

自力式恒压压缩空气储能系统热力学特性分析

王光磊¹, 苗井泉¹, 徐震^{2,3}, 黄汝玲¹

(1. 山东电力工程咨询院有限公司, 山东 济南 250013; 2. 昌吉学院 物理与材料科学学院, 新疆 昌吉 831100;
3. 山东大学 核科学与能源动力学院, 山东 济南 250100)

摘要: 针对传统恒容压缩空气储能系统存在的空气节流损失、储气室容量浪费等弊端, 构建了基于抽水补偿的自力式恒压压缩空气储能系统, 建立了压气机、膨胀机、换热器、储气室、水泵/水轮机等部件模型, 研究了该系统的稳态热力学性能。结果表明: 相比同构型绝热压缩空气储能系统, 自力式恒压压缩空气储能系统的性能提高显著, 储气压力为 7.2 MPa 时, 新系统的往返效率和储能密度分别增加 3.38% 和 112%。

关键词: 压缩空气储能; 热力学; 储能密度; 往返效率

中图分类号: TM611 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.03.017

[引用本文格式] 王光磊, 苗井泉, 徐震, 等. 自力式恒压压缩空气储能系统热力学特性分析[J]. 热能动力工程, 2025, 40(3): 153-159. WANG Guanglei, MIAO Jingquan, XU Zhen, et al. Thermodynamic characteristics analysis of a self-operated constant pressure compressed air energy storage system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(3): 153-159.

Thermodynamic Characteristics Analysis of a Self-operated Constant Pressure Compressed Air Energy Storage System

WANG Guanglei¹, MIAO Jingquan¹, XU Zhen^{2,3}, HUANG Ruling¹

(1. Shandong Electric Power Engineering Consulting Institute Corporation Limited, Jinan, China, Post Code: 250013;
2. School of Physics and Materials Science, Changji University, Changji, China, Post Code: 831100;
3. School of Nuclear Science, Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan, China, Post Code: 250100)

Abstract: A self-operated constant pressure compressed air energy storage system based on pumping compensation was constructed to address the drawbacks of traditional constant volume compressed air energy storage systems, such as air throttling losses and wasted storage capacity. Component models of the compressor, expander, heat exchanger, storage chamber, and water pump/hydro turbine were established, and the steady-state thermodynamic performance of the system was studied. The results show that compared with the isomorphic adiabatic compressed air energy storage system, the performances of the self-operated constant pressure compressed air energy storage system is significantly improved. When the air storage pressure is 7.2 MPa, the round-trip efficiency and the energy storage density of the new system increase by 3.38% and 112%, respectively.

Key words: compressed air energy storage, thermodynamic, energy storage density, round-trip efficiency

引言

随着我国能源消费结构的绿色低碳转型, 新能

源装机量快速增长, 但新能源固有的波动性和间歇性特点会降低电网稳定性, 从而对电网运行安全造成冲击^[1]。在新能源大规模并网背景下, 储能技术

收稿日期: 2024-10-11; 修订日期: 2024-11-14

基金项目: 国家重大专项资助项目(2017-I-0009-0010)

Fund-supported Project: National Science and Technology Major Project (2017-I-0009-0010)

作者简介: 王光磊(1988-), 男, 山东电力工程咨询院有限公司高级工程师。

成为应对新能源消纳问题的选择之一^[2]。目前,商业化的电网级储能技术主要有抽水蓄能和压缩空气储能(Compressed Air Energy Storage, CAES),其中 CAES 可采用盐穴、废弃矿井或人造容器储气,且可靠性高、造价低、寿命长。因此,面向新能源电力消纳的重大工程需求,CAES 被认为具有极好的发展潜力^[3]。

CAES 分为非绝热和绝热两类,其中非绝热 CAES 不回收压缩热,发电时需补燃来增加输出功,故存在化石能源依赖和二次排放问题^[4]。近年来,绝热 CAES(Adiabatic CAES, A-CAES)受到关注并发展出诸多先进概念,如先进绝热 CAES^[5]、等温 CAES^[6]、超临界 CAES^[7]和三联供 CAES^[8]等。上述 CAES 概念均基于恒容储气,存在空气节流损失和储气室容量浪费等问题,而恒压 CAES 利用水的静压或人工方法实现定压储气和释能,在储能密度(Energy Storage Density, ESD)、往返效率(Round-Trip Efficiency, RTE)和安全性方面更具优势^[9]。

