

考虑海上风能波动的水下压缩空气储能系统能量转化特性

李梦杰¹, 刘占斌¹, 何雅玲¹, 朱曙荣²

(1. 西安交通大学国家储能技术产教融合创新平台(中心), 710049, 西安;

2. 中国能源建设集团装备有限公司, 100044, 北京)

摘要: 为准确揭示海上风能波动性对水下压缩空气储能系统性能的影响规律,以先进绝热水下压缩空气储能系统为研究对象,首先,建立考虑风能波动性的海上风电-储能系统热力学模型;接着,提出关键设计参数的设计流程;最后,分析了额定工况与变工况条件下储能系统的能量转化特性。研究表明:随着导热油与空气质量流量之比 $\kappa_{o,a}$ 的增加,水下输气管道散热损失与冷油罐散热损失的变化趋势相反,同时存在 $\kappa_{o,a}$ 最优值为1.41,使得系统热损失最小,对应的最大系统能量往返效率 η_{rt} 为60.3%;设计工况下,储热与换热单元的焓损失最大,约占总损失的36.6%;稳定风速下,当风速偏离设计基础风速时,压缩机与膨胀机的效率降低,导致 η_{rt} 降低;扰动风速下,随着扰动风分量最大值 $v_{d,max}$ 增加,受风机额定风速与切出风速的限制, $v_{d,max}$ 对储能系统平均发电功率的影响区域可分为快速增长区、增长减缓区以及降低区,3个区域内的 η_{rt} 均低于额定稳定工况下的设计值。研究可为水下压缩空气储能与海上风电的集成应用提供理论指导。

关键词: 水下压缩空气储能;海上风电;风能波动;能量转化特性

中图分类号: TK123 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202502001 **文章编号:** 0253-987X(2025)02-0001-12

Energy Conversion Characteristics of Underwater Compressed Air Energy Storage System Considering Offshore Wind Fluctuation

LI Mengjie¹, LIU Zhanbin¹, HE Yaling¹, ZHU Shurong²

(1. National Innovation Platform (Center) for Industry-Education Integration of Energy Storage Technology,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. China Energy Engineering Group Equipment Co., Ltd., Beijing 100044, China)

Abstract: To accurately assess the impact of offshore wind (OW) fluctuations on the performance of the underwater compressed air energy storage (UWCAES) system, an advanced adiabatic UWCAES was employed as the subject of investigation, firstly, a thermodynamic model of OW-UWCAES was established, followed by the introduction of a design methodology for key operational parameters, and finally the energy conversion characteristics of the UWCAES system were analyzed under rated and variable working conditions in this paper. The results show that: As the ratio of thermal oil to air mass flow rate ($\kappa_{o,a}$) increased, the heat losses in the underwater gas pipeline and cold oil tank exhibited opposite trends. An optimal $\kappa_{o,a}$ existed that minimized the system's heat loss, corresponding to the highest round-trip efficiency (η_{rt}). The optimal $\kappa_{o,a}$ under the study's design conditions is 1.41, resulting in an η_{rt} of 60.3%. Under the design

condition, thermal storage and heat exchange units exhibited the highest exergy losses, accounting for 36.6% of the total exergy losses. For stable wind speeds, deviations from the design wind speed decreased the efficiency of the compressor and expander, leading to a reduction in η_{rt} . For disturbing wind speeds, as the maximum value of the disturbing wind component ($v_{d,max}$) increased, its impact on average power generation transitioned through a rapidly increasing region, an increasing deceleration region, and a decreasing region due to limitations from the rate wind speed and cut-out speed. In all three regions, the η_{rt} is lower than the design value under rated stable conditions. This study can provide a theoretical guidance for the integrated application of underwater compressed air energy storage and offshore wind power.

Keywords: underwater compressed air energy storage; offshore wind power; wind fluctuation; energy conversion

近年来,我国新能源技术发展迅速,水电、风电、光伏、在建核电的装机规模等多项指标位居世界前列。根据国家能源局 2024 年 1 月发布的数据显示,2023 年全国累计发电装机容量约 29.2 亿 kW,其中风电装机容量约为 4.4 亿 kW,同比增长 20.7%^[1]。海上风电(OW)近年发展迅速,但与陆上风电同样面临风能随机性与波动性的问题。为确保电网安全稳定运行并减少风电弃置量,需为海上风电配备稳定可靠的储能技术。按照能量的存储形式,储能技术主要分为热能存储、机械能存储、化学能存储、电化学能存储和电能存储等。在众多储能技术中,压缩空气储能(CAES)是最具应用前景的规模化储能技术之一,具有寿命长、规模大、成本低等优势^[2]。CAES 主要包括储能与释能两个基本工作过程。储能时,利用电力负荷低谷期的电能驱动压缩机产生高压空气并进行存储;释能时,储存的高压空气进入透平机作功发电,以应对电力负荷高峰期的需求。CAES 技术不断蓬勃发展,截至 2024 年 5 月,国内已有 9 个项目投入运营,累计装机容量约为 782.5 MW,如湖北应城 300 MW/1 500 MW·h 与山东肥城 300 MW/1 800 MW·h 2 个压缩空气储能电站均于 2024 年 4 月并网成功,且还有许多 CAES 项目正在建设中^[3]。

不同于将高压空气存储于岩洞、盐穴、废弃矿井、人工硐室、刚性储气罐等储气方式,水下压缩空气储能技术(UWCAES)利用水的静压特性,将高压空气存储于水下的柔性储气包或刚性储气室中。UWCAES 技术实现了储能与释能过程储气室的压力恒定,使得储能过程压缩机始终工作在额定工况附近,部件效率高,且释能过程无需使用减压阀来节流减压,从而降低了系统的能量损失^[4]。此外,UWCAES 系统中占据空间最大的储气室布置在海底,与海上风能的地理位置相匹配。

与已经投入商业应用的陆上 CAES 技术相比,

UWCAES 技术目前仍处于探索阶段,理论研究主要集中在 UWCAES 的热力学特性分析与构型优化两方面^[5]。Cheung 等^[6]建立了带储热的两级压缩/膨胀 UWCAES 热力学模型,研究了不同系统参数变化对储能性能的影响,结果表明:管路尺寸、压缩机/膨胀机效率以及储热效率对储能性能的影响最为显著,当压缩机/膨胀机效率及换热器效率较高时,系统能量往返效率可达 71%。卜宪标等^[7]以三级压缩/膨胀 UWCAES 为研究对象,分析了压缩机/膨胀机性能以及储能深度对能量往返效率和储能密度的影响规律,并提出了利用电加热提升膨胀机进气温度的效能提升技术。Wang 等^[8]提出了多级水下压缩空气储能系统,可根据波动的可再生能源输入及用户需求,改变水下储气装置的深度,从而存储不同压力水平的压缩空气,研究结果表明:简单的两级 UWCAES 的能量往返效率在 62%~81%。Ebrahimi 等^[9]使用先进焓分析方法对 UWCAES 进行能量转化特性分析,结果显示:在实际工况下,系统的总焓损率为 47.1%,而在理论不可避免工况下,焓损率可降至 15.9%,表明该 UWCAES 系统有较大的改进空间。此外,也有研究者提出将 UWCAES 系统与海水淡化^[10]、冷热电联供^[11]等功能相结合的应用新途径。

UWCAES 技术的实验研究主要集中在储气结构的实验测试与小型示范系统的验证方面。文献[12]设计加工了直径为 1.5 m 和 5 m 的两种柔性储气包,分别放置在淡水槽以及深度为 25 m 的海水中,经过多次完整的充气与放气循环,验证了储气包的可靠性。此外,研究者还提出了多种新型的水下储气形式,如采用可伸缩管道的无底沉箱储气形式^[13]、混凝土储气室^[14]、管状袋储气包^[15]、组合式储气包^[16]等。美国 Brayton Energy 公司于 2014 年在夏威夷建立了一个小型示范系统,采用的是模块

化的储气装置^[17]。2015 年,加拿大 Hydrostor 公司在安大略湖建设了规模为 0.7 MW 的示范项目^[18],而后又在 Goderich 建设了具有 1.75 MW 输出峰值功率、2.2 MW 额定储能功率和 10 MW·h 存储容量的商业项目^[19]。截止目前,国内尚无相关 UWCAES 系统方面的实验工作。

