DOI: 10.19666/j.rlfd.202506132

660 MW 燃煤机组与 AA-CAES 耦合系统热解耦及调峰研究

徐传坤[1]，张　杰[2]，马行驰[1]，李　磊[2]
（1. 上海电力大学能源与机械工程学院，上海　200090；
2. 中国电力工程顾问集团华东电力设计院有限公司，上海　200063）

［摘　　要］可再生能源装机大规模并网给燃煤机组调峰带来严峻挑战。为提高燃煤机组的灵活调节能力并解决典型压缩空气储能系统与燃煤机组耦合系统调峰过程中的能量矛盾，以 660 MW 燃煤机组为研究对象，基于 EBSILON 软件，提出了 3 种储能耦合方案与 2 种释能耦合方案，对不同储能、释能耦合方案采用热经济性指标进行对比，并对耦合系统的热能−时间解耦能力、消除调峰悖论能力和调峰性能进行分析。结果表明：在储能阶段，抽取中压缸排汽加热导热油方案具有最高的储热增益比 1.370 和最低的热耗率 8 814.976 kJ/(kW·h)；在释能阶段，抽取 3 号高压加热器疏水出口吸收导热油热能方案具有最低的热耗率 7 547.945 kJ/(kW·h)；经过 8 h 储热，耦合系统仍维持 38.503 MW·h 有效利用热能，且调峰悖论指数降低至–0.041。通过改变空气参数可使压缩空气储能系统往返效率提升 2.702 百分点，燃煤机组调峰深度提升了 2.481%。研究结果为燃煤机组与储能系统协同优化提供了可行方案。

［关　键　词］压缩空气储能系统；燃煤机组；耦合系统；热解耦；深度调峰；调峰悖论；往返效率

［引用本文格式］徐传坤, 张杰, 马行驰, 等. 660 MW 燃煤机组与 AA-CAES 耦合系统热解耦及调峰研究[J]. 热力发电, 2026, 55(2): 95-107.　XU Chuankun, ZHANG Jie, MA Xingchi, et al. Thermodynamic decoupling and peak-shaving research on a 660 MW coal-fired unit coupled with AA-CAES system[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(2): 95-107.

Thermodynamic decoupling and peak-shaving research on a 660 MW coal-fired unit coupled with AA-CAES system

XU Chuankun[1], ZHANG Jie[2], MA Xingchi[1], LI Lei[2]
(1. College of Energy and Mechanical Engineering, Shanghai University of Electric Power, Shanghai 200090, China;
2. China Power Engineering Consulting Group East China Electric Power Institute, Shanghai 200063, China)

Abstract: The large-scale integration of renewable energy poses significant challenges to the peak-shaving capacity of coal-fired units. To enhance operational flexibility and address energy flow conflicts in typical coal-fired systems coupled with compressed air energy storage systems during peak shaving, this study investigates a 660 MW coal-fired unit using EBSILON software. Three energy storage schemes and two energy release schemes are proposed and evaluated through thermo-economic analysis, focusing on thermal-time decoupling capability, peak-shaving paradox elimination, and system performance. The results show that during energy storage, the scheme utilizing intermediate-pressure cylinder exhaust for thermal oil heating achieves the highest thermal storage gain ratio (1.370) and the lowest heat rate (8 814.976 kJ/(kW·h)). During energy release, the scheme absorbing heat from No.3 high-pressure heater drain outlet yields the minimum heat rate (7 547.945 kJ/(kW·h)). After 8 hours of operation, the system retains 38.503 MW·h of utilizable thermal energy and reduces the peak-shaving paradox index to –0.041. Parameter optimization improves the round-trip efficiency of the compressed air energy storage system by 2.702 percentage points and increases the unit's peak-shaving depth by 2.481%. This study provides a viable solution for synergistic optimization of coal-fired units and energy storage systems.

Key words: compressed air energy storage system; coal-fired unit; coupling system; thermal decoupling; deep peak shaving; peak shaving paradox; round-trip efficiency

收 稿 日 期：2025-06-30　修 回 日 期：2025-08-31　接 受 日 期：2025-09-04　网络首发日期：2025-11-03
基 金 项 目：中国电力工程顾问集团重大科技专项（DG-J02-2022）
Supported by: Key Science and Technology Program of China Power Engineering Consulting Group (DG-J02-2022)
第一作者简介：徐传坤（2001），男，硕士研究生，主要研究方向为压缩空气储能系统耦合，xuchuankun@mail.shiep.cn。
通信作者简介：张杰（1980），男，硕士，高级工程师，主要研究方向为压缩空气储能系统优化，2348@ecepdi.com。

为落实“双碳”战略目标，我国正加快推进可再生能源技术发展，并连续出台了多项配套支持政策[1-2]根据国家能源局统计数据[3]，截至 2024 年 12 月底，全国累计发电装机容量约 33.5 亿千瓦，同比增长 14.6%，其中太阳能（发电装机容量约 8.9 亿千瓦，同比增长 45.2%）与风电（发电装机容量约 5.2 亿千瓦，同比增长 18.0%）装机增速尤为显著。然而，可再生能源发电的不可预测性[4]与不连续性[5]特征导致其并网发电量存在显著不确定性，给电网负荷调节带来严峻挑战。在此背景下，对电力系统的灵活调节要求进一步提高，而燃煤机组因其良好的可控性，仍然承担着深度调峰的重要责任。因此，提高燃煤机组消纳新能源[6-8]的能力就必须提高燃煤机组的调峰能力和灵活性[9-11]。

为协同解决燃煤机组调峰能力与可再生能源消纳问题，大规模储能技术已成为协同提升燃煤机组调峰能力与可再生能源消纳效率的关键路径。基于原理差异，可将储能技术分为 3 类[12-13]：1）物理储能，如压缩空气储能、抽水蓄能、飞轮储能等；2）电化学储能，如锂离子电池、氢燃料电池、钠硫电池等；3）电磁储能，如超级电容储能、超导电磁储能等[14]。压缩空气储能（compressed air energy storage，CAES）系统因结构简单、容量大、寿命长等优势，已成为最具商业化潜力的大规模储能方案之一。其中，先进绝热压缩空气储能（advanced adiabatic compressed air energy storage，AA-CAES）系统是一种取消常规 CAES 技术燃料补燃环节的清洁能源储能技术[15]。

在新型电力系统结构中，AA-CAES 系统通过“削峰填谷”机制增强电网稳定性：高峰时段储电（电能→空气势能），低谷时段发电（空气势能→电能）。相较于电化学等储能技术，AA-CAES 具有储能周期长、循环寿命高、清洁环保和电－电效率高等优点。目前，我国电力系统整体缺乏优质的灵活性电源，因此提高电力系统灵活性一方面需要大力发展储能产业，另一方面需要提升燃煤机组的调节能力[16]，充分挖掘煤电灵活性。在此背景下，AA-CAES 与燃煤机组耦合成为突破性技术路径，既能通过热能梯级利用提高 AA-CAES 系统往返效率，又可扩展燃煤机组负荷调节范围，为可再生能源消纳创造更大空间。

现有研究采用去除典型 CAES 系统的蓄热/冷罐的技术方案，实现 AA-CAES 系统与燃煤机组的直接热耦合，以此为基础围绕耦合方案、热源整合及热电联产三大方向展开。赫广迅等[17]研究了 AA-CAES 与燃煤机组的耦合系统，对比了汽驱与电驱压缩机的经济性，并分析了蒸汽和烟气 2 种热源对系统效率与调峰能力的影响，结果表明，烟气热源使系统效率降低 0.67%，调峰性能仅提升 2.17%。李斌等[18]将 10 MW CAES 系统与燃煤机组耦合，提出了 4 种储能和 7 种释能方案，并基于热耗率与热效率选取了最佳耦合方式，为 CAES-燃煤机组协同运行提供了新思路。王晓露等[19]提出抽凝式热电联产机组与 CAES 的集成系统，分析了供电、供热及独立发电 3 种运行模式，热力学分析表明，耦合系统的㶲效率可提升 4%~31.4%，热电比调节范围显著扩大，此外，既有研究在建模方法上呈现显著差异。李哲等[2]采用 EBSILON 软件建立了燃煤机组-CAES 耦合系统，优化了储能阶段压缩热利用和释能阶段抽汽加热，使机组热效率提高了 19.18%，热耗率降低了 969 kJ/(kW·h)，显著提升了火电调峰能力。高墉[20]采用 EBSILON 软件建立了 CAES-燃煤机组耦合模型，结合改进粒子群优化算法，系统度电成本降低了 10.75%，泛㶲效率提升了 6.59%。罗天赐[21]采用 Aspen Plus 建立了燃煤机组-CAES 耦合模型，结果表明，系统热效率提升但经济性降低，且机组负荷率越低，热耗率越高。

