

一种压缩空气与抽水蓄能耦合的新型储能系统及热力学分析

李丞宸, 贺新, 陶飞跃, 王焕然

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 提出一种压缩空气与抽水蓄能耦合的新型储能系统, 包括压缩空气部分(CAES)和抽水压缩空气部分(PHCA), 可实现压力能的梯级利用, 改善两部分的各自运行工况, 具有较高的电-电转化效率, 同时也为浅层废弃隧道及洞穴利用提供了新途径。针对该系统的结构特点, 首先对系统进行了热力学分析, 分析表明: 新型系统的电-电转化效率为 53.82%, 能量转化效率为 41.06%; PHCA 部分具有较高的效率, CAES 部分具有较高的容量和储能密度。随后, 对能量运转较为复杂的 CAES 部分进行了分析, 结果表明: CAES 部分的主要输入能量来自于压缩机(76.05%), 最大损失发生在高压储气空间的节流(23.33%)和蓄热器的蓄热(22.9%)过程。最后, 对该系统进行了敏感性分析, 结果表明: 增加两储气空间的压力差和提升再热温度均可以提升系统的性能, 而提升再热温度的收益最大, 系统的电-电转化效率最高可达 77%。

关键词: 压缩空气储能系统; 抽水蓄能; 热力学分析; 可再生能源

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202204005 **文章编号:** 0253-987X(2022)04-0040-10



OSID 码

A New Energy Storage System Coupled with Compressed Air and Pumped-Hydro Energy Storage and Related Thermodynamic Analysis

LI Chengchen, HE Xin, TAO Feiyue, WANG Huanran

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The subject in this paper is a new energy storage system coupled with compressed air and pumped-hydro energy storage, including the compressed air energy storage (CAES) part and pumped-hydro compressed air (PHCA) part. With this new energy storage system, graded utilization of pressure energy could be realized, and the operating conditions of the two parts could be improved. It has high electricity-electricity conversion efficiency, and provides new ways for the utilization of shallow waste tunnels and caves. For its structural characteristics, we performed thermodynamic analysis first, and the result shows that the new system is with electricity-electricity conversion efficiency of 53.82%, and energy conversion efficiency of 41.06%; The PHCA part has higher efficiency and the CAES part has higher capacity and energy density; Then, we performed exergy analysis on the CAES part with complex energy flow, and the result shows that the main input energy of the CAES part is from the compressor (76.05%), and the maximum loss occurs in the throttling (23.33%) of the high pressure air storage space and the heat storage (22.90%) process of the accumulator; Finally, we performed a sensitivity

收稿日期: 2021-10-14。 作者简介: 李丞宸(1992—),男,博士生;王焕然(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51676151)。

网络出版时间: 2021-12-15

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20211214.1725.004.html>

analysis on the system, and the result shows that increasing the pressure difference between the two storage spaces and the reheat temperature can improve the performance of the system, among which increasing the reheat temperature contributes the most. The electricity-electricity conversion efficiency of the system could be up to 77%.

Keywords: compressed air energy storage system; pumped-hydro energy storage; thermodynamic analysis; renewable energy

近年来,以风电、光伏为代表的可再生能源在我国发展迅速^[1]。弃风、弃光是制约其发展的关键问题。储能技术可以将弃风、弃光储存起来,并在风、光不足时释能发电,提高可再生能源的综合利用率^[2]。

大规模物理储能主要包括抽水蓄能(pumped storage power system, PSPS)和压缩空气储能(compressed air energy storage system, CAES),二者各有优劣。压缩空气储能系统的优势是储能密度大,但是释能过程中需要消耗燃料,经济性较差^[3]。PSPS是目前发展最为成熟的物理储能系统,国内已具备成熟的设计及建设经验,但是其对地质环境的选择较为严格^[4]。

结合压缩空气储能与抽水蓄能技术的特点,王焕然团队提出了一种新型抽水蓄能技术,即抽水压缩空气储能技术^[5](pumped hydro combined with compressed air energy storage system, PHCA),该技术的储能介质是空气,做功介质是水,通过水与空气的高效换热实现了储能与释能过程中的近等温过程,将空气的可压缩性与水泵、水轮机的高效有机结合。目前,本团队已完成 100 kW 抽水压缩空气储能的验证性实验。结果表明,PHCA 原理可行可靠,可以实现近等温压缩/膨胀过程,储能与释能过程中气体的温度变化远小于采用传统压缩机的压缩过程,具有较高的能量转化效率。然而对于 PHCA 技术的大规模应用,依然有水泵、水轮机的变工况和大型 PHCA 的储能空间选取两方面问题需要考虑。

PHCA 系统内部在工作过程中压力变化显著,为水泵和水轮机的变工况能力提出了苛刻要求,恒压型 PHCA 设计和研究成为了改进和提升的重要方向之一。Yao 等^[6]提出了一种恒压型 PHCA,通过额外设置高压储气室对气体进行储存,并在水气共容空间和高压储气室之间设置增压机和节流阀,实现了水气共容空间内部的恒压运行。李丞宸等^[7]提出了一种利用蒸汽恒压的 PHCA 系统,该系统引入蒸汽在释能过程中加热空气,实现了水气共容空间内部的恒压运行,进一步提高了系统的发电量。另外,还有一些研究通过多种技术耦合^[8-10],体现了

系统综合性能的提升。

现有 CAES 系统普遍采用盐穴作为储气空间^[12],适用于 CAES 的盐穴广泛分布于我国江苏等地,深度一般为 400~800 m,运行压力一般为 4~8 MPa。盐穴并不适合用于 PHCA 技术,盐穴内壁为水溶开采后的剩余盐层,充、放水过程中水的冲刷会对盐穴内壁造成损伤,影响盐穴的安全性和稳定性。目前,中国已是世界上隧道及地下工程规模最大、数量最多、地质条件和结构形式最复杂、修建技术发展速度最快的国家,技术水平与建设成就均已走在世界前列^[13]。随着新隧道和地下工程的建设,一大批废弃的地下空间面临改造难题^[14-15]。此类洞穴位于地表或浅层,作为储气空间时难以承受较高的压力^[16];隧道及地下工程的岩石结构普遍为硬质岩石,在建设过程中普遍铺设有内衬,能够承受水流的反复冲刷^[13]。因此,位于浅层及地表的废弃隧道和地下工程(人造洞穴等),经过改造后可用于 PHCA 的储气空间。

