外围气流从热端逸出,内部气流从冷端排出,这种现象被称为 Ranque-Hilsch 效应^[17]。当气体经喷嘴进入两相区时,由于液气密度的差异,液体在离心力作用下从排液口流出。

2 模型构建

2.1 关键部件数学模型

本系统所涉及的关键部件主要有 4 类:叶轮机械、换热器、 CO_2 储罐、涡流管。对于压缩机和透平机等叶轮机械,其等熵效率的定义^[18]分别为

$$\eta_c = \frac{h_{c,out}^* - h_{c,in}}{h_{c,out} - h_{c,in}} \quad (1)$$

$$\eta_t = \frac{h_{t,in} - h_{t,out}}{h_{t,in} - h_{t,out}^*} \quad (2)$$

式中: h 表示工质焓值;下标 c 和 t 分别表示压缩机和透平机;下标 in 和 out 分别表示进口和出口;上标 * 表示等熵过程。

压缩机和透平的功率计算式^[19]如下

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

$$W_t = m_t(h_{t,in} - h_{t,out}) \quad (4)$$

式中: W_c 和 W_t 分别表示压缩机输入功率和透平输出功率; m_c 和 m_t 分别表示压缩机和透平内的 CO_2 质量流量。

本文中的换热器包含了蒸发器、冷却器、加热器等,仅通过给定端差的方式无法保证换热过程的可行性。因此,本文将单个换热过程分割为足够多的小段,使每小段内工质物性可以认为是相同的,且每段内的换热量相同。根据能量守恒和质量守恒定律,第 i 个控制体内的计算如下^[20]

$$q_{hot,i} = h_{hot,i} - h_{hot,i+1} = Q/Nm_{hot} \quad (5)$$

$$T_{hot,i} = f(p_{hot,i}, h_{hot,i}) \quad (6)$$

$$Q = m_{hot}(h_{hot,in} - h_{hot,out}) = m_{cold}(h_{cold,out} - h_{cold,in}) \quad (7)$$

式中: $q_{\text{hot},i}$ 表示单位质量工质在单个控制体内的换热量; Q 表示换热器内的换热功率; N 表示控制体的总数量; p 表示工质的压力; 下标 hot 和 cold 分别表示换热器的冷端和热端。

考虑运行过程中的摩擦损失, 储气装置在充放电循环中所需的功率计算如下

$$W_{\text{tk}} = \frac{\Delta p V_{\text{tk}}}{t_{\text{op}}} \quad (8)$$

式中: Δp 表示运行过程中的压力损失; V_{tk} 表示储罐的体积; t_{op} 表示运行时间, 对于低压 CO_2 储罐, 运行时间为充电时间, 对于高压 CO_2 储罐, 运行时间为放电时间。

本文基于 Maurer 模型^[21]对涡流管内的工作过程进行热力学建模。气体在喷嘴内膨胀后进入两相区域, 多相流高速进入涡流室, 流体被分为饱和气、饱和液和过热气^[22], 具体的计算公式如下

$$h_2 = h_1 - \eta_n (h_1 - h_2^*) \quad (9)$$

式中: h_1 表示涡流管进口焓值; h_2 表示实际过程的喷嘴出口焓值; h_2^* 表示理想等熵过程的喷嘴出口焓值; η_n 表示喷嘴等熵效率。

在已知喷嘴出口压力的条件下, 两相流中液体质量分数 x 可由出口焓值和压力调用

$$x = f(h_2, p_2) \quad (10)$$

冷流体质量分数 y 的定义为

$$y = \frac{m_{2a}}{m_{2a} + m_{2c}} \quad (11)$$

根据能量守恒和质量守恒定律, 3 股流体间的能质关系如下

$$x m_1 = m_{2a} + m_{2c} \quad (12)$$

$$m_{2b} = (1 - x) m_1 \quad (13)$$

$$m_1 h_1 = m_{2a} h_{2a} + m_{2b} h_{2b} + m_{2c} h_{2c} \quad (14)$$

式中: 下标 2a、2b、2c 分别表示涡流管的冷出口(饱和气)、排液口(饱和液)和热出口(过热气)。

2.2 性能评价指标

为评估系统的热力学性能, 提出充放电效率、性能系数以及热流体剩余率作为系统性能的评价指标。其中二氧化碳储能子系统充放电效率的定义为子系统净输出电能与输入电能之比, 具体计算公式如下

$$\eta_{\text{RTE}} = \frac{(W_t - W_{\text{HPT}}) t_{\text{ds}}}{(W_{c2} + W_{\text{ch}} + W_{\text{LPT}}) t_{\text{ch}}} \quad (15)$$

式中: η_{RTE} 表示充放电效率; t_{ch} 和 t_{ds} 分别表示充电时间和放电时间; W_{ch} 表示电加热器功率; W_{HPT} 和 W_{LPT} 分别表示高压储罐和低压储罐恒压运行所消耗的电功率; W_{c2} 表示压缩机 2 的功率。

热泵子系统制热性能系数 $\epsilon_{\text{COP,HP}}$ 的定义为子系统输出热能与子系统输入电能之比, 具体计算公式如下

$$\epsilon_{\text{COP,HP}} = \frac{Q_h}{W_{c1}} \quad (16)$$

式中: Q_h 表示热泵制热量; W_{c1} 表示压缩机 1 的功率。

提出蓄热水剩余率 β_{RR} 来评估系统蓄热水与 CO_2 间的质量匹配度, 具体计算公式如下

$$\beta_{\text{RR}} = 1 - \frac{m_{\text{wa,ds}} t_{\text{ds}}}{m_{\text{wa,ch}} t_{\text{ch}}} \quad (17)$$