水下压缩空气储能系统是一种能够与海上风电耦合的新型储能技术,但不稳定的海上风能会导致 UWCAES 的输入不断变化,系统偏离设计工况运行,进而影响运行特性。然而,现有研究对 UWCAES 的变工况分析相对较少^[20-21]。因此,本文以先进绝热水下压缩空气储能系统为研究对象,建立了考虑海上风能波动性的海上风电与水下压缩空气储能(OW-UWCAES)耦合系统热力学模型,提出了耦合系统中关键运行参数的设计流程,分析了额定工况下的系统能量转换特性与焓损情况,进一步研究了不同稳定风速与扰动风速对系统能量转换过程的影响规律,并以实际风场数据为例,分析了 UWCAES 系统的变工况运行特性。

1 OW-UWCAES 耦合系统建模

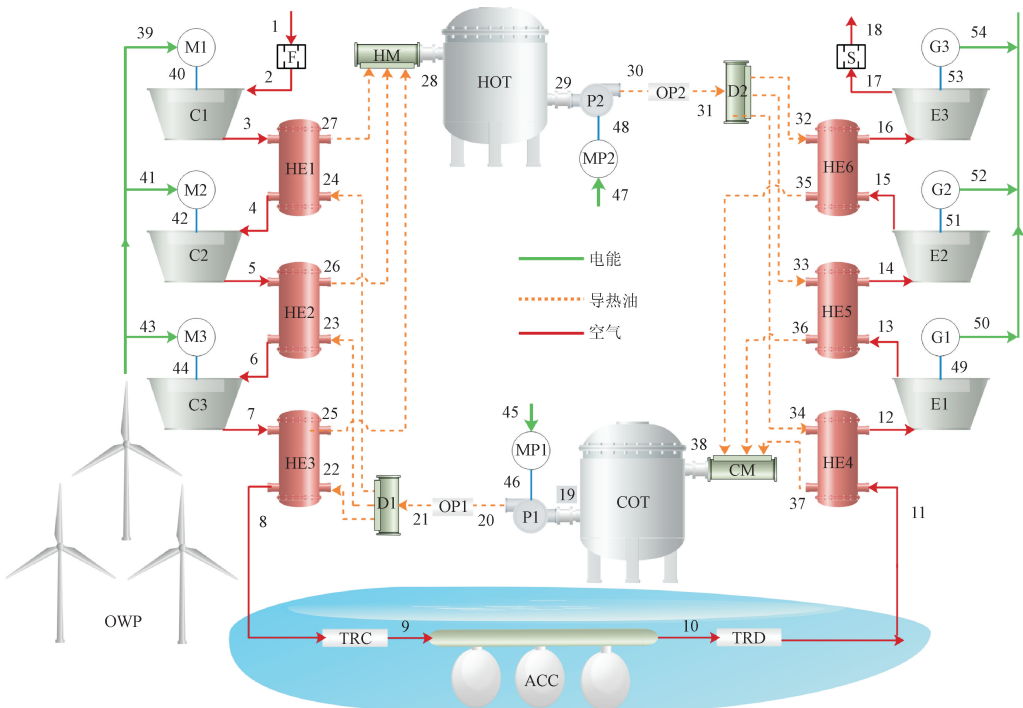
1.1 OW-UWCAES 系统构型

OW-UWCAES 耦合系统如图 1 所示,其中数

字表示不同位置的空气状态点,系统循环构型为三级压缩中间冷却、三级膨胀中间加热及导热油显热储热的形式。该系统由海上风力发电机组、空气压缩子系统、水下空气存储与输运子系统、空气膨胀做功子系统、储热与换热子系统以及发电机组组成。

系统的储能过程如下:海上风力发电机组产生清洁电能,驱动电动机 M1、M2、M3 分别带动三级压缩机 C1、C2、C3,将常压空气压缩为高压状态。为提高效率和降低能耗,采用三级压缩中间冷却方法。压缩过程中,利用导热油作为冷却介质,在中间冷却器 HE1、HE2、HE3 中冷却压缩后的高温空气,并将被加热的导热油存储到热油罐 HOT 中。压缩后的高压空气经水下输气管道 TRC 输送至水下储气包 ACC,由于水的静压特性,压缩过程储气包压力保持不变,体积逐渐增大。

系统的释能过程如下:电力需求高峰时,储存的热导热油通过中间加热器 HE4、HE5、HE6 加热储气包释放的高压空气,被加热后的高温高压空气推动膨胀机 E1、E2、E3 做功,并带动发电机 G1、G2、G3 发电,此时被冷却的导热油返回冷油罐 COT。不同于传统的定容 CAES 技术在膨胀过程中需使用减压阀来稳定膨胀机进口压力,UWCAES 在膨胀过程中储气包压力保持不变,体积减小。



OWP—风电机组;C1~C3—压缩机;M1~M3—电动机;HE1~HE3—空气冷却器;E1~E3—膨胀机;HE4~HE6—空气加热器;G1~G3—发电机;MP1,MP2—油泵电机;ACC—储气包;COT—冷油罐;HOT—热油罐;TRC—储能水下输气管道;TRD—释能水下输气管道;OP1—冷油管道;OP2—热油管道;CM—冷油混合器;HM—热油混合器;D1—冷油分配器;D2—热油分配器;P1—冷油泵;P2—热油泵;F—滤器;S—消音器。

图 1 海上风电与水下压缩空气储能耦合系统示意图
Fig. 1 Schematic diagram of OW-UWCAES system

1.2 风电场模型

(1) 风模型建模。本文采用四分量叠加风速模型来描述海上风速的波动性^[22], 即实际风速 v_{wind} 由基本风分量 v_B 、阵风分量 v_G 、渐变风分量 v_R 以及随机风分量 v_N 叠加而成, 表达式如下

$$v_{\text{wind}}(\tau) = v_B + v_G(\tau) + v_R(\tau) + v_N(\tau) \quad (1)$$

式中: τ 为时间。

基本风分量 v_B 表示风速平均值, 一般取常数, 其根据测量获得的实际风速, 采用 Weibull 概率函数来确定。

阵风分量 v_G 描述风速的突变特性, 通常采用余弦形式表示, 定义如下

$$v_G = \begin{cases} 0, & \tau < \tau_{G,s} \text{ 或 } \tau > \tau_{G,e} \\ v_{\cos}, & \tau_{G,s} \leq \tau \leq \tau_{G,e} \end{cases} \quad (2)$$

$$v_{\cos} = \frac{v_{G,\max}}{2} \left[1 - \cos\left(2\pi \frac{\tau - \tau_{G,s}}{\tau_G}\right) \right] \quad (3)$$

式中: $v_{G,\max}$ 为阵风分量最大值; $\tau_{G,s}$ 、 τ_G 、 $\tau_{G,e}$ 分别为阵风分量开始、持续和结束时间。

渐变风分量 v_R 描述风速逐渐变化的趋势, 随扰动时间 τ 呈线性变化, 定义如下

$$v_R = \begin{cases} 0, & \tau \leq \tau_{R,s} \text{ 或 } \tau \geq \tau_{R,e} \\ v_{R,\max} \frac{\tau - \tau_{R,s}}{\tau_{R,1} - \tau_{R,s}}, & \tau_{R,s} < \tau < \tau_{R,1} \\ v_{R,\max} \frac{\tau_{R,e} - \tau}{\tau_{R,e} - \tau_{R,2}}, & \tau_{R,2} < \tau < \tau_{R,e} \\ v_{R,\max}, & \tau_{R,1} \leq \tau \leq \tau_{R,2} \end{cases} \quad (4)$$

式中: $v_{R,\max}$ 为渐变风分量最大值; $\tau_{R,s}$ 、 $\tau_{R,e}$ 分别为渐变风分量开始和结束时间; $\tau_{R,1}$ 、 $\tau_{R,2}$ 分别为 v_R 达到 $v_{R,\max}$ 的开始和结束时间。

随机风分量 v_N 描述风速随机性, 定义如下

$$v_N = 2 \sum_{i=1}^N [S_V(w_i) \Delta w]^{1/2} \cos(w_i \tau + \varphi_i) \quad (5)$$

