

基于 TC-CCES 的冷热电联供系统热力性能分析

郭庆贺¹, 谢尉扬², 傅洪军³, 肖 刚¹

(1. 浙江省清洁能源与碳中和重点实验室, 浙江 杭州 310027; 2. 浙江浙能电力股份有限公司, 浙江 杭州 310007;
3. 温州燃气发电有限公司, 浙江 温州 325013)

摘 要: 为了更好地理解 CO₂ 作为储能工质在热力学方面的特性, 基于跨临界压缩二氧化碳储能系统 (TC-CCES), 结合 CO₂ 易液化的特性, 采用 Aspen Plus 软件构建了冷热电联产 (CCHP) 系统热力学模型, 分析了回热器热水流量、低压节流阀压降及第一级压缩机出口压力对 CCES-CCHP 系统性能的影响。结果表明: 在基础运行工况下, CCES-CCHP 系统电效率为 41%, 能量效率为 1.16; 当回热器热水流量、第一级压缩机出口压力变化时, 系统电效率与能量效率变化趋势相反; 当低压节流阀压降增大时, 系统电效率和能量效率均呈下降趋势; CCES-CCHP 系统与 TC-CCES 系统相比, 能量利用效率提升 19.50%。

关 键 词: 跨临界压缩二氧化碳储能; 超临界; 冷热电联供; 数值模拟

中图分类号: TK02 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2024.02.010

[引用本文格式] 郭庆贺, 谢尉扬, 傅洪军, 等. 基于 TC-CCES 的冷热电联供系统热力性能分析 [J]. 热能动力工程, 2024, 39(2): 74-81. GUO Qing-he, XIE Wei-yang, FU Hong-jun, et al. Analysis of thermodynamic performance of combined cooling, heating and power system based on TC-CCES [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(2): 74-81.

Analysis of Thermodynamic Performance of Combined Cooling, Heating and Power System based on TC-CCES

GUO Qing-he¹, XIE Wei-yang², FU Hong-jun³, XIAO Gang¹

(1. Key Laboratory of Clean Energy and Carbon Neutrality of Zhejiang Province, Hangzhou, China, Post Code: 310027;
2. Zhejiang Zheneng Electric Power Co., Ltd., Hangzhou, China, Post Code: 310007;
3. Wenzhou Gas Turbine Power Generation Co., Ltd., Wenzhou, China, Post Code: 325013)

Abstract: To better understand the thermodynamic characteristic of carbon dioxide as energy storage working medium, the thermodynamic model of combined cooling, heating and power (CCHP) system was constructed by Aspen Plus software, combined with the easy liquefaction characteristics of carbon dioxide based on the transcritical compressed carbon dioxide energy storage (TC-CCES) system. The effects of hot water flow rate of regenerator, pressure drop of low-pressure throttle valve and outlet pressure of first stage compressor on the performance of CCES-CCHP system were analyzed. The results show that the electrical efficiency of the CCES-CCHP system is 41% and the energy efficiency is 1.16 under the condition of base case; when the hot water flow rate of regenerator and the outlet pressure of the first stage compressor change, the change trends of electric efficiency and energy efficiency of the system are opposite; when the pressure drop of low-pressure throttle valve increases, the electrical efficiency and energy efficiency of the system show a downward trend; compared with TC-CCES system, CCES-CCHP system

收稿日期: 2023-02-03; 修订日期: 2023-04-02

基金项目: 浙江省杰出青年基金 (LR20E060001); 中央高校基本科研业务费专项资金 (2022ZFJH004)

Fund-supported Project: Zhejiang Provincial Science Foundation for Distinguished Young Scholars (LR20E060001); Fundamental Research Funds for the Central Universities (2022ZFJH004)

作者简介: 郭庆贺 (1998-), 男, 浙江大学博士研究生。

通讯作者: 肖 刚 (1979-), 男, 浙江大学教授。

improves energy utilization efficiency by 19.50%.

Key words: transcritical compressed carbon dioxide energy storage (TC-CCES), supercritical, combined cooling, heating and power (CCHP), numerical simulation

引言

可再生能源存在波动性、间歇性等缺点,在并网时会对电网造成冲击^[1]。储能技术是提升可再生能源有效利用的重要途径之一^[2],其中先进绝热压缩空气储能(Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage, AA-CAES)系统具有度电成本低、效率高、零污染排放等优点^[3],成为近年来众多学者的研究热点^[4-7]。然而,空气临界温度为 $-145\text{ }^{\circ}\text{C}$,难以液化,系统在建设时对地理条件有一定的要求^[8],不利于大规模推广。

