

DOI: 10.19666/j.rlfd.202304059

火电厂热电联产机组与液态 CO₂ 储能耦合系统热力性能分析

王 妍^{1,2}, 王 洋³, 吕 凯^{1,2}, 郑 郝³, 金 森³, 俞 骏³,
邹 莹⁴, 马汀山^{1,2}

(1.西安热工研究院有限公司, 陕西 西安 710054; 2.西安西热节能技术有限公司, 陕西 西安 710054;
3.中国华能集团有限公司, 北京 100031; 4.西安交通大学外语学院, 陕西 西安 710049)

[摘 要] 煤电机组耦合储能系统可以提升机组的调峰能力。为提高热电联产机组的热电解耦能力, 提出一种火电厂热电联产机组与液态 CO₂ 储能耦合系统。该系统利用凝结水收集储能过程中 CO₂ 压缩热, 并与供热抽汽共同向用户供热, 同时利用供热抽汽预热释能过程中膨胀机入口 CO₂。基于建立的系统热力学模型, 以耦合系统热效率、炯效率和储能系统电-电效率为评价指标, 开展了系统热力性能分析。敏感性分析结果表明: 增大膨胀机入口温度和释能压力都可以获得更高的系统炯效率和电-电效率; 增大储能压力可以获得更高的系统热效率, 炯效率则先升高后降低。在设定参数下对相应 CO₂ 储能系统进行参数优化。结果表明: 当储能压力约为 10.5 MPa、释能压力约为 18.0 MPa 时, 耦合系统取得最优炯效率为 64.92%。

[关 键 词] 热电联产; 液态 CO₂ 储能; 热力性能分析; 参数优化

[引用本文格式] 王妍, 王洋, 吕凯, 等. 火电厂热电联产机组与液态 CO₂ 储能耦合系统热力性能分析[J]. 热力发电, 2023, 52(8): 40-50. WANG Yan, WANG Yang, LYU Kai, et al. Thermal performance analysis of the coupled system of cogeneration unit and liquid carbon dioxide energy storage system[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(8): 40-50.

Thermal performance analysis of the coupled system of cogeneration unit and liquid carbon dioxide energy storage system

WANG Yan^{1,2}, WANG Yang³, LYU Kai^{1,2}, ZHENG Hao³, JIN Sen³, YU Jun³,
ZOU Ying⁴, MA Tingshan^{1,2}

(1.Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China; 2.Xi'an TPRI Energy Conservation Technology Co., Ltd., Xi'an 710054, China;
3.China Huaneng Group Co., Ltd., Beijing 100031, China; 4.School of Foreign Studies, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Coupled with the energy storage system can improve the peak shaving capacity of the thermal power unit. To improve the thermoelectric decoupling ability of the combined heat and power unit, a coupled thermal power plant combined heat and power unit with liquid carbon dioxide energy storage system is proposed. The system utilizes the condensate to recover the compression heat of the carbon dioxide during the charge process, and supplies heat to the users together with the heating extraction steam. Besides, the heating extraction steam is employed to preheat the carbon dioxide of the expander inlet during the discharge process. Based on the established thermodynamic models, the thermal performance analysis of the coupled system was carried out with the thermal efficiency, exergy efficiency, and electricity storage efficiency as assessment criteria. The sensitivity analysis results indicate that increasing both the expander inlet temperature and the discharge pressure can obtain a higher system exergy efficiency and electricity storage efficiency; increasing the charge pressure results in a higher system thermal efficiency, while the exergy efficiency first increases and then decreases. The parameter optimization of the corresponding CO₂ energy storage system was carried out under the design parameters. Results show that when the charge pressure is 10.5 MPa and the discharge pressure is 18.0 MPa, the coupled system achieves the optimal efficiency of 64.92%.

收稿日期: 2023-04-18 网络首发日期: 2023-06-30

基金项目: 中国华能集团有限公司总部科技项目 (HNKJ21-H59)

Supported by: Science and Technology Project of China Huaneng Group Co., Ltd. (HNKJ21-H59)

第一作者简介: 王妍 (1991), 女, 硕士, 工程师, 主要研究方向为煤电机组节能减排、供热及灵活性技术, wangyanj@tpri.com.cn.

Key words: combined heat and power; liquid carbon dioxide energy storage; thermal performance analysis; parameter optimization

随着能源需求的不断增长,化石燃料资源日益短缺,加快构建新型低碳化电力系统已成为实现“碳达峰”与“碳中和”目标的必然选择,新能源电力的不断并网是实现电力系统低碳化转型的重要途径^[1-3]。自《可再生能源法》实施以来,中国可再生能源的开发利用和发展水平得到大幅度的提升^[4-5]。风能、太阳能作为当今最具有开发潜力的可再生能源,“风光”电站在装机规模和发电量上的发展最为显著^[6]。然而,风电、太阳能等新能源电力具有间歇性、波动性等不利因素,其大规模并网给电力系统的稳定性维护带来了巨大挑战。因此,需要大力发展大规模储能技术或提升煤电机组的调节能力,以提升电力系统灵活性^[7-8]。在煤电机组自身潜力挖掘的基础上,耦合储能系统可以进一步拓宽电、热负荷运行范围,提升机组的调峰能力。

现阶段已经实现商业应用的大规模储能技术主要有抽水储能和压缩空气储能。其中,抽水储能(pumped hydro storage, PHS)最为成熟,但受地理条件与建设周期等限制,不适用于与煤电机组协调运行^[9];压缩空气储能(compressed air energy storage, CAES)因污染低、效率高、寿命长等优点,是助力煤电机组极宽范围运行适用性更高的一种大规模储能系统^[10]。然而,传统 CAES 没有有效利用压缩热并依赖于化石燃料,绝热式压缩空气储能系统(AA-CAES)需要巨大的气体储藏库,液态空气储能(LAES)受空气临界温度太低(约为 $-140.6\text{ }^{\circ}\text{C}$)约束难以液化^[11-12]。

与空气相比,CO₂具有更好的热物性,其临界参数为 $31\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 7.377 MPa ,易于液化储存,同时超临界 CO₂ 动力循环具有良好的传热特性,近年来受到广泛关注^[13-15]。此外,碳捕集与封存(carbon capture and storage, CCS)技术使各种工业过程中封存的 CO₂ 得以循环利用,对节能减排具有重要意义^[16]。鉴于上述优点,使用 CO₂ 替代空气作为工作流体的储能系统具有很大的发展前景。

压缩 CO₂ 储能(compressed carbon dioxide energy storage, CCES)系统是基于 CAES 系统的一种新型物理储能技术,对压缩热进行了回收利用,避免了对化石燃料的依赖^[17]。根据膨胀机出口压力是否高于临界压力,CCES 系统可具体分为超临界 CO₂ 储能(SC-CCES)和跨临界 CO₂ 储能(TC-CCES)

