CEDOI: 10.19666/j.rlfd.202603012

燃煤机组耦合液态二氧化碳储能系统设计与性能分析

陈磊，于北辰，庄俊，武润洲，许凯，徐俊，江龙，胡松，苏胜，向军
（煤燃烧与低碳利用全国重点实验室(华中科技大学)，湖北省 武汉市 430074）

［摘　　要］【目的】面向“双碳”背景下煤电深度调峰需求，本文提出了一种新型燃煤机组耦合液态二氧化碳储能系统。【方法】以 1 000 MW 超超临界燃煤机组和液态二氧化碳储能系统为研究对象，基于 EBSILON 建立耦合系统的热力学与经济性模型，储能阶段利用凝结水回收压缩热，释能阶段采用低温给水和高温给水对 CO_2进行梯级预热，并对不同耦合节点及关键参数进行分析。【结果】在最优耦合方案下，相比独立 LCES 系统，本文系统电效率提升了 11.41%，能量密度提升了 3.32 kW·h/m^3，度电成本由 0.091 美元/(kW·h)下降至 0.082 美元/(kW·h)，机组调峰范围扩大至 93.26%~102.82%。叶轮机械是总投资成本的主要来源，是提升系统热力性能和经济性的关键部件。参数分析表明，高/低压罐压力、节流阀压降及质量流量对系统性能具有显著影响，可为耦合系统的性能优化与调峰能力配置提供依据。【结论】所提出的 LCES-CFPP 耦合方案在不依赖大规模外置储热装置的情况下，可实现压缩热高效回收与释能侧多级给水梯级供热，有效提升燃煤机组灵活性，为煤电与 CO_2储能技术的工程集成提供理论依据。

［关　键　词］燃煤机组；二氧化碳储能；灵活性；热力学性能；经济性模型；EBSILON

［引用本文格式］（本段作者勿动）作者姓名. 中文标题[J]. 热力发电, 年, 卷(期): 起始页码-终止页码.　作者姓名. 英文标题[J]. Thermal Power Generation, 年, 卷(期): 起始页码-终止页码.

Design and performance analysis of coal-fired units coupled with liquid carbon dioxide energy storage system

Chen Lei, Yu Beichen, Zhuang Jun, Wu Runzhou, Xu Kai, Xu Jun, Jiang Long, Hu Song, Su Sheng, Xiang Jun
(State Key Laboratory of Coal Combustion (Huazhong University of Science and Technology), Wuhan 430074, China)

Abstract: [Objective] To meet the increasing demand for deep peak-shaving capability of coal-fired power plants(CFPP) under the “dual-carbon” targets, this paper proposes a novel liquid carbon dioxide energy storage system (LCES) integrated with a coal-fired power plant, aiming to improve both operational flexibility and overall energy utilization efficiency. [Methods] A 1 000 MW ultra-supercritical coal-fired power plant coupled with a liquid CO_2 energy storage system is selected as the research object. Using the EBSILON platform, a comprehensive thermodynamic and economic model is developed. During the charging process, compression heat is effectively recovered by utilizing condensate water from coal-fired power plant. During the discharging process, a cascaded heating strategy is adopted, in which CO_2 is preheated using both low-temperature and high-temperature feedwater to improve the turbine inlet condition and increase power output. Various coupling configurations, including different return water locations and feedwater extraction positions, are systematically investigated to determine the optimal integration scheme. In addition, the effects of key parameters, such as high- and low-pressure tank pressures,

收 稿 日 期：2026-03-06　修 回 日 期：2026-03-29　接 受 日 期：2026-04-13　网络首发日期：XXXX-XX-XX
基 金 项 目：国家重点研发计划项目（2023YFB4104400）
Supported by：National Key Research and Development Program (2023YFB4104400)
第一作者简介：陈磊（1997），男，在读研究生，主要从事二氧化碳动力循环、二氧化碳储能系统研究工作，2502084033@qq.com。
通信作者简介：向军（1968），男，博士，教授，研究方向为锅炉高效低污染燃烧技术、新型动力循环系统、污染物生成机理与排放控制等，xiangjun@mail.hust.edu.cn。

throttle valve pressure drop, and mass flow rate, on system performance are analyzed in detail. [Results] The results indicate that, under the optimal coupling scheme, the proposed system significantly outperforms the stand-alone LCES system. Specifically, the electrical efficiency increases by 11.41%, while the energy density improves by 3.32 kW·h/m³. Meanwhile, the levelized cost of electricity (LCOE) decreases from 0.091 dollar/(kW·h) to 0.082 dollar/(kW·h), demonstrating enhanced economic performance and cost competitiveness. Moreover, the load regulation range of the coal-fired unit is expanded to 93.26%~102.82%, indicating substantially improved operational flexibility and wider load adjustment capability. Among all system components, turbomachinery contributes the largest share to the total investment cost and plays a critical role in determining both thermodynamic and economic performance. Parametric analysis further reveals that the high-/low-pressure tank pressures, throttle valve pressure drop, and mass flow rate have significant and sometimes competing effects on system performance, providing important guidance for system optimization and parameter selection. [Conclusions] The proposed coupled system enables efficient recovery of compression heat and multi-stage feedwater heating during the discharging process without relying on large-scale external thermal storage devices. By achieving effective thermal integration and cascade utilization of energy, the system significantly enhances the flexibility and efficiency of coal-fired power plants. This study provides valuable insights and practical guidance for the engineering application, system design, and large-scale integration of CO_2-based energy storage technologies with conventional thermal power systems, contributing to the transition toward low-carbon and flexible energy systems.

Key words: coal-fired power plant; carbon dioxide energy storage; flexibility; thermodynamic performance; economic model; EBSILON

随着双碳目标的推进，可再生能源装机与发电占比持续提升[1-2]，然而其波动性与间歇性对电网安全稳定运行提出更高要求[3-4]。燃煤机组在新型电力系统中逐步由稳定供电转向深度调峰与支撑服务，这一转变使机组在宽负荷、快速爬坡与频繁启停条件下面临更严苛的热力与运行约束[5-7]。抽汽节流作为燃煤电厂灵活性提升的主要技术手段之一[8]，受限于汽轮机流量调节范围，往往导致发电效率明显下降，调峰能力也难以进一步提升。

近年来，耦合储能的燃煤电厂灵活性改造技术备受关注，储能单元削峰填谷的特点可以有效提高火电机组的灵活性。其中，压缩空气储能（compressed air energy storage，CAES）技术已实现百兆级规模应用，但是现有的 CAES 项目一般采用大规模盐穴和人工硐室，储存条件相对严苛，大大增加了系统成本[9,10]。相比于空气，CO_2 具有粘度低、密度大、导热性能优异等优势，在合适的温度和压力下，二氧化碳更容易以液态或者超临界态储存，可见压缩二氧化碳储能（compressed carbon dioxide energy storage，CCES）具有良好的应用前景[11-13]。

目前，国内外学者针对燃煤机组耦合压缩二氧化碳储能系统的热力学性能和系统优化设计等方面开展了广泛研究。Chae 等人[14]从热力学角度论证了 CCES 和 LCES 与火电机组集成的可行性，往返效率可达约 64%。Cao 等人[15]利用燃煤机组汽轮机抽汽作为储能系统的动力源，分析了流量、压缩比和膨胀比对系统性能的影响。Zhang 等人[16]将蒸汽引射器与超临界压缩二氧化碳储能（supercritical compressed carbon dioxide energy storage，SC-CCES）引入热电联产机组，使最小电负荷降低 50.56~68.56 MW。Hu 等人[17]将 SC-CCES 系统与碳捕集煤电厂集成在一起，提高了灵活性和效率，实现了 45.49% 的储能效率，能量密度为 23.1 kWh/m³。Hou 等人[18]提出了一种与 CFPP 集成的新型 LCES 系统，储能时从 CFPP 中抽出冷凝水回收压缩热，释能时用抽汽预热透平入口的高压 CO_2，相比独立系统储能效率提高 8.04%。Wang 等人[19]以火电厂耦合液态压缩 CO_2储能系统为研究对象，系统比较了储能与释能阶段的多种耦合方案，并结合关键参数分析和多目标优化筛选出较优运行结构，表明耦合储能可在一定程度上降低机组热耗。