得益于 CO_2 的物性特征^[9],近年来以 CO_2 替代空气作为储能工质的储能系统受到众多学者的关注。郑开云^[10]提出了一种基于 SCO_2 循环的电热储能系统概念设计,储能效率有望达到60%。Xu等人^[11]对比分析了液态二氧化碳储能系统和液态空气储能系统的性能,指出液态二氧化碳储能系统具有较高的循环效率和焓效率。郝银萍等人^[12]构建了跨临界压缩 CO_2 储能系统(TC-CCES)系统模型并对其进行焓分析,结果表明,该系统最大焓损失发生在膨胀透平级间回热器。李玉平^[13]根据 CO_2 相态的差异,构建了5种CCES系统,通过焓分析优化系统参数并对比了不同系统的差异。

除了用于储存可再生能源以及电网富余电力,跨临界压缩二氧化碳储能系统也可用于冷热电三联供。李鹏等人^[14]分别以空气和 CO_2 为工质,水和THERMINOL66导热油为蓄热介质,提出了4种运行方案。Zhang等人^[15]基于跨临界压缩二氧化碳储能提出了一种结合风电和工业余热的低温冷热电三联供系统,其电换电效率为48%,能量利用效率为1.19。陶飞跃等人^[16]提出了一种利用夜间环境冷量再冷的二氧化碳储能热电联产系统,在该系统设计工况下,电换电效率为71.4%,循环效率为87.1%。

总结前人研究可以看出,当前压缩二氧化碳储能领域的研究多关注于储能系统的结构、参数优化以及结合可再生能源的储能系统。考虑到压缩二氧化碳储能系统为闭式系统,为降低所需储罐体积,使用低压储罐储存液态 CO_2 ,在气化过程中会产生大量的冷量。因此,本文综合压缩二氧化碳储能及冷热电联供系统的特性,提出了一种基于TC-CCES的冷热电联产(CHPP)系统,分析了CCES-CCHP系统关键参数对输出能量和效率的影响,并与传统的TC-CCES系统进行了对比。研究结果为负荷侧灵活调控提供了新的参考。

1 系统介绍

图1为CCES-CCHP系统的示意图。该系统包括低压储液罐、高压储液罐、蓄冷器、低压节流阀、压缩机、膨胀机、级间冷却器、回热器、热水储罐、冷水储罐、冷水储罐等。

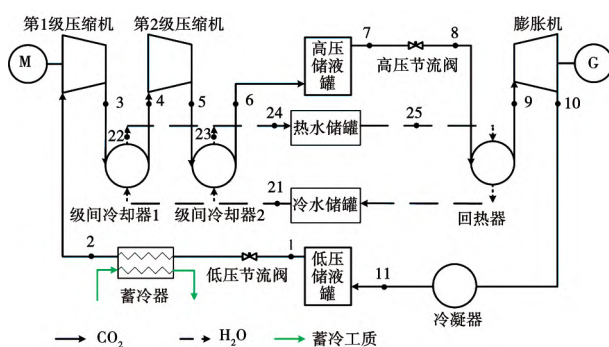


图1 CCES-CCHP系统流程图

Fig. 1 Flow chart of CCES-CCHP system

该系统工作原理如下:

在用电低谷期,系统执行储能过程。低压储液罐中的液态 CO_2 通过节流阀降压后,进一步在蓄冷器中换热气化; CO_2 经过第2级压缩机被压缩至设计压力,储存在高压储罐中;每级压缩过程中的压缩热经级间冷却器由换热介质水吸收并存储在热水储罐中,为了提高系统运行参数,换热介质水被加压至

一定压力。

在用电高峰期,系统执行释能过程。高压储罐通过节流阀输出恒定压力的 CO_2 ,再经过回热器吸收来自热水储罐中储存的热量; CO_2 经过膨胀机做功后由冷凝器冷凝并储存于低压储液罐中;冷凝器中冷量来源为蓄冷器中储存的冷量;根据系统用电需求,可灵活调节蓄热水量,向用户提供热水;在整个储-释能工作过程中,系统可对外输出冷能、热能和电能。

2 系统热力学模型

为了便于分析系统的性能,提出如下假设:(1) 系统管道及换热设备中压力损失忽略不计;(2) 忽略储能及释能过程对储罐内能量变化产生的影响;(3) 储罐与外界环境不产生任何热交换,忽略换热过程中的换热损失;(4) CO_2 流经节流阀为等焓过程;(5) 假设储能和释能时间相同,均为 1 h。

2.1 主要部件热力学模型

2.1.1 压缩机

压缩机绝热效率 η_c 为:

$$\eta_c = \frac{h_{\text{CO}_2, \rho}^s - h_{\text{CO}_2, \rho}^i}{h_{\text{CO}_2, \rho}^s - h_{\text{CO}_2, \rho}^i} \quad (1)$$