式中: $m_{\text{wa,ch}}$ 和 $m_{\text{wa,ds}}$ 分别表示充电过程和放电过程中蓄热水的质量流量。

系统与环境热源和冷源之间通过蒸发器和冷却器 2 之间有大量低品位的热量交换, 采用常规的热效率的评价指标无法准确反映参数变化对系统性能的影响, 同时考虑系统存在电能和热能的输出, 因此采用性能系数 $\epsilon_{\text{COP,SYS}}$ 和炯效率 $\eta_{\text{EX,SYS}}$ 可以更有效地评价系统整体性能。具体定义如下

$$\epsilon_{\text{COP,SYS}} = \frac{(W_t - W_{\text{HPT}} + Q_h + Q_{\text{re}}) t_{\text{ds}}}{(W_{c1} + W_{c2} + W_{\text{ch}} + W_{\text{LPT}}) t_{\text{ch}}} \quad (18)$$

$$\eta_{\text{EX,SYS}} = \frac{(W_t - W_{\text{HPT}} + E_h + E_{\text{re}}) t_{\text{ds}}}{(W_{c1} + W_{c2} + W_{\text{ch}} + W_{\text{LPT}} + E_{\text{am}}) t_{\text{ch}}} \quad (19)$$

式中: Q_{re} 表示剩余蓄热水所能提供的热能; E_h 和 E_{re} 分别表示对外输出热炯和蓄热水中剩余热炯; E_{am} 表示环境热源输入炯。本文炯分析选取环境温度和压力为参考点, 即环境温度和压力下的工质炯值为 0。

2.3 模型验证

跨临界 CO_2 热泵循环模型验证以涡流管进口温度为变量, 以热泵循环性能系数为目标值, 与文献^[23]中图 4 的数据进行对比验证。结果如表 1 所示, 最大相对误差仅为 1.02%。在给定相同的设计参数的条件下, 对其他关键部件(压缩机、透平机、换热器)的模型进行验证, 与文献^[24]中表 7 的数据对比, 相关结果见表 2。

表 1 跨临界 CO_2 热泵循环模型验证对比表
Table 1 Power distribution ratio in different schemes

气冷器出口 温度/K	$\epsilon_{\text{COP,HP}}$		相对误差/%
	计算值	文献值 ^[23]	
303	3.310 3	3.314 3	0.12
313	1.947 3	1.952 5	0.26
323	0.699 8	0.707 0	1.02

表 2 CCES 关键部件模型验证对比表
Table 2 CCES key components model validation table

部件	热力过程	状态点变化	变化前后状态点温度/K		过程功率/MW	
			计算值	文献值 ^[24]	计算值	文献值 ^[24]
主压缩机	压缩	1→2	305.15→369.94	305.15→370.02	75.64	76.08
透平机	膨胀	5→6	823.15→701.54	823.15→701.15	391.91	393.22
换热器	冷流体吸热	3→4	502.85→656.08	502.85→657.55	568.72	574.01
	热流体放热	6→7	701.15→530.88	701.15→530.65	568.72	574.01

注:状态点 1~7 为文献[24]表 7 中对应的状态点标号。

3 结果分析

在系统性能仿真时,通过以下假设简化计算:

- (1)不考虑换热器对外的热损失和压力损失;
- (2)忽略合流阀和分流阀中的压力损失;
- (3)电加热器效率为 0.99;
- (4)经涡流管喷嘴产生的两相流中饱和液完全分离经排液口流出,涡流管冷出口为饱和气;

- (5)系统稳态运行,不考虑部件性能变化;
- (6)储能过程中,热泵子系统通过低压 CO₂ 储罐维持流量不变,通过分流阀调节进入 CCES 子系统的 CO₂ 质量流量。

本研究基于 Matlab 平台搭建系统热力学仿真程序,调用 NIST 数据库获取工质物性,仿真分析系统稳态运行下的热力学性能。系统各部件初始参数设计如表 3 所示,在给定上述参数的条件下,对系统的热力学性能进行仿真分析。

表 3 系统初始参数设计表
Table 3 Power distribution ratio in different schemes

参数	数值	参数	数值
环境温度/K	293	环境压力/MPa	0.1
蒸发温度/K	283	气冷器出口温度/K	313 ^[26]
涡流管喷嘴等熵效率/%	80	涡流管冷流体质量分数	0.8
压缩机 1 等熵效率/%	80 ^[25]	低压 CO ₂ 储罐压力/MPa	7.5
高压 CO ₂ 储罐压力/MPa	25	热泵子系统水压/MPa	0.1
蓄热子系统水压/MPa	1	低压 CO ₂ 储罐温度/K	308
高压 CO ₂ 储罐温度/K	308	压缩机 2 等熵效率/%	85 ^[27]
透平等熵效率/%	90	压缩机 2 额定功率/MW	5
透平额定功率/MW	5	储能时长/h	6 ^[28]

3.1 CO₂ 热物性变化

作为天然的工质,二氧化碳来源广泛,价格低廉,其消耗臭氧潜能值为 0,具有良好的环保性。从热物性方面来看,二氧化碳临界压力适中,临界温度低(7.38 MPa,31 ℃)。然而,CO₂ 在拟临界区物性变化剧烈,对系统中压缩、存储、换热等热力过程有较为显著的影响。因此,本小节对 CO₂ 物性变化进行展示,如图 4 所示。由图 4 可见,随着温度的提升,CO₂ 的比定压热容在不同压力下均出现了峰值,且峰值随着压力的提升而逐渐降低。