尽管已有成果显著，但是仍存在一定矛盾性。首先是调峰方向与热量流动的固有矛盾（以下简称调峰悖论）：Gong 等人[22]的模拟研究表明，当尝试通过 70 MW 压缩机将燃煤机组负荷从 30%THA（210 MW）调降至 140 MW 时，由于压缩热回流，机组出力反而增加，最终需要配置 81 MW 压缩机才能实现预期调峰目标，这一现象凸显了热量流动方向与调峰需求之间的本质冲突。其次是热能时间耦合约束，薛小军等[23]对 CAES 与燃煤机组耦合系统进行了能量分析，发现 CAES 系统与燃煤机组进行实时热量交换，但缺乏热能管理机制。

综上所述，现有耦合技术虽在调峰性能与系统效率上相较于独立系统有所提升，但仍存在 2 个关键科学问题：

1）调峰悖论。当耦合系统向下调峰时，压缩机消耗燃煤机组的电能产生压缩热回到燃煤机组，使燃煤机组出力增加，这与向下调峰产生悖论；当耦合系统需要向上顶峰时，CAES 系统通过吸收燃煤机组蒸汽的热量提高膨胀机入口温度实现做功，导

致燃煤机组出力下降，这与向上顶峰产生悖论。

2）热能时间耦合约束。耦合系统在储能阶段，压缩机产生的压缩热必须实时回馈至燃煤机组热力系统；在释能阶段，膨胀机又需从燃煤机组即时抽取热能用于空气加热。现有耦合系统设计缺乏有效的时间解耦能力，制约了整体运行效率的提升。

针对上述问题，本文创新性地采用“蓄冷/热罐保留式”间接耦合架构，将 20 MW AA-CAES 系统与 660 MW 超超临界燃煤机组耦合。该设计通过重构热量流路径，解决调峰方向与能量流动的固有矛盾与热能时间耦合约束问题。基于热耗率、热效率和储热增益比等多维度评价体系，系统对比分析了不同耦合方案的综合性能，深入研究了耦合系统的热能–时间解耦特性及其对调峰矛盾的抑制效果。通过关键运行参数的敏感性分析，揭示了空气质量流量及压缩机/膨胀机入口温度对耦合系统性能、调峰能力的影响规律。

1 系统概况

1.1 压缩空气储能系统数学模型与概况

本文采用的 20 MW 四级压缩三级膨胀 AA-CAES 系统主要由压缩机、储气罐、蓄热/蓄冷罐等核心部件组成。为分析该系统热力学特性，首先需对其关键部件进行建模[24-30]。

压缩机等熵效率 η_{Ac} 为[31]：

$$\eta_{\mathrm{Ac}}=\frac{h_{\mathrm{out,s}}-h_{\mathrm{in}}}{h_{\mathrm{out}}-h_{\mathrm{in}}} \tag{1}$$

式中：h_{in} 为压缩机入口空气焓值，kJ/kg；$h_{\mathrm{out,s}}$ 为实际压缩机出口空气焓值，kJ/kg；h_{out} 为等熵压缩出口空气焓值，kJ/kg。

压缩机和膨胀机入口空气温度与出口空气温度为[32]：

$$T'_{\mathrm{ci}}=T_{\mathrm{ci}}(\beta_{\mathrm{ci}})^{\frac{k-1}{k}} \tag{2}$$

$$T'_{\mathrm{ei}}=T_{\mathrm{ei}}\left[1-\eta_{\mathrm{ei}}\left(1-\left(\frac{1}{\beta_{\mathrm{ei}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)\right] \tag{3}$$

式中：T'_{ci} 为下一级压缩机出口温度，K；T'_{ei} 为下一级膨胀机出口温度，K；T_{ci} 与 T_{ei} 分别为上一级压缩机和膨胀机的入口温度，K；β_{ci} 为上一级压缩机压缩比；β_{ei} 为上一级膨胀机膨胀比；η_{ei} 为膨胀机的等熵效率；k 为空气的绝热指数，取 1.4。

AA-CAES 系统运行包含 2 个典型工况：储能阶段与释能阶段。在储能阶段，压缩机消耗电网电能将大气中的空气压缩至高压状态并送入储气罐。由于压缩过程会产生大量压缩热，为提升能量利用效率，系统在压缩机出口设置级间换热器，并以 Therminol VP1（密度 1 050 kg/m^3，比热容 25 kJ/(kg·K)，沸点 315 ℃）作为传热介质将压缩热存储于蓄热罐中。该合成导热油具有显著的热稳定性（工作温度范围 12~400 ℃）和优异的传热特性，可确保系统在宽工况范围内的热力学性能。在释能阶段，蓄热罐存储的高温导热油通过换热器对高压空气进行再加热，生成的高温高压空气驱动膨胀机做功发电，完成电能回馈电网的转换过程。本研究基于文献[18,21-22,24-25]设置 AA-CAES 系统参数（见表 1）。基于设计工况参数，建立 AA-CAES 系统模型，并验证模型的有效性，模拟结果表明：关键参数（包括压缩/膨胀机额定功率和往返效率等）的相对误差均控制在±2%以内，满足工程应用精度要求。

表 1 AA-CAES 系统主要参数设置与验证结果
Tab.1 Main parameters settings and verification results of the AA-CAES system

项目	设计值	模拟值	相对误差/%
环境温度/℃	25	25	0
压缩机额定功率/MW	20.000	20.015	+0.075
膨胀机额定功率/MW	20.000	20.000	0
储能时长/h	2	2	0
释能时长/h	1.190	1.190	0
蓄冷罐压力/MPa	0.600	0.600	0
蓄热罐压力/MPa	0.600	0.598	–0.333
储气压力/MPa	10.000	10.000	0
膨胀机工作压力/MPa	9.500	9.500	0
压缩机入口温度/℃	45	45	0
膨胀机入口温度/℃	174	174	0
往返效率/%	59.500	59.450	–0.084

1.2 燃煤机组概况

以 660 MW 超超临界、一次再热、纯凝式燃煤机组为耦合对象，该燃煤机组热力系统采用 8 级回热抽汽设计，包括 4 台高压加热器、1 台除氧器和 3 台低压加热器。基于燃煤机组设计工况参数，利用 EBSILON 热力系统仿真软件分别建立了汽轮机热耗率验收（turbine heat acceptance，THA）工况与 30%THA 工况下的精确模型。为验证模型准确性，对关键参数包括压缩/膨胀机额定功率和往返效率等进行了模拟值与设计值对比，结果见表 2、表 3。由表 2、表 3 可以看出，在 THA 和 30%THA 2 种典型运行条件下，各主要热力参数的模拟误差均控制在±2%以内：THA 工况下主蒸汽流量模拟误差仅为+1.029%，30%THA 工况下主蒸汽流量误差仅为

+0.632%。以上验证满足工程计算精度要求。

表 2 THA 工况下燃煤机组设计值与模拟值对比
Tab.2 Comparison between the design and simulation values of coal-fired unit under THA working condition

项目	设计值	模拟值	相对误差%
额定负荷/MW	660	660	0
主蒸汽压力/MPa	28	28	0
主蒸汽流量/(kg s^{-1})	521.490	526.867	+1.029
主蒸汽温度/℃	600	600	0
再热蒸汽压力/MPa	5.539	5.539	0
再热蒸汽温度/℃	620	620	0
背压/MPa	0.011 5	0.011 5	0

表 3 30%THA 工况下燃煤机组设计值与模拟值对比
Tab.3 Comparison between the design and simulation values of coal-fired unit under 30%THA working condition

项目	设计值	模拟值	相对误差/%
输出功率/MW	198	198	0
主蒸汽压力/MPa	10	10	0
主蒸汽流量/(kg s^{-1})	160.251	161.264	+0.632
主蒸汽温度/℃	600	600	0
再热蒸汽压力/MPa	1.604	1.604	0
再热蒸汽温度/℃	570	570	0
背压/MPa	0.011 5	0.011 5	0

1.3 典型 CAES-燃煤机组耦合系统概况

图 1 为典型 CAES-燃煤机组耦合系统架构[28]，其通过取消蓄热/冷罐实现直接耦合，但如前所述，存在调峰悖论和热能时序约束。

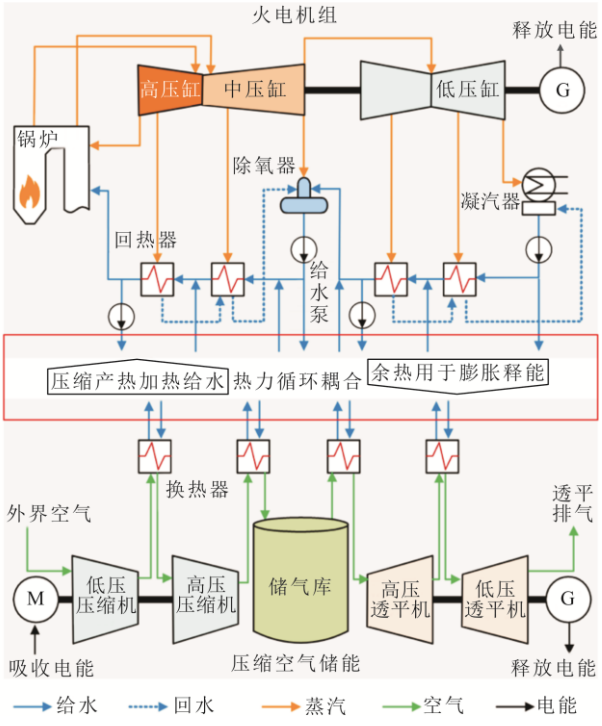


图 1 典型 CAES-燃煤机组耦合系统示意
Fig.1 Schematic diagram of a typical CAES-coal-fired unit coupling system