式中: $h_{\text{CO}_2, \rho}^s$ —理论等熵压缩时压缩机出口处 CO_2 的焓值 kJ/kg ; $h_{\text{CO}_2, \rho}^i$ —实际压缩时压缩机出口处 CO_2 的焓值 kJ/kg ; $h_{\text{CO}_2, \rho}^i$ —压缩时压缩机入口处 CO_2 的焓值 kJ/kg 。

压缩机组耗电量 W_c 为:

$$W_c = m_{\text{CO}_2, \rho} \sum_{n=1}^2 (h_{\text{CO}_2, \rho}^n - h_{\text{CO}_2, \rho}^i) \quad (2)$$

式中: $m_{\text{CO}_2, \rho}$ —流经压缩机的 CO_2 质量 kg ; n —压缩机的级数; $h_{\text{CO}_2, \rho}^n$ —第 n 级压缩机出口处 CO_2 的焓值 kJ/kg ; $h_{\text{CO}_2, \rho}^i$ —第 n 级压缩机进口处 CO_2 的焓值 kJ/kg 。

2.1.2 膨胀机

膨胀机绝热效率 η_t 为:

$$\eta_t = \frac{h_{\text{CO}_2, \rho}^i - h_{\text{CO}_2, \rho}^s}{h_{\text{CO}_2, \rho}^i - h_{\text{CO}_2, \rho}^s} \quad (3)$$

式中: $h_{\text{CO}_2, \rho}^i$ —膨胀时膨胀机进口处 CO_2 的焓值, kJ/kg ; $h_{\text{CO}_2, \rho}^s$ —以理论等熵膨胀时膨胀机出口处

CO_2 的焓值 kJ/kg ; $h_{\text{CO}_2, \rho}$ —实际膨胀时膨胀机出口处 CO_2 的焓值 kJ/kg 。

膨胀机发电量 W_t 为:

$$W_t = m_{\text{CO}_2, \rho} (h_{\text{CO}_2, \rho}^i - h_{\text{CO}_2, \rho}^s) \quad (4)$$

式中: $m_{\text{CO}_2, \rho}$ —流经膨胀机的 CO_2 质量 kg ; $h_{\text{CO}_2, \rho}^i$ —膨胀机进口处 CO_2 的焓值 kJ/kg ; $h_{\text{CO}_2, \rho}^s$ —膨胀机出口处 CO_2 的焓值 kJ/kg 。

2.1.3 换热器

CO_2 在临界点或拟临界点附近时,其比热容、密度等物性参数变化剧烈,换热性能会发生较大的变化。因此,把 CO_2 在换热器内的换热过程分为 J 等份,认为每个节点处 CO_2 的物性为常数^[17]。

将级间冷却器内热流侧 CO_2 的温降 J 等分,则第 k 份热流侧 CO_2 的放热量 $q_{\text{CO}_2}^k$ 为:

$$q_{\text{CO}_2}^k = m_{\text{CO}_2, \rho} c_{p, \text{CO}_2}^k (T_{\text{CO}_2, \rho}^k - T_{\text{CO}_2, \rho}^{k+1}) \quad (5)$$

式中: $m_{\text{CO}_2, \rho}$ —级间冷却器内 CO_2 的质量 kg ; c_{p, CO_2}^k —第 k 份 CO_2 的比定压热容 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $T_{\text{CO}_2, \rho}^k$ —级间冷却器内第 k 份 CO_2 的入口温度 K ; $T_{\text{CO}_2, \rho}^{k+1}$ —级间冷却器内第 k 份 CO_2 的出口温度 K 。

对应的,第 k 份热水的吸热量 $q_{\text{H}_2\text{O}}^k$ 为:

$$q_{\text{H}_2\text{O}}^k = m_{\text{H}_2\text{O}, \rho} c_{p, \text{H}_2\text{O}}^k (T_{\text{H}_2\text{O}, \rho}^k - T_{\text{H}_2\text{O}, \rho}^{k+1}) \quad (6)$$

式中: $m_{\text{H}_2\text{O}, \rho}$ —级间冷却器内冷却水的质量 kg ; $c_{p, \text{H}_2\text{O}}^k$ —第 k 份冷却水的比定压热容 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $T_{\text{H}_2\text{O}, \rho}^k$ —级间冷却器内第 k 份冷却水的入口温度 K ; $T_{\text{H}_2\text{O}, \rho}^{k+1}$ —级间冷却器内第 k 份冷却水的出口温度 K 。

在回热器中,冷侧流体为 CO_2 ,热侧流体为水,其换热过程处理方法与冷却器相同,这里不再赘述。

2.2 系统评价指标

为了评估 CCES-CCHP 系统性能,引入了两种评价系统效率的指标,即系统电效率(System Power Efficiency, SPE)^[18]和系统能量效率(System Energy Efficiency, SENE)^[19]。

