

储热储冷多场景应用专刊



重力补偿式水下压气储能性能分析

邹军武^{1,2}, 刘长春², 冷述栋³, 董兆一⁴, 周学志², 徐玉杰², 陈海生²

(¹中国科学技术大学工程科学学院, 安徽 合肥 230026; ²中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190; ³中船船舶设计研究中心有限公司, 山东 青岛 266520; ⁴内蒙古中电储能技术有限公司, 内蒙古 呼和浩特 010206)

摘要: 水下压缩空气储能是一种极具发展潜力的长时大容量储能技术, 对平滑可再生能源输出、促进海上新能源消纳具有重要价值。浅海区是海上可再生能源开发的重要区域, 但因水深受限, 使得浅海区水下压缩空气的储气压力受限, 进而导致系统效率与储能密度偏低。为提升水下压缩空气储能系统的性能, 本研究提出了一种重力补偿式水下压缩空气储能系统, 并对其系统性能以及关键参数进行分析。首先, 对所提出的重力补偿式水下恒压系统与无重力补偿的水下恒压系统进行了性能对比, 结果表明二者的能量损失均主要来自压缩机、膨胀机和电机, 该部分损失分别达到总损耗的 86.14% 和 84.32%; 在储气袋最大承压为 4 MPa 条件下, 通过配重补偿储气压力后, 系统往返效率最大可达 67.60%, 比无配重时高 2.67 个百分点, 储能密度可达 3.98 kWh/m³, 高于无配重时的 3.20 kWh/m³。其次, 探究了储气袋最大承压值、环境温度、压缩机等熵效率、膨胀机等熵效率等关键参数对系统性能的影响, 分析表明, 在设计的参数范围内, 提高膨胀机等熵效率对系统往返效率的提升最为显著, 提高储气袋最大承压值则对系统储能密度提升最为显著。本研究为浅海区水下压缩空气储能系统的设计与应用提供了技术参考。

关键词: 水下压缩空气储能; 变工况运行; 全工况效率; 热力学性能分析

doi: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2026.0111

中图分类号: TK 02

文献标志码: A

文章编号: 2095-4239 (2026) 03-872-14

Performance analysis of gravity-compensated underwater compressed air energy storage

ZOU Junwu^{1,2}, LIU Changchun², LENG Shudong³, DONG Zhaoyi⁴, ZHOU Xuezh², XU Yujie², CHEN Haisheng²

(¹School of Engineering Science, University of Science and Technology of China, Hefei 230026, Anhui, China;

²Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China; ³China Ship Design & Research Center Co., Ltd., Qingdao 266520, Shandong, China; ⁴Inner Mongolia CLP Energy Storage Technology Co., Ltd., Hohhot 010206, Inner Mongolia, China)

Abstract: Underwater compressed air energy storage (UWCAES) represents a promising long-duration and large-capacity energy storage technology that plays a pivotal role in smoothing the output and facilitating the accommodation of offshore renewables. Shallow sea

收稿日期: 2026-01-30; 修改稿日期: 2026-02-21。

基金项目: 国家自然科学基金 (52206031), 中国科协青年人才托举工程 (2024-2026QNRC001), 呼和浩特市基础研究和应用基础研究科技计划项目 (2024-科技突围-高新-1)。

第一作者: 邹军武 (1998—), 男, 硕士研究生, 研究方向为压缩空气储能, E-mail: zoujunwu@iet.cn; 通信作者: 刘长春, 副研究员, 研究方向为压缩空气储能、恒压压气储能、分布式供能等, E-mail: liuchangchun@iet.cn。

引用本文: 邹军武, 刘长春, 冷述栋, 等. 重力补偿式水下压气储能性能分析[J]. 储能科学与技术, 2026, 15(3): 872-885.

Citation: ZOU Junwu, LIU Changchun, LENG Shudong, et al. Performance analysis of gravity-compensated underwater compressed air energy storage[J]. Energy Storage Science and Technology, 2026, 15(3): 872-885.

areas are critical for the development of offshore renewable energy; however, the limited water depth therein constrains the gas storage pressure, resulting in a low energy storage density. This study proposes a gravity-compensated UWCAES system and conducts a comprehensive analysis of its performance and key operating parameters. Firstly, a performance comparison was conducted between the proposed gravity-compensated underwater energy storage system and an underwater energy storage system without gravity compensation. The results indicate that the energy losses in both systems are primarily attributed to the compressors, expanders, and motors, accounting for 86.14% and 84.32% of the total exergy loss, respectively. Under the condition of a maximum pressure of 4 MPa for the air storage bag, after compensating the air storage pressure with counterweights, the maximum round-trip efficiency of the system can reach 67.60%, which is 2.67 percentage points higher than that without counterweights. The energy storage density can reach 3.98 kWh/m³, surpassing the 3.20 kWh/m³ achieved without counterweights. Secondly, the influence of key parameters such as the maximum pressure of the air storage bag, ambient temperature, compressor isentropic efficiency, and expander isentropic efficiency on the system performance was investigated. Analysis indicates that within the designed parameter range, improving the isentropic efficiency of the expander contributes most significantly to the enhancement of the system round-trip efficiency, while increasing the maximum pressure bearing capacity of the air storage bag exerts the most prominent effect on improving the system energy storage density. This study provides a technical reference for the design and application of underwater compressed air energy storage systems in shallow sea areas.

Keywords: underwater compressed air energy storage; off-design operation; full-condition efficiency; thermodynamic performance analysis

2024年,全球可再生能源装机容量达4448 GW,占总装机容量的46%,年增长率为15.1%。国际可再生能源署(IRENA)预测,到2030年,全球可再生能源装机容量将增长至9529 GW,其中92.5%的增量来自光伏与风电^[1]。然而,风光等可再生能源受气象条件制约,具有随机性、间歇性特征,易引发功率波动^[2]。大规模可再生能源直接并网,严重威胁电网稳定安全运行。研发大容量长时储能技术、保障可再生能源高效消纳,已成为当前的重要研究方向^[3]。压缩空气储能(compressed air energy storage, CAES)具有规模大、寿命长、成本低及充放电时间灵活等优点,被认为是最具发展潜力的大规模储能技术之一^[4-6]。

根据储气装置特性的不同,压缩空气储能技术可分为恒容式与恒压式两大技术路线^[7-8]。恒压压缩空气储能系统的核心优势在于实现充放能全周期内的恒定运行压力。与恒容系统相比,恒压系统可使压缩机与膨胀机始终在高效设计工况下稳定运行,

储气装置的有效容积利用率更高,显著提升储能密度;同时可取消膨胀机前的节流阀,消除节流损失,实现系统效率的有效提升^[9-10]。根据补偿与调压手段的不同,目前实现恒压运行的方式主要有四种:①水下压缩空气储能^[11];②液压补偿式恒压压缩空气储能^[12];③机械结构补偿式恒压压缩空气储能^[13];④气体相变补偿式恒压压缩空气储能^[14]。其中,水下压缩空气储能(UWCAES)凭借其能依托海水静压力实现天然压力补偿,无需额外机械或液压调节装置即可实现稳定恒压运行,具备结构简单、运行安全性高及与海上可再生能源高度兼容等显著优势,获得了广泛关注^[15-17]。

储气室作为水下压缩空气储能系统的重要组成部分,其结构形式与材料特性对系统的储能效率、运行稳定性及规模化应用潜力有着重要影响,研究人员对此开展了大量研究工作。Seymour^[18]提出在水下压缩空气储能中使用刚性容器对压缩空气进行存储,通过海水的流入流出保持压缩空气压力的恒

定,但存在高压空气在水中溶解导致的空气损失问题。为降低储气袋材料成本以及评估储气袋在水下应用的可行性,Pimm等^[19-20]建立了用于海底压缩空气储能的柔性织物储气袋的轴对称理论模型与优化框架,通过数值计算揭示了采用悬挂配重与负压基底设计可最小化材料成本;并且通过实验室与真实海洋环境下的实验测试,对储气袋进行可行性验证评估,证实了其具备规模化应用的潜力。为了研究储气袋的材料特性、运行特性和运行策略,Su等^[21]建立了一个水下试验台揭示了柔性气囊作为水下空气储存装置的工作特性,研究了圆柱形和球形气囊在水下充放时的变形特性,研究表明变形特性不受充气速度影响,平均变形速率与形状无关,以及对于多气囊协同工作,建议优先采用以下两种方式:一是对每个气囊进行独立充气;二是将形状、体积相同且位于同一深度的气囊进行并联充气,这为储气袋作为水下储能装置的实际应用提供了重要参考。Ren等^[22]设计并实验验证了一种集成多气囊与可调压载舱的水下压缩空气柔性储能系统。该装置能通过调节浮力和重力比来调整在水下的位置,将海上风电等可再生能源转换为低温高压压缩气体进行储存,为水下压缩空气储能提供了新方法和设计,增加了多气囊组合储能的研究。