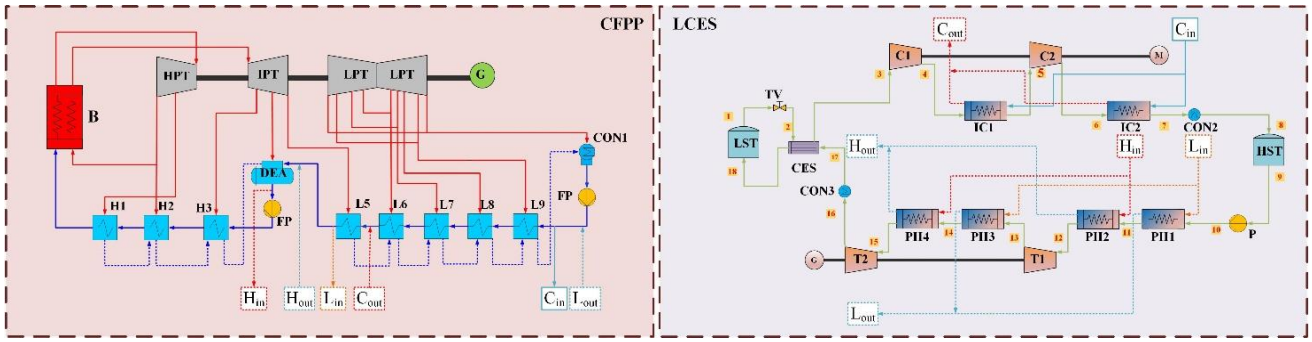
尽管上述研究在系统结构创新与储能效率提升方面取得了积极进展，但仍存在以下不足：（1）采用抽汽加热，导致燃煤机组的热力循环受到破坏，增加了不可逆相变损失；（2）部分研究引入大规模储热装置，系统结构复杂，经济性较差。

基于上述背景，本文提出一种燃煤机组深度耦合液态压缩二氧化碳储能系统（LCES-CFPP）。在储能阶段利用燃煤机组的凝结水吸收压缩机的压缩热，避免抽汽带来的相变损失；在释能阶段，利用回热系统的多级给水作为热源分段加热 CO_2，实现热能的梯级利用。本文构建了耦合系统的热力学模型，对耦合节点方案进行优化设计，并在最优方案下评估系统性能，同时分析关键运行参数对系统指标的影响规律。本文研究结果可为未来燃煤机组

与 CO_2储能系统的工程集成与运行策略制定提供参考。

1 系统描述

图 1 给出了本文提出的与燃煤机组耦合的 LCES 储能系统（liquid carbon dioxide energy storage-coal-fired power plant，LCES-CFPP）原理图。该系统由燃煤机组和 LCES 系统组成，燃煤机组为典型的 1 000 MW 超超临界燃煤发电机组，汽轮机型号为 C1000-28/0.5/600/620, 回热系统配置为“3 台高温加热器、五台低温加热器和一台除氧器”，燃煤机组的基本参数如表 1 所示。



B 为锅炉；HPT 为高压缸；IPT 为中压缸；LPT 为低压缸；DEA 为除氧器；H1-H3 为高压给水加热器；L5-L9 为低压给水加热器；CON1 为凝汽器；G 为发电机；M 为电动机；LST 为低压罐；HST 为高压罐；C1-C2 为压缩机；IC1-IC2 为间冷器；CON2 和 CON3 为冷凝器；P 为增压泵；PH1-PH4 为预热器；T1-T2 为透平；TV 为节流阀；CES 为蓄冷器

图 1 LCES-CFPP 系统示意
Fig.1 Schematic diagram of the LCES-CFPP

表 1 1 000 MW 燃煤机组基本参数
Tab.1 Basic parameters of a 1 000 MW coal-fired power unit

参数	数值
额定负荷/MW	1 000
主蒸汽压力/MPa	26.13
主蒸汽流量/(t·h^{-1})	2 706.42
主蒸汽温度/℃	600
再热蒸汽压力/MPa	5.33
再热蒸汽温度/℃	620
再热蒸汽流量/(t·h^{-1})	2 229.97
背压/kPa	4.8

LCES 系统主要由压缩机、透平、换热器、泵、高/低压罐组成，LCES 系统采用二级压缩和二级膨胀，释能阶段采用分段布置梯级换热，确保与燃煤机组良好的温度匹配。耦合系统包含储能和释能两个过程：

1）储能过程：液态二氧化碳从低压罐中释放出来，吸收蓄冷器中的热量变为气态二氧化碳，随后通过两级压缩升压，各级压缩后设置间冷器以回收压缩产生的热量，末级冷却后的 CO_2在冷凝器中液化并进入高压罐储存。根据温度匹配原则，选取燃煤机组的凝结水（C_{in}）吸收压缩热，吸热后返回燃煤机组（C_{out}）。

2）释能过程：高压罐内液态 CO_2经增压泵升压后进入预热段，由燃煤机组给水侧提供热量对 CO_2进行梯级预热，随后进入透平膨胀做功。透平乏气经冷凝器冷却后进入蓄冷器液化，然后回到低压罐中准备下一个循环。二氧化碳的加热来源为高温给水（H_{in}）和低温给水（L_{in}），放热后回流至燃煤机组（H_{out} 和 L_{out}），以减小对机组热力循环的扰动。LCES 系统的基本参数如表 2 所示。

表 2 LCES 系统基本参数
Tab.2 Basic parameters of the LCES system

参数	数值
环境压力/MPa	0.1
环境温度/K	298.15
低压罐压力/MPa	1.5
高压罐压力/MPa	20
压缩机入口压力/MPa	1.0
低压罐温度/K	238.03
高压罐温度/K	303.15
压缩机等熵效率/%	85
透平等熵效率/%	88
增压泵等熵效率/%	85
换热器夹点温差/K	5
储能时间/h	8
释能时间/h	8

2 数学模型及计算方法

本文采用 EBSILON Professional 13 软件构建仿真模型，该软件集成了水、蒸汽及 CO_2 的特性以及热力循环特性，能够有效仿真模拟煤电耦合二氧化碳储能系统的性能[20]。为了简化计算，本文作出如下假设：

1）主蒸汽和再热蒸汽的温度保持不变，主蒸汽及低压缸排汽的压力恒定；

2）各级回热加热器的上下端差取定值；

3）汽水系统泄漏、排污等质量损失忽略不计；

4）LCES 系统按稳态流动处理，忽略动能和势能变化；

5）忽略部件和管道的压力损失和热损失；

6）储罐为绝热系统，储罐进出口的工质状态参数保持不变；

7）储能和释能过程中的质量流量和运行时间相同。

2.1 燃煤机组子系统模型

2.1.1 锅炉模型

本文通过能量平衡关系建立了锅炉的整体黑箱模型，能量平衡关系如下[21-22]：

$$Q_{\mathrm{b}}=m_{\mathrm{sh}}(h_{\mathrm{sh,out}}-h_{\mathrm{fw}})+m_{\mathrm{rh}}(h_{\mathrm{rh,out}}-h_{\mathrm{rh}}^{\mathrm{in}}) \tag{1}$$

式中：Q_{b} 表示锅炉热负荷，MW；m_{sh} 和 m_{rh} 表示过热蒸汽和再热蒸汽的质量流量，kg/s；h_{fw} 表示给水的焓，kJ/kg；$h_{\mathrm{sh,out}}$ 表示过热蒸汽的出口焓，kJ/kg；$h_{\mathrm{rh,in}}$ 和 $h_{\mathrm{rh,out}}$ 表示再热蒸汽的入口和出口焓，kJ/kg。

2.1.2 汽轮机模型

汽轮机的能量平衡可以表示为[21-22]：

$$W_{\mathrm{st,ith}}=m_{\mathrm{st,ith,in}}h_{\mathrm{st,ith,in}}-m_{\mathrm{st,ith,out}}h_{\mathrm{st,ith,out}}-m_{\mathrm{st,ith,ex}}h_{\mathrm{st,ith,ex}} \tag{2}$$