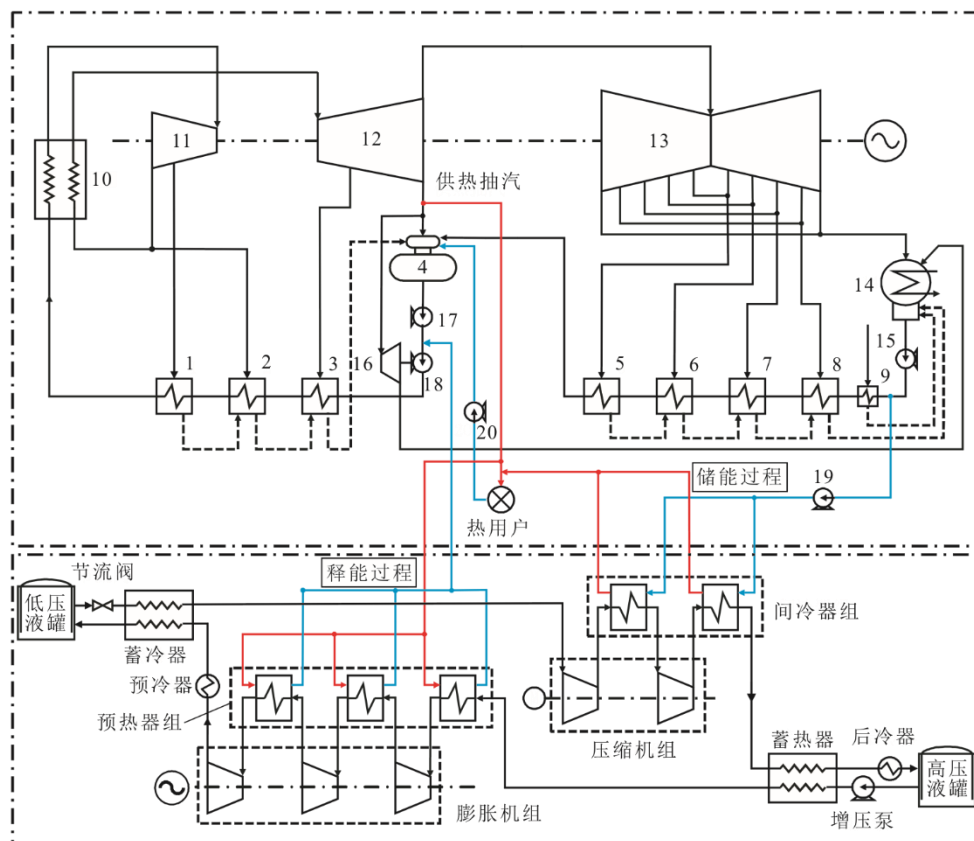
系统。李乐璇等^[18]分别对 SC-CCES 系统进行了传统焓分析和先进焓分析,分析结果表明压缩机和膨胀机是焓损失最大的 2 个环节,并且具有最高的可避免焓损。李玉平等^[19]对 TC-CCES 系统进行了敏感性分析,揭示了关键参数对系统性能的影响,并通过系统热力性能优化获得了最佳效率,同时通过焓分析研究了系统各环节的焓损及原因。

为了进一步提高系统能量密度,国内外学者将高压侧与低压侧的 CO₂ 均以液态形式储存,开发出一种新型液态 CO₂ 储能(liquid carbon dioxide energy storage, LCES)系统。Wang 等人^[11]提出了一种利用有机朗肯循环(organic Rankine cycle, ORC)回收余热的 LCES 系统,分析结果表明该系统循环效率可达 56.64% ,高于其他 CO₂ 储能系统。Liu 等人^[20]设计了一种利用余热提高膨胀机入口温度的新型 LCES 系统,其中余热可以从地热能、太阳能等多种常见的可再生清洁能源中获得。Chae 等人^[21]评估了将 LCES 系统集成到火电厂蒸汽循环上的可行性,该系统循环效率可达 46% ,能量密度可达 $36\text{ (kW}\cdot\text{h)/m}^3$,但缺陷是没有合理利用压缩热。严晓生等^[22]提出了利用小汽轮机和电动机驱动的 LCES 系统与火电机组耦合的方案,通过热力学对比分析确立了最佳耦合方案。

综上,本文提出了一种火电厂热电联产机组与 LCES 的耦合系统,利用储能系统提升热电联产机组的热电解耦能力。基于热电联产机组和 LCES 系统的运行特征,建立了相关热力学模型,通过敏感性分析揭示了关键运行参数对耦合系统热力性能的影响,并采用焓效率为优化目标对相应 LCES 系统进行了参数优化。研究结果可为热电联产机组的灵活性改造提供参考。

1 系统概述

本文提出的火电厂热电联产机组与 LCES 耦合系统示意如图 1 所示,包括热电联产单元和 LCES 单元。其中热电联产单元采用典型亚临界 330 MW 中间再热式机组,供热抽汽取自中压缸排汽,回热系统采用三高四低一除氧;LCES 单元采用 2 级压缩和 3 级膨胀,主要由压缩机组、膨胀机组、间冷器组、预热器组、冷却器、稳压阀、蓄热/冷器、高/低压储罐等部件构成。



1~3—1~3号高压加热器；4—除氧器；5~8—5~8号低压加热器；9—轴封冷却器；10—锅炉；11—高压缸；12—中压缸；13—低压缸；14—凝汽器；15—凝结水泵；16—给水泵汽轮机；17—前置泵；18—主给水泵；19—抽水泵；20—回水泵。

图1 热电联产机组与LCES耦合系统示意

Fig.1 Schematic diagram of the coupled system of cogeneration unit and LCES

耦合系统的工作原理可以分为储能和释能2个工作过程：

1) 夜晚用户所需电负荷较低，而热负荷较高，此时储能过程开启。低压液罐中的 CO_2 经节流阀降至恒压后，将冷能储存在蓄冷器中并气化，由热电联产单元富余电能驱动压缩机将低压气态 CO_2 压缩至高压高温状态；产生的压缩热在间冷器中被热电联产单元的凝结水收集后与供热抽汽共同向用户供热；间冷器出口 CO_2 的余热被蓄热器回收，最终经后冷器液化并储存于高压液罐中。

2) 白天用户所需电负荷较高，而热负荷较低，此时释能过程开启。高压液罐中的 CO_2 经增压泵增压后，吸收储存在蓄热器中的余热并气化；供热抽汽继续将 CO_2 预热至超临界状态，随后进入膨胀机膨胀做功，共同向用户供电； CO_2 乏气经预冷器初步冷却后，在蓄冷器中吸收储能阶段储存的冷量并液化，最终储存于低压储罐中。

2 模型与方法

本文利用 MATLAB 软件设计系统仿真程序，

查询 REFPROP 10.0 软件^[23]获得所需的工作流体热物性参数。为简化系统模型，做出如下假设：1) 系统处于稳态流动状态；2) 对于 LCES 单元，元件与管道的压降和热损失可以忽略不计；3) 工质节流前后焓值不变；4) 高/低压储罐的温度和压力恒定；5) 储释能过程时长相同；6) 为了匹配系统实际运行场景，分别取储能过程热电联产单元锅炉吸热量为 30% 额定抽汽工况下独立热电联产机组的锅炉吸热量，释能阶段热电联产单元锅炉吸热量为额定抽汽工况下独立热电联产机组的锅炉吸热量，释能阶段 LCES 单元膨胀机组输出功率为 10% 热电联产机组发电机功率^[7]。

2.1 LCES 系统模型

2.1.1 压缩机模型

压缩机的等熵效率 η_c 定义为^[24]：

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

式中： $h_{c,i,in}$ 、 $h_{c,i,out}$ 分别为第 i 级压缩机入口、出口 CO_2 焓值， kJ/kg ； $h_{c,i,s,out}$ 为等熵过程中第 i 级压缩