为了提升水下压缩空气储能系统的能效与品质,研究人员在系统集成与性能优化方面展开了相关研究,主要聚焦于与其他综合能源系统的集成、系统能效提升及经济性改善三个层面。Cheung等^[23]提出一种基于多目标遗传算法的优化方法,以系统往返效率、运行利润和总成本率为目标,对水下压缩空气储能系统进行整体配置优化,确定其在给定约束下的最优系统设计方案。Wang等^[24]提出了一种多级水下压缩空气储能系统,通过不同深度的储气装置实现多级压力存储并结合电池储能,这种结构能有效应对可再生能源的波动性输入,系统在多种运行模式下整体效率可达62%~81%。Wang等^[25]通过热力学建模与焓分析表明,在集成漂浮式海上风电时,水下压缩空气储能系统在效率与储能密度上总体优于地下系统,但其优势在储能压力超过膨胀机额定入口压力后会因节流损失而减弱。Liu等^[26]通过热力学与经济性分析表明,在100米浅海水域,集成电加热固体蓄热的混合储能系统,相比单独的UWCAES系统,可将综合效率从

29.9%提升至44.4%,净现值从4039万美元显著提高至6741万美元。该系统不仅能有效利用被弃用的波动性可再生能源,也显著改善了浅海储能的经济性瓶颈与整体能源利用率。Liu等^[27]提出一种集成水下压缩空气储能、电储热与喷射制冷的新型三联产系统,通过电储热将波动性可再生能源转化为高品质热能驱动系统,实现了冷、热、电的联供与梯级利用,系统整体焓效率可达55.85%。

为了促进UWCAES系统的实际应用,研究人员对系统与可再生能源的耦合展开了研究,Liu等^[28]开创性地开展了对等压空气能量储存与风能耦合控制策略的实验性研究,其通过PID实时调节压缩机转速以有效吸收波动风电,且误差在 $\pm 5\%$ 以内。验证了等压压缩空气储能系统作为风电侧储能的工程可行性与潜力。Karaca等^[29]提出并研究了一种集成水下压缩空气储能、有机朗肯循环(ORC)与多级海水淡化的风光互补能源系统,旨在为其实现电力、淡水和零排放交通燃料的可持续联供。该系统年供电365 GWh、日产淡水376吨,并可支持168辆气动车辆运行,整体能效与焓效分别达62.8%和48.5%。

当前,水下压缩空气储能的研究主要集中在储气室结构设计与分析、系统集成与性能分析、可再生能源系统耦合应用等方面。然而,面向0~200 m浅海区的水下压缩空气储能技术,其核心瓶颈在于现有系统在浅海水深条件下的储能压力较低,导致系统效率和储能密度受限,针对该瓶颈的系统化解决方案与性能分析仍显不足。这直接制约了水下压缩空气储能系统与浅海可再生能源的适配性,也限制了应用场景的拓展。目前由复合材料制成的输气管道承压最高可达25 MPa^[30],若直接用于浅水区储气只能是恒容储气或低压恒压储气。本研究提出一种重力补偿式水下压缩空气新型储能系统(GC-UWCAES),该系统可通过重物块的重力对水压进行补偿,配合柔性储气装置本身承压,提升在浅海条件下恒压储能压力,进而有效提升系统往返效率与储能密度。同时分析该新型储能系统的热力学性能并将其与无重物块配重的水下恒压系统进行对比,探究了储气袋最大承压值、环境温度、压缩机效率、膨胀机效率、换热器压力损失系数等关键参数对GC-UWCAES系统性能的影响规律。

1 系统流程

本研究所提出的重力补偿式水下压缩空气储能系统(GC-UWCAES)如图1所示,该系统主要由压缩机、膨胀机、间冷器、后冷器、再热器、热水罐、冷水罐、节流阀和储气装置组成。

在储能阶段,来自电网的低谷电力或风、光多余电力驱动压缩机工作。采用四级压缩的方式将来自环境中的常温常压空气压缩成高压状态储存在储气室中。在此阶段,系统先以恒定压力(此恒定压力为静水压力与重物块补偿压力之和)向储气袋充气,随着空气持续注入,储气袋容积逐步增大,直至储气袋体积达到设计最大值。随后,系统继续向储气袋充气,此时储气袋将转入定容状态,内部压力随之逐步升高,当储气袋压力达到设定的最大存储压力时(最大存储压力即为储气袋的最大承压值),储能过程终止。空气在压缩过程中产生大量的压缩热通过间冷器回收,来自冷罐的冷水吸收压缩热后储存在热水罐中。

在释能阶段,高压空气释放,被来源于热罐中的热水加热后进入膨胀机膨胀做功发电,同时,被高压空气冷却后的循环水通过散热器散热至常温,并储存在冷水罐中。在此阶段,储气袋先以定容状态将空气排出,直至储气袋内空气压力降至对应的静水压力与重物块补偿压力之和。随后,若继续排气,储气袋将转入恒压排气状态,储气库中空气质量随之逐步下降,当储气袋内空气完全被释放,释能过程终止。储气装置在释能阶段的运行状态可视

为储气阶段运行状态的逆过程。

储气装置主要由支撑座、柔性储气袋、重物块、限位柱与定位环五部分组成,其结构布置如图2所示。支撑座为梯形棱台结构,放置于海床,作为装置抗浮力的核心配重,用于承托并固定柔性储气袋,同时为限位柱提供稳固的安装基座,并承担重物块升降过程中的全部荷载。柔性储气袋采用圆柱形结构水平布置于支撑座上方;重物块覆盖于储气袋上方,通过自身重力对袋内气体实现压力补偿,同时作为压载体维持储气袋稳定。限位柱贯穿重物块,下端锚固于支撑座,上端设有定位环,可约束重物块在充、排气过程中仅做垂直升降运动,同时避免储气袋发生侧向偏移;定位环起到固定限位柱作用。

图2(c)为初始充气时储气装置示意图,此时储气袋只有少量空气,随着外部压缩空气不断充入柔性储气袋,袋体在内部气压作用下膨胀,容积持续增大,并推动上部重物块沿限位柱做竖直向上的位移运动,图2(d)为储气袋半充满时的储气装置示意图,图2(e)为储气袋完全充满时的储气装置示意图。储能全过程中,配重块的重力保持恒定,从而保证压缩空气在储能过程中实现等压充气与恒压储能。

2 系统建模

2.1 压缩机

压缩机的出口温度和压缩空气所耗功率可以表示为:

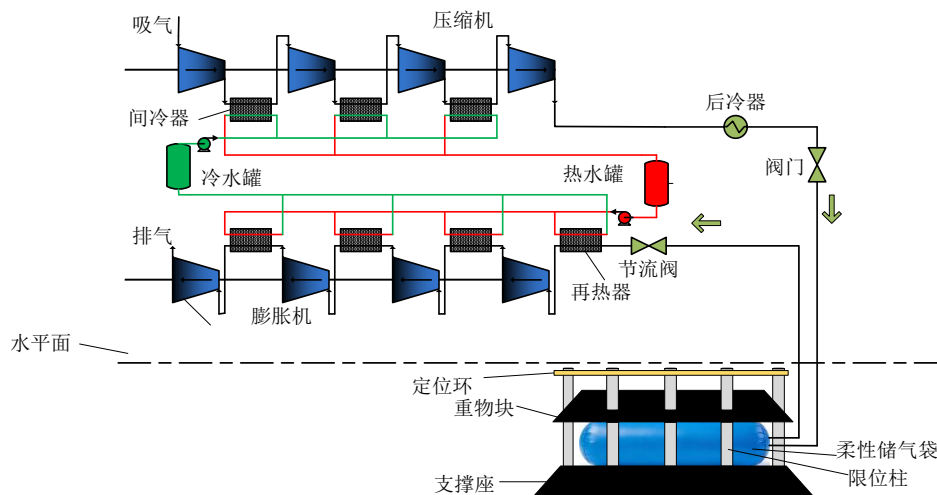


图1 一种GC-UWCAES系统流程图

Fig. 1 A flowchart of GC-UWCAES system

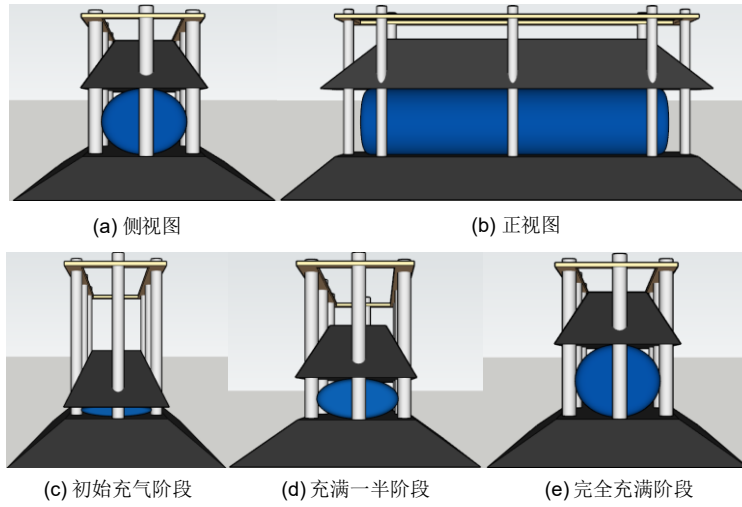


图2 储气装置示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the gas storage device

$$T_{out} = T_{in} \left[1 + \left(\frac{\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \right) \right] \quad (1)$$

$$W_c = \dot{m}_{a, charge} (h_{out, c} - h_{in, c}) \quad (2)$$

$$E_c = W_c / \eta_{mot} \quad (3)$$

式中, $\dot{m}_{a, charge}$ 表示流经压缩机的空气质量流量; $h_{out, c}$ 与 $h_{in, c}$ 分别指压缩机出口与入口处的工质比焓; η_c 为压缩机等熵效率, π_c 为压缩机压缩比, k 为空气绝热系数, E_c 为单位时间压缩空气所耗电能, η_{mot} 为电机效率。

压缩机在非设计工况下运行时, 压比、效率、流量等核心运行参数将随之产生变化。针对这一运行特性, 文献[31]基于实验数据与相应的物理机制分析, 拟合推导得出了压缩机通用特性曲线的计算表达式:

$$\dot{\epsilon}_c = c_1 (\dot{n}_c) \dot{G}_c^2 + c_2 (\dot{n}_c) \dot{G}_c + c_3 (\dot{n}_c) \quad (4)$$

$$\dot{n}_c = \left[1 - c_4 (1 - \dot{n}_c)^2 \right] \left(\frac{\dot{n}_c}{\dot{G}_c} \right) \left(2 - \frac{\dot{n}_c}{\dot{G}_c} \right) \quad (5)$$

$$\begin{cases} c_1 = \frac{\dot{n}_c}{q \left(1 - \frac{m}{\dot{n}_c} \right) + \dot{n}_c (\dot{n}_c - m)^2} \\ c_2 = \frac{q - 2m\dot{n}_c^2}{q \left(1 - \frac{m}{\dot{n}_c} \right) + \dot{n}_c (\dot{n}_c - m)^2} \\ c_3 = -\frac{qm\dot{n}_c - m^2\dot{n}_c^3}{q \left(1 - \frac{m}{\dot{n}_c} \right) + \dot{n}_c (\dot{n}_c - m)^2} \\ c_4 = 0.3 \end{cases} \quad (6)$$

式中, $\dot{\epsilon}_c$ 为相对压比; $\dot{n}_c$ 为相对折合转速; $\dot{G}_c$ 为相对折合流量; $\dot{n}_c$ 为相对折合等熵效率。本研究

压缩机, 取值 $m = 1.8$, $q = 1.8$ 。

2.2 膨胀机

膨胀机的出口温度和空气经膨胀机的输出功率可以表示为:

$$T_{out} = T_{in} \left\{ 1 - \eta_t \left[1 - \pi_t^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\} \quad (7)$$

$$W_t = \dot{m}_{a, discharge} (h_{in, t} - h_{out, t}) \quad (8)$$

$$E_t = W_t \times \eta_{mot} \quad (9)$$

式中, $\dot{m}_{a, discharge}$ 表示流经膨胀机的空气质量流量; h_{in} 与 h_{out} 分别为膨胀机入口与出口处的工质比焓; η_t 为膨胀机等熵效率; π_t 为膨胀机膨胀比; k 为空气绝热系数; E_t 为膨胀过程中单位时间输出的电能; η_{mot} 为电机效率。

膨胀机在非设计工况下运行时, 压比、效率等参数随流量等参数变化而变化。其内部气流的流动特性与喷管的高速气流膨胀规律具有相似性, 因此根据喷管通流特性的弗留格尔公式的修正可以得到膨胀机的通用通流特性公式^[32]:

$$\dot{G}_t = \sqrt{1.4 - 0.4\dot{n}_t} \cdot \sqrt{\frac{1/\pi_t^2 - 1}{1/\pi_{t0}^2 - 1}} \quad (10)$$

$$\dot{n}_t = \left[1 - t_4 (1 - \dot{n}_t)^2 \right] \cdot \left(\frac{\dot{n}_t}{\dot{G}_t} \right) \cdot \left(2 - \frac{\dot{n}_t}{\dot{G}_t} \right) \quad (11)$$

式中, $\dot{G}_t$ 为相对折合流量; $\dot{n}_t$ 为相对折合转速; π_t 为膨胀比; 下标 0 代表设计值。 $\dot{n}_t$ 是相对折合等熵效率。本研究膨胀机, 取值 $t_4 = 0.3$ 。

2.3 换热器

换热器包括间冷器和再热器。在间冷器中, 空气释放的热量和循环水吸收的热量相等。其能量平

衡方程可表示为：

$$\dot{m}_{a, \text{charge}} (h_{a, \text{in, inte}} - h_{a, \text{out, inte}}) = \dot{m}_{w, \text{charge}} (h_{w, \text{out, inte}} - h_{w, \text{in, inte}}) \quad (12)$$

式中，下标 **a** 表示空气；**w** 表示循环水；**in** 和 **out** 分别表示入口和出口；**inte** 表示间冷器。

同时热量传递满足传热方程：

$$\dot{m}_{a, c} (h_{a, \text{in, inte}} - h_{a, \text{out, inte}}) = k_{\text{inte}} A_{\text{inte}} \Delta T_{\text{inte}} \quad (13)$$

式中， k_{inte} 为传热系数； A_{inte} 为换热面积； ΔT_{inte} 为空气和水的对数平均换热温差。

空气经间冷器会产生一定的压损，该压损的计算可采用管道压损模型^[33-34]：

$$\frac{\Delta p / p_{\text{in}}}{(\Delta p / p_{\text{in}})_{\text{d}}} = \frac{\left(\frac{\dot{m} \sqrt{T}}{p_{\text{in}}} \right)_{\text{in}}^2}{\left(\frac{\dot{m} \sqrt{T}}{p_{\text{in}}} \right)_{\text{in, d}}^2} \quad (14)$$

式中， Δp 为空气经间冷器/再热器的压力损失； T 为温度； p 为压力；下标 **in** 表示入口参数，**d** 表示设计值。

从各级间冷器出来的热水混合满足能量守恒：

$$\sum_{i=1}^N \dot{m}_i h_{i, \text{out}} = h_{\text{in, tank}} \sum_{i=1}^N \dot{m}_i \quad (15)$$

式中， $\dot{m}_i$ 为各级间冷器的循环水流量； $h_{i, \text{out}}$ 为各级间冷器出口循环水的比焓； $h_{\text{in, tank}}$ 为热水罐中热水的比焓。

再热器中的能量平衡方程和传热方程与间冷器中方程式类似。与间冷器一样，再热器也为气液换热，压损计算同样采用式(12)。

2.4 节流阀

节流阀计算模型采用简化处理，设定节流过程为绝热过程，在此过程中流体的焓值保持不变，表示为：

$$h_{\text{in}} = h_{\text{out}} \quad (16)$$

焓损可表示为：

$$E_{\text{d}} = E_{\text{in}} - E_{\text{out}} \quad (17)$$

式中， E_{in} 和 E_{out} 分别为节流阀进出口焓损。

2.5 储气装置

由于空气与水存在较大密度差，压缩空气在水下会受到较大的浮升力，为使储气装置稳定于海床，需抵消压缩空气带来的浮力作用。本研究 GC-UWCAES 系统的重物块对储气袋除了起到补偿压力的作用，还起到对储气袋进行压载的作用，储气袋中空气所受浮力，重物块所受浮力，储气袋中空气所受重力为：

$$\begin{cases} F_{\text{buoy, air}} = \rho_{\text{sea}} g V_{\text{storage}} \\ F_{\text{buoy, ballast}} = \rho_{\text{sea}} g V_{\text{ballast}} \\ G_{\text{air}} = \rho_{\text{air}} g V_{\text{storage}} \end{cases} \quad (18)$$