式中：$W_{\mathrm{st,ith}}$ 表示第 i 级汽轮机的功率，MW；$m_{\mathrm{st,ith,in}}$ 和 $m_{\mathrm{st,ith,out}}$ 表示第 i 级汽轮机的入口和出口质量流量，kg/s；$m_{\mathrm{st,ith,ex}}$ 表示第 i 级汽轮机的抽汽质量流量，kg/s；$h_{\mathrm{st,ith,in}}$ 和 $h_{\mathrm{st,ith,out}}$ 表示第 i 级汽轮机的入口和出口蒸汽焓，kJ/kg；$h_{\mathrm{st,ith,ex}}$ 表示第 i 级汽轮机的抽汽焓，kJ/kg。

2.1.3 给水加热器模型

给水加热器的能量平衡可以描述如下[21,22]：

$$\begin{aligned}m_{\mathrm{fh,ith}}(h_{\mathrm{fh,ith,out}}-h_{\mathrm{fh,ith,in}})=&m_{\mathrm{st,ith,ex}}(h_{\mathrm{st,ith,ex}}-h_{\mathrm{fh,ith,dw}})\\&+m_{\mathrm{fh,i\text{-}1th,dw}}(h_{\mathrm{fh,i\text{-}1th,dw}}-h_{\mathrm{fh,ith,dw}})\end{aligned} \tag{3}$$

式中：$m_{\mathrm{fh,ith}}$ 表示第 i 级给水加热器的水质量流量 kg/s；$h_{\mathrm{fh,ith,in}}$ 和 $h_{\mathrm{fh,ith,out}}$ 表示第 i 级给水加热器的入口和出口水焓 kJ/kg；$h_{\mathrm{fh,ith,dw}}$ 表示第 i 级给水加热器的排水水焓，kJ/kg。

2.2 LCES 子系统模型

2.2.1 压缩机模型

CO_2 压缩机采用等熵效率模型，压缩机的等熵效率计算为[23-24]：

$$\eta_{\mathrm{com}}=\frac{h_{\mathrm{com,out,s}}-h_{\mathrm{com,in}}}{h_{\mathrm{com,out}}-h_{\mathrm{com,in}}} \tag{4}$$

压缩机的功率可表示为：

$$W_{\mathrm{com}}=m_{\mathrm{com,in}}(h_{\mathrm{com,out}}-h_{\mathrm{com,in}}) \tag{5}$$

式中：$h_{\mathrm{com,in}}$ 和 $h_{\mathrm{com,out}}$ 表示压缩机进出口焓值 kJ/kg；$h_{\mathrm{com,out,s}}$ 表示压缩机等熵过程出口焓值，kJ/kg；$m_{\mathrm{com,in}}$ 表示压缩机的二氧化碳流量，kg/s。

2.2.2 透平模型

透平做功采用等熵效率模型，其等熵效率和功率计算如下[23-24]：

$$\eta_{\mathrm{tur}}=\frac{h_{\mathrm{tur,out}}-h_{\mathrm{tur,in}}}{h_{\mathrm{tur,out}}-h_{\mathrm{tur,in,s}}} \tag{6}$$

$$W_{\mathrm{tur}}=m_{\mathrm{tur,in}}(h_{\mathrm{tur,in}}-h_{\mathrm{tur,out}}) \tag{7}$$

式中：$h_{\mathrm{tur,in}}$ 和 $h_{\mathrm{tur.out}}$ 表示透平进出口焓值，kJ/kg；$h_{\mathrm{tur,in,s}}$ 表示透平等熵过程进口焓值，kJ/kg；$m_{\mathrm{tur,in}}$ 表示透平的二氧化碳流量，kg/s。

2.2.3 换热器模型

系统的换热器包含中间冷却器、加热器和冷凝器，均采用有效传热单元数方法进行建模[23,24]：

$$\varepsilon=\frac{\left[(T_{\mathrm{hot,in}}-T_{\mathrm{cold,out}})-(T_{\mathrm{hot,out}}-T_{\mathrm{cold,in}})\right]_{\max}}{T_{\mathrm{hot,in}}-T_{\mathrm{cold,in}}} \tag{8}$$

式中：T 代表温度，K；下标 hot 和 cold 分别代表热流体和冷流体，max 代表最大值。换热器的能量平衡关系可表示为：

$$\begin{aligned}Q_{\mathrm{he}}=&m_{\mathrm{hot}}(h_{\mathrm{hot,in}}-h_{\mathrm{hot,out}})\\=&m_{\mathrm{cold}}(h_{\mathrm{cold,out}}-h_{\mathrm{cold,in}})\end{aligned} \tag{9}$$

2.3 经济分析模型

除了上述热力学模型外，还应考虑经济模型来评估储能系统的经济效益。在整个储能和释能过程中，所考虑的成本包括总设备成本、运行和维护成本以及购电成本。系统总设备成本表示为[25-26]：

$$Z_{Equip}=\sum_{k=1}^{N_k}Z_k\cdot CRF \tag{10}$$

$$CRF=\frac{r(1+r)^n}{(1+r)^n-1} \tag{11}$$

式中：Z_k为各部件的购买成本，其成本方程见表 3；CRF（Capital Recovery Factor）为资金维护系数；r为年均投资利率，取 0.08；n 为设计工作年限，取 30 年。

考虑到通货膨胀等因素，各部件的购买成本需采用化工装置成本指数（chemical engineering plant cost index，CEPCI）对各设备成本进行统一折算，本文选用 2020 年作为初始年份，CEPCI 取 596.2[27]：

$$Z_{k,2020}=Z_{k,ref}\frac{CEPCI_{2020}}{CEPCI_{ref}} \tag{12}$$

运行和维护成本表示为[28]：

$$Z_{OM}=\alpha\cdot Z_{Equip}\cdot CELF \tag{13}$$

$$CELF=\frac{1+r_{\mathrm{n}}}{r\text{-}r_{\mathrm{n}}}\cdot\left(1-\left(\frac{1+r_{\mathrm{n}}}{1+r}\right)^n\right)\cdot CRF \tag{14}$$

式中：α 为维护系数，取 0.06；CELF（Constant-Escalation Levelization Factor）为不断增长水平因子，r_{n}为名义浮动率，取 0.03。

购电成本表示为[29]：

$$Z_{Elec}=W_{\mathrm{com}}\cdot t_{\mathrm{char}}\cdot D\cdot c_{\mathrm{valley}} \tag{15}$$

式中：D 为年运行天数，取 330 天；c_{valley}为谷电电价，取 0.04 美元/(kW·h)。

表 3 各部件的购买成本方程[29]

Tab.3 Purchase cost equations for each component[29]

部件	成本方程	CPECI
压缩机	$Z_{com}=71.1m_{com}\left(\frac{1}{0.92-\eta_{com}}\right)\left(\frac{P_{com,out}}{P_{com,in}}\right)\ln\left(\frac{P_{com,out}}{P_{com,in}}\right)$	381.7
透平	$Z_{tur}=479.34m_{tur}\left(\frac{1}{0.93-\eta_{tur}}\right)\ln\left(\frac{P_{\mathrm{tur,in}}}{P_{\mathrm{tur,out}}}\right)\left(1+e^{(0.036T_{tur,in}-54.4)}\right)$	381.7
换热器	$Z_{he}=2681A_{he}^{0.59}$	357.6
冷凝器	$Z_{he}=2143A_{he}^{0.514}$	357.6
泵	$Z_P=1120W_P^{0.8}$	468.2
储罐	c	541.7
蓄冷器	$Z_{CES}=32.8\left(\frac{A_{CES}}{80}\right)^{0.68}$	468.2
节流阀	$Z_{TV}=114.5\cdot m$	357.6