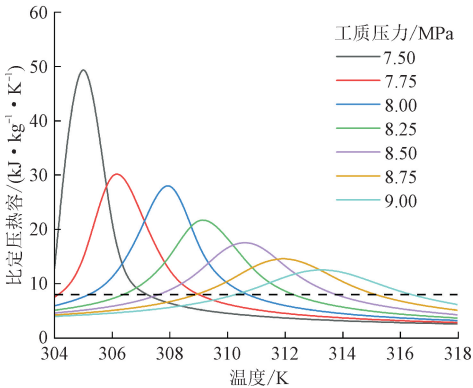


图 4 CO₂ 物性变化曲线
Fig. 4 Curves of physical property of CO₂

表 4 给出了不同压力下 CO_2 伪临界点温度和拟临界区温度范围。其中,伪临界点的定义为该压力下,比定压热容峰值对应的温度。将比热容大于 $8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 的区域定为拟临界区,可以看出随着压力的提升,拟临界区域逐渐扩大。

表 4 CO_2 拟临界区域参数表

Table 4 Power distribution ratio in different schemes

压力/MPa	伪临界点温度/K	拟临界区温度范围/K
7.50	304.9	304.0~307.1
7.75	306.3	304.2~308.9
8.00	307.8	305.3~310.6
8.25	309.2	306.5~312.2
8.50	310.5	307.7~313.7
8.75	311.9	309.0~315.0
9.00	313.2	310.4~316.3

3.2 跨临界 CO_2 热泵子系统

鉴于环境温度、压缩机 1 出口压力、气冷器出口温度、冷流体质量分数是影响热泵循环的主要因素,本小节探究了上述因素对热泵性能系数的联合影响。

如图 5 所示,在压缩机 1 出口压力小于 7.8 MPa 时,随着环境温度的提升,热泵子系统的制热性能系数($\epsilon_{\text{COP,HP}}$)呈现先上升后下降的趋势,且对应的最佳环境温度随着压力的上升而逐渐增大;当压缩机 1 出口压力大于 7.8 MPa 时, $\epsilon_{\text{COP,HP}}$ 则随着环境温度的上升呈现单调上升的趋势。在环境温度保持一定时,均存在一个最佳的压缩机 1 出口压力,使得 $\epsilon_{\text{COP,HP}}$ 达到最大值,最佳压力值在 8~9 MPa 之间。主要原因在于环境温度的提升导致了蒸发温度和蒸发压力的提升,在跨临界 CO_2 热泵循环最高压力一定时,存在一个最佳的蒸发压力,这是由 CO_2 特殊

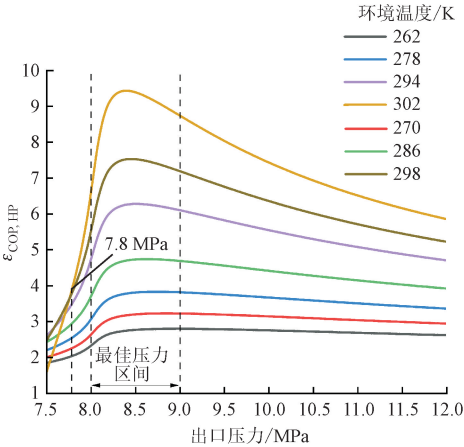


图 5 环境温度和压缩机 1 出口压力对 $\epsilon_{\text{COP,HP}}$ 的联合影响

Fig. 5 Influence of ambient temperature and the outlet pressure of compressor 1 on $\epsilon_{\text{COP,HP}}$

物性所决定的。对应地,存在一个最佳环境温度,使系统制热性能最佳。

如图 6 所示,在冷流体质量分数一定时,随着气冷器出口温度的由 298 K 提升至 318 K, $\epsilon_{\text{COP,HP}}$ 显著下降。原因在于气冷器出口温度决定了热泵循环中单位质量工质在气冷器中的释热量,气冷器出口温度越低,释热量越大,制热性能系数越高。当气冷器出口温度小于 306 K 时,冷流体质量分数的增大不利于热泵性能系数的提升,当气冷器出口温度大于 306 K 时,热泵性能系数随着冷流体质量分数的增大而增大。总体而言,冷流体质量分数对于 $\epsilon_{\text{COP,HP}}$ 的影响较小。

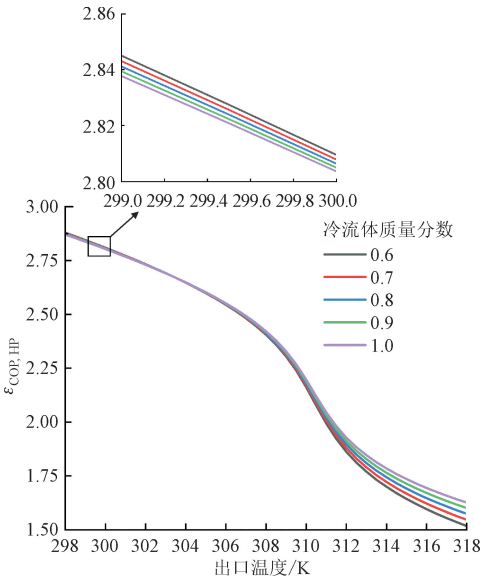


图 6 冷流体质量分数和气冷器出口温度对 $\epsilon_{\text{COP,HP}}$ 联合影响

Fig. 6 Influence of cold mass fraction and air cooler outlet temperature on $\epsilon_{\text{COP,HP}}$

3.3 CCES 储能子系统

CCES 储能子系统与蓄热子系统间存在密切的能流匹配关系,显著影响 CCES 子系统内能量的释放。当高压 CO_2 储罐内工质完全释放,且蓄热子系统内的蓄热水剩余率为 0 时,两者达到最佳匹配,储能子系统的充放电效率最佳。在此情况下,透平进口的最佳温度随之变化。

压缩机 2 进口温度和进口压力 P_1 对 CCES 子系统透平最佳进口温度的影响如图 7 所示。可见随着压缩机 2 的进口压力和进口温度的变化,透平最佳进口温度随之上升。对比图 4 可以看出,最佳温度的变化速率与压缩机 2 进口工质物性的变化密切相关。当进口压力为 7.5 MPa 时,对应的拟临界区