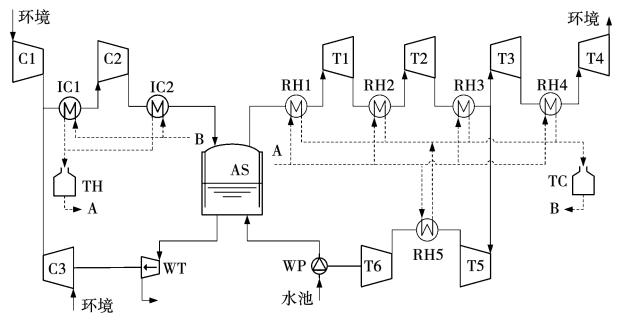
水下 CAES 是恒压 CAES 的主要型式,即利用置于水下的刚性或柔性容器实现定压储气^[10-12],该方法可行性已被 Hydrostor 公司建成的首座水下 CAES 示范电站证实,其柔性储气包安装于水下 65 m,发电功率为 700 kW^[13]。由于水下 CAES 受地理条件限制,学者们近年又提出多种陆基恒压 CAES 概念。Guo 等人^[14]采用引射器取代传统 A-CAES 的节流阀,通过将储气室出口空气与透平排气混合实现恒压释能,储能效率提高 3.41%。Kim 等人^[15]率先提出抽水补偿式恒压 CAES(Pumped Hydro CAES, PH-CAES)概念,通过泵水调节储气室内水位实现定压储/放气。Mazloun 等人^[16]基于 PH-CAES 概念,进一步利用水轮机回收储气过程的水压能,系统效率可达 55.1%,储能密度达 11.9 (kW·h)/m³。Chen 等人^[17]提出液体相变补偿式恒压 CAES 概念,研究发现,以 CO₂为相变工质时储能效率和烟效率分别较传统绝热 CAES 提高 6% 和 4%。

在各类恒压 CAES 概念中,PH-CAES 具有较好的发展潜力,但需进一步优化储/释能过程的能量利用,以降低水压能和泵功对系统效率的负面影响。本文针对一种自力式恒压 CAES(Self-operated Constant Pressure CAES, SP-CAES)系统开展研究,建立了系统热力学模型,分析了关键参数对系统效

率和储能密度的影响,进一步说明了恒压 CAES 系统在实际应用中的可行性和优越性。

1 系统构建

本文研究的 SP-CAES 系统流程如图 1 所示。该系统构型基于常规绝热 CAES,包括压缩机、膨胀机、储气室、水泵、水轮机等部件。文献[18]研究发现,绝热 CAES 的系统效率与压缩机级数负相关,而与透平级数正相关,因而本研究采用二级压缩、四级膨胀构型,并以 55 号导热油作为储热介质,通过抽水补偿方式实现恒压储能和恒压释能^[16],并将储能过程水轮机回收的液压能应用于空气压缩机。在释能过程中,将部分压缩空气用于驱动透平泵以提供维持储气室恒压的高压水。



C:压缩机;T:膨胀机;IC:间冷器;RH:再热器;TH:热油罐;TC:冷油罐;AS:储气室;WP:水泵;WT:水轮机;A/B:蓄热介质

图 1 SP-CAES 系统流程

Fig. 1 Flowchart of SP-CAES system

2 系统热力学模型

2.1 单元部件模型

2.1.1 压缩机

各级压缩机的出口参数:

$$p_{c,o} = \pi_c p_{c,i} \quad (1)$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} [1 + (\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1)/\eta_c] \quad (2)$$

$$h_{c,o} = h_{c,i} + (h'_{c,o} - h_{c,i})/\eta_c \quad (3)$$

式中: $p_{c,i}$ 、 $p_{c,o}$ —压缩机进、出口压力; $T_{c,i}$ 、 $T_{c,o}$ —压缩机进、出口温度; $h_{c,i}$ 、 $h_{c,o}$ 和 $h'_{c,o}$ —压缩机进、出和绝热出口比焓; π_c —压缩机压比; η_c —压缩机绝热效率; k —绝热系数。

