

共享设备的恒压喷水压缩空气储能系统性能

吕浩男,陈亚平,吴嘉峰

(东南大学 能源与环境学院,江苏 南京 210096)

摘要:提出一种新型恒压喷水压缩空气储能系统,利用废弃煤矿等地下洞穴,在水下布置尼龙布管储存压缩空气,形成以地下洞穴为下库,地面水池为上库的水力辅助恒压压缩空气储气体系;膨胀与压缩过程采用单级多缸随转式膨胀压缩两用机实现,导热油蓄能和放能过程采用共享设备原路返回方案。通过建立系统的热力学模型,分析了在空气入口处喷水控制压缩空气出口温度,以及由地下洞穴深度确定的压缩段出口空气压力,环境温度等因素对系统性能的影响。分析表明:在压缩机出口压力及温度为10 MPa和320 °C、环境温度25 °C、换热端差10 °C和膨胀压缩两用机等熵效率0.85的工况条件下,储能系统转换效率达到66.6%。

关键词:压缩空气储能系统;膨胀压缩两用机;喷水压缩空气;温差储罐;恒压储气

中图分类号:TK02 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2023.03.021

[引用本文格式]吕浩男,陈亚平,吴嘉峰.共享设备的恒压喷水压缩空气储能系统性能[J].热能动力工程,2023,38(3):158-163.
LYU Hao-nan, CHEN Ya-ping, WU Jia-feng. Performance of isobaric compressed air energy storage system with water spray of shared equipment[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(3): 158-163.

Performance of Isobaric Compressed Air Energy Storage System with Water Spray of Shared Equipment

LYU Hao-nan, CHEN Ya-ping, WU Jia-feng

(School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096)

Abstract: A novel isobaric compressed air energy storage system with water spray is proposed, using underground caverns such as abandoned coal mines, arranging nylon cloth pipe system in the tunnels under water to store compressed air, and forming a hydro-assisted isobaric compressed air storage system with underground cavern as the lower reservoir and surface pool as the upper reservoir. This system adopts a single stage dual-usage compressor-expander with synchronous rotating multi-cylinders in compression and expansion process. The backtracking method of shared equipment of heat transfer oil system is adopted in energy storage and release process. By establishing the thermodynamic model of the system, the influences of factors, such as the outlet temperature of compressed air controlled by water spray at air inlet and the outlet air pressure and environment temperature at compression section determined by the depth of underground cavern, on the system performances are analyzed. The analysis results show that under the conditions of compressor outlet pressure and temperature of 10 MPa and 320 °C, ambient temperature of 25 °C, heat exchange pinch temperature difference of 10 °C and the dual-usage compressor-expander isentropic efficiency of 0.85, the energy storage system conversion efficiency reaches 66.6%.

Key words: compressed air energy storage system, dual-usage compressor-expander, water spray compressed air, temperature difference storage tank, isobaric compressed air storage

引言

压缩空气储能技术(CAES)^[1]具有储能规模大、启动时间快及使用寿命长等诸多优势,应用前景广阔。简化流程、优化设备对增强其经济性以促进商业化应用具有重要意义。根据压缩热的利用情况,压缩空气储能技术可分为非绝热压缩空气储能系统(D-CAES)、绝热压缩空气储能系统(A-CAES)和等温压缩空气储能系统(I-CAES)^[2]。D-CAES系统压缩热采用中间冷却方式,膨胀机入口空气又需燃料燃烧来提供热量,系统能量转换效率相对较低^[3]。A-CAES系统通过回收压缩机组中间冷却释放的压缩热,在膨胀过程中再用于加热进入膨胀机前的压缩空气,使系统效率提高到60%~70%^[4]。张鹏飞^[5]指出,采用中间冷却器回收压缩热的方法成本相对较高、阻力损失较大,建议采用喷水压缩方案。Qin与何子伟等人^[6-7]也研究了在压缩过程中通过喷水吸收压缩热的I-CAES方案。

