

面向海上风电的水下压缩空气储能性能分析及提效技术

卜宪标^{1,2} 陈昕^{1,2} 李华山^{1,2} 刘石³ 舒杰^{1,2}

(1. 中国科学技术大学能源科学与技术学院, 广州市 510640;

2. 中国科学院广州能源研究所, 广州市 510640; 3. 南方电网电力科技股份有限公司, 广州市 510080)

摘要: 水下压缩空气储能 (underwater compressed air energy storage, UCAES) 技术定压储取能, 系统能量回收效率高且储能密度大, 与海上风电在空间位置上天然契合。为提高 UCAES 的性能, 构建了储取能过程数学模型, 模拟分析了影响 UCAES 性能的关键因素并探索了提效技术。主要研究成果如下: 1) 针对数学模型的求解难题, 提出了以能量回收效率最高作为目标函数和以热回收介质流量作为决策变量的求解方法, 确定了空气和热回收介质的最佳质量配比; 2) 为明确定容和定压压缩空气储能的性能差异, 通过对比分析了二者的工作过程, 揭示了储罐压力的变化是影响性能的最关键因素, UCAES 的能量回收效率和储能密度比定容压缩空气储能分别提高 8.25% 和 120.82%; 3) 量化分析了设备性能和储能深度对储能性能的影响, 指出提高膨胀机效率对能量回收效率的提升更有效, 而深度直接决定了储能密度; 4) 提出了电加热提升膨胀机进气温度的提效技术, 该技术提高了系统发电量并产生大量热能, 加热用电量中约 1/3 又转化为电能, 约 60% 转化为可利用热能, 为北方滨海城市可再生能源规模化供暖提供了新选择。成果可为后续 UCAES 工程的建设和推广提供参考, 可为海上风电的大规模发展提供坚实支撑。

关键词: 水下压缩空气储能 (UCAES); 海上风电配储; 海上风电; 海上可再生能源发电

Performance Analysis and Efficiency-Improving Technology of Underwater Compressed Air Energy Storage for Offshore Wind Power

BU Xianbiao^{1,2}, CHEN Xin^{1,2}, LI Huashan^{1,2}, LIU Shi³, SHU Jie^{1,2}

(1. School of Energy Science and Engineering, University of Science and Technology of China, Guangzhou 510640, China;

2. Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China;

3. China Southern Grid Power Technology Co., Ltd., Guangzhou 510080, China)

ABSTRACT: Underwater compressed air energy storage (UCAES) has high energy recovery efficiency (round-trip efficiency) and energy storage density owing to the storage and release of energy at constant pressure and naturally corresponds to offshore wind power in terms of spatial position. To improve its performance, a mathematical model of UCAES describing the process of energy storage and release is built, the key factors affecting the performance are simulated and analyzed, and some technologies for performance improvement are explored. The main research results are as follows: 1) To solve the mathematical model, the highest energy recovery efficiency is taken as the objective function and the mass flow rate of heat recovery media as the decision variable. Subsequently, the optimum mass ratio of air to heat recovery media is determined. 2) To clarify the performance difference between UCAES and tank compressed air energy storage (TCAES), their working processes are analyzed by comparing them. The results show that the change in tank pressure is the most critical factor affecting performance. Compared with TCAES, the energy recovery efficiency and energy storage density of UCAES increased by 8.25% and 120.82%, respectively. 3) A specific quantitative analysis of the effect of equipment performance and storage depth is performed, showing that improving the efficiency of the expander is more effective in improving the energy recovery efficiency, and depth directly determines the energy storage density. 4) An efficiency improvement technology is proposed and investigated by increasing the expander inlet temperature using electrical energy. The results show that approximately 1/3 of the electrical energy used for electric heating is converted into electrical energy again, and about 60% is converted into available heat energy, which provides a new option for renewable energy heating in the northern coastal city. The results of this study can provide a reference for follow-up project construction, and the promotion of UCAES can provide solid support for the large-scale development of offshore wind power.

This work is supported by National Key R&D Program of China (No. 2022YFE0120700) and Guangdong Provincial R&D Plan for Key Areas “New Efficient Energy Conversion and Energy Storage Technology” (No. 202307271900006) .

KEYWORDS: underwater compressed air energy storage(UCAES); offshore wind power energy storage; offshore wind power; offshore renewable energy generation

中图分类号: TM615; TK02

文献标志码: A

文章编号: 1000-7229(2024) 08-0106-12

DOI: 10. 12204/j.issn. 1000-7229. 2024. 08. 010

0 引言

我国可再生能源发电发展迅速,截止到 2023 年 10 月,太阳能发电和风电装机容量已超过 9 亿 kW^[1]。风电和光伏等可再生能源具有间歇性和不稳定性,随着装机容量的增大,可再生能源发电配储成为各地迫切要解决的难题^[2]。与陆上可再生能源发电的快速发展和大规模装机相比,海上可再生能源发电虽然规模小但近几年也发展迅速^[3]。《“十四五”可再生能源发展规划》提出,优化近海海上风电布局,开展深远海海上风电规划,推动近海规模化开发和深远海示范化开发^[4]。“十四五”期间,各地出台的海上风电发展规划规模已达 8 000 万 kW,到 2030 年累计装机将超过 2 亿 kW^[5]。随着海上风电的快速规模化发展,配储也成为迫切需要解决的核心问题^[6-8]。

海上储能主要包括电池储能和压缩空气储能。近几年电池储能技术发展迅速,性能也迅速提高,但目前要在海上实现大容量、高效、低成本建设时机还不成熟。海上压缩空气储能主要包括定容模式的储罐压缩空气储能(tank compressed air energy storage, TCAES) 和定压模式的水下压缩空气储能(underwater compressed air energy storage, UCAES)。TCAES 可以和海上浮动平台集成在一起,起到浮力作用,但由于储能和释能过程中储罐内气体的压力总是变化的,导致压气机和膨胀机效率较低,且由于释能结束后大量气体仍残留在储罐内致使储能密度较低^[9-11]。与 TCAES 相比,UCAES 采用柔性储气袋或者下部开口的圆柱形储罐进行储气,巧妙利用深部海水的静压实现定压储能,不仅可以提高压气机和膨胀机的效率而且由于残余气少可以增加储能密度^[12]。UCAES 布置在水下,不占用水面空间,与海上风电在空间位置上天然契合,而且我国海洋面积广阔,为海上风电和 UCAES 提供了广阔的施展舞台。因此,本文选择 UCAES 作为研究对象,以期对海上风电的大规模发展提供坚实的支撑。

国内外研究者从性能分析、储气装置设计、经济性等方面对 UCAES 进行了研究。文献[13-16]分析

了水下压缩空气储能的性能及影响因素。文献[17-18]开展了焓分析,量化了各个部件的焓损失。文献[19-20]结合能量回收效率等技术指标分析了 UCAES 的经济性。文献[21-22]以 UCAES 系统为基础,探索了其他拓扑结构的利用,包括电淡联产以及冷热电联供。文献[23-24]对 UCAES 的水下柔性储气袋进行了理论研究和系统设计,并通过实验进行了性能测试。文献[25-26]通过数学模拟和模型实验对 UCAES 储气装置的水下受力特性、阻力和升力等水动力学特性进行了研究。目前,UCAES 在国际上处于小规模试验及初步商业应用阶段,国内尚无海上试验。文献[27]介绍了目前 UCAES 的小规模试验及初步商业应用案例,分别是 2014 年美国 Brayton Energy 公司在夏威夷建设的 6.6 MW 系统,2015 年加拿大 Hydrostor 公司在安大略建设的 0.7 MW 系统,以及 2019 年 Hydrostor 公司在 Goderich 建设的 2.2 MW/10 MWh 系统。