压缩机耗功 W_c 为:

$$W_c = q_{m,c}(h_{c,o} - h_{c,i}) \quad (4)$$

式中: $q_{m,c}$ —通过压缩机的工质质量流量。

变工况时,压缩机的压比和绝热效率表示为无量纲质量流量 $\dot{q}_{m,c}$ 和无量纲转速 $\dot{n}_c$ 的函数^[19]:

$$\frac{\pi_c}{\pi_{c0}} = k_1 \dot{q}_{m,c}^2 + k_2 \dot{q}_{m,c} + k_3 \quad (5)$$

$$\frac{\eta_c}{\eta_{c0}} = \frac{\dot{n}_c}{\dot{q}_{m,c}} [1 - k_4 (1 - \dot{n}_c)] \left(2 - \frac{\dot{n}_c}{\dot{q}_{m,c}} \right) \quad (6)$$

式中: k_1, k_2, k_3 和 k_4 —压缩机变工况系数; π_{c0}, η_{c0} —额定工况的压缩机压比和绝热效率。

2.1.2 膨胀机

各级膨胀机的出口参数:

$$p_{t,o} = p_{t,i} / \pi_t \quad (7)$$

$$T_{t,o} = T_{t,i} \pi_t^{\frac{k}{k-1}} \quad (8)$$

$$h_{t,o} = h_{t,i} - (h_{t,i} - h_{ap}) / \eta_t \quad (9)$$

式中: $p_{t,i}, p_{t,o}$ —膨胀机进、出口压力; $T_{t,i}, T_{t,o}$ —膨胀机进、出口温度; $h_{t,i}, h_{t,o}$ 和 h_{ap} —膨胀机进、出和绝热出口比焓; π_t —膨胀机压比; η_t —膨胀机绝热效率。

膨胀机输出功 W_t 为:

$$W_t = q_{m,t} (h_{t,i} - h_{t,o}) \quad (10)$$

式中: $q_{m,t}$ —通过膨胀机的工质质量流量。

变工况时,膨胀机的压比和绝热效率同样表示为无量纲质量流量 $\dot{q}_{m,t}$ 和无量纲转速 $\dot{n}_t$ 的函数^[19]:

$$\pi_t^2 = \dot{q}_{m,t} \sqrt{\frac{T_{t,i}}{T_{t0,i}}} \frac{\sqrt{\pi_{t0}^2 - 1}}{\sqrt{1.4 - 0.4 \dot{n}_t}} \quad (11)$$

$$\frac{\eta_t}{\eta_{t0}} = \frac{\dot{n}_t}{\dot{q}_{m,t}} [1 - 0.3 (1 - \dot{n}_t)^2] \left(2 - \frac{\dot{n}_t}{\dot{q}_{m,t}} \right) \quad (12)$$

式中: $T_{t0,i}, \pi_{t0}$ 和 η_{t0} —额定工况的膨胀机进口温度、压比和绝热效率。

2.1.3 换热器

换热器模型如下:

$$T_{a,o} = T_{a,i} (1 - \varepsilon) + \varepsilon T_{f,i} \quad (13)$$

$$p_{a,o} = p_{a,i} (1 - \varphi_{he}) \quad (14)$$

式中: $T_{a,i}, T_{a,o}$ 和 $T_{f,i}$ —进口空气、出口空气和进口换热流体温度; $p_{a,i}, p_{a,o}$ —进口和出口空气压力; φ_{he} —换热器压力损失系数; ε —换热器效能。

换热器压力损失系数 φ_{he} 为^[20]:

$$\varphi_{he} = 0.0083 \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (15)$$

变工况时,换热器效能为:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C)]}{1 - C \exp[-NTU(1 - C)]} \quad (16)$$

$$C = \frac{\min(q_{m,he} c_{p,a}, q_{m,f} c_{p,f})}{\max(q_{m,he} c_{p,a}, q_{m,f} c_{p,f})} \quad (17)$$

$$NTU = \frac{KA}{\min(q_{m,he} c_{p,a}, q_{m,f} c_{p,f})} \quad (18)$$

式中: $q_{m,he}, q_{m,f}$ —空气、换热流体的质量流量; $c_{p,a}, c_{p,f}$ —空气、换热流体的比定压热容; C —热容量流比; NTU —传热单元数; K —传热系数; A —换热面积。

