

DOI: 10.19666/j.rlfed.202312175

# 超临界二氧化碳-高温热泵联合储能 发电系统设计及分析

章颖缤<sup>1,2</sup>, 周宇<sup>2</sup>, 刘琰<sup>2</sup>, 宓霄凌<sup>2</sup>, 徐超<sup>1</sup>

(1.华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京 102206;

2.浙江高晟光热发电技术研究院有限公司, 湖州 313002)

**[摘要]** 为解决可再生能源间歇性和波动性导致的电力供需不匹配问题, 提出了一种基于超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)循环和高温热泵的联合循环储能发电系统, 该系统是卡诺电池形式的一种创新探索。通过熔盐储热装置和水储冷装置实现能量交换, 有效联合了热泵循环加热过程和S-CO<sub>2</sub>循环发电过程, 获得了较高的储能发电系统往返效率。模拟计算了联合循环的典型工况参数和热力性能, 分析了S-CO<sub>2</sub>循环中主要参数对系统整体效率的影响。结果表明: 提高膨胀机入口温度有助于提高整体循环效率, 系统最优往返效率可达62.8%, 同时储热熔盐需求量减少; 提高主压缩机入口气体参数可使系统效率达到极限值, 超过该值后整体循环效率不再提高; 主再压缩机分流比为0.35时系统效率达到最优; 确定了S-CO<sub>2</sub>循环系统最佳运行工况, 比同工况下简单布雷顿系统往返效率高7.98%。

**[关键词]** 超临界二氧化碳; 高温热泵; 卡诺电池; 热力性能; 效率

**[引用本文格式]** 章颖缤, 周宇, 刘琰, 等. 超临界二氧化碳-高温热泵联合储能发电系统设计及分析[J]. 热力发电, 2024, 53(4): 53-62. ZHANG Haobin, ZHOU Yu, LIU Yan, et al. Design and analysis of a supercritical carbon dioxide and high-temperature heat pump combined energy storage and power generation system[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(4): 53-62.

## Design and analysis of a supercritical carbon dioxide and high-temperature heat pump combined energy storage and power generation system

ZHANG Haobin<sup>1,2</sup>, ZHOU Yu<sup>2</sup>, LIU Yan<sup>2</sup>, MI Xiaoling<sup>2</sup>, XU Chao<sup>1</sup>

(1.School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China;  
2.Zhejiang Gaosheng Concentrated Solar Power Research Institute Co., Ltd., Huzhou 313002, China)

**Abstract:** To address the mismatch between electricity supply and demand caused by the intermittency and fluctuation of renewable energy sources, a combined cycle energy storage and power generation system incorporating a closed supercritical carbon dioxide (S-CO<sub>2</sub>) cycle and a high-temperature heat pump is proposed, which is an innovative exploration of the Carnot battery form. Through energy exchange via molten salt heat storage and water cold storage devices, this system efficiently integrates the heating process of the heat pump cycle with power generation process of the S-CO<sub>2</sub> cycle, which achieves a favorable round-trip efficiency for the energy storage power generation system. Simulations are performed to calculate the typical operational parameters and thermodynamic performance of the combined cycle, and to analyze the influence of main parameters of the S-CO<sub>2</sub> cycle on the overall efficiency of the system. The results indicate that, increasing the inlet temperature of the expander aids in enhancing the overall cycle efficiency, achieving an optimal electrical-to-electrical efficiency of 62.8%, while reducing the demand for heat storage molten salt. Elevating the inlet gas parameters of the main compressor will lead the system efficiency to reach a peak value, beyond which the overall cycle efficiency no longer increases. The optimal bypass ratio for the main recompressor is 0.35, which allows the system to achieve optimal efficiency. The optimal operating conditions of the S-CO<sub>2</sub> cycle system are

收稿日期: 2023-12-14 网络首发日期: 2024-02-01

第一作者简介: 章颖缤(1976), 女, 博士, 高级工程师, 主要研究方向为新一代光热发电技术和储能技术, zhanghaobin@lvchutec.com。

通信作者简介: 徐超(1980), 男, 博士, 教授, 主要研究太阳能发电及中、高温储能换热技术等, mechxu@ncepu.edu.cn。

identified, offering an electrical-to-electrical efficiency that is 7.98% higher than a reversible Brayton system under the same conditions.

**Key words:** supercritical carbon dioxide; high-temperature heat pump; Carnot battery; thermodynamic performance; efficiency

《“十四五”可再生能源发展规划》明确指出,在“十四五”期间,我国可再生能源在一次能源消费增量中占比将超过 50%,可再生能源的持续发展将为我国实现“双碳”目标提供有力支持<sup>[1]</sup>。而可再生能源发电的间歇性与波动性对电网消纳提出了新的挑战<sup>[2]</sup>。为解决电能供需两端的不平衡,开发灵活、高效且经济的能量存储-利用系统尤为重要。目前常见的储能技术,如抽水储能、压缩空气储能和锂离子电池储能技术等,均可在一定程度上解决可再生能源电力消纳的问题<sup>[3-5]</sup>,但仍存在技术不够成熟、适用范围小、建设周期长、地理位置要求特殊等缺点<sup>[6-9]</sup>。一种新兴的大规模储能技术——卡诺电池逐渐被重视,其利用逆卡诺循环制热,将热量存储后利用卡诺循环进行发电。卡诺电池可实现大容量、长时储能,同时具有综合效率高、适用地理范围广等技术优点<sup>[10]</sup>,在新能源发电基地、区域储能中心和零碳工业园区等大规模储能需求场景具有广阔的应用前景。

卡诺电池工作过程包括电-热的蓄热循环和热-电的发电循环。根据热力循环的不同,可将卡诺电池分为基于朗肯循环的卡诺电池和基于布雷顿循环的卡诺电池 2 类。国内外学者针对卡诺电池的循环工质、工作效率及热力循环转化效率进行了广泛研究<sup>[11-13]</sup>。基于有机朗肯循环的卡诺电池储热温度一般较低(200 °C 以下),因此其储能效率偏低<sup>[14]</sup>;布雷顿循环主要以气体为工质,与传统蒸汽朗肯循环相比,具有更高的循环效率,但工质的工作温度较高,决定了其压缩机的设计制造难度较大<sup>[15]</sup>。超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)具有密度大、流动性强和能量密度高等特性,利用 S-CO<sub>2</sub> 作为工质的布雷顿循环卡诺电池可以在 550 °C 左右即获得较高的循环效率,因此 S-CO<sub>2</sub> 循环受到了广泛关注<sup>[16]</sup>。Dostal 等人<sup>[17]</sup>对 S-CO<sub>2</sub> 循环进行了多种布置形式改进,模拟计算了系统效率,得出优化后系统效率可达 53%。王广义等<sup>[18]</sup>利用 Simulink 平台搭建了 S-CO<sub>2</sub> 再压缩循环闭环动态仿真系统,探究了系统对热量与质量扰动的响应特性,得出热量和系统流量对循环效率的影响规律;同时, S-CO<sub>2</sub> 循环内的最高温度为 500~700 °C,这与太阳能发电系统的稳定控制温度相