2.4 评价指标

为表征耦合系统的能量转换能力与能级利用水平，本文选取电效率（electricity storage efficiency，ESE）、往返效率（round-trip efficiency，RTE）、能量密度（energy storage density，ESD）和㶲效率（total exergy efficiency，TEE）作为储能系统的性能评价指标。其中，往返效率定义为系统释能过程中输出的净电能与系统在一个储/释能周期内输入的总能量之比：

$$RTE=\frac{\left(W_{tur}-W_P\right)\times t_{dischar}}{\left(W_{com}+\Delta Q_{CFPP}\right)t_{char}} \tag{16}$$

式中：t_{char} 和 $t_{dischar}$ 代表储能和释能时长，h；ΔQ_{CFPP} 为燃煤机组耦合 LCES 系统后的等效锅炉吸热量变化，MWh；W_P 为增压泵的消耗功率，MW。

系统电效率 ESE 定义为释能过程的净输出电能与压缩机消耗电能之比：

$$ESE=\frac{\left(W_{tur}-W_P\right)\times t_{dischar}}{W_{com}\times t_{char}} \tag{17}$$

能量密度 ESD 用于表征单位储存容积所对应的可释放电能，定义为系统输出电能与储存设备总容积之比：

$$ESD=\frac{\left(W_{tur}-W_P\right)\times t_{dischar}}{V_{LPT}+V_{HPT}} \tag{18}$$

式中：V_{LPT} 和V_{HPT} 分别代表低压罐和高压罐的体积，m^3。

系统㶲效率 TEE 定义为系统的产品㶲与燃料㶲的比值[30]：

$$TEE=\frac{E_{p,total}}{E_{f,total}} \tag{19}$$

式中：$E_{f,total}$ 和 $E_{p,total}$ 分别代表系统的产品㶲和燃料㶲，对于系统中的每个部件，㶲平衡方程为[30]：

$$E_{f,k}=E_{p,k}+E_{d,k} \tag{20}$$

式中：d 代表㶲损失，下标 k 代表第 k 个组件。

每个部件的㶲可以表示为[30]：

$$E_x=\mathrm{m}_x\left[\left(h_x-h_0\right)-T_0(s_x\text{-}s_0)\right] \tag{21}$$

式中：下标 x 代表第 x 个状态点，下标 0 代表环境状态点。

为评价系统的灵活性，本文选取调峰容量和调峰深度作为评价指标，$\triangle P$ 指耦合系统功率与原燃煤电厂发电功率之差，储能过程中的调峰容量可表示为：

$$\Delta P_{\text{char}} = W_{com,char} + P_{\text{CFPP}} - P_{\text{CFPP,char}} \tag{22}$$

式中：P_{CFPP}为原燃煤电厂的发电功率。

释能过程中的调峰容量可表示为：

$$\Delta P_{\text{dischar}} = W_{tur,char} + P_{\text{CFPP,char}} - P_{\text{CFPP}} - W_p \tag{23}$$

调峰深度 ψ 是调峰容量与原燃煤机组的发电功率之比，可通过以下公式计算：

$$\psi = \frac{\Delta P}{P_{CFPP}} \times 100\% \tag{24}$$

平准化度电成本（levelized cost of electricity，LCOE）定义为在全生命周期内的成本与发电量的比值，表达式如下[29]：

$$LCOE = \frac{Z_{Equip} + Z_{OM} + Z_{Elec}}{W_{\text{tur}} \cdot D \cdot t_{\text{dischar}}} \tag{25}$$

2.5 模型验证

目前，关于燃煤机组耦合液态二氧化碳储能系统的公开研究仍相对有限，尚缺乏可直接用于整系统对比的实验作为参考。鉴于此，本文采用分模块验证方法，燃煤机组子系统计算结果与某电厂汽轮机说明书数据进行对比，结果见表 4；LCES 子系统选取文献中独立 LCES 系统为参考，在相同边界条件下利用 EBSILON 软件进行建模与仿真，结果见表 5。由表可知，模型结果与参考数据吻合较好，最大误差绝对值为 1.18%，可认为该模型满足热力学分析的精度要求。

表 4 1000 MW 燃煤机组 THA 工况下设计值与仿真值对比

Tab.4 Comparison between design value and simulation value of a 1 000 MW coal-fired power plant under THA condition

项目	设计值	计算值	误差/%
功率/MW	1 000	1 000	0.00
主蒸汽流量/(t • h^{-1})	2 682.02	2 706.42	-0.90
主蒸汽温度/℃	600	600	0.00
再热蒸汽流量/(t·h^{-1})	2 207.11	2 229.97	1.03
再热蒸汽温度/℃	620	620	0.00
给水温度/℃	299.62	299.2	0.14
热耗率/(kJ·(kW·h)$^{-1}$)	7 165.29	7 251	-1.18
汽耗率/(kg·(kW·h)$^{-1}$)	2.68	2.71	-0.90

表 5 基于文献[27]的 LCES 子系统仿真结果与文献值对比

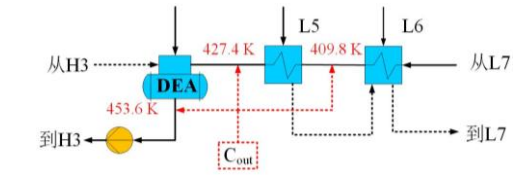
Tab.5 Comparison of simulation results of LCES system based on reference [27] with reference values

状态点	工作流体	温度/℃		
		设计值	文献值	误差
1	CO_2	-40.12	-40.12	0
2	CO_2	19.37	19.37	0
3	CO_2	151.10	151.06	-0.03%
4	CO_2	35.00	35.00	0
5	CO_2	174.94	175.00	0.03%
6	CO_2	35.00	35.00	0
7	CO_2	30.00	30.00	0
8	CO_2	30.00	30.00	0
9	CO_2	31.88	31.88	-0.01%
10	CO_2	147.03	146.65	-0.26%
11	CO_2	39.85	39.50	-0.88%
12	CO_2	129.70	129.29	-0.32%
13	CO_2	35.82	35.51	-0.88%
14	CO_2	25.00	25.00	0
15	CO_2	-35.12	-35.12	0
16	水	20.00	20.00	0
17	水	156.77	155.17	-1.02%
18	水	146.08	144.42	-1.13%
19	水	153.27	151.65	-1.06%
20	水	153.27	151.65	-1.06%
21	水	44.85	44.50	-0.78%
22	水	36.93	37.00	0.18%
23	水	39.53	39.46	-0.18%

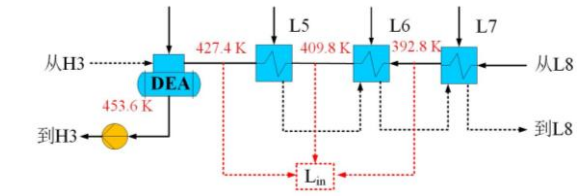
3 结果与讨论

3.1 回热系统耦合位置对性能的影响

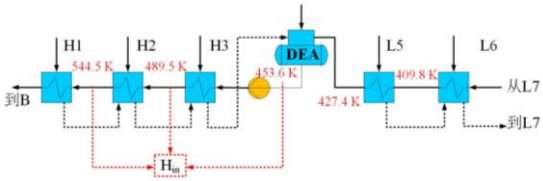
为确定燃煤机组与液态压缩二氧化碳储能系统的最优热耦合方式，本节将系统比较不同耦合方案的性能。如图 1 所示，压缩阶段末级间冷器出口温度已基本限定了冷源侧的匹配范围，因此 C_{in} 的输入位置选定为凝结水，L_{out} 的输出位置也被确定为凝汽器。因此需要讨论凝结水回流节点，低温给水入口位置和高温给水入口位置对系统综合性能的影响。图 2 给出了耦合系统的可选方案。



a) 凝结水回流位置



b) 低温给水输入方案



c) 高温给水输入方案

图 2 耦合系统方案

Fig.2 Schemes of the coupled system

3.1.1 凝结水回流位置

图 3 展示了不同凝结水回流位置布置方式下系统性能指标的变化。可以看到，改变回流位置并未影响系统的电效率及能量密度。这一现象源于压缩热回收过程仅作用于储能阶段，对释能侧透平膨胀过程不存在直接影响。不同回流位置的差异主要体现在压缩热与凝结水回热过程的温区匹配程度上。若回流节点与压缩热释放温度区间匹配较差，将增大回热系统附加扰动和换热不可逆损失，并提高机组侧补偿热量需求，进而导致等效锅炉吸热量增加，往返效率下降。当凝结水回流至 6 号低压加热器出口时，压缩热回收与凝结水温区匹配较好，回热系统扰动较小，储能阶段压缩热利用更充分，往返效率最高，因此，本文选取 6 号低压加热器出口作为凝结水的最佳回流位置。