2.1.4 储气室

储气室质量和能量守恒方程:

$$\frac{d(\rho_s V_s)}{dt} = q_{m,si} - q_{m,so} \quad (19)$$

$$\frac{d(\rho_s V_s u)}{dt} = q_{m,si} h_{s,i} - q_{m,so} h_{s,o} - \alpha A_s (T_{s,a} - T_{s,w}) \quad (20)$$

储气室内温度和压力可由下式计算:

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{q_{m,si} c_{p,a} T_{s,i} - q_{m,so} c_{p,a} T_{s,o} + \alpha A_s (T_{s,w} - T_{s,a})}{V_s c_{p,a}} R \quad (21)$$

储能阶段储气室温度:

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{q_{m,si} c_{p,a} T_{s,i} - q_{m,so} c_{p,a} T_{s,o} + \alpha A_s (T_{s,w} - T_{s,a})}{m_s c_{p,a}} - \frac{T_s}{m_s} (q_{m,si} - q_{m,so}) \quad (22)$$

式中: $q_{m,si}, q_{m,so}$ —储气室进气、排气质量流量; $h_{s,i}, h_{s,o}$ —储气室进气、排气的比焓; $T_{s,i}, T_{s,o}$ —储气室进、排气温度; $c_{p,a}$ —空气的比定容热容; u —储气室内空气的热力学能; t —时间; ρ_s, V_s, m_s, T_s 和 p_s —储气室内的空气密度、体积、质量、温度和压力; α —空气与储气室壁面的传热系数; A_s —储气室的换热面积; $T_{s,w}, T_{s,a}$ —储气室壁面、空气的温度。

2.1.5 水泵/水轮机

储/释能过程中,水泵/水轮机分别按水轮机和水泵模式工作。水轮机输出功 W_{hy} 为:

$$W_{hy} = q_{m,hy} \eta_{hy} (h_{hy,i} - h_{hy,o}) \quad (23)$$

式中: $q_{m,hy}$ —通过水轮机的工质质量流量; η_{hy} —水轮机机械效率; $h_{hy,i}, h_{hy,o}$ —水轮机进水、排水比焓。

水泵耗功 W_p 为:

$$W_p = q_{m,p} \eta_p (h_{p,o} - h_{p,i}) \quad (24)$$

式中: $q_{m,p}$ —通过水泵的工质质量流量; $h_{p,i}, h_{p,o}$ —水

泵进水、排水比焓; η_p —水泵机械效率。

2.2 系统性能评价指标

通常采用往返效率 RTE 和储能密度 ESD 两个指标来评价 CAES 系统热力学性能^[18],其定义如下:

$$\text{RTE} = \frac{\sum_{j=1}^4 W_{y_j} t_{\text{dh}}}{\sum_{i=1}^2 W_{c_i} t_{\text{ch}}} \tag{25}$$

$$\text{ESD} = \frac{\sum_{j=1}^4 W_{y_j} t_{\text{dh}}}{V_s} \tag{26}$$

对于恒压压缩空气储能系统,释能时部分压缩空气用于驱动水泵,名义储能密度 D 可表示为:

$$D = \frac{\sum_{j=1}^6 W_{y_j} t_{\text{dh}}}{V_s} \tag{27}$$

式中: $t_{\text{dh}}, t_{\text{ch}}$ —释能和储能过程时长; i —第 i 级压缩机; $W_{c,i}$ —第 i 级压缩机的耗功; j —第 j 级膨胀机; $W_{i,j}$ —第 j 级膨胀机的输出功。

2.3 模型验证

采用 Matlab 软件求解上述模型,流体热物性参数使用 REFPROP 9.1 软件计算。利用文献[21]报道的 A-CAES 数据,对本文所建模型进行验证,对比结果如表 1。由表 1 可知,最大相对误差为 2.17%,说明本文模型计算结果与文献吻合较好。

表 1 A-CAES 计算结果对比

Tab. 1 Comparison of calculating results for A-CAES

项目	压气机耗功/kW	透平输出功/kW	循环效率/%
文献[21]	481.24	496.16	66.48
本文模型	470.79	501.81	65.33
相对误差/%	2.17	1.14	1.73