匹配<sup>[11]</sup>,因此很适合与太阳能发电、熔盐储热技术耦合。周昊等<sup>[19]</sup>建立了一个基于 S-CO<sub>2</sub> 再压缩循环的模型,并针对该模型中的塔式太阳能光热系统进行了参数化分析,系统仿真分析结果显示,全年平均供能比率在 39.7% 左右。李恺<sup>[20]</sup>设计了 S-CO<sub>2</sub> 循环耦合太阳能光热发电系统,并对循环热力学参数进行了模拟计算,通过粒子群优化算法得出主压缩机入口温度和压力为 888.67 K 和 29.25 MPa 为最优运行参数,此时系统循环效率约为 45.3%。

与独立的卡诺电池系统相比,将热泵与之集成可进一步提高系统效率<sup>[21]</sup>。Xue 等人<sup>[22]</sup>对热泵-朗肯循环卡诺电池进行了参数分析,仿真计算了不同参数对系统往返效率和焓效率的影响,结果表明,废热温度的提升可有效提高系统往返效率(理想情况下可以达到 126%)。热泵的集成不仅可以应用在低温的朗肯循环中,随着超高温热泵的不断发展,将其应用至高温储热的布雷顿循环也是卡诺电池领域的研究热点之一,美国 Sandia 国家实验室、德国宇航中心等众多研发机构均在积极研究集成超高温热泵的布雷顿循环卡诺电池<sup>[23]</sup>。因此,利用 S-CO<sub>2</sub> 循环进行发电,联合高温热泵技术从低温热源汲取热量,建立联合循环储能发电系统,既可以提高系统效率,又能拓宽工程适用范围,对实现灵活、高效且经济的大规模、长时储能-发电系统有非常积极的意义。

本文提出了 S-CO<sub>2</sub> 循环发电-高温热泵制热联合循环储能发电系统。其中制热过程采用高温工质热泵循环,发电过程采用 S-CO<sub>2</sub> 循环。通过对系统进行建模分析,探究运行过程参数对系统效率的影响规律,获取联合循环中各系统的优化方向。此外,计算了系统的平准化度电成本,验证了商用推广的可行性。本文相关结论可为卡诺电池储能发电系统的设计和优化提供理论指导。

## 1 S-CO<sub>2</sub> 高温热泵联合循环系统

本文提出的分离式 S-CO<sub>2</sub>-高温热泵联合循环储能发电系统的原理如图 1 所示,系统主要由高温热泵循环、S-CO<sub>2</sub> 循环、熔盐储热装置和水储热装置组成。高温热泵与 S-CO<sub>2</sub> 循环的耦合通过高温储热装置——冷热盐罐、低温储热装置——冷热水罐

来完成，高温储热系统用来储存高温热泵中制出的高温热量，供给 S-CO<sub>2</sub> 循环发电，低温储热系统用来储存 S-CO<sub>2</sub> 循环中的废热，供给高温热泵系统低

温端吸热。系统中不能完全被利用的废热由 S-CO<sub>2</sub> 循环中配备的空冷岛排出。设计工况下各点的参数如表 1 所示。

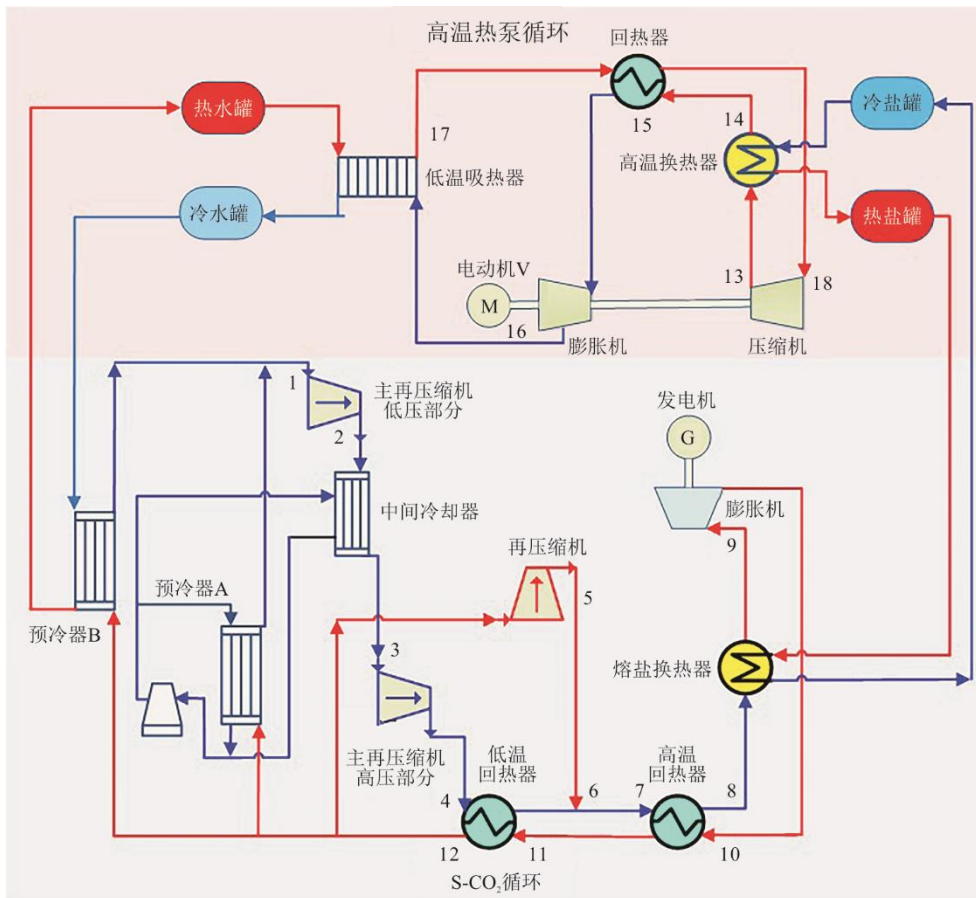


图 1 分离式 S-CO<sub>2</sub>-高温热泵联合循环储能发电系统原理

Fig.1 Principle of the separation S-CO<sub>2</sub>-high temperature heat pump combined cycle energy storage and power generation system

表 1 设计工况下各点参数

Tab.1 Parameters of each point under design condition

序号	压力/MPa	温度/℃	序号	压力/MPa	温度/℃
1	7.8	32	10	7.8	483
2	15.0	51	11	7.8	163
3	15.0	32	12	7.8	52
4	25.0	44	13	5.3	640
5	25.0	157	14	5.3	442
6	25.0	148	15	5.3	48
7	25.0	151	16	3.0	-12
8	25.0	422	17	3.0	32
9	25.0	620	18	3.0	432

当系统处于充电模式时，将过剩电力用高温热泵系统以热量的形式输送至熔盐储能罐储存起来。当系统处于放电模式时，通过 S-CO<sub>2</sub> 循环发电上网，解决电力供应问题。系统工作原理如下。