1.4 本文燃煤机组与 AA-CAES 耦合系统概况

本文提出的燃煤机组与 AA-CAES 耦合系统（图 2）旨在提升燃煤机组灵活运行的可行性。耦合系统通过热−电调控机制，实现了“削峰填谷”和灵活性提升。该系统有 2 种运行模式：储能模式与释能模式。针对现有耦合系统存在的热能–时间耦合与调峰悖论，本研究创新性地引入 AA-CAES 蓄热罐作为热能缓冲媒介：在可再生能源发电量高峰期时，将部分来自燃煤机组的热能和压缩热存储于蓄热罐中，进一步降低燃煤机组出力；当燃煤机组顶峰时，释放蓄热罐的热能提升燃煤机组发电效率。耦合系统具体原理为：储能模式下，利用电网富余的可再生能源发电驱动压缩机，将空气压入储气罐，在此过程中，导热油同步吸收压缩热，并通过两级换热器进一步储存来自燃煤机组给水系统和蒸汽的热量（简称燃煤机组蓄热）于蓄热罐中，进一步降低燃煤机组出力；释能模式下，高温导热油经过两级换热器将部分热能回送至燃煤机组的给水与凝结水系统以提升燃煤机组发电效率，剩余热能用于加热高压空气推动膨胀机做功发电。值得注意的是，根据热力学第二定律，所储存的热能在释能阶段无法完全利用，使得导热油温度仍高于蓄冷罐温度，耦合系统通过换热器将这部分余热再次回收至燃煤机组，实现能量梯级利用。如图 2 所示，该集成系统通过热力优化设计，同步实现热能时间解耦、调峰悖论消除及燃煤机组灵活性提升，为新型电力系统建设提供关键技术支撑。

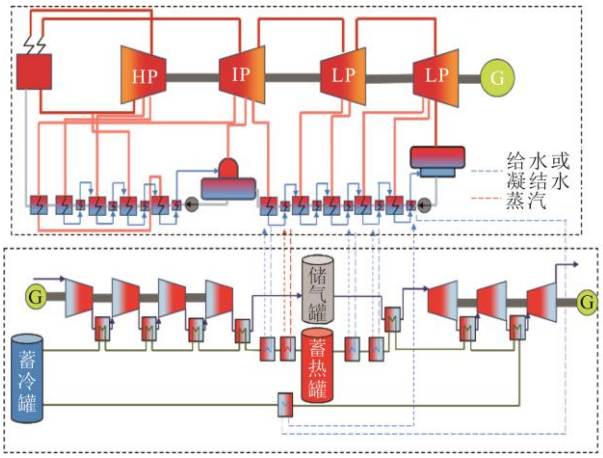


图 2 燃煤机组与 AA-CAES 耦合系统示意
Fig.2 Schematic diagram of the coal-fired unit and AA-CAES coupling system

1.5 系统评价指标

汽轮机热耗率 q_0 是指汽轮机每发 1 kW·h 电所

消耗的热量，表达如下：

$$q_0=\frac{D_{\mathrm{fw}}(h_0-h_{\mathrm{fw}})+D_{\mathrm{rh}}\Delta h_{\mathrm{rh}}}{P_{\mathrm{e}}} \tag{4}$$

式中：D_{fw} 为给水质量流量，kg/s；h_0 为主蒸汽焓值，kJ/kg；h_{fw} 为给水焓值，kJ/kg；D_{rh} 为再热蒸汽质量流量，kg/s；Δh_{rh} 为再热蒸汽热段与冷段的焓差，kJ/kg；P_{e}为 CAES 系统向燃煤机组吸收或释放热能而造成的燃煤机组实际出力，MW。

标准煤耗率 b_{n} 是燃煤机组每发 1 kW·h 电所消耗的标准燃煤量，表达式如下：

$$b_{\mathrm{n}}=\frac{B_0}{W} \tag{5}$$

式中：B_0 为供电标准煤耗量，g；W 为燃煤机组实际供电量，kW·h。

储热增益比 H 定义为系统储存的有效热量（燃煤机组蓄热和压缩热）与抽汽导致的发电损失之比，用于评价抽汽储热策略的能量置换效率，表达式如下：

$$H=\frac{Q_{\mathrm{st}}}{\Delta P_{\mathrm{e}}} \tag{6}$$

式中：H 为储热增益比；Q_{st} 为有效储热量，MW；ΔP_{e} 为燃煤机组发电损失，MW。

向下瞬时调峰容量ΔP_{cha} 是储能阶段原始机组输出电功率与耦合系统输出电功率之差，表达式为：

$$\Delta P_{\mathrm{cha}}=P_{\mathrm{CFPP}}-P_{\mathrm{cha,e}} \tag{7}$$

式中：$P_{\mathrm{cha,e}}$ 为耦合系统中燃煤机组在储能阶段的实际输出功率，MW；P_{CFPP} 为原始机组的输出功率，MW。

调峰深度 φ_{cha} 是耦合系统在储能阶段瞬时调峰容量与原始机组额定功率的比值，表达式如下：

$$\varphi_{\mathrm{cha}}=\frac{\Delta P_{\mathrm{cha}}}{P_0} \tag{8}$$

式中：φ_{cha} 为向下调峰深度；ΔP_{cha} 为向下调峰瞬时调峰容量，%；P_0 为燃煤机组额定电功率，%。

CAES 系统往返效率 $\eta_{\mathrm{CAES,RTE}}$ 指在一个充放电周期内压缩空气储能系统的电−电转换效率：

$$\eta_{\mathrm{CAES,RTE}}=\frac{W'_{\mathrm{A,out}}+\Delta W_{\mathrm{extr}}}{W_{\mathrm{A,in}}} \tag{9}$$

式中：$W'_{\mathrm{A,out}}$ 为独立 CAES 系统在设计工况下的输出电量，MW·h；ΔW_{extr} 为释能阶段额外热能增加的膨胀机的发电量，MW·h；$W_{\mathrm{A,in}}$ 为储能阶段压缩机所消耗的电量，MW·h。

综合能源利用率 η_{CER} 用于评价系统整体能源利用率，包含电能和热能的协同效应。其分子是一个循环最后得到的收益，分母是储能阶段的成本：

$$\eta_{\mathrm{CER}}=\frac{W_{\mathrm{exp}}+\Delta W_{\mathrm{CFPP}}}{W_{\mathrm{com}}+\Delta W'_{\mathrm{CFPP}}} \tag{10}$$

式中：W_{exp} 为 CAES 系统膨胀机发电量，MW·h；ΔW_{CFPP} 为返回燃煤机组的热量所增加的发电量，MW·h；$\Delta W'_{\mathrm{CFPP}}$ 为因抽取蒸汽储热导致的燃煤机组发电量亏损，MW·h；W_{com} 为 CAES 系统压缩机耗电量，MW·h。

热效率 η_{e} 表示燃煤机组产生的总电能与吸收的总热能的比值，用于评价燃煤机组的效益：

$$\eta_{\mathrm{e}}=\frac{P_{\mathrm{CFPP}}}{Q_{\mathrm{fw}}+Q_{\mathrm{rh}}} \tag{11}$$

式中：Q_{fw} 为给水吸热量，MW；Q_{rh} 为再热蒸汽吸热量，MW。

汽轮机热耗率相对变化率 $\dot{q}_0$ 是热耗率相对变化的幅度，用于量化燃煤机组与 CAES 耦合后其热力学性能的变化程度，表达式如下：

$$\dot{q}_0=\frac{q_{0(T+10℃)}-q_{0(T)}}{q_{0(T)}} \tag{12}$$

式中：$q_{0(T)}$是膨胀机入口空气温度为 T 时的汽轮机热耗率，kJ/(kW·h)；$q_{0(T+10\ ℃)}$为膨胀机入口空气温度在 T（℃）基础上增加 10 ℃的汽轮机热耗，kJ/(kW·h)。