3 结果与讨论

3.1 输入参数

基于本文所建模型,对 SP-CAES 系统进行了热力学分析,并与同条件 A-CAES 系统进行比较。SP-CAES 系统热力学分析输入参数如表 2 所示。参照德国 Huntorf 压缩空气储能示范电站选取 A-CAES 的储气压力和终止放气压力^[21],SP-CAES 的储气压力恒定,取为 A-CAES 的终止放气压力,即 4.2 MPa。

表 2 SP-CAES 系统热力学分析输入参数

Tab. 2 Input parameters for thermodynamic analysis of SP-CAES system

参 数	数 值
环境温度/K	293.15
环境压力/kPa	101.32
导热油比热容/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	2.25
储气压力/MPa	7.2
终止放气压力/MPa	4.2
储气容积/ m^3	1 000
压缩机绝热效率	0.87
水泵/水轮机机械效率	0.93
压缩机/透平机械效率	0.95
膨胀机绝热效率	0.9
换热器效能	0.8

3.2 SP-CAES 系统热力学特性

通过计算得出的 SP-CAES 和 A-CAES 部件参数对比如表 3 所示,系统性能对比如表 4 所示。由表 3 和表 4 可知,相比 A-CAES,SP-CAES 的部件功率发生改变,压缩机 C1 功率增大、C2 功率减小,而膨胀机 T1 和 T2 功率增加、T3 和 T4 功率减小;储气压力为 4.2 MPa 时,SP-CAES 的 RTE 可达 67.05%,较 A-CAES 相对提高了 2.48%;SP-CAES 的 ESD 和 D 分别达到 13.31 和 16.63 MJ/m^3 ,较 A-CAES 相对提高 5.72% 和 32.09%。

表 3 A-CAES 和 SP-CAES 部件参数对比

Tab. 3 Comparison of component parameters of A-CASE and SP-CAES systems

部件	SP-CAES		A-CAES	
	流量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	功率/kW	流量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	功率/kW
C1	1.62	486.88	1.55	456.18
C2	2.11	505.64	1.55	543.82
T1	3.22	288.33	2.36	247.78
T2	3.22	291.63	2.36	250.39
T3	1.97	210.68	2.36	250.81
T4	1.97	209.36	2.36	250.85
C3	0.49	145.65	—	—
T5	1.25	131.92	—	—
T6	1.25	131.21	—	—
WT	48.52	153.32	—	—
WP	72.22	250.27	—	—

注:表中“—”表示无该参数。

表 4 A-CAES 和 SP-CAES 系统性能对比

Tab. 4 Comparison of performance of A-CASE and SP-CAES systems

参 数	SP-CAES	A-CAES
RTE/%	67.05	65.43
ESD/MJ·m ⁻³	13.31	12.59
D/MJ·m ⁻³	16.63	12.59

3.3 SP-CAES 系统性能参数化分析

定义储能、释能过程系统内部能量流比如下：

$$E_{ch} = q_{m,c3}/q_{m,c1} \tag{28}$$

$$E_{dh} = q_{m,t5}/q_{m,t2} \tag{29}$$

式中： E_{dh} 、 E_{ch} —释能和储能过程的能量流比； $q_{m,c1}$ ， $q_{m,c3}$ —通过压气机 C1 和 C3 的空气质量流量； $q_{m,t2}$ ， $q_{m,t5}$ —通过膨胀机 T2 和 T5 的空气质量流量。

3.3.1 储气压力

储气压力对 SP-CAES 的 RTE,ESD 和 D 的影响如图 2 所示。由图 2 可知,在 2 ~ 8 MPa 范围内,随储气压力 p_{as} 的增加,ESD 和 D 基本呈线性增大,但 D 的斜率高于 ESD。当储气压力为 7.2 MPa,即与 A-CAES 储气压力相同时,SP-CAES 的 RTE 和 ESD 较 A-CAES 分别提高 3.38% 和 112%。由此可知,储气压力对 RTE 的影响不显著,随储气压力增加,先略微降低后略微增加。