式中: φ_i 为 $0 \sim 2\pi$ 内具有均匀概率密度的随机变量; Δw 为一个周期内的频率变化值; w_i 为频率段 i 的频率, $w_i = (i - 0.5) \Delta w$; N 为频谱的取样点数, 研究表明当 $N = 50$ 及 $\Delta w = 0.5 \sim 2.0 \text{ rad/s}$ 时, 结果相对准确^[22]; $S_V(w_i)$ 为风速随机分量分布谱密度函数, 表达式如下

$$S_V(w_i) = \frac{2K_N F_s^2 |w_i|}{\pi^2 [1 + (F_s w_i / \mu \pi)^2]^{4/3}} \quad (6)$$

其中 K_N 为地表粗糙度系数, F_s 为扰动范围, μ 为相对高度处的平均风速。

(2) 风电实际出力模型。当实际风速 v_{wind} 低于风机切入风速 $v_{\text{cut-in}}$ 或高于风机切出风速 $v_{\text{cut-out}}$ 时,

风电机组处于停机状态, 此时输出功率为 0。当风速大于 $v_{\text{cut-in}}$ 但低于额定风速 v_{rated} 时, 输出功率随风速的增加可简化为线性变化。当风速大于 v_{rated} 但小于 $v_{\text{cut-out}}$ 时, 风机输出功率保持为额定功率 P_{rated} 。本文采用单机等值模型来模拟风电的出力特性, 输出功率 P_w 与风速的关系表示如下

$$P_w = \begin{cases} 0, & v_{\text{wind}} < v_{\text{cut-in}} \text{ 或 } v_{\text{wind}} > v_{\text{cut-out}} \\ P_{\text{rated}} \frac{v_{\text{wind}} - v_{\text{cut-in}}}{v_{\text{rated}} - v_{\text{cut-in}}}, & v_{\text{cut-in}} \leq v_{\text{wind}} < v_{\text{rated}} \\ P_{\text{rated}}, & v_{\text{rated}} \leq v_{\text{wind}} \leq v_{\text{cut-out}} \end{cases} \quad (7)$$

1.3 UWCAES 系统模型

(1) 空气压缩机与空气膨胀机。将空气视作理想气体, 在压缩机与膨胀机经过等熵压缩与等熵膨胀过程时, 出口的压力和空气温度可写为

$$p_{C,\text{out}} = \beta_C p_{C,\text{in}}; p_{E,\text{out}} = p_{E,\text{in}} / \beta_E \quad (8)$$

$$\begin{cases} T_{C,\text{out}} = T_{C,\text{in}} \left[1 + \frac{1}{\eta_C} (\beta_C^{r-1/r} - 1) \right] \\ T_{E,\text{out}} = T_{E,\text{in}} [1 - \eta_E (1 - \beta_E^{r-1/r})] \end{cases} \quad (9)$$

式中: 下标 in、out 分别表示空气的入口和出口; 下标 C、E 分别表示压缩机和膨胀机; T 、 p 分别为温度和压力; β_C 、 β_E 分别为压缩比和膨胀比; r 为空气绝热指数; η_C 、 η_E 分别为压缩机和膨胀机的等熵效率。

由于风速存在较强的波动性, 因此风电场输出功率变化幅度较大, 进而导致压缩机的压缩效率发生变化。在 UWCAES 系统中, 忽略气动管路及储气包中的微量气体损失, 同时不考虑可变导叶的影响, 将压缩机和膨胀机的等熵效率简化为实际空气流量与压缩比的关系, 采用文献[23]中应用于压缩空气储能系统的离心式压缩机效率经验关联式, 如下所示

$$\begin{aligned} \frac{\eta_{\text{act}}}{\eta_r} = & b_1 + b_2 \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{air},r}} + b_3 \frac{\beta_{\text{act}}}{\beta_r} + b_4 \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{air},r}} \frac{\beta_{\text{act}}}{\beta_r} + \\ & b_5 \left(\frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{air},r}} \right)^2 + b_6 \left(\frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{air},r}} \right)^2 + b_7 \left(\frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{air},r}} \right)^2 \left(\frac{\beta_{\text{act}}}{\beta_r} \right)^2 \end{aligned} \quad (10)$$

式中: 下标 act、r 分别表示实际工况和额定工况; m_{air} 为空气流量; β 为压缩比 / 膨胀比; η 为压缩机 / 膨胀机的等熵效率; $b_1 \sim b_7$ 为经验参数, 取值参考文献[24]。

(2) 储热换热子系统。储热换热子系统是连接 UWCAES 压缩过程和膨胀过程的关键部件, 可采用换热器效能 ϵ_{HE} 来衡量系统中间冷却器和中间加热器的性能。忽略换热器的散热损失, 根据能量守

恒关系以及换热器效能定义,换热器冷侧与热侧工质的出口温度可分别表示如下

$$T_{c,out} = T_{c,in} + \frac{\epsilon_{HE}(T_{h,in} - T_{c,in})\min(m_h c_{p,h}, m_c c_{p,c})}{m_c c_{p,c}} \quad (11)$$

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{\epsilon_{HE}(T_{h,in} - T_{c,in})\min(m_h c_{p,h}, m_c c_{p,c})}{m_h c_{p,h}} \quad (12)$$

式中:下标 c、h 分别表示换热器两侧的冷流体和热流体;下标 in、out 分别表示换热器流体的进口和出口; m 为工质流量; c_p 为工质比定压热容。

换热器空气侧的压力损失 $p_{HE,loss}$ 可通过压力损失系数进行估算,表示为

$$p_{HE,loss} = a_{HE} p_{HE,in} \quad (13)$$

式中: a_{HE} 为换热器压力损失系数; $p_{HE,in}$ 为换热器空气进口压力。

采用导热油作为储热与换热工质,并设置 2 个油罐分别用来存储压缩过程产生的高温导热油以及膨胀过程产生的低温导热油。高温油罐需要具有良好的保温效果,假设绝热措施良好,高温油罐无散热损失。低温油罐需要具有良好的散热效果,假设低温油罐与环境达到热平衡,即导热油温度与环境温度相同。

(3) 水下空气存储与输运单元。UWCAES 系统需要较长的输运管道将高压空气输送到水下储气包中,其长度根据储气深度可达数百米,因此需要考虑此输运过程中的空气压力损失。定义摩擦损失 Δp_{loss} , 表示如下

$$\Delta p_{loss} = \frac{1}{2} \lambda \frac{L_{TR}}{D_{TR}} \rho u_{TR}^2 \quad (14)$$

式中: ρ 为空气密度; u_{TR} 为空气在气体输运管道中的流速; D_{TR} 为输气管道直径,本文取 0.3 m; L_{TR} 为输气管道长度,可近似等于储气深度; λ 为摩擦阻力系数,可根据柯纳柯夫公式计算

$$\lambda = (1.8 \lg Re - 1.5)^{-2} \quad (15)$$

由于输气管路与海水直接接触,管内空气散热充分,因此可将压缩过程进入储气包的空气温度视为与海水温度相同。

(4) 泵与电机。本系统包含压缩过程的低温导热油泵与膨胀过程的高温导热油泵,用于驱动换热过程导热油的循环。定义导热油泵功率为 W_p , 表达式如下

$$W_p = \frac{m_{oil} \Delta p_{oil}}{\eta_p \rho_{oil}} \quad (16)$$

式中: m_{oil} 为导热油流量; ρ_{oil} 为导热油密度; η_p 为油

泵的机械效率; Δp_{oil} 为经过油泵后导热油的压力提升量,本文取 $1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$ [25]。

系统包含压缩机对应的 3 台电动机、油泵对应的 2 台电动机以及膨胀机对应的 3 台发电机,其各自的耗电量与发电量可分别写为

$$\begin{cases} E_C = \int_0^{\tau_{ch}} \frac{W_C(t)}{\eta_m} dt; & E_{p1} = \int_0^{\tau_{ch}} \frac{W_{p1}(t)}{\eta_m} dt \\ E_E = \int_0^{\tau_{dch}} \eta_g W_E(t) dt; & E_{p2} = \int_0^{\tau_{dch}} \frac{W_{p2}(t)}{\eta_m} dt \end{cases} \quad (17)$$