UCAES 涉及到储气罐的建造和安装、海上漂浮平台和锚泊系统等,海工费用较高,因此探索提高性能的措施和技术极为重要,以便节约成本提高收益,这方面国内外研究较少。在技术层面提高 UCAES 性能,主要方式有两种,一是降低热电损耗提高能量回收效率;二是,在基本 UCAES 的基础上,开展其他拓扑结构的高值化利用模式探索。基于此,为研究 UCAES 的性能并探索其性能提高技术,本文主要开展了如下工作:构建了 UCAES 储取能过程的数学模型,以系统循环效率最高为目标函数,以空气和热回收介质的质量配比为决策变量,探索了数学模型的求解方法;对比了 TCAES 和 UCAES 的性能,并分析了性能差异的主要原因;量化分析了压气机和膨胀机性能以及储能深度对能量回收效率和储能密度的影响,以便明确设备性能和系统整体性能的耦合关系,同时为系统设计和设备选型提供依据;提出了基于 UCAES 的热电联产技术,分析了电加热提高膨胀机进气温度增加发电量的方案。通过上述研究,明确了 UCAES 设备以及整个系统的性能,以期对后续工程的建设和推广提供参考。

1 系统结构和数学模型

1.1 系统结构

UCAES 系统结构如图 1 所示,主要包括压气机、级间冷却器、膨胀机、级间加热器、冷热水泵、冷热水箱、输气管线、海面浮动平台和水下开式储气罐等。水下开式储气罐采用下部开口的圆柱形结构,储能时高压空气将罐内的水驱离,释能时罐体周围的水将罐内的高压空气驱离,利用海水的静压实现气体的定压储存和定压释放。由于储气罐内外压差相等,因此罐体无需设计成高承压结构,满足安全稳定即可,大幅降低了高承压所造成的高制造费用。为提高总压比和膨胀比,压气机和膨胀机均采用串联形式连接。图 1 中采用了三级压气机串联和三级膨胀机串联的工作模式。动力设备、换热器和冷热水箱等均置于海面浮动平台上。

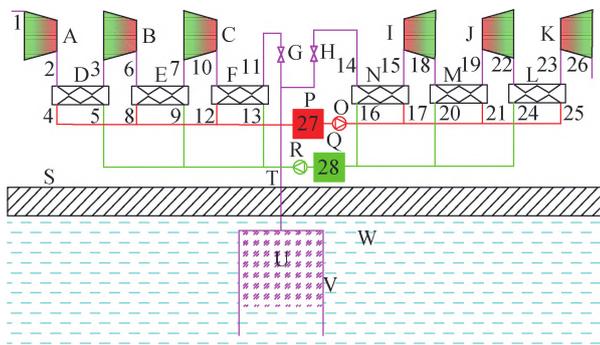


图 1 UCAES 系统结构

Fig. 1 System structure of UCAES

图 1 中: A、B 和 C 为压气机, D、E 和 F 为级间冷却器, G 和 H 为阀门, I、J 和 K 为膨胀机, L、M 和 N 为级间加热器, R 和 O 为冷热水泵, Q 和 P 为冷热水箱, S 为海面浮动平台, T 为输气管线, U 为高压空气, V 为水下开式储气罐, W 为海水。1—28 为状态点。图中驱动压气机的电动机以及膨胀机驱动的发电机没有给出。

用电低谷时,海上风电(也可以是海上光伏)的电能驱动压气机将空气加压储存在水下的储罐内,用电高峰时,储罐内的高压空气释放驱动膨胀机做功发电。储能期间压气机的压缩热采用级间冷却器回收储存起来,释能期间用于加热膨胀机进口的空气,提高系统做功能力和能量回收效率。每一级压气机后布置一台级间冷却器,回收压缩热,降低进入下一级压气机的空气温度,以便在设备允许的温度范围内实现高压比。同样,空气进入每一级膨胀机前先加热,以便高效利用回收的压缩热,提高进气焓值和做功能力,提高系统能量回收效率。

1.2 数学模型

数学模型主要用于描述压气机、膨胀机、级间加热器、级间冷却器以及冷热水箱的性能^[9-10, 13-16]。

1.2.1 压气机

压气机出口温度:

$$T_{c,out} = T_{c,in} \left(1 + \frac{\varepsilon_c^{k-1}}{\eta_c} - \frac{1}{\eta_c} \right) \quad (1)$$

式中: $T_{c,in}$ 为压气机进口温度; $T_{c,out}$ 为压气机出口温度; η_c 为压气机等熵效率; ε_c 为压缩比; k 为空气绝热指数。

压气机出口压力:

$$P_{c,out} = P_{c,in} \varepsilon_c \quad (2)$$

式中: $P_{c,in}$ 为压气机进口压力; $P_{c,out}$ 为压气机出口压力。

压气机耗电功率:

$$W_c = \frac{m_c (H_{c,out} - H_{c,in})}{\eta_{em}} \quad (3)$$

式中: W_c 为压气机耗电功率; m_c 为压气机空气质量流量; $H_{c,out}$ 为压气机出口焓值; $H_{c,in}$ 为压气机进口焓值; η_{em} 为电动机效率。

1.2.2 膨胀机

膨胀机出口温度:

$$T_{e,out} = T_{e,in} [1 - (1 - \pi_e^{k-1}) \eta_e] \quad (4)$$

式中: $T_{e,out}$ 、 $T_{e,in}$ 分别为膨胀机出口和进口温度; η_e 为膨胀机等熵效率; π_e 为膨胀比。

膨胀机出口压力:

$$P_{e,out} = \frac{P_{e,in}}{\pi_e} \quad (5)$$

式中: $P_{e,in}$ 为膨胀机进口压力; $P_{e,out}$ 为膨胀机出口压力。

膨胀机发电功率:

$$W_e = m_e (H_{e,in} - H_{e,out}) \eta_{em} \quad (6)$$

式中: W_e 为膨胀机发电功率; m_e 为膨胀机空气质量流量; $H_{e,out}$ 为膨胀机出口焓值; $H_{e,in}$ 为膨胀机进口焓值; η_{em} 为发电机效率。

由于 UCAES 储罐内压力在储释能过程中保持不变,因此压气机的压缩比和膨胀机的膨胀比也不变,利用上述式(1)、(2)、(4)和(5)计算,出口空气温度和压力保持不变。而对于 TCAES,在储释能过程中,储罐内的压力总是变化的,因此压气机的压缩比和膨胀机的膨胀比也总是变化的,按式(1)、(2)、(4)和(5)计算,出口的空气温度和压力总是变化的,即使在稳定工况下也是如此,这会降低压气机和膨胀机的等熵效率,进而导致系统能量回收效率降低。如

果在压气机和储气罐以及储气罐和膨胀机之间增加减压阀, 这虽然可以起到稳压的作用, 但节流阀的焓损太大, 导致系统能量回收效率降低。另一个问题是, 对于 TCAES 而言, 在释能结束后, 大量低于第一级膨胀机进气压力的气体仍会残留在储罐内无法做功, 导致储能密度不高。

1.2.3 换热器

在级间加热器或者级间冷却器中, 冷热流体交换的热量相等。

$$\Phi = m_f C_{p,f} (T_{f,in,hot} - T_{f,out,hot}) = m_f C_{p,f} (T_{f,out,cold} - T_{f,in,cold}) \quad (7)$$

式中: Φ 为实际换热功率; m_f 为流体质量流量; $C_{p,f}$ 为流体比热容; $T_{f,in,cold}$ 、 $T_{f,in,hot}$ 为冷、热流体进口温度; $T_{f,out,cold}$ 、 $T_{f,out,hot}$ 为冷、热流体出口温度。

换热器效能反映了换热器对冷热流体进口温度差的利用率。

$$\varepsilon_{exc} = \frac{\Phi}{\Phi_{max}} = \frac{\Phi}{(m_f C_{p,f})_{min} (T_{f,in,hot} - T_{f,in,cold})} \quad (8)$$