式中， $F_{\text{buoy, air}}$ 为储气袋中空气所受浮力， $F_{\text{buoy, ballast}}$ 为重物块所受浮力， G_{air} 为储气袋中空气所受重力， ρ_{sea} 为海水密度， ρ_{air} 为空气密度， V_{storage} 为储气袋最大体积。

根据受力分析，可知用于平衡压缩空气浮力所需的最小压载力为：

$$G_{\text{ballast, min}} = F_{\text{buoy, air}} + F_{\text{buoy, ballast}} - G_{\text{air}} = \frac{\rho_{\text{ballast}}}{\rho_{\text{ballast}} - \rho_{\text{sea}}} (\rho_{\text{sea}} - \rho_{\text{air}}) V_{\text{storage}} g \quad (19)$$

式中， $G_{\text{ballast, min}}$ 为所需最小压载力， ρ_{ballast} 为重物块密度。

因为重物块是在水下环境作用于储气袋，所以需要考虑重物块自身所受浮力，其对储气袋的有效配重可表示为：

$$G_{\text{eff, ballast}} = G_{\text{ballast}} - F_{\text{buoy, ballast}} = m_{\text{ballast}} g - \rho_{\text{sea}} g \frac{m_{\text{ballast}}}{\rho_{\text{ballast}}} \quad (20)$$

式中， $G_{\text{eff, ballast}}$ 为重物块有效配重， G_{ballast} 为重物块重力， m_{ballast} 为重物块质量。

储气袋在恒压储能阶段的储气压力等于大气压、静水压力与重物块补偿压力之和，可表示为：

$$P_{\text{airbag}} = P_{\text{atm}} + \rho_{\text{sea}} g H + \frac{m_{\text{ballast}} g}{A} \left(1 - \frac{\rho_{\text{sea}}}{\rho_{\text{ballast}}} \right) \quad (21)$$

根据储气袋恒压段所需的储气压力，可以匹配相应重量的重物块，重物块质量可表示为：

$$m_{\text{ballast}} = \frac{A \rho_{\text{ballast}}}{g (\rho_{\text{ballast}} - \rho_{\text{sea}})} (P_{\text{airbag}} - P_{\text{atm}} - \rho_{\text{sea}} g H) \quad (22)$$

式中， P_{airbag} 为储气室压力， P_{atm} 为大气压， ρ_{sea} 为储气库所处环境水的密度， H 为水深， m_{ballast} 为重物块质量， A 为重物块与储气袋接触面积， ρ_{ballast} 为重物块密度。储气袋在恒容储能阶段的储气压力变化与恒容储气库压力变化原理一致，可由质量守恒与能量守恒方程推导得到：

$$\frac{dp}{dt} = \frac{R c_p}{V c_v} (\dot{m}_{\text{in}} T_{\text{in}} - \dot{m}_{\text{out}} T) - \frac{K_w A_w R}{V c_v} (T - T_{\text{env}}) \quad (23)$$

式中， m_{in} 、 m_{out} 为储气室充、放气时的空气质量流量， T 为储气室内空气温度， T_{env} 为环境温度， K_w 为储气室内空气与环境的换热系数， A_w 为储气室的换热表面积， c_p 、 c_v 分别为定压、定容比热容， R 是气体常数， V 是储气袋充满时的体积。

因为柔性储气袋位于水下，与周围环境换热作用比较强，故储气袋内空气温度在恒压和恒容段均

可视为与环境温度相等。

$$T_{\text{airbag}} = T_{\text{sea}} \quad (24)$$

2.6 系统性能评价指标

本研究提出储能密度(ESD)和系统往返效率(ESE)两个性能评价指标来衡量系统的能量转化与利用^[35]。

储能密度定义为系统在释能阶段膨胀机的总输出功与储气袋的最大设计体积之比：

$$\text{ESD} = \frac{\int_0^{t_{\text{dischar}}} W_t dt}{V_{\text{storage}}} \quad (25)$$

系统往返效率定义为系统在一个完整储释能循环中，释能阶段膨胀机的总输出电能与储能阶段压缩机的总耗电能之比：

$$\text{ESE} = \frac{\int_0^{t_{\text{dischar}}} E_t dt}{\int_0^{t_{\text{char}}} E_c dt} \quad (26)$$

式(25)与(26)中， t_{dischar} 、 t_{char} 分别表示放电时间和充电时间， W_t 表示放电期间膨胀机输出功率， V_{storage} 表示储气袋最大体积， E_t 为膨胀过程中单位时间输出的电能， E_c 为单位时间压缩空气所耗电能。

3 系统性能分析

本研究运用 Python 进行模型建立与计算，所采用的热力学模型与文献[36]中的热力学模型一致，其可靠性已经经过验证。本研究选定 150 m 作为水下压缩空气储能系统的工作水深，该水深可满足未来一段时期海上风电的发展需求，其对应的静水压力约为 1.5 MPa。

本节首先在选定的水深条件下，模拟计算了 GC-UWCAES 系统在不同恒压储气压力下(即对应不同配重补偿后的压力)的实际运行性能，然后在相同的设计参数条件下模拟计算了无重力补偿时 UWCAES 系统在实际运行工况下的系统性能，对两者性能结果进行对比分析。

3.1 性能参数选取

系统设计参数如表 1 所示。柔性储气装置的承压能力与其直径存在较大关联，本研究柔性储气袋取最大承压值为 4 MPa。

3.2 性能对比分析

为探究重物块配重对 GC-UWCAES 系统性能的影响规律，在静水压力 1.5 MPa 的基础上，通过

表 1 系统设计点基本参数

Table 1 Basic design parameters for the system

参数	数值
最大储气压力/MPa	4
储能时间/h	5
释能时间/h	2.5
储气袋最大体积/m ³	6200
储气袋长度/m	59
储气袋直径/m	11.5
重物块底面长/m	60
重物块底面宽/m	12.5
重物块密度/(kg/m ³)	7800
海水密度/(kg/m ³)	1025
环境温度/K	298.15
大气环境压力/MPa	0.1
压缩机设计背压/MPa	4
间冷器两端换热器温差/K	5
再热器热端换热温差/K	5
压缩机等熵效率/%	86
膨胀机等熵效率/%	88
电机效率/%	95

调整重物块配重获得不同恒压储气压力，并对系统性能进行对比分析。表 2 给出了不同目标恒压储气压力对应的重物块配重。

表 2 不同目标恒压储气压力对应的重物块配重

Table 2 Counterweights of the weight block under different target constant-pressure charging pressures

恒压储气压力/MPa	重物块配重/kg
1.5	0
2.0	3.45×10 ⁷
2.5	7.86×10 ⁷
3.0	1.23×10 ⁷
3.5	1.67×10 ⁸
4.0	2.11×10 ⁸

图 3(a)、(b)分别给出了不考虑节流和考虑节流时 GC-UWCAES 系统在不同恒压储气压力下(即对应不同配重补偿后的压力)的实际运行性能，其中，节流阀出口压力与膨胀机设计压力均为不同配重下对应的恒压储气压力。由图 3(a)可知，不考虑节流时，系统的往返效率和储能密度均随恒压储气压力的升高而增大。当通过配重补偿实现的恒压储气压力从 1.5 MPa 增大到 4 MPa 时，系统往返效率从 64.93% 上升到 67.60%。这是因为在压缩过程中，恒压储气压力的提升使压缩机运行压力逐渐靠近设计工况，等熵效率随之提高；同时，更高的恒压储