同时,经济性也是制约 PHCA 技术发展的重要因素。PHCA 的研究目前主要为理论研究及实验室研究阶段,小型系统可以采用压力容器作为储气空间,但是大规模系统采用压力容器会导致投资成本巨大,系统经济性差:MW 级的 PHCA 系统若采用压力容器作为储气空间,主要设备的初始超过 6 000 元/kW,而其中压力容器的成本超过一半^[11]。在大型 PHCA 系统中采用废弃的浅层空间作为储气空间,可大大降低系统的初始投资,提高系统的经济性。

综上所述,结合 PHCA、CAES 各自的特点,本文提出了一种耦合 PHCA、CAES 的新型储能系统,并对其进行了深入的热力学分析。该系统结合了 PHCA、CAES 各自的优势,改善了两个系统的运行工况,具有较高的电-电转化效率,同时也为浅层废弃隧道及洞穴利用提供了新途径。

1 系统介绍

本文提出的新型储能系统基本工作方案如图 1 所示。该系统包括高压、低压两个储气空间,高压储

气空间采用盐穴,低压储气空间采用封堵、改造后的浅层废弃洞穴,同时需要利用环境中的水源。根据高、低压储气空间的安全压力等级不同^[12,16],设计了 PHCA、CAES 两部分。

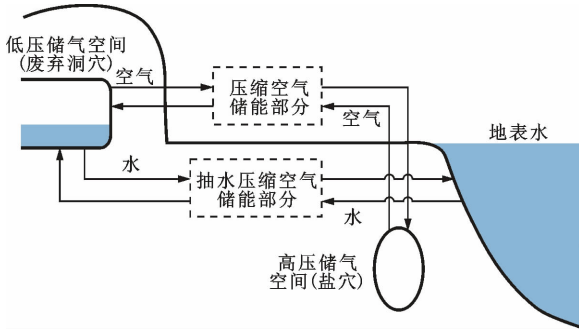


图1 复合恒压储能系统示意图

Fig. 1 Scheme of the coupled energy storage system

PHCA 部分在储能阶段,水泵将水从环境输送至低压储气空间,将电能转化成水面的压力势能;在

释能阶段,水从低压储气空间中流出经过水轮机做功,释放能量进行发电。低压储气空间充(放)水的同时放(充)气,其内部始终保持恒压状态,水泵和水轮机保持稳定工况工作。

CAES 部分在储能阶段,低压储气空间排出的空气经过一系列压缩及冷却过程进入高压储气空间,同时每段压缩机出口排出的空气先经过蓄热器对压缩热进行回收,富余的热量通过冷却器带走,保证其后的压缩机/高压储气空间入口温度稳定;在释能阶段,压缩空气从高压储气空间排出,经过蓄热器进行再热后利用太阳能对气体进行加热,之后并进入空气透平做功,最终排入低压储气空间。

本文所研究的具体系统组成及运行方式如图2所示,并做如下说明:PHCA 部分中,不考虑气体的温度变化,且认为低压储气空间内部压力保持恒定;CAES 部分中,采用两段压缩和两段膨胀;压缩机和透平入口温度保持恒定。

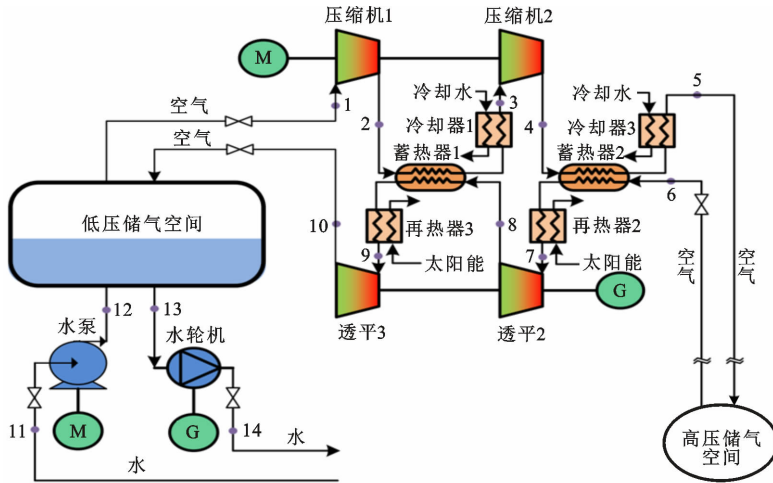


图2 复合恒压储能系统流程图

Fig. 2 Schematic representation of the coupled energy storage system

2 热力学模型

2.1 压缩机

本文假设气体的压缩过程为多变过程,每段压缩机的出口压力和温度由以下公式得到^[17]

$$P_{c,out} = \pi_c P_{c,in} \quad (1)$$

$$T_{c,out} = T_{c,in} \pi_c^{(n-1)/n} \quad (2)$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\gamma-1}{\gamma \eta_{c,pol}} \quad (3)$$

式中: π_c 为每段压缩机的压缩比; n 为多变指数; γ 为气体的比热容; $\eta_{c,pol}$ 为多变效率,根据 Korakiianitis 等^[17]提出的公式计算得到

$$\eta_{c,pol} = 0.91 - \frac{\pi_c - 1}{300} \quad (4)$$

每一段压缩机的输入功为

$$\omega_c = c_{p,a} T_{c,in} (\pi_c^{(n-1)/n} - 1) / \eta_c \quad (5)$$

储能阶段系统总的输入功为

$$W_c = m_a \sum_i \omega_c \quad (6)$$

式中 m_a 为气体质量。

2.2 透平

与压缩过程类似,每段透平的出口温度和压力由下式计算得到^[18]