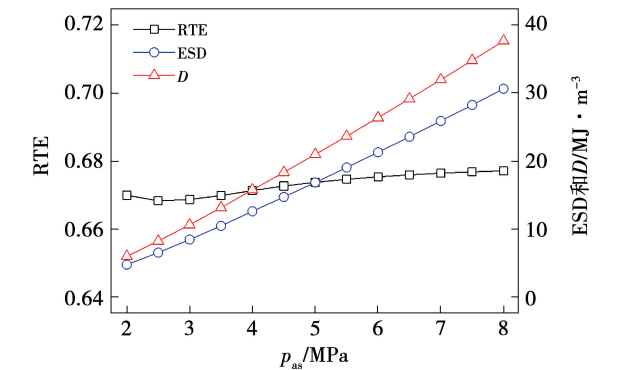


图 2 不同储气压力下 SP-CAES 的 RTE,ESD 和 D

Fig.2 RTE, ESD and D of SP-CAES system under different air storage pressures

能量流比为系统内部循环的能量与总能量之比。储气压力对 SP-CAES 能量流比和压缩机理想等压比的影响如图 3 所示。由图 3 可知,随储气压力增加,理想等压比提高,但储/释能过程能量流比

均无显著改变。这表明在 2 ~ 8 MPa 范围内,储气压力对储能过程水轮机回收的高压水能和释能过程维持恒压的水泵耗功占总储能容量的比例影响不大。

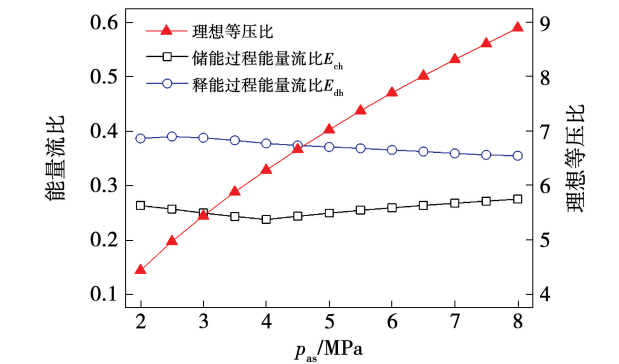


图 3 不同储气压力下 SP-CAES 的能量流比和理想等压比

Fig.3 Energy flow ratio and ideal isobaric ratio of SP-CAES system under different air storage pressures

3.3.2 水泵进口压力

对于不同应用场景,水泵进口压力会有所不同。无量纲水泵进水压力定义为水泵进水压力和储气压力之差与储气压力的比值,即：

$$\bar{p}_{p,i} = (p_{as} - p_{p,i})/p_{as} \tag{30}$$

式中： $p_{p,i}$ —水泵进口压力。

无量纲水泵进口压力对 SP-CAES 的 RTE 和 ESD 的影响如图 4 所示。由图 4 可知,当储气压力为输入条件设定的 4.2 MPa 时,随着无量纲水泵进口压力 $\bar{p}_{p,i}$ 的增加,RTE 和 ESD 都减小。当无量纲进水压力由 0.1 增加到 0.9 时,RTE 相对减小 8.16%,ESD 相对降低了 19.05%。

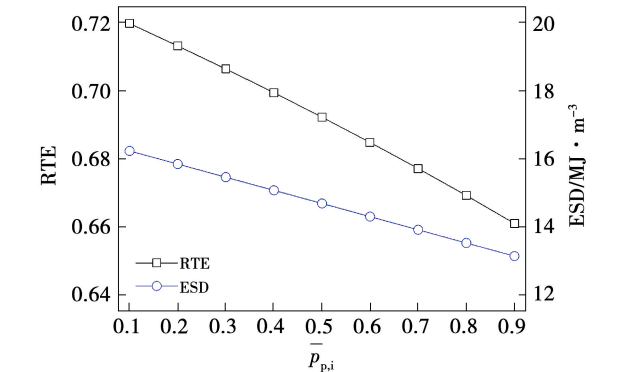


图 4 不同水泵进口压力下 SP-CAES 的 RTE 和 ESD

Fig.4 RTE and ESD of SP-CAES system under different water pump inlet pressures

图 5 为无量纲水泵进口压力对 SP-CAES 能量流比的影响。由图 5 可知,随着无量纲水泵进口压力的增加,储能和释能过程的能量流比均呈线性增加,且释能过程的斜率更高。这表明水泵进口压力越高,SP-CAES 系统内循环的能量越少,系统的 RTE 和 ESD 相应增加。