系统电效率 η_{SPE} 定义为系统在释能过程中膨胀机发电量与储能过程压缩机组耗电量之比:

$$\eta_{\text{SPE}} = \frac{W_t}{W_c} \quad (7)$$

系统能量效率 η_{SENE} 定义为系统输出能量与输

入能量之比:

$$\eta_{\text{SENE}} = \frac{W_t + Q_{\text{hot}} + Q_{\text{cool}}}{W_c} \quad (8)$$

式中: Q_{hot} —系统对外供热量, kJ; Q_{cool} —系统对外供冷量, kJ。

本文中, 环境温度选取 25 °C。以环境温度 T_0 作为参考温度, 系统对外供热量可表示为:

$$Q_{\text{hot}} = m_{\text{H}_2\text{O hot}} (h_{\text{H}_2\text{O hot}} - h_{\text{H}_2\text{O } \rho}) \quad (9)$$

式中: $m_{\text{H}_2\text{O hot}}$ —对外界供热热水的质量, kg; $h_{\text{H}_2\text{O hot}}$ —蓄热水的焓值, kJ/kg; $h_{\text{H}_2\text{O } \rho}$ —环境温度下水的焓值, kJ/kg。

系统对外供冷量可表示为:

$$Q_{\text{cool}} = m_{\text{CO}_2 \rho} (h_{\text{CO}_2 \rho} - h_{\text{CO}_2 \rho i}) \quad (10)$$

式中: $m_{\text{CO}_2 \rho}$ —蓄冷器入口处 CO_2 的质量, kg; $h_{\text{CO}_2 \rho}$ —环境温度下 CO_2 的焓值, kJ/kg; $h_{\text{CO}_2 \rho i}$ —蓄冷器入口处 CO_2 的焓值, kJ/kg。

3 结果与讨论

3.1 基础工况模拟结果

基于上述模型及假设在 Aspen Plus 软件中对 CCES-CCHP 系统的典型工况进行了模拟分析, 其中所涉及到的工作流体的热物性参数通过 REFPROP 数据库^[20] 获取。系统模型的基础工况运行参数如表 1 所示。

表 1 CCES-CCHP 系统基础工况运行参数

Tab. 1 Operating parameters of CCES-CCHP system under the condition of base case

参 数	数 值
级间冷却器端差/°C	5.0
压缩机等熵效率/%	85.0
压缩机机械效率/%	99.0
膨胀机等熵效率/%	89.0
膨胀机机械效率/%	99.0
低压储罐压力/MPa	3.1
低压储罐温度/°C	-5.0
高压储罐压力/MPa	15.0
高压储罐温度/°C	30.0
冷却水温度/°C	25.0
冷却水压力/MPa	0.5
CO_2 质量流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	1.0

根据表 1 中的基础工况运行参数计算得到了系统的性能参数。基础工况下, 系统发电量最大, 回热器冷侧和热侧温差均为 5 °C。选取系统各部件出口参数作为计算节点, 得到各节点的热力学状态参数如表 2 所示。系统主要部件计算结果如表 3 所示。由表 3 数据及式(7)和式(8)进一步计算可知, 在基础工况下系统电效率为 41%, 能量效率为 1.16。该系统实现了冷热能与电负荷的供应, 有效提高了能量的利用率。

表 2 系统各点热力学状态参数

Tab. 2 Thermodynamic state parameters of each node of system

节点	流体种类	温度/°C	压力/MPa	质量流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
1	CO_2	-5.0	3.1	1.00
2	CO_2	25.0	1.5	1.00
3	CO_2	120.7	4.5	1.00
4	CO_2	30.0	4.5	1.00
5	CO_2	138.4	15.0	1.00
6	CO_2	30.0	15.0	1.00
7	CO_2	30.0	15.0	1.00
8	CO_2	28.7	13.0	1.00
9	CO_2	122.7	13.0	1.00
10	CO_2	11.6	3.1	1.00
11	CO_2	-5.0	3.1	1.00
21	H_2O	25.0	0.5	0.87
22	H_2O	115.7	0.5	0.28
23	H_2O	133.4	0.5	0.59
24	H_2O	127.7	0.5	0.87
25	H_2O	127.7	0.5	0.67

表 3 主要部件计算结果($\text{kW} \cdot \text{h}$)

Tab. 3 Calculation results of main components($\text{kW} \cdot \text{h}$)

参 数	数 值
第 1 级压缩机耗电量	76.28
第 2 级压缩机耗电量	70.47
膨胀机发电量	60.17
系统对外供热量	96.33
系统对外供冷量	35.56