温度范围为 304~307 K。在此区域内,最佳进口温度的上升速率迅速,由 337 K 升高至 378 K。当跨过拟临界区域后,上升速率基本保持不变。未进入拟临界区时的上升速率与跨过拟临界区域后的变化速率基本一致。

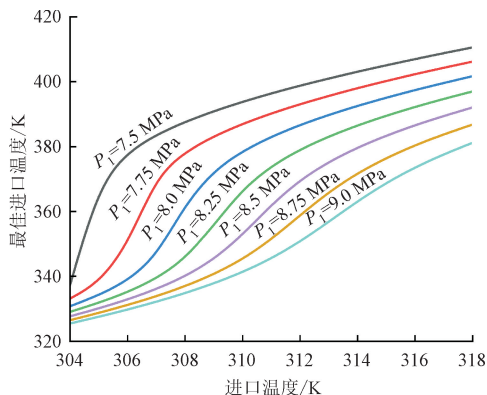


图 7 压缩机 2 进口温度和进口压力 P_1 对 CCES 子系统透平最佳进口温度的影响

Fig. 7 Influence of compressor 2 inlet temperature on the optimal turbine inlet temperature of CCES subsystem

压缩机 2 进口温度及压力 P_1 对 CCES 子系统充放电效率的变化曲线如图 8 所示。可见在进口温度为 304 K 时,随着压缩机 2 进口压力的升高,子系统 η_{RTE} 由 39.77% 下降至 38.73%。在压缩机 2 进口压力一定时, η_{RTE} 随着进口温度的提升呈现出先下降后上升的趋势。在相同进口温度下,进入拟临界区后,由于最佳温度的提高,充放电效率迅速提升。以 8 MPa 为例,在压缩机 2 进口温度由 304 K 提升至 318 K 的过程中, η_{RTE} 先由 39.31% 下降至 39.01%,随后提升至 51.05%。产生上述变化的主要原因在于电加热器功率的改变。

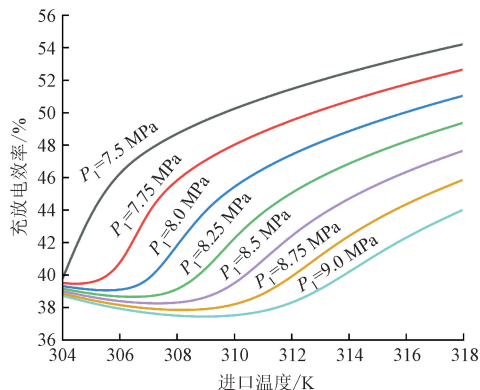


图 8 压缩机 2 进口温度及压力 P_1 对 CCES 子系统充放电效率的影响

Fig. 8 Influence of compressor 2 inlet temperature on the RTE of CCES subsystem

图 9 给出了压缩机 2 进口压力为 8 MPa 时,CCES 子系统电加热功率和释能时间随压缩机 2 进口温度的变化。具体地,电加热功率先由 4.48 MW 提升至 4.55 MW,随后快速下降至 2.21 MW,释能时间呈现出单调下降的趋势,由 4.54 h 下降至 4.47 h。在压缩机输入功率一定的条件下,电加热功率与子系统 η_{RTE} 呈负相关,释能时间与 η_{RTE} 正相关。尽管释能时间单调下降,但电加热功率变化幅值更大,占主导地位,导致子系统 η_{RTE} 呈现出先下降后上升的趋势。

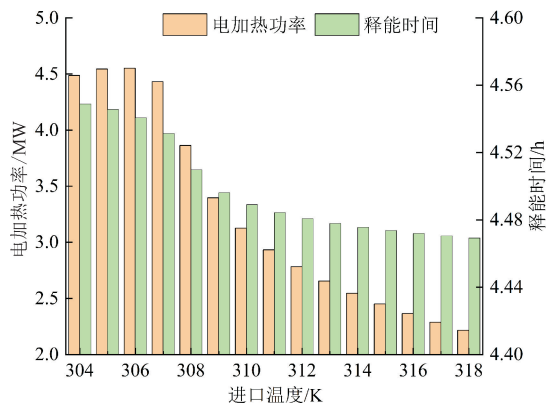


图 9 压缩机 2 进口温度对 CCES 子系统电加热功率和释能时间的影响

Fig. 9 Influence of compressor 2 inlet temperature on the electric heater power and discharge time of CCES subsystem

图 10 给出了压缩机 2 进口压力为 8 MPa 时,子系统质量流量和相关温度随压缩机 2 进口温度和压力的变化。可以看出,随着进口温度的提升,蓄热水温度由 344.5 K 逐渐提升至 416.5 K,上升趋势与透平最佳进口温度基本一致,两者间的端差由 13.7 K 缓慢增大至 14.8 K。储能过程 CO_2 质量流量由 $186.2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 下降至 $89.8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$,蓄热水流量也由 $67.6 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 下降至 $41.5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

在压缩机压比一定的条件下,压缩机进口温度的增大将导致出口温度的提高, CO_2 工质物性的变化是影响其变化速率的主要原因。由于拟临界区比热的迅速提升,导致其温升较慢。当压缩机进口温度未进入拟临界区时,压缩过程需要跨过整个拟临界区,在输入功率一定时,压缩机出口温度提升缓慢;当进口温度处于拟临界区时,由于压缩过程所须跨过的拟临界区随着进口温度的提升而逐渐减小,压缩过程的温升迅速增大;当进口温度已跨过拟临界区时,压缩过程温升较大,但变化速率保持一定。