机出口 CO₂ 焓值, kJ/kg。

第 i 级压缩机所消耗的压缩功率 $W_{c,i}$ 为^[24]:

$$W_{c,i} = m_{\text{char}}(h_{c,i,\text{out}} - h_{c,i,\text{in}}) \quad (2)$$

式中: m_{char} 为储能阶段 CO₂ 的质量流量, kg/s。

压缩机组消耗的总功率 W_c 为:

$$W_c = \sum_{i=1}^N W_{c,i} \quad (3)$$

式中: N 为压缩机组级数。

2.1.2 膨胀机模型

膨胀机的等熵效率 η_t 定义为^[24]:

$$\eta_t = \frac{h_{t,i,\text{in}} - h_{t,i,\text{out}}}{h_{t,i,\text{in}} - h_{t,i,\text{s,out}}} \quad (4)$$

式中: $h_{t,i,\text{in}}$ 、 $h_{t,i,\text{out}}$ 分别为第 i 级膨胀机入口、出口 CO₂ 焓值, kJ/kg; $h_{t,i,\text{s,out}}$ 为等熵过程中第 i 级膨胀机出口 CO₂ 焓值, kJ/kg。

第 i 级膨胀机的输出功率 $W_{t,i}$ 为^[24]:

$$W_{t,i} = m_{\text{dis}}(h_{t,i,\text{in}} - h_{t,i,\text{out}}) \quad (5)$$

式中: m_{dis} 为释能阶段 CO₂ 的质量流量, kg/s。

膨胀机组总输出功率 W_t 为:

$$W_t = \sum_{i=1}^M W_{t,i} \quad (6)$$

式中: M 为膨胀机组级数。

2.1.3 换热器模型

系统内换热器包含间冷器、预热器、蓄热/冷器和冷却器。

1) 间冷器 为了提高计算精度和简化计算, 对间冷器内温度变化进行离散化处理, 以保证物性为常数^[24-25]。将间冷器热侧 CO₂ 的温降 K 等分, 第 k 等份热侧工质单位时间内的放热量 $Q_{ic,k}$ 为:

$$Q_{ic,k} = m_{\text{char}} c_{p,\text{hot},k} (T_{\text{hot},k,\text{in}} - T_{\text{hot},k,\text{out}}) \quad (7)$$

与之对应的第 k 等份冷却水的吸热量为:

$$Q_{ic,k} = m_w c_{p,w,k} (T_{w,k,\text{out}} - T_{w,k,\text{in}}) \quad (8)$$

式中: $Q_{ic,k}$ 为间冷器内第 k 等份工质单位时间内的换热量, MW; $c_{p,\text{hot},k}$ 为间冷器内第 k 等份热侧工质的定压比热容, kJ/(kg·K); $T_{\text{hot},k,\text{in}}$ 、 $T_{\text{hot},k,\text{out}}$ 分别为间冷器内第 k 等份热侧工质入口、出口温度, K; m_w 为间冷器内冷却水质量流量, kg/s; $c_{p,w,k}$ 为间冷器内第 k 等份冷却水的定压比热容, kJ/(kg·K); $T_{w,k,\text{in}}$ 、 $T_{w,k,\text{out}}$ 分别为间冷器内第 k 等份冷却水入口、出口温度, K。

间冷器内冷却水质量流量为:

$$m_w = \frac{\sum_{k=1}^K Q_{ic,k}}{h_{w,\text{out}} - h_{w,\text{in}}} \quad (9)$$

式中: $h_{w,\text{out}}$ 为间冷器出口冷却水焓值, kJ/kg; $h_{w,\text{in}}$ 为间冷器入口冷却水焓值, kJ/kg。

2) 预热器 预热器的冷侧工质为 CO₂, 热侧工质为水, 换热原理与间冷器换热原理相似, 其冷侧工质吸热量、水的放热量以及预热器内水的质量流量计算式可参照式(7)—式(9)。

3) 冷却器 LCES 单元设有冷却器以保证 CO₂ 液化, 其中 CO₂ 单位时间内对外界散热量 Q_c 为^[24-25]:

$$Q_c = m_{\text{CO}_2} (h_{\text{CO}_2,\text{in}} - h_{\text{CO}_2,\text{out}}) \quad (10)$$

式中: m_{CO_2} 为 CO₂ 的质量流量, kg/s; $h_{\text{CO}_2,\text{in}}$ 、 $h_{\text{CO}_2,\text{out}}$ 分别为冷却器入口、出口 CO₂ 焓值, kJ/kg。

4) 蓄热/冷器 LCES 单元设有蓄热/冷器以保证 CO₂ 换热充分, 其热侧 CO₂ 单位时间内的放热量 Q_{TES} 为^[24-25]:

$$Q_{\text{TES}} = m_{\text{CO}_2} (h_{\text{hot,CO}_2,\text{in}} - h_{\text{hot,CO}_2,\text{out}}) \quad (11)$$

与之对应的冷侧 CO₂ 吸热量为:

$$Q_{\text{TES}} = m_{\text{CO}_2} (h_{\text{cold,CO}_2,\text{out}} - h_{\text{cold,CO}_2,\text{in}}) \quad (12)$$

式中: $h_{\text{hot,CO}_2,\text{in}}$ 、 $h_{\text{hot,CO}_2,\text{out}}$ 分别为蓄热/冷器热侧入口、出口 CO₂ 焓值, kJ/kg; $h_{\text{cold,CO}_2,\text{in}}$ 、 $h_{\text{cold,CO}_2,\text{out}}$ 分别为蓄热/冷器冷侧入口、出口 CO₂ 焓值, kJ/kg。

2.1.4 其他设备模型

LCES 单元利用增压泵对释能阶段的液态 CO₂ 进行加压, 加压过程所消耗的泵功率为^[24]:

$$W_p = m_{\text{dis}} (h_{p,\text{out}} - h_{p,\text{in}}) \quad (13)$$

式中: $h_{p,\text{in}}$ 为增压泵入口 CO₂ 焓值, kJ/kg; $h_{p,\text{out}}$ 为增压泵出口 CO₂ 焓值, kJ/kg。

为了保证模型的准确性, 本节对建立的 LCES 系统模型进行了相关验证。图 2 为 Wu 等人^[24]提出的 LCES 系统流程。系统中各状态点的压力值取为与文献^[24]相同的情况下, 温度与流量的模型计算值与文献值的对比结果见表 1。由表 1 可见, 最大相对误差绝对值为-1.33%, 小于工程允许误差, 验证了本文所建 LCES 系统模型的可靠性较高。

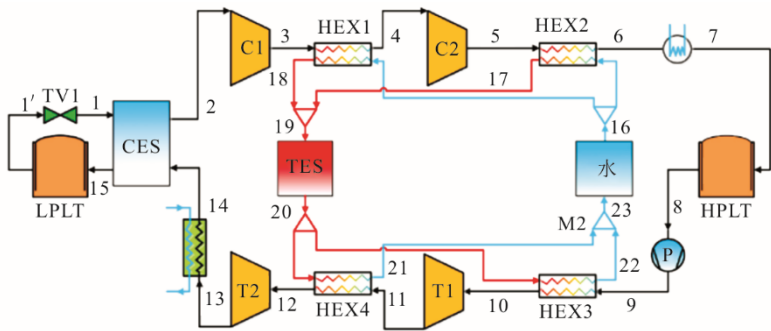
2.2 热电联产机组模型

汽轮机组级组前后压降与质量流量的关系可用 Flugel 公式^[26]表示, 见式(14)。

$$\frac{D_i}{D_{0i}} = \sqrt{\frac{p_i^2 - p_{i+1}^2}{p_{0i}^2 - p_{0(i+1)}^2}} \sqrt{\frac{T_{0i}}{T_i}} \quad (14)$$