式中: Φ_{max} 为最大换热功率; ε_{exc} 为换热器效能; $(m_f C_{p,f})_{min}$ 表示对冷热流体的比热容量取最小值。

若冷流体的 $m_f C_{p,f}$ 小, 则

$$\varepsilon_{exc} = \frac{T_{f,out,cold} - T_{f,in,cold}}{T_{f,in,hot} - T_{f,in,cold}} \quad (9)$$

若热流体的 $m_f C_{p,f}$ 小, 则

$$\varepsilon_{exc} = \frac{T_{f,in,hot} - T_{f,out,hot}}{T_{f,in,hot} - T_{f,in,cold}} \quad (10)$$

1.2.4 冷热水泵功耗^[11]

$$W_{wp} = \frac{m_w (P_{w,out} - P_{w,in})}{\rho_w \eta_{wp}} \quad (11)$$

式中: W_{wp} 为泵耗电功率; m_w 为水质量流量; $P_{w,out}$ 为出口压力; $P_{w,in}$ 为入口压力; ρ_w 为水的密度; η_{wp} 为水泵效率。

1.2.5 冷热水箱温度

冷热水箱内既有残留水也有经过级间加热器或者级间冷却器的新注入水, 平衡后的温度应为二者的平均值。以往的研究往往不考虑冷热水箱内的残留水, 在热平衡计算时, 仅是简单地将冷水的总流量设置成等于热水的总流量^[28]。压缩空气储能属于变工况运行, 所需的水流量随系统功率的变化而变化, 大功率需要的水流量大, 小功率需要的水流量小。而且储释能在时间上是分离的, 先储能然后才释能。因此, 冷热水箱内的水量应该按照大功率工况配置, 而在中小功率工况运行时, 冷热水箱均会有残留水存在。

以冷水箱为例进行计算:

$$H_{w,28} = \frac{m_{w,16} H_{w,16} + m_{w,20} H_{w,20} + m_{w,24} H_{w,24} + m'_{w,28} H'_{w,28}}{m_{w,16} + m_{w,20} + m_{w,24} + m'_{w,28}} \quad (12)$$

式中: H_w 为水的焓值, 其中下标 16、20、24、28 代表图 1 中对应状态点; $H'_{w,28}$ 为冷水箱残留水的焓值; $m'_{w,28}$ 为冷水箱残留水量折合成的质量流量; $H_{w,28}$ 为残留水和经过级间加热器后的新注入水混合后的焓值。求出 $H_{w,28}$ 后, 可根据水的物性参数求得冷水箱温度。热水箱的计算方法和冷水箱相同。

1.2.6 能量回收效率

能量回收效率也叫循环效率 (round-trip efficiency) 或者电-电转换效率, 用释能时的发电量除以储能时的耗电量进行计算^[13-14]。以往研究中, 释能时的发电量用膨胀机驱动的发电机发电量表示, 而储能时的耗电量用压气机的耗电量和冷热水泵的耗电量之和表示。储能系统实际运行时, 储能过程的耗电量包括两部分, 一是压气机的耗电量, 二是冷水泵的耗电量。同样, 释能过程中发电量应是发电机的发电量减去热水泵的耗电量。因此, 本文中释能时的发电量用发电机的发电量减去热水泵的耗电量表示, 储能时的耗电量用电动机的耗电量加上冷水泵的耗电量表示。

$$\eta_{ERE} = \frac{\int_{t_2}^{t_3} (W_e - W_{wp,hot}) dt}{\int_0^{t_1} (W_c + W_{wp,cold}) dt} \quad (13)$$

式中: η_{ERE} 为能量回收效率; $W_{wp,hot}$ 为热水泵功率; $W_{wp,cold}$ 为冷水泵功率; t_1 、 t_2 、 t_3 分别为储能结束时刻、释能开始时刻和释能结束时刻。

1.2.7 储能密度

储罐压力等于海水静水压力, 按深度和密度进行计算^[16,20]。

$$P_{tank} = \rho_{tank} g h_{tank} \quad (14)$$

式中: P_{tank} 为储罐内空气压力; ρ_{tank} 为海水密度; g 为重力加速度; h_{tank} 为储罐在水中的深度。

$$E_{density} = \frac{\int_{t_2}^{t_3} W_e dt}{V_{air}} \quad (15)$$

式中: $E_{density}$ 为储能密度; V_{air} 为储释能过程中储罐内空气占据的空间体积。

1.3 已知条件

由于向环境散热, 冷水箱温度高于环境温度 10 °C, 热水箱保温按绝热计算。冷热水泵工作时, 进出口压差为 0.1 MPa。储气罐在水下 800 m, 海水温度 8 °C。由于向海水散热, 储气罐内空气温度等于海水温度。水作为级间冷却和级间加热的循环工质。其他参数如表 1 所示。

表 1 已知参数
Table 1 Known parameters

参数	数值
环境温度/℃	20
表面海水温度/℃	20
表面海水压力/MPa	0.1
海水密度/(kg/m ³)	1 025
压气机等熵效率	0.88
膨胀机等熵效率	0.9
电动机效率	0.94
发电机效率	0.94
换热器效能	0.9
冷热水泵机械效率	0.9
储能时长/h	9
释能时长/h	3

1.4 目标函数和决策变量

假设海上风电在某一时段输出功率一定,在压气机的电动机耗电功率一定的工况下,根据式(1)、(2)和(3)可以确定压气机出口温度、压力、各级压气机的功率以及空气的质量流量。在换热器效能和冷水箱温度已知的情况下,对级间冷却器而言,有两个参数未知,一个是水的流量,另一个是出口水温,这两个参数相互耦合。级间冷却器水的流量和出水温度直接决定了热水箱和级间加热器的水流量和水温,进而决定了各级膨胀机的进气温度,直接影响发电量和能量回收效率。

本文目标函数是能量回收效率或者储能密度,决策变量为级间冷却器的出水温度和流量,约束条件为电动机功率、动力设备的等熵效率、换热器效能等。在对实际储能系统进行设计计算时,选择能量回收效率或者储能密度为目标函数,根据约束条件确定级间冷却器最佳的出水温度和流量组合,实现目标最优。

1.5 数学模型求解

通过多组如图 1 所示的机组并联,可组成大规模的储能平台。根据负荷大小选择开启合适的机组,这种运行模式下机组负荷变化不大,流量偏离设计值较小,等熵效率几乎不变,压缩和膨胀机组可以始终保持高效运行。比如 1 000 MW 的压缩空气储能,可以由两组 200 MW 和两组 300 MW 级的机组并联组成,运行时根据负荷大小选择开启不同的机组组合,实现系统高效运行。这种组合可以使储能系统在 20%~100% 负荷范围内都高效运行。

通过采用上述机组并联方案,即使变工况,机组也可以运行在高效区。因此,数学模型按设计工况进行求解。采用 Matlab 软件进行编程,空气和水

的物性调用 Refprop 软件。求解过程和思路主要分为如下几个步骤:1)按海上风电的特性确定电动机和压气机功率;2)根据公式(1)~(3)确定串联压气机的功率分配;3)确定空气质量流量;4)以最佳的能量回收效率作为目标函数,以级间冷却器中水流量和出口温度作为决策变量,以压气机功率和表 1 中的参数作为约束条件,确定最优工况下水的质量流量和出口水温;5)耦合级间冷却和级间加热,求解储取能过程。

2 结果分析

2.1 级间冷却器质量流量确定

在图 1 中,级间冷却器有三个,为简便计算,假设三个级间冷却器水的质量流量相等,级间冷却器水流量对能量回收效率的影响如图 2 所示,其中水流量指的是三个级间冷却器水流量之和。根据压气机耗电功率 300 MW 以及表 1 中的数据,求出压气机中空气质量流速为 509.24 kg/s。在空气质量流量不变的工况下,假设级间冷却器的水流量之和与空气质量流量之比为 R_{WtoA} 。由图 2 可知,随 R_{WtoA} 的增加,能量回收效率先增加后减小,当 $R_{WtoA} = 0.735$ 时能量回收效率最大。