3.2 热力学参数敏感性分析

分别研究回热器热水流量、低压节流阀压降、第 1 级压缩机出口压力 3 个主要参数对系统性能的影响。

3.2.1 回热器热水流量的影响

图 2 为回热器热水流量对系统性能的影响。由图 2 可知,随着回热器中热水流量在一定范围内的增加,膨胀机进口温度升高,焓降和发电量增大。继续增大热水流量,回热器热侧温差降低到 5°C ,膨胀机进口温度达到最大值,系统发电量也达到最大值,对应基础工况下系统发电量为 $60.17\text{ kW}\cdot\text{h}$ 。在膨胀比不变的条件下膨胀机进口温度的增加也使其出口温度增大,用于冷凝 CO_2 的冷量增大,系统提供给用户的冷量降低。回热器中热水流量的增大使提供给用户的可用热水流量降低,系统提供热能由 $334\text{ kW}\cdot\text{h}$ 降低至 $75.23\text{ kW}\cdot\text{h}$,系统对外提供冷能和热能分别减少 258.8 和 $174.3\text{ kW}\cdot\text{h}$ 。

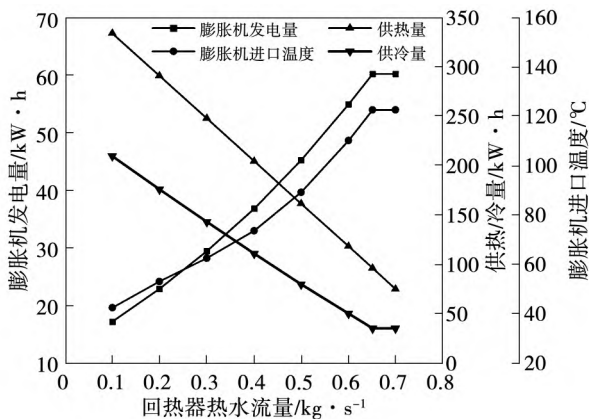


图 2 回热器热水流量对系统性能的影响

Fig. 2 Influence of hot water flow rate of regenerator on system performance

图 3 为回热器中热水流量对系统电效率和能量效率的影响。由上述图 2 可知,随着回热器中热水流量的增大,膨胀机发电量逐渐增大并达到峰值。由于回热器中热水流量对压缩机组的进、出口参数没有影响,因此压缩机组耗电量不变,结合式(7)可知,系统电效率逐渐增大并达到峰值。系统对外提供热量和冷量都有所下降且下降幅度大于发电量增加幅度,结合式(8)可知,系统能量效率呈下降趋势。

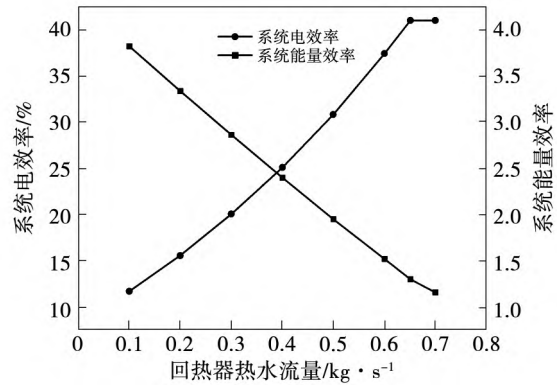


图 3 回热器热水流量对系统效率的影响

Fig. 3 Influence of hot water flow rate of regenerator on system efficiency

3.2.2 低压节流阀压降的影响

图 4 为低压节流阀压降对系统性能的影响。由图 4 可知,随着低压节流阀压降的增大,压缩机组耗电量及膨胀机发电量增大,系统对外供热量也有所增加,对外供冷量有所下降。这是由于随着低压节流阀压降的增大,第 1 级压缩机进口压力降低导致压缩机组耗电量增大 $34.5\text{ kW}\cdot\text{h}$ 。压比增大导致压缩机出口温度升高,在换热温差不变的条件下蓄热水温度随之升高。在释能过程中,由于膨胀机进口温度与蓄热水温差不变,膨胀机温度随蓄热水温度升高而升高,发电量增加 $4.9\text{ kW}\cdot\text{h}$,且在膨胀比不变的条件下膨胀机出口温度随之增加,用于冷凝 CO_2 的冷量增大,且增大幅度大于节流过程压降增大所增加的冷量,系统整体表现为供冷量有所降低。