式中: W_C 、 W_E 分别为压缩机和膨胀机功率; W_{p1} 、 W_{p2} 分别为压缩和膨胀过程油泵的功率; E_C 、 E_E 分别为压缩机电机耗电量和发电机发电量; E_{p1} 、 E_{p2} 分别为压缩和膨胀过程油泵的耗电量; η_m 、 η_g 分别为电动机和发电机效率; τ_{ch} 、 τ_{dch} 分别为储能和释能时间。

(5) 过滤器与消音器。在第一级压缩机前布置空气过滤器,去除空气中的杂质,可保证压缩机的安全运行。在第三级膨胀机后布置消音器,消除排气噪音。这两个过程均会产生压力损失,定义过滤器压力损失 $p_{F,loss}$ 和消音器压力损失 $p_{S,loss}$, 通过压力损失系数估算如下

$$p_{F,loss} = a_F p_{F,in}; p_{S,loss} = a_S p_{S,in} \quad (18)$$

式中:下标 F、S 分别表示过滤器和消音器; a_F 、 a_S 分别为过滤器和消音器的压力损失系数。

忽略散热损失,上述两个过程均可视为绝热膨胀过程,因此出口温度可写为

$$\begin{cases} T_{F,out} = p_{F,in} (1 - a_F)^{(r-1)/r} \\ T_{S,out} = p_{S,in} (1 - a_S)^{(r-1)/r} \end{cases} \quad (19)$$

1.4 性能参数的定义

海上风电-水下压缩空气储能系统中存在电能、机械能、热能与空气内能间的转化过程,可采用焓分析方法揭示系统内的能量转化与传递特性。选取美国国家标准与技术研究院(NIST)的 REFPROP 物性数据库中空气的焓、熵等数据,计算得到空气焓流。将导热油视作不可压缩流体,忽略体积变化,导热油的密度与比热容视为常物性,可得到系统不同位置 i 处的导热油焓流计算式

$$E_{x,oil,i} = m_{oil,i} [h_{oil,i} - h_{oil,0} - T_{oil,0} (s_{oil,i} - s_{oil,0})] = m_{oil,i} \left[c_{oil} (T_{oil,i} - T_{oil,0}) + \frac{p_{oil,i} - p_{oil,0}}{\rho_{oil}} - T_{oil,0} c_{oil} \ln \frac{T_{oil,i}}{T_{oil,0}} \right] \quad (20)$$

式中:下标 oil 表示导热油; E_x 为焓流; m 为工质质量流量; c 为比热容; h 为工质焓; s 为工质熵; h_0 、 s_0

分别为参考状态下的工质焓和熵;参考温度 T_0 为 298.15 K;参考压力 p_0 为 1.013×10^5 Pa。

采用储能焓效率 $\eta_{\text{ex, ch}}$ 、释能焓效率 $\eta_{\text{ex, dch}}$ 、系统能量往返效率 η_{rt} , 描述 UWCAES 系统不同阶段的能量转换特性, 同时采用热能利用效率 η_{tes} 描述压缩储能阶段导热油存储热能被膨胀发电过程有效利用的情况, 具体表达式如下

$$\eta_{\text{ex, ch}} = \frac{\Delta E_{\text{x, air}} + \Delta E_{\text{x, oil}}}{E_{\text{wind}}} \quad (21)$$

$$\eta_{\text{ex, dch}} = \frac{E_{\text{G}}}{\Delta E_{\text{x, air}} + \Delta E_{\text{x, oil}}} \quad (22)$$

$$\eta_{\text{rt}} = \frac{E_{\text{G}}}{E_{\text{C}} + E_{\text{p1}} + E_{\text{p2}}} \quad (23)$$

$$\eta_{\text{tes}} = \frac{Q_{\text{HE4}} + Q_{\text{HE5}} + Q_{\text{HE6}}}{Q_{\text{HE1}} + Q_{\text{HE2}} + Q_{\text{HE3}}} \quad (24)$$

式中: $\Delta E_{\text{x, air}}$ 、 $\Delta E_{\text{x, oil}}$ 、 E_{wind} 分别为储能阶段空气增加的焓、导热油增加的焓以及风电机电能; Q_{HE1} 、 Q_{HE2} 、 Q_{HE3} 分别为压缩储电过程中 3 个中间冷却器的换热量; Q_{HE4} 、 Q_{HE5} 、 Q_{HE6} 分别为膨胀发电过程中 3 个中间加热器的换热量。

2 系统额定工况下的能量转化特性

2.1 系统额定工况下的运行参数设计

(1) OW-UWCAES 系统额定工况参数。本文提出的海上风电耦合水下压缩空气储能系统, 采用东方电气集团开发的额定功率为 5.5 MW 的 FD140 型风电机组, UWCAE 系统的存储深度 H_{water} 为 500 m, 储能时间为 16 h, 释能时间为 8 h。系统额定工况的参数如表 1 所示。

(2) 压缩比和膨胀比的确定。为保证压缩过程空气能够顺利存储到水下的气包中, 要求进入储气包的空气压力 p_9 大于储气包所在深度的水压 p_{ACC} 。假设三级压缩过程的压缩比相同, 考虑压缩过程各部件的压力损失, 压缩比 β_{C} 应满足

$$\beta_{\text{C}} \geq \frac{1}{1 - a_{\text{HE}}} \left[\frac{p_{\text{ACC}} + \Delta p_{\text{loss, TRC}}}{(1 - a_{\text{F}}) p_{\text{atm}}} \right]^{1/3} \quad (25)$$

式中: $\Delta p_{\text{loss, TRC}}$ 、 p_{atm} 分别为储能水下输气管道的压力损失和环境压力。

为保证膨胀过程消音器出口空气顺利排入大气, 要求消音器出口空气压力 p_{18} 大于环境压力 p_{atm} 。假设三级膨胀过程的膨胀比相同, 考虑膨胀过程各部件的压力损失, 膨胀比 β_{E} 应满足

$$\beta_{\text{E}} \leq (1 - a_{\text{HE}}) \left[\frac{(1 - a_{\text{S}})(p_{\text{ACC}} - \Delta p_{\text{loss, TRD}})}{p_{\text{atm}}} \right]^{1/3} \quad (26)$$

式中: $\Delta p_{\text{loss, TRD}}$ 为释能水下输气管道的压力损失。

表 1 系统额定工况参数

Table 1 System rated operating condition parameters

参数	数值
基础风速 $v_{\text{B}}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	8.0
切入风速 $v_{\text{cut-in}}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	3.5
额定风速 $v_{\text{rated}}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	12.0
切出风速 $v_{\text{cut-out}}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	30.0
单台风机额定功率 P_{w}/MW	5.5
风机台数 N_{w}	10
额定储能功率 P_{ch}/MW	30.0
额定储能时间 $\tau_{\text{ch}}/\text{h}$	16
额定释能时间 $\tau_{\text{dch}}/\text{h}$	8
大气压 p_{atm}/Pa	1.013×10^5
大气温度 T_{atm}/K	298.15
海水密度 $\rho_{\text{water}}/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	1 025
海水深度 $H_{\text{water}}/\text{m}$	500
海水温度 $T_{\text{water}}/\text{K}$	288.15
导热油密度 $\rho_{\text{oil}}/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	750
导热油比热容 $c_{\text{oil}}/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	2.2
压缩机效率 η_{C}	0.90
膨胀机效率 η_{E}	0.90
换热器效能 ϵ_{HE}	0.90
油泵效率 η_{p}	0.90
发动机效率 η_{m}	0.94
发电机效率 η_{g}	0.94
过滤器压力损失系数 a_{F}	0.010
消音器压力损失系数 a_{S}	0.010
换热器压力损失系数 a_{HE}	0.075

在满足式(25)的压缩储能过程空气压力下, β_{C} 越小, 进入储气包的空气压力越接近 p_{ACC} , 其能量损失越小; 在满足式(26)的膨胀释能过程空气压力下, β_{E} 越大, 膨胀机作功量越大, 系统往返效率越高。本系统中, β_{C} 、 β_{E} 分别取 4.03 和 3.35。