$$P_{t,out} = P_{t,in} / \pi_t \quad (7)$$

$$T_{t,out} = T_{t,in} / \pi_t^{(n-1)/n} \quad (8)$$

$$\frac{n-1}{n} = \eta_{t,\text{pol}} \frac{\gamma-1}{\gamma} \quad (9)$$

$$\eta_{t,\text{pol}} = 0.90 - \frac{\pi_t - 1}{250} \quad (10)$$

式中: π_t 为每段透平的膨胀比; n 为膨胀过程的多变指数。

每段透平的输出功为

$$w_t = c_{p,a} T_{t,\text{in}} (1 - \pi_c^{(n-1)/n}) \eta_c \quad (11)$$

系统的总输出功为

$$W_t = m_a \sum_i^N w_{t,i} \quad (12)$$

2.3 填充床蓄热器

填充床蓄热器采用一维非稳态模型,能量平衡方程采用双方程模式^[19],具体如下。

对于压缩空气

$$\begin{aligned} \epsilon \rho_a c_{p,a} \left(\frac{\partial T_a}{\partial t} + u_a \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) &= \epsilon k_a \frac{\partial^2 T_a}{\partial x^2} + \\ \frac{6(1-\epsilon)h}{d_p} (T_s - T_a) + h_w (T_w - T_a) \end{aligned} \quad (13)$$

对于蓄热球

$$\begin{aligned} (1-\epsilon) \rho_s c_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} &= (1-\epsilon) k_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \\ \frac{6(1-\epsilon)h}{d_p} (T_a - T_s) \end{aligned} \quad (14)$$

压缩空气经过蓄热器的压力损失可以通过 Ergun 方程得到

$$\frac{\Delta P}{L} = 150 \left(\frac{1-f}{f} \right)^2 \frac{\mu_a u_a}{D_p} + 1.75 \frac{1-f}{f} \frac{\rho_a u_a^2}{D_p} \quad (15)$$

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{288.15} \right)^{1.5} \frac{288.15 + B}{T + B} \quad (16)$$

式中: u_a 为气体的平均速度; ρ_a 为气体的密度; D_p 为蓄热球的直径; f 为蓄热器的孔隙率; μ_a 为气体的动力黏度系数; $B = 110.4$; $\mu_0 = 1.789 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ 。

在储能与释能过程中蓄热器的热量损失不予考虑。在能量储存阶段本文中假设每台蓄热器在能量储存阶段的温度下降为 20 K ^[20]。

对于每台蓄热器,在运行过程中储存或释放的总热量为

$$Q_{\text{TES}} = m_s c_{p,s} \Delta T_s \quad (17)$$

式中: ΔT_s 为过程前后蓄热介质的温度变化; m_s 为蓄热介质的质量; $c_{p,s}$ 为蓄热介质的比热容。

2.4 冷却器和再热器^[9]

假设冷却器的冷却介质采用水,冷却水的入口温度为环境温度,则换热器的出口温度为

$$T_{\text{IC},a}^{\text{out}} = (1-\epsilon) T_{\text{IC},a}^{\text{in}} + \epsilon T_{\text{IC},\text{cw}}^{\text{in}} \quad (18)$$

式中: ϵ 为换热器的换热效能; $T_{\text{IC},a}^{\text{in}}$ 、 $T_{\text{IC},a}^{\text{out}}$ 分别为冷却器空气的进口和出口温度; $T_{\text{IC},\text{cw}}^{\text{in}}$ 为冷却水的进口温度。气体的换热量为

$$dQ_{\text{IC},a} = c_{p,a} \Delta m_a (T_{\text{in},a} - T_{\text{out},a}) dt \quad (19)$$

储能过程中冷却器交换的总热量为

$$Q_{\text{IC},a} = \int dQ_{\text{IC},a} \quad (20)$$

与储能阶段类似,通过再热器输入压缩空气的热量为

$$dQ_{\text{RH},a} = c_{p,a} \Delta m_a (T_{\text{out},a} - T_{\text{in},a}) dt \quad (21)$$

认为输入压缩空气的热量即为系统输入的太阳能热量。系统通过再热器输入的总热量为

$$Q_{\text{RH},a} = \int dQ_{\text{RH},a} \quad (22)$$

换热过程中的流动损失为

$$\Delta P_{\text{IC}\&\text{RH},a} = \frac{0.083\epsilon}{1-\epsilon} P_{\text{in},a} \quad (23)$$

式中: $\Delta P_{\text{IC}\&\text{RH},a}$ 为冷却器或再热器的压力损失; $P_{\text{in},a}$ 为换热器的入口压力。

2.5 低压储气空间与高压储气空间

高压储气空间与低压储气空间中的温度等于环境温度且保持恒定^[21],储气空间的体积由气体状态方程得到。文中假设高压储气空间体积不变。

2.6 水泵和水轮机

在热力学分析中,与储能和释能过程中气体的温度变化相比,第一段压缩机进口温度和第三段透平出口温度的差别并不明显(约为 30 K),且水的比热容远大于压缩空气,水轮机的入口和水泵的出口均与环境相连,本文做如下假设:低压储气空间中的水温视作不变(等于环境温度),同样忽略在工作过程中水的密度变化;水泵和水轮机的效率视作常数;参与发电的水的总体积与第二段膨胀机的出口气体总体积相同。

水泵和水轮机做的功可由下式得到^[6]

$$W_{\text{WP}} = V_w (P_{w,\text{LPSV}} - P_0) / \eta_{\text{WP}} \quad (24)$$

$$W_{\text{HT}} = V_w (P_{w,\text{LPSV}} - P_0) \eta_{\text{HT}} \quad (25)$$

式中: η_{WP} 为水泵效率; η_{HT} 为水轮机效率。

2.7 系统性能评价指标

电-电转化效率定义为

$$\eta_{\text{el}} = \frac{W_t + W_{\text{HT}}}{W_c + W_{\text{WP}}} \quad (26)$$

能量利用效率定义为

$$\eta_{\text{en}} = \frac{W_t + W_{\text{HT}}}{W_c + W_{\text{WP}} + Q_{\text{RH}}} \quad (27)$$

由于本系统没有对冷却器所带出的压缩热进行回收利用,故这一部分能量不算做系统输出的能量。

系统容量定义为

$$C_{el} = W_c + W_{WP} \tag{28}$$

储能密度定义为

$$D_{el} = \frac{W_t + W_{HT}}{V_{HPSV} + V_{LPSV}} \tag{29}$$

2.8 焓分析

在储能与释能过程中,低压储气空间中的水温认为保持恒定,对于整个系统来说,CAES 部分的焓流远比 PHCA 部分过程复杂。因此,本文仅对 CAES 部分进行了焓分析。本文的气体参数采用实际气体物理性质的数据库 REFPROP (Reference Fluid PROPerities)进行计算。

