

# 基于压缩空气储能的新型冷热电联供系统性能研究

黄兆云<sup>1</sup>, 张德怀<sup>2</sup>, 罗向龙<sup>1</sup>, 蒋润花<sup>3</sup>

(1. 广东工业大学 材料与能源学院, 广东 广州 510006; 2. 广州万宝集团压缩机有限公司, 广东 广州 510440;  
3. 东莞理工学院 化学工程与能源技术学院, 广东 东莞 523808)

**摘要:**为了解决用户负荷需求在时间上的变动和传统冷热电联供(Combine Cooling, Heating & Power, CCHP)系统大部分时间处于非设计工况下运行导致系统的能源利用效率较低的问题,提出了一种耦合压缩空气储能系统(Compressed Air Energy Storage system, CAES)和蓄热装置的新型CCHP系统(CAES based CCHP system, CAES-CCHP),建立系统的热力学模型,在给定的充、放电工作条件下对CAES-CCHP系统的热力学性能进行分析,并对影响该系统性能的CAES压气机压缩比、透平进气口压力、流经CAES的烟气质量流量3个关键参数进行敏感性分析。研究表明:CAES-CCHP系统能实现冷热电灵活调控,且系统的CAES功转换效率为57.41%,一次能源利用率、一次节能率及烟效率分别为76.22%, 24.84%和31.97%,比传统的CCHP系统分别提高10.97%, 18.15%和7.58%。

**关键词:**冷热电三联供系统;压缩空气储能;热力学性能分析;敏感性分析

中图分类号:TK11 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.04.011

[引用本文格式]黄兆云,张德怀,罗向龙,等.基于压缩空气储能的新型冷热电联供系统性能研究[J].热能动力工程,2024,39(4):86-95. HUANG Zhao-yun, ZHANG De-huai, LUO Xiang-long, et al. Research on the performance of a novel combined cooling, heating and power system based on compressed air energy storage system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(4):86-95.

## Research on the Performance of a Novel Combined Cooling, Heating and Power System based on Compressed Air Energy Storage System

HUANG Zhao-yun<sup>1</sup>, ZHANG De-huai<sup>2</sup>, LUO Xiang-long<sup>1</sup>, JIANG Run-hua<sup>3</sup>

(1. School of Materials and Energy, Guangdong University of Technology, Guangzhou, China, Post Code: 510006;  
2. Guangzhou Wanbao Group Compressor Co., Ltd., Guangzhou, China, Post Code: 510440; 3. School of Chemical Engineering and Energy Technology, Dongguan University of Technology, Dongguan, China, Post Code: 523808)

**Abstract:** In order to solve the problems of low energy utilization efficiency of the system caused by the change of user load demand with the time and the traditional combined cooling, heating and power (CCHP) system running under off-design conditions most of the time, a novel CAES based CCHP (CAES-CCHP) system coupling compressed air energy storage system (CAES) and heat storage device was proposed. By establishing the thermodynamic model of the system, the thermodynamic performance of the CAES-CCHP system was analyzed under the given working conditions of charge and discharge, and the sensitivity analysis of three key parameters that affected the performance of the system was carried out, such as CAES compressor compression ratio, turbine air intake pressure and flue gas mass flow through CAES. The results show that the CAES-CCHP system can realize flexible regulation of cooling, heating and power generation, and the CAES power conversion efficiency of the system is 57.41%, while

收稿日期:2022-11-28; 修订日期:2023-03-27

基金项目:广东省基础与应用基础研究基金自然科学基金面上项目(2021A1515012426, 2022A1515011053)

**Fund-supported Project:** Guangdong Province Basic and Applied Basic Research Fund-Natural Science Foundation of China (General Project) (2021A1515012426, 2022A1515011053)

作者简介:黄兆云(1996-),男,广东工业大学硕士研究生.

the primary energy utilization rate, primary energy saving rate and exergetic efficiency are 76.22%, 24.84% and 31.97%, respectively, which are 10.97%, 18.15% and 7.58% higher than that of the traditional CCHP system.

**Key words:** combined cooling, heating and power system, compressed air energy storage, thermodynamic performance analysis, sensitivity analysis

### 符号说明

$T_1, T_2, T_3, T_4$ —燃气轮机压气机、透平进出口空气和烟气温  
度, K;

$T_6, T_7$ —CAES 第一级压气机出口空气温度和第二级压气机进  
口空气温度, K;

$T_8, T_9$ —CAES 第二级压气机出口空气温度和储气罐进口空气  
温度, K;

$T_{12}, T_{13}, T_{14}, T_{15}$ —CAES 第一、二级透平进出口空气温度, K;

$T_{17}, T_{18}$ —加热 CAES 第一级透平进口空气的烟气进出口温  
度, K;

$T_{22}, T_{23}, T_{24}, T_{25}$ —回收 CAES 蓄电过程第二、一级压气机压缩  
热的导热油进出口温度, K;

$T_{27}, T_{28}, T_{30}, T_{31}$ —驱动吸收式制冷机的导热油、烟气进出口温  
度, K;

$T_{21}, T_{26}$ —冷罐出口和热罐进口导热油温度, K;

$\pi_g$ —燃气轮机循环增压比;

$\tau_g$ —燃气轮机循环升温比;

$k$ —空气定熵指数;

$\eta_{t,g}$ —燃气轮机透平等熵效率;

$T_0$ —环境温度, K;

$P_g$ —燃气轮机实际输出功率, kW;

$\eta_g$ —燃气轮机实际效率;

$\eta_{g,n}$ —燃气轮机额定发电效率;

LHV—燃料的低位热值,  $\text{kJ}/\text{m}^3$ ;

$\rho_f$ —燃料密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$\dot{Q}_f$ —燃料热值通量, kW;

$c_{p,fg}$ —烟气比定压热容,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;

$P_d$ —用户电负荷, kW;

$\pi_{c,CAES}$ —CAES 系统压气机压缩比;

$\eta_{c,CAES}$ —CAES 系统压气机等熵效率;

$p_0$ —环境压力, MPa;

$p_{\text{linear}}$ —储气罐最终压力, MPa;

$p_{12}$ —CAES 第一级透平进口压力, MPa;