时间解耦系数 η_{TD} 是用于量化热能供需在时间维度上解耦程度的指标，反映系统将热能与时间分离的能力（η_{TD}=1，完全解耦；0<η_{TD}<1，部分解耦；η_{TD}=0，未解耦）。表达式如下：

$$\eta_{\mathrm{TD}}=1-\frac{Q_{\mathrm{act}}}{Q_{\mathrm{total}}} \tag{13}$$

式中：Q_{act} 为实时消耗的热量，MJ；Q_{total} 为实时进入 CAES 系统的总热量（压缩热与燃煤机组蓄热之和），MJ。

调峰悖论指数 N 是用于量化燃煤机组与 CAES 耦合系统中调峰方向与实际热量流动矛盾程度的指标。N>0，有调峰矛盾；N≤0，无调峰矛盾。

$$N=\frac{P_{\mathrm{e}}-P_{\mathrm{CFPP}}}{P_{\mathrm{CFPP}}} \tag{14}$$

2 耦合方案

2.1 储能阶段耦合方案

为匹配实际电网运行需求，本文耦合系统设定燃煤机组在 30%THA 工况下运行。压缩过程产生的压缩热由导热油吸收，为进一步降低燃煤机组出力

和实现热能与时间解耦，导热油进一步吸收燃煤机组蓄热，并将热能储存在蓄热罐中，所储存的热能可在释能阶段按需释放，从而实现热能的时间平移和灵活调度。由于蒸汽参数的变化会显著影响燃煤机组的热力学性能及出力特征，本小节重点探讨不同抽汽位置对燃煤机组-CAES 耦合系统运行特性的影响。

导热油在吸收压缩热后温度升至 179 ℃，而目标储热温度需达到 260 ℃。由于热力学限制，热源温度必须高于 260 ℃才能实现有效传热，这将导致单级换热器的端温差过大，显著降低换热效率。为此，采用两级梯级换热方案以优化传热过程并降低不可逆损失：第 1 级换热器将导热油加热至 220 ℃，热源来自给水段末级高压加热器出口给水，回水至 2 号高压加热器（高加）出口；第 2 级换热器将导热油加热至 260 ℃，热源来自 3 种不同的抽蒸汽方案，分别为再热冷段蒸汽、除氧器抽汽和中压缸排汽，所有方案的回汽均接入低压缸。以上回蒸汽/水位置是根据能量梯级利用原理确定，确保回流温度与回点位置的温度差在±5℃以内[18]。储能阶段各个耦合方案示意如图 3 所示。

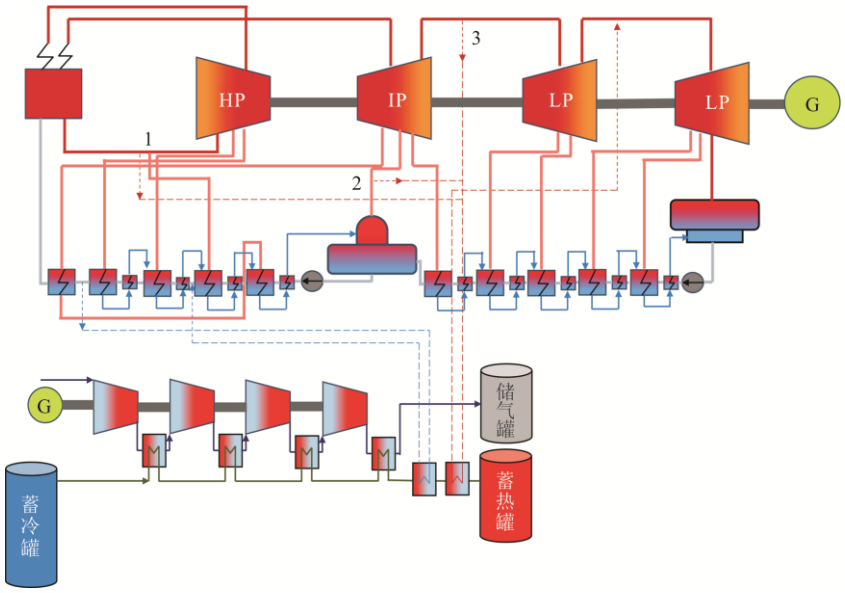


图 3 储能阶段耦合方案示意

Fig.3 Schematic diagram of the coupling scheme in energy storage stage

表 4 对比了储能阶段 3 种耦合方案的模拟结果。分析发现，抽汽点位置的选择直接影响燃煤机组汽轮机热耗率和标准煤耗率，其中方案 3 综合性能最优。

表 4 储能阶段耦合方案模拟结果对比

Tab.4 Simulation results of the coupling schemes in energy storage stage

项目	原始机组	方案 1	方案 2	方案 3
热耗率/(kJ (kW h)$^{-1}$)	8 512.541	9 069.974	8 833.102	8 814.976
储热增益比	—	0.645	1.358	1.370
标准煤耗率/(g (kW h)$^{-1}$)	315.877	336.561	327.772	327.099
抽汽温度/℃	—	352.016	377.183	272.183
抽汽量/(kg s^{-1})	—	18	17.500	60

方案 1 的蒸汽来自再热冷段（1.760 MPa、353.016 ℃），经过换热器加热导热油，此时高压蒸汽（1.759 MPa、228 ℃）经过节流阀压力降至与低压缸入口压力相同，被送入低压缸（0.123 MPa、229.964 ℃）做功。这使得一部分再热冷段蒸汽未能进入再热器提高蒸汽焓值并进入中压缸做功，导致汽轮机机组热耗率和标准煤耗率最高，该方案虽储存了高品位热能，但发电损失显著，其储热增益比为三者中最低。

方案 2 抽取除氧器抽汽（0.419 MPa、377 ℃，品位相对方案 3 较高），经过换热器后蒸汽（0.418 MPa、231 ℃）经节流阀被送入低压缸，一部分蒸汽未能进入中压缸使得汽轮机机组热耗率和标准煤耗率较高。

方案 3 抽取中压缸排汽（0.193 MPa、272.183 ℃，品位相对较低），经过换热器后蒸汽（0.192 MPa、228.709 ℃）经节流阀进入低压缸。因为该方案中压缸排汽与低压缸入口处焓差和压差较小，所以汽轮机做功循环的影响较小，因此热耗率、标准煤耗率及储热增益比均优于其他方案。

2.2 释能阶段耦合方案

释能阶段通常对应可再生能源发电低谷期，因此本研究基于燃煤机组 100%THA 工况模拟运行。在释能阶段，高压空气从储气罐经过换热器提升温度至 174 ℃后进入膨胀机做功；导热油经过换热器从 260 ℃下降为 179 ℃。为避免单一换热器端温差过小导致换热面积增加（成本上升）或过大影响换热效率，耦合系统采用两级换热设计，端温差控制在±10~40 ℃内。第 1 级换热器冷源分别选取给水泵出口和 3 号高加疏水器出口作为释能阶段 2 种耦合方案比较，且回水点均为 2 号高加疏水器入口；第 2 级换热器冷源来自 6 号低压加热器（低加）疏水器出口，回水至除氧器入口。导热油释热后温度降至 55 ℃，仍高于蓄冷罐内导热油温度（30 ℃），为避免热量浪费，在蓄冷罐入口前设置换热器，通过抽取凝结水泵出口凝结水吸收导热油热量，回水至 8 号低加疏水器出口，将这部分热量送给燃煤机组加以利用。其中回水点的确定依据 2.1 节提到的能量梯级利用原理。

释能阶段各耦合方案如图 4 所示。各方案模拟结果对比见表 5。

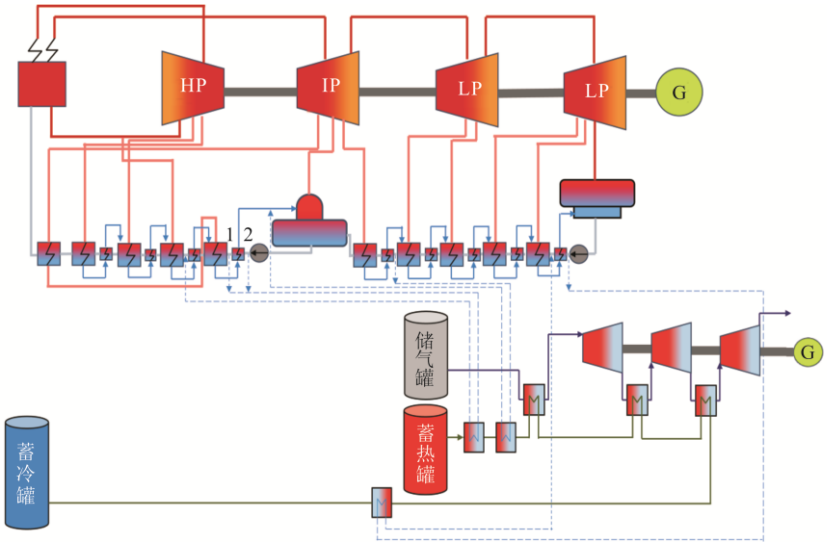


图 4 释能阶段耦合方案示意

Fig.4 Schematic diagram of the coupling scheme in energy release stage

表 5 释能阶段耦合方案模拟结果

Tab.5 Simulation results of the coupling schemes at the energy release stage

项目	原始机组	方案 1	方案 2
汽轮机组热耗率/(kJ (kW h)$^{-1}$)	7 600.432	7 547.945	7 548.129
热效率/%	—	47.702	47.615
标准煤耗率/(g (kW h)$^{-1}$)	282.031	280.107	280.106
除氧器抽汽量/(kg s^{-1})	—	19.095	19.428