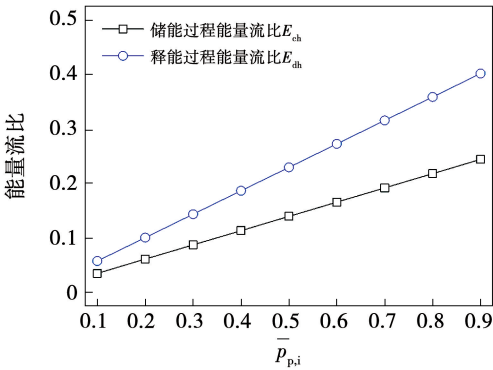


图 5 不同水泵进口压力下 SP-CAES 的能量流比
Fig.5 Energy flow ratio of SP-CAES system under different water pump inlet pressures

3.3.3 水轮机出口压力

无量纲水轮机出口压力定义为水轮机出口压力 $p_{hy,o}$ 与水泵进口压力 $p_{p,i}$ 之比。无量纲水轮机出口压力对 SP-CAES 的 RTE 和 ESD 的影响如图 6 所示。由图 6 可知,当储气压力为输入条件设定的 4.2 MPa 时,随着无量纲水轮机出口压力增加,RTE 线性减小,ESD 保持不变。这是因为水轮机出口压力增加会导致储能过程回收的水压能减小,但对释能过程无影响。

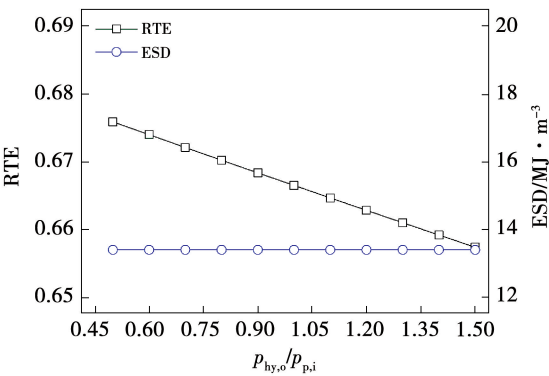


图 6 不同水轮机出口压力下 SP-CAES 的 RTE 和 ESD
Fig.6 RTE and ESD of SP-CAES system under different hydroturbine outlet pressures

图 7 为无量纲水轮机出口压力对 SP-CAES 能量流比的影响。由图 7 可知,随无量纲水轮机出口压力的增加,储能过程的能量流比减小,而释能过程的能量流比不变。

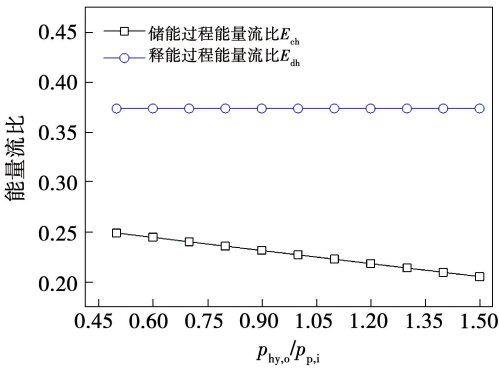


图 7 不同水泵进口压力下 SP-CAES 的能量流比
Fig.7 Energy flow ratio of SP-CAES under different water pump inlet pressures

4 结 论

- (1) 建立了自力式恒压压缩空气储能系统的热力学模型,利用文献中数据进行了验证,模型计算结果吻合较好。
- (2) 对于二级压缩、四级膨胀构型的 SP-CAES 系统,当储气压力为 4.2 MPa 时,其 RTE 和 ESD 分别为 67.05% 和 13.31 MJ/m³,较 A-CAES 分别相对提高 2.48% 和 5.72%;当储气压力为 7.2 MPa 时,SP-CAES 的 RTE 和 ESD 分别提高 3.38% 和 112%。
- (3) 相比同构型的 A-CAES,SP-CAES 的 RTE 和 ESD 均得到提高,其性能与储气压力、水泵进口压力和水轮机出口压力等因素密切相关。
- (4) 常规 PH-CAES 储能时不回收恒压储气室排水的压力能,而释能时需消耗部分电能驱动水泵向恒压储气室补水,从而降低系统效率造成负面影响。而 SP-CAES 储能时利用水轮机回收水压能产生部分压缩空气从而减少压缩机耗功,另外,释能时利用压缩空气直接驱动透平泵,避免了电能转换的能量损失。由此,SP-CAES 能够弥补 PH-CAES 的不足,实现系统内部能量的更优匹配,进一步提高了电-电转换效率。

参考文献:

[1] 陈以明,李 治. 智慧能源发展方向及趋势分析[J]. 动力工程学报,2020,40(10):852–858,864.
CHEN Yiming,LI Zhi. Analysis on the development trend and features of smart energy sources[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering,2020,40(10):852–858,864.