$c_{p,a}$ —空气比定压热容,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;

$P_{c,CAES}$ —压气机总驱动功率, kW;

$\dot{m}_f$ —燃料质量流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;

$\dot{m}_{c,CAES}$ —CAES 压气机空气质量流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;

$\dot{m}_{t,CAES}$ —CAES 透平空气质量流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;

$\dot{m}_{fg,CAES}$ —用于预热 CAES 透平进气口高压空气的烟气质量流

量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;

$p_{\text{inicar}}$ —储气罐初始压力, MPa;

$\eta_{t,CAES}$ —CAES 透平等熵效率;

$\eta_{CAES}$ —CAES 功转换效率;

$\eta_{\text{ex}}$ —CAES-CCHP 系统烟效率;

$\pi_{t,CAES}$ —CAES 每级透平膨胀比;

$c_{\text{oil}}$ —导热油比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;

$\dot{Q}_{c,CAES}$ —单位时间内 CAES 系统蓄电过程回收压缩热量, kW;

$\dot{Q}_{\text{ab,fg}}$ —单位时间内驱动吸收式制冷机的烟气热量, kW;

$\dot{Q}_{\text{ab,oil}}$ —单位时间内驱动吸收式制冷机的导热油热量, kW;

$\dot{Q}_{\text{ab}}$ —驱动吸收式制冷机的总热量, kJ;

$\dot{m}_{\text{oil}}$ —导热油质量流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;

$\dot{m}_{fg,GTC}$ —燃气轮机出口烟气质量流量,  $\text{kg}/\text{s}$ ;

COP<sub>ab</sub>—吸收式制冷机制冷系数;

$P_{t,CAES}$ —CAES 完全放电输出功率, kW;

$t_d$ —CAES 完全放电所需时间, s;

$t_c$ —CAES 蓄电时间, s;

$W_{\text{CCHP}}$ —CAES-CCHP 系统输出电能, kJ;

$EX_{\text{cl}}$ —制冷系统对外输出焓, kJ;

$EX_{\text{h}}$ —供热系统对外输出焓, kJ;

$Q_{\text{h}}$ —系统总输出热量, kJ;

$Q_{\text{cl}}$ —系统输出冷量, kJ;

$\eta_e$ —电网效率;

$\eta_b$ —锅炉效率;

COP<sub>e</sub>—电压缩式制冷机的制冷系数;

$\dot{Q}_{\text{cl,oil}}$ —单位时间内导热油驱动吸收式制冷机产冷量, kW;

PER—一次能源利用率;

PESR—一次节能率。

### 引 言

随着人类社会经济不断发展,能源消耗迅速增长,传统能源枯竭、生态环境恶化等问题日益突出,大力发展如 CCHP 系统的能源综合利用技术已逐渐成为世界各国的共识。CCHP 系统基于总能系统及能量梯级利用原理,利用能源驱动动力机组发电,采用余热回收设备回收利用不同品位余热,实现冷、

热、电一体化集成供能,是分布式能源系统发展的主要方向和形式<sup>[1-2]</sup>。但用户负荷需求的间歇性和不稳定性,以及 CCHP 系统需要针对负荷需求调节负荷输出从而导致系统在变工况的状态下运行,使系统的热力性能和经济性急剧恶化问题日渐凸显,如燃气轮机低于额定工况输出,其实际效率将会下降<sup>[3-4]</sup>。而将 CCHP 与储能技术相结合是解决这一问题的有效途径。

近些年来,CAES 因具有储能容量大、成本低、寿命长、可靠性高和环境友好等特点受到了广泛关注<sup>[5-7]</sup>。CAES 本身即可输出冷、热、电 3 种能量,适用于与 CCHP 系统集成,以缓解 CCHP 系统冷、热、电 3 种能量输出相互制约的问题<sup>[8-9]</sup>。He 等人<sup>[10]</sup>提出用 CCHP 系统中燃气轮机烟气加热 CAES 透平进气口高压空气,用中间冷却器回收 CAES 压气机产生的压缩热,提高了系统性能,解决了由于非设计工况导致的燃气轮机效率低下的问题。Jiang 等人<sup>[11]</sup>提出将 CAES 系统与传统 CCHP 系统集成,CAES 压气机压缩热给用户的生活热水,透平进气口高压空气由燃气轮机烟气预热,并对其进行热力学性能分析。Yang 等人<sup>[12]</sup>提出了结合太阳能和 CAES 的燃气轮机 CCHP 方案。太阳能热量由导热油收集,用于加热 CAES 透平进气口温度,CAES 压气机产生压缩热量由冷却水带走。最后分析了系统两种不同控制策略的热力学性能,其能量效率和烟效率均高于传统 CCHP 系统。Sadeghi 等人<sup>[13]</sup>提出集冷、热、电于一体的 CAES 系统,其中压气机压缩热在中冷器、后冷器中散失掉,热油预热透平进气口高压空气。研究结果显示,系统火用效率提高了 11.62%,标准化 CO<sub>2</sub> 排放降低了 102.96 kg/(MW·h),总成本率减少了 665.47 \$/h。Wang 等人<sup>[14]</sup>将传统 CCHP、CAES 和太阳能收集器组成新型 CCHP,太阳能和 CAES 耦合加热高压空气,CAES 压气机压缩热用于提供用户热负荷,对系统进行敏感性分析和多目标优化的结果表明,在最大加热条件和最大冷却条件下,最佳烟效率分别为 53.10% 和 45.36%。Zhang 等人<sup>[15]</sup>提出一种利用高温沼气对 CAES 储气室出口空气进行预热并结合吸收式制冷和地源热泵的新型 CCHP 系统,其中 CAES 压缩热被用于加热热水供用户使用,通过对该系统的敏感性分析得出,