1) 高温热泵系统 从膨胀机内膨胀做功后的低温低压工质进入低温吸热器，被加热成为低压常温工质，再进入回热器中，被高温换热器中的低压高温工质加热至低压高温状态；接着进入压缩机，被压缩至高温高压状态；然后进入高温放热器中与高温熔盐储热介质换热；最后进入回热器完成循环。膨胀机与压缩机同轴直连，膨胀机做功抵消掉部分压缩机耗功，剩余压缩机耗功由电动机提供。

2) S-CO<sub>2</sub> 循环 CO<sub>2</sub> 从膨胀机内膨胀做功后依次进入高低回热器低压侧加热从压缩机出来的高压 CO<sub>2</sub>，随后分流，一股进入再压缩机被压缩至高温高压状态，一股继续分流进入预冷器 1 和预冷器 2，CO<sub>2</sub> 在预冷器 1 中被空冷岛冷却至 32℃，在预冷器 2 中被高温热泵的冷量冷却至 32℃，随后汇合进入主压缩机低压部分，经过中间冷却器冷却

至 32 °C 后进入主压缩机高压部分, 随后依次经过低、高温回热器和熔盐换热器完成多级吸热, 最终膨胀发电完成整个循环。

## 2 计算模型及评价指标

### 2.1 S-CO<sub>2</sub> 发电系统的计算模型

在 Aspen Plus 软件中建立热力系统模型, 通过稳态计算获取系统各点参数。假设如下:

1) 循环过程中各状态点均达到稳态, 忽略动能、势能和与大气环境的换热;

2) 忽略管道以及换热器中的压损。

各点 CO<sub>2</sub> 热物性参数均取自美国国家标准与技术研究院 (NIST) 的 CO<sub>2</sub> 物性数据库 REFPROP<sup>[24]</sup>, 循环状态点参数通过迭代确定。在计算过程中保证系统发电功率 50 MW, 通过改变 S-CO<sub>2</sub> 循环关键参数获取其他参数变化规律, 进而推算 S-CO<sub>2</sub> 发电循环和热泵系统循环效率、系统经济性等指标, 获得系统定性优化趋势。设计工况参数见表 2。

表 2 S-CO<sub>2</sub> 发电循环设计参数

Tab.2 Design parameters of S-CO<sub>2</sub> power generation cycle

参数	数值
主压缩机进口温度 $T_1/^\circ\text{C}$	32
主压缩机低压部分进口压力 $P_1/\text{MPa}$	7.8
主压缩机低压部分压比 $\alpha$	1.92
主压缩机高压部分出口压力 $P_4/\text{MPa}$	25
膨胀机入口温度 $T_9/^\circ\text{C}$	620
分流比 (再压缩机质量流量与主系统质量流量之比) $s_R$	0.7
主/再压缩机等熵效率 $\eta_C$	0.77
透平等熵效率 $\eta_T$	0.85
高温回热器最小端差 $\Delta T_{\text{HEX}}/(\text{min}\cdot^\circ\text{C}^{-1})$	12
低温回热器最小端差 $\Delta T_{\text{LHEX}}/(\text{min}\cdot^\circ\text{C}^{-1})$	8
预冷器最小端差 $\Delta T_{\text{pc}}/^\circ\text{C}$	10
中间冷却器最小端差 $\Delta T_{\text{mc}}/^\circ\text{C}$	10
熔盐换热器最小端差 $\Delta T_{\text{HEAT}}/^\circ\text{C}$	10
发电机效率 $\eta_G$	0.99
发电机发电功率 $Q_G/\text{MW}$	50

膨胀机等熵膨胀做功  $W_T$  过程:

$$W_T = \eta_T m (h_9 - h_{10s}) = m (h_9 - h_{10}) \quad (1)$$

$$\eta_T = (h_9 - h_{10}) / (h_9 - h_{10s}) \quad (2)$$

式中:  $m$  为质量流量;  $\eta_T$  为透平效率;  $h$  为理想焓值, 其下角标为图 1 能量转化过程中的对应节点。

主压缩机低压部分等熵压缩做功  $W_{\text{mcl}}$  过程:

$$W_{\text{mcl}} = m (h_{2s} - h_1) / \eta_C = m (h_2 - h_1) \quad (3)$$

$$\eta_C = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1) \quad (4)$$

主压缩机高压部分等熵压缩做功  $W_{\text{mch}}$  过程:

$$W_{\text{mch}} = m (h_{4s} - h_3) / \eta_C = m (h_4 - h_3) \quad (5)$$

$$\eta_C = (h_{4s} - h_3) / (h_4 - h_3) \quad (6)$$

再压缩机等熵压缩做功  $W_{\text{rc}}$  过程:

$$W_{\text{rc}} = m (h_{5s} - h_{12}) / \eta_C = m (h_5 - h_{12}) \quad (7)$$

$$\eta_C = (h_{5s} - h_{12}) / (h_5 - h_{12}) \quad (8)$$

熔盐换热器中换热量  $Q_H$ :

$$Q_H = m (h_9 - h_8) \quad (9)$$

循环效率  $\eta(\text{CO}_2)$ :

$$\eta(\text{CO}_2) = \frac{(W_T - W_{\text{mch}} - W_{\text{mcl}} - W_{\text{rc}}) \eta_G}{Q_H} \quad (10)$$

### 2.2 高温热泵系统的计算模型

采用 2.1 节中假设, 工质热物性参数同样取自 NIST 的物性数据库 REFPROP<sup>[25]</sup>。循环已知参数选取见表 3, 对循环各过程建模。

膨胀机等熵膨胀做功  $W_{\text{Tb}}$  过程:

$$W_{\text{Tb}} = \eta_{\text{Tb}} m (h_{15} - h_{16s}) = m (h_{15} - h_{16}) \quad (11)$$

$$\eta_{\text{Tb}} = (h_{15} - h_{16}) / (h_{15} - h_{16s}) \quad (12)$$

式中:  $h_{16s}$  代表 16 节点处的理想焓值, 下同。

压缩机压缩做功  $W_{\text{cp}}$  过程:

$$W_{\text{cp}} = m (h_{13s} - h_{18}) / \eta_{\text{cp}} = m (h_{13} - h_{18}) \quad (13)$$

$$\eta_{\text{cp}} = (h_{13s} - h_{18}) / (h_{13} - h_{18}) \quad (14)$$

高温放热器中换热量  $Q_{\text{hp}}$ :

$$Q_{\text{hp}} = m (h_{13} - h_{14}) \quad (15)$$

循环效率  $\eta_{\text{hp}}$ :

$$\eta_{\text{hp}} = Q_{\text{hp}} / (W_{\text{cp}} - W_{\text{Tb}}) / \eta_m \quad (16)$$