式中： D_{0i} 和 D_i 分别为设计工况和非设计工况下第 i 级组的蒸汽质量流量， t/h ； p_{0i} 和 p_i 分别为设计工况和非设计工况下第 i 级组的蒸汽压力， MPa ； $p_{0(i+1)}$

和 $p_{(i+1)}$ 分别为设计工况和非设计工况下第 $(i+1)$ 级组的蒸汽压力， MPa ； T_{0i} 和 T_i 分别为设计工况和非设计工况下第 i 级组的蒸汽温度， K 。



LPLT—低压液罐；CES—蓄冷器；C—压缩机；HEX1~HEX2—间冷器；HPLT—高压液罐；P—增压泵；HEX1~HEX2—预热器；T—膨胀机；TES—储热水罐；M—混流器。

图 2 文献[24]中的 LCES 系统流程
Fig.2 LCES system workflow diagram in the literature[24]

表 1 本文所建 LCES 系统模型计算值与文献[24]值对比结果
Tab.1 Comparison results between the calculated values and literature [24] values of the LCES model

状态点	温度/ $^{\circ}C$			流量/ $(kg \cdot s^{-1})$		
	文献值	计算值	相对误差/%	文献值	计算值	相对误差/%
1	-40.12	-40.12	0	83.81	84.05	0.29
2	19.37	19.37	0	83.81	84.05	0.29
3	151.10	151.10	0	83.81	84.05	0.29
4	35.00	35.00	0	83.81	84.05	0.29
5	174.94	174.94	0	83.81	84.05	0.29
6	35.00	35.00	0	83.81	84.05	0.29
7	30.00	30.00	0	83.81	84.05	0.29
8	30.00	30.00	0	83.81	84.05	0.29
9	31.88	31.88	0	83.81	84.05	0.29
10	147.03	146.35	-0.46	83.81	84.05	0.29
11	39.85	39.32	-1.33	83.81	84.05	0.29
12	129.70	129.41	-0.22	83.81	84.05	0.29
13	35.82	35.55	-0.75	83.81	84.05	0.29
14	25.00	25.00	0	83.81	84.05	0.29
15	-35.12	-35.12	0	83.81	84.05	0.29
16	20.00	20.00	0	64.04	64.22	0.28
17	156.77	156.44	-0.21	43.04	43.14	0.23
18	146.08	145.60	-0.33	21.00	21.08	0.38
19	153.27	152.89	-0.25	64.04	64.22	0.28
20	153.27	152.89	-0.25	64.04	64.22	0.28
21	44.85	44.32	-1.18	21.00	21.08	0.38
22	36.93	37.38	1.22	43.04	43.14	0.23
23	39.53	39.66	0.33	64.04	64.22	0.28

热电联产单元设置 8 级回热抽汽，供热抽汽从中压缸末级排汽抽取，基准工况为额定抽汽工况。再热器及其蒸汽管道、高压抽汽管道、低压抽汽管

道和给水泵汽轮机进口蒸汽管道的压降分别取为 10%、3%、5%和 5%。热电联产机组的汽水分布可根据基于热平衡法的矩阵方程（matrix thermal

balance equations, MTBE) 得到^[26-27]。为便于分析, 将热电联产机组回热系统中各级加热器按照功能分为混合式加热器(除氧器)和表面式加热器(高/低压加热器)。分别用 τ_j 、 q_j 和 γ_j 表示加热器中的给水焓升、抽汽放热量和疏水放热量。对于混合式加热器, τ_j 、 q_j 和 γ_j 的定义为^[27]:

$$\begin{cases} \tau_j = h_{wj} - h_{w(j+1)} \\ q_j = h_j - h_{w(j+1)} \\ \gamma_j = h_{d(j-1)} - h_{w(j+1)} \end{cases} \quad (15)$$

对于表面式加热器, τ_j 、 q_j 和 γ_j 定义为^[27]:

$$\begin{cases} \tau_j = h_{wj} - h_{w(j+1)} \\ q_j = h_j - h_{dj} \\ \gamma_j = h_{d(j-1)} - h_{dj} \end{cases} \quad (16)$$

式中: h_{wj} 和 $h_{w(j+1)}$ 分别为加热器 j 和 $(j+1)$ 的出口给水焓值, kJ/kg; h_j 为加热器 j 的入口抽汽焓值, kJ/kg; $h_{d(j-1)}$ 和 h_{dj} 分别为加热器 j 和 $(j+1)$ 的入口疏水焓值, kJ/kg。

独立热电联产机组的 MTBE 为^[26-27]:

$$\begin{bmatrix} q_1 \\ \gamma_2 & q_2 \\ \gamma_3 & \gamma_3 & q_3 \\ \gamma_4 & \gamma_4 & \gamma_4 & q_4 \\ \tau_5 & \tau_5 & \tau_5 & \tau_5 & q_5 \\ \tau_6 & \tau_6 & \tau_6 & \tau_6 & \gamma_6 & q_6 \\ \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & \gamma_7 & \gamma_7 & q_7 \\ \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \gamma_8 & \gamma_8 & \gamma_8 & q_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 - D_t - D_{ht} \\ D_5 \\ D_6 \\ D_7 \\ D_8 \end{bmatrix} + D_{ht} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \Delta\tau_{ew} \\ \tau_5 \\ \tau_6 \\ \tau_7 \\ \tau_8 \end{bmatrix} = D_{fw} \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \\ \tau_7 \\ \tau_8 \end{bmatrix} \quad (17)$$

式中: D_j ($j=1\sim 8$) 为第 j 级抽汽流量, t/h; D_{fw} 为锅炉给水流量, t/h; D_t 为给水泵汽轮机抽汽流量, t/h; D_{ht} 为供热抽汽流量, t/h; $\Delta\tau_{ew}$ 为供热后回水焓值 h_{ew2} 与 5 号加热器出口给水焓值 h_{w5} 之差。

为了保证模型的准确性, 本节对建立的热电联产机组模型进行了相关验证。模型计算值与设计值

的对比结果见表 2。由表 2 可见, 最大相对误差绝对值为 1.13%, 小于工程允许误差, 验证了本文所建热电联产机组模型的可靠性较高。

表 2 本文所建热电联产机组模型计算值与设计值对比结果
Tab.2 Comparison results between the calculated values and design values of the combined heat and power unit model

项目	设计值	计算值	相对误差/%
发电机功率/MW	233	233	0
主蒸汽压力/MPa	16.7	16.7	0
主蒸汽温度/℃	538	538	0
主蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	902.0	893.7	-0.92
再热蒸汽压力/MPa	3.181	3.181	0
再热蒸汽温度/℃	538	538	0
再热蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	743.5	751.9	1.13
供热抽汽压力/MPa	0.748	0.748	0
供热抽汽温度/℃	327.9	327.9	0
供热抽汽流量/(t·h ⁻¹)	290.0	287.3	-0.93
凝结水流量/(t·h ⁻¹)	369.9	366.3	-0.97
热耗率/(kJ·(kW·h) ⁻¹)	6 791.1	6 777.1	-0.21