当等价比为 0.275 时系统性能达到最佳。

综上,CAES 系统中透平入口空气一般被 CCHP 系统中高动力机组的高温烟气余热、可再生能源等进行预热,而 CAES 的压气机压缩热通常则散失掉或直接用于提供生活热水而造成大量热量的浪费。实际上 CAES 压气机压缩热热量比较可观,虽然温度不高,但可以驱动吸收式制冷机。为了更加有效地利用 CAES 压气机压缩热,本文提出一种集成 CAES 与蓄热装置的新型 CAES-CCHP 系统。其中蓄热装置用于回收 CAES 压气机压缩热,从而驱动吸收式制冷机制冷,并同时提供生活热水。CCHP 系统中动力机组高温烟气用于加热 CAES 透平入口空气。最后,通过建立该 CAES-CCHP 系统的热力学模型,分析其热力学性能。

## 1 系统描述

选择传统 CCHP 系统<sup>[11]</sup>作为参考系统。集成 CAES 和蓄热装置的 CAES-CCHP 系统的结构和工作原理如图 1 所示。图 1 中,1~2、5~15 表示空气的热力学状态点,3~4、30~32、17~20 表示烟气的热力学状态点,21~29 表示导热油的热力学状态点。

新系统主要包括燃气轮机、CAES 系统、蓄热装置、换热器和吸收式制冷机等设备。其中,燃气轮机为 CCHP 系统原动力;CAES 系统在用户电负荷需求较低时对燃气轮机剩余功率进行储存,并在燃气轮机额定功率小于电力负荷需求时对外放电,其充、放电过程不能同时进行;蓄热装置利用导热油回收 CAES 压缩热,回收热量可用于驱动吸收式制冷机制冷或对用户供热;吸收式制冷机由燃气轮机烟气和蓄热装置的导热油驱动制冷。

当燃气轮机额定功率大于用户电负荷需求时,CAES 进入充电状态。此时,开关 1 闭合,开关 2 断开,燃气轮机剩余功率驱动 CAES 压气机压缩空气。环境空气进入采用两级压缩、级间冷却的 CAES 压气机,被压缩至高压状态,空气通过换热器冷却至接近环境温度,储存于高压气罐中。蓄热装置采用双罐结构,CAES 系统压缩热被来自冷罐的导热油经换热器回收并储存于热罐中,回收的热量可驱动吸收式制冷机制冷或对外供热。

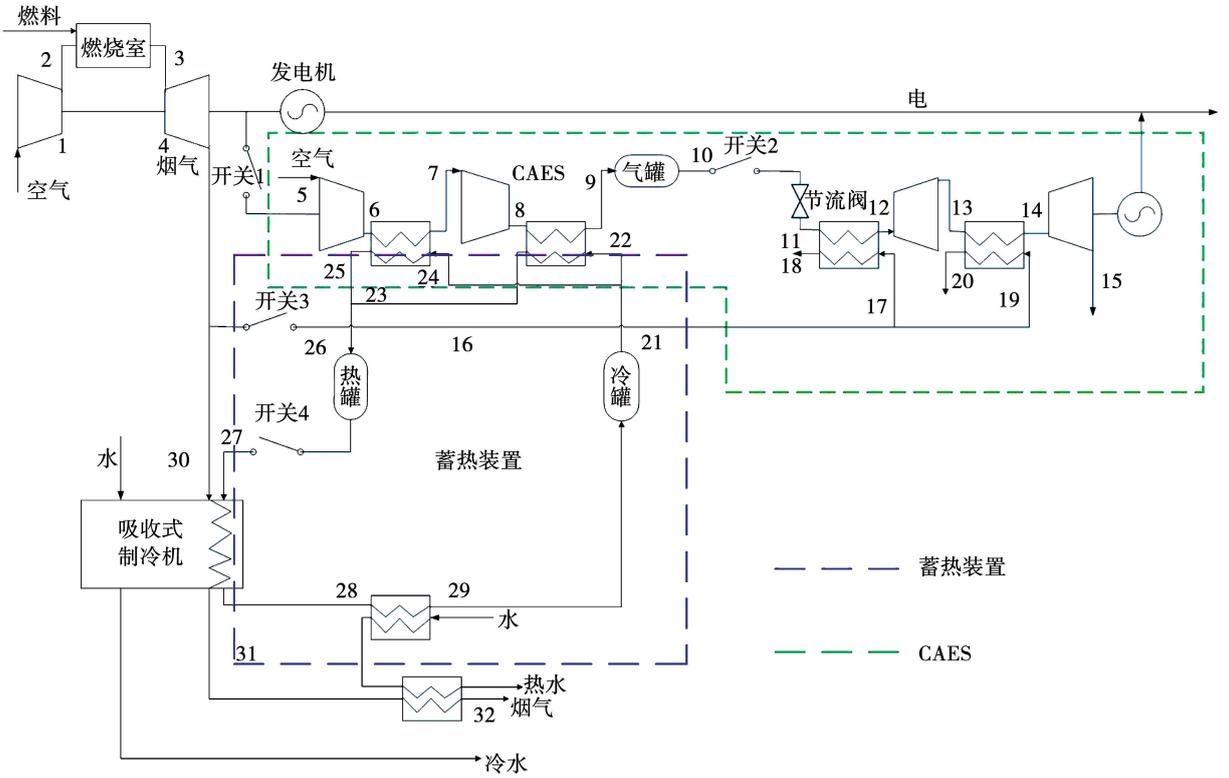


图1 CAES-CCHP 系统

Fig.1 CAES-CCHP system

当额定功率小于用户负荷需求时,CAES 进入放电状态。此时开关1 断开,开关2 闭合,透平进气口压力经节流阀调节至一稳定值。CAES 透平采用两级膨胀、级间再热,开关3 闭合,燃气轮机部分高温烟气经换热器加热透平进气口的高压空气,加热后的高压空气通入透平膨胀做功,对用户放电。

系统通过吸收式制冷机对用户供冷。吸收式制冷机由燃气轮机全部或部分烟气驱动。当供冷需求较大时,开关4 闭合,高温导热油通入吸收式制冷机制冷以补足供冷需求。吸收式制冷机出口烟气和导热油通入换热器加热来水,实现生活热水的提供。导热油经来水冷却至接近环境温度,回流到冷罐。

## 2 数学模型

### 2.1 模型假设

为了便于研究,对 CAES-CCHP 系统模型作如下假设:(1) 空气和烟气为理想气体,且比热容保持不变;(2) 流体的动能和势能忽略不计;(3) 忽略管道和换热器的压降及热量损失;(4) 压气机的压缩