表 3 高温热泵循环设计参数

Tab.3 Design parameters of high temperature heat pump cycle

参数	数值
压缩机进口压力 $P_{18}/\text{MPa}$	3
回热器最小温差 $\Delta T_{\text{HEX}}/(\text{min}\cdot^\circ\text{C}^{-1})$	10
低温吸热器最小端差 $\Delta T_{\text{LHEAT}}/^\circ\text{C}$	10
高温放热器最小端差 $\Delta T_{\text{HHEAT}}/^\circ\text{C}$	10
压缩机等熵效率 $\eta_{\text{cp}}$	0.85
膨胀机等熵效率 $\eta_{\text{Tb}}$	0.92
电动机效率 $\eta_m$	0.99

### 2.3 系统评价指标

由于 S-CO<sub>2</sub> 循环与高温热泵高度耦合, 热力参数相互影响, 最终反映出的性能指标为联合循环储能发电系统的往返效率, 计算公式为:

$$\eta = \eta(\text{CO}_2) \eta_{\text{hp}} \quad (17)$$

### 2.4 模型有效性验证

为验证本文模型的准确性及仿真系统模拟布雷顿再压缩循环的可行性, 将同样输入条件下得到

的仿真结果与 Sandia 实验室的实验结果<sup>[24]</sup>进行对比, 结果见表 4。由表 4 可以看出, 各设备主要参数及系统循环效率数值接近, 证明本文所建仿真模型具有较高的静态精度。

表 4 SNL 测量值与本文模型对比 单位: kW  
Tab.4 Comparison between the SNL measured values and the model values in this paper

项目	SNL 测量值 <sup>[24]</sup> /kW	本文模拟值/kW	误差/%
热源功率	220	220.2	0.1
预冷器功率	206.6	206.4	-0.1
压缩机功率	7.3	7.2	-1.4
膨胀机功率	20.7	21.0	1.5
循环效率/%	6.1	6.3	3.3

表 5 高温热泵与 S-CO<sub>2</sub> 循环参数关系

Tab.5 The relationship between high temperature heat pump and S-CO<sub>2</sub> cycle parameters

S-CO <sub>2</sub> 循环	高温热泵循环	关系式
预冷器 CO <sub>2</sub> 侧入口温度 $T_{12}$	低温吸热器工质侧出口温度 $T_{17}$	$T_{17}=T_{12}-20$
熔盐换热器 CO <sub>2</sub> 侧入口温度 $T_8$	高温放热器工质侧出口温度 $T_{14}$	$T_{14}=T_8+20$
膨胀机入口温度 $T_9$	压缩机出口温度 $T_{13}$	$T_{13}=T_9+20$

### 3.1 膨胀机入口温度影响

高温热泵循环的压缩机出口温度是被动参数, 需通过调节压缩机进出口压力来实现其调节, 有 2 种方式: 1) 高温热泵循环压缩机进口压力确定, 调节高温热泵循环出口压力; 2) 高温热泵循环压缩机出口压力确定, 调节高温热泵循环进口压力。然而, 这 2 种调节方式对高温热泵效率的影响不同, 因此需要进行对比寻找较优调节方式。当 S-CO<sub>2</sub> 循环膨胀机入口温度从 520 °C 提升至 620 °C 时, 方式 1 的高温热泵效率从 1.389 降至 1.326, 方式 2 的高温热泵效率从 1.389 降至 1.325, 因此方式 1 对系统效率略有优势, 以下对比均采用该方式计算。

图 2 为系统各部分效率随 S-CO<sub>2</sub> 循环中膨胀机入口温度的变化情况。由图 2 可以看出: 随着膨胀机温度升高, S-CO<sub>2</sub> 循环效率增大; 膨胀机入口温度每升高 100 °C, S-CO<sub>2</sub> 循环效率平均增大 5.4%, 而高温热泵循环效率相应降低 8.4%, 但 S-CO<sub>2</sub> 循环的效率低于 50%, 对系统效率影响较大, 所以系统整体往返效率平均增大 4.6%。图 3 展示了储热温差随 S-CO<sub>2</sub> 循环膨胀机入口温度的变化情况。熔盐储热系统中熔盐量会对储热系统成本产生决定性影响, 因此探究熔盐用量变化对系统经济性的影响具有重要意义。熔盐用量主要由熔盐与 S-CO<sub>2</sub> 换热器热交换过程决定, 因为发电功率一定, 所以换热量  $Q$  与发电效率成反比。熔盐用量的计算方式为:

## 3 结果与讨论

运行工况变化直接影响系统性能, 本文主要讨论热力学参数对储能发电系统性能的影响, 其中设备性能参数为设定值。由于 S-CO<sub>2</sub> 循环中熔盐换热器、预冷器, 高温热泵循环中低温吸热器、高温放热器的端差为确定值, 因此 S-CO<sub>2</sub> 循环与高温热泵循环高度耦合。高温热泵循环中与 S-CO<sub>2</sub> 循环相关的热力学参数关系见表 5。S-CO<sub>2</sub> 循环一般易受膨胀机入口温度、压力, 主压缩机入口温度、压力等参数的影响<sup>[26]</sup>, 故对储能发电系统的整体性能针对以上参数进行单一变量分析。

$$m = \frac{3600 \times Q \times \tau}{c_p \times \Delta T} \quad (18)$$

式中:  $m$  为熔盐用量, t;  $Q$  为换热功率, MW;  $\tau$  为储热时长, h, 取值 8;  $c_p$  为熔盐比热容, kJ/(kg·K), 取值 1.5;  $\Delta T$  为熔盐储热温差, K。

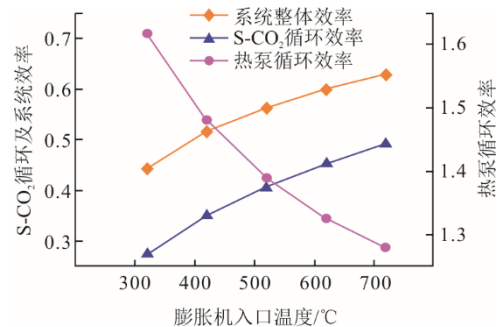


图 2 S-CO<sub>2</sub> 循环中膨胀机入口温度对系统及循环效率的影响  
Fig.2 Effect of inlet temperature of the expander in the S-CO<sub>2</sub> cycle on the system and cycle efficiencies

随着膨胀机入口温度升高, 冷、热盐罐中的储热介质温差增大, 所需储热熔盐量减少, 具体见表 6。在不考虑不同温度等级材料费用变化的影响下, 升高膨胀机入口温度可降低储热系统的投资额。

综上, S-CO<sub>2</sub> 循环中膨胀机入口温度变化会对系统效率产生明显影响, 同时会大幅改变冷、热熔盐罐之间的温差, 影响储热系统投资。在条件允许的情况下, 应尽量选择较高的膨胀机入口温度。

表 6 不同膨胀机入口温度下熔盐用量  
Tab.6 The molten salt usage at different expander inlet temperatures