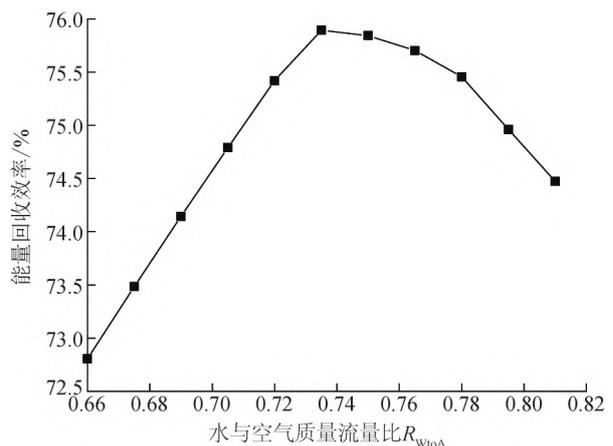


图 2 级间冷却器水流量对能量回收效率的影响
Fig. 2 Effect of water mass flow rate in interstage cooler on energy recovery efficiency

2.2 UCAES 与 TCAES 性能对比

文献[28]开展了 TCAES 的性能研究,压气机等熵效率为 0.88,膨胀机等熵效率为 0.9,换热器能效为 0.85,发电机和电动机效率为 1.0,储罐压力为 10 MPa。本文按照文献[28]的参数开展 UCAES 研究,参数均与文献[28]相同。表 2 为 UCAES 与 TCAES 的主要性能对比。由表 2 可知,在同样参数和工况下,与 TCAES 相比,UCAES 的能量回收效率和储能密度分别提高 8.25% 和 120.82%。

表 2 性能对比
Table 2 Performance comparison

能量回收效率/%		储能密度/(kWh/m ³)	
TCAES ^[28]	UCAES	TCAES ^[28]	UCAES
66.63	72.13	7.11	15.7

UCAES 循环效率高主要是因为是在储能和释能过程中, 储气罐的压力恒定, 因此压气机和膨胀机进出口均工作在定压状态。而 TCAES 在储能和释能过程中储气罐内的压力总是变化, 导致压气机和膨胀机总是在变工况运行。即使增加了减压阀来稳定压气机出口和膨胀机进口的压力, 但由于减压阀造成了较大节流损失, 因此导致循环效率较低。两个因素导致 UCAES 储能密度高, 一是储释能过程均是在恒定的高压状态运行, 单位储能容积储释能量大; 二是释能结束后储罐内残余空气少。而对于 TCAES, 以储气压力 10 MPa, 第一级膨胀机设计进口压力 5 MPa 为例, 一是释能过程中压力的降低导致单位容积气体的做功能力变小, 释能开始时储罐内气体压力为 10 MPa, 结束时为 5 MPa, 单位容积内压力 10 MPa 的气体做功能力要远大于 5 MPa 的; 二是释能结束时, 压力 5 MPa 的大量空气依然残存在储气罐内没有参与做功。上述分析表明, 与 TCAES 相比, UCAES 巧妙利用了静水压力, 实现了定压储释能, 不仅提高了循环效率, 而且提高了储能密度, 尤以储能密度提高幅度大。

2.3 设备进出口关键参数

本文基本参数按照深度 800 m, 压气机耗电功率 300 MW 以及表 1 所示参数设置。

对于 800 m 的水深, 储气罐内的气体压力约为 8 MPa, 压气机的压缩比和膨胀机的膨胀比均在 4.28 左右。实际工程中, 要同时考虑设备投入和收益, 根据不同的储气压力选择合适压缩比或膨胀比的设备进行串联。根据表 3 给出的数据, 可以计算出各级压气机和各级膨胀机的功率、级间冷却器以及级间加热器的换热功率、冷热水泵的功耗等, 限于篇幅, 文中未详细列出上述数据。

2.4 设备性能对能量回收效率的影响

图 3 反映的是压气机等熵效率对能量回收效率和储能密度的影响。由图 3 可知, 能量回收效率随压气机等熵效率的增加而增加, 二者基本成正比关系。主要原因如下: 一是随压气机等熵效率的提高, 压缩单位工质的耗电量降低; 二是因为压气机将电能更多地转化为可以做功的气体焓值而非级间压缩热, 这两点导致能量回收效率提高。但从图 3 可以看到, 储能密度随压气机等熵效率的提高略有降低, 主要原因归

表 3 各状态点参数
Table 3 Parameters of each state point

状态点	流体名称	温度/°C	压力/MPa	焓值/(kJ/kg)	流量/(kg/s)
1	Air	20.00	0.10	293.41	509.24
2	Air	190.42	0.43	465.82	509.24
3	Air	46.04	0.43	318.98	509.24
4	H ₂ O	173.18	2.40	733.02	124.76
5	H ₂ O	30.00	2.50	125.73	124.76
6	Air	231.14	1.86	507.07	509.24
7	Air	51.08	1.86	321.41	509.24
8	H ₂ O	211.03	2.40	902.34	124.76
9	H ₂ O	30.00	2.50	125.73	124.76
10	Air	240.42	7.95	514.68	509.24
11	Air	59.65	7.95	320.46	509.24
12	H ₂ O	219.37	2.40	940.67	124.76
13	H ₂ O	30.00	2.50	125.73	124.76
14	Air	20.00	7.95	276.06	1 527.72
15	Air	173.44	7.95	443.31	1 527.72
16	H ₂ O	38.12	2.40	159.67	374.29
17	H ₂ O	201.20	2.50	857.69	374.29
18	Air	35.24	1.86	305.06	1 527.72
19	Air	184.00	1.86	458.24	1 527.72
20	H ₂ O	51.83	2.40	217.00	374.29
21	H ₂ O	201.20	2.50	857.69	374.29
22	Air	44.36	0.43	317.28	1 527.72
23	Air	185.51	0.43	460.79	1 527.72
24	H ₂ O	61.27	2.40	256.50	374.29
25	H ₂ O	201.20	2.50	857.69	374.29
26	Air	45.88	0.10	319.47	1 527.72
27	H ₂ O	201.20	2.40	857.69	
28	H ₂ O	50.41	2.40	211.06	

咎于两点。一个原因是压气机的耗电量随压气机等熵效率的提高而降低, 而膨胀机的发电量也略微降低, 如图 4 所示; 另一个原因是, 由于水下储气罐的压力和温度比较稳定, 1 kg/s 空气对应的容积基本不变。

从图 3 可知, 在压气机等熵效率为 0.88, 储气罐深度为 800 m 工况下, UCAES 系统的能量回收效率为 75.88%, 储能密度 12.51 kWh/m³。单就能量回收效率而言, UCAES 与大规模抽水蓄能相当, 主要是因为二者都工作在定压工况下, 且都可以通过机组的并联实现近似设计工况运行, 确保了动力部件的高效。压气机等熵效率从 0.88 提高到 0.92, 能量回收效率从 75.88% 提高到 78.18%。等熵效率为 0.88 的