过程与透平的膨胀过程可视为绝热过程;(5) 压缩空气储气室的充放过程可视为等温过程;(6) 吸收式制冷机 COP 为定值。

### 2.2 模型建立

燃气轮机燃烧过程为定压加热过程,燃气轮机出口烟气温度为:

$$T_4 = \tau_g T_0 - \eta_{1,g} \tau_g T_0 (1 - \pi_g^{\frac{1-k}{k}}) \quad (1)$$

燃气轮机额定发电效率为:

$$\eta_{g,n} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2)$$

燃料热值通量为:

$$\dot{Q}_f = \frac{P}{\eta_g} \quad (3)$$

燃料质量流量为:

$$\dot{m}_f = \rho_f \frac{\dot{Q}_f}{LHV} \quad (4)$$

燃气轮机出口烟气质量流量为:

$$\dot{m}_{fg,GTC} = \frac{\dot{Q}_f}{c_{p,fg}(T_3 - T_2)} \quad (5)$$

当燃气轮机输出功率大于用户电负荷时,CAES

处于蓄电状态, 压气机总驱动功率为:

$$P_{c,CAES} = P_g - P_d \quad (6)$$

从 CAES 第一级压气机出口的空气温度为:

$$T_6 = T_0 + T_0 \frac{(\pi_{c,CAES}^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_{c,CAES}} \quad (7)$$

第二级压气机进口空气温度等于环境温度加上换热器的最小温差值, 同时第二级压气机空气出口温度计算公式可参考式(7)。

储气罐最终压力为:

$$P_{\text{final}} = \pi_{c,CAES}^2 P_0 \quad (8)$$

CAES 压气机空气质量流量为:

$$\dot{m}_{c,CAES} = \frac{\left(\frac{T_0}{T_6 - T_7}\right) P_{c,CAES}}{c_{p,a}(T_6 - T_0)} \quad (9)$$

CAES 系统蓄电过程回收压缩热为:

$$\dot{Q}_{c,CAES} = c_{p,a} \dot{m}_{c,CAES} \times [(T_6 - T_7) + (T_8 - T_9)] \quad (10)$$

第一级透平进口空气温度为:

$$T_{12} = T_0 + \frac{0.5 c_{p,fg} \dot{m}_{fg,CAES} (T_{17} - T_{18})}{c_{p,a} \dot{m}_{1,CAES}} \quad (11)$$

加热第一级透平进口空气的烟气温度与燃气轮机出口烟气温度相等, CAES 系统膨胀方式为等比膨胀, 每级透平的膨胀比为:

$$\pi_{1,CAES} = \sqrt{\frac{p_{12}}{p_0}} \quad (12)$$

第一级透平出口空气温度为:

$$T_{13} = T_{12} - \eta_{1,CAES} T_{12} (1 - \pi_{1,CAES}^{\frac{1-k}{k}}) \quad (13)$$

二级透平进口空气温度计算公式可参考式(11); 二级透平出口空气温度计算公式可参考式(13); 当用户电负荷大于燃气轮机输出功率时, CAES 处于放电状态, 其输出功率为:

$$P_{1,CAES} = c_{p,a} \dot{m}_{1,CAES} \times [(T_{12} - T_{13}) + (T_{14} - T_{15})] \quad (14)$$

导热油质量流量为:

$$\dot{m}_{oil} = \frac{c_{p,a} \dot{m}_{c,CAES} (T_6 - T_7)}{c_{oil} (T_{25} - T_{24})} + \frac{c_{p,a} \dot{m}_{c,CAES} (T_8 - T_9)}{c_{oil} (T_{23} - T_{22})} \quad (15)$$

热罐进口导热油温度为:

$$T_{26} = T_{21} + \frac{\dot{Q}_{c,CAES}}{c_{oil} \dot{m}_{oil}} \quad (16)$$

用于驱动吸收式制冷机的导热油及烟气热量分别为:

$$\dot{Q}_{ab,oil} = c_{oil} \dot{m}_{oil} (T_{27} - T_{28}) \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{ab,fg} = c_{p,fg} (\dot{m}_{fg} - \dot{m}_{fg,CAES}) \times (T_{30} - T_{31}) \quad (18)$$

热罐进出口导热油温度相等, 导热油产生的制冷量为:

$$\dot{Q}_{cl,oil} = COP_{ab} \dot{Q}_{ab,oil} \quad (19)$$

烟气驱动产生的制冷量计算公式可参考式(19); 导热油经换热器冷却至接近室温, 对外输出热量计算公式可参考式(17); 通过吸收式制冷机的烟气经换热器对外输出热量计算公式可参考式(18)。

### 2.3 系统评价指标

CAES 功转换效率为输出功比输入功, 即:

$$\eta_{CAES} = \frac{\int_0^{t_d} P_{1,CAES} dt}{\int_0^{t_c} P_{c,CAES} dt} \quad (20)$$

CAES-CCHP 系统焓效率为输出焓比输入焓, 即:

$$\eta_{ex} = \frac{W_{CCHP} + EX_{cl} + EX_h}{Q_f} \quad (21)$$

一次能源利用率 PER 为系统一次能源所转化的输出能量与输入一次能源的比值, 即:

$$PER = \frac{W_{CCHP} + Q_{ab} + Q_h}{Q_f} \quad (22)$$

一次节能率 PESR 指 CCHP 系统相对于分立供能系统能源节约量的比值, 即:

$$PESR = 1 - \frac{Q_f}{\frac{W_{CCHP}}{\eta_e} + \frac{Q_h}{\eta_b} + \frac{Q_{cl}}{COP_e \eta_e}} \quad (23)$$