由表 5 可知，释能阶段将导热油的热量回收至燃煤机组可以降低汽轮机组热耗率和标准煤耗率。方案 1 和方案 2 抽水温度分别为 198.794、193.041 ℃，且回水温度均为 234 ℃。在导热油放热量相同的情况下，2 种方案抽水温度和抽水量相近，使得汽轮机组热耗率、热效率和标准煤耗率相差不大。由于 2 种方案抽水使除氧器抽汽量有所变化，方案 1 除氧器抽汽量比方案 2 小，进入汽轮机做功的蒸汽量更多，使得汽轮机组热耗率比方案 2 低，热效率较高，因此方案 1 作为释能阶段最佳耦合方案。

2.3 最佳耦合方案

基于对储能阶段与释能阶段耦合方案的对比分析，最终确定的最佳耦合系统方案如图 5 所示。在储能阶段，导热油在第 1 级换热器吸收来自 1 号高加出口释放的热能，回水至 3 号高加出口；在第 2 级换热器导热油进一步吸收来自中压缸排汽释放的蒸汽热能，回至低压缸入口。在释能阶段，高温导热油在第 1 级换热器释放的热量由 4 号高加疏水器出口的给水吸收，回水至 3 号高加疏水器出口；在第 2 级换热器释放的热量由 6 号低加疏水器出口的凝结水吸收，回水至除氧器入口。为评估耦合系统热力性能，在热平衡状态下对原始机组与耦合系统进行了关键指标对比，包括标准煤耗率、热效率、储热增益比及汽轮机组热耗率，具体数据见表 6。

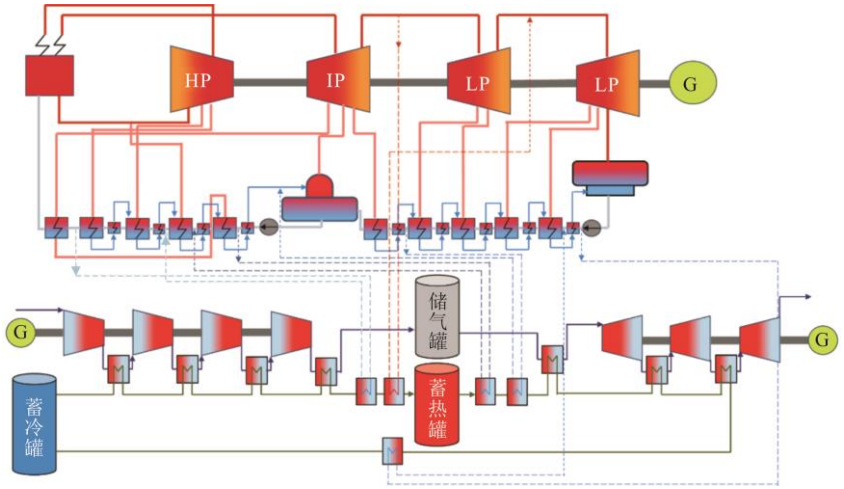


图 5 最佳耦合方案示意
Fig.5 Schematic diagram of the optimal coupling scheme

表 6 原始机组与耦合系统热经济性参数对比
Tab.6 Comparison of thermal economic parameters between the original unit and the coupling system

项目	原始机组	储能阶段	释能阶段
汽轮机组热耗率/(kJ (kW h)$^{-1}$)	7 600.432	8 814.976	7 547.945
热效率/%	—	—	47.732
标准煤耗率/(g (kW h)$^{-1}$)	282.031	327.099	280.107
储能增益比	—	1.370	—

3 耦合系统性能

针对耦合系统的热能时间平移特性及释能阶段关键参数影响开展深入分析，基于以下假设建立研究框架：

1）耦合系统热力损失方面，综合考虑管道传热与设备散热，设定总热损失率恒定不变；

2）压缩与膨胀过程方面，维持压缩机与膨胀机等熵效率恒定；

3）储气系统方面，假设储气罐内空气压力与总质量在释能阶段保持动态平衡；

4）在分析释能阶段参数敏感性时，固定储能阶段的初始运行条件。

3.1 与典型耦合系统热力性能对比分析

由于文献[18]中的 CAES 系统容量（10 MW）和燃煤机组规模（350 MW）与本文（20 MW CAES+660 MW 燃煤机组）显著不同，为确保研究结果具有可比性，本文采用以下统一边界条件：保持总膨胀比一致，修正膨胀机等熵效率，并通过调整空气质量流量实现输出功率等效。同时，将热耗率转化为相对变化率以消除基准差异。图 6 展示了本文耦合系统与文献[18]系统在 100%THA 工况（非采暖季）下释能阶段汽轮机热耗率的相对变化率对比。由图 6 可以看出，随着膨胀机入口空气温度的升高，文献[18]系统与本文耦合系统的热耗率变化趋势均较为平缓，但本文耦合系统的热耗率相对变化率整体更低。这是因为：首先，文献[18]系统采用直接耦合方式，而本文系统采用间接耦合；其次，在释能阶段，文献[18]系统利用 5 号低加抽汽加热高压空气，而本文系统则采用蓄热罐加热高压空气的方式。这种改进方式使本文耦合系统对燃煤机组热耗率的影响更温和。

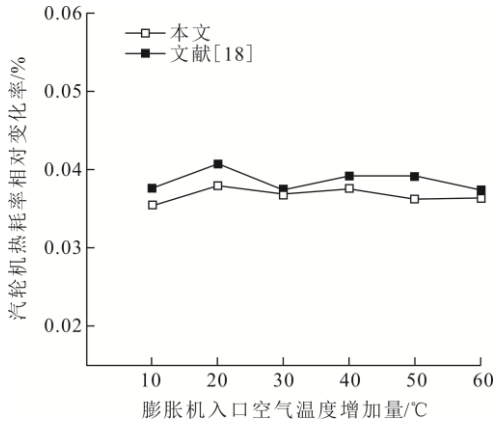


图 6 膨胀机入口空气温度对热耗率相对变化率的影响
Fig.6 Effect of the expander inlet air temperature on relative change in heat rate

为突显本耦合系统的热能解耦能力，本文将其与文献[18]所提系统在储能与释能阶段的热耗率及时间解耦特性进行对比。具体对比如下：

在储能阶段，以各自对应的独立燃煤机组为基准进行对比。文献[18]中，原始机组的热耗率为 7 865.104 kJ/(kW h)，其耦合系统的模拟值为

7 788.395 kJ/(kW·h)；本文原始机组的热耗率为 8 512.541 kJ/(kW·h)，耦合系统的热耗率为 8 814.976 kJ/(kW·h)。在时间解耦系数方面，原始机组因未参与耦合，不适用η_{TD}；文献[18]系统η_{TD}=0，而本文系统η_{TD}=1，表明其具备完全的时间解耦能力。由于热能与时间的解耦仅发生于储能阶段，释能阶段的分析仅以原始机组为参照进行热耗率对比。文献[18]原始机组热耗率为 7 865.102 kJ/(kW·h)，其系统模拟值为 7 875.612 kJ/(kW·h)；本文原始机组热耗率为 7 600.432 kJ/(kW·h)，耦合系统热耗率为 7 547.945 kJ/(kW·h)。对比结果表明，两种系统在储能阶段的运行特性存在本质差异：文献[18]系统η_{TD}=0，反映其完全的时间依赖性；而本文系统η_{TD}=1，实现了完全时间解耦。该差异源于两者不同的热能管理机制：文献[18]系统通过将压缩热回流至燃煤机组以降低热耗率；本文系统则采用导热油吸收机组蓄热，造成热耗率上升。在释能阶段，文献[18]系统因需实时消耗燃煤机组热能加热高压空气，其热耗率高于原始机组；而本文系统通过调用储能阶段所储存的热能，有效降低了释能过程的热耗率。