压气机属于成熟产品,如果选择等熵效率更高的压气机,需要综合权衡系统的投入和收益。

图 5 给出了膨胀机等熵效率对能量回收效率的影响。从图 5 可知,能量回收效率和储能密度均随膨胀机等熵效率的提高而增加。仍以 1 kg/s 的空气流

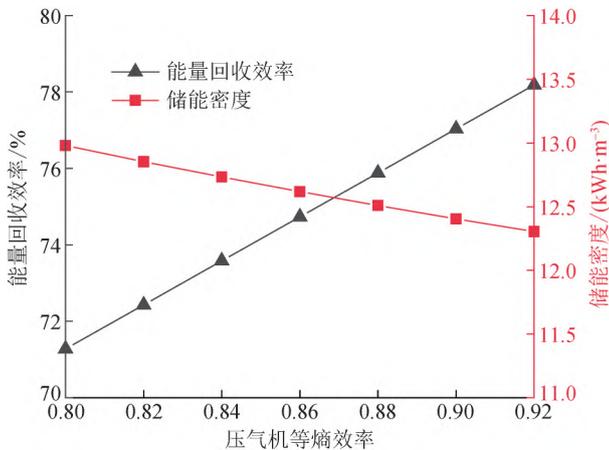


图 3 压气机等熵效率影响

Fig. 3 Effect of compressor isentropic efficiency

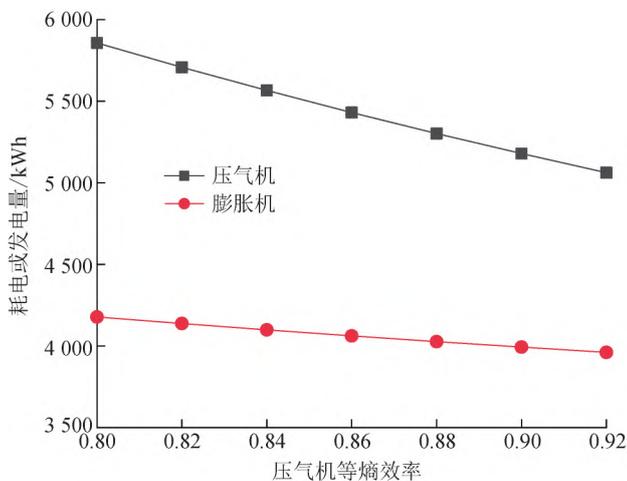


图 4 单位流量流体做功

Fig. 4 Power generated by per unit mass air

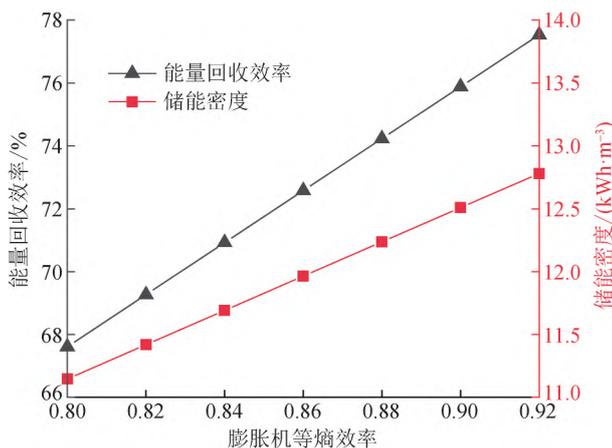


图 5 膨胀机等熵效率影响

Fig. 5 Effect of expander isentropic efficiency

量为例,在压气机性能不变的情况下,压气机耗电量不变。随膨胀机等熵效率的提高,膨胀机发电量随之增加,因此导致能量回收效率和储能密度均增加。

膨胀机等熵效率从 0.80 增加到 0.92,能量回收效率从 67.61% 增加到 77.53%,增长幅度为 14.68%。对于压气机,等熵效率从 0.80 提高到 0.92,能量回收效率从 71.28% 提高到 78.18%,增长幅度为 9.69%。如果膨胀机和压气机等熵效率提高幅度相同,花费也相同,优先选择提高膨胀机的等熵效率。这主要是因为,从压气机到膨胀机还经历了级间冷却和级间加热,中间存在换热器的能量损失以及环境散热。

级间加热器和级间冷却可将压气机的级间散热转移到膨胀机的级间吸热,实现 UCAES 热质分离,高效回收热量,提高系统效率,同时可降低压气机运行温度,利用现有设备实现更高压力的储能。图 6 给出了换热器效能对能量回收效率的影响。由图 6 可知,随换热器效能的提高,储能密度和能量回收效率均增加。这主要是因为,当压气机和膨胀机性能不变时,换热器效能的提高可使更多的压缩热转换为膨胀侧的发电量,降低系统的热损失。

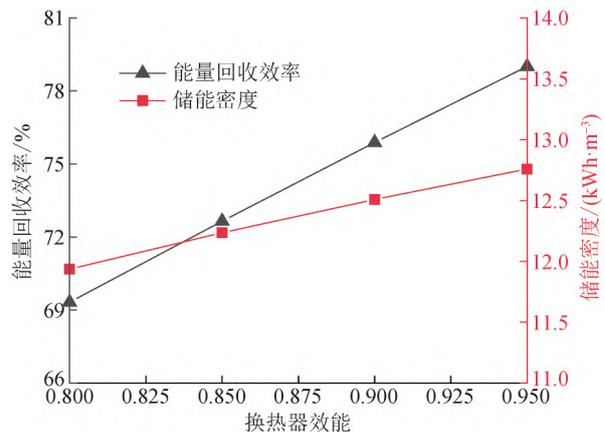


图 6 换热器效能影响

Fig. 6 Effect of heat exchanger effectiveness

当换热器效能从 0.80 提高到 0.92 时,能量回收效率从 69.32% 提高到 77.16%,增加幅度为 11.31%。目前,市面上的换热器性能越来越好,换热系数和单位面积换热量大幅增加,换热温度端差越来越小,而成本增加很小,为 UCAES 级间换热器的设计提供了更多选择。以目前的板式换热器为例,换热器效能可达 0.95,在此工况下,能量回收效率为 79.01%,储能密度为 12.76 kWh/m³。以 900 MW/2 700 MWh 的 UCAES 为例,需要的储气罐容积约为 211 598.75 m³,可以采用多个储气罐并联的方式。

2.5 储能深度

对于 TCAES,储气压力是一个重要参数,直接决

定了设备的选择和储能密度。对于 UCAES, 储气罐内的压力与储气罐深度成正比关系(见式(14)), 深度直接反映了储能压力和储能密度。图 7 反映了储能深度对能量回收效率和储能密度的影响。由图 7 可知, 能量回收效率随深度变化很小, 而储能密度随深度而增加, 二者基本成正比关系。在深度 600 m 时, 储能密度为 8.66 kWh/m³, 能量回收效率为 76.26%, 当深度增加到 1 200 m 时, 储能密度为 20.78 kWh/m³, 能量回收效率为 75.25%。储能密度和深度的关系, 可以用式(16)表示。

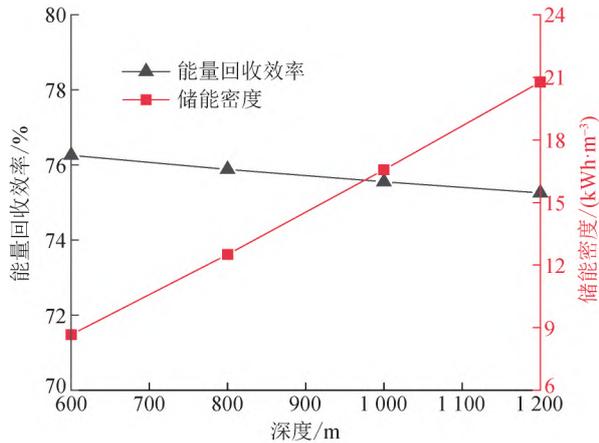


图 7 储能深度对能量回收效率和储能密度的影响
Fig. 7 Effect of depth on energy recovery efficiency and energy storage density

$$E_{\text{density}} = 20.21 \times 10^{-2} \times h_{\text{tank}} - 3\,555.61 \times 10^{-3} \quad (16)$$

图 7 中, 能量回收效率随深度增加而逐渐降低, 以压缩 1 kg/s 的空气为例对其进行解释, 随储能深度增加, 压气机背压增加导致耗电量增加, 而随深度和储气压力的增加, 单位流量的空气膨胀发电量也增加, 如图 8 所示。