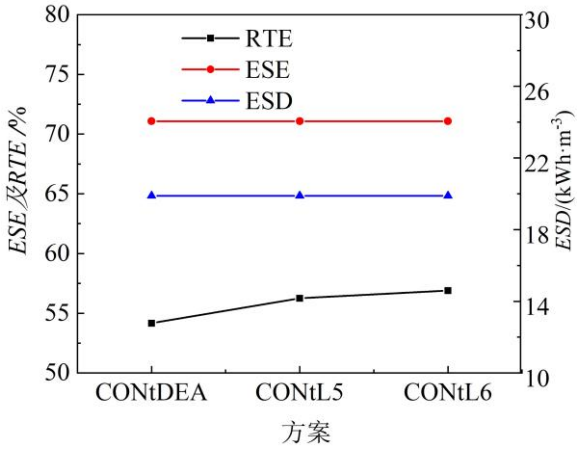


图 3 不同凝结水回流位置的系统性能
Fig.3 System performance of different condensate return positions

3.1.2 低温给水输入方案

图 4 给出了不同低温给水输入方案对系统性能的影响。低温给水输入位置主要影响 CO_2释能阶段低温预热过程及后续高、低温热源之间的热量分配。相比 6 号和 7 号低加给水，5 号低加给水具有更高的焓值，可在低温预热段为 CO_2提供更多热量，从而减轻后续高温给水加热段的热负荷，改善释能侧热量梯级匹配关系。另一方面，低温预热效果增强后，高品位热源的需求量降低，机组侧为满足 CO_2加热需求所引起的热耗增量相对减小，等效锅炉吸热量增幅得到抑制，因此方案 L5tCON 表现出更高的往返效率。故本文选取 5 号低压加热器给水作为 L_{in} 的最佳输入位置。

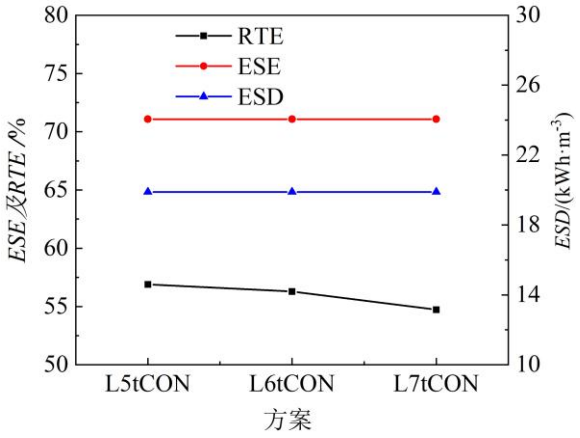


图 4 不同低温给水输入方案的系统性能
Fig.4 System performance of different low-temperature feedwater input schemes

3.1.3 高温给水输入方案

图 5 反映了不同高温给水位置对系统性能的影响。可以看到，随着高温给水品位升高，CO_2在末级加热段可获得更高的加热温度，透平入口参数提升，单位质量工质的膨胀做功能力增强，从而使系统发电量增加，电效率和能量密度均呈上升趋势。然而，高品位给水通常位于机组回热系统后段，被引入 CO_2加热过程后会加大机组侧回热抽汽需求，增加机组附加热耗，并进一步提高等效锅炉吸热量，从而对往返效率产生不利影响。综合考虑透平做功能力提升与抑制机组附加热耗，本文选择除氧器出口给水作为 H_{in} 的输入位置。

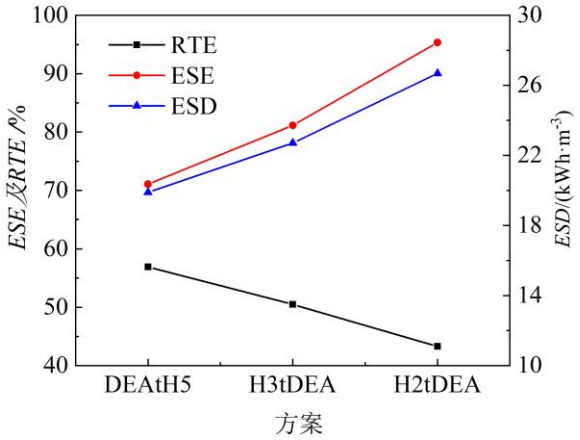


图 5 不同高温给水输入方案的系统性能
Fig.5 System performance of different high-temperature feedwater input schemes

3.2 耦合方案系统性能及成本对比分析

在确定最优耦合方案后，对耦合系统整体性能进行评价，并与吴等人[27]给出的独立 LCES 系统在

相同边界条件下进行了对比。耦合系统的关键性能参数见表 6，图 6 给出了 2 种系统的温-熵（*T-s*）图。

表 6 耦合系统与独立 LCES 系统的关键性能参数对比
Tab.6 Comparison of key performance parameters between the coupled system and the stand-alone LCES system

项目	独立系统	耦合系统
CO_2 质量流量/(kg·s^{-1})	500	500
压缩机功率/MW	101.68	102.45
透平功率/MW	60.67	74.14
增压泵功率/MW	1.32	1.32
储能阶段燃煤机组功率 $P_{CFPP,char}$/MW	1 000	1 035.03
释能阶段燃煤机组功率 $P_{CFPP,dischar}$/MW	1000	955.41
等效锅炉吸热量△Q_{CFPP}/(MW·h)	0	204.38
电效率/%	59.67	71.08
往返效率/%	59.67	56.89
能量密度/(kW·h·m^{-3})	16.57	19.89
度电成本 LCOE/(美元·(kW·h)$^{-1}$)	0.091	0.082

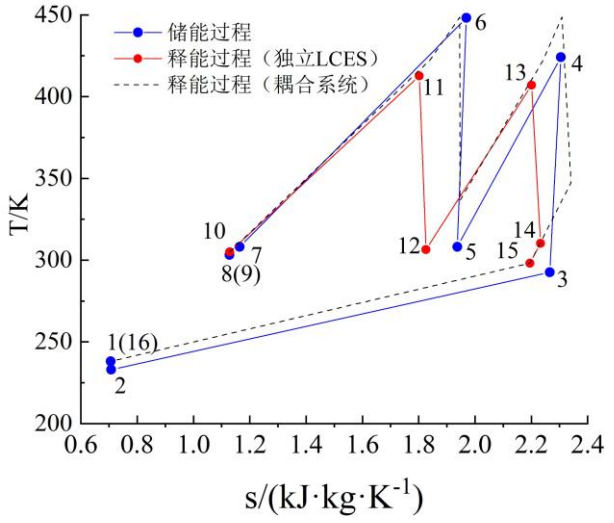
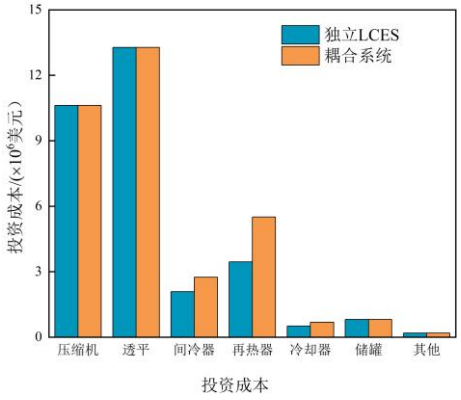


图 6 耦合系统与独立 LCES 系统的 *T-s* 图
Fig.6 *T-s* diagram of the coupled system and the standalone LCES system