3.2 热能–时间解耦性能

本文耦合系统通过将热能储存于蓄热罐实现热能的时间平移。为研究热能的时间平移特性，参考文献[27]中典型火电机组周期负荷曲线，对蓄热罐进行 8 h 的储热模拟。结果如图 7、图 8 所示。在 8 h 内，罐体温度从 260 ℃平稳降至 241 ℃，储热总量从 50.830 MW·h 降至 47.012 MW·h，热储存率为 92.539%。耦合系统在整个储存时间内有效利用热能（热能经过一段时间平移后，CAES 系统实际使用的热能与回流到燃煤机组的热能之和）仍有 38.503 MW·h，占初始储热量的 75.749%。

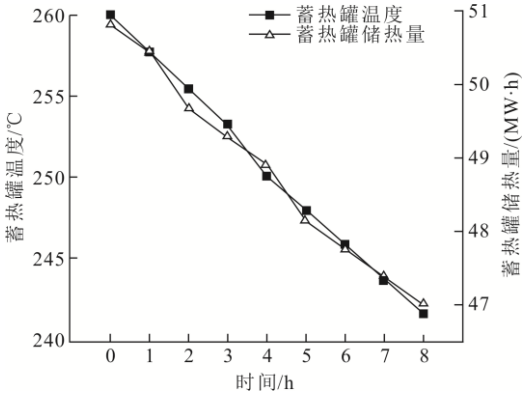


图 7 蓄热温度–蓄热罐储热量随时间变化

Fig.7 Changes of the heat storage temperature and the heat storage of the heat storage tank with time

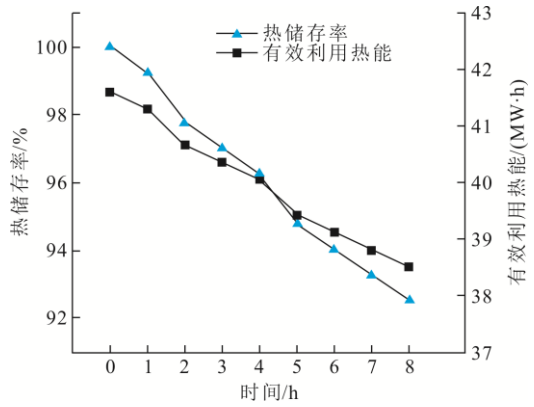


图 8 热储存率–有效利用热能随时间变化

Fig.8 Changes of the heat storage rate and the effectively used heat energy with time

3.3 膨胀机入口空气温度对耦合系统热力性能影响

图 9 显示了固定空气流量时，膨胀机入口温度对汽轮机热耗率和 CAES 系统输出功率的影响。可以看出，汽轮机热耗率与膨胀机入口温度呈非线性关系，具体表现为：当膨胀机入口温度低于设计温度（<174 ℃）时，多余的压缩热随着入口空气温度提升进入燃煤机组的压缩热逐渐减少，温度每提升 10 ℃，进入燃煤机组的压缩热减少约 1%，导致热耗率相应增加 0.511 kJ/(kW·h)；当膨胀机入口温度高于设计温度（≥174 ℃）时，膨胀机需额外消耗燃煤机组蓄热（约 2.982 MJ/s），引发除氧器抽汽量突增 1 kg/s，导致热耗率突增。同时，CAES 系统输出功率随入口温度升高而增加，这是由于高温空气焓值提升增强了膨胀机做功能力。

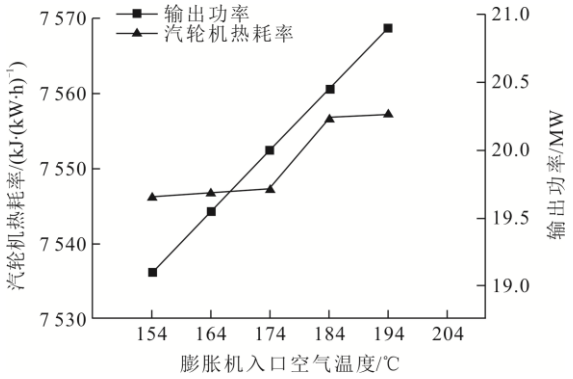


图 9 膨胀机入口空气温度对汽轮机热耗率与输出功率影响

Fig.9 Influence of the inlet air temperature of the expander on heat consumption rate and output power of the steam turbine

图 10 展示了入口空气温度对 CAES 系统往返效率与综合能源利用率的影响。由图 10 可以看出，在恒定储能工况条件下，随着入口温度升高，CAES

系统往返效率与综合能源利用率呈线性增长趋势。系统往返效率变化规律可由式(9)解释，增大释能阶段膨胀机做功可以提高系统往返效率，在入口温度为 194 ℃时可将系统往返效率提升至 62.192%，较独立运行工况 CAES 系统提高 2.702 百分点。对综合能源利用率分析表明：在入口温度低于膨胀机设计入口温度（174 ℃）时，部分压缩热和燃煤机组蓄热返回燃煤机组，导致膨胀机出力降低；当入口温度高于 174 ℃时，部分燃煤机组蓄热和压缩热进入膨胀机，使得膨胀机做功增加（相较于 174 ℃）。直接促成了综合能源利用率随温度升高而持续提升的整体趋势。

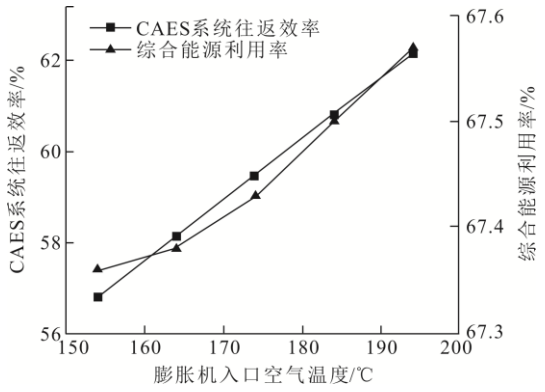


图 10 膨胀机入口空气温度对 CAES 系统往返效率与综合能源利用率的影响

Fig.10 Impact of the intake air temperature on round-trip efficiency and comprehensive energy utilization rate of the CAES system

3.4 膨胀机空气质量流量对耦合系统热力性能影响

图 11 展示了膨胀机空气质量流量对汽轮机热耗率与输出功率的影响。由图 11 可以看出，膨胀机空气质量流量对汽轮机热耗率与输出功率的影响规律相反。提升空气质量流量可显著改善汽轮机组热效率。在恒定入口温度工况下，增加空气质量流量需要更大的热量输入以维持设定温度。这一过程导致导热油温度上升，为保持系统预设的传热温差，需相应提高导热油质量流量。通过这种协同调节机制，燃煤机组单位时间内吸收的热量增加，从而有效降低单位发电量的热耗率。同时，膨胀机功率输出呈现对空气质量流量的高度敏感性：在固定运行工况下，提升进气流量将直接增加膨胀工质的质量流量，从而强化单位时间内的可用能转换能力，最终实现轴功率的线性增长。

图 12 展示了膨胀机空气质量流量对 CAES 系统往返效率的影响。由图 12 可以看出，膨胀机空气质量流量对 CAES 系统往返效率的影响有限，但会导致综合能源利用率出现负增长趋势。这一现象可以从热力学角度解释：对于 CAES 系统往返效率，由于储气室内的空气质量保持恒定，增大空气质量流量虽能提高瞬时输出功率，但会缩短耦合系统释能时间，导致总做功量基本保持不变。在综合能源利用率方面，虽然空气质量流量增加能提高单位时间内燃煤机组吸热量，但释能时间会相应缩短，使得整个释能时间内燃煤机组的总吸热量反而降低。这直接导致燃煤机组增加发电量减少。加之 CAES 系统往返效率基本不变，最终导致综合能源利用率呈现下降趋势。这一现象说明，单纯提高空气质量流量虽然可以增加瞬时功率输出，但会牺牲系统的整体能源利用效率。

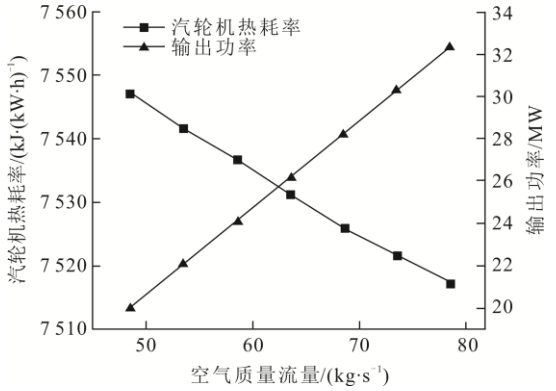


图 11 膨胀机空气质量流量对汽轮机热耗率与膨胀机输出功率的影响

Fig.11 Influence of the air mass flow rate on steam turbine heat loss rate and expander output power