气压力可增大压缩过程中恒压压缩的工质质量占比,相应减小变压压缩的质量占比。上述两方面因素共同作用,使得压缩过程的不可逆损失降低。在释能阶段,随着恒压储气压力的提升,系统恒压释能段的工质质量占比增大,变压释能段的质量占比相应减小。这使得膨胀机在设计工况下运行的比例提升,偏离设计点的变工况运行比例降低,释能阶段的不可逆损失也得以降低,因此系统的往返效率增大。储能密度由 3.20 kWh/m^3 提升至 3.98 kWh/m^3 ,其原因在于,随着恒压储气压力的升高,释能阶段的不可逆损失减小,单位质量空气的膨胀做功相应增加。在系统最大储气容积与最高储气压力保持不变的前提下,储气总质量基本恒定,从而使系统总释能输出功增大,最终实现储能密度的提升。由图3(b)可知,考虑节流损失时,系统往返效率与储能密度随恒压储气压力的变化规律,与不考虑节流时基本一致,但在相同恒压储气压力下,其往返效率与储能密度均低于不考虑节流的工况。这表明,尽管节流调节可使膨胀机维持在设计工况运行,进而降低膨胀机内部的不可逆损失,但其引入的节流不可逆损失占据主导,最终导致系统整体性能下降。

根据上述分析,在储气袋最大承压能力为 4 MPa 的条件下,通过重力补偿使恒压储气压力达到 4 MPa 时,GC-UWCAES系统的性能最优。因此,选取该工况下的GC-UWCAES系统,与无重力块补偿的UWCAES系统进行性能对比,对比的两系统均不考虑节流。

图4(a)、(b)分别给出了UWCAES系统在实际运行工况下储/释能阶段储气袋压力以及比耗功(定义为存储单位质量压缩空气消耗的压缩功)和比出功(定义为释放单位质量压缩空气输出的膨胀功)随时间的变化。储能阶段分为恒压储气段和恒容储气段,恒压储气段压缩机背压始终等于对应水深的静水压力,为 1.5 MPa ,恒容储气段压缩机背压随储气袋压力从 1.5 MPa 持续升至 4 MPa 。释能过程储气袋的压力变化则为压缩过程的逆过程。

由图4(a)可知,在储能阶段的恒压充电段,压缩比耗功保持恒定,而在储气袋体积达到最大后的恒容充电阶段,压缩比耗功不断增加。储能过程中比耗功的上述变化特性主要由压缩机的变工况特性决定,储气压力不变时,压缩机背压恒定,压缩机

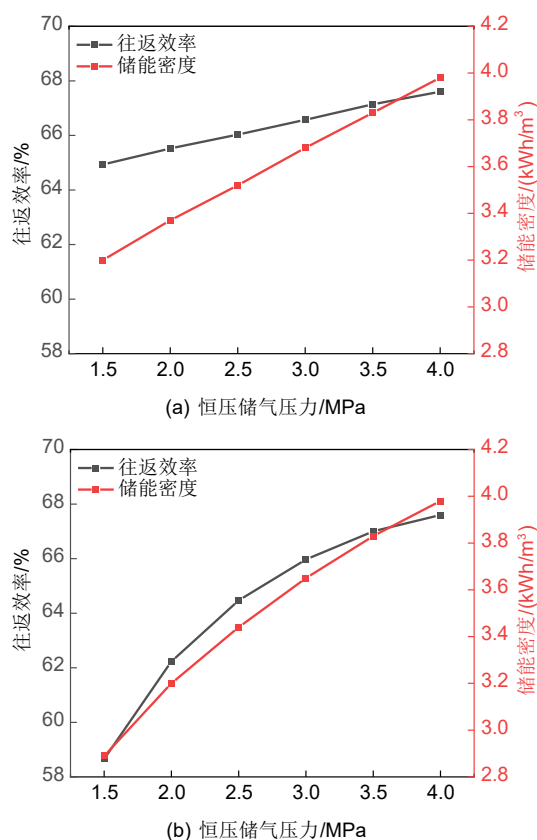


图3 (a) 不考虑节流时系统性能随恒压储气压力变化;
(b) 考虑节流时系统性能随恒压储气压力变化

Fig. 3 (a) Variation of system performance with isobaric air storage pressure without throttling;
(b) Variation of system performance with isobaric air storage pressure with throttling

的压比和等熵效率均恒定,所以单位质量空气压缩功耗保持不变;而当储气压力逐渐增大时,压缩机的背压也不断增大,压缩机压比随出口背压的上升而增大,尽管此阶段压缩机效率存在提升,但压缩机压比增大对比耗功的抬升作用,超过了效率提升所带来的降耗效果,最终使得单位质量空气的压缩功耗呈现上升的趋势。由图4(b)可知,在释能阶段的恒容放电阶段,储气袋压力不断下降,膨胀机入口压力也不断下降,膨胀机膨胀比随入口压力下降而减小,因此单位质量空气的膨胀做功呈下降趋势,而在恒压放电阶段,膨胀比和等熵效率均保持恒定,因此单位质量空气的膨胀做功也保持恒定。

为分析两个系统能量转化过程中不可逆损失的来源与占比以及能量分布,图5(a)、(b)和图6分别给出了GC-UWCAES系统与UWCAES系统在实际运行工况下的焓损失分布和能量分布。由图5(a)、

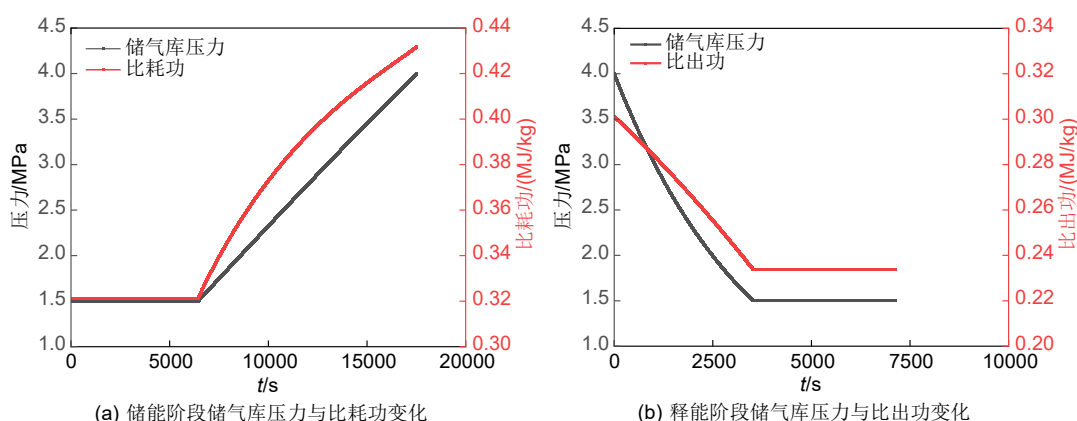


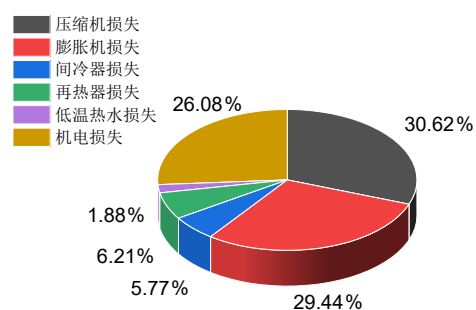
图4 (a) 储能阶段储气库压力与比耗功变化; (b) 释能阶段储气库压力与比出功变化

Fig. 4 (a) Variation of gas storage pressure with specific power consumption during the energy storage stage; (b) Variation of gas storage pressure with specific work output during the energy release stage

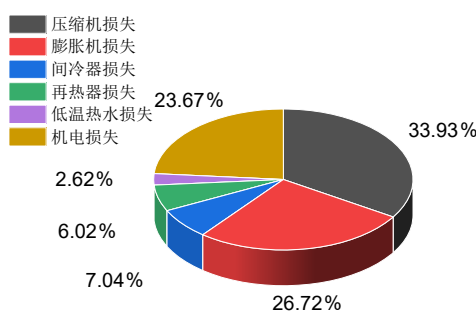
(b)可知, GC-UWCAES 与 UWCAES 两个系统的焓损主要集中于压缩机、膨胀机、机电损失三个环节, 其中 GC-UWCAES 的这部分损失占总焓损的 86.14%, UWCAES 的这部分损失占总焓损的 84.32%。这表明, 压缩与膨胀过程中能量转换的不可逆性, 以及机电转换环节的固有损耗, 是两个系统不可逆损失的主要来源, 也是系统性能优化的关键方向。由图6可知 GC-UWCAES 系统的压缩机损失占输入总能量的 9.92% 小于 UWCAES 系统的 11.9%, 这是因为 GC-UWCAES 系统的恒压储气压力为 4 MPa, 其压缩过程无变压充气阶段, 在压缩过程中压缩机始终在设计工况下运行, 压缩机实际运行的等熵效率为设计效率, 压缩过程的不可逆损失较少; 而 UWCAES 系统的恒压储气压力为 1.5 MPa, 其压缩过程分为 1.5 MPa 的恒压压缩段和 1.5~4 MPa 的变压压缩段, 在压缩过程中压缩机始终偏离设计工况, 压缩机在低效区间持续运行, 不可逆损失较大; GC-UWCAES 系统的间冷器损失占输入总能量的 1.87% 小于 UWCAES 系统的 2.47%, 这是因为 GC-UWCAES 系统的压缩机始终在设计工况下运行, 而 UWCAES 系统的压缩机运行工况显著偏离设计工况, 因此在实际运行时, UWCAES 系统压缩机等熵效率更小, 压缩机出口温度和压力更大, 使得间冷器进口温度与压力更大, 造成传热损失和压损更大, 且变工况下各级热水温度温差更大, 造成的混合热水损失增大, 所以 UWCAES 系统的间冷器损失更大; GC-UWCAES 系统的低温热水损失占输入总能量的 0.61% 小于