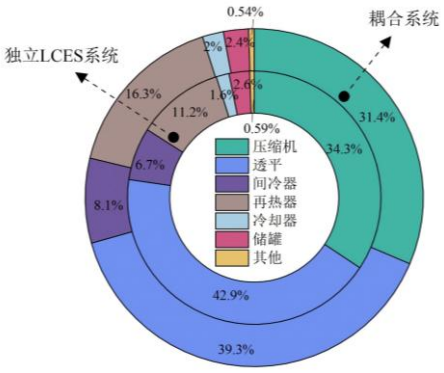
与独立系统相比，耦合系统未改变 CO_2压缩与液化阶段的基本热力路径，储能阶段各状态点分布与独立系统基本一致，系统性能提升主要源于释能阶段热匹配关系的优化。具体来说，耦合系统利用燃煤机组的低温和高温给水对 CO_2进行梯级预热，提高了透平入口参数和单位质量工质的膨胀做功能力，从而显著增强释能侧输出能力。在压缩机功率变化较小的情况下，耦合系统电效率由 59.67%提高至 71.08%，能量密度由 16.57 kW·h/m³提高至 19.89 kW·h/m³。与此同时，由于完整周期内等效锅炉吸热量增加 204.38 MW·h，系统往返效率略降至 56.89%。

除热力性能外，耦合系统对燃煤机组的灵活性亦有影响。从系统运行特性看，储能阶段，虽然压缩热被回收用于加热给水，回热抽汽需求降低，使燃煤机组本体出力由 1 000 MW 提高至 1 035.03 MW，但耦合系统需额外消耗电能驱动压缩机运行，因此从系统净功率边界看，对外净出力下降，表现为吸纳富余电力。系统调峰容量为 67.42 MW，调峰深度为 6.74%。释能阶段，部分给水用于 CO_2预热，导致机组本体出力下降至 955.41 MW，但耦合系统通过 LCES 透平对外输出电功后，系统整体可向电网提供额外功率支撑。在计入透平输出功后，系统调峰容量为 28.23 MW，调峰深度为 2.82%。总体而言，所提出的耦合方案不仅可以提高储能系统的性能，还可以增强燃煤机组的双向调峰能力。

图 7 进一步给出了耦合系统与独立系统各部件的投资成本和相对投资成本。



a) 投资成本



b) 相对投资成本

图 7 耦合系统与独立 LCES 系统的投资成本对比
Fig.7 Investment cost comparison between the coupled system and the stand-alone LCES system

结果表明，两种系统的投资均主要集中在压缩机和透平。与独立 LCES 系统相比，耦合系统总投资有所增加，新增投资主要来自再热器、间冷器和冷却器等换热设备，尤其再热器增幅最为明显，说

明耦合方案的附加投资主要体现在换热设备上。从平准化度电成本来看，耦合系统 LCOE 由 0.091 \$/kWh 降至 0.082 \$/kWh，降幅约为 9.89%，主要原因在于耦合方案优化了释能侧热量匹配，提高了透平输出能力，单位发电量所分摊的投资成本下降，最终表现出更优的综合经济性。

进一步与现有燃煤机组耦合 LCES 系统研究结果进行对比（表 7）可知，本文所提出耦合系统在往返效率方面略低于部分文献结果，但在电效率和能量密度方面表现出明显优势。此外，该耦合系统将储能/释能过程与燃煤机组调峰需求相匹配，提升了机组的灵活性。

表 7 本文耦合系统与现有文献 CFPP-LCES 系统性能对比
Tab.7 Performance comparison between the proposed coupled system and existing CFPP-LCES systems in literature

文献来源	Zheng 等人[22]	He 等人[23]	Han 等人[24]	本文
CFPP 容量/MW	630	600	1000	1000
RTE/%	60.65	51.05	58.79	56.89
ESE/%	44.84	74.79	/	71.08
ESD/(kW·h/m^3)	16.38	12.89	16.57	19.89

3.3 耦合系统敏感性分析

储能系统的高、低压储罐压力及节流阀压降对耦合系统效率与调峰能力具有重要影响。为明确其作用规律，本节对上述参数开展敏感性分析，为运行参数选取与结构优化提供依据。

3.3.1 高压罐压力对耦合系统的影响

图 8 展示了高压罐压力对系统性能的影响。随着高压罐压力从 16 MPa 增加到 22 MPa 时，压缩机耗功与透平输出功均显著增加，但压缩功增幅更为突出，使系统电效率由 73.93%下降至 70.13%。能量密度的变化主要与透平输出功有关，透平输出功增加，能量密度升高。此外，高压罐压力的增加也有益于系统的往返效率，这是因为高压罐压力越高，LCES 系统提供的压缩热越多，燃煤机组在储能阶段较低的热耗率，最终导致等效锅炉吸热量呈现下降的趋势，抵消了压缩机功耗增加带来的负面影响，因而系统往返效率从 53.89%升至 55.03%。研究还发现，再热器㶲变化幅度较小，而间冷器㶲损随压力提高而增加，系统㶲效率整体呈上升趋势。

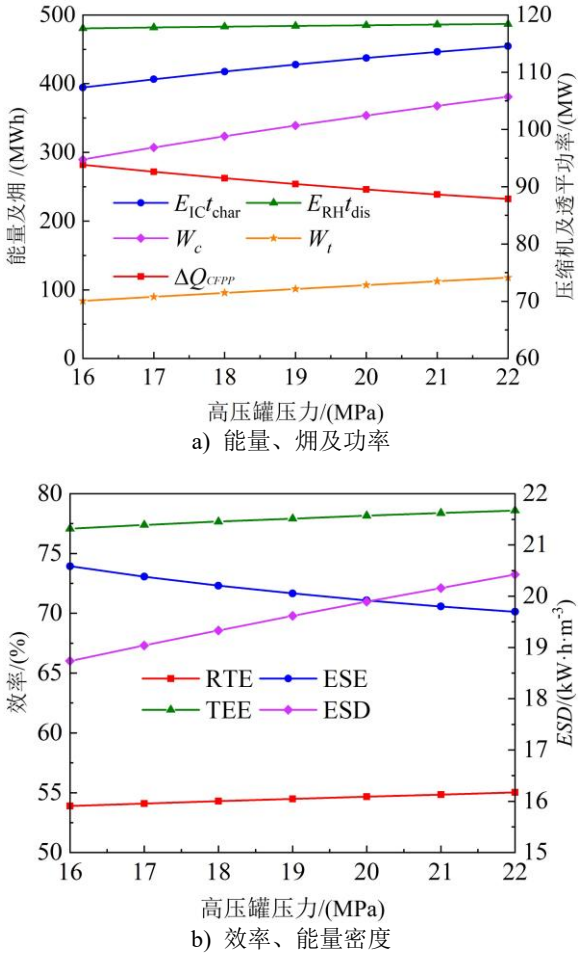
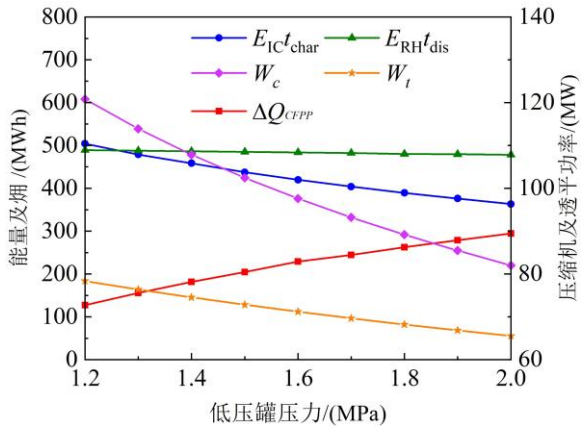