CAES系统的高压储气库通常利用地下洞穴,由于储气容积固定,随着充气或排气,压力会发生相应变化,使得压缩机和膨胀机偏离设计工况,导致系统效率恶化^[8],远低于抽水蓄能电站的效率。Patil等人^[9]针对恒容储气库压力波动导致的压缩机、膨胀机效率恶化问题,研究了基于液体活塞的海洋压缩空气储能系统(UW-CAES),其效率比变压储存明显提高。对于UW-CAES,虽然水下储气室由于内外压力平衡本身不需要承受高压,但其受地域条件限制,即使在沿海地区也很难找到符合几百米深度的条件。Kim等人^[10]提出了利用蓄水池和储气库之间的高度差形成水压头,来保证储气库内气体压力恒定的恒压储气技术路线方案。Yao等人^[11]也对结合抽水蓄能和CAES特点的恒压抽水压缩空气储能技术(PH-CAES)进行了研究。侯付彬等人^[12]对PH-CAES进行改进,探讨了其用于大规模储能的可能性。

基于A-CAES系统,本文提出了一种共享设备原路返回的恒压喷水压缩空气储能系统,采用单级多缸回转式膨胀压缩两用机^[13]方案,并以喷水调节

压缩空气出口温度,具有压比大且可调、等熵效率高、制造成本低和适合大中型机组等优点。针对该新型CAES系统建立主要设备的热力学模型,分析储热介质导热油温度、储气压力、环境温度和换热器换热端差等因素对系统性能的影响。

1 系统简介

新型恒压A-CAES系统流程如图1所示。该系统主要由空气滤清器、单向风阀、膨胀压缩两用机组、换热器、地下洞穴、地面水池、导热油泵、温差储罐、高压水罐、引射器、油冷却器、四通阀及高位膨胀箱等组成。

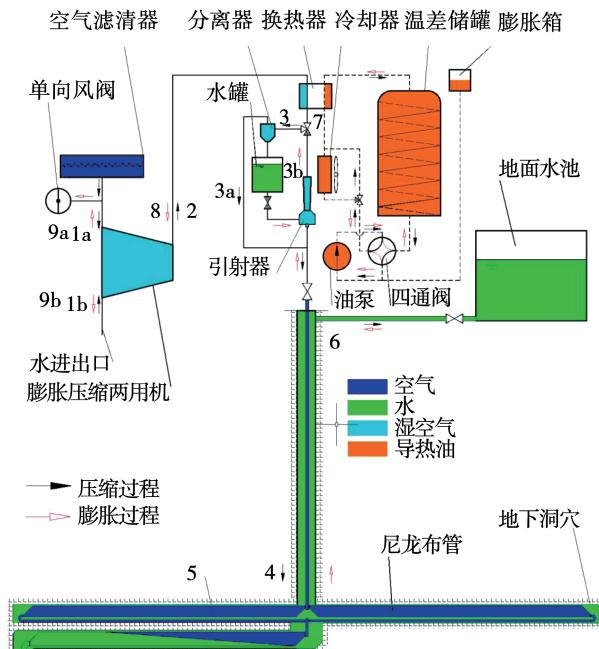


图1 新型恒压压缩湿空气储能系统流程图

Fig. 1 Flow chart of new isobaric compressed humid air energy storage system

该系统用1台膨胀压缩两用机组替代膨胀机组和压缩机组两套设备。单级多缸回转式膨胀压缩两用机如图2所示。其筒形壳体内沿轴向设置多个旋转气缸,分别由转子通过分布在不同相位角的滑板驱动,有效地解决了流量、压力和扭矩的波动问题,并适合机组大型化;在气缸上和转子上分别设置低压和高压进、出口孔排,在转子中心布置带有可调角度的高压进、出口分配管,可灵活地调节压比。