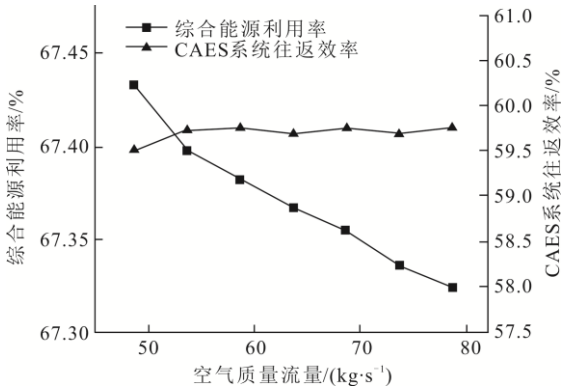


图 12 膨胀机空气质量流量对综合能源利用率与 CAES 系统往返效率的影响

Fig.12 Influence of the air mass flow rate on comprehensive energy utilization rate and round-trip efficiency of the CAES system

4 调峰性能

本节研究耦合系统在储能阶段（燃煤机组

30%THA 低负荷工况）的调峰性能，重点分析其改善调峰矛盾的效果和第 2、3 和 4 级压缩机入口参数对调峰能力的提升作用。选取 40~50 ℃为入口温度研究区间（依据文献[29]），该范围能保证压缩机稳定运行。

4.1 调峰矛盾解决效果对比分析

为验证本文耦合系统在解决调峰矛盾方面的优越性，基于调峰悖论指数（N）、原始机组出力以及实际燃煤机组出力等指标分析，将其与文献[22]中的耦合系统进行对比。考虑到文献[22]中燃煤机组（700 MW）与压缩空气储能系统（60 MW）的容量配置与本研究存在差异，统一将燃煤机组基准负荷设定为 700 MW 的 30%THA 工况，对压缩机功率进行等效化处理。对比结果见表 7。可以看出，在向下调峰时，文献[22]耦合系统因压缩热回流至燃煤机组，导致机组出力增加 11 MW，调峰悖论指数（N>0），这一现象与向下调峰的需求相矛盾；本文耦合系统通过优化热管理，避免了压缩热流入燃煤机组，还利用导热油进一步吸收燃煤机组蓄热，最终使燃煤机组实际出力降低 8.404 MW，调峰悖论指数降至–0.041。

表 7 本文耦合系统与文献[22]系统调峰性能对比

Tab.7 Comparison of peak regulation performance between the proposed coupling system and the one in literature [22]

项目	文献[22]值	本文耦合系统模拟值
原始机组出力/MW	210.000	210.000
燃煤机组实际出力/MW	221.000	201.621
压缩机耗功/MW	81.000	21.220
调峰悖论指数	0.050	–0.041

4.2 压缩机空气质量流量对燃煤机组调峰特性影响

图 13 展示了 30%THA 工况下，压缩机空气质量流量与入口温度对燃煤机组向下调峰容量的影响。可以看出：入口温度恒定时，调峰容量随空气质量流量增加呈线性增长；空气质量流量固定时，调峰容量则随入口空气温度的升高而单调递减。其中，入口温度 40 ℃、空气质量流量 59.060 kg/s 时调峰性能最佳，最大向下调峰容量为 16.377 MW。从热力学角度看，恒定空气质量流量下入口温度升高会使压缩机出口温度上升，进而增加导热油的吸热量和温度，使得燃煤机组蓄热减少从而降低了向下调峰容量。相反，入口温度恒定时，增加空气质量流量会增加压缩热，耦合系统需提高导热油质量流量以维持端温差，使燃煤机组蓄热增加，调峰容量提升。

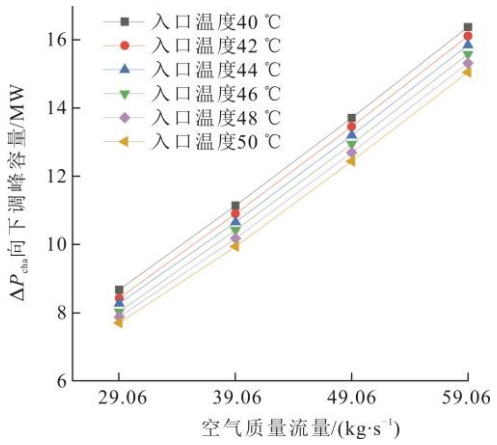


图 13 压缩机入口空气质量流量对燃煤机组向下调峰容量的影响

Fig.13 Impact of the compressor air mass flow rate on downward peak regulation capacity of the unit

图 14 展示了 30%THA 工况下压缩机空气质量流量与入口空气温度对燃煤机组调峰深度的影响。可以看出，压缩机空气质量流量和入口温度对机组调峰深度具有显著影响：在恒定入口温度条件下，调峰深度与空气质量流量呈正相关关系，其变化趋势近似线性；当维持空气质量流量不变时，调峰深度则随入口温度升高呈现单调递减特性。系统在入口温度 40 ℃、空气质量流量 59.060 kg/s 的工况组合下取得最优调峰性能，此时调峰深度提升了 2.481%。需要指出的是，调峰深度作为表征机组负荷调节能力的相对指标，其数值由式(8)定义的向下调峰容量直接决定。因此，前文所述的压缩机参数（空气质量流量和入口温度）对调峰容量的影响机制同样适用于解释调峰深度的变化规律。

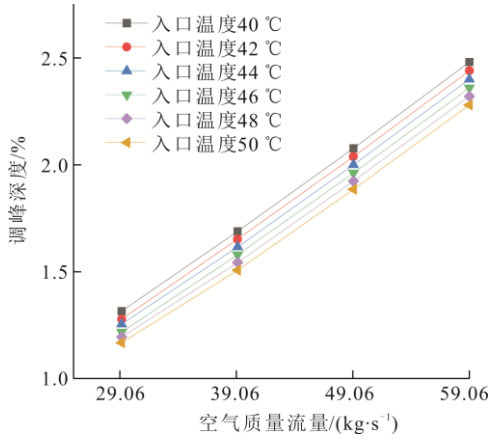


图 14 压缩机入口空气质量流量对燃煤机组调峰深度的影响

Fig.14 Effect of the compressor inlet air mass flow rate on peak-shaving depth of the coal-fired power unit

5 结　论

基于 660 MW 超超临界燃煤机组与 AA-CAES

系统，通过增设蓄冷/热罐重构热量流路径，解决了调峰方向与热量流动的固有矛盾，实现了热能与时间的解耦。在此基础上提出 3 种储能方案和 2 种释能方案，通过改变关键运行参数，分析其对耦合系统热力性能及调峰能力的影响，得出以下结论：

1）在储能阶段，耦合系统将压缩机产生的压缩热与燃煤机组蓄热协同存储于蓄热罐中，提出了 3 种差异化的储能方案；在释能阶段，根据不同回水点，设计了 2 套释热优化方案。基于热经济性评价分析，确定了综合性能最优的耦合系统方案。

2）典型耦合系统的η_{TD}=0，而本文耦合系统的η_{TD}=1，表明本文耦合系统实现了热能−时间解耦。该耦合系统在储能阶段的热耗率相对变化率波动小于典型耦合系统，在释能阶段性能优势更显著，热耗率更低，8 h 储热后仍有 38.503 MW·h 有效热能（占初始储热量 75.749%）。参数影响方面：入口温度 194 ℃时，CAES 系统往返效率提升 2.702 百分点，至 62.192%。提升入口温度虽会增加汽轮机热耗率，但能提高综合能源利用率，优化整体性能；增加膨胀机空气质量流量可短暂提高瞬时输出功率，但会降低汽轮机热耗率和综合能源利用率，对 CAES 系统往返效率的影响较小。

3）在储能阶段，与典型耦合系统相比，本文耦合系统不仅能够将燃煤机组出力额外降低 8.404 MW，还成功解决了调峰悖论问题（N= –0.041）。参数影响研究表明：入口温度为 40 ℃、空气质量流量为 59.060 kg/s 时调峰深度（2.481%）与向下调峰容量（16.377 MW）达到最大值。

［参 考 文 献］

［1］ 胡鞍钢. 中国实现 2030 年前碳达峰目标及主要途径[J]. 北京工业大学学报(社会科版), 2021, 21(3): 1-15.
HU Angang. China’s goal of achieving carbon peak by 2030 and its main approaches[J]. Journal of Beijing University of Technology (Social Sciences Edition), 2021, 21(3): 1-15.

［2］ 李哲, 潘宏刚, 冷杰, 等. 先进绝热压缩空气储能系统的火储耦合优化方案[J]. 沈阳工程学院学报(自然科学版), 2024, 20(4): 22-29.
LI Zhe, PAN Honggang, LENG Jie, et al. Fire-storage coupling optimization scheme for advanced adiabatic compressed air energy storage systems[J]. Journal of Shenyang Institute of Engineering (Natural Science), 2024, 20(4): 22-29.