2.3 热电联产机组与 LCES 耦合系统模型

耦合系统的汽水分布分析同样基于热平衡法。在储能过程中, 抽取热电联产机组部分凝结水, 收集压缩热后与供热抽汽共同向用户供热, 供热后回水至除氧器。耦合系统的 MTBE 为^[26-27]:

$$\begin{bmatrix} q_1 \\ \gamma_2 & q_2 \\ \gamma_3 & \gamma_3 & q_3 \\ \gamma_4 & \gamma_4 & \gamma_4 & q_4 \\ \tau_5 & \tau_5 & \tau_5 & \tau_5 & q_5 \\ \tau_6 & \tau_6 & \tau_6 & \tau_6 & \gamma_6 & q_6 \\ \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & \gamma_7 & \gamma_7 & q_7 \\ \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \gamma_8 & \gamma_8 & \gamma_8 & q_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 - D_t - D_{ht} \\ D_5 \\ D_6 \\ D_7 \\ D_8 \end{bmatrix} + (D_{ht} + D_{ew}) \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \Delta\tau_{ew} \\ \tau_5 \\ \tau_6 \\ \tau_7 \\ \tau_8 \end{bmatrix} = D_{fw} \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \\ \tau_7 \\ \tau_8 \end{bmatrix} \quad (18)$$

式中: D_{ew} 为用于收集压缩热的凝结水流量, t/h。

在释能过程中, 抽取部分供暖抽汽用于预热膨胀机前的高压 CO₂, 供暖抽汽放热液化后回水至给水泵前。耦合系统的 MTBE 为^[26-27]:

$$\begin{bmatrix} q_1 \\ \gamma_2 & q_2 \\ \gamma_3 & \gamma_3 & q_3 \\ \gamma_4 & \gamma_4 & \gamma_4 & q_4 \\ \tau_5 & \tau_5 & \tau_5 & \tau_5 & q_5 \\ \tau_6 & \tau_6 & \tau_6 & \tau_6 & \gamma_6 & q_6 \\ \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & \gamma_7 & \gamma_7 & q_7 \\ \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \gamma_8 & \gamma_8 & \gamma_8 & q_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 - D_t - D_{ht} \\ D_5 \\ D_6 \\ D_7 \\ D_8 \end{bmatrix} + D_{ht} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \\ \tau_7 \\ \tau_8 \end{bmatrix} + (D_{ht} - D_{ev}) \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \Delta\tau_{ev} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = D_{fw} \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \\ \tau_7 \\ \tau_8 \end{bmatrix} \quad (19)$$

式中: D_{ev} 为用于预热膨胀机前高压 CO_2 的供热抽汽流量, t/h ; $\Delta\tau_{ev}$ 为预热高压 CO_2 后的回水焓值 h_{ev2} 与除氧器出口给水焓值 h_{w4} 之差。

2.4 评价指标

本文选取热效率和炯效率 2 个性能评价指标对耦合系统的热力性能进行评估。其中, 热效率可以体现耦合系统的能量利用情况, 炯效率可以体现耦合系统有效能的利用程度。

耦合系统的净输出功为 1 个储释周期向外界输出的总电量, 可表示为:

$$W_{\text{net}} = (P_{e,\text{char}} - W_c)t_{\text{char}} + (P_{e,\text{dis}} + W_t - W_p)t_{\text{dis}} \quad (20)$$

耦合系统的热效率计算式为:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{Q_{\text{out, char}} t_{\text{char}} + Q_{\text{out, dis}} t_{\text{dis}} + W_{\text{net}}}{Q_{0, \text{char}} t_{\text{char}} + Q_{0, \text{dis}} t_{\text{dis}}} \quad (21)$$

耦合系统的炯效率计算式为:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{E_{\text{out, char}} t_{\text{char}} + E_{\text{out, dis}} t_{\text{dis}} + W_{\text{net}}}{E_{0, \text{char}} t_{\text{char}} + E_{0, \text{dis}} t_{\text{dis}}} \quad (22)$$

式中: $Q_{\text{out, char}}$ 和 $Q_{\text{out, dis}}$ 分别为储/释能过程中耦合系

统对用户的供热量, MW ; $E_{\text{out, char}}$ 和 $E_{\text{out, dis}}$ 分别为储/释能过程中耦合系统供给用户的热量炯, MW ; $Q_{0, \text{char}}$ 和 $Q_{0, \text{dis}}$ 分别为储/释能过程中的锅炉吸热量, MW ; $E_{0, \text{char}}$ 和 $E_{0, \text{dis}}$ 分别为储/释能过程中的锅炉消耗的燃料炯, MW ; $P_{e, \text{char}}$ 和 $P_{e, \text{dis}}$ 分别为储/释能过程中热电联产单元的发电机功率, MW ; t_{char} 和 t_{dis} 分别为储/释能时长, h 。

对于与热电联产机组耦合的 LCES 系统, 其电-电效率定义为^[7]:

$$\eta_{\text{ESE}} = \frac{(P_{\text{dis}} + \Delta P_{\text{dis}})t_{\text{dis}}}{(P_{\text{char}} - \Delta P_{\text{char}})t_{\text{char}}} \quad (23)$$

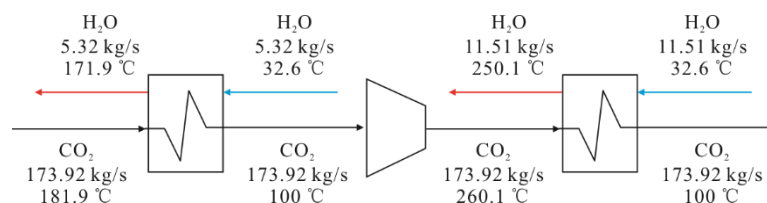
式中: P_{dis} 为释能过程中 LCES 系统的对外输出功率, MW ; P_{char} 为储能过程中 LCES 系统的总耗电功率, MW ; ΔP_{dis} 为释能过程中由于供热抽汽预热 CO_2 导致的热电联产机组发电功率变化值, MW ; ΔP_{char} 为储能过程中由于凝结水收集压缩热导致的热电联产机组发电功率变化值, MW 。

3 结果与讨论

基于本文所建模型, 对提出的热电联产机组与 LCES 耦合系统进行敏感性分析, 分别研究了 LCES 单元中膨胀机入口温度、储能压力和释能压力等关键运行参数对耦合系统热力性能的影响, 完成了相应 LCES 系统的参数优化。在研究某一参数对耦合系统热力性能的影响时, 其他参数均为初始设定参数。LCES 系统的初始设定参数见表 3, 设定参数下各级换热器参数如图 3 所示。

表 3 LCES 系统初始设定参数
Tab.3 LCES system initial setting parameters

项目	数值	项目	数值
储能压力/MPa	8.0	换热器最小温差/ $^{\circ}\text{C}$	5 ^[19]
释能压力/MPa	12.0	储能时长/h	6 ^[20]
环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	25	释能时长/h	6 ^[20]
压缩机入口压力/MPa	0.55	压缩机效率/%	70 ^[28]
间冷器出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	100	膨胀机效率/%	80 ^[28]
膨胀机入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	150	增压泵效率/%	80 ^[29]



a) 各级间冷器参数

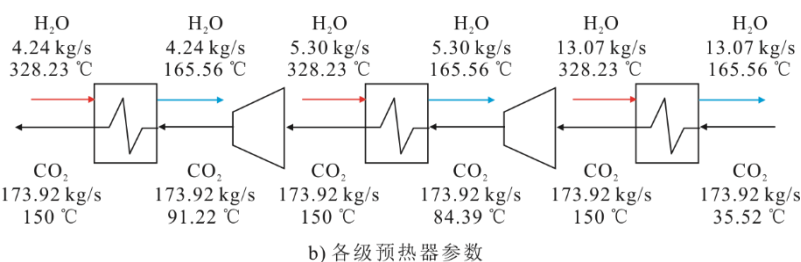


图3 设定参数下各级换热器参数

Fig.3 The heat exchanger parameters at each stage under the set parameters

3.1 耦合系统敏感性分析

3.1.1 膨胀机入口温度

根据供热抽汽温度、流量与膨胀机入口CO₂温度、流量的匹配关系,设置膨胀机入口温度的研究范围为100~200℃。图4表示膨胀机入口温度变化对耦合系统热力性能的影响。随着膨胀机入口温度升高,CO₂质量流量将降低,导致储能过程压缩机耗功率和压缩热产量减少,因此耦合系统的净输出功率增加,电-电效率升高;压缩热减少间接导致储能过程的供热量减少,同时部分供热抽汽用于预热CO₂也会造成释能过程的供热量减少,因此耦合系统向用户提供的总供热量和热量焓同步降低。