膨胀机入口温度/°C	熔盐用量/t
720	7 074
620	7 868
520	9 015
420	10 756
320	14 223

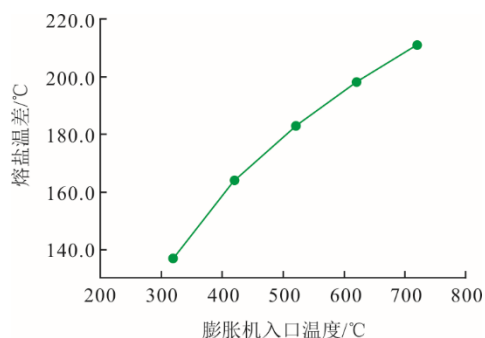


图 3 储热温差随膨胀机入口温度变化  
Fig.3 Change of thermal storage temperature difference with expander inlet temperature

### 3.2 膨胀机入口压力影响

为探究 S-CO<sub>2</sub> 循环中膨胀机入口压力对循环效率和系统整体性能的影响, 设定其他所有参数不变, 只改变膨胀机入口压力, 对比和分析各压力值下系统各部分性能变化, 结果如图 4 所示。由图 4 可以看出, 提高膨胀机入口压力对系统整体效率、S-CO<sub>2</sub> 及热泵循环效率均有积极影响, 但影响幅度有限, 变化幅度均在 2% 左右。

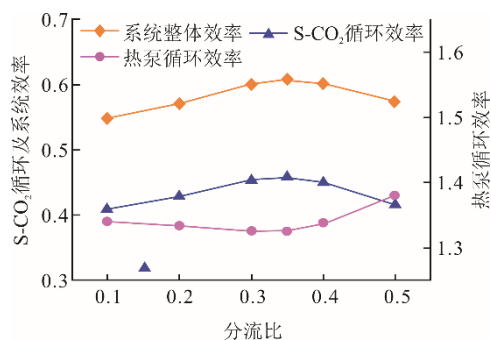


图 4 S-CO<sub>2</sub> 循环中膨胀机入口压力对系统及循环效率的影响  
Fig.4 Effect of inlet pressure of the expander in the S-CO<sub>2</sub> cycle on the system and cycle efficiencies

图 5 展示了储热温差随 S-CO<sub>2</sub> 循环膨胀机入口压力的变化情况。由图 5 可以看出, 储热温差随着 S-CO<sub>2</sub> 循环膨胀机入口压力的增大而增大, 但幅度有限, 仅有 11 °C。

综上, 在合理范围内改变 S-CO<sub>2</sub> 循环膨胀机入

口压力对系统效率和储能系统投资基本无影响。

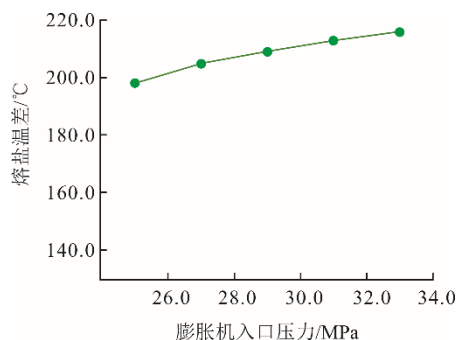


图 5 储热温差随膨胀机入口压力的变化  
Fig.5 Change of thermal storage temperature difference with the expander inlet pressure

### 3.3 主压缩机入口温度影响

随着 S-CO<sub>2</sub> 循环中主压缩机入口温度的升高, 各部分效率变化如图 6 所示。

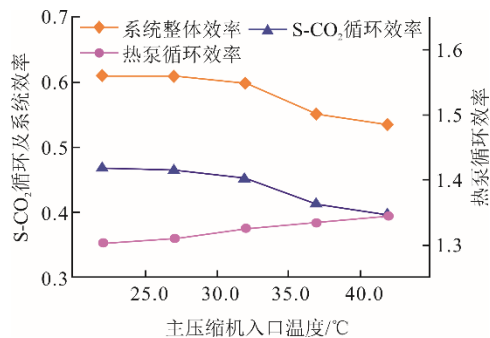


图 6 S-CO<sub>2</sub> 循环中主压缩机入口温度对系统及循环效率的影响

Fig.6 Effect of main compressor inlet temperature in the S-CO<sub>2</sub> cycle on the system and cycle efficiencies

由图 6 可知: 随主压缩机入口温度升高, S-CO<sub>2</sub> 循环效率逐渐降低, 尤其在 32~37 °C 范围内降低幅度较明显, 主要原因是在此温度范围内, S-CO<sub>2</sub> 的密度变化较为剧烈; 相比之下, 高温热泵循环的效率则呈线性增大, 这是因为随着主压缩机入口温度升高, 导致预冷器 CO<sub>2</sub> 侧入口温度随之升高, 从而使高温热泵低温吸热器工质侧出口温度也升高, 高温热泵可以利用更高的热源温度。系统的往返效率在 S-CO<sub>2</sub> 循环主压缩机入口温度为 22~27 °C 时效率较高 (可达 61%); 当主压缩机入口温度从 22 °C 提升至 42 °C 时, 储热温差从 200 °C 降至 195 °C, 对储热系统投资的影响基本可以忽略, 如图 7 所示。

综上, 设定 S-CO<sub>2</sub> 循环主压缩机入口温度 22~27 °C, 可使系统往返效率处于较高区间, 同时对储热系统投资基本不造成影响。

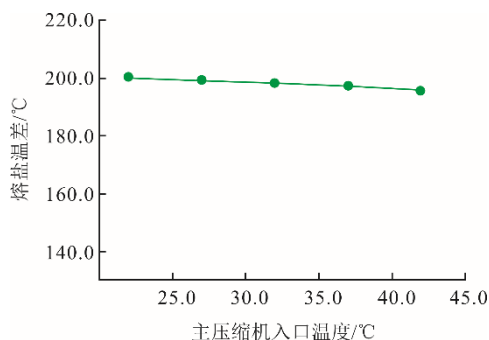


图7 储热温差随主压缩机入口温度的变化

Fig.7 Change of thermal storage temperature difference with the main compressor inlet temperature

### 3.4 主压缩机入口压力的影响

随着 S-CO<sub>2</sub> 循环中主压缩机入口压力的升高, 系统各部分效率变化如图 8 所示。由图 8 可以看出: 随主压缩机入口压力升高, S-CO<sub>2</sub> 循环效率逐渐增大, 尤其在 7.4~7.6 MPa 范围内增大幅度明显, 主要原因是在此范围内, S-CO<sub>2</sub> 的密度迅速从 314.99 kg/m<sup>3</sup> 增大至 557.50 kg/m<sup>3</sup>, 从而降低了压缩机耗功; 相比之下, 高温热泵循环效率则缓慢降低; 储能发电系统的往返效率在 S-CO<sub>2</sub> 循环主压缩机入口压力为 8.2 MPa 时达到最大值 60.4%。