## 3 结果与分析

### 3.1 热力学性能分析

为分析 CAES-CCHP 系统的热力学性能, 系统的设计值如表 1 所示。其中, 燃气轮机以天然气作为燃料。

燃气轮机与 CAES 系统在设计条件下各热力学状态点参数如表 2 所示。CAES 系统充、放电过程不同时进行, 故两流程分开表示。

表1 CAES-CCHP 系统的设计参数

Tab.1 Design parameters of CAES-CCHP system

参数	设计值
燃气轮机额定功率 $P_g/kW$	200
燃气轮机循环增压比 $\tau_g$	10
燃气轮机压气机等熵效率 $\eta_{c,g}$	0.88
燃气轮机透平等熵效率 $\eta_{t,g}$	0.88
燃气轮机循环增压比 $\tau_g$	4
CAES 单级压气机压缩比 $\tau_{c,CAES}$	7
CAES 压气机等熵效率 $\eta_{c,CAES}$	0.88
CAES 单级透平等熵效率 $\eta_{t,CAES}$	0.88
吸收式制冷机制冷系数 $COP_{ab}$	1.3
电网效率 $\eta_e$	0.33
锅炉效率 $\eta_b$	0.85
电压压缩制冷机制冷系数 $COP_e$	4.5
环境温度 $T_0/K$	298.15
环境压力 $p_0/MPa$	0.1
换热器最小传热温差 $\Delta T/K$	5
空气定熵指数 $k$	1.4
空气比定压热容 $c_{p,a}/kJ \cdot (kg \cdot K)^{-1}$	1.1
烟气比定压热容 $c_{p,fg}/kJ \cdot (kg \cdot K)^{-1}$	1.1
导热油比热容 $c_{oil}/kJ \cdot (kg \cdot K)^{-1}$	2.5
天然气密度 $\rho_t/kg \cdot m^{-3}$	0.717
天然气低位热值 $LHV/kJ \cdot m^{-3}$	35 588
用户电负荷 $P_d/kW$	100
CAES 烟气质量流量 $\dot{m}_{fg,CAES}/kg \cdot s^{-1}$	0.14
储气罐初始压力 $p_{ini,CAR}/MPa$	2.5
CAES 蓄电时间 $t_c/s$	3 600

在上述设计条件下,CAES 透平的空气质量流量与压气机空气质量流量保持一致,蓄热装置中导热工质的质量流量与驱动吸收式制冷机的导热工质质量流量应保持一致。此时,消耗天然气总量为 $61.4779 \text{ m}^3/\text{h}$ ,压缩空气储气罐容积为 $23.01 \text{ m}^3$ ,CAES-CCHP 系统在设计条件下的输出指标及其性能指标如表3所示。由表3可见,在完全放电结束时系统输出电能为 $566\,670 \text{ kJ}$ ,总输出冷量为 $1\,452\,194 \text{ kJ}$ ,总输出热量为 $243\,004.6 \text{ kJ}$ 。而CAES-CCHP 系统热力学性能指标即CAES 功转换效率、系统烟效率、一次能源利用率和一次节能率分别为 $57.41\%$ 、 $28.19\%$ 、 $88.06\%$ 和 $26.61\%$ 。

表2 CAES-CCHP 系统设计条件下热力学状态点参数

Tab.2 Thermodynamic state point parameters for CAES-CCHP system design condition

设备	状态点	工作流体	温度/ K	压力/ MPa	质量流量/ $kg \cdot s^{-1}$
燃气轮机	1	空气	298.15	0.1	0.94
	2	空气	613.48	1.0	0.94
	3	烟气	1 192.60	1.0	0.95
蓄电过程	4	烟气	686.69	0.1	0.95
	5	空气	298.15	0.1	0.18
	6	空气	550.10	0.7	0.18
放电过程	7	空气	303.15	0.7	0.18
	8	空气	559.33	4.9	0.18
	9	空气	303.15	4.9	0.18
	10	空气	298.15	4.9	0.18
	11	空气	298.15	2.5	0.18
	12	空气	448.21	2.5	0.18
	13	空气	302.82	0.5	0.18
	14	空气	451.06	0.5	0.18
	15	空气	304.74	0.1	0.18
	16	烟气	686.69	0.1	0.14
	17	烟气	686.69	0.1	0.07
	18	烟气	303.15	0.1	0.07
	19	烟气	686.69	0.1	0.07
	20	烟气	307.82	0.1	0.07

表3 CAES-CCHP 系统设计条件下输出特性及评价指标

Tab.3 Output characteristics and evaluation index for CAES-CCHP system design condition

参数	数值
系统输出电能 $W_{CCHP}/kJ$	566 670
系统输出冷量 $Q_{cl}/kJ$	1 452 194
系统输出热量 $Q_h/kJ$	243 004.6
CAES 功转换效率 $\eta_{CAES}/\%$	57.41
烟效率 $\eta_{ex}/\%$	28.19
一次能源利用率 $PER/\%$	88.06
一次节能率 $PESR/\%$	26.61

### 3.2 关键参数敏感性分析

在CAES-CCHP 系统中,CAES 的一些关键参数对系统输出电能、热量、冷量及其评价指标影响较为显著。为分析关键参数对CAES-CCHP 系统的影响,选取CAES 压气机压缩比、透平进气口压力和流经CAES 烟气质量流量3个参数,对该CAES-CCHP 系统进行敏感性分析。

### 3.2.1 压气机压缩比

CAES-CCHP 系统输出的电能、热量和冷量随 CAES 压气机压缩比变化如图 2 所示。当 CAES 压气机压缩比增大时,系统输出电能与输出热量逐渐减小,而输出的冷量逐渐增大。由于 CAES 压气机压缩比增大时,CAES 空气质量流量减小,而 CAES 透平进气口压力保持恒定,导致 CAES 的输出功率减小,CAES-CCHP 系统总输出电能降低。气罐进气口空气温度不变,CAES 空气质量流量减少,导致导热油质量流量减小,单位质量导热油回收的压缩热增大,热罐进口导热油温度增大,驱动吸收式制冷机制冷量增大,而提供生活热水的热量减小。

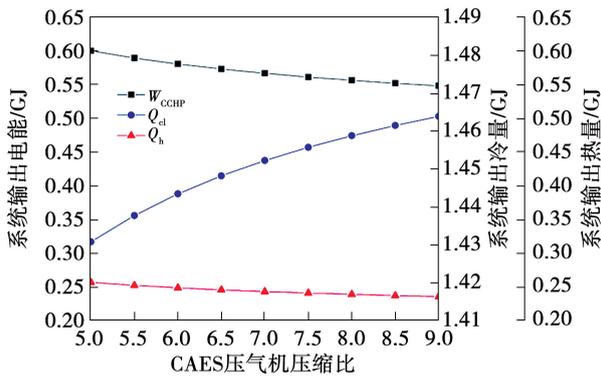


图 2 CAES 压气机压缩比对系统输出电能、输出热量和输出冷量的影响

Fig. 2 Influence of compression ratio of CAES compressor on output electrical energy, heating and cooling capacity of system