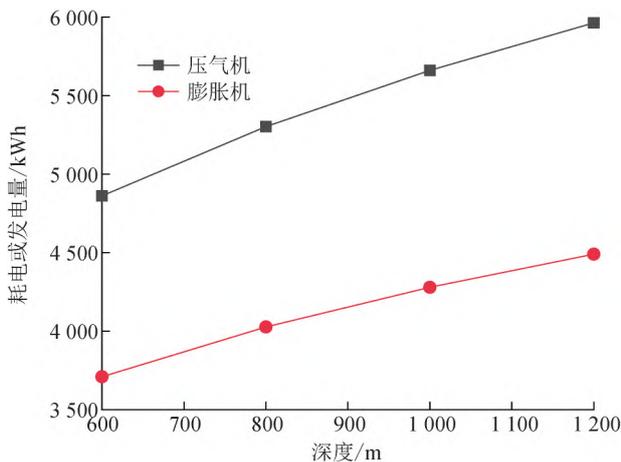


图 8 单位质量流量气体耗电和做功能力随储能深度的变化
Fig. 8 Variation of the ability of electricity consumption or production per unit mass air with depth

在图 8 中, 压气机耗电量的斜率大于膨胀机发电量的, 因此导致整个系统的能量回收效率随深度增加而略微降低。由于能量回收效率受深度的影响较小, 在深度 600 m 时为 76.26%, 1 200 m 时为 75.25%, 600 m 深度差仅降低 1 个百分点。因此, 实际工程中可以不考虑能量回收效率随深度的变化, 仅考虑储能密度的变化即可。在实际 UCAES 工程中, 要综合考虑风电场所处的海深、储能规模、设备选择和系统投资等来决定储能深度。

2.6 膨胀机进口升温提效技术

上述提高压气机和膨胀机等焓效率以及换热器效能的措施均可以提高储能系统的性能。除了这些措施以外, 还可采用膨胀机进口升温提效技术, 比如采用电加热或者太阳能加热提高膨胀机进气温度。本文选用电加热的方式分析 UCAES 的性能, 系统如图 9 所示。与图 1 相比, 图 9 中增加了两个设备, 一是电加热油浴(X), 二是供热用换热器(Y)。电加热油浴所需电能还是来自海上风电, 在储能时, 一部分电能驱动压气机将电能转换为气体的压力能, 另一部分波动剧烈不适宜驱动动力设备的电能用于加热油浴, 将电能转换为热能。释能时空气进入膨胀机做功前通过高温油浴进行加热, 提高气体的做功能力, 实现电-热-电的转换。当然, 图 9 也可以进行其他拓扑结构的应用, 比如电加热油浴两用, 高温部分用于加热膨胀机进气, 低温部分代替供热用换热器。

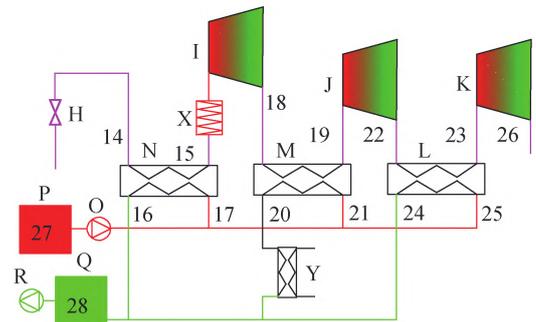


图 9 电加热系统图
Fig. 9 Diagram of electrical heating

图 10—12 反映了各级膨胀机发电量、膨胀机出口空气温度、能量回收效率和级间换热器出水温度随加热温度的变化。图中, BM 表示没有采用电加热的基本运行模式, 系统如图 1 所示, EH 表示采用电加热, 系统如图 9 所示。1st 表示第一级膨胀机 I, 2nd 表示第二级膨胀机 J, 3th 表示第三级膨胀机 K。在压气机性能和空气质量流量不变的情况下, 随第一级膨胀机进气温度的升高, 第一级膨胀机的发电量和出口空气温度大幅增加, 而第二级和第三级膨胀机性能变化很小。图 10 和 11 中, 当第一级膨胀机的进气温

度分别升高到 190 °C 和 250 °C 时,第一级膨胀机的发电量由基本运行模式的 674.06 MWh 分别提高到 700.59 和 796.15 MWh,出口空气温度由 35.24 °C 分别升高到 47.07 和 90.13 °C,第二级膨胀机的发电量由 687.28 MWh 分别提高到 689.21 和 696.03 MWh,出口空气温度由 44.36 °C 分别升高到 45.25 和 48.40 °C。由图 10 和 11 可知,加热第一级膨胀机的进气,主要影响本级膨胀机的发电量和出口空气温度,对第二级膨胀机影响很小,可以忽略不计,对第三级膨胀机基本没有影响。

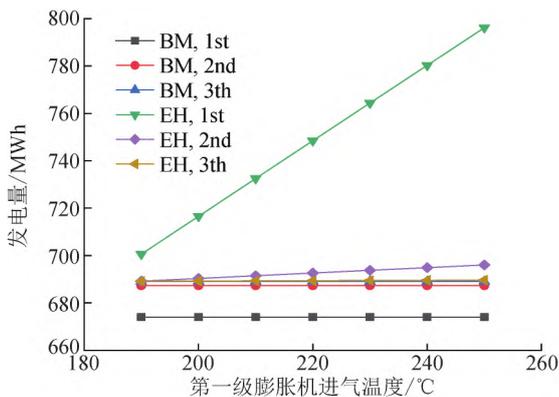


图 10 各级膨胀机发电量随加热温度的变化

Fig. 10 Variation of power generation of each stage expander with heating temperature

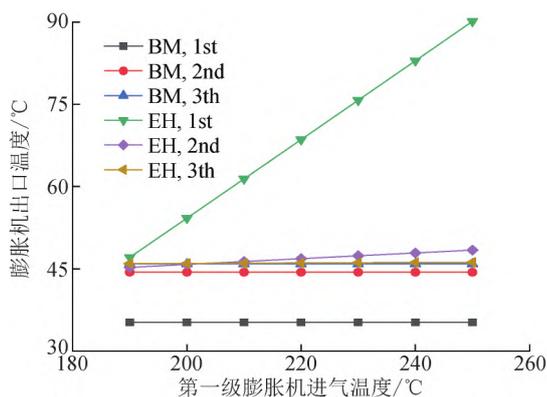


图 11 膨胀机出口空气温度随加热温度的变化

Fig. 11 Variation of expander outlet temperature with heating temperature

图 12 中有两个参数,一是能量回收效率,二是级间加热器 M 的出水温度。此处的能量回收效率,指的是由于加热第一级膨胀机进气导致系统增加的发电量除以电加热油浴的耗电量。由图 12 可知,能量回收效率受第一级膨胀机进气温度的影响较小,基本维持在 34.5% 附近。

由于加热第一级膨胀机的进气,第一级膨胀机的出口空气温度也相应升高,因此导致级间加热器 M 的出水温度也会升高。当第一级膨胀机的进气温度分

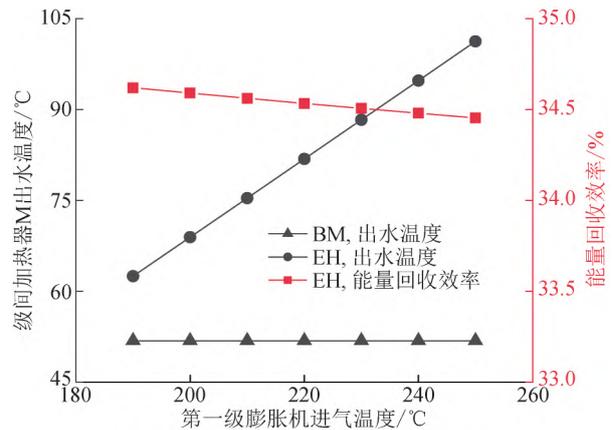


图 12 能量回收效率和出水温度随加热温度的变化

Fig. 12 Variation of energy recovery efficiency and outlet temperature with heating temperature