系统中每个状态点的焓为^[22]

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \tag{30}$$

式中: e 为每个状态点的焓; h 、 s 为每个状态点的焓和熵; h_0 、 s_0 分别为环境状态下的焓和熵。

3 系统性能及分析

3.1 系统计算参数设计

参考相关研究文献[3,6,20],系统分析所采用的相关主要参数如表 1 所示,填充床蓄热器参数设置如表 2 所示。

表 1 热力学分析主要参数设置

Table 1 Parameter settings on thermodynamic analysis

参数	数值
高压储气空间体积/ m^3	4 000
高压储气空间满载压力/MPa	7.07
高压储气空间空载压力/MPa	4.55
低压储气空间压力/MPa	0.81
环境温度/K	300
换热器效能	0.95
水泵效率	0.92
水轮机效率	0.90

表 2 填充床主要参数设置

Table 2 Parameter settings on PBTES

参数	数值
蓄热床比热容/ $(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	960
蓄热床密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	2 500
孔隙率	0.4
蓄热床直径/m	3
蓄热床蓄热段长度/m	5
蓄热球直径/m	0.03

3.2 计算结果及分析

3.2.1 系统整体性能

对系统进行热力学分析,系统各状态点参数如表 3 所示,系统性能如表 4 所示。

表 3 系统各状态点计算结果

Table 3 Calculating result on the system

状态点	T/K	P/kPa	工质
1	300.00	1 010.00	空气
2	418.17	2 887.96	空气
3	311.82	2 672.20	空气
4	434.65	7 640.82	空气
5	313.47	7 070.04	空气
6	300.00	4 545.00	空气
7	414.65	4 205.48	空气
8	348.89	2 142.55	空气
9	398.18	1 982.47	空气
10	335.03	1 010.00	空气
11	300.00	101.00	水
12	300.00	808.00	水
13	300.00	808.00	水
14	300.00	101.00	水

表 4 储能系统性能分析结果

Table 4 Performance of the system

区域	项目	数值
CAES 部分	电-电转化效率	53.19%
	能量利用效率	40.37%
	储能密度/ $(\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3})$	4 545.81
	容量/ $(\text{kW} \cdot \text{h})$	5 050.90
PHCA 部分	电-电转化效率	83.80%
	能量利用效率	83.80%
	储能密度/ $(\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3})$	617.40
	容量/ $(\text{kW} \cdot \text{h})$	171.50
系统整体	电-电转化效率	53.82%
	能量利用效率	41.06%
	储能密度/ $(\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3})$	3 760.13
	容量/ $(\text{kW} \cdot \text{h})$	5 222.40

整体来看,系统的电-电转化效率为 53.82%,能量利用效率为 41.06%,系统的能量密度为 3 760.13 $\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$,系统容量为 5 222.40 $\text{kW} \cdot \text{h}$ 。CAES 部分的电-电转化效率为 53.19%,而能量利用效率为 40.37%;PHCA 部分由于不考虑系统水的温度变化,也没有热量的输入和输出,因此其电-电转化效率即为能量转化效率,均为 83.80%。

3.2.2 焓分析

图 3 为 CAES 部分中的各状态点的 T - s 图。在每一段膨胀机的入口,其温度均略小于对应的压缩机出口温度;而每一段膨胀机的出口,温度略高于对应的压缩机入口温度。本文所设计的系统排气温度和环境温度相差约 20 K。提高再热器的再热温度,可以提高膨胀机的做功量,但同时会提高排气中所带走能量的比例,造成能量的不充分利用,降低系统的能量利用效率。

表 5 为 CAES 部分的焓分析结果,图 4 为 CAES 部分的输入能量统计图,图 5 为 CAES 部分的焓损失统计图。从表 5 可以看到,CAES 部分的能

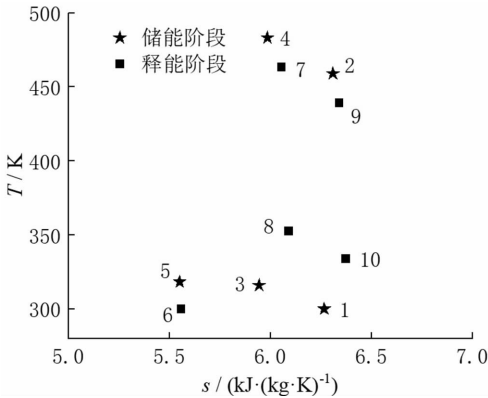


图 3 压缩空气储能部分 T - s 图
Fig. 3 T - s diagram of system

表 5 压缩空气储能系统焓分析
Table 5 Exergy analysis on CAES part
单位:kJ/kg

系统组成	输入能量	焓变	焓损失			输出能量
			压力	热量	剩余	
储能阶段	压缩机 1	177.44	+147.65	29.79		
	压缩机 2	186.84	+158.12	28.72		
	蓄热器 1		-24.64	1.32		
	蓄热器 2		-32.80	0.12		
	冷却器 1		-14.25	6.67		57.59
	冷却器 2		-17.26	6.64		66.40
	储气洞穴			38.03		
释能阶段	透平 1		-112.04	10.76		99.49
	透平 2		-105.93	10.02		94.27
	蓄热器 2		+11.86	0.12	20.10	0.00
	蓄热器 1		+9.70	1.46	20.10	28.41
	再热器 1	75.57	+16.85	6.77		
	再热器 2	40.08	+5.01	6.69		
	尾气					1.81