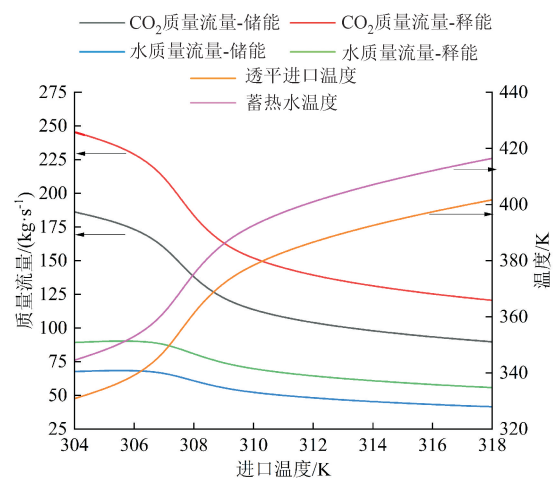


图 10 压缩机 2 进口温度对 CCES 子系统质量流量和相关温度的影响

Fig. 10 Influence of compressor 2 inlet temperature on the mass flow rates and relevant temperature of CCES subsystem

释能过程的工质质量流量变化趋势与储能过程保持一致,但由于换热器端差带来的不可逆损失,释能过程工质的质量流量均大于储能过程工质的质量流量。

3.4 耦合系统整体性能评估

在子系统独立运行性能分析的基础上,本小节评估了关键参数变化对系统耦合运行性能的联合影响。耦合运行时,气冷器出口温度即为压缩机 2 进口温度,低压储罐压力与压缩机 1 出口压力相等。

表 5 不同运行模式下 CCES 子系统的充放电效率对比

Table 5 Dynamic performance indicators of the system under different control strategies

低压储罐 压力/MPa	$\eta_{\text{RTE}}/\%$	
	独立运行	耦合运行
7.50	48.73	65.20
7.75	48.05	65.35
8.00	47.43	64.91
8.25	46.87	65.18
8.50	46.36	64.88
8.75	45.88	64.63
9.00	45.41	64.97

耦合系统与独立运行系统的充放电效率对比结果如表 5 所示,可见 CCES 子系统最佳充放电效率为 65.35%,对应的低压储罐压力为 7.75 MPa,气冷器出口温度为 314.5 K。

蓄热子系统的热流体剩余率变化如图 11 所示。

由图 11 可见,蓄热水剩余率由 0 逐渐增大,在低压储罐压力为 7.5 MPa 时增大至 23.62%。当气冷器出口温度较低时,压缩机 2 出口温度不足,需要通过电加热提升蓄热水的温度,但蓄热水的质量与 CO₂ 质量完全匹配。随着气冷器出口温度的升高,压缩后的温度也随之升高,存储的压缩热逐渐增多,电加热功率逐渐降低,充放电效率逐渐上升。在透平进口温度一定的条件下,蓄热水的温度和流量与 CO₂ 工质完全匹配时,电加热功率为 0,充放电效率达到最佳值。随后,由于蓄热子系统热量过剩,蓄热水剩余率逐渐升高,这是系统充放电效率逐渐下降的原因。

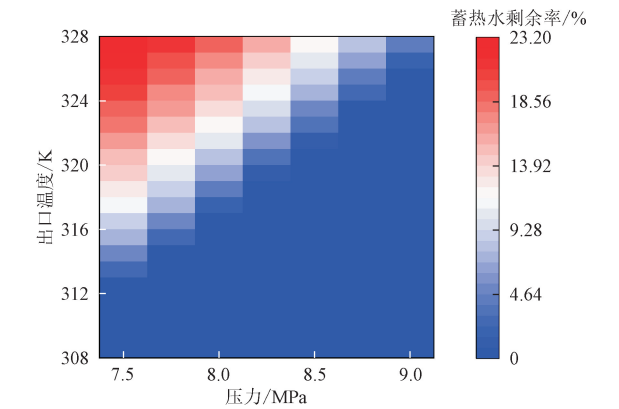
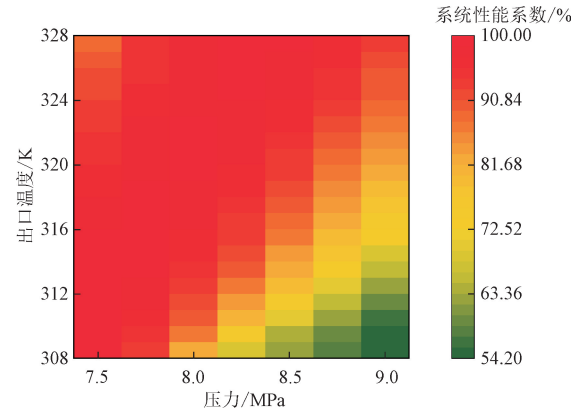


图 11 低压储罐压力和气冷器出口温度对蓄热水剩余率的联合影响

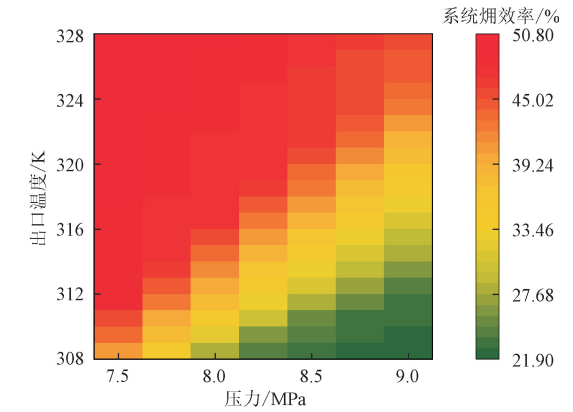
Fig. 11 Combined effect of LPT pressure and air cooler outlet temperature on β_{RR}