别升高到 190 °C 和 250 °C 时,级间加热器 M 的出水温度由基本运行模式的 51.83 °C 分别提高到 62.48 和 101.23 °C。以 300 MW 的压气机耗电功率(其他参数见表 1)和第一级膨胀机进气温度 220 °C 为例,电加热油浴耗电量为 232 042.8 kWh,能量回收效率为 34.53%,级间加热器 M 的出水温度为 81.82 °C。释能期间,级间加热器 M 的水流量为 4 042.35 t,假设可利用温差为 30 °C(由 81.82 °C 到 51.82 °C,用于供暖),总可用热量为 509.34 GJ。电加热油浴耗电量为 232 042.8 kWh,折合成热量为 835.35 GJ,也就是说 34.53% 的加热电能又转化为电能,60.97% 的电能转化为热能可用于供暖,其他 4.50% 的电能转化为第二级膨胀机的热能。每天释放 509.34 GJ 热量,在北方供暖城市可为 196 504.63 m² 的建筑提供热量。也就是说,海上风电耦合 UCAES 可以进行大规模热电联产,为北方滨海城市规模化可再生能源供暖提供了一种新的选择。冬季采暖负荷总是变化的,可以通过调节膨胀机进气的加热温度来调节输出热量以满足供暖负荷的变化,如果膨胀机进气温度调整到 250 °C,供暖面积会更大。而且,图 9 中的电加热模式可以只在有供暖需求的采暖季开启,在非采暖季关闭电加热器采用图 1 中的基本模式运行。近几年,北方供暖采用了越来越多的热电联产机组。由于热电联产机组的热电耦合,在采暖季供热负荷较大时,热电联产机组的输出电功率也较大,严重制约了机组的灵活性以及对电网的调节能力,阻碍了更多可再生能源的并网利用。如果采用海上风电和 UCAES 为滨海城市供暖,那么滨海城市的热电联产机组可以替换成纯发电机组。由于解除了供暖负荷的掣肘,纯发电的火电机组可以根据电网调度需求灵活调节自身功率,深度参与电网调节,可使更多的可再生能源并入电网。

同样,也可以在第二级膨胀机进口前增加电加热油浴,同时在级间加热器 L 的排水口后增加供热用换热器,运行效果见图 13—15。由图可知,加热第二级膨胀机的进气主要影响第二级膨胀机的性能。加热第二级膨胀机的进气时,加热温度对膨胀机发电量、出口空气温度、能量回收效率和出水温度的影响

与加热第一级膨胀机进气基本一致,此处不再详细分析。

加热第一级膨胀机和第二级膨胀机的进气,其对应的高温排气可以通过级间加热器进行回收用于供暖。但第三级膨胀机后没有级间加热器,因此,实际工程中不应加热第三级膨胀机的进气。

3 结 论

海上风电发展迅速,目前对配储需求较迫切。相比于陆上传统的储罐和岩穴定容压缩空气储能,UCAES 在储能和释能时均实现定压运行,因此能量回收效率和储能密度较高。本文选择 UCAES 作为研究对象,建立了储释能过程的热力学模型并进行了求解,分析了关键影响因素并探索了提高性能的措施和技术。主要工作和结果如下:

1) 探索了 UCAES 储取能过程数学模型的求解方法。以能量回收效率作为目标函数,以级间冷却器水流量作为决策变量,确定了最大能量回收效率对应的最佳质量流量。

2) 对比了定压 UCAES 与定容 TCAES 的性能,结果表明,储罐压力的变化是影响能量回收效率和储能密度的最关键因素。TCAES 储释能过程压气机和膨胀机进出口压力的变化导致设备性能降低和能量回收效率降低,而释能结束储气罐内大量的残余气导致储能密度低。与 TCAES 相比,UCAES 的能量回收效率和储能密度分别提高 8.25%和 120.82%。

3) 量化分析了压气机和膨胀机性能以及换热器效能的影响,结果表明,提高压气机和膨胀机的等熵效率以及换热器的效能,均可以提高能量回收效率。相比于压气机,提高膨胀机效率对能量回收效率的提升更有效。而目前换热器性能越来越好,且成本增加很小,板式换热器效能可达 0.95,为 UCAES 级间换热器的设计提供了更多选择。

4) 水下储气罐深度是决定储气压力和储能密度的最重要参数。深度 600 m 时的储能密度为 8.66 kWh/m³,深度 1 200 m 时的储能密度为 20.78 kWh/m³。在实际 UCAES 工程中,要综合考虑风电场所处的海深、储能规模、设备选择和系统投资等来决定储能深度。

5) 提出了电加热提升膨胀机进气温度的提效技术并开展了研究,该技术既可以提高系统发电量又可以产生大量的热能。加热用电能中约 60%转化为可利用热能,为北方滨海城市规模化可再生能源供暖提供了新的选择。

本团队未来将对以下两个重要研究方向进行研

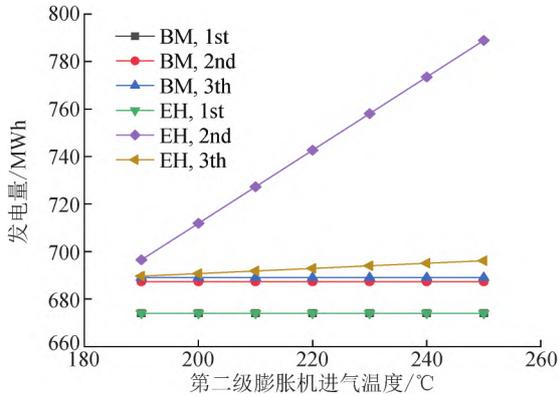


图 13 各级膨胀机发电量随加热温度的变化
Fig. 13 Variation of power generation of each stage expander with heating temperature

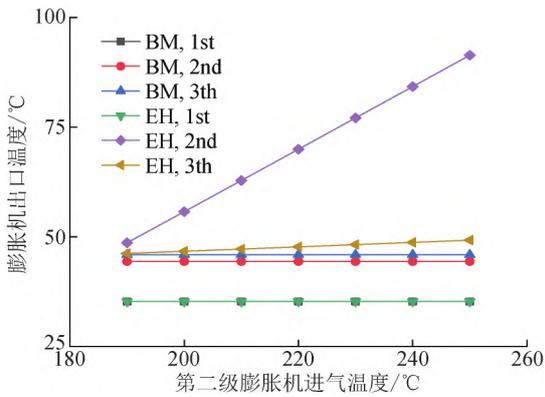


图 14 膨胀机出口空气温度随加热温度的变化
Fig. 14 Variation of expander outlet temperature with heating temperature

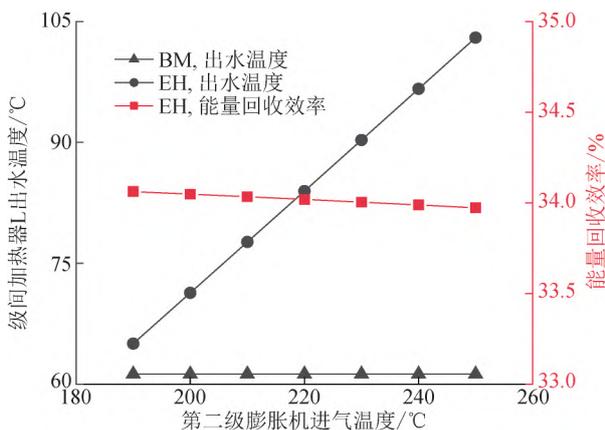


图 15 能量回收效率和出水温度随加热温度的变化
Fig. 15 Variation of energy recovery efficiency and outlet temperature with heating temperature