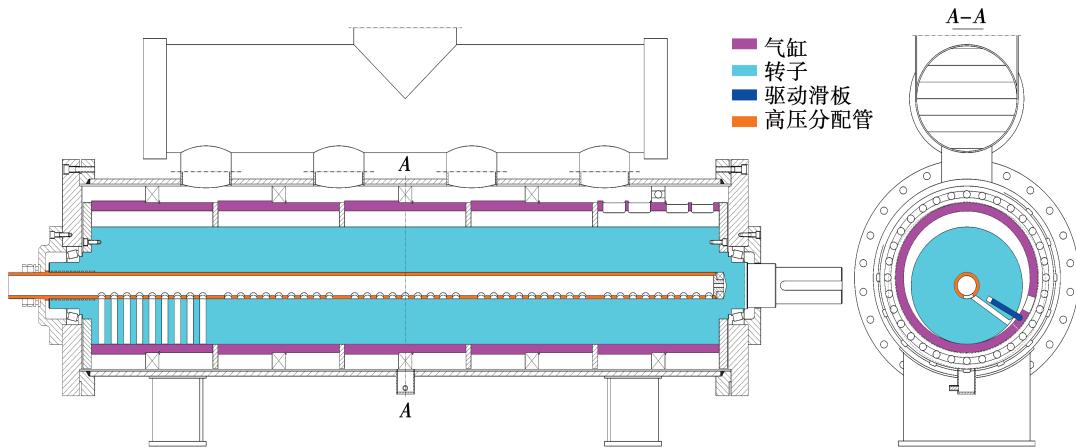


图 2 单级多缸回转式膨胀压缩两用机

Fig. 2 Single-stage dual-use compressor-expander with multiple synchronous rotating cylinders

系统运行分为压缩储能阶段与膨胀释能阶段，共用一套压缩/膨胀、换热、储能设备。采用一套温差储罐替代冷、热两套储罐来储存导热油，储罐内设有螺旋折流板以抑制内部冷、热流体的自然对流和扩散，使罐内位置不断变化的冷、热流体分界面附近形成局部温度梯度；通过四通阀切换，冷、热流体分别从储罐的下方和上方进出；在废弃煤矿等地下洞穴放置尼龙布管，利用地面水池水位与地下洞穴中压缩空气和水的界面之间的高度差形成水头，与地面水池配合在尼龙布管内形成气进水出、气退水进的恒压储气体系；压缩空气则隔离储存在干净的尼龙布管内。

在压缩储能阶段，通过在膨胀压缩两用机组入口处喷水，利用水的汽化潜热吸收部分压缩热来控制压缩空气出口温度；高温高压的湿压缩空气进入换热器，同时，从温差储罐底部流出的低温导热油在油泵驱动和四通阀引导下进入换热器的另一侧，对湿压缩空气进行冷却；被冷却后的湿压缩空气先进入分离器分离，将水分储存在高压水罐内，压缩空气通入地下洞穴内储存，高温导热油由顶部流回储罐内。在膨胀释能阶段，高压水罐的水与来自地下洞穴的压缩空气混合后进入换热器，被从温差储罐顶部流出的高温导热油加热，高温高压的含湿空气进入膨胀压缩两用机组进行膨胀做功，导热油经风冷冷却器进一步降温后，从底部接口流入储罐，完成循环。

2 热力学模型

2.1 假设条件及主要参数

为了建立系统的热力学模型，假设：(1) 干空气视为体积分数为 79% 氮气与 21% 氧气的混合物；(2) 换热器取 2% 的压降，用范宁公式计算地面至地下洞穴之间管线的阻力压降，管线内径为 174 mm，流速约为 3~5.6 m/s；(3) 忽略阀门和其他管线的压降；(4) 压缩机、膨胀机等熵效率设为定值；(5) 压缩与膨胀过程的干空气质量流量均设为 10 kg/s，且每天蓄能和放能时间均设为 7 h。

各点的热物性参数选择物性参数数据库 REFPROP 进行计算。系统的主要参数为：空气进口压力温度分别为 0.1 MPa 和 25 °C，压缩出口压力温度分别为 10 MPa 和 320 °C，压缩机和膨胀机等熵效率均为 0.85，泵等熵效率为 0.85，电机效率为 0.985，油泵压头为 0.4 MPa。

2.2 计算模型

压缩机气体出口实际焓值和耗功为：

$$h_{\text{out}} = h_{\text{in}} + (h_{\text{out,s}} - h_{\text{in}})/\eta_c \quad (1)$$

$$W_c = G_c (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \quad (2)$$

式中： h_{in} ， h_{out} —进、出口工质实际焓值，J/kg； $h_{\text{out,s}}$ —出口工质理论焓值； η_c —压缩机等熵效率； G_c —压缩工质质量流量，kg/s。

膨胀机气体出口实际焓值和输出功率为：

$$h_{\text{out}} = h_{\text{in}} - (h_{\text{in}} - h_{\text{out,s}})/\eta_e \quad (3)$$

$$W_e = G_e (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) \quad (4)$$

式中: η_E —膨胀机等熵效率; G_E —膨胀工质质量流量, kg/s。

储能和释能阶段的换热方程分别为:

$$G_C(h_{in} - h_{out}) = G_{oil}c_{oil}(t_{oil,out} - t_{oil,in}) \quad (5)$$

$$G_E(h_{out} - h_{in}) = G_{oil}c_{oil}(t_{oil,in} - t_{oil,out}) \quad (6)$$

式中: G_{oil} —导热油质量流量, kg/s; c_{oil} —导热油比热容, J/(kg·K); $t_{oil,in}, t_{oil,out}$ —导热油进、出口温度, °C。