UWCAES 系统的 0.92%, 这是因为在变工况下, 压缩机偏离设计点运行, 等熵效率降低, 致使 UWCAES 系统压缩过程出口温度更高, 从而热水温度也更高, 进而使得热水冷却过程的损失更大。

表3给出了 GC-UWCAES 系统(恒压储气压力为 4 MPa)与 UWCAES 系统在实际运行工况下的性



(a) GC-UWCAES 系统焓损占比分布图



(b) UWCAES 系统焓损占比分布图

图5 (a) GC-UWCAES 系统的焓损占比分布; (b) UWCAES 系统的焓损占比分布

Fig. 5 (a) Exergy loss ratio distribution of the GC-UWCAES system; (b) Exergy loss ratio distribution of the UWCAES system

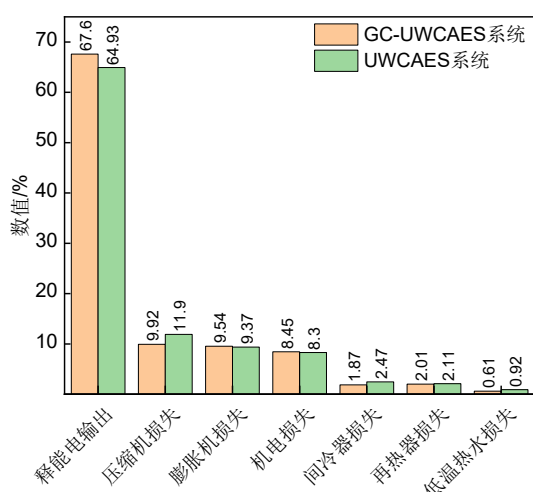


图6 GC-UWCAES系统与UWCAES系统的能量分布对比

Fig. 6 Comparison of energy distribution between GC-UWCAES system and UWCAES system

能结果对比。由表可知, GC-UWCAES系统的平均压缩比耗功为0.43 MJ/kg, 大于UWCAES系统的0.36 MJ/kg。这是因为GC-UWCAES系统在整个储能阶段始终在4 MPa设计压力下充电, 压缩过程压比恒定, 对应的比耗功保持稳定。相比之下, 无重力配重的传统UWCAES系统需先在1.5 MPa压力下恒压充电, 待储气袋充满至最大体积后, 再进入1.5~4 MPa的变压充电阶段, 其储能过程中的实际运行压比要低于GC-UWCAES系统。因此, GC-UWCAES系统的平均单位质量压缩耗功高于传统UWCAES系统。GC-UWCAES系统的平均膨胀比功为0.32 MJ/kg, 大于UWCAES系统的0.25 MJ/kg。这是因为GC-UWCAES系统释能过程的膨胀比大于UWCAES系统释能过程膨胀比。GC-UWCAES系统往返效率为67.60%, 比无配重时高2.67个百分点, 储能密度为3.98 kWh/m³, 高于无配重时的3.20 kWh/m³。

3.3 系统敏感性分析

本节主要研究储气袋最大承压值、环境温度、压缩机效率、膨胀机效率、换热器压力损失系数五个关键参数对GC-UWCAES系统性能的影响。其中GC-UWCAES系统处于150 m工作水深, 并通过配重补偿使得恒压储气压力为4 MPa, 分析中若无特殊说明则不考虑节流作用。

3.3.1 储气袋最大承压值

在水深与配重参数一定、压缩机设计背压取储

表3 GC-UWCAES系统与UWCAES系统在实际运行工况下的性能结果对比

Table 3 Comparison of performance results between GC-UWCAES system and UWCAES system under actual operating conditions

性能参数	GC-UWCAES	UWCAES
平均压缩比耗功/(MJ/kg)	0.43	0.36
平均膨胀比功/(MJ/kg)	0.32	0.25
系统往返效率/%	67.60	64.93
储能密度/(kWh/m ³)	3.98	3.20

气袋最大承压值、膨胀机设计入口压力取对应的恒压储气压力的条件下, 分析储气袋最大承压值对系统整体性能的影响规律。图7(a)所示为不考虑节流时系统性能随储气袋最大承压值的变化规律, 此时膨胀机入口压力随储气袋压力变化而变化, 由图可知系统往返效率随储气袋最大承压值增大而降低, 储能密度则随储气袋最大承压值增大而升高, 当储气袋最大承压值从4 MPa升至6 MPa时, 系统往返效率从67.60%降到66.67%, 储能密度从3.98 kWh/m³升到6.15 kWh/m³。这是因为, 当储气袋最大承压值从4 MPa升至6 MPa时, 系统的充电阶段会增加一个从4 MPa到最大储气压力的变压充电段, 在变压充电阶段, 压比增大使得压缩耗功增大, 虽然该阶段压缩机等熵效率在逐渐接近压缩机的设计等熵效率, 但由于变压充电段的存在使得整个充电阶段的不可逆损失增加。在释能阶段的变压放电段, 膨胀机入口压力高于设计值, 虽然入口压力升高会使得输出功率增加, 在释能阶段的变压放电过程中, 膨胀机入口压力高于设计值。尽管入口压力升高会提升输出功率, 但膨胀机等熵效率会因偏离设计工况而降低, 导致释能阶段不可逆损失增大。最终, 单位质量气体的膨胀功增幅小于压缩耗功增幅, 系统往返效率随之下降。而储能密度升高, 这是因为储气袋最大承压值升高时, 储气袋的气体质量会增加, 使得系统储存的能量增多, 且储气袋最大体积保持不变。图7(b)所示为考虑节流时系统性能随储气袋最大承压值的变化规律, 其中系统往返效率随储气袋最大承压值升高从67.60%降低到65.66%, 而储能密度从3.98 kWh/m³升到6.05 kWh/m³。可知相对于不考虑节流, 考虑节流时系统往返效率的下降幅度更大, 储能密度的增长幅度更小, 这是因为节流作用引起的节流损失使得

释能过程不可逆损失增加, 释能阶段净输出功减少, 所以考虑节流时系统往返效率的下降幅度更大, 储能密度的增长幅度更小。

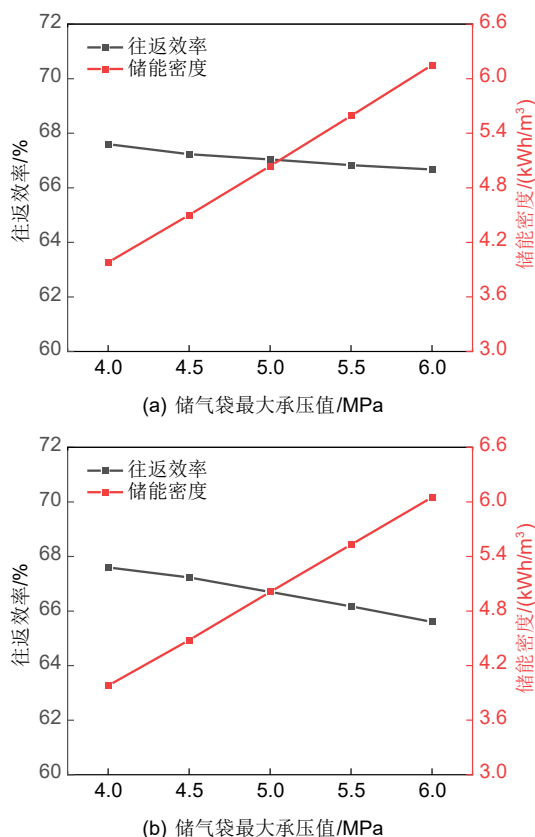


图 7 (a) 不考虑节流时系统性能随储气袋最大承压值变化; (b) 考虑节流时系统性能随储气袋最大承压值变化
Fig. 7 (a) Variation of system performance with the maximum bearing pressure of the gas storage bag without considering throttling; (b) Variation of system performance with the maximum bearing pressure of the gas storage bag considering throttling