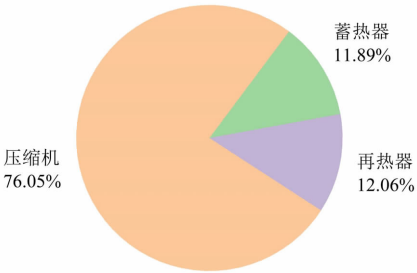


图 4 压缩空气储能循环输入能量统计图
Fig. 4 Input energy of CAES part

量输入设备为压缩机和再热器,其中压缩机输入总能量为 363.88 kJ/kg,再热器输入能量为 115.65 kJ/kg。压缩空气经过通过压缩机获得的焓为 305.77 kJ/kg,而通过再热器得到的焓仅为 21.86

kJ/kg,可见压缩机对于压缩空气的焓有较大提升。蓄热器作为压缩热的回收设备,储能阶段储存的焓为 57.44 kJ/kg,释能阶段传递给压缩空气的焓为 21.56 kJ/kg,利用效率为 37.53%。另外,有一部分能量以热量地形式通过冷却器损失,共计 123.99 kJ/kg。从图 4 可以看到,对于压缩空气储能,主要的能量输入设备为压缩机,占输入总能量的 76.05%。而蓄热器和再热器对能量的输入所占份额均较低,分别为 11.89%和 12.06%。其中,蓄热器输入的能量来源于压缩机压缩空气时产生的压缩热,本质也是压缩机对系统输入的能量。

从图 5 可以看到,高压储气空间所占的焓损失比例较高为 23.33%,主要因高压储气空间出口的

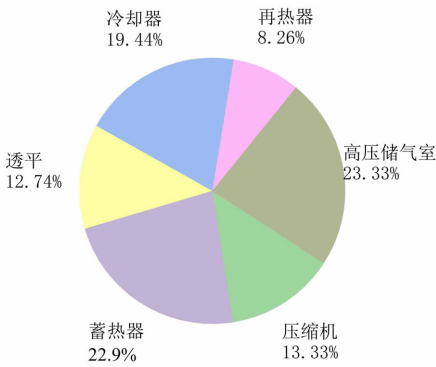


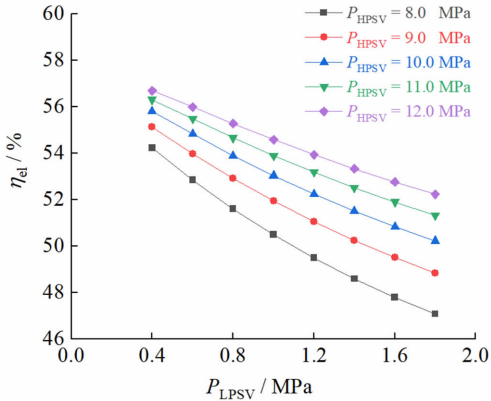
图 5 压缩空气储能部分熵损失统计图
Fig. 5 Exergy destruction of CAES part

节流过程导致。蓄热器的熵损失是由于蓄热器以热量的形式对能量进行储存和再利用，热量作为较低品位的能量形式在转化和传递的过程中不可避免有较大的损失。对于冷却器，冷却水带走了一部分压缩空气的热量(19.44%)。压缩机和透平的损失是由于设备自身性能引起的机械损失。

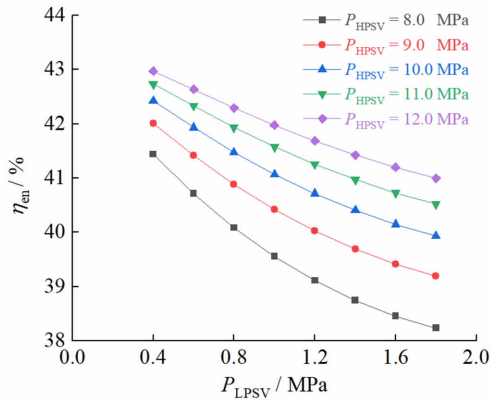
4 敏感性分析

4.1 低压储气空间压力的影响

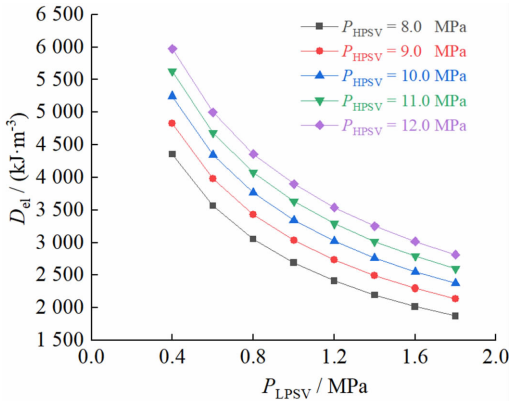
本文对高、低压储气空间压力设置对系统性能的影响进行了敏感性分析，图 6 为改变低压储气空间压力对系统性能的影响。从图 6 可以看到，随着低压储气空间压力的增加，系统的电-电转化效率和能量利用效率均减小；随着低压储气空间内部的压力升高，系统的能量密度减小，总容量也减小。低压储气空间的压力增加会导致 PHCA 部分的水头和发电量增加，但结合表 4，PHCA 部分的容量显著小于 CAES 部分，因此系统的总发电量减小，导致系统的电-电转化效率、能量密度和容量降低。低压储气空间压力的升高还会导致两储气空间的压力差减小，压缩过程缩短使蓄热器能够储存的热量减小，系