油泵功耗为^[14]:

$$W_p = G_{oil}\Delta p_p / (\rho_{oil}\eta_p) \quad (7)$$

式中: Δp_p —油泵压差, kPa; ρ_{oil} —导热油密度, kg/m³; η_p —油泵等熵效率。

系统效率 RTE 计算式为:

$$RTE = W_E / (W_C + W_p) \quad (8)$$

3 系统性能分析

通过 Matlab 软件编写程序, 分析储气压力、压缩段空气出口温度、环境温度和换热器换热端差对系统性能的影响。

3.1 压缩出口参数

压缩出口压力是由地下洞穴深度等地质条件确定的。通过设定的传热端差确定压缩出口温度 t_2 ; 同理可确定膨胀过程压缩空气的进、出口温度。图 3 为压缩过程前喷水量 G_{WC} 、膨胀过程前喷水量 G_{WE} 及导热油质量流量 G_{oil} 与压缩出口压力、温度的关系。 t_2 一定时, 压缩前与膨胀前所需喷水量均随压缩出口压力的增大而增大, 导热油质量流量随压缩空气侧出口压力的增大而增大。压缩出口压力一定时, 压缩出口温度越高, 压缩过程与膨胀过程所需喷水量越少。压缩出口空气压力的增大使压缩过程产生的热量增加, 压缩过程需更多的水来吸收热量, 使得导热油的蓄热量增加, 从而也增加了释能过程的喷水量。这是因为压力升高使得进入换热器的湿空气放出的热量增大, 故需更多的导热油来冷却; 在给定压缩空气压力下, 导热油质量流量、压缩前与膨胀前所需喷水量随压缩出口空气温度的升高而呈现减小的趋势。

图 4 为压缩耗功 P_C 、膨胀输出功 P_E 、系统效率 RTE 随压缩出口压力、温度的变化情况。压缩耗功、膨胀输出功均随压缩出口压力的增大而增大, 且压缩出口温度越高, 压缩耗功与膨胀输出功都越大。在压缩空气出口温度一定的情况下, 压缩出口压力

增大, 释能过程中气体初始膨胀压力增大, 从而做功能力增强。压缩出口压力一定时, 随着压缩出口温度升高, 导热油温度升高, 蓄热量增加, 释能过程中气体可吸收更多的热量从而提升膨胀过程输出功。系统效率随储能压力的升高先升高后降低, 当储能压力处于 9~10 MPa 之间时, 系统效率达到峰值, 系统效率受压缩空气出口温度影响不明显。

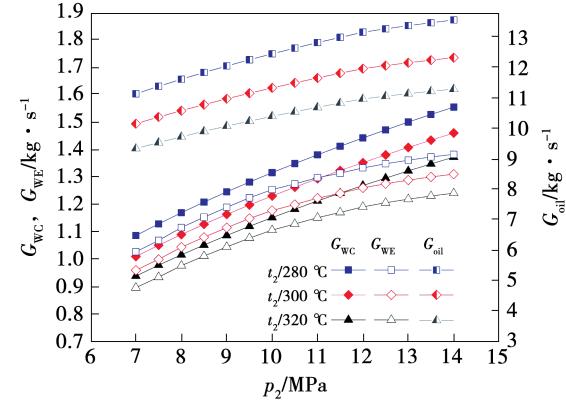


图 3 压缩出口参数对喷水量、导热油质量流量的影响

Fig. 3 Influences of compressor outlet parameters on mass flow of water spray and thermal oil

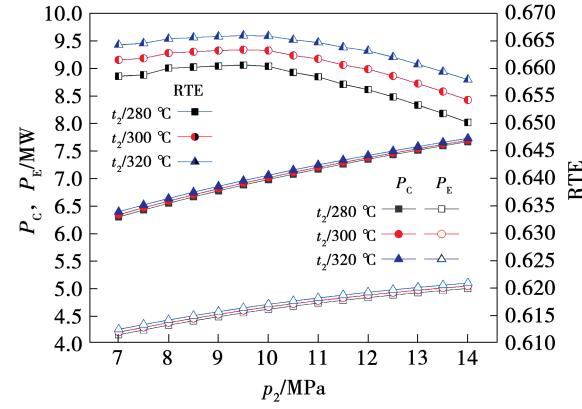


图 4 压缩出口参数对压缩耗功、膨胀输出功及系统效率的影响

Fig. 4 Influences of compressor outlet parameters on compression power consumption, expansion output power and system efficiency