3.3.2 环境温度

图 8 所示为环境温度变化对系统往返效率和储能密度的影响规律, 取环境温度为 5~25℃, 由图可知, 系统往返效率随环境温度的升高而升高。这是因为, 环境温度升高使得压缩机出口温度升高, 进而使得热水罐热水温度升高, 该温度的提升增强了释能阶段的加热能力, 最终使得膨胀机入口温度升高, 膨胀机入口温度的升高增大了单位质量空气的膨胀功输出, 导致总膨胀功增加。虽然压缩过程耗功也因环境温度升高而增大, 但其增幅小于膨胀功的增幅, 致使系统净输出功增加, 因此往返效率呈上升趋势。储能密度随环境温度升高而升高, 这

是因为在储气袋最大容积恒定的条件下, 总膨胀功的增加直接导致了储能密度的提升。

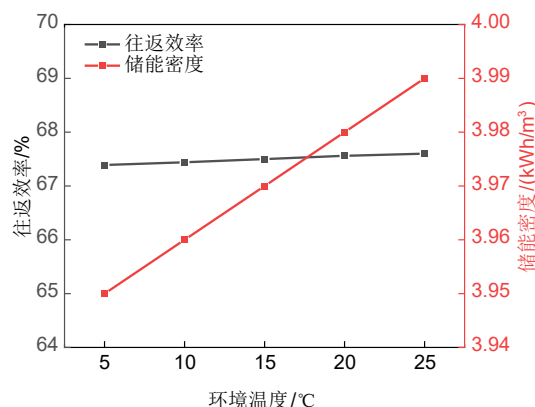


图 8 系统性能随环境温度的变化
Fig. 8 Variation of system performance with ambient temperature

3.3.3 压缩机等熵效率

图 9 所示为压缩机效率变化对系统往返效率和储能密度的影响规律, 取压缩机等熵效率为 70%~90%, 由图可知, 系统往返效率随压缩机等熵效率升高而升高, 而储能密度则呈下降趋势。这是因为压缩机等熵效率的提升降低了压缩过程的不可逆性损失, 从而显著减少了压缩功耗, 虽然等熵效率的升高会降低压缩机排气温度, 并导致膨胀机入口温度降低, 膨胀功输出减少, 但压缩功耗的降低幅度超过了膨胀功的降低幅度, 使得总体效率呈上升趋势; 储能密度下降则是因为膨胀总输出功减小, 而储气袋最大体积保持不变。

3.3.4 膨胀机等熵效率

图 10 所示为膨胀机效率变化对系统往返效率

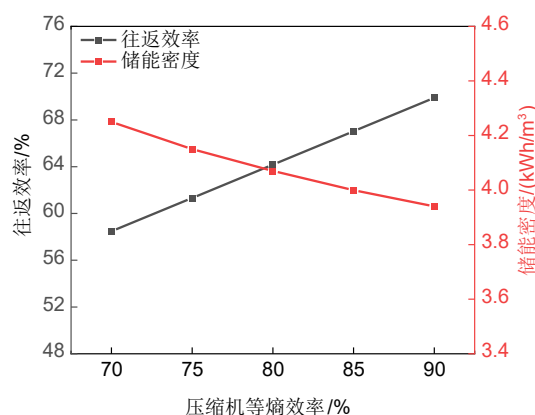


图 9 系统性能随压缩机等熵效率的变化
Fig. 9 Variation of system performance with compressor isentropic efficiency

和储能密度的影响规律,取膨胀机等熵效率为70%~90%,由图可知,系统往返效率和储能密度均随膨胀机等熵效率升高而增大,这是因为,膨胀机等熵效率的升高降低了膨胀过程的不可逆性损失。这使得单位质量空气膨胀产生的净输出功增加。储能过程中压缩的空气品质不变,单位质量净输出功的增加使得系统总净输出功增大。同时,压缩过程的功耗保持不变,因此系统的往返效率随总净输出功的增加而升高;储能密度升高是因为储气袋最大体积恒定,释能过程总净输出功增大,所以储能密度升高。

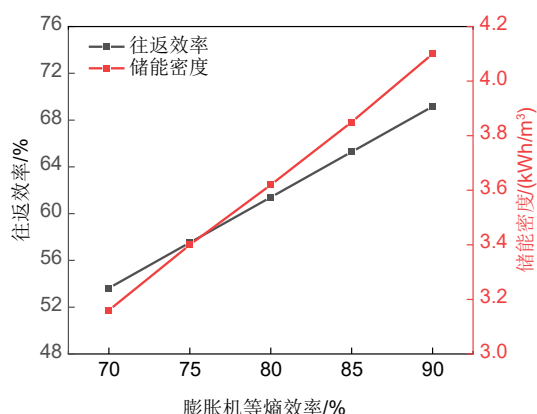


图10 系统性能随膨胀机等熵效率的变化

Fig. 10 Variation of system performance with expander isentropic efficiency

3.3.5 压力损失系数

图11所示为换热器压力损失系数的变化对系统性能的影响。取换热器压力损失系数为1%~5%，由图可知,系统往返效率与储能密度均随换热器压力损失系数增大而降低。这是因为,在储能阶段换热器压力损失系数的增大导致压缩比升高。这不仅增加了压缩机的功耗,也增大了压缩过程的不可逆性损失;在释能阶段,压力损失系数的增大使得膨胀机入口压力降低,导致释能做功减小,此外,入口压力的降低导致膨胀机运行工况偏离其设计点,造成等熵效率下降,进一步增大了膨胀过程的不可逆性损失,所以系统往返效率与储能密度均降低。

4 结论

本研究提出了一种适用于浅海区的新型重力补偿式水下压缩空气储能系统,并与无重力补偿的水下恒压系统进行了性能对比研究。通过建立热力学

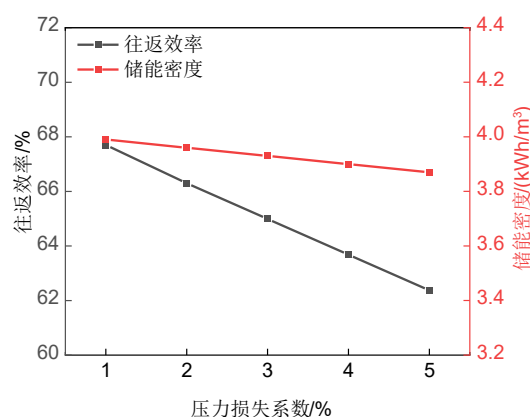


图11 系统性能随压力损失系数的变化

Fig. 11 Variation of system performance with pressure loss coefficient

模型,重点分析了储气袋最大承压值、环境温度、压缩机与膨胀机的等熵效率以及换热器压力损失系数等关键参数对系统性能的影响规律。主要结论如下:

(1) 在150 m水深和储气袋最大承压值为4 MPa的条件下,通过配重,重力补偿式水下压缩空气储能系统往返效率最大可达67.60%,高于无重力补偿系统的64.93%;储能密度为3.98 kWh/m³,高于无重力补偿系统的3.20 kWh/m³;平均膨胀比功为0.32 MJ/kg,高于无重力补偿系统的0.25 MJ/kg。

(2) 焓损失分析结果表明,两个系统的能量损失均主要集中在压缩机、膨胀机及机电损失三个核心环节,该部分损失分别达到总焓损的86.14%和84.32%。据此可知,压缩过程与膨胀过程仍存在较大的性能优化与提升空间。

(3) 在设计参数范围内,系统往返效率随储气袋最大承压升高而降低,储能密度则随之升高;二者均随环境温度、压缩机与膨胀机效率的提升而升高。其中,膨胀机效率对系统效率影响最为显著,由70%提升至90%时,往返效率提高15.52个百分点,储能密度增加0.7 kWh/m³;储气袋最大承压对储能密度影响最大,由4 MPa提高至6 MPa时,储能密度提升2.17 kWh/m³。

参考文献

- [1] IRENA. Renewable capacity statistics 2025[R]. Abu Dhabi, 2025.
- [2] ENASEL E, DUMITRASCU G. Storage solutions for renewable energy: A review[J]. Energy Nexus, 2025, 17: 100391. DOI: 10.1016/j.nexus.2025.100391.