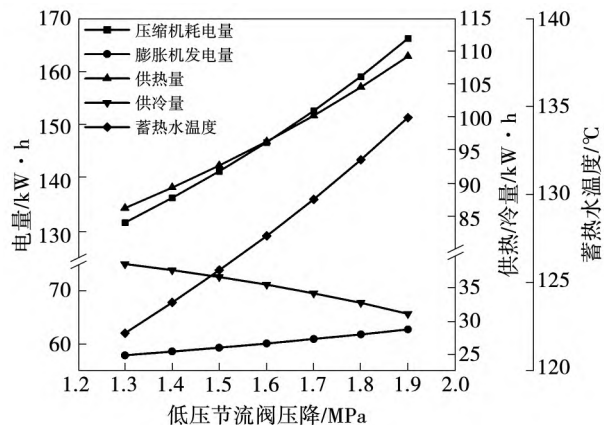


图 4 低压节流阀对系统性能的影响

Fig. 4 Influence of low-pressure throttle valve on system performance

图5为低压节流阀对系统电效率和能量效率的影响。由上述图4可知,随着节流阀压降的增大,压缩机组耗电量和膨胀机发电量均有所增大,但发电量增大幅度小于耗电量增大幅度,因此系统电效率下降6.2个百分点。同理,由于系统供热量增大幅度小于压缩机组耗电量增大幅度,因此系统能量效率下降0.17。

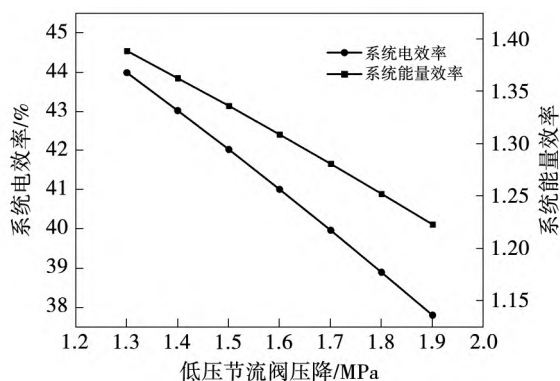


图5 低压节流阀对系统效率的影响

Fig.5 Influence of low-pressure throttle valve on system efficiency

3.2.3 第1级压缩机出口压力的影响

图6为第1级压缩机出口压力对系统性能的影响。由图6可知,随着第1级压缩机出口压力升高,压缩机耗电量增大。第2级压缩机进口压力升高,压缩机耗电量减小,压缩机组耗电量整体呈缓慢下降趋势。蓄热水温度随压缩机组耗电量下降而下降,由于膨胀机进口温度与蓄热水温差不变,导致膨胀机进口温度降低,膨胀机发电量下降3.8 kW·h。

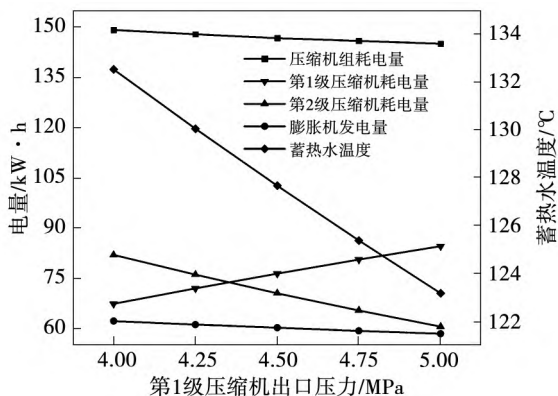


图6 第1级压缩机出口压力对系统性能的影响

Fig.6 Influence of outlet pressure of the first stage compressor on system performance

图7为第1级压缩机出口压力对系统效率的影响。

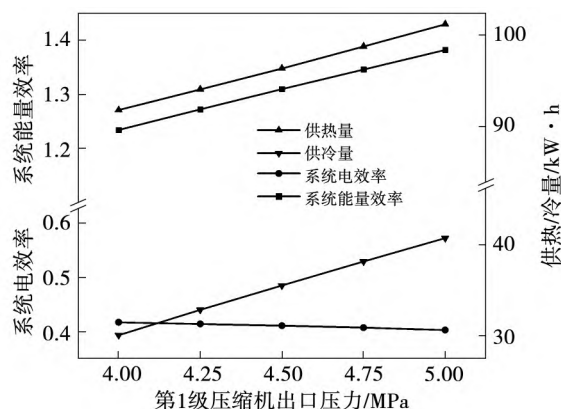


图7 第1级压缩机出口压力对系统效率的影响

Fig.7 Influence of outlet pressure of the first stage compressor on system efficiency

由图7可知,适当增大第1级压缩机出口压力可增大系统对外供热和供冷量,系统能量利用效率上升0.15。由上述图6可知,膨胀机发电量下降,压缩机耗电量下降但下降幅度更大,故系统电效率下降1.4个百分点。