3.2 环境温度和换热端差

压缩前喷水量与膨胀前喷水量随环境温度的变化如图 5 所示。环境温度升高时, 压缩前喷水量与膨胀前喷水量均随之增加。换热端差增大时, 膨胀前喷水量呈现减小的趋势。导热油质量流量随环境

温度或换热端差的增大而增大。环境温度的升高使喷水量增加,进入换热器的湿空气放出的热量增大,故需更多的导热油来冷却;换热量一定时,随换热端差的增大,导热油进出口温差减小,比热容也减小,故需更多的导热油把湿空气冷却到设定的状态。

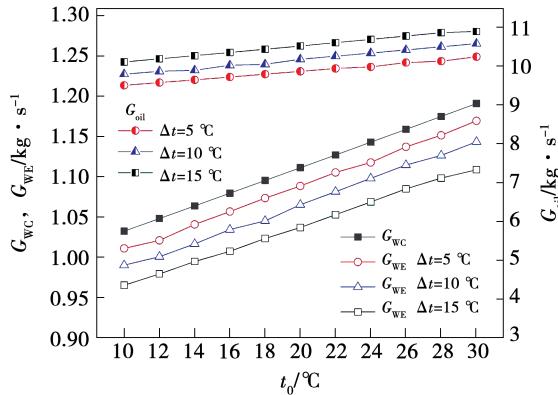


图 5 环境温度对喷水量、导热油质量流量的影响

Fig. 5 Influences of ambient temperature on mass flow of water spray and thermal oil

图 6 为环境温度对压缩耗功、膨胀输出功和系统效率的影响。环境温度一定时,随着换热端差增大,膨胀输出功减小;由于换热过程在压缩之后,故换热端差不影响压缩过程参数。环境温度从 10 °C 升高到 30 °C 时,压缩耗功提升了 2.8%;在换热端差为 5, 10 和 15 °C 的工况下,膨胀输出功分别提升了 2.766%, 2.767% 和 2.549%。环境温度在 10 ~ 30 °C 范围内,系统效率变化很小;换热端差对系统效率的影响较为显著,换热端差由 15 °C 降到 5 °C 时系统效率提高了 4.6%。

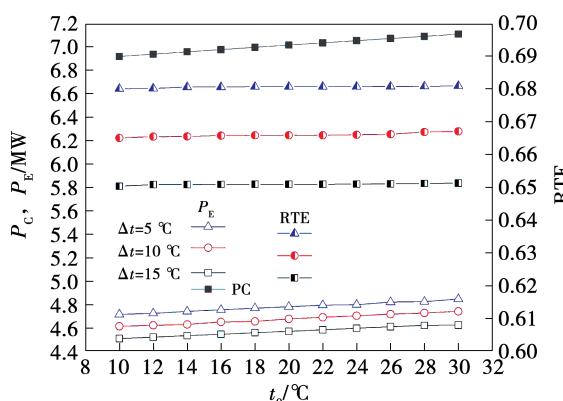


图 6 环境温度对压缩耗功、膨胀输出功、系统效率的影响

Fig. 6 Influences of ambient temperature on compression power consumption, expansion output power and system efficiency

3.3 系统各点状态参数

为了使该系统的热力学过程更加清晰,在压缩机出口空气参数为 320 °C 和 10 MPa 工况下,系统各点状态参数计算结果如表 1 所示。

表 1 系统各点状态参数

Tab. 1 Parameters of each state point

状态点	流体	温度/压力/焓/		流量/
		℃	MPa	
1a	压缩入口干空气	25	0.1	300.32
1b	压缩入口水	25	0.1	104.92
2	压缩出口湿空气	320	10.0	855.68
3	换热器出口湿空气、水	45	9.8	294.28
3a	气液分离器出口湿空气	45	9.8	305.38
3b	高压水罐水	45	9.8	196.97
4	洞穴入口湿空气	44	10.8	304.63
5	洞穴内湿空气	25	10.8	280.20
6	洞穴出口湿空气	24	9.5	280.17
7	换热器入口湿空气、水	24	9.5	26359
8	膨胀入口湿空气	290	9.3	811.27
9a	膨胀出口湿空气	36	0.1	396.76
9b	膨胀出口水	36	0.1	150.99
				0.715