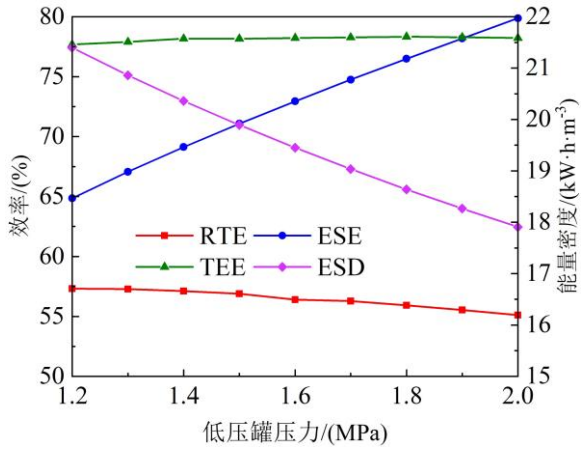
图 8 高压罐压力对耦合系统性能的影响
Fig.8 Influence of high-pressure storage tank pressure on coupled system performance

3.3.2 低压罐压力对耦合系统的影响

低压罐压力对系统性能的影响如图 9 所示。随着低压罐压力升高，系统压缩比与膨胀比同步减小，压缩机耗功与透平输出功均呈下降趋势。但由于压缩机功率降幅更大，电效率由 64.85%提高至 79.88%。另一方面，低压罐压力提高后，为保证释能段 CO_2达到预定膨胀入口温度，需要增加给水侧供热量，导致周期内等效锅炉吸热量变化增大。受上述因素影响，往返效率随低压罐压力增加而降低，平均每提高 0.1 MPa 约下降 0.27%。

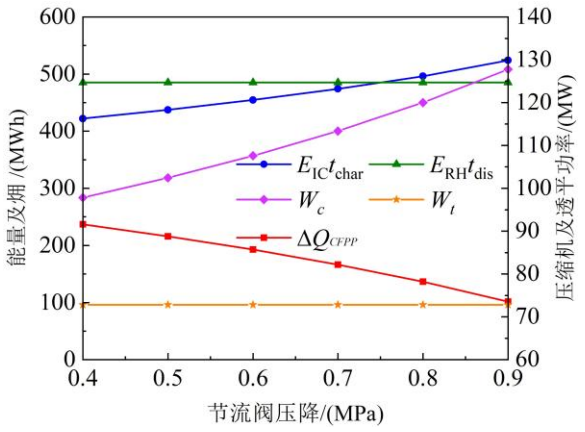


a) 能量、㶲及功率

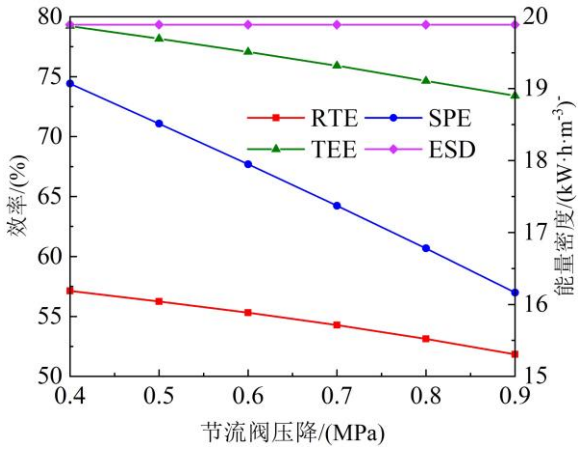


b) 效率、能量密度

图 9 低压罐压力对耦合系统性能的影响
Fig.9 Influence of low-pressure storage tank pressure on coupled system performance



a) 能量、㶲及功率



b) 效率、能量密度

图 10 节流阀压降对耦合系统性能的影响
Fig.10 Influence of throttle valve pressure drop on coupled system performance

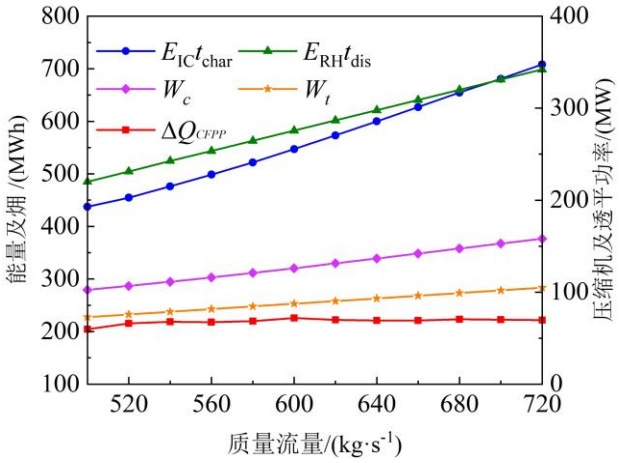
3.3.3 节流阀压降对耦合系统的影响

图 10 展示了节流阀压降对系统性能的影响。由图可知，在节流阀压降从 0.4 MPa 增加至 0.9 MPa 时，除能量密度以外的所有参数均呈下降趋势。节流阀压降的增加降低了压缩机的入口温度，使储能过程中的总压缩功增加。对于释能过程而言，节流阀压降的增加不影响透平的输出功率，因而系统的电效率从 74.42%降低至 56.99%。总压缩功的增加降低了整个周期内的等效锅炉吸热量，然而等效锅炉吸热量的减小不足以抑制压缩功增加带来的负面影响，因此往返效率从 57.13%降低至 51.84%。对于系统㶲效率，间冷器㶲和总压缩机耗功的增加使得系统㶲效率从 79.23%降至 73.41%。

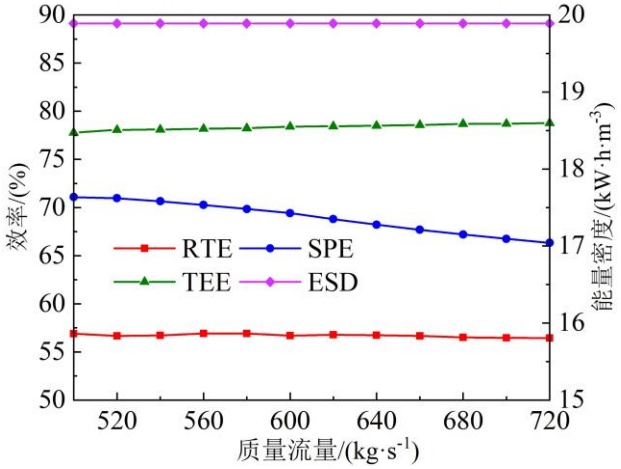
3.3.4 质量流量对耦合系统的影响

图 11 表明，随着 CO_2质量流量增加，透平输出功和压缩机耗功均明显上升，但压缩机耗功增幅更大，因此系统电效率由约 70.5%降至 66.0%左右。往返效率整体变化较小，基本维持在 56%左右。这说明质量流量增加虽会抬升透平输出功，但压缩机耗功和机组附加热耗也同步增加，二者相互抵消后，往返效率变化不明显。在不可逆损失方面，间冷器㶲与再热器㶲均随质量流量增加而提高，其中间冷器㶲增幅更为显著，说明储能侧换热过程的不可逆损失加剧。值得注意的是，系统㶲效率由约 77.7%略增至 78.3%左右，说明尽管局部㶲损增大，但透平输出能力的增强以及系统整体能量利用水平的提升对㶲性能仍起到一定的改善作用。总体来看，增大 CO_2质量流量有利于提高系统功率等级和调峰能力，但会显著增加压缩机耗功并降低电效

率，因此其取值需结合调峰能力和热力性能的侧重点进行灵活调整。



a) 能量、㶲及功率



b) 效率、能量密度

图 11 质量流量对耦合系统性能的影响

Fig.11 Influence of mass flow rate on coupled system performance

4 结论

本文提出了一种新型燃煤机组耦合液态二氧化碳储能系统，并建立了相应的热力学与经济性分析模型，对系统耦合方案、综合性能及关键参数影响规律进行了研究。主要结论如下：

1）确定最优耦合方案：储能阶段，抽取凝结水吸收压缩热后回到 6 号低加出口；释能阶段，采用分段布置梯级加热方式，低温给水取自 5 号低压加热器，高温给水取自除氧器出口。