CAES 压气机压缩比的变化对 CAES-CCHP 系统效率的影响如图 3 所示。

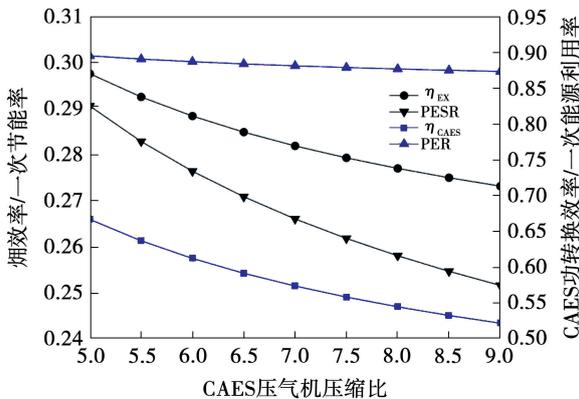


图 3 CAES 压气机压缩比对系统效率的影响  
Fig. 3 Influence of compression ratio of CAES compressor on system efficiency

当 CAES 压气机压缩比逐渐增大时,CAES 功转换效率、CAES-CCHP 系统焓效率、一次节能率逐渐减小,一次能源利用率略微下降。CAES 压气机压缩比增大,其空气质量流量减小,CAES 输出功率下降,导致功转换效率降低,CAES-CCHP 系统焓效率降低,且一次节能率减小。而一次能源利用率只考虑能量的数量,没有考虑能量的品位,其数值随 CAES 压气机压缩比减小而略微下降。

### 3.2.2 透平进气口压力

CAES 透平进气口压力对 CAES-CCHP 系统的输出电能、输出热量和输出冷量的影响如图 4 所示。随着透平进气口压力的逐渐增大,系统输出电能增大,而系统输出的冷量和热量皆不变。由于 CAES 透平进气口压力经节流阀调节保持恒定,而透平进气口温度不变,透平进出口焓差增大,CAES 透平输出功率将增大。而由于透平进气口压力的改变不影响 CAES 压缩热的回收以及燃气轮机烟气的分配,CAES-CCHP 系统的输出冷量与热量保持不变。

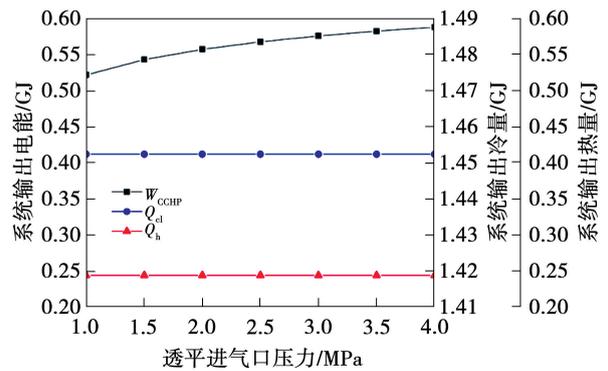


图 4 CAES 透平进气口压力对系统输出电能、输出热量和输出冷量的影响

Fig. 4 Influence of air intake pressure of CAES turbine on output electrical energy, heating and cooling capacity of system

CAES-CCHP 系统效率随 CAES 透平进气口压力的变化而变化如图 5 所示。当透平进气口压力逐渐增大时,CAES 功转换效率、CAES-CCHP 系统焓效率、一次能源利用率、一次节能率皆增大。由于透平进气口压力增大导致 CAES 输出功的增加,而系统输出冷量、热量保持不变,系统整体输出能量增大,进而使系统性能得到提高。

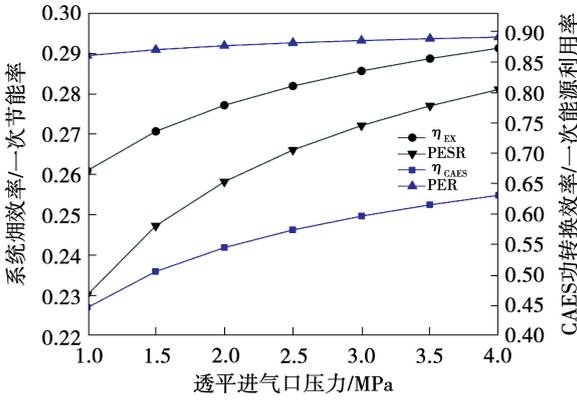


图 5 CAES 透平进气口压力对系统效率的影响

Fig. 5 Influence of air intake pressure of CAES turbine on system efficiency

3.2.3 流经 CAES 的烟气质量流量

流经 CAES 烟气质量流量变化对 CAES-CCHP 系统输出电能、输出热量和冷量的影响如图 6 所示。当流经 CAES 的烟气质量流量逐渐增加时,CAES-CCHP 系统输出电能增加,而输出的冷量、热量逐渐降低。由于 CAES 的空气质量流量不变,流经 CAES 的烟气质量流量的增加导致透平进气口温度升高,CAES 输出功增加。而相应地,流经吸收式制冷机的烟气质量流量减小,因此系统输出的冷量、热量逐渐减小。

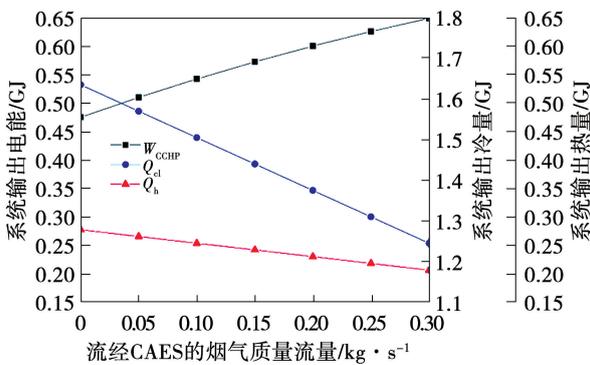


图 6 流经 CAES 的烟气质量流量对系统输出电能、输出热量和冷量的影响

Fig. 6 Influence of flue gas mass flow through CAES on output electrical energy, heating and cooling capacity of system