(3) 工质运行流量的确定。为了使经过一个完整压缩储电与膨胀发电过程后的储气包与储油罐能够回到初始状态, 空气流量与导热油流量应该满足如下关系

$$\frac{m_{\text{air, ch}}}{m_{\text{air, dch}}} = \frac{m_{\text{oil, ch}}}{m_{\text{oil, dch}}} = \frac{\tau_{\text{dch}}}{\tau_{\text{ch}}} \quad (27)$$

式中: 下标 ch、dch 分别表示储能和释能过程。

设 $m_{\text{air, ch}} = 1 \text{ kg/s}$, 定义 $\kappa_{\text{o, a}}$ 为中间换热器内导热油与空气质量流量之比 $m_{\text{oil, ch}}/m_{\text{air, ch}}$, 以系统能量往返效率 η_{rt} 为目标, 通过改变 $\kappa_{\text{o, a}}$ 寻找最优的运行条件。图 2 给出了 $\kappa_{\text{o, a}}$ 对系统往返效率的影响。由图可见, 随着 $\kappa_{\text{o, a}}$ 的增大, η_{rt} 先增大后减小, 当 $\kappa_{\text{o, a}} =$

1.41 时, η_{rt} 存在最大值 60.3%。 η_{rt} 受 $\kappa_{o,a}$ 显著影响的原因主要在于系统热损失受导热油流量的影响较大。

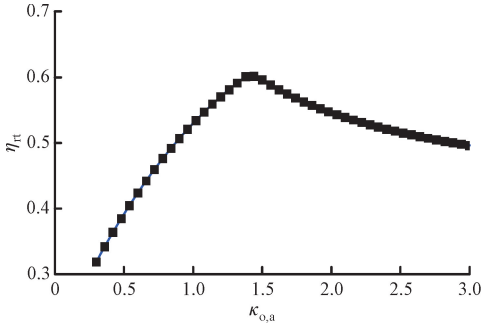


图2 中间换热器内导热油与空气质量流量之比对系统能量往返效率的影响

Fig. 2 Effect of $\kappa_{o,a}$ in heat exchanger on round-trip efficiency

图3展示了 $\kappa_{o,a}$ 对系统热损失的影响规律。UWCAES系统的热量损失主要包括水下输气管道的散热损失 Q_{loss1} 以及冷油罐散热损失 Q_{loss2} 两部分。由图3可见,随着 $\kappa_{o,a}$ 增大, Q_{loss1} 先减小,然后保持不变,这是由于导热油流量达到一定值后,增大导热油流量也无法再进一步降低进入海底输气管道的压缩空气温度 T_8 ,即 Q_{loss1} 的最低值由海底温度与环境温度共同决定。此外,随着 $\kappa_{o,a}$ 的增大, Q_{loss2} 不断增加,这是由于导热油流量增大,导致膨胀发电过程进入低温油罐的储油温度 T_{38} 增加,进而使得冷油罐的散热损失增加。当 $\kappa_{o,a}$ 由 0.60 上升到 2.40 时, T_{38} 由 316.7 K 上升到 328.7 K。可见,在 Q_{loss1} 与 Q_{loss2} 的相互制约下,总是存在最优 $\kappa_{o,a}$,使得 Q_{loss1} 与 Q_{loss2} 之和最小,此时,能量往返效率达到最大值。

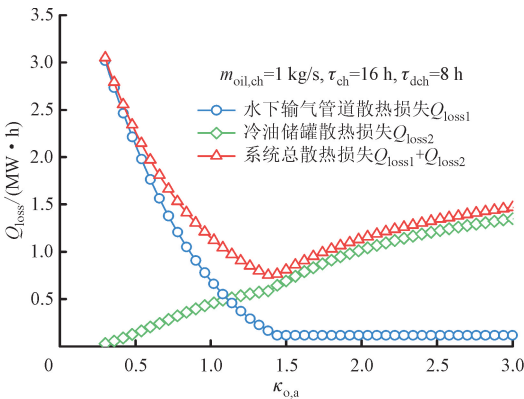


图3 中间换热器内导热油与空气质量流量之比对系统热损失的影响

Fig. 3 Effect of $\kappa_{o,a}$ in heat exchanger on thermal losses

当 $\kappa_{o,a}$ 较小时,导热油流量较低,压缩过程的空气未得到充分降温,导致进入海底储气包的输气管道的空气温度较高,气体通过管道向海水散热热量

损失 Q_{loss1} 增大。 $\kappa_{o,a} = 0.60$ 时, Q_{loss1} 占系统总散热损失的 89.6%。

当 $\kappa_{o,a}$ 较大时,导热油流量过高,此时虽然可以有效地吸收压缩过程存储的热量,但由于储存的导热油温度较低,膨胀过程中的空气升温上限较低,因此膨胀发电量降低。此外,由于膨胀过程导热油流量较大,导致中间加热器导热油出口温度偏高,即低温油罐的储油温度较高,通过低温油罐对空气的散热损失 Q_{loss2} 增大。 $\kappa_{o,a} = 2.40$ 时, Q_{loss2} 占系统总散热损失的 90.9%。

取 $\kappa_{o,a} = 1.41$,此时系统 η_{rt} 达到最大,为 60.3%。根据 30 MW 额定储能功率设计要求,计算可得额定工况下工质运行流量分别为: $m_{air,ch} = 55.12 \text{ kg/s}$, $m_{oil,ch} = 77.72 \text{ kg/s}$, $m_{air,dch} = 110.24 \text{ kg/s}$, $m_{oil,dch} = 155.44 \text{ kg/s}$ 。

2.2 额定稳定工况下系统能效分析

图4给出了额定运行工况下空气的压-焓图,图中数字对应图1中各空气的状态点,反映了 UWCAES 系统的热力学过程。

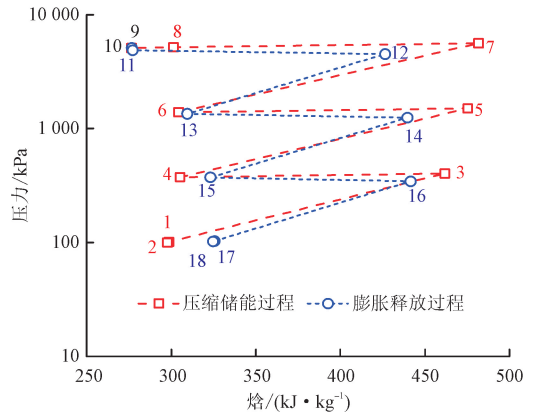


图4 额定运行工况下 UWCAES 系统空气的压-焓图
Fig. 4 Pressure-enthalpy diagram of UWCAES system for rated operating condition

由图4可见,系统内空气的最高压力和最高温度均在第3级压缩机出口,其值分别为 5.62 MPa、481.55 K。从系统运行过程出发,针对压缩储能过程,由于海底输气管道的散热与压损影响,管道出口的压缩空气焓值 h_9 比入口焓值 h_8 少 24.57 kJ/kg,降低了 8.16%;针对膨胀释能过程,不同于传统 CAES 的定容储气条件,由于水的静压特点与柔性储气包形式,膨胀释能过程的空气压力不变,恒等于储气压力;针对完整的循环过程,由于消音器的空气出口温度 T_{18} 为 324.10 K 大于环境温度,因此系统出口的空气焓值 h_{18} 为 324.57 kJ/kg,高于进入系统的空气焓值 h_1 (298.45 kJ/kg)。此外,由于系统中的压

力损失、散热损失及机械损失等因素,膨胀机内空气焓值的下降量小于压缩机空气内焓值的增加量。

进一步对额定工况下的 UWCAES 进行焓分析,得到系统的焓流 Sankey 图如图 5 所示,图中数值为各部件在储能与释能过程中的焓值。在压缩储能过程中,风电机焓流输入值为 4.80×10^5 $\text{MW} \cdot \text{h}$,压缩空气

储存和导热油储存的焓分别为 295 、 $82.1 \text{ MW} \cdot \text{h}$,伴随着 $102.9 \text{ MW} \cdot \text{h}$ 的焓损失,储能焓效率 $\eta_{\text{ex, ch}}$ 为 78.6% 。在膨胀释能过程中,输入焓来自于储存的压缩空气与热导热油,输出焓(即发电机发电量)为 $290 \text{ MW} \cdot \text{h}$,伴随 $87.1 \text{ MW} \cdot \text{h}$ 的焓损失,释能焓效率 $\eta_{\text{ex, dch}}$ 为 76.9% 。