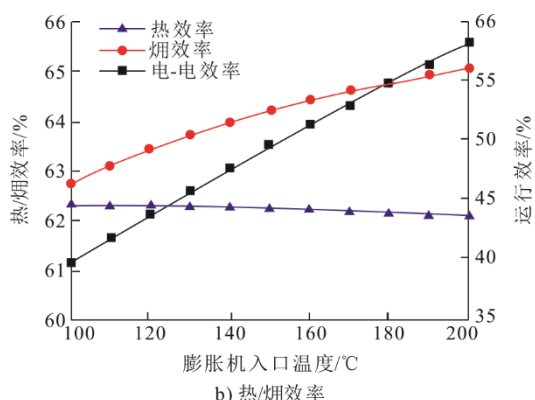
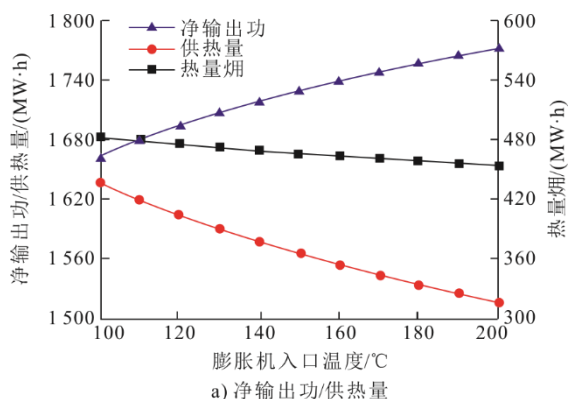


图4 膨胀机入口温度变化对耦合系统热力性能的影响
Fig.4 Effect of expander inlet temperature on the thermal performance of the coupled system

由图4a)可见,耦合系统净输出功率增加量略小

于其供热量减少量,故耦合系统热效率随着膨胀机入口温度升高略有降低;但供给用户的热量焓只是供热量的一部分,导致其减少量小于耦合系统净输出功率增加量,故耦合系统焓效率随着膨胀机入口温度升高而升高。

3.1.2 储能压力

图5表示储能压力在7.5~11.0 MPa内变化对耦合系统热力性能的影响。随着储能压力升高,CO₂质量流量不变,但单位质量流量CO₂所消耗的压缩功和产生的压缩热均增加,从而储能过程的总压缩功和供热量增加,耦合系统的净输出功率减少;储能压力升高导致蓄热器内换热量变大,因此用于预热CO₂的供热抽汽流量降低,释能过程供热量增加。

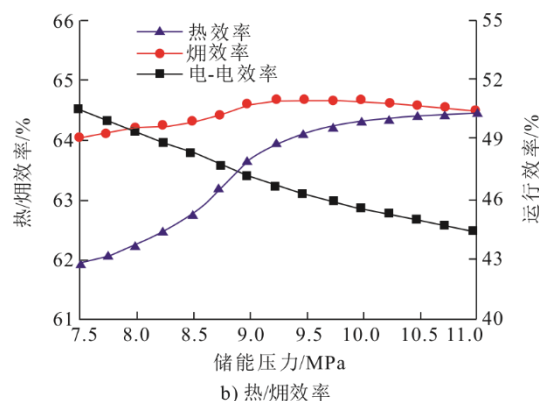
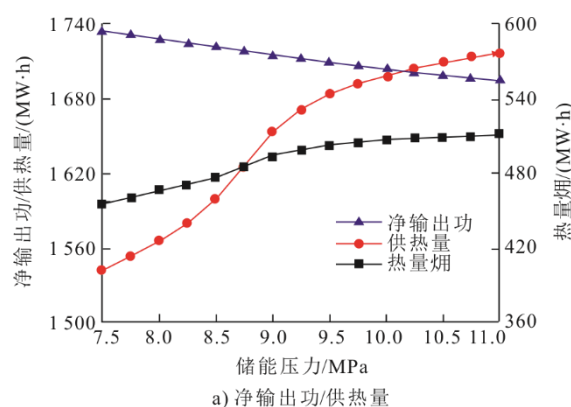


图5 储能压力变化对耦合系统热力性能的影响
Fig.5 Effect of energy storage pressure on the thermal performance of the coupled system

由图 5a)可见,系统净输出功随储能压力增大而减小,供热量和热量烟随储能压力增大而增大,且供热量的增大幅度始终大于净输出功的减小幅度,热量烟的增大幅度先大于后小于净输出功的减小幅度。因此,系统热效率随储能压力增大而增大;烟效率随储能压力增大先增大后减小,在储能压力约为 9.5 MPa 时取得最大值;系统电-电效率则主要由压缩功的变化情况决定,随储能压力增大呈减小的趋势。

3.1.3 释能压力

图 6 表示释能压力在 10.0~16.0 MPa 内变化对耦合系统热力性能的影响。随着释能压力升高,CO₂ 质量流量降低,储能过程压缩机耗功和产生的压缩热减少,因此耦合系统的净输出功增加,电-电效率升高;储能过程的供热量随着压缩热的减少而减少,同时预热 CO₂ 消耗部分供热抽汽导致释能过程的供热量减少,因此耦合系统向用户提供的总供热量和热量烟同步降低。

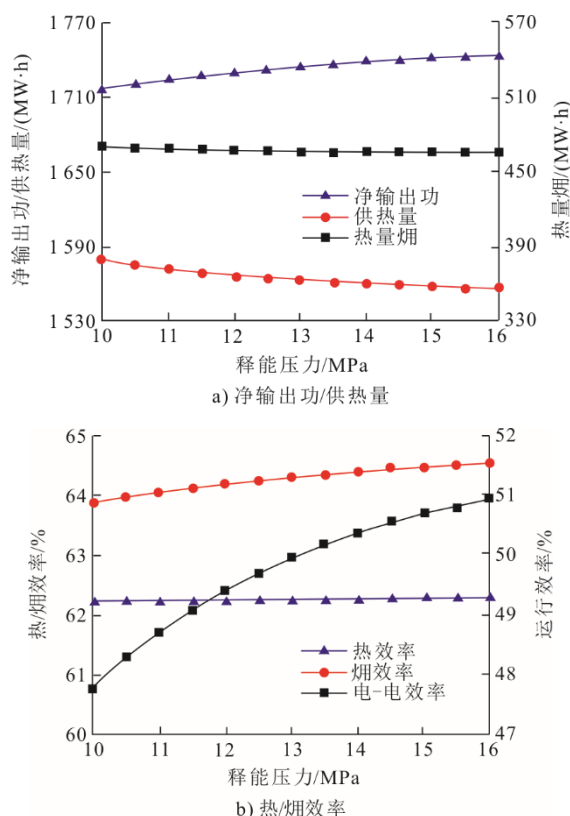


图 6 释能压力变化对耦合系统热力性能的影响
Fig.6 Effect of energy release pressure on the thermal performance of the coupled system