耦合系统热电联供性能系数和炯效率的变化如图 12 所示,图中红色区域为高效运行区域。随着低压储罐压力的上升,系统的性能系数和炯效率逐渐下降;随着气冷器出口温度的上升,系统炯效率逐渐上升,系统的性能系数则呈现出先上升后下降的趋势。由于蓄热子系统剩余热量可以作为供热来源,因此,在较高的热流体剩余率下,炯效率仍然保持较高的水平。当热流体剩余过多时,大量电能转化为 CCES 子系统的压缩热且未能充分释放,导致系统整体性能系数随之下降。

随着高压储罐压力和透平进口的变化,蓄热子系统的热流体剩余率变化如图 13 所示。高压储罐压力的升高导致 β_{RR} 的增大,而透平进口温度的提升则可使 β_{RR} 显著下降,这是蓄热水和 CO₂ 工质在温度和流量上存在匹配关系导致的。20 MPa 对应的最佳进口温度在 380 K 附近,随着压力的提升,透平最佳进口温度也逐渐上升。



(a) 系统性能系数



(b) 系统焓效率

图 12 低压储罐压力和气冷器出口温度对系统性能的联合影响

Fig. 12 Combined effect of LPT pressure and air cooler outlet temperature on system performance

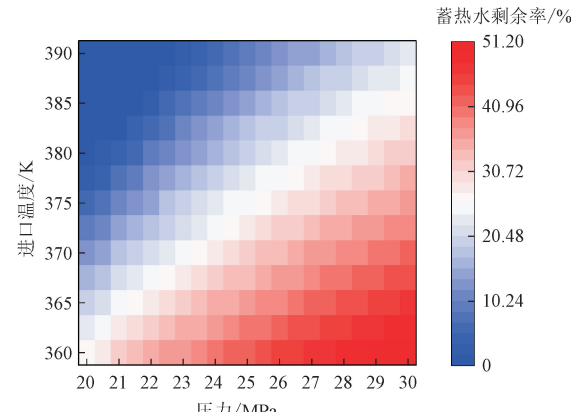


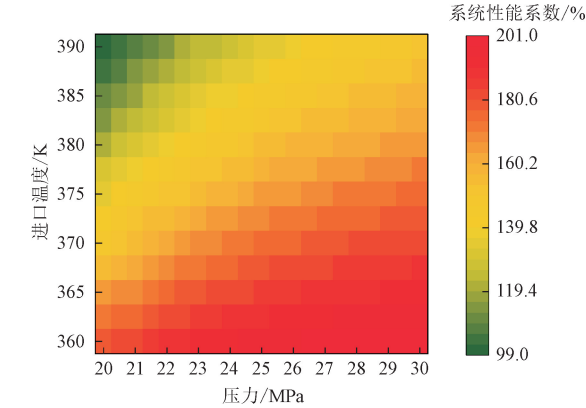
图 13 高压储罐压力和透平进口温度对蓄热水剩余率的联合影响

Fig. 13 Combined effect of HPT pressure and turbine inlet temperature on β_{RR}

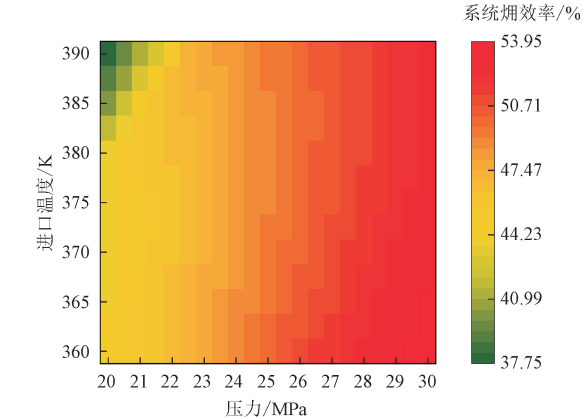
图 14 给出了系统性能指标受高压储罐压力和透平进口温度的影响结果。与前文类似,系统性能系数受热流体剩余率的主导,与之呈现相同的变化

趋势。然而,系统的焓效率则不同,随着高压储罐压力的提升,即使热流体剩余率不高,系统的焓效率仍能维持在较高水平。这是因为此时系统输出的电能占主导地位,即使输出热能减少,但相比于电能,其品位较低,对焓效率的影响有限。

上述分析中保持压缩机 2 的额定功率 5 MW 不变,透平的额定功率 5 MW 不变,CCES 子系统的质量流量与热泵子系统的质量流量相同,改变相关压力和温度参数,对系统的直接影响是质量流量的改变。在前文子系统性能分析时对 CO_2 质量流量的变化趋势进行了探究(见图 10)。因此,制热量、发电量等属于计算性能指标的中间变量,通过前面子系统的研究可以推断相关制热量和发电量的变化,此处不再赘述。



(a) 系统性能系数



(b) 系统焓效率

图 14 高压储罐压力和透平进口温度对系统性能联合影响
Fig. 14 Combined effect of LPT pressure and air cooler outlet temperature on system performance

分流比的定义为送入 CCES 子系统的流量与热泵系统的流量之比。分流比通过影响 CCES 子系统的流量来对系统性能产生影响。如图 15 所示,在环境温度为 25℃,压缩机进口压力 8.25 MPa,透平进口温度 384.6 K,透平进口压力 25 MPa 的条件下,

随着分流比的增加,热泵子系统通过低压 CO₂ 储罐维持流量不变,制热量始终维持在 24.87 MW·h,经分流阀调节,CCES 子系统流量逐渐增大,发电量逐渐增加至 19.82 MW·h。不考虑部件性能的变化,分流比的变化对热泵子系统性能系数并无影响,CCES 子系统的充放电效率也始终保持 65.34%。尽管随着分流比的增大,CCES 子系统的发电量和余热量均呈现上升趋势,但是储能过程 CCES 的耗电量成比例增大。因此,在分流比由 0 逐渐增大至 1 的过程中,CCES 子系统耗电量份额逐渐增大,与热泵子系统相叠加后,拉低了系统整体的性能系数,导致 $\epsilon_{\text{COP,SYS}}$ 由 1.51 逐渐下降至 1.06。