［3］ 国家能源局. 国家能源局发布 2024 年全国电力工业统计数据[EB/OL]. (2025-01-21)[2025-4-27]. https://www.nea.gov.cn/20250121/097bfd7c1cd3498897639857d86d5dac/c.html.
National Energy Administration. National Energy Administration releases 2024 national power industry statistics[EB/OL]. (2025-01-21)[2025-4-27]. https://www.nea.gov.cn/20250121/097bfd7c1cd3498897639857d86d5dac/c.html.

［4］ WANG C Y, LIU M, LI B X, et al. Thermodynamic analysis on transient cycling of coal-fired power plants: simulation study of a 660 MW supercritical unit[J]. Energy, 2017, 122: 505-527.

［5］ ZHANG L, CUI J, ZHANG Y P, 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: 1-16.

［6］ 滕佳伦, 李宏仲. 碳中和背景下综合智慧能源的发展现状及关键技术分析[J]. 综合智慧能源, 2023, 45(8): 53-63.
TENG Jialun, LI Hongzhong. Analysis on development and key technologies of integrated intelligent energy in the context of carbon neutrality[J]. Integrated Intelligent Energy, 2023, 45(8): 53-63.

［7］ 袁荣胜, 俞聪, 刘明, 等. 燃煤机组调峰运行的碳经济性分析[J]. 动力工程学报, 2022, 42(11): 1033-1041.
YUAN Rongsheng, YU Cong, LIU Ming, et al. Carbon economic analysis of peak shaving operation of coal-fired unit[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2022, 42(11): 1033-1041.

［8］ 张涵. 促进西北新能源高比例发展: 保供前提下以最低成本消纳新能源[J]. 中国国情国力, 2022(9): 80.
ZHANG Han. Promoting the development of a high proportion of new energy in Northwest China: consuming new energy at the lowest cost under the premise of ensuring supply[J]. China National Conditions and Strength, 2022(9): 80

［9］ 徐俊. 新能源消纳下的火电机组调峰策略及效益评估[D]. 南京: 南京邮电大学, 2021: 2.
XU Jun. Peak regulation strategy and benefit evaluation of thermal power units under new energy consumption[D]. Nanjing: Nanjing University of Posts and Telecommunications, 2021: 2.

［10］ 孙志伟. 燃煤机组深度调峰的现状及灵活性改造[J]. 现代工业经济和信息化, 2024, 14(7): 279-281.
SUN Zhiwei. Current situation and flexible transformation of deep peak regulation of coal-fired power units[J]. Modern Industrial Economy and Informationization, 2024, 14(7): 279-281.

［11］ 王强. “双碳”目标下安徽省煤电高质量发展途径研究[J]. 现代工业经济和信息化, 2024, 14(7): 174-177.
WANG Qiang. Research on the high-quality development path of coal power in Anhui Province under the goal of “Dual Carbon”[J]. Modern Industrial Economy and Informatization, 2024, 14(7): 174-177.

［12］ CHEN H, CONG T N, YANG W, et al. Progress in electrical energy storage system: a critical review[J]. Progress in Natural Science, 2009, 19(3): 291-312.

［13］ GÜR T M. Review of electrical energy storage technologies, materials and systems: challenges and prospects for large-scale grid storage[J]. Energy & Environmental Science, 2018, 11(10): 2696-2767.

［14］ 孙建亭. 压缩空气储能系统离心压缩机湿压缩数值与实验研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2019: 1.
SUN Jianting. Experimental study on the wet compression value of centrifugal compressor in compressed air energy storage system[D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2019: 1.

［15］ JUBEH N M, NAJJAR Y S H. Green solution for power generation by adoption of adiabatic CAES system[J].

Applied Thermal Engineering, 2012, 44: 85-89.
[16] 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.
[17] 赫广迅, 余海鹏, 孙嘉. 燃煤发电机组与压缩空气储能耦合热力系统分析及调峰特性研究[J]. 电站系统工程, 2023, 39(2): 53-54.
HE Guangxun, YU Haipeng, SUN Jia. Analysis of thermal system coupling and peak regulation characteristics of coal-fired power generation units and compressed air energy storage[J]. Power System Engineering, 2023, 39(2): 53-54.
[18] 李斌, 陈吉玲, 李晨昕, 等. 压缩空气储能系统与火电机组的耦合方案研究[J]. 动力工程学报, 2021, 41(3): 244-250.
LI Bin, CHEN Jiling, LI Chenxin, et al. Research on coupling schemes of a compressed air energy storage system and thermal power unit[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2021, 41(3): 244-250.
[19] 王晓露, 郭欢, 张华良, 等. 火电厂热电联产机组与压缩空气储能集成系统能量耦合特性分析[J]. 储能科学与技术, 2021, 10(2): 598-610
WANG Xiaolu, GUO Huan, ZHANG Hualiang, et al. Analysis of energy coupling characteristics between cogeneration units and compressed air energy storage integrated systems in thermal power plants[J]. Energy Storage Science and Technology, 2021, 10(2): 598-610.
[20] 高墉. 基于泛(火用)分析的新型压缩空气储能耦合火电机组系统性能分析及优化研究[D]. 阜新: 辽宁工程技术大学, 2024: 76-80.
GAO YONG. Performance analysis and optimization of a novel compressed air energy storage system coupled with coal-fired power plant based on generalized exergy analysis[D]. Fuxin: Liaoning Technical University, 2024: 76-80.
[21] 罗天赐. 燃煤机组耦合 CAES 系统变工况特性研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2020: 22-37.
LUO Tianci. Study on the variable operating characteristics of coal-fired unit coupled with CAES system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2020: 22-37.
[22] GONG L, LI Y, WANG Y, et al. Study on the peak shaving performance of coupled system of compressed air energy storage and coal-fired power plant[J]. Journal of Energy Storage, 2025, 107: 1-14.
[23] 薛小军, 李云飞, 田煜昆, 等. 与燃煤电站耦合的压缩空气储能系统性能分析[J]. 动力工程学报, 2022, 42(9): 835-842.
XUE Xiaojun, LI Yunfei, TIAN Yukun, et al. Performance analysis of compressed air energy storage system coupled with coal-fired power plant[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2022, 42(9): 835-842.
[24] WOJCIK J D, WANG J. Feasibility study of combined cycle gas turbine (CCGT) power plant integration with adiabatic compressed air energy storage (A-CAES)[J]. Applied Energy, 2018, 221: 477-489.
[25] 邹致宏. 热电机组耦合压缩空气储能系统的调峰运行特性分析[D]. 吉林: 东北电力大学, 2024: 67-70.
ZOU Zhihong. Analysis of peak regulation operation characteristics of a thermoelectric unit coupled with compressed air energy storage system[D]. Jilin: Northeast Electric Power University, 2024: 67-70.
[26] 韩亨达, 龙妍, 徐俊, 等. 燃煤发电灵活性标准体系建设的思考与建议[J]. 洁净煤技术, 2024, 30(9): 26-32.
HAN Henda, LONG Yan, XU Jun, et al. Thoughts and suggestions on the construction of flexible standard system for coal-fired power generation[J]. Clean Coal Technology, 2024, 30(9): 26-32.
[27] 路雪晴. 火电耦合汽驱压缩空气储能系统优化研究与调峰性能分析[D]. 济南: 山东大学, 2023: 35.
LU Xueqing. Optimization research and peak-shaving performance analysis of thermal power-coupled steam-driven compressed air energy storage system[D]. Jinan: Shandong University, 2023: 35.
[28] 陈来军, 梅生伟, 王斌, 等. 火电耦合压缩空气储能技术研究进展及展望[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(18): 7264-7276.
CHEN Laijun, MEI Shengwei, WANG Bin, et al. Research progress and prospects of coal-fired power plant coupled with compressed air energy storage technology[J]. Proceedings of the CSEE, 2024, 44(18): 7264-7276.
[29] 王林. 超临界 CO_2 及其混合工质布雷顿循环中压缩机入口温度对效率影响的研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2022: 46.
WANG Lin. Study on the influence of compressor inlet temperature on efficiency in supercritical CO_2 and its mixture working fluid Brayton cycles[D]. Chongqing: Chongqing University, 2022: 46.
[30] 李鹏, 安鹏, 韩中合, 等. 耦合太阳能辅热的 AA-CAES 系统参数分析[J]. 动力工程学报, 2019, 39(7): 591-597.
LI Peng, AN Peng, HAN Zhonghe, et al. Parameter analysis of an AA-CAES system coupled with solar auxiliary heating[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2019, 39(7): 591-597.
[31] AMIRREZA R, SOLTANI M, CYRUS A, et al. Thermodynamic and economic investigation of a novel integration of the absorption-recompression refrigeration system with compressed air energy storage (CAES)[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 187: 262-273.
[32] WU F, XU M Y, ZHONG W, et al. Thermodynamic and economic analyses of a modified adiabatic compressed air energy storage system coupling with thermal power generation[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2024, 59: 104521.

（责任编辑　李园）