由图 6a)可见,热量烟对释能压力的变化不敏感,其变化量几乎可以忽略不计,因此系统烟效率主要由净输出功决定,随着释能压力增大而增大;而释能压力升高造成的净输出功增加量几乎可以

抵消供热量减少量,因此系统热效率随着释能压力增大无明显变化趋势。

3.2 LCES 系统的参数优化

本文将能体现耦合系统有效能利用程度的烟效率作为优化目标,以储能压力和释能压力为决策变量对系统进行参数优化。根据敏感性分析结果可知,系统烟效率和电-电效率都随着膨胀机入口温度升高而升高,但膨胀机入口温度过高将导致耦合系统释能过程供热量不足,因此本文设置膨胀机入口温度为中间值 150 °C,得到耦合系统的热力性能优化曲线如图 7 所示。

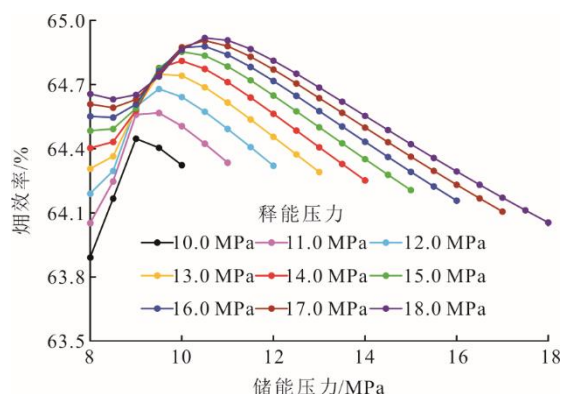


图 7 耦合系统热力性能优化曲线
Fig.7 Thermal performance optimization curve of coupled system

根据图 7 可知:当释能压力较低时,系统烟效率随着储能压力的升高先增大后减小;当释能压力较高时,随着储能压力的升高,系统烟效率刚开始有轻微降低,但总体呈现先增大再减小的趋势。这是因为储能压力升高会带来双重效应:一方面,将产生更多的压缩热,系统供热能力提高;另一方面,意味着消耗更多的压缩功,系统供电能力降低。当储能压力高于某一临界值时,系统供热能力的提高将不足以弥补供电能力的降低。因此,当释能压力一定时,存在最佳储能压力使得系统烟效率最大。当储能压力为 9.0~10.0 MPa 内某一固定值时,随着释能压力的升高,系统烟效率先增大后趋于接近;当储能压力为上述范围外某一固定值时,系统烟效率总体上呈现逐渐增大的趋势,且增长幅度逐渐减小。这种现象的解释是:释能压力升高,意味着单位工质在膨胀机内的做功能力增强,这是系统烟效率变化的主导因素;但当释能压力较高时,继续升高释能压力,单位工质在膨胀机内的做功能力增强程度将降低,与此同时泵耗功水平和预热 CO₂ 所需要的热量也略有升高,这减缓了系统烟效率的增大速度。此外,受到设备材料强度和释能阶段供热

量的限制, 释能压力不宜取值过高。在本文设定的参数下, 当储能压力约为 10.5 MPa、释能压力约为 18.0 MPa 时, 耦合系统取得最优焓效率约为 64.92%。表 4 给出了耦合系统与独立热电联产机组在最优焓效率下储能阶段和释能阶段的关键参数及性能指标对比结果, 表 5 给出了 1 个储释周期内(储能过程与释能过程的总和)的对比结果。

表 4 储能阶段和释能阶段耦合系统与独立机组的对比结果
Tab.4 Comparison between the coupled system and stand-alone system during charge and discharge

项目	储能阶段(6 h)		释能阶段(6 h)	
	独立 机组	耦合 系统	独立 机组	耦合 系统
CO ₂ 质量流量/(kg·s ⁻¹)		158.01		158.01
锅炉吸热功率/MW	223.91	223.91	658.67	658.67
煤机组发电功率/MW	77.08	77.74	235.18	236.26
储能单元净耗电功率/MW		47.72		
储能单元净发电功率/MW				24.08
系统净发电功率/MW	77.08	29.36	235.18	259.26
系统供热功率/MW	63.68	109.02	215.94	169.87
热效率/%	62.86	61.80	68.49	64.88
焓效率/%	65.21	39.11	72.03	73.69

表 5 1 个储释周期内耦合系统与独立机组的对比结果
Tab.5 Comparison between the coupled system and stand-alone system in a cycle

项目	独立机组	耦合系统
CO ₂ 质量流量/(kg·s ⁻¹)		158.01
锅炉吸热量/GJ	19 063.62	19 063.62
燃料焓/GJ	12 321.25	12 321.25
煤机组发电量/(MW·h)	1 873.53	1 884.00
储能过程净耗电量/(MW·h)		286.33
释能过程净发电量/(MW·h)		144.48
系统净输出功/(MW·h)	1 873.53	1 731.66
系统供热量/GJ	6 039.69	6 023.99
系统供热焓/GJ	1 916.71	1 802.60
电-电效率/%		46.77
热效率/%	67.06	64.11
焓效率/%	70.30	64.92

由表 4 可知: 热电联产机组耦合储能系统后, 耦合系统在储能阶段的发电功率从 77.08 MW 降低至 29.36 MW, 供热功率从 63.68 MW 增加至 109.02 MW; 耦合系统在释能阶段的发电功率从 235.18 MW 增加至 259.26 MW, 供热功率从 215.94 MW 降低至 169.87 MW, 提高了热电联产机组的热电解耦能力。然而, 利用储能技术不可避免地引入了热力学中的不可逆过程, 从而引入了不可逆损失。这主要体现在表 5 中, 耦合系统在 1 个储释周期内的净输出功(总发电量)由独立热电联产系统的 1 873.53 MW·h 降低至 1 371.66 MW·h, 且

总供热量略有降低。最终, 相比于独立系统, 耦合系统在 1 个储释周期内的热效率和焓效率都有所降低。因此, 在实际工程应用中, 需综合考虑调峰能力提升和资源节约来决定是否引入储能系统。

4 结 论

本文提出了一种火电厂热电联产机组与 LCES 耦合系统, 该系统有效收集储能过程压缩 CO₂ 产生的压缩热, 并与供热抽汽共同向用户供热; 同时利用供热抽汽预热释能过程的 CO₂, 发挥了 LCES 系统灵活调节作用, 提升了热电联产机组的热电解耦能力。基于建立的耦合系统相关热力学模型, 通过敏感性分析揭示了关键运行参数对耦合系统热力性能的影响, 并完成了相应 LCES 系统的参数优化。主要结论如下:

1) 耦合系统热效率随膨胀机入口温度升高而降低, 随储能压力升高而升高, 随释能压力升高无明显变化; 耦合系统焓效率随膨胀机入口温度和释能压力升高而升高, 随储能压力升高先升高后降低; CO₂ 储能系统的电-电效率随膨胀机入口温度和释能压力升高而升高, 随储能压力升高而降低。

2) CO₂ 储能系统参数优化结果表明, 在适当的膨胀机入口温度和设定参数下, 当储能压力约为 10.5 MPa、释能压力约为 18.0 MPa 时, 耦合系统取得最优焓效率为 64.92%。

3) 耦合系统在引入储能单元后, 提高了独立热电联产机组的热电解耦能力, 但不可避免地引入了不可逆损失, 在实际应用中应综合考虑。

[参 考 文 献]