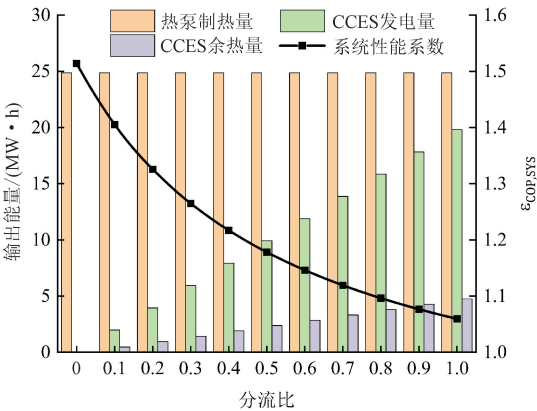


图 15 分流比对系统性能影响

Fig. 15 Effect of split ratio on system performance

如表 6 所示,与文献[29-31]中同类技术对比,本文所提出的系统最佳充放电效率可达 65.35%,显著高于现有技术。与此同时,系统的热电联供性能系数范围提升至 0.99~2.01,充分表明了所提系统具有高效和灵活供能的特性。

表 6 同类技术性能对比结果

Table 6 Comparison results of different systems

系统	$\eta_{\text{RTE}}/\%$	$\epsilon_{\text{COP,SYS}}$
系统 1 ^[29]	48.00	0.91
系统 2 ^[30]	56.00	0.69
系统 3 ^[31]	33.42~49.60	0.79~1.58
本文系统	45.41~65.35	0.99~2.01

4 结 论

为提升压缩 CO₂ 储能系统的热力学性能,助力乡村能源低碳转型,本文提出了一种地面存储的恒压 CO₂ 储气装置,构建了可灵活调节的压缩 CO₂ 储

能热电联供系统,探究了不同运行模式和关键参数变化对系统性能的影响,得到如下结论:

(1)环境温度和气冷器出口温度是影响跨临界 CO₂ 热泵子系统制热性能的主要因素,受 CO₂ 工质物性的影响,在不同环境温度下,均存在一个最佳的压缩机 1 出口压力使得子系统制热性能最佳。

(2)CCES 子系统独立运行时,透平进口最佳温度随着压缩机进口温度的升高逐渐增大,尤其在拟临界区增长迅速;子系统充放电效率则呈现出先下降后上升的趋势,效率最低值在拟临界区起点温度处。

(3)热泵子系统与 CCES 子系统耦合运行时,可显著提升 CCES 子系统充放电效率;蓄热水剩余率刚开始为 0 时,CCES 子系统充放电效率最佳。

(4)低压储罐压力为 7.75 MPa 时,最佳气冷器出口温度为 314.5 K 时, η_{RTE} 达到 65.35%;系统炯效率最大值为 53.95%,热电联供性能系数范围提升至 0.99~2.01。

参考文献:

[1] 水电水利规划设计总院. 中国可再生能源发展报告: 2023 年度 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2024.

[2] SHAMSI S S M, BARBERIS S, MACCARINI S, et al. Large scale energy storage systems based on carbon dioxide thermal cycles: a critical review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2024, 192: 114245.

[3] 陈海生, 刘畅, 徐玉杰, 等. 储能在碳达峰碳中和目标下的战略地位和作用 [J]. 储能科学与技术, 2021, 10(5): 1477-1485.

CHEN Haisheng, LIU Chang, XU Yujie, et al. The strategic position and role of energy storage under the goal of carbon peak and carbon neutrality [J]. Energy Storage Science and Technology, 2021, 10(5): 1477-1485.

[4] 赵朝成, 刘明, 倪广涛, 等. 耦合熔盐储热的补燃式压缩空气储能系统热力性能分析 [J]. 工程热物理学报, 2025, 46(1): 42-50.

ZHAO Chaocheng, LIU Ming, NI Guangtao, et al. Thermodynamic analysis on the afterburning-type compressed air energy storage system integrated with molten salt thermal storage [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2025, 46(1): 42-50.

[5] 刘笑驰, 梅生伟, 丁若晨, 等. 压缩空气储能工程现状、发展趋势及应用展望 [J]. 电力自动化设备, 2023, 43(10): 38-47.

LIU Xiaochi, MEI Shengwei, DING Ruochen, et al. Current situation, development trend and application