- [3] HE F, SHORT M, CHEN Q K, et al. Integrating multi-timescale energy storage into net-zero electricity systems under evolving technologies and policy environment: Insights from the United Kingdom's case study[J]. *Energy Conversion and Management*, 2026, 352: 121076. DOI:10.1016/j.enconman.2026.121076.
- [4] 陈海生, 李泓, 徐玉杰, 等. 2024 年中国储能技术研究进展[J]. *储能科学与技术*, 2025, 14(6): 2149-2192.
CHEN H S, LI H, XU Y J, et al. Research progress on China's energy storage technology in 2024[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2025, 14(6): 2149-2192.
- [5] ZHANG K, DENG J Q. A comprehensive review of compressed carbon dioxide energy storage: Foundations, developments, and applications[J]. *Journal of Energy Storage*, 2026, 148: 120301. DOI:10.1016/j.est.2025.120301.
- [6] 赵朝成, 刘明, 倪广涛, 等. 耦合熔盐储热的补燃式压缩空气储能系统热力性能分析[J]. *工程热物理学报*, 2025, 46(1): 42-50.
ZHAO C C, LIU M, NI G T, et al. Thermodynamic analysis on the afterburning-type compressed air energy storage system integrated with molten salt thermal storage[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2025, 46(1): 42-50.
- [7] HOUSSAINY S, JANBOZORGI M, KAVEHPOUR P. Performance of an isobaric hybrid compressed air energy storage system at minimum entropy generation[J]. *Journal of Energy Resources Technology*, 2020, 142(5): 052001. DOI:10.1115/1.4045931.
- [8] MAZLOUM Y, SAYAH H, NEMER M. Exergy analysis and exergoeconomic optimization of a constant-pressure adiabatic compressed air energy storage system[J]. *Journal of Energy Storage*, 2017, 14: 192-202. DOI:10.1016/j.est.2017.10.006.
- [9] 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. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.02.108.
- [10] 张遥, 张依伦, 苏传奇, 等. 恒压压缩空气储能技术研究[J]. *热力发电*, 2024, 53(9): 19-28. DOI:10.19666/j.rfd.202404058.
ZHANG Y, ZHANG Y L, SU C Q, et al. Study on constant pressure compressed air energy storage technology[J]. *Thermal Power Generation*, 2024, 53(9): 19-28. DOI: 10.19666/j.rfd.2024 04058.
- [11] CHEN X, LI Z H, WANG H N, et al. Analysis of hydro-thermodynamic performance based on underwater compressed air energy storage[J]. *Journal of Energy Storage*, 2025, 139: 118574. DOI:10.1016/j.est.2025.118574.
- [12] CUI Y, JIANG T, HOU H F. A novel isothermal compressed air energy storage system based on cooperative operation of two-stage liquid piston units[J]. *Energies*, 2025, 18(12): DOI:10.3390/en18123184.
- [13] ASSEGIE M A, SIRAM O, KALITA P, et al. Novel small-scale spring actuated scissor-jack assembled isobaric compressed air energy storage tank: Design analysis and simulation[J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 89: 111627. DOI: 10.1016/j.est.2024. 111627.
- [14] XU W P, ZHAO P, WANG J F, et al. Comprehensive thermo-economic analysis of an isobaric compressed CO₂ energy storage system: Improvement of the thermodynamic pathway[J]. *Energy Conversion and Management*, 2024, 322: 119088. DOI: 10.1016/j.enconman.2024.119088.
- [15] ODUKOMAIYA A, KOKOU E, HUSSEIN Z, et al. Near-isothermal-isobaric compressed gas energy storage[J]. *Journal of Energy Storage*, 2017, 12: 276-287. DOI:10.1016/j.est.2017.05.014.
- [16] WANG H, TONG Z R, DONG X, et al. Design and energy saving analysis of a novel isobaric compressed air storage device in pneumatic systems[J]. *Journal of Energy Storage*, 2021, 38: 102614. DOI:10.1016/j.est.2021.102614.
- [17] ZHANG L G, XIE M N, YE K, et al. Compressed air energy storage based on variable-volume air storage: A review[J]. *Journal of Energy Storage*, 2025, 110: 115361. DOI: 10.1016/j.est.2025.115361.
- [18] SEYMOUR R J. Ocean energy on-demand using underocean compressed air storage[C]//ASME 2007 26th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. San Diego, California, USA, 2009: 527-531. DOI:10.1115/OMAE2007-29515.
- [19] PIMM A, GARVEY S. Analysis of flexible fabric structures for large-scale subsea compressed air energy storage[J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2009, 181(1): 012049. DOI:10.1088/1742-6596/181/1/012049.
- [20] 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. DOI:10.1016/j.energy.2013.12.010.
- [21] SU X, LIU C C, GUO D Z, et al. Experimental study on the characteristics of energy airbags for underwater compressed air energy storage[J]. *Journal of Energy Storage*, 2025, 118: 116283. DOI:10.1016/j.est.2025.116283.
- [22] REN X G, PENG W L, WANG Z, et al. Design of underwater compressed air flexible airbag energy storage device and experimental study of physical model in pool[J]. *Energies*, 2024, 17(14): DOI:10.3390/en17143478.
- [23] 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. DOI:10.1016/j.energy.2014.07.005.
- [24] WANG Z W, TING D S K, CARRIVEAU R, et al. Design and thermodynamic analysis of a multi-level underwater compressed air energy storage system[J]. *Journal of Energy Storage*, 2016, 5: 203-211. DOI:10.1016/j.est.2016.01.002.
- [25] WANG Z W, XIONG W, TING D S K, et al. Comparison of underwater and underground CAES systems for integrating floating offshore wind farms[J]. *Journal of Energy Storage*, 2017, 14: 276-282. DOI:10.1016/j.est.2017.11.001.
- [26] 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. DOI: 10.1016/j.apenergy.2023.122142.
- [27] 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. DOI: 10.1016/j.apenergy.2021.117648.
- [28] LIU C C, SU X, YIN Z, et al. Experimental study on the feasibility of isobaric compressed air energy storage as wind power side energy storage[J]. *Applied Energy*, 2024, 364: 123129. DOI: 10.1016/j.apenergy.2024.123129.
- [29] 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. DOI: 10.1016/j.energy.2023.126723.
- [30] 郭丁彰, 尹钊, 周学志, 等. 压缩空气储能系统储气装置研究现状与发展趋势[J]. *储能科学与技术*, 2021, 10(5): 1486-1493. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0356.
- GUO D Z, YIN Z, ZHOU X Z, et al. Status and prospect of gas storage device in compressed air energy storage system[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2021, 10(5): 1486-1493. DOI:10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0356.
- [31] 张娜, 林汝谋, 蔡睿贤. 压气机特性通用数学表达式[J]. *工程热物理学报*, 1996(1): 21-24.
- ZHANG N, LIN R M, CAI R X. General formulas for axial compressor performance estimation[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 1996(1): 21-24.
- [32] 卢韶光, 林汝谋. 燃气透平稳态全工况特性通用模型[J]. *工程热物理学报*, 1996(4): 404-407.
- LU S G, LIN R M. Gas turbine steady-state design and off-design characteristic general model[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 1996(4): 404-407.
- [33] KIM T S, RO S T. The effect of gas turbine coolant modulation on the part load performance of combined cycle plants. Part 2: Combined cycle plant[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 1997, 211(6): 453-459. DOI:10.1243/0957650981537348.
- [34] LEE J J, KANG D W, KIM T S. Development of a gas turbine performance analysis program and its application[J]. *Energy*, 2011, 36(8): 5274-5285. DOI:10.1016/j.energy.2011.06.032.
- [35] 赵明智, 朱铁林, 胡东子, 等. 压缩二氧化碳储能系统热力学性能研究[J]. *工程热物理学报*, 2025, 46(11): 3495-3505.
- ZHAO M Z, ZHU Y L, HU D Z, et al. Thermodynamic performance analysis of compressed carbon dioxide energy storage systems[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2025, 46(11): 3495-3505.
- [36] YAN M D, LIU C C, LING H S, et al. Off-design performance of variable-speed compressed air energy storage system under different operation schemes[J]. *Energy*, 2025, 338: 138626. DOI: 10.1016/j.energy.2025.138626.