流经 CAES 的烟气质量流量变化对 CAES-CCHP 系统效率的影响如图 7 所示。当流经 CAES 的烟气质量流量逐渐增加时,CAES 功转换效率、

CAES-CCHP 系统焓效率、一次节能率皆增大,而一次能源利用率则逐渐减小。烟气质量流量的增加导致 CAES 透平进气口温度升高,CAES 输出功增大,CAES 功转换效率相应增大,CAES-CCHP 系统的输出电能增大;系统总的输出焓增加,故而系统焓效率增大;系统对应的分供系统能源消耗增大,故一次节能率增大。系统总的输出能量减少,故一次能源利用率逐渐下降。

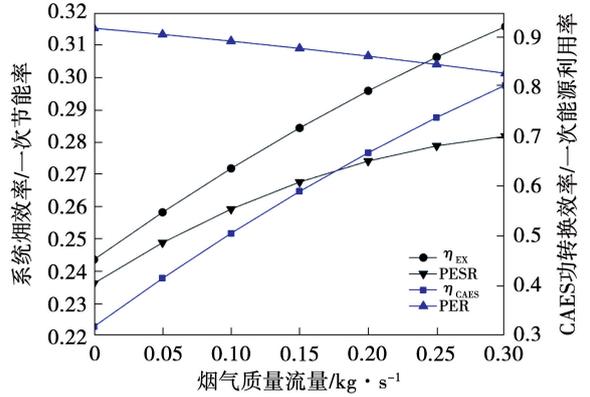


图 7 流经 CAES 的烟气质量流量对系统效率的影响  
Fig. 7 Influence of flue gas mass flow through CAES on system efficiency

4 案例分析

以位于广州的面积为 7 473 m<sup>2</sup> 的办公楼为分析对象。在夏季的典型日,该办公大楼每小时的电负荷、冷负荷和热负荷如图 8 所示。由图 8 可知,最大电负荷为 226.05 kW,最大冷却负荷为 540.75 kW。

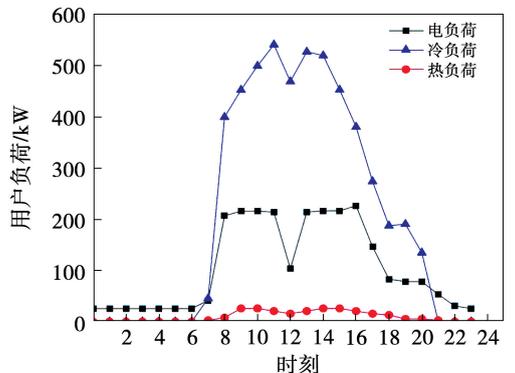


图 8 广州某办公楼每小时用户负荷  
Fig. 8 Hourly user load of an office building in Guangzhou

为了验证 CAES-CCHP 系统在实际应用中的可行性,对 CAES-CCHP 系统与传统 CCHP 系统在办公大楼实际应用中的性能进行了比较。两者均与外部电网断开,新型系统加装电制冷机。根据用户负荷特性,传统 CCHP 系统与 CAES-CCHP 系统均在 8:00~21:00 之间运行,两者的燃气轮机容量均能使各自系统独立满足用户负荷。由于用户需求的变化,传统 CCHP 系统燃气轮机的运行往往偏离设计条件,系统性能恶化,而 CAES-CCHP 系统的燃气轮机可长时间在设计条件下运行,剩余功率可以存储在 CAES 中。CAES-CCHP 系统与传统 CCHP 系统性能比较如表 4 所示。

表 4 CAES-CCHP 系统与传统 CCHP  
系统性能评价指标比较

Tab. 4 Comparison of performance evaluation indexes  
between CAES-CCHP system and  
traditional CCHP system

指 标	CAES-CCHP	传统 CCHP
燃气轮机容量/kW	227	313
燃气轮机额定效率/%	32.91	32.91
烟效率/%	31.97	24.39
一次能源利用率/%	76.22	65.25
一次节能率/%	24.84	6.69

如表 4 所示,CAES-CCHP 系统的烟效率为 31.97%,比传统系统高 7.58%;一次能源利用率为 76.22%,比传统系统高 10.97%;一次节能率为 24.84%,比传统系统高 18.15%。以上结果表明,CAES-CCHP 系统长时间在设计条件下运行,能够有效提高 CCHP 系统的性能。

## 5 结 论

提出了一种集成 CAES 与蓄热装置的 CAES-CCHP 系统,对该 CAES-CCHP 系统建立热力学模型,对其给定工况下的热力学性能进行分析,并对影响 CAES-CCHP 系统性能的关键参数进行敏感性分析,主要研究结论如下:

(1) 在给定的设计条件下,CAES 系统完全放电时,该 CAES-CCHP 系统的总输出电能为 566 670 kJ,

总输出冷量、热量分别为 1 452 194 和 243 004.6 kJ。CAES 系统功转换效率为 57.41%,CAES-CCHP 系统的烟效率为 28.19%,一次能源利用率为 88.06%,一次节能率为 26.61%。

(2) CAES 压气机压缩比的增加导致 CAES-CCHP 系统输出电能与热量的下降,而系统总输出冷量将增加。对于 CAES-CCHP 系统性能而言,CAES 压气机压缩比增加导致 CAES 功转换效率、系统烟效率、一次节能率下降明显,而一次能源利用率则略微下降。

(3) 透平进气口压力对 CAES-CCHP 系统的总输出冷量、热量没有影响,而总输出电能则随透平进气口压力的增大而增大。CAES-CCHP 系统的烟效率、一次能源利用率、一次节能率以及 CAES 功转换效率随储气罐初始压力的增大而增大。