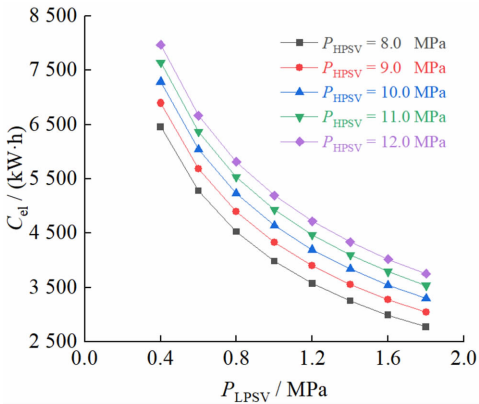
(a) 电-电转化效率



(b) 能量利用效率



(c) 能量密度



(d) 系统容量

图 6 低压储气空间压力对系统性能的影响

Fig. 6 Influence of LPSV's pressure on system

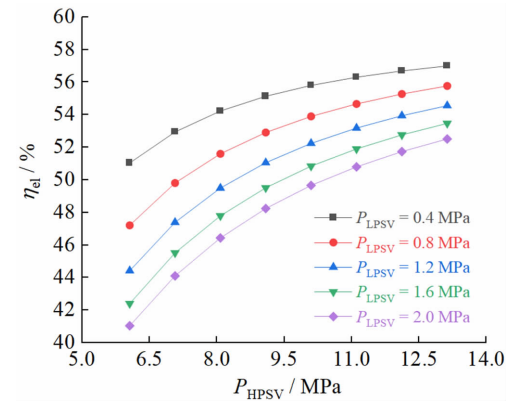
统通过再热器输入的热量逐渐增加，所以系统的能量利用效率降低。

4.2 高压储气空间压力的影响

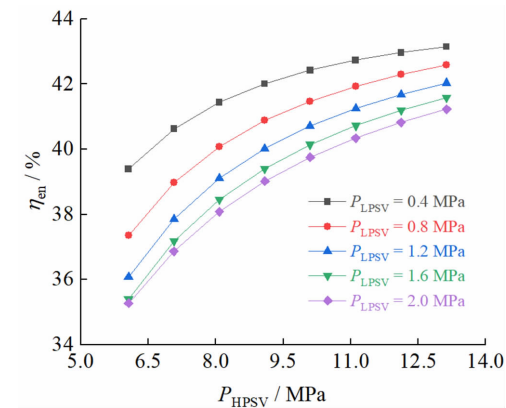
图 7 为改变高压储气空间压力对系统性能的影响。从图 7 可以看到，随着高压储气空间压力升高，系统的电-电转化效率升高，而能量利用效率也逐渐升高。本系统 CAES 部分的容量和能量密度均大

于 PHCA 部分,在低压储气空间压力不变的情况下增加高压储气空间压力,使得 CAES 部分的发电量和能量密度增加,导致系统的各个指标有所增加。虽然高压储气空间压力的升高会导致系统输入热量增加,系统的能量利用效率和电-电转化效率增加,但是二者的提升速度逐渐变慢,高压储气空间压力增加对系统性能提升的空间有限。

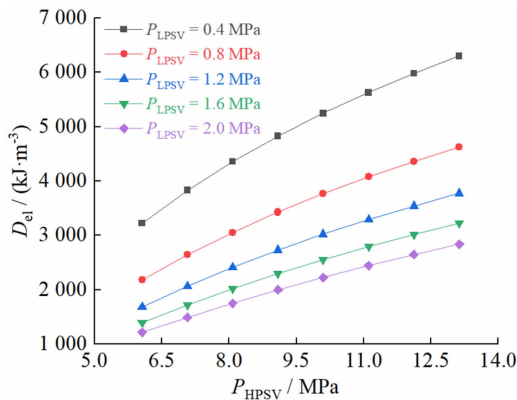
综合图 6、图 7 中系统性能的变化可以看出,在两储气空间安全压力范围内尽量增加二者的压力差,可以提升复合储能系统的整体性能。



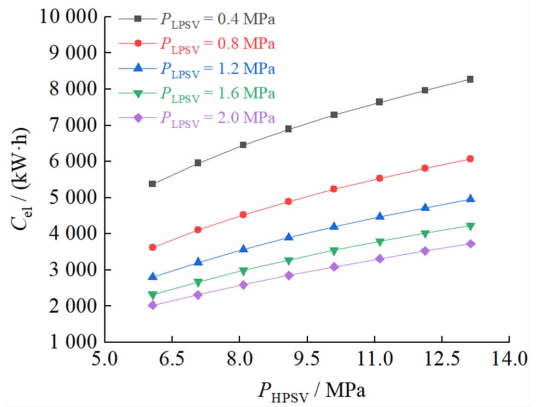
(a) 电-电转化效率



(b) 能量利用效率



(c) 能量密度



(d) 系统容量

图 7 高压储气空间储气压力对系统性能的影响

Fig. 7 Influence of HPSV's pressure on system

4.3 再热温度的影响

在前文的计算中,再热器仅用作维持每段透平的入口温度稳定,补充由于蓄热器内部热量减少引起的气体温度降低。另外,设置再热器一方面可以对透平入口温度进行更宽泛的调节;另一方面,在地热^[23-25]、工业废热^[26]等资源丰富的环境,或将该系统与其他动力循环耦合^[27]使用时,亦可充分提高再热温度来增加透平的输出,从而提高系统的整体性能。图 8、图 9 给出了再热温度从 420 K 增加至 680 K 时,系统各性能的变化趋势。

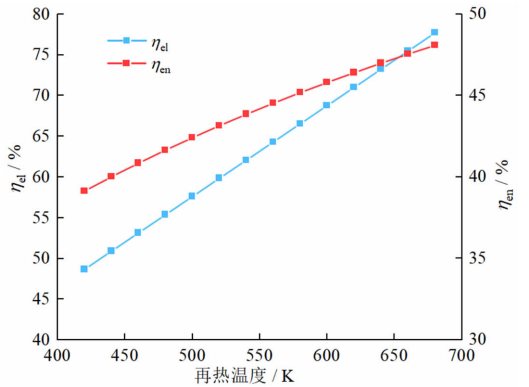


图 8 再热温度对系统效率的影响

Fig. 8 Influence of reheat temperature on efficiency

图 8 中,随着再热温度的增加,系统的电-电转化效率从 48.67% 增加至 77.69%,系统的能量利用效率从 39.14% 增加至 48.08%。一方面,由于透平入口压力不变时,入口温度(即再热温度)越高其输出功越高,且根据前文,CAES 部分的发电量高于 PHCA 部分,因此系统的发电量提升明显;另一方面,再热温度的增加不会引起储能系统的耗电量增

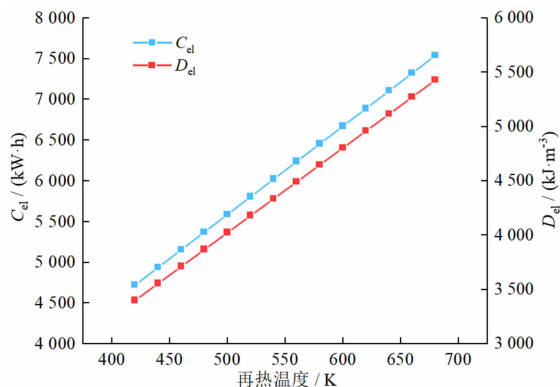


图9 再热温度对系统容量和能量密度的影响

Fig. 9 Influence of reheat temperature on energy density and capacity

加,因此电-电转化效率和能量转化效率随再热温度的增加而增加。再热温度的增加使得系统在释能阶段输入的热量增加,而增加的热量并不能完全转化为透平输出的电能,系统发电量的增加小于输入热量的增加量。因此,虽然再热温度的增加使得系统的能量转化效率有所增加,但是其增加幅度小于电-电转化效率。