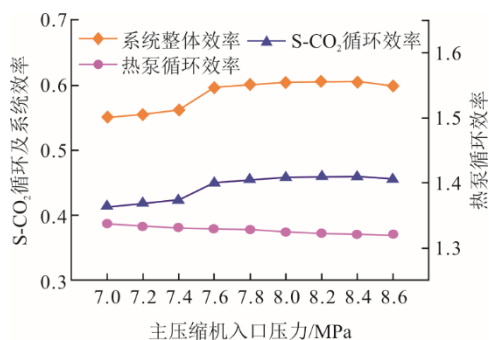
图8 S-CO<sub>2</sub> 循环中主压缩机入口压力对系统及循环效率的影响Fig.8 Effect of main compressor inlet pressure in the S-CO<sub>2</sub> cycle on the system and cycle efficiencies

图 9 展示了储热温差随 S-CO<sub>2</sub> 循环主压缩机入口压力的变化情况。由图 9 可知, 储热温差随 S-CO<sub>2</sub> 循环的主压缩机入口压力增大而降低, 最大降低幅度为 24 °C, 影响程度较小。

综上, 设定 S-CO<sub>2</sub> 循环主压缩机入口压力在 8.0~8.4 MPa 可使系统往返效率处于较高水平区间, 同时对熔盐储热系统投资影响不大。

### 3.5 S-CO<sub>2</sub> 循环再压缩分流比影响

在 S-CO<sub>2</sub> 循环中, 改变分流比会对循环发电效率产生显著影响, 尤其是再压缩机质量流量和主再压缩

机耗功。保持其他参数不变, 仅调节分流比, 得到分流比对系统各部效率的影响, 具体如图 10 所示。

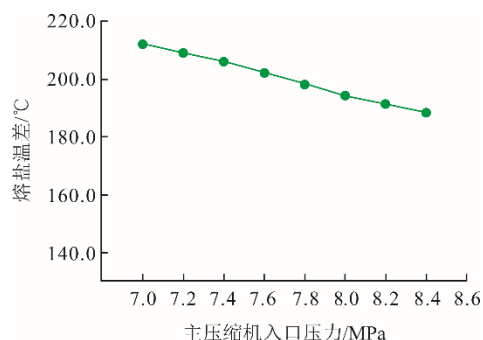
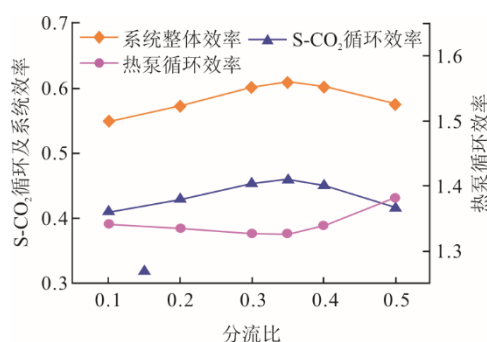


图9 熔盐温差随压缩机入口压力的变化

Fig.9 Variation of molten salt temperature difference with the compressor inlet pressure

图10 S-CO<sub>2</sub> 循环中再压缩分流比对系统及循环效率的影响  
Fig.10 Effect of recompression split ratio in the S-CO<sub>2</sub> cycle on the system and cycle efficiencies

由图 10 可以看出, 随着分流比的增大, S-CO<sub>2</sub> 循环效率呈先增大后减小的趋势, 这是由主、再压缩机功耗和熔盐换热器换热功率变化共同决定的。在分流比达到 0.35 之前, 主再压缩机耗功增加不明显, 而 S-CO<sub>2</sub> 在熔盐换热器中吸热功率明显降低, 因此 S-CO<sub>2</sub> 循环效率随分流比的增加而增加。当分流比达到 0.35 之后, 继续增加分流比, 主再压缩机耗功大幅增加, 此时, 熔盐换热器换热功率对系统效率的影响不再占主导, S-CO<sub>2</sub> 循环效率逐渐降低。

对于高温热泵循环, 随着分流比的增加: 熔盐换热器 CO<sub>2</sub> 侧进口温度不断升高, 导致高温热泵循环放热侧出口温度也持续升高; 同时, S-CO<sub>2</sub> 循环预冷器进口温度也不断上升, 使得高温热泵循环吸热侧温度逐渐升高。根据理想逆卡诺循环制热效率计算公式可知, 高温热泵循环制热效率呈先降低后升高的趋势。

在 2 种循环综合作用下, 储能发电系统往返效率随分流比的增大呈先升高后降低的趋势, 在分流比为 0.35 时达到最大值 60.8%。

图 11 给出了储热温差随 S-CO<sub>2</sub> 循环再压缩分流比的变化。由图 11 可知, 熔盐储热温差随循环分流比的增大而降低。在储能发电系统往返效率达到最高时, 分流比为 0.35, 此时熔盐温差为 191 °C, 仍处于较高水平。

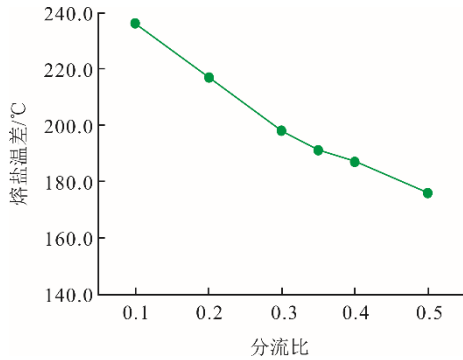


图 11 储热温差随 S-CO<sub>2</sub> 循环再压缩分流比的变化  
Fig.11 Variation of thermal storage temperature difference with the S-CO<sub>2</sub> cycle recompression bypass ratio

综上, 设定主再压缩机分流比为 0.35 对系统往返效率和储热系统投资均是较优选择。

### 3.6 系统效率对比

选取简单布雷顿循环系统进行对比, 结果如图 12 所示。布雷顿循环系统的特点是在充放电阶段膨胀机与压缩机的功能互换。其工艺流程分为充电过程与放电过程: 在充电过程中, 低温低压工质经压缩后变为高温高压工质, 进入储热罐中将热量释放, 经过冷却后, 进入膨胀机, 随后将冷量储存在储冷罐中, 进入压缩机进行下一个循环; 在放电过程中, 低温低压工质经压缩后进入冷却器, 冷却至一定温度后进入储热罐中吸收热量, 进入膨胀机发电做功, 随后进入储冷罐中吸收冷量, 温度降低后进入压缩机, 进行下一个循环。

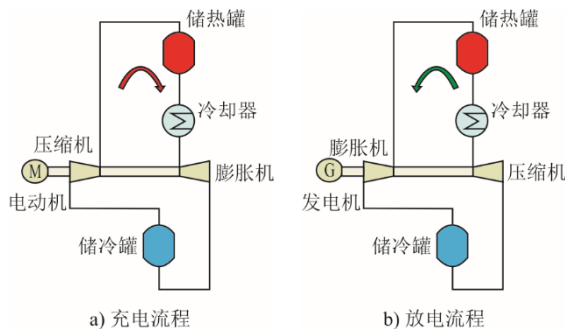


图 12 简单布雷顿循环系统示意  
Fig.12 Schematic diagram of a simple reversible Brayton cycle system