3.3 与压缩储能系统对比

为了分析对比基于 TC-CCES 的冷热电联供系统的整体性能,在此基础上构建了跨临界压缩二氧化碳储能系统,其系统流程如图8所示。

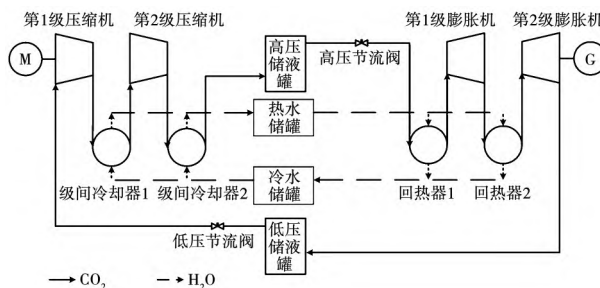


图8 跨临界压缩二氧化碳储能系统流程图

Fig.8 Flow chart of a transcritical compressed carbon dioxide energy storage system

由图8可知,TC-CCES系统由两级压缩机和两级膨胀机组成,系统仅对外提供电能。各级压缩机入口及出口压力均与CCES-CCHP系统基础参数保持一致,两级膨胀机膨胀比相同。系统主要部件计

算结果如表 4 所示。

表 4 主要部件计算结果($\text{kW}\cdot\text{h}$)

Tab. 4 Calculation results of main components($\text{kW}\cdot\text{h}$)

参 数	数 值
第 1 级压缩机耗电量	74.41
第 2 级压缩机耗电量	70.47
第 1 级膨胀机发电量	46.39
第 2 级膨胀机发电量	37.37

由表 4 结果及式(7)可知,系统电效率为 57.81%。为比较该系统与冷热电联供系统的能量利用效率,假定电量与热/冷量的转化比为 3.2^[21] 将冷热电联供系统的热量与冷量转化为相同能量品位的电量。通过计算可知,基础工况下 CCES-CCHP 系统能量利用效率比 TC-CCES 系统提升 19.50%。

4 结 论

提出了一种新型跨临界压缩二氧化碳储能系统,该系统可同时提供冷能、热能和电能。构建了百千瓦级系统仿真模型,通过对系统关键参数的分析,得出以下结论:

(1) 在系统基础运行工况下,系统电效率为 41%,能量利用效率为 1.16。相比压缩储能系统,能量利用效率提升 19.50%。

(2) 在一定范围内增大回热器中热水流量会使系统的电效率增大,且电效率最大值为 41%,系统对外提供冷能和热能分别减少 258.8 $\text{kW}\cdot\text{h}$ 和 174.3 $\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

(3) 当低压节流阀压降增大时,系统发电量增大 4.9 $\text{kW}\cdot\text{h}$,但压缩机组耗电量增加 34.5 $\text{kW}\cdot\text{h}$,系统电效率下降 6.2 个百分点,能量利用效率下降 0.17。

(4) 当第 1 级压缩机出口压力增大时,系统发电量下降 3.8 $\text{kW}\cdot\text{h}$,系统电效率下降 1.4 个百分点,能量利用效率上升 0.15。

参考文献:

[1] WANG B ,WANG Q ,WEI Y M ,et al. Role of renewable energy in China's energy security and climate change mitigation: An index decomposition analysis[J]. Renewable and Sustainable Energy Re-

views 2018 ,90: 187 – 194.

[2] 孙翠清. 储能技术在新能源电力系统的应用研究[J]. 电子世界 2022(1): 27 – 28.

SUN Cui-qing. Research on the application of energy storage technology in new energy power system [J]. Electronics World , 2022(1): 27 – 28.

[3] ZHOU Q ,DU D ,LU C ,et al. A review of thermal energy storage in compressed air energy storage system [J]. Energy , 2019 , 188: 115993.

[4] JAKIEL C ,ZUNFT S ,NOWI A. Adiabatic compressed air energy storage plants for efficient peak load power supply from wind energy: The European project AA-CAES [J]. International Journal of Energy Technology and Policy 2007 ,5(3): 296 – 306.

[5] BARBOUR E ,MIGNARD D ,DING Y ,et al. Adiabatic compressed air energy storage with packed bed thermal energy storage[J]. Applied Energy 2015 ,155: 804 – 815.

[6] TESSIER M J ,FLOROS M C ,BOUZIDI L ,et al. Exergy analysis of an adiabatic compressed air energy storage system using a cascade of phase change materials[J]. Energy 2016 ,106: 528 – 534.

[7] MOUSAVI S B ,ADIB M ,SOLTANI M ,et al. Transient thermodynamic modeling and economic analysis of an adiabatic compressed air energy storage (A-CAES) based on cascade packed bed thermal energy storage with encapsulated phase change materials [J]. Energy Conversion and Management 2021 ,243: 114379.

[8] CD A ,DI A ,HONG M ,et al. Liquid air energy storage (LAES) as a large-scale storage technology for renewable energy integration – a review of investigation studies and near perspectives of LAES [J]. International Journal of Refrigeration 2020 ,110: 208 – 218.

[9] FEHER E G . The supercritical thermodynamic power cycle [J]. Energy Conversion ,1967 ,8(2): 85 – 90.