- prospect of compressed air energy storage engineering projects [J]. *Electric Power Automation Equipment*, 2023, 43(10): 38-47.
- [6] 蒋睿, 李明佳, 马腾, 等. 耦合熔盐储热的超临界二氧化碳循环系统变负荷发电效率提升方法 [J]. *西安交通大学学报*, 2024, 58(12): 11-21.
- JIANG Rui, LI Mingjia, MA Teng, et al. Method for enhancing load-following power generation efficiency of SCO_2 cycle systems coupled with molten salt thermal energy storage [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2024, 58(12): 11-21.
- [7] LIU Shengchun, WU Sicheng, HU Yukun, et al. Comparative analysis of air and CO_2 as working fluids for compressed and liquefied gas energy storage technologies [J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 181: 608-620.
- [8] LIU Zhan, YANG Xuqing, JIA Wenguang, et al. Justification of CO_2 as the working fluid for a compressed gas energy storage system: a thermodynamic and economic study [J]. *Journal of Energy Storage*, 2020, 27: 101132.
- [9] 万玉珂, 吴闯, 刘朝, 等. 液态存储跨临界压缩 CO_2 储能系统性能分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2023, 57(1): 25-33.
- WAN Yuke, WU Chuang, LIU Zhao, et al. Performance analysis of a transcritical compressed CO_2 energy storage system based on liquid storage [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2023, 57(1): 25-33.
- [10] HE Qing, LIU Hui, HAO Yinping, et al. Thermodynamic analysis of a novel supercritical compressed carbon dioxide energy storage system through advanced exergy analysis [J]. *Renewable Energy*, 2018, 127: 835-849.
- [11] XU Mengjuan, WANG Xu, WANG Zihua, et al. Preliminary design and performance assessment of compressed supercritical carbon dioxide energy storage system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 183, Part 1: 116153.
- [12] ZHANG Yao, LIU Jiaxin, YIN Suzhen, et al. Design and performance analysis of a novel compressed air-liquid CO_2 energy storage [J]. *Energy Conversion and Management*, 2024, 301: 118068.
- [13] PENG Yirui, GAO Jianmin, ZHANG Yu, et al. Experimental study of adsorption CO_2 storage device for compressed CO_2 energy storage system [J]. *Journal of Energy Storage*, 2023, 58: 106286.
- [14] QI Meng, PARK J, LANDON R S, et al. Continuous and flexible renewable-power-to-methane via liquid CO_2 energy storage: revisiting the techno-economic potential [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2022, 153: 111732.
- [15] LIU Zhan, CAO Feng, GUO Jianzhang, et al. Performance analysis of a novel combined cooling, heating and power system based on carbon dioxide energy storage [J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 188: 151-161.
- [16] ZHANG Yuan, LIN Yiheng, LIN Fangzi, et al. Thermodynamic analysis of a novel combined cooling, heating, and power system consisting of wind energy and transcritical compressed CO_2 energy storage [J]. *Energy Conversion and Management*, 2022, 260: 115609.
- [17] AWAN O A A, SAGER R, PETERSEN N H, et al. Flow phenomena inside the Ranque-Hilsch vortex tube: a state-of-the-art review [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2025, 211: 115351.
- [18] 黄景坚, 赵攀, 王佩姿, 等. 热电共蓄式压缩空气储能系统特性研究 [J]. *工程热物理学报*, 2020, 41(6): 1300-1307.
- HUANG Jingjian, ZHAO Pan, WANG Peizi, et al. Performance analysis of a high temperature hybrid compressed air energy storage system [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2020, 41(6): 1300-1307.
- [19] 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 Wenze, XU Wenpan, et al. Performance analysis of a transcritical compressed CO_2 -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.
- [20] 郑鹏宇. 超临界二氧化碳布雷顿循环发电与储能系统耦合研究 [D]. 保定: 华北电力大学, 2019.
- [21] SARKAR J. Cycle parameter optimization of vortex tube expansion transcritical CO_2 system [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, 48(9): 1823-1828.
- [22] 吴锋明, 李帅旗, 李江峰, 等. 严寒条件 CO_2 跨临界循环热泵优化技术 [J]. *新能源进展*, 2023, 11(3): 255-263.
- WU Fengming, LI Shuaiqi, LI Jiangfeng, et al. Optimization technology of CO_2 transcritical cycle heat pump in severe cold conditions [J]. *Advances in New and Renewable Energy*, 2023, 11(3): 255-263.
- [23] 刘业凤, 孙影, 张华, 等. 涡流管膨胀的二氧化碳跨

临界制冷循环性能研究 [J]. 制冷技术, 2019, 39(1): 11-15.

LIU Yefeng, SUN Ying, ZHANG Hua, et al. Research on performance of carbon dioxide trans-critical refrigeration cycle with vortex tube expansion [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2019, 39 (1): 11-15.

[24] SARDROUD R G, MAHMOUDI S M S, GHASEMZADEH N, et al. Techno-economic and advanced exergy analysis and machine-learning-based multi-objective optimization of the combined supercritical CO₂ and organic flash cycles [J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 258(Part B): 124667.

[25] YANG Shanju, ZHANG Yao, GAO Zening, et al. Isobaric compressed air energy storage system: water compensating cycle or CO₂ compensating cycle? [J]. Energy, 2024, 312: 133682.

[26] WANG Yikai, YE Zuliang, YIN Xiang, et al. Energy, exergy and exergoeconomic evaluation of the air source transcritical CO₂ heat pump with internal heat exchanger for space heating [J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 130: 14-26.

[27] LI Fenghe, LI Peng, DING Ruochen, et al. Thermo-economic analysis on trans-critical compressed CO₂ energy storage system integrated with the waste heat of liquid-cooled data center [J]. Journal of Energy Storage, 2024, 103(Part A): 114292.

[28] CHEN Yuning, FENG Li, LI Xuhao, et al. Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a multi-generation system based on efficient waste heat recovery of combined wind turbine and compressed CO₂ energy storage system [J]. Sustainable Cities and Society, 2023, 96: 104714.

[29] HAN Zhonghe, GUO Senchuang. Investigation of operation strategy of combined cooling, heating and power(CCHP) system based on advanced adiabatic compressed air energy storage [J]. Energy, 2018, 160: 290-308.

[30] XUE Xiaodai, ZHANG Tong, ZHANG Xuelin, et al. Performance evaluation and exergy analysis of a novel combined cooling, heating and power (CCHP) system based on liquid air energy storage [J]. Energy, 2021, 222: 119975.

[31] DENG Yuanyang, WANG Jinfeng, CAO Yue, et al. Technical and economic evaluation of a novel liquid CO₂ energy storage-based combined cooling, heating, and power system characterized by direct refrigeration with phase change [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 230(Part B): 120833.

(编辑 刘杨 陶晴)