[2] YANG J,ZHENG X,HUI D,et al. Capacity demand analysis of energy storage in the sending-side of a power grid for accommodating large-scale renewables[J]. Energy Storage Science and Technology,2018,7(4):698–704.

[3] 文贤馗,刘 石,李 翔,等. 先进压缩空气储能系统模拟与效率分析[J]. 动力工程学报,2021,41(9):802–808.
WEN Xiankui,LIU Shi,LI Xiang,et al. Simulation and efficiency analysis of advanced compressed air energy storage system[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering,2021,41(9):802–808.

[4] 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.

[5] 李 鹏,李国能,苏 航,等. 不同运行方案下 AA-CAES 系统性能分析及优化[J]. 动力工程学报,2022,42(9):843–851.
LI Peng,LI Guoneng,SU Hang,et al. Performance analysis and optimization of AA-CAES system under different operation schemes[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering,2022,42(9):843–851.

[6] ZHANG X,XU Y,ZHOU X,et al. A near-isothermal expander for isothermal compressed air energy storage system[J]. Applied Energy,2018,225:955–964.

[7] GUO H,XU Y,CHEN H,ZHOU X. Thermodynamic characteristics of a novel supercritical compressed air energy storage system[J]. Energy Conversion and Management,2016,115:167–177.

[8] YAO E,WANG H,WANG L,et al. Multi-objective optimization and exergoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power based compressed air energy storage system[J]. Energy Conversion and Management,2017,138:199–209.

[9] 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.
ZHANG Yao,ZHANG Yilun,SU Chuanqi,et al. Study on constant pressure compressed air energy storage technology[J]. Thermal Power Generation,2024,53(9):19–28.

[10] 王 晰,Jan SHAIR,谢小荣. 水下储能技术综述与展望[J]. 电网技术,2023,47:4121–4130.
WANG Xi,SHAIR J,XIE Xiaorong. Underwater grid-scale energy storage:Review and prospect[J]. Power System Technology,2023,47:4121–4130.

[11] SLOCUM A H,FENNELL G E,DÜNDAR G,et al. Ocean renewable energy storage (ORES) system:Analysis of an undersea energy storage concept[J]. Proceedings of the IEEE,2013,101(4):906–924.

[12] PIMM A J,GARVEY S D,JONG M. Design and testing of energy bags for underwater compressed air energy storage[J]. Energy,2014,66:496–508.

[13] EBRAHIMI M,CARRIVEAU R,TING D,et al. Conventional and advanced exergy analysis of a grid connected underwater compressed air energy storage facility[J]. Applied Energy,2019,242:1198–1208.

[14] GUO Z,DENG G,FAN Y,et al. Performance optimization of adiabatic compressed air energy storage with ejector technology[J]. Applied Thermal Engineering,2016,94:193–197.

[15] KIM Y M,SHIN D G,FAVRAT D. Operating characteristics of constant-pressure compressed air energy storage (CAES) system combined with pumped hydro storage based on energy and exergy analysis[J]. Energy,2011,36(10):6220–6233.

[16] 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.

[17] CHEN L,XIE M,ZHAO P,et al. A novel isobaric adiabatic compressed air energy storage (IA-CAES) system on the base of volatile fluid[J]. Applied Energy,2018,210:198–210.

[18] GUO C,XU Y,ZHANG X,et al. Performance analysis of compressed air energy storage systems considering dynamic characteristics of compressed air storage[J]. Energy,2017,135:876–888.

[19] ZHANG N,CAI R X. Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration[J]. Energy Conversion and Management,2002,43:1323–1337.

[20] WANG X S,YANG C,HUANG M,et al. Multi-objective optimization of a gas turbine-based CCHP combined with solar and compressed air energy storage system[J]. Energy Conversion and Management,2018,164:93–101.

[21] CHEN L G,HU P,ZHAO P,et al. A novel throttling strategy for adiabatic compressed air energy storage system based on an ejector[J]. Energy Conversion and Management,2018,158:50–59.

(刘 颖 编辑)