[10] 郑开云. 基于超临界二氧化碳循环的电热储能系统[J]. 分布式能源 2020 ,5(5): 43 – 47.

ZHENG Kai-yun. Electrothermal energy storage system based on supercritical carbon dioxide cycle [J]. Distributed Energy 2020 , 5(5): 43 – 47.

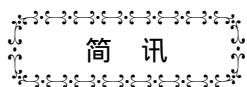
[11] XU M ,ZHAO P ,HUO Y ,et al. Thermodynamic analysis of a novel liquid carbon dioxide energy storage system and comparison to a liquid air energy storage system [J]. Journal of Cleaner Production 2020 ,242: 118437.

[12] 郝银萍,何 青,刘文毅. 多级回热式跨临界压缩二氧化碳储能系统热力性能分析 [J]. 热能动力工程 ,2020 ,35(4): 16 – 23.

HAO Yin-ping ,HE Qing ,LIU Wen-yi. Thermal performance analysis of multi-stage regenerative transcritical compressed carbon dioxide energy storage system [J]. Journal of Engineering for Ther-

- mal Energy and Power 2020 35(4): 16–23.
- [13] 李玉平. 压缩二氧化碳储能系统的热力学性能分析[D]. 北京: 华北电力大学 2018.
- LI Yu-ping. Thermal performance analysis of the compressed carbon dioxide energy storage system [D]. Beijing: North China Electric Power University 2018.
- [14] 李 鹏, 胡庆亚, 韩中合. 不同工质和蓄热介质下 AA-CAES 三联产系统特性研究[J]. 动力工程学报, 2022, 42(4): 372–379.
- LI Peng, HU Qing-ya, HAN Zhong-he. Research on characteristics of AA-CAES system under different working mediums and heating storage mediums [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering 2022 42(4): 372–379.
- [15] ZHANG Y, LIN Y, LIN F, et al. Thermodynamic analysis of a novel combined cooling, heating, and power system consisting of wind energy and transcritical compressed CO₂ energy storage [J]. Energy Conversion and Management 2022 260: 115609.
- [16] 陶飞跃, 王焕然, 李瑞雄, 等. 利用环境再冷的二氧化碳储能热电联产系统及其热力学分析[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(5): 1492–1501.
- TAO Fei-yue, WANG Huan-ran, LI Rui-xiong, et al. Thermodynamic analysis of a combined heating and power system coupled with carbon dioxide energy storage utilizing environmental recooling [J]. Energy Storage Science and Technology 2022 11(5): 1492–1501.
- [17] WANG L, YANG Y, MOROSUK T, et al. Advanced thermodynamic analysis and evaluation of a supercritical power plant [J]. Energies 2012 5(6): 1850–1863.
- [18] LIU Z, CAO F, GUO J, et al. Performance analysis of a novel combined cooling, heating and power system based on carbon dioxide energy storage [J]. Energy Conversion and Management 2019, 188: 151–161.
- [19] YAO E, WANG H, WANG L, et al. Multi-objective optimization and exergoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power based compressed air energy storage system [J]. Energy Conversion and Management 2017 138: 199–209.
- [20] 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.
- [21] 夏 琦, 何 阳, 徐玉杰, 等. 绝热压缩空气储能系统冷热电联供与负荷匹配特性[J]. 储能科学与技术, 2021, 10(5): 1494–1502.
- XIA Qi, HE Yang, XU Yu-jie, et al. Matching performance between the trigeneration of an adiabatic compressed air energy storage system and load [J]. Energy Storage Science and Technology, 2021, 10(5): 1494–1502.

(刘 颖 编辑)



利用数字孪生技术打造英国大陆架“智慧能源盆地”

据报道, 苏格兰净零技术中心(NZTC)的“智慧能源盆地”将与数字平台开发商 FutureOn 的“FieldTwin”数字孪生软件一起建造。智能能源盆地是该中心的数据 4 净零(D4NZ)项目的一部分, 旨在创建整个英国大陆架能源盆地的数字副本, 作为能源部门的资源, 以增强决策能力, 并在行业朝着净零目标发展的过程中提供更高的可视性和简化的操作。

通过与国家海底中心和罗伯特戈登大学等合作伙伴的合作, FutureOn 计划支持 D4NZ 项目的两个关键工作包, 即未来能源工具和海洋环境工业规划应用程序。FutureOn 能源转型副总裁 Adam Duffy 评论道: “D4NZ 项目是能源行业的关键一步, 因为我们正在迅速接近里程碑式的净零目标。”FutureOn 刚刚完成了美国 GoEnergise 启动计划, 该计划与 Avangrid 等公司在实际项目上合作, 使其能够成熟并验证 FieldTwin 解决方案在海上风电市场的应用。

(孙嘉忆摘译自 <https://www.powerengineeringint.com>)