- [1] 卢纯. 开启我国能源体系重大变革和清洁可再生能源创新发展新时代——深刻理解碳达峰、碳中和目标的历史意义[J]. 人民论坛·学术前沿, 2021(14): 28-41. LU Chun. Opening a new era of major changes in China's energy system and innovative development of clean and renewable energy—deeply understanding the great historical significance of the targets of carbon peak and carbon neutralization[J]. Frontiers, 2021(14): 28-41.
- [2] JAVIDMEHR M, JODA F, MOHAMMADI A. Thermodynamic and economic analyses and optimization of a multi-generation system composed by a compressed air storage, solar dish collector, micro gas turbine, organic Rankine cycle, and desalination system[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 168: 467-481.
- [3] YUAN J H, XU Y, LEI Q. Research on total coal consumption control scheme and policy in power industry[J]. Energy of China, 2015, 37(3): 11-17.
- [4] 涂强, 莫建雷, 范英. 中国可再生能源政策演化、效果评估与未来展望[J]. 中国人口·资源与环境, 2020, 30(3): 29-36. TU Qiang, MO Jianlei, FAN Ying. The evolution and

- evaluation of China's renewable energy policies and their implications for the future[J]. China Population, Resources and Environment, 2020, 30(3): 29-36.
- [5] 白建华, 辛颂旭, 刘俊, 等. 中国实现高比例可再生能源发展路径研究[J]. 中国电机工程学报, 2015, 35(14): 3699-3705.
- BAI Jianhua, XIN Songxu, LIU Jun, et al. Roadmap of realizing the high penetration renewable energy in China[J]. Proceedings of the CSEE, 2015, 35(14): 3699-3705.
- [6] LIU L, WANG Y, WANG Z, et al. Potential contributions of wind and solar power to China's carbon neutrality[J]. Resources, Conservation and Recycling, 2022, 180: 106155.
- [7] 王妍, 吕凯, 马汀山, 等. 与煤电机组耦合的压缩空气储能系统分析[J]. 热力发电, 2021, 50(8): 54-63.
- WANG Yan, LYU Kai, MA Tingshan, et al. Analysis of compressed air energy storage system coupled with coal-fired power unit[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(8): 54-63.
- [8] 张鹏程. 新能源发电接入及对电网规划的影响[J]. 中小企业管理与科技, 2020(9): 92-93.
- ZHANG Pengcheng. New energy power generation access and its impact on power grid planning[J]. Management & Technology of SME, 2020(9): 92-93.
- [9] HUNT J D, ZAKERI B, LOPES R, et al. Existing and new arrangements of pumped-hydro storage plants[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2020, 129: 109914.
- [10] 李丰均. 火力发电厂中大容量储能技术的应用研究[J]. 中国设备工程, 2022(24): 190-192.
- LI Fengjun. Application research of energy storage with medium and large capacity in thermal power plants[J]. China Plant Engineering, 2022(24): 190-192.
- [11] WANG M, ZHAO P, YANG Y, et al. Performance analysis of energy storage system based on liquid carbon dioxide with different configurations[J]. Energy, 2015, 93: 1931-1942.
- [12] 吴毅, 胡东帅, 王明坤, 等. 一种新型的跨临界 CO₂ 储能系统[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(3): 45-49.
- WU Yi, HU Dongshuai, WANG Mingkun, et al. A novel transcritical CO₂ energy storage system[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(3): 45-49.
- [13] WRIGHT S A, RADEL R F, VERNON M E, et al. Operation and analysis of a supercritical CO₂ Brayton cycle[R]. Sandia National Laboratories (SNL), Albuquerque, NM, and Livermore, CA (United States), 2010.
- [14] WANG K, HE Y L, ZHU H H. Integration between supercritical CO₂ Brayton cycles and molten salt solar power towers: a review and a comprehensive comparison of different cycle layouts[J]. Applied Energy, 2017, 195: 819-836.
- [15] 黄潇立, 王俊峰, 臧金光. 超临界二氧化碳布雷顿循环热力学特性研究[J]. 核动力工程, 2016, 37(3): 34-38.
- HUANG Xiaoli, WANG Junfeng, ZANG Jinguang. Thermodynamic analysis of coupling supercritical carbon dioxide Brayton cycles[J]. Nuclear Power Engineering, 2016, 37(3): 34-38.
- [16] 李小春, 方志明, 魏宁, 等. 我国 CO₂ 捕集与封存的技术路线探讨[J]. 岩土力学, 2009, 30(9): 2674-2678.
- LI Xiaochun, FANG Zhiming, WEI Ning, et al. Discussion on technical roadmap of CO₂ capture and storage in China[J]. Rock and Soil Mechanics, 2009, 30(9): 2674-2678.
- [17] 郝佳豪, 越云凯, 张家俊, 等. 二氧化碳储能技术研究现状与发展前景[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(10): 3285-3296.
- HAO Jiahao, YUE Yunkai, ZHANG Jiajun, et al. Research status and development prospect of carbon dioxide energy-storage technology[J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(10): 3285-3296.
- [18] 李乐璇, 徐玉杰, 尹钊, 等. 超临界二氧化碳储能系统焓损特性分析[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.
- [19] 李玉平, 徐玉杰, 李斌, 等. 跨临界二氧化碳储能系统研究[J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(21): 6367-6374.
- LI Yuping, XU Yujie, LI Bin, et al. Research on transcritical carbon dioxide energy storage system[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(21): 6367-6374.
- [20] LIU Z, YANG X, JIA W, et al. Justification of CO₂ as the working fluid for a compressed gas energy storage system: a thermodynamic and economic study[J]. Journal of Energy Storage, 2020, 27: 101132.
- [21] CHAE Y J, LEE J I. Thermodynamic analysis of compressed and liquid carbon dioxide energy storage system integrated with steam cycle for flexible operation of thermal power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 256: 115374.
- [22] 严晓生, 王小东, 韩旭, 等. 液态压缩二氧化碳储能与火电机组耦合方案研究[J]. 热力发电, 2023, 52(2): 90-100.
- YAN Xiaosheng, WANG Xiaodong, HAN Xu, et al. Study on coupling scheme of liquid compressed carbon dioxide energy storage system and thermal power unit[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(2): 90-100.
- [23] LEMMON E W, BELL I H, HUBER M L, et al. NIST standard reference database 23: reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology[M]. Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2018: 1.
- [24] WU C, WAN Y, LIU Y, et al. Thermodynamic simulation and economic analysis of a novel liquid carbon dioxide energy storage system[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 55: 105544.
- [25] LIU Z, LIU B, GUO J, et al. Conventional and advanced exergy analysis of a novel transcritical compressed carbon dioxide energy storage system[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 198: 111807.
- [26] HOU H J, YU Z Y, YANG Y P, et al. Performance evaluation of solar aided feedwater heating of coal-fired power generation (SAFHCPG) system under different operating conditions[J]. Applied Energy, 2013, 112: 710-718.
- [27] WEI H, LU Y, YANG Y, et al. Research on influence of steam extraction parameters and operation load on operational flexibility of coal-fired power plant[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 195: 117226.
- [28] LIU X, HOU K, HE M. A self-condensation supercritical carbon dioxide Rankine cycle system realized by absorption refrigeration[J]. Applied Thermal Engineering, 2023: 120648.
- [29] XU W, ZHAO P, GOU F, et al. A combined heating and power system based on compressed carbon dioxide energy storage with carbon capture: exploring the technical potential[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 260: 115610.

(责任编辑 刘永强)