(4) 流经 CAES 的烟气质量流量对系统的输出特性及性能均有显著的影响,提高流经 CAES 的烟气质量流量一方面导致系统输出电能增大,另一方面流经吸收式制冷机的烟气质量流量减少导致系统总输出冷量、热量减少。随着流经 CAES 的烟气质量流量增大,系统烟效率、一次节能率以及 CAES 功转换效率皆明显增大,而一次能源利用率则明显减小。

(5) 对 CAES-CCHP 系统与传统 CCHP 系统在办公楼中的性能进行比较发现,CAES-CCHP 系统的烟效率为 31.97%,比传统系统高 7.58%;CAES-CCHP 系统的一次能源利用率为 76.22%,比传统系统高 10.97%;CAES-CCHP 系统的一次节能率为 24.84%,比传统系统高 18.15%。

## 参考文献:

- [1] DENG J, WANG R Z, HAN G Y. A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems [J]. Progress in Energy and Combustion Science, 2011, 37(2): 172-203.
- [2] WANG Xuan, SHU Ge-qun, TIAN Hua, et al. Dynamic performance comparison of different cascade waste heat recovery systems for internal combustion engine in combined cooling, heating and power [J]. Applied Energy, 2020, 260: 114245.
- [3] SOLTANI M, CHAHARTAGHI M, HASHEMIAN S M, et al. Technical and economic evaluations of combined cooling, heating and

- power (CCHP) system with gas engine in commercial cold storages [J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 214: 112877
- [4] HUANG Zhi-feng, YANG Cheng, YANG Hai-xia, et al. Off-design heating/power flexibility for steam injected gas turbine based CCHP considering variable geometry operation [J]. *Energy*, 2018, 165: 1048 – 1060.
- [5] 陈海生, 刘金超, 郭欢, 等. 压缩空气储能技术原理 [J]. *储能科学与技术*, 2013, 2(2): 146 – 151.  
CHEN Hai-sheng, LIU Jin-chao, GUO Huan, et al. Technical principle of compressed air energy storage system [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2013, 2(2): 146 – 151.
- [6] LUO Xing, WANG Ji-hong, BOONER M, et al. Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation [J]. *Applied Energy*, 2015, 137: 511 – 536.
- [7] COMODI G, CARDUCCI F, SZE J Y, et al. Storing energy for cooling demand management in tropical climates: A techno-economic comparison between different energy storage technologies [J]. *Energy*, 2017, 121: 676 – 694.
- [8] WANG Ji-dai, LU Kun-peng, MA Lan, et al. Overview of compressed air energy storage and technology development [J]. *Energies*, 2017, 10(7): 10070991.
- [9] JIANG Run-hua, YIN Hui-bin, CHEN Bai-man, et al. Multi-objective assessment, optimization and application of a grid-connected combined cooling, heating and power system with compressed air energy storage and hybrid refrigeration [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 174: 453 – 464.
- [10] HE Feng-juan, XU Yu-jie, ZHANG Xin-jing, et al. Hybrid CCHP system combined with compressed air energy storage [J]. *International Journal of Energy Research*, 2015, 39(13): 1807 – 1818.
- [11] JIANG Run-hua, YIN Hui-bin, YANG Min-lin, et al. Thermodynamic model development and performance analysis of a novel combined cooling, heating and power system integrated with tri-generative compressed air energy storage [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 168: 49 – 59.
- [12] YANG Cheng, WANG Xu-sheng, HUANG Man-man, et al. Design and simulation of gas turbine-based CCHP combined with solar and compressed air energy storage in a hotel building [J]. *Energy and Buildings*, 2017, 153: 412 – 420.
- [13] SADEGHI S, AHMADI P. Thermo-economic optimization of a high-performance CCHP system integrated with compressed air energy storage (CAES) and carbon dioxide ejector cooling system [J]. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2021, 45(6): 101112. 1 – 101112. 13.
- [14] WANG Xu-sheng, YANG Cheng, HUANG Man-man, et al. Multi-objective optimization of a gas turbine-based CCHP combined with solar and compressed air energy storage system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 164: 93 – 101.
- [15] ZHANG Xiao-feng, ZENG Rong, DENG Qiao-lin, et al. Energy, exergy and economic analysis of biomass and geothermal energy based CCHP system integrated with compressed air energy storage (CAES) [J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 199: 111953. 1 – 111953. 18.

(丛敏编辑)

## (上接第68页)

- [8] HAN X, ZENG W, HAN Z. Numerical investigation of the condensation flow characteristics and modification optimization of a condensing steam turbine cascade [J]. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2019, 29(12): 4531 – 4548.
- [9] 郭振市, 袁益超, 刘聿拯, 等. 喷射式凝汽器传热性能影响因素分析 [J]. *电站系统工程*, 2008, 24(6): 15 – 16, 30.  
GUO Zhen-shi, YUAN Yi-chao, LIU Yu-zheng, et al. Analysis of factors influencing the heat transfer performance of jet-type condenser [J]. *Power System Engineering*, 2008, 24(6): 15 – 16, 30.
- [10] 王颖, 李录平, 陈尚年, 等. 基于数据驱动的气轮发电机组非线性振动故障诊断技术研究进展 [J]. *电站系统工程*, 2023, 39(1): 1 – 6.  
WANG Ying, LI Lu-ping, CHEN Shang-nian, et al. Research progress of nonlinear vibration fault diagnosis technology based on data-driven for turbo-generator units [J]. *Power System Engineering*, 2023, 39(1): 1 – 6.
- [11] WEBB R L. The flow structure in the louvered fin heat exchanger geometry [J]. *SAE Transactions*, 1990, 99(3): 1592 – 1603.
- [12] WEBB R L, TRAUGER P. How structure in the louvered fin heat exchanger geometry [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1991, 4(2): 205 – 217.
- [13] 蒋欣军, 王安, 徐卫, 等. 1 000 MW 超超临界机组循环水系统低负荷优化提效研究 [J]. *电站系统工程*, 2021, 37(1): 82 – 84.  
JIANG Xin-jun, WANG An, XU Wei, et al. Study on efficiency improvement of low load optimization of circulating water system in 1 000 MW ultra-supercritical unit [J]. *Power System Engineering*, 2021, 37(1): 82 – 84.

(丛敏编辑)