充放电过程中, 该简单布雷顿循环计算过程参数如表 7 所示。根据上文分析结论, 并结合目前实际技术水平, 选定工况参数为: S-CO<sub>2</sub> 循环膨胀机入口温度 620 °C、入口压力 25 MPa, 主压缩机入口温度 27 °C、入口压力 8.2 MPa, 主再压缩机分流比 0.35。经计算可知在此工况下 S-CO<sub>2</sub> 循环效率 45.7%, 热泵循环效率 1.33, 储能发电系统往返效率 60.1%, 该工况亦是本文所设计储能发电系统最优运行工况。相同工况下对简单布雷顿循环系统进行模拟计算, 得到其系统效率为 52.02%。

表 7 简单布雷顿循环参数  
Tab.7 Parameters of the simple Brayton cycle

循环参数	充电过程	放电过程
压缩机入口压力 $P_{cin}/\text{MPa}$	0.1	0.1
压缩机出口压力 $P_{cout}/\text{MPa}$	0.272	0.405
压缩机入口温度 $T_{cin}/^\circ\text{C}$	385	-36
压缩机出口温度 $T_{cout}/^\circ\text{C}$	620	-116
压缩机等熵效率	0.85	0.77
冷却器出口温度 $T/^\circ\text{C}$	75	75
膨胀机入口压力 $P_{in}/\text{MPa}$	0.272	0.405
膨胀机出口压力 $P_{tout}/\text{MPa}$	0.1	0.1
膨胀机入口温度 $T_{in}/^\circ\text{C}$	35	620
膨胀机出口温度 $T_{tout}/^\circ\text{C}$	-36	385
膨胀机等熵效率	0.92	0.85
电动机效率	0.99	0.99

综上可知, 本文所设计 S-CO<sub>2</sub>-高温热泵联合循环储能发电系统可减小储能发电系统设计、制造难度, 同时具有较高的系统往返效率。

## 4 经济性分析

经济评估是系统实现商业落地的基本步骤, 按照 100 MW 储能电站规模, 每日充、放电 1 次, 各 4 h, 全年工作 300 天边界条件, 对储能电站平准化度电成本  $C_{LCOE}$  进行估算。

$$C_{LCOE} = \frac{C_{CRF} \times C_{tot} + C_{om} + C_e}{E_{annual}} \quad (19)$$

$$C_{CRF} = \frac{k(1+k)^n}{(1+k)^n - 1} \quad (20)$$

式中:  $C_{tot}$  为系统的总投资成本, 包括主要设备成本、辅助设备成本以及安装成本等, 元;  $C_{om}$  为电站年度运行费用, 元;  $C_e$  为购电成本, 元;  $E_{annual}$  为储能电站年发电量, kW·h;  $C_{CRF}$  为投资回收系数;  $k$  为折现率, 考虑到当前央企能源企业的融资成本在 4%~5%, 取 6% 作为折现率;  $n$  为主要设备寿命, 预计使用期限为 30 年。

根据相关工程经验及设备、材料询价经验,整理得到表8。

表8 经济分析参数表  
Tab.8 Economic analysis parameters

项目	数值	
高温热泵系统	2.37	
S-CO <sub>2</sub> 发电系统	3.53	
固定资产投资/亿元	储热系统	1.20
	储冷系统	0.05
	其他	2.10
	总计	9.25
电站年度运行费用 $C_{om}$	2% $C_{tot}$ <sup>[27]</sup>	
参数	折现率 $k$	6% <sup>[27]</sup>
	主要设备寿命 $n$	30 <sup>[27]</sup>

经计算可得,在不计购电成本时,本系统平准化度电成本  $C_{LCOE}$  为 0.71 元/(kW·h),若按照青海省2023年8月工商业低谷电价 0.31 元计算,本系统平准化度电成本  $C_{LCOE}$  为 1.02 元/(kW·h)。

对储能电站进行经济性分析时,其收益模型还包括作为第三方主体参与电力辅助服务获取补贴、按照商业储能电站进行峰谷电价套利,这2种盈利模式均可获得更高的度电收益。在此仅将其作为独立储能电站进行发电成本估算,得到储能电站平准化度电成本  $C_{LCOE}$  为 1.02 元/(kW·h)。对比多种储能技术,本系统平准化度电成本高于抽水蓄能,与压缩空气储能<sup>[28]</sup>基本持平。虽然上述计算模型是简化计算,部分成本如应急、保险等未作考虑,但足以说明 S-CO<sub>2</sub> 热泵联合循环储能发电系统具有良好的商业应用前景

## 5 结 论

1) 当 S-CO<sub>2</sub> 循环中膨胀机入口参数升高时,储能发电系统的往返效率会随之升高,其中膨胀机入口温度对循环效率及储热温差的影响在所有参数中最明显,而入口压力的变化影响较小。在入口温度 720 °C 时可达系统最高往返效率 62.8%,同时熔盐储热温差可达 211 °C,可减少熔盐用量,降低储能介质成本。

2) 维持 S-CO<sub>2</sub> 循环中主压缩机入口温度处于较低水平 22~27 °C,入口压力处于 8.2~8.4 MPa,可使储能发电系统往返效率处于较高水平,最高可达 61.3%。主压缩机入口参数对熔盐温差影响较小。

3) 提高再压缩机分流比,储能发电系统往返效率先升高后降低,分流比取 0.35 时,系统整体效

率可达最高,同时熔盐储热温差(191 °C)仍较高。

4) 考虑目前实际技术水平,本文所设计联合循环储能发电系统最佳运行工况为:S-CO<sub>2</sub> 循环膨胀机入口温度 620 °C、膨胀机入口压力 25 MPa、主压缩机入口温度 27 °C、主压缩机入口压力 8.2 MPa、主再压缩机分流比 0.35。在此工况下储能发电系统往返效率可达 60.1%,对比同样工况下简单布雷顿系统,整体效率高 7.98%。

5) 经简单经济模型计算,按照购电成本 0.31 元/(kW·h),系统平准化度电成本  $C_{LCOE}$  为 1.02 元/(kW·h),具备良好的商用推广应用前景。