2）与独立 LCES 系统相比，耦合系统通过优化释能侧热匹配显著提升了透平输出。系统电效率由 59.67%提高至 71.08%，能量密度由 16.57 kW • h/m³ 提高至 19.89 kW·h/m³；由于完整周期内等效锅炉吸热量增加，往返效率降至 56.89%。同时，LCOE 由 0.091 美元/(kW·h)降至 0.082 美元/(kW·h)，具备较好的经济性。

3）耦合系统可有效提升燃煤机组灵活性。储能阶段，系统通过压缩机吸纳富余电力，对应调峰容量和调峰深度分别为 67.42 MW 和 6.74%；释能阶段，LCES 透平对外补充电功，对应调峰容量和调峰深度分别为 28.23 MW 和 2.82%。

4）高压罐压力升高有利于提高透平输出功和能量密度，但会增加压缩机耗功；低压罐压力升高可提高电效率，但会使往返效率下降；节流阀压降增大将恶化系统整体性能；CO_2质量流量增加虽可提升系统输出能力和调峰潜力，但也会增加压缩机耗功并削弱电效率。

本文通过燃煤机组与 LCES 系统的深度耦合，实现了压缩热回收与释能侧梯级供热协同，为提升煤电机组灵活性提供了新的技术思路。未来研究可进一步探索机组变负荷运行条件下耦合系统的动态响应特性和调控策略，以支撑实际工程中的灵活调度需求。此外，开发高效叶轮机械有助于提高系统的经济性能。开展实验验证可为该耦合系统的工程化应用提供充实依据。

[参 考 文 献]

[1] Wang Y, Guo C, Chen X, et al. Carbon peak and carbon neutrality in China: goals, implementation path and prospects[J]. China Geology, 2021, 4(4): 720.

[2] 陈胜, 卫志农, 顾伟, 等. 碳中和目标下的能源系统转型与变革：多能流协同技术[J]. 电力自动化设备, 2021, 41(9): 3.
Chen S, Wei Z N, Gu W, et al. Carbon- neutral oriented transition and revolution of energy systems: multi- energy flow coordination technology[J]. Electric Power Automation Equipment, 2021, 41(9): 3.

[3] 孙杨. 基于储能的燃煤电站运行灵活性优化及其热力学评价[D]. 北京：华北电力大学, 2020: 2.
Sun Y. Enhancing the operational flexibility of coal-fired power plants via energy storage and the thermodynamic evaluation thereof[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2020: 2.

[4] 冀帅宇, 段立强, 王远慧, 等. 典型燃煤机组灵活调峰策略及性能研究[J]. 热力发电, 2023, 52(9): 94.
Ji S Y, Duan L Q, Wang Y H, et al. Research on flexible peak load regulation strategy and performance of typical coal-fired units [J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(9): 94.

[5] Sun Y, Xu C, Xin T, et al. A comprehensive analysis of a thermal energy storage concept based on low-rank coal pre-drying for reducing the minimum load of coal-fired power plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 156: 77.

[6] 苗林, 刘明, 严俊杰. 燃煤机组集成熔盐储热系统释热过程的灵活性提升潜力及能效分析[J]. 中国电机工程报, 2025, 45(15): 5964.
Miao L, Liu M, Yan J J, Flexibility improvement potential and performance evaluation of coal-fired power plant integrated with molten salt thermal energy storage system during heat discharging process[J], Proceedings of the CSEE, 2025, 45(15): 5964.
[7] 任景, 程松, 高敏, 等. 集成熔盐储热燃煤发电系统的灵活性与能耗特性分析[J]. 热能动力工程, 2024, 39(2): 145.
Ren J, Cheng S, Gao M, et al. Analysis of flexibility and energy consumption characteristics of coal-fired power system integrated with molten salt thermal storage[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(2): 145.
[8] Zhao Y, Wang C, Liu M, et al. Improving operational flexibility by regulating extraction steam of high pressure heaters on a 660 MW supercritical coal-fired power plant: a dynamic simulation[J]. Applied Energy, 2018, 212: 1295.
[9] Szablowski L, Krawczyk P, Badyda K. Energy and exergy analysis of adiabatic compressed air energy storage system[J]. Energy, 2017, 138: 12.
[10] Zhou Y, Zhang H, Ji S, Whole process dynamic performance analysis of a solar-aided liquid air energy storage system: From single cycle to multi-cycle[J]. Applied Energy, 2024, 373: 123938.
[11] Zhu M, Zhou J, Chen L, et al. Economic analysis and cost modeling of supercritical CO_2 coal-fired boiler based on global optimization[J]. Energy, 2022, 239: 122311.
[12] Zhu M, Zhou J, Su S, et al. Study on supercritical CO_2 coal-fired boiler based on improved genetic algorithm[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 221: 113163.
[13] 侯坤, 刘向阳, 何茂刚, 等. 燃煤机组耦合气液互转二氧化碳储能系统设计与性能分析[J]. 热力发电, 2025, 54(10): 1.
Hou K, Liu X Y, He M G, et al. Design and performance analysis of a gas-liquid interconversion carbon dioxide energy storage system coupled with a coal-fired power plant[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(10): 1.
[14] Chae Y J, Lee J I, et al. 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.
[15] Cao L, Li X, Wang D, Thermodynamic system of coal-fired power unit coupled S-CO_2 energy-storage cycle[J]. Energy, 2022, 259: 125015.
[16] Zhang X, Zhang H, Zhao H, et al. Thermodynamic analysis of ternary coupled system based on combined heating and power unit, steam ejector and compressed carbon dioxide energy storage[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 104: 114748.
[17] Hu D, Zhao M, Zhang C, et al. Performance analysis of coal-fired power plant with carbon capture integrated with a supercritical compressed carbon dioxide energy storage system[J]. Energy, 2025, 336: 138342.
[18] Hou K, Wang Y, Han N, et al. Performance analysis of a liquid carbon dioxide energy storage system integrated with a coal-fired power plant[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 77: 109869.
[19] 王小东. 火电厂耦合压缩二氧化碳储能系统热力性能优化研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2024: 25.
Wang X D. Thermal performance optimization of coupled compressed carbon dioxide energy storage system in thermal power plants[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2024: 25.
[20] Xu C, Zhang Q, Yang Z P, et al. An improved supercritical coal-fired power generation system incorporating a supplementary supercritical CO_2 cycle[J]. Applied Energy, 2018, 231: 1319.
[21] Zhang L, Cui J, Zhang Y, et al. Performance analysis of a compressed air energy storage system integrated into a coal-fired power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 225: 113446.
[22] Zheng L X, Li Y Q, Mao Y X, et al. Thermodynamic and economic analyses of a novel liquid carbon dioxide energy storage system incorporated with a coal-fired power plant[J]. Energy, 2025, 325: 136212.
[23] He T Y, Cao Y, Si F Q, Thermodynamic analysis and optimization of a compressed carbon dioxide energy storage system coupled with a combined heating and power unit[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 277: 116618.
[24] Han X, He P, Liu Z, et al. Thermodynamic performance and economic analysis of coupled a liquid carbon dioxide energy storage system in a coal-fired power plant[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 99: 113201.
[25] Liu Z, Yang X, Jia W, 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.
[26] Zhou A, Li X, Ren X, et al. Evaluation of the performance and economy for a hybrid energy storage system using hydrogen and compressed carbon dioxide as the energy carrier[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 264: 115700.
[27] 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.
[28] Malik M Z, Musharavati F, Khanmohammadi S, et al. Solar still desalination system equipped with paraffin as phase change material: exergoeconomic analysis and multi-objective optimization[J]. Environmental Science and Pollution Research, 2021, 28(1): 220.
[29] Liu S, Bai H, Jiang P, et al. Economic, energy and exergy assessments of a Carnot battery storage system: comparison between with and without the use of the regenerators[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 50: 104577.
[30] Zhang Y, Shen X, Tian Z, et al. 5E (energy, exergy, energy level, exergoeconomic, and exergetic sustainability) analysis on a carbon dioxide binary mixture based compressed gas energy storage system: A comprehensive research and feasibility validation[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 292: 117399.

（责任编辑 李园）