4 结 论

本文研究的新型恒压喷水压缩空气储能系统采用单级多缸回转式膨胀压缩两用机,通过喷水控制压缩空气出口温度,采用螺旋折流板通道储油罐可实现蓄热空间减半。通过分析系统性能,所得结论如下:

(1) 随着储能压力的升高,系统效率先升高后降低,当储能压力处于 9 ~ 10 MPa 之间时,系统效率达到峰值;换热端差由 15 °C 降到 5 °C 时,系统效率提高了 4.6%;系统效率受环境温度、压缩段空气出口温度影响不明显。

(2) 压缩前与膨胀前所需喷水量随储气压力的增大或空气出口温度的降低或环境温度的升高而增大。

(3) 蓄热介质导热油需求量随储气压力的降低或压缩段空气出口温度的升高或环境温度的降低或换热端差的减小而减少。

参考文献:

- [1] AMIRANTE R, CASSONE E, DISTASO E, et al. Overview on recent developments in energy storage: mechanical, electrochemical and hydrogen technologies [J]. Energy Conversion and Management, 2017, 132: 372–387.
- [2] ARABKOOHSAR A, MACHADO L, KOURY R N N. Operation analysis of a photovoltaic plant integrated with a compressed air energy storage system and a city gate station [J]. Energy, 2016, 98: 78–91.
- [3] LUO Xing, WANG Ji-hong, DOONER 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.
- [4] WANG Ji-dai, MA Lang, LU Kun-peng, et al. Current research and development trend of compressed air energy storage [J]. Systems Science & Control Engineering, 2017, 5(1): 434–448.
- [5] 张鹏飞. 离心压缩机喷水湿压缩的应用研究[D]. 沈阳: 东北大学, 2010.
- ZHANG Peng-fei. Application research of shower water and wet compression on centrifugal compressor [D]. Shenyang: Northeastern University, 2010.
- [6] QIN Chao, LOTH E. Liquid piston compression efficiency with droplet heat transfer [J]. Applied Energy, 2014, 114: 539–550.
- [7] 何子伟, 罗马吉, 涂正凯, 等. 温压缩空气储能系统喷水量研究 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(1): 33–39.
- HE Zi-wei, LUO Ma-ji, TU Zheng-kai. Research on the water spraying rate for an energy storage system of isothermal compressed air [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(1): 33–39.
- [8] JIANG Run-hua, YANG Xiao-ping, XU Yong-jun, et al. Design/ off-design performance analysis and comparison of two different storage modes for trigenerative compressed air energy storage system [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 175: 115335.
- [9] PATIL V C, RO P I. Energy and exergy analysis of ocean compressed air energy storage concepts [J]. Journal of Engineering, 2018, 2018: 1–14.
- [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] YAO Er-ren, WANG Huan-ran, LIU Long, et al. A novel constant-pressure pumped hydro combined with compressed air energy storage system [J]. Energies, 2015, 8(1): 154–171.
- [12] 侯付彬, 王焕然, 贾岳, 等. 新型大规模抽水压缩空气储能技术 [J]. 流体机械, 2019, 47(7): 44–47.
- HOU Fu-bin, WANG Huan-ran, BEN Yue. A new technology for large-scale pumped compressed air energy storage [J]. Fluid Machinery, 2019, 47(7): 44–47.
- [13] 陈亚平, 蒋芸慧, 顾花朵, 等. 一种多气缸回转式膨胀压缩两用机[P]. 中国: 202011596046.6, 2020–12–29.
- CHEN Ya-ping, JIANG Yun-hui, GU Hua-duo, et al. A multi-cylinder rotary type expansion and compression dual-usage machine [P]. China: 202011596046.6, 2020–12–29.
- [14] 王志文. 水下压缩空气储能系统设计与能效分析[D]. 大连: 大连海事大学, 2018.
- WANG Zhi-wen. Design and energy analysis of underwater compressed air energy storage system [D]. Dalian: Dalian Maritime University, 2018.

(丛 敏 编辑)