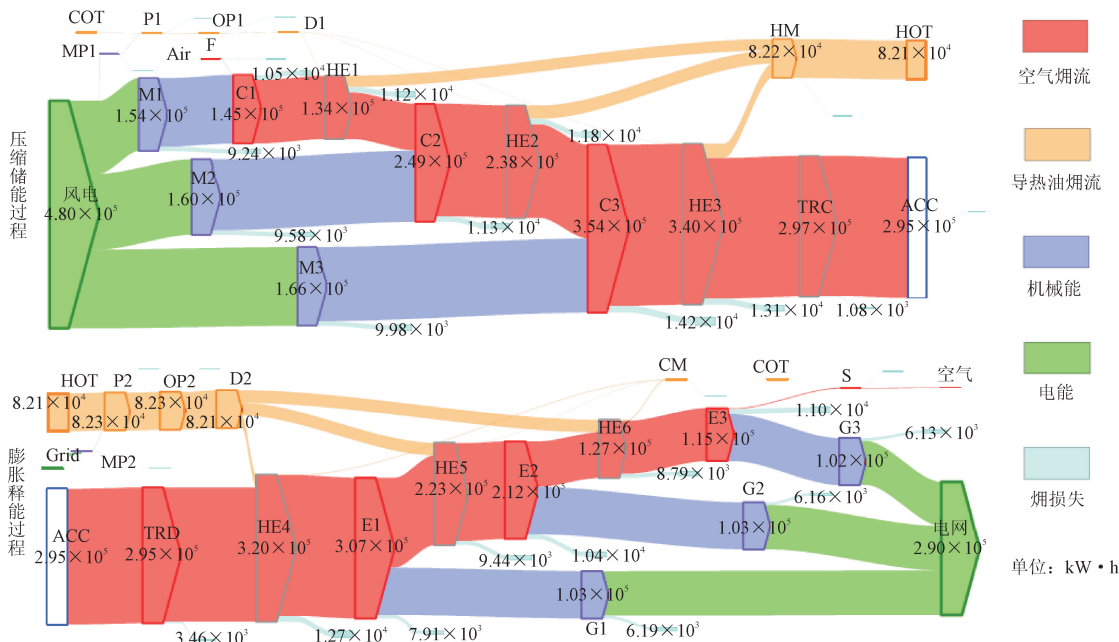


图 5 额定运行工况下 UWCAES 储能系统的焓流图

Fig. 5 Exergy flow diagram of UWCAES system for rated operating condition

系统各部件的焓损失情况如图 6 所示。将系统中的设备按种类分为透平机械、电动机与发电机、储热与换热单元、气体输运存储单元,可以看出,储热与换热单元的焓损失最大,约为 $68.34 \text{ MW} \cdot \text{h}$, 占总焓损失的

36.6% ;其次是膨胀机、压缩机与油泵组成的透平机械类,焓损失约为 $65.23 \text{ MW} \cdot \text{h}$, 占总焓损失的 35.0% 。相比于空气的压缩、膨胀和换热过程,导热油混合、输运、油罐散热等过程的焓损失很小,可忽略不计。

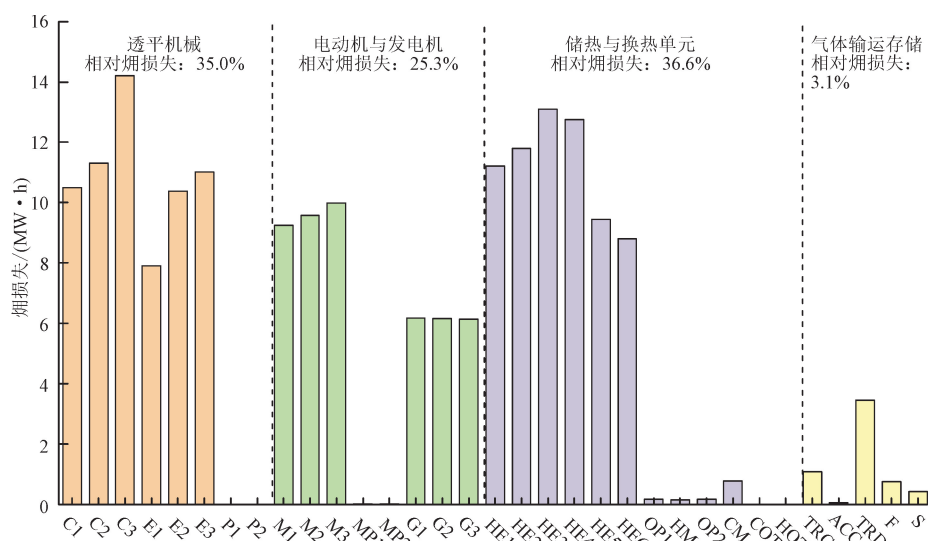


图 6 额定运行工况下 UWCAES 系统各部件的焓损失

Fig. 6 Exergy loss of each component of UWCAES system for rated operating condition

3 系统变工况下的能量转化特性

不稳定的风能使得压缩空气储能系统的输入处于变工况状态,系统偏离设计值运行,影响部件的运行效率,进而改变整个系统的运行特性。为了准确揭示海上风能波动对 UWCAES 系统运行特性的影响规律,本节研究了不同稳定风速、不同类型扰动风对系统的能量转化特性影响规律,并以某风电场的实际风况为例,分析了 UWCAES 系统的运行特性。

当风速改变时,根据式(7)确定风机输出功率,压缩储能过程的空气流量随风机功率成等比例变化,导热油与空气的流量比例保持不变;膨胀释能过程则根据储气量与储油量以及设计的释能时间来确定导热油与空气的流量。

3.1 不同稳定风速的影响

本节分析中,储能、释能时间分别为 60、30 s, UWCAES 系统的工质流量与风电输入功率相关,其他运行条件与表 1 保持一致。图 7 展示了稳定风速为 3.5~13.5 m/s 时,UWCAES 各系统效率的变化情况。图 8 给出了稳定风速对系统散热损失的影响规律。

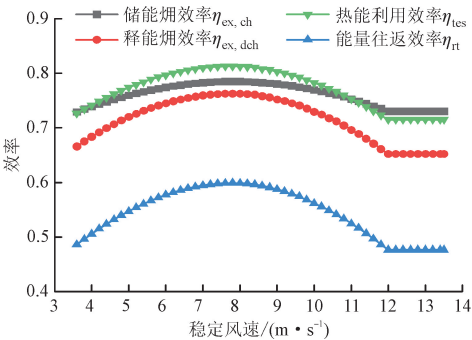


图 7 不同稳定风速条件下的系统效率对比
Fig. 7 Comparison of efficiencies under different stable wind speed conditions

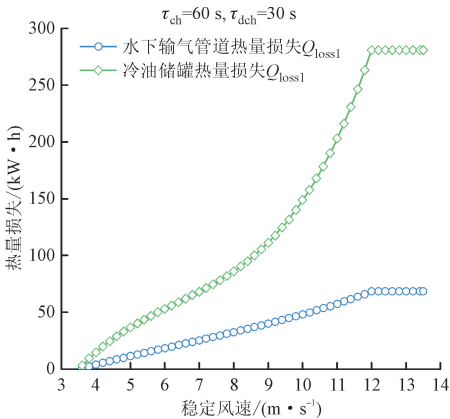


图 8 稳定风速条件下的系统热量损失
Fig. 8 Effect of stable wind speed on thermal losses of the system

由图 7 可见,系统中储能焓效率 η_{ch} 、释能焓效率 η_{dch} 、能量往返效率 η_{rt} 以及热能流量效率 η_{tes} 随风速的变化趋势基本相同。随着稳定风速的增加,各效率均先上升,当风速达到设计的基础风速(8 m/s)时,效率达到最高。进一步增加风速,由于压缩机与膨胀机偏离设计流量,效率降低,导致系统各效率均逐渐下降。然而,当风速达到风机额定风速(12 m/s)后,由于此时的风机输出功率为额定功率,故不再发生变化,因此 UWCAES 系统的 $\eta_{ex, ch}$ 、 $\eta_{ex, dch}$ 、 η_{rt} 和 η_{tes} 维持不变,分别为 73.0%、65.3%、47.7%和 71.5%。