再热温度对系统的影响同样体现在系统容量和能量密度方面。随着再热温度的增加,系统的发电量显著增加,导致系统的容量从4 721.80 kW·h增加至7 538.64 kW·h,系统的能量密度也从3 399.69 kJ/m⁻³增加至5 427.82 kJ/m⁻³。从图9可以看出,系统的容量和能量密度的增加几乎随再热温度线性增加,可以认为释能过程中的再热环节对系统的性能影响显著。

对于本储能系统而言,通过 PHCA 储能部分的设置显著缩短了 CAES 部分的压缩比,避免了气体压缩和膨胀环节变工况范围过大引起的系统性能差。虽然本系统中 CAES 部分的压缩、膨胀比显著减小,但是 CAES 采用压缩机也不可避免地会将一部分输入能量转化成热量。一方面,通过多级压缩、级间冷却的方式减少压缩热的产生,进而减小储能系统的耗功;另一方面,产生的压缩热越多,通过蓄热器回收的热量越多,在释能阶段可利用的热能也就越多,整个系统的容量及效率也会提高。因此,多级压缩与蓄热过程存在一定程度的矛盾。

从图8、图9可以看出,当再热温度从420 K增加至680 K时,系统的性能指标普遍明显提升。若使整个系统性能得到充分提升,在设置蓄热器回收压缩热的同时,可以在每段蓄热器后设置再热器进

一步提高气体温度,可以使系统的性能显著提升。

5 结 论

抽水压缩空气储能技术结合了抽水蓄能与压缩空气储能的优势,通过水与空气的高效换热实现了储能与释能过程中的近等温工作,将空气的可压缩性与水泵、水轮机的高效性有机结合,具有广阔的应用前景。为了解决抽水压缩空气储能系统大规模应用的储气空间选取问题,充分考虑了深层盐穴及浅层洞穴的特点,并结合现有压缩空气储能的技术特点,本文提出了一种耦合 PHCA 与 CAES 的新型储能系统,并对其进行了热力学分析,研究结果如下。

(1)该系统的电-电转化效率为53.82%,能量转化效率为41.06%,抽水空气储能部分具有较高的效率,压缩空气储能部分具有较高的容量和储能密度。压缩空气储能部分的主要输入能量来自于压缩机,而最大损失发生在高压储气空间的节流过程和蓄热器、冷却器的传热过程。

(2)系统各性能指标随低压储气空间储气压力的升高而降低,随高压储气空间储气压力的升高而增加。在两储气空间安全压力范围内尽量增加二者的压力差,可以提升该储能系统的整体性能。

(3)提升再热温度可对电-电转化效率提升较大,最大效率可达77%;能量利用效率随再热温度的增加不明显,普遍低于50%。系统容量和储能密度随再热温度的增加呈线性增加趋势。

参考文献:

- [1] 谭忠富,鞠立伟. 中国风电发展综述: 历史、现状、趋势及政策 [J]. 华北电力大学学报(社会科学版), 2013(2): 1-7.
TAN Zhongfu, JU Liwei. Review of China's wind power development: history, current status, trends and policy [J]. Journal of North China Electric Power University (Social Sciences), 2013(2): 1-7.
- [2] LIU Wen, LUND H, MATHIESEN B V. Large-scale integration of wind power into the existing Chinese energy system [J]. Energy, 2011, 36(8): 4753-4760.
- [3] BUDT M, WOLF D, SPAN R, et al. A review on compressed air energy storage: basic principles, past milestones and recent developments [J]. Applied Energy, 2016, 170: 250-268.
- [4] KONG Yigang, KONG Zhigang, LIU Zhiqi, et al. Pumped storage power stations in China: the past, the present, and the future [J]. Renewable and Sustain-