究,一是同时考虑系统的经济性和技术性能,二是水下储气罐的水动力学特性和锚泊系统。

4 参考文献

- [1] 前十月达142.56GW! 2023年中国光伏新增装机有望达170GW [Z/OL]. 中国电力网. [2023-11-24]. <http://www.chinapower.com.cn/tyndf/hyyw/20231122/225156.html>.
- [2] LEHTOLA T, ZAHEDI A. Solar energy and wind power supply supported by storage technology: a review [J]. *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 2019, 35: 25-31.
- [3] 国家海洋局印发《海洋可再生能源发展“十三五”规划》[Z/OL]. [2023-11-24]. https://www.mnr.gov.cn/dt/hy/201701/t20170116_2333114.html
- [4] 关于印发“十四五”可再生能源发展规划的通知[EB/OL]. [2023-11-24]. https://www.ndrc.gov.cn/xwdt/tzgg/202206/t0220601_1326720.html.
- [5] 向深远海挺进! 我国加速打造五大海上风电基地 [Z/OL]. [2023-11-24]. <http://www.sasac.gov.cn/n2588025/n2588124/c27563663/content.html>.
- [6] 郭俊, 刘升伟, 赵天阳. 含海上风储联合发电系统的韧性调度策略[J]. *电力建设*, 2023, 44(2): 92-100.
GUO Jun, LIU Shengwei, ZHAO Tianyang. Resilience scheduling strategy for offshore combined wind-storage power generation system [J]. *Electric Power Construction*, 2023, 44(2): 92-100.
- [7] 李铮, 郭小江, 申旭辉, 等. 我国海上风电发展关键技术综述[J]. *发电技术*, 2022, 43(2): 186-197.
LI Zheng, GUO Xiaojiang, SHEN Xuhui, et al. Summary of technologies for the development of offshore wind power industry in China [J]. *Power Generation Technology*, 2022, 43(2): 186-197.
- [8] 朱家宁, 张诗钿, 葛维春, 等. 海上风电外送及电能输送技术综述[J]. *发电技术*, 2022, 43(2): 236-248.
ZHU Jianing, ZHANG Shitan, GE Weichun, et al. Overview of offshore wind power transmission and power transportation technology [J]. *Power Generation Technology*, 2022, 43(2): 236-248.
- [9] 李瑞, 陈来军, 梅生伟, 等. 先进绝热压缩空气储能变工况运行特性建模及风储协同分析[J]. *电力系统自动化*, 2019, 43(11): 25-33.
LI Rui, CHEN Laijun, MEI Shengwei, et al. Modelling the off-design operation characteristics of advanced adiabatic compressed air energy storage and cooperative analysis of hybrid wind power and energy storage system [J]. *Automation of Electric Power Systems*, 2019, 43(11): 25-33.
- [10] 孙晓霞, 桂中华, 高梓玉, 等. 压缩空气储能系统动态运行特性[J]. *储能科学与技术*, 2023, 12(6): 1840-1853.
SUN Xiaoxia, GUI Zhonghua, GAO Ziyu, et al. Dynamic characteristics of compressed air energy storage system [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2023, 12(6): 1840-1853.
- [11] 侯磊, 王子驰, 李营超, 等. 压缩空气储能系统分析及多目标优化[J]. *储能科学与技术*, 2021, 10(1): 379-384.
HOU Lei, WANG Zichi, LI Yingchao, et al. Analysis and multi-objective optimization of CAES system [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2021, 10(1): 379-384.
- [12] 王志文, 熊伟, 王海涛, 等. 水下压缩空气储能研究进展[J]. *储能科学与技术*, 2015, 4(6): 585-598.
WANG Zhiwen, XIONG Wei, WANG Haitao, et al. A review on underwater compressed air energy storage [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2015, 4(6): 585-598.
- [13] 刘扬波, 陈俊生, 李全皎, 等. 海上风电水下压缩空气储能系统运行及变工况分析[J]. *南方电网技术*, 2022, 16(4): 50-59.
LIU Yangbo, CHEN Junsheng, LI Quanjiao, et al. Operation and varying load analysis of offshore wind-underwater compressed air energy storage system [J]. *Southern Power System Technology*, 2022, 16(4): 50-59.
- [14] 袁照威, 杨易凡. 压缩空气储能技术研究现状及发展趋势[J]. *南方能源建设*, 2024, 11(2): 146-153.
YUAN Zhaowei, YANG Yifan. Research status and development trend of compressed air energy storage technology [J]. *Southern Energy Construction*, 2024, 11(2): 146-153.
- [15] 郑开云, 池捷成, 张学锋. 一种双工质气体压缩储能系统及其可行性分析[J]. *南方能源建设*, 2024, 11(2): 154-161.
ZHENG Kaiyun, CHI Jiecheng, ZHANG Xuefeng. An energy storage system with binary cycle gas compression and its feasibility analysis [J]. *Southern Energy Construction*, 2024, 11(2): 154-161.
- [16] 万明忠, 杨易凡, 袁照威, 等. 大容量压缩空气储能关键技术[J]. *南方能源建设*, 2023, 10(6): 26-33.
WAN Mingzhong, YANG Yifan, YUAN Zhaowei, et al. Key technologies of large-scale compressed air energy storage [J]. *Southern Energy Construction*, 2023, 10(6): 26-33.
- [17] WANG Z W, XIONG W, TING D S K, et al. Conventional and advanced exergy analyses of an underwater compressed air energy storage system [J]. *Applied Energy*, 2016, 180: 810-822.
- [18] EBRAHIMI M, CARRIVEAU R, TING D S K, et al. Conventional and advanced exergy analysis of a grid connected underwater compressed air energy storage facility [J]. *Applied Energy*, 2019, 242: 1198-1208.
- [19] LIU Z, DING J L, HUANG X Y, et al. Analysis of a hybrid heat and underwater compressed air energy storage system used at coastal areas [J]. *Applied Energy*, 2024, 354: 122142.
- [20] CHEUNG B C, CARRIVEAU R, TING D S K. Multi-objective optimization of an underwater compressed air energy storage system using genetic algorithm [J]. *Energy*, 2014, 74: 396-404.
- [21] KARACA A E, DINCER I, NITEFOR M. A new renewable energy system integrated with compressed air energy storage and multistage desalination [J]. *Energy*, 2023, 268: 126723.
- [22] LIU Z, LIU X, YANG S J, et al. Assessment evaluation of a trigeneration system incorporated with an underwater compressed air energy storage [J]. *Applied Energy*, 2021, 303: 117648.
- [23] PIMM A J, GARVEY S D, DE JONG M. Design and testing of Energy Bags for underwater compressed air energy storage [J]. *Energy*, 2014, 66: 496-508.
- [24] DE JONG M. Commercial grid scaling of Energy Bags for underwater compressed air energy storage [J]. *International Journal of Environmental Studies*, 2014: 1-8.
- [25] 刘超群, 谢迎春, 李相坤, 等. 水下储气装置的水动力学特性分析[J]. *机电工程*, 2023, 40(8): 1284-1290.

- LIU Chaoqun , XIE Yingchun , LI Xiangkun , et al. Analysis of hydrodynamic characteristics of underwater gas storage device [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering , 2023 , 40 (8) : 1284-1290.
- [26] 王金舜,王虎,熊伟,等. 水下压缩空气储能系统储气装置的 CFD 数值模拟 [J]. 液压与气动, 2021(1) : 27-35.
WANG Jinshun , WANG Hu , XIONG Wei , et al. Numerical simulation of air storage container in underwater compressed air storage system [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics , 2021 (1) : 27-35.
- [27] 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.
- [28] 程浙武. 低温绝热压缩空气储能系统变工况性能分析及设计优化研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2019.
CHENG Zhewu. Research on off-design performance analysis and design optimization of low-temperature adiabatic compressed air energy storage system [D]. Hangzhou: Zhejiang University , 2019.
-
- 收稿日期: 2023-11-24
- 作者简介:
卜宪标(1979) 男,博士,研究员,主要研究方向为压缩空气储能与地热开发利用, E-mail: buxb@ms.giec.ac.cn;
陈昕(1991) 女,硕士研究生,主要研究方向为压缩空气储能, E-mail: chenxin@ms.giec.ac.cn;
李华山(1981) 男,博士,副研究员,主要研究方向为压缩空气储能, E-mail: lihs@ms.giec.ac.cn;
刘石(1974) 男,博士,研究员,主要研究方向为物理及化学储能, E-mail: 13925041516@139.com;
舒杰(1969) 男,博士,研究员,主要研究方向为综合能源, E-mail: shujie@ms.giec.ac.cn。
- (编辑 张小飞)