从图 7 还可以看出,稳定风速为 3.5~13.5 m/s 时, $\eta_{ex, ch}$ 的变化范围为 73.0%~78.5%, $\eta_{ex, dch}$ 的变化范围为 66.6%~76.3%,且 $\eta_{ex, ch}$ 始终大于 $\eta_{ex, dch}$ 。这是由于储能过程的水底输气管道热量损失 Q_{loss1} 小于释能过程的冷油罐散热损失 Q_{loss2} ,且风速变化对 Q_{loss2} 的影响更大(见图 8),因此 $\eta_{ex, ch}$ 的变化幅值(5.5%)小于 $\eta_{ex, dch}$ 的变化幅值(9.7%)。

3.2 不同扰动风的影响

表 2 给出了扰动风的参数设置。在该参数条件下,基础风+阵风、基础风+渐变风以及基础风+随机风随时间的变化如图 9 所示。由图可见,由于随机风的规律性较差,且变化幅度比阵风和渐变风都要小,因此后续以阵风和渐变风为例,研究扰动风对水下压缩空气储能系统的影响特性。

表 2 扰动风参数设置

Table 2 Disturbing wind parameters settings		
风类型	参数	数值
基础风	$v_B/(m \cdot s^{-1})$	8
	$v_{G, max}/(m \cdot s^{-1})$	15
	$\tau_{G, s}/s$	0
	$\tau_{G, e}/s$	60
阵风分量	$v_{R, max}/(m \cdot s^{-1})$	15
	$\tau_{R, s}/s$	0
	$\tau_{R, 1}/s$	20
	$\tau_{R, 2}/s$	40
	$\tau_{R, e}/s$	60
渐变风分量	K_N/m	0.002
	F_s/m^2	2 000
	$\mu/(m \cdot s^{-1})$	8

将阵风和渐变风分量的最大值,即 $v_{G, max}$ 和 $v_{R, max}$,统称为扰动风分量最大值 $v_{d, max}$ 。图 10 展示了 $v_{d, max}$ 对 η_{rt} 以及一个风速变化周期内系统平均发电功率 $P_{G, ave}$ 的影响。由图可见, $v_{d, max}$ 对 η_{rt} 和 $P_{G, ave}$ 的影响可分为 3 个区域。

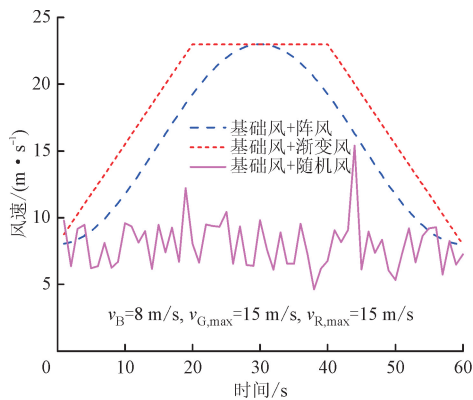


图9 含不同扰动风分量风速的变化

Fig. 9 Changes in wind speed with different disturbance wind components

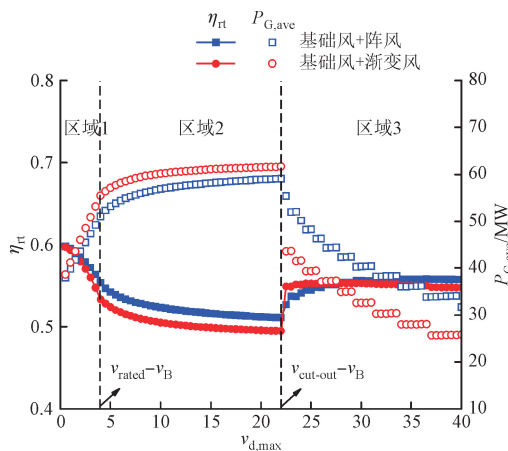


图10 最大扰动风速对系统往返效率和平均发电功率的影响

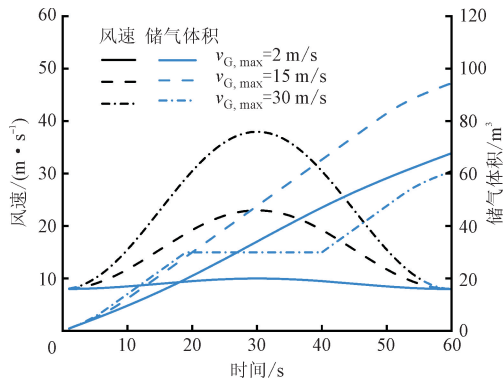
Fig. 10 Effects of $v_{d,max}$ on η_{rt} and $P_{G,ave}$

区域 1: $v_{d,max} \leq (v_{rated} - v_B)$ 。在此区域内,风速增加,系统偏离设计工况运行,压缩机与膨胀机的效率降低,因此 η_{rt} 降低。然而,由于风速小于风机的额定风速,由式(7)可知,风机输出功率增加,即 UWCAES 系统的输入功率随 $v_{d,max}$ 增加,压缩储能阶段水下储气包累计储存的高压气体质量快速增加,因此系统 $P_{G,ave}$ 快速上升。

区域 2: $(v_{rated} - v_B) < v_{d,max} \leq (v_{cut-out} - v_B)$ 。在此区域内,最大风速已达到风机额定风速,但未超过风机切出风速。由式(7)可知,风机的最大输出功率维持在额定功率,且随着 $v_{d,max}$ 增加,风速达到风机额定风速的时间增加。由于达到额定风速后进一步增加风速,风机输出功率也不会再增加,即 UWCAES 系统性能不再发生变化,因此 η_{rt} 的降低速率和 $P_{G,ave}$ 的增长速率均放缓。

区域 3: $v_{d,max} > (v_{cut-out} - v_B)$ 。在此区域内,最大风速已达到风机切出风速,且随着 $v_{d,max}$ 增加,超过切出风速的时间增加,即风机停机时间增加,因此累积储气体积降低,从而 $P_{G,ave}$ 减小。当最大阵风分量 $v_{G,max}$ 由 25 m/s 增加到 40 m/s 时,风机停机时间占比由 21.7% 增加到 48.3%, $P_{G,ave}$ 由 48.28 MW 降低至 31.71 MW。

以基础风+阵风为例,在 3 个区域中分别选取 $v_{G,max}$ 为 2、15、30 m/s,对比分析这 3 种工况下,系统中压缩储能阶段关键运行参数的变化,如图 11 所示。由图可见,区域 2 中 $v_{G,max} = 15$ m/s 时的储气速率明显高于区域 1 中 $v_{G,max} = 2$ m/s 时的;而对于区域 3 中 $v_{G,max} = 30$ m/s,由于在较长时间内,风速高于风机切出风速 30 m/s,系统处于停机状态,因此此阶段储气体积不变。当 60 s 压缩储能时间结束后,在 $v_{G,max}$ 分别为 2、15、30 m/s 扰动风工况下,水下储气包体积分别为 67.8、94.5、60.9 m³。

图11 不同 $v_{G,max}$ 下风速与储气体积的变化Fig. 11 Changes in wind speed and air storage volume under different $v_{G,max}$

3.3 实际风况下的系统运行特性

以某风电场凌晨 0:00 到下午 16:00 的实际风况为例,采用本文所提 OW-UWCAES 技术,得到系统压缩储能阶段的实测风速和储气体积如图 12 所示。由图可见,在储能阶段,平均风速为 7.81 m/s,最大、最小风速分别为 12.91、1.81 m/s,最终有效存储气体体积约为 51 100 m³。

基于实测风速与建立的 OW-UWCAES 模型,得到 0:00 到 16:00 系统压缩耗功率 P_c 与高温混合器油温 T_{28} 的变化情况,如图 13 所示。由图可见,储能阶段的压缩机耗功率随风场波动,平均功率为 28.09 MW,高温混合器内的导热油温度在 464.0~486.9 K 范围内波动,最终高温储油罐的温度为 469.2 K。经过 16 h 压缩储能阶段,风机共输