- able Energy Reviews, 2017, 71: 720-731.
- [5] WANG Huanran, WANG Liqin, WANG Xinbing, et al. A novel pumped hydro combined with compressed air energy storage system [J]. *Energies*, 2013, 6(3): 1554-1567.
- [6] YAO Erren, WANG Huanran, LIU Long, et al. A novel constant-pressure pumped hydro combined with compressed air energy storage system [J]. *Energies*, 2015, 8(1): 154-171.
- [7] 李丞宸, 李宇峰, 张严, 等. 一种新型蒸汽恒压抽水压缩空气储能系统及其热力学分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2021, 55(6): 84-91.
- LI Chengchen, LI Yufeng, ZHANG Yan, et al. Novel steam constant-pressure pumped hydro with compressed air energy storage system and thermodynamic analysis [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2021, 55(6): 84-91.
- [8] 姚尔人, 王焕然, 席光. 一种压缩空气储能与内燃机技术耦合的冷热电联产系统 [J]. *西安交通大学学报*, 2016, 50(1): 22-27, 40.
- YAO Erren, WANG Huanran, XI Guang. A novel combined cooling heating and power system with coupled compressed air energy storage and combustion engine [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2016, 50(1): 22-27, 40.
- [9] YAO Erren, WANG Huanran, WANG Ligang, et al. Thermo-economic optimization of a combined cooling, heating and power system based on small-scale compressed air energy storage [J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 118: 377-386.
- [10] KIM Y M, SHIN D G, FAVRAT D. Operating characteristics of constant-pressure compressed air energy storage (CAES) system combined with pumped hydro storage based on energy and exergy analysis [J]. *Energy*, 2011, 36(10): 6220-6233.
- [11] 严凯, 侯付彬, 刘明明, 等. 恒压型抽水压缩空气储能系统的热力学及经济学多目标优化 [J]. *工程热物理学报*, 2020, 41(1): 135-140.
- YAN Kai, HOU Fubin, LIU Mingming, et al. Multi-objective optimization on thermodynamics and economics of a constant-pressure pumped hydro combined with compressed air energy storage system [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2020, 41(1): 135-140.
- [12] LLAMAS B, LAÍN C, CASTAÑEDA M C, et al. Mini-CAES as a reliable and novel approach to storing renewable energy in salt domes [J]. *Energy*, 2018, 144: 482-489.
- [13] 王梦恕, 谭忠盛. 中国隧道及地下工程修建技术 [J]. *中国工程科学*, 2010, 12(12): 4-10.
- WANG Mengshu, TAN Zhongsheng. The construct technology of tunnel and underground engineering in China [J]. *Engineering Science*, 2010, 12(12): 4-10.
- [14] 洪开荣, 冯欢欢. 近2年我国隧道及地下工程发展与思考(2019—2020年) [J]. *隧道建设(中英文)*, 2021, 41(8): 1259-1280.
- HONG Kairong, FENG Huanhuan. Development and thinking of tunnels and underground engineering in China in recent 2 years (from 2019 to 2020) [J]. *Tunnel Construction*, 2021, 41(8): 1259-1280.
- [15] 袁亮, 姜耀东, 王凯, 等. 我国关闭/废弃矿井资源精准开发利用的科学思考 [J]. *煤炭学报*, 2018, 43(1): 14-20.
- YUAN Liang, JIANG Yaodong, WANG Kai, et al. Precision exploitation and utilization of closed/abandoned mine resources in China [J]. *Journal of China Coal Society*, 2018, 43(1): 14-20.
- [16] 李仲春. 略谈地应力与地下洞室围岩稳定性评价 [J]. *水利水电技术*, 1983(4): 23-29.
- LI Zhongchun. Stress and stability evaluation of surrounding rock of underground cavern [J]. *Water Resources and Hydropower Engineering*, 1983(4): 23-29.
- [17] KORAKIANITIS T, WILSON D G. Models for predicting the performance of brayton-cycle engines [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1994, 116(2): 381-388.
- [18] SARAVANAMUTTOO H I H, ROGERS G F C, COHEN H. Gas turbine theory [M]. 5th ed. Harlow, England: Prentice Hall, 2001.
- [19] GUO Huan, XU Yujie, GUO Cong, et al. Thermodynamic analysis of packed bed thermal energy storage system [J]. *Journal of Thermal Science*, 2020, 29(2): 445-456.
- [20] ORTEGA-FERNÁNDEZ I, ZAVATTONI S A, RODRÍGUEZ-ASEGUINOLAZA J, et al. Analysis of an integrated packed bed thermal energy storage system for heat recovery in compressed air energy storage technology [J]. *Applied Energy*, 2017, 205: 280-293.
- [21] ZHANG Shuyu, WANG Huanran, LI Ruixiong, et al. Thermodynamic analysis of cavern and throttle valve in large-scale compressed air energy storage system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 183: 721-731.

(下转第71页)

- [18] 王斯民, 简冠平, 肖娟, 等. 缠绕管式换热器结构参数多目标优化数值模拟研究 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(5): 9-15.
- WANG Simin, JIAN Guanping, XIAO Juan, et al. Multi-objective optimization on the structural parameters of spiral wound heat exchanger [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(5): 9-15.
- [19] ZENG Min, ZHANG Gaopeng, LI Ye, et al. Geometrical parametric analysis of flow and heat transfer in the shell side of a spiral-wound heat exchanger [J]. Heat Transfer Engineering, 2015, 36(9): 790-805.
- [20] YANG G, EBADIAN M A. Turbulent forced convection in a helicoidal pipe with substantial pitch [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1996, 39(10): 2015-2022.
- [21] LIN C X, EBADIAN M A. The effects of inlet turbulence on the development of fluid flow and heat transfer in a helically coiled pipe [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(4): 739-751.
- [22] SCHMIDT E F. Wärmeübergang und druckverlust in rohrschlangen [J]. Chemie Ingenieur Technik, 1967, 39(13): 781-789.
- [23] 茹卡乌斯卡斯 A A. 换热器内的对流传热 [M]. 马昌文, 居滋象, 肖宏才, 译. 北京: 科学出版社, 1986: 317-329.
- [24] GILLI P V. Heat transfer and pressure drop for cross flow through banks of multistart helical tubes with uniform inclinations and uniform longitudinal pitches [J]. Nuclear Science and Engineering, 1965, 22(3): 298-314.
- [25] SEBAN R A, MCLAUGHLIN E F. Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1963, 6(5): 387-395.
- [26] ITÔ H. Friction factors for turbulent flow in curved pipes [J]. Journal of Basic Engineering, 1959, 81(2): 123-132.

(编辑 赵炜 亢列梅)

(上接第 49 页)

- [22] LAZZARETTO A, TSATSARONIS G. SPECO: a systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems [J]. Energy, 2006, 31(8/9): 1257-1289.
- [23] MENÉNDEZ J, ORDÓÑEZ A, ÁLVAREZ R, et al. Energy from closed mines: underground energy storage and geothermal applications [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2019, 108: 498-512.
- [24] CETIN T H, KANOGLU M, YANIKOMER N. Cryogenic energy storage powered by geothermal energy [J]. Geothermics, 2019, 77: 34-40.
- [25] 蔺文静, 刘志明, 王婉丽, 等. 中国地热资源及其潜力评估 [J]. 中国地质, 2013, 40(1): 312-321.
- LIN Wenjing, LIU Zhiming, WANG Wanli, et al. The assessment of geothermal resources potential of China [J]. Geology in China, 2013, 40(1): 312-321.
- [26] 姜云涛, 付林, 胡鹏, 等. 电厂及工业废热利用新途径 [J]. 石油石化节能与减排, 2011, 1(3/4): 29-32.
- JIANG Yuntao, FU Lin, HU Peng, et al. New method of industrial waste heat recovery [J]. Energy Conservation and Emission Reduction in Petroleum and Petrochemical Industry, 2011, 1(3/4): 29-32.
- [27] KIM M J, KIM T S. Integration of compressed air energy storage and gas turbine to improve the ramp rate [J]. Applied Energy, 2019, 247: 363-373.

(编辑 赵炜 杜秀杰)