## [参 考 文 献]

- [1] 史丹.“双碳”目标下,“十四五”能源发展的新特征与新要求[J]. 中国能源, 2021, 43(8): 33-38.  
SHI Dan. New features and new requirements for energy development in the “14th Five-Year Plan” under the “dual carbon” goal[J]. China Energy, 2021, 43(8): 33-38.
- [2] LI J, LIU F, LI Z, et al. Grid-side flexibility of power systems in integrating large-scale renewable generations: a critical review on concepts, formulations and solution approaches[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 93(10): 272-284.
- [3] 张良, 郑丽冬, 冷祥彪, 等. 基于灰狼算法的风-光-抽水蓄能联合系统多目标优化策略研究[J/OL]. 上海交通大学学报: 1-24[2024-04-11]. https://doi.org/10.16183/j.cnki.jsjtu.2023.049.  
ZHANG Liang, ZHENG Lidong, LENG Xiangbiao, et al. Research on multi-objective optimization strategy of wind-photovoltaic-pumped storage combined system based on gray wolf algorithm[J/OL]. Journal of Shanghai Jiao Tong University: 1-24[2024-04-11]. https://doi.org/10.16183/j.cnki.jsjtu.2023.049.
- [4] 韩中合, 胡庆亚, 李鹏. 基于压缩空气储能的 CCHP 系统特性研究[J]. 太阳能学报, 2022, 43(10): 409-415.  
HAN Zhonghe, HU Qingya, LI Peng. Characteristics study of CCHP system based on compressed air energy storage[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2022, 43(10): 409-415.
- [5] 李晋, 王青松, 孔得朋, 等. 锂离子电池储能安全评价研究进展[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(7): 2282-2301.  
LI Jin, WANG Qingsong, KONG Depeng, et al. Research progress on safety evaluation of lithium-ion battery energy storage[J]. Energy Storage Science and Technology, 2023, 12(7): 2282-2301.
- [6] 滕军, 吴新平, 吴林波, 等. 海水抽水蓄能电站设计关键技术问题研讨[J]. 中国农村水利水电, 2022(1): 159-162.  
TENG Jun, WU Xinping, WU Linbo, et al. Research on the key technical problems in designing seawater pumped storage power stations[J]. China Rural Water and Hydropower, 2022(1): 159-162.
- [7] 陈海生, 李泓, 马文涛, 等. 2021 年中国储能技术研究进展[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(3): 1052-1076.  
CHEN Haisheng, LI Hong, MA Wentao, et al. Research progress of energy storage technology in China in 2021[J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(3): 1052-1076.

- [8] 王维坤, 王安邦, 金朝庆. 锂硫电池的实用化挑战[J]. 储能科学与技术, 2020, 9(2): 593-597.  
WANG Weikun, WANG Anbang, JIN Zhaoqing. Challenges on practicalization of lithium sulfur batteries[J]. Energy Storage Science and Technology, 2020, 9(2): 593-597.
- [9] LIU S Q, WANG B Y, ZHANG X, et al. Reviving the lithium manganese-based layered oxide cathodes for lithium-ion batteries[J]. Matter, 2021, 4(5): 1511-1527.
- [10] BENATO A, STOPPATO A, MIRANDOLA A. State-of-the-art and future development of sensible heat thermal electricity storage systems[J]. International Journal of Heat and Technology, 2017, 35(Special Issue 1): 244-251.
- [11] FARRÉS-ANTUNEZ P, XUE H, WHITE A J, et al. Thermodynamic analysis and optimisation of a combined liquid air and pumped thermal energy storage cycle[J]. Journal of Energy Storage, 2018, 18: 90-102.
- [12] 赵永亮, 王朝阳, 刘明, 等. 基于跨临界循环的卡诺电池储能系统构型优化[J]. 工程热物理学报, 2021, 42(7): 1659-1666.  
ZHAO Yongliang, WANG Chaoyang, LIU Ming, et al. Configuration optimization of Carnot battery energy storage system based on transcritical cycle[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2021, 42(7): 1659-1666.
- [13] MCTIGUE J, FARRÉS-ANTUNEZ P, ELLINGWOOD K, et al. Pumped Thermal Electricity storage with supercritical CO<sub>2</sub> cycles and solar heat input[C]//Proceedings of the 2019 Solar Power and Chemical Energy Systems Conference (Solar PACES), Daegu, 2019: 1-11.
- [14] ARPAGAUS C, BLESS F, UHLMANN M, et al. High temperature heat pumps: market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials[J]. Energy, 2018, 152: 985-1010.
- [15] STEINMANN W D, JOCKENHÖFER H, BAUER D. Thermodynamic analysis of high temperature Carnot battery concepts[J]. Energy Technology, 2020, 8(3): 1900895.
- [16] 纪宇轩, 邢凯翔, 岑可法, 等. 超临界二氧化碳布雷顿循环研究进展[J]. 动力工程学报, 2022, 42(1): 1-9.  
JI Yuxuan, XING Kaixiang, CEN Kefa, et al. Research progress on supercritical carbon dioxide Brayton cycles[J]. Journal of Power Engineering, 2022, 42(1): 1-9.
- [17] DOSTAL V, HEJZLAR P, DRISCOLL M J, et al. High-performance supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors[J]. Nuclear Technology, 2006, 154(3): 265-282.
- [18] 王广义, 杨竹强, 张博. 超临界二氧化碳再压缩布雷顿循环系统动态特性研究[J]. 热科学与技术, 2023, 22(3): 290-299.  
WANG Guangyi, YANG Zhuqiang, ZHANG Bo. Research on dynamic characteristics of supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton cycle system[J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2023, 22(3): 290-299.
- [19] 周昊, 裘闰超, 李亚威. 基于超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿再压缩循环的塔式太阳能光热系统关键参数的研究[J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(5): 4451-4458.  
ZHOU Hao, QIU Runchao, LI Yawei. Study on key parameters of tower solar thermal power system based on supercritical CO<sub>2</sub> recompression cycle[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(5): 4451-4458.
- [20] 李恺. 基于超临界二氧化碳布雷顿循环的塔式太阳能发电系统设计与研究[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2022: 22.  
LI Kai. Design and research of tower solar thermal power generation system based on supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiaotong University, 2022: 22.
- [21] WEITZER M, MÜLLER D, STEGER D, et al. Organic flash cycles in Rankine-based Carnot batteries with large storage temperature spreads[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 255: 115323.
- [22] XUE X J, ZHAO Y, ZHAO C Y. Multi-criteria thermodynamic analysis of pumped-thermal electricity storage with thermal integration and application in electric peak shaving of coal-fired power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 258: 115502.
- [23] DUMONT O, FRATE G F, PILLAI A, et al. Carnot battery technology: a state-of-the-art review[J]. Journal of Energy Storage, 2020, 32: 101756.
- [24] WRIGHT S A, CONBOY T M, PARMA E J, et al. Summary of the Sandia supercritical CO<sub>2</sub> development program[R]. SAND2011-3375C, 2011.
- [25] LEMMON E, HUBER M, MCLINDEN M. NIST standard reference database 23: reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, Version 9.1[DB/OL]. Gaithersburg, MD: National Institute of Standards and Technology. (2013-05-07)[2023-12-01]. [https://tsapps.nist.gov/publication/get\\_pdf.cfm?pub\\_id=912382](https://tsapps.nist.gov/publication/get_pdf.cfm?pub_id=912382).
- [26] 康佳垚. 超临界二氧化碳布雷顿循环发电机组建模与仿真研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2021: 1.  
KANG Jiayao. Modeling and simulation research on supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle power generation unit[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2021: 1.
- [27] 王雪. 超临界二氧化碳燃煤发电系统设计及经济性分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2022: 1.  
WANG Xue. Design and economic analysis of supercritical carbon dioxide coal-fired power generation system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2022: 1.
- [28] 文军, 刘楠, 裴杰, 等. 储能技术全生命周期度电成本分析[J]. 热力发电, 2021, 50(8): 24-29.  
WEN Jun, LIU Nan, PEI Jie, et al. Life cycle cost analysis for energy storage technology[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(8): 24-29.

(责任编辑 李园)