出电能 $451.8 \text{ MW} \cdot \text{h}$, 经过 8 h 膨胀释能阶段, UWCAES 系统平均发电功率为 29.88 MW , 共输出稳定电能 $239.0 \text{ MW} \cdot \text{h}$, 系统能量往返效率为 52.9% 。

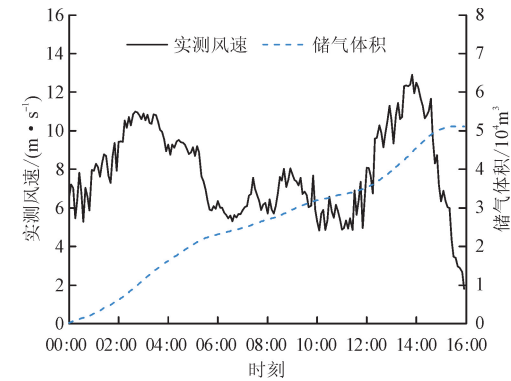


图 12 实际风况下储气体积的变化

Fig. 12 Changes in gas storage volume under real wind speed conditions

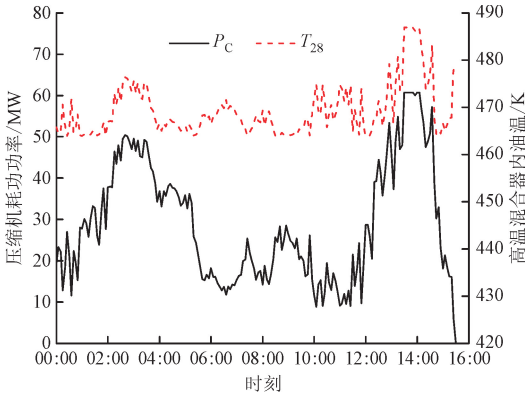


图 13 实际风况下压缩机耗功率与高温混合器内油温的变化

Fig. 13 Changes in P_C and T_{28} under real wind speed conditions

4 结 论

本文通过建立海上风电-水下压缩空气储能系统热力学模型,分析了考虑海上风能波动性的水下压缩空气储能系统能量转化特性,得到主要结论如下。

(1)导热油与空气质量流量之比 $\kappa_{o,a}$ 显著影响系统能量往返效率 η_{rt} ,其原因在于水下输气管道的散热损失 Q_{loss1} 和冷油罐散热损失 Q_{loss2} 随 $\kappa_{o,a}$ 的变化趋势相反,于是存在最优 $\kappa_{o,a}$,使得 Q_{loss1} 与 Q_{loss2} 之和最小,此时 η_{rt} 达到最大值。本文设计工况条件下, $\kappa_{o,a}$ 最优值为 1.41,对应的 η_{rt} 为 60.3% 。

(2)额定设计工况下,水下压缩空气储能系统中储热和换热单元的焓损失最大,占总焓损失的 36.6% ;其次是透平机械类和电动机发电机类,分别占总焓损失的 35.0% 、 25.3% ;导热油的混合、管内运输、油罐散热等过程焓损失很小,可忽略不计。

(3)稳定风速对储能系统的影响结果表明:当风速偏离设计基础风速 v_B 时,压缩机与膨胀机偏离设计流量,造成设备效率降低,进而导致 η_{rt} 小于额定设计值。与此同时,在小于切出风速范围内,提高风速有利于系统平均发电功率 $P_{G,ave}$ 的提升。

(4)扰动风速对储能系统的影响结果表明:受风机额定风速 v_{rated} 与切出风速 $v_{cut-out}$ 的影响,随着扰动风分量最大值 $v_{d,max}$ 增加, $v_{d,max}$ 对 $P_{G,ave}$ 的影响可分为快速增长区 ($v_{d,max} \leq v_{rated} - v_B$)、增长减缓区 ($v_{rated} - v_B < v_{d,max} \leq v_{cut-out} - v_B$) 以及降低区 ($v_{d,max} > v_{cut-out} - v_B$), 3 个区域内的 η_{rt} 均低于额定稳定工况下的设计值。以平均风速为 7.81 m/s 的某风电场实际风况为例,受风速波动性的影响,储能系统 η_{rt} 为 52.9% ,比额定设计值低了 7.4% 。

参考文献:

[1] 国家能源局. 国家能源局发布 2023 年全国电力工业统计数据 [EB/OL]. [2024-04-06]. https://www.nea.gov.cn/2024-01/26/c_1310762246.htm.
[2] 陈海生, 李泓, 马文涛, 等. 2021 年中国储能技术研究进展 [J]. 储能科学与技术, 2022, 11(3): 1052-1076.
CHEN Haisheng, LI Hong, MA Wentao, et al. Research progress of energy storage technology in China in 2021 [J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(3): 1052-1076.
[3] 中国化学与物理电源行业协会. 2024 中国压缩空气储能产业发展白皮书 [EB/OL]. [2024-05-24]. <http://www.escn.com.cn/20240310/2bdbf95e1c1e4f4fa3f207910800fb1d/c.html>.
[4] 王晰, SHAIR J, 谢小荣. 水下储能技术综述与展望 [J]. 电网技术, 2023, 47(10): 4121-4130.
WANG Xi, SHAIR J, XIE Xiaorong. Underwater grid-scale energy storage: review and prospect [J]. Power System Technology, 2023, 47(10): 4121-4130.
[5] GUO Huan, XU Yujie, ZHU Yilin, et al. Coupling properties of thermodynamics and economics of underwater compressed air energy storage systems with flexible heat exchanger model [J]. Journal of Energy Storage, 2021, 43: 103198.
[6] CHEUNG B C, CARRIVEAU R, TING D S K. Parameters affecting scalable underwater compressed air

- energy storage [J]. *Applied Energy*, 2014, 134: 239-247.
- [7] 卜宪标, 陈昕, 李华山, 等. 面向海上风电的水下压缩空气储能性能分析及提效技术 [J]. *电力建设*, 2024, 45(8): 106-117.
- BU Xianbiao, CHEN Xin, LI Huashan, et al. Performance analysis and efficiency-improving technology of underwater compressed air energy storage for offshore wind power [J]. *Electric Power Construction*, 2024, 45(8): 106-117.
- [8] WANG Zhiwen, 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.
- [9] 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.
- [10] 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.
- [11] LIU Zhan, LIU Xu, YANG Shanju, et al. Assessment evaluation of a trigeneration system incorporated with an underwater compressed air energy storage [J]. *Applied Energy*, 2021, 303: 117648.
- [12] 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.
- [13] 华北电力大学. 海洋压缩空气储能系统: CN201410021005.2 [P]. 2017-01-04.
- [14] LIM S D, MAZZOLENI A P, PARK J K, et al. Conceptual design of ocean compressed air energy storage system [J]. *Marine Technology Society Journal*, 2013, 47(2): 70-81.
- [15] MAS J, REZOLA J M. Tubular design for underwater compressed air energy storage [J]. *Journal of Energy Storage*, 2016, 8: 27-34.
- [16] VASEL-BE-HAGH A R, CARRIVEAU R, TING D S K. Flow over submerged energy storage balloons in closely and widely spaced floral configurations [J]. *Ocean Engineering*, 2015, 95: 59-77.
- [17] Brayton Energy. UCAES undersea compressed air energy storage [EB/OL]. [2024-04-30]. <https://www.braytonenergy.net/our-projects/ucaes-undersea-compressed-air-energy-storage>.
- [18] 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.
- [19] Hydrostor. Goderich energy storage center [EB/OL]. [2024-04-30]. <https://hydrostor.ca/projects/the-goderich-a-caes-facility>.
- [20] 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. Modeling 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.
- [21] 刘扬波, 陈俊生, 李全蛟, 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.
- [22] ANDERSON P M, BOSE A. Stability simulation of wind turbine systems [J]. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, 1983, PAS-102(12): 3791-3795.
- [23] WOLF D. Methods for design and application of adiabatic compressed air energy storage based on dynamic modeling [D]. Bochum: Ruhr-Universität Bochum, 2010.
- [24] 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, 2017.
- [25] WANG Zhiwen, XIONG Wei, 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.

(编辑 李慧敏)