

100 MW 级压缩空气储能电站建模和热力特性分析

潘家鹏¹, 葛苏瑾¹, 徐震²

(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)

摘要: 压缩空气储能技术是提高新能源电力渗透率和电网稳定性的有效途径之一。为研究 100 MW 级压缩空气储能电站的稳态性能, 构建了 5 级压缩、4 级膨胀构型压缩空气储能系统的变工况模型, 采用能量分析和熵分析方法研究了系统的热力性能及其影响因素。结果表明: 设计条件下, 100 MW 级压缩空气储能系统的电-电转换效率和熵效率分别为 55.3% 和 54.04%, 膨胀机是系统熵损失的主要来源; 压缩机、膨胀机的等熵效率是影响 100 MW 级压缩空气储能系统热力性能的主要因素。

关键词: 压缩空气储能; 热力学; 模型; 性能分析

中图分类号: TM91 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2025.11.012

[引用本文格式] 潘家鹏, 葛苏瑾, 徐震. 100 MW 级压缩空气储能电站建模和热力特性分析[J]. 热能动力工程, 2025, 40(11): 101-109. PAN Jiapeng, GE Sujin, XU Zhen. Modeling and thermodynamic characteristic analysis of a 100 MW grade compressed air energy storage power station[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(11): 101-109.

Modeling and Thermodynamic Characteristic Analysis of a 100 MW Grade Compressed Air Energy Storage Power Station

PAN Jiapeng¹, GE Sujin¹, XU Zhen²

(1. Shandong Electric Power Engineering Consulting Institute Co., Ltd., Jinan, China, Post Code: 250013;

2. School of Physics and Materials Science, Changji University, Changji, China, Post Code: 831100)

Abstract: Compressed air energy storage (CAES) technology is one of the effective ways to improve the penetration rate of new energy electricity and the stability of the power grid. In order to study the steady-state performance of a 100 MW compressed air energy storage power station, a variable operating condition model of a compressed air energy storage system in 5-stage compression and 4-stage expansion configuration was constructed. The thermal performance of the system and its influencing factors were studied using energy analysis and exergy analysis methods. The results show that under the design conditions, the electric to electric conversion efficiency and exergy efficiency of the 100 MW grade compressed air energy storage system are 55.3% and 54.04%, respectively, and the expander is the main source of exergy loss in the system; The isentropic efficiency of compressors and expanders is the main factor affecting the thermodynamic performance of 100 MW compressed air energy storage system.

Key words: compressed air energy storage (CAES), thermodynamic, model, performance analysis

引 言

能源绿色低碳发展对于我国“双碳”战略目标的实现具有重要意义。近年来,我国以风电、光伏为代表的新能源装机容量增长迅猛,但其固有的随机性、间歇性特点会对电网的安全运行造成冲击^[1]。为提高现有电力系统大规模接入新能源的能力,满足电网稳定运行需求,储能技术成为可行解决途径之一^[2]。

国内外已陆续启动多种新型储能技术的研发和示范项目,主要包括液流电池、钠离子电子、压缩空气储能(Compressed Air Energy Storage, CAES)和储热技术等^[3]。其中,CAES 具有效率高、容量大、寿命长、环境友好等优点,被认为是最具发展潜力的大规模物理储能技术之一^[4],而在各种 CAES 技术路线中先进绝热压缩空气储能(Advanced Adiabatic CAES, AA-CAES)受到格外关注^[5]。

学者们针对 AA-CAES 系统开展了较多的热力学分析和仿真研究,重点关注系统优化配置和运行方式。He 等人^[6]分析了压缩机、膨胀机、换热器等关键设备特性,及压缩比、膨胀比等操作参数对 AA-CAES 电站热力学性能的影响。Luo 等人^[7]研究发现,通过优化换热网络、增加膨胀/压缩级数及改变运行模式等措施可提高 AA-CAES 系统的往返效率、降低焓损失。郭欢等人^[8]对比研究了定压和滑压运行策略对电站性能的影响,结果表明滑压运行的往返效率更高。李鹏等人^[9]建立了 AA-CAES 系统的热力学和经济性模型,并采用非支配排序遗传算法 II(NSGA-II)对 4 种运行方案进行了多目标优化,发现冷热电联供方案性能最佳。孙晓霞等人^[10]建立了 10 MW 级 AA-CAES 电站的动态模型,发现“定-滑”运行模式可提高系统效率。贾祥等人^[11]采用集总参数法建立了国内首台 500 kW 级 CAES 试验电站的数学模型,研究发现空气流量对储能阶段动态特性影响较大。贾明祥等人^[12]也开展了 500 kW 级 CAES 试验电站的热力学建模和分析,发现膨胀过程的焓损失最高,而换热过程的焓损失最低。黄焰等人^[13]采用 MSP 仿真平台建立了 300 MW 级 CAES 电站模型,开展了储能和释能过程系统动态特性分析。此外,学者们还研究了 AA-CAES

与传统能源动力技术,如燃气-蒸汽联合循环^[14]、燃煤机组^[15]、冷热电联供^[16-17]等的耦合系统,其目的是提供更加灵活的负荷调节能力或多样化的能源供应。

综上所述,学者们已对不同容量 AA-CAES 电站的稳态及动态特性开展了较多研究,探讨了运行模式对系统整体性能的影响,但目前针对 100 MW 级 AA-CAES 电站的热力学建模,以及考虑部件特性的变工况研究仍十分缺乏,使得该功率等级机组的设计与部件选型依据不足。因此,本文以国内某 100 MW 级盐穴压缩空气储能电站为对象,开展热力学建模和稳态特性分析,以期为压缩空气储能系统的工程设计提供参考。

1 AA-CAES 系统构建

本文研究的 100 MW 级盐穴压缩空气储能系统主要由压缩机、膨胀机、间冷器、再热器、节流阀、热/冷水罐和储气室(盐穴)组成,采用 5 级压缩-间冷、4 级膨胀-再热构型,以水作为储热介质,系统流程如图 1 所示。系统工作原理如下:储能阶段,电动机驱动 5 级压缩机将空气压缩到高压状态,压缩机始终在额定条件下工作,机组出口压力维持在储气压力,通过出口空气节流来应对储气室内压力的变化,同时每级的压缩热通过气-水换热器进行回收,存储至热水罐;释能阶段,高压空气从地下盐穴释放,进入 4 级透平膨胀机做功驱动发电机发电,同时利用热水加热各级透平膨胀机的进口空气,被冷却后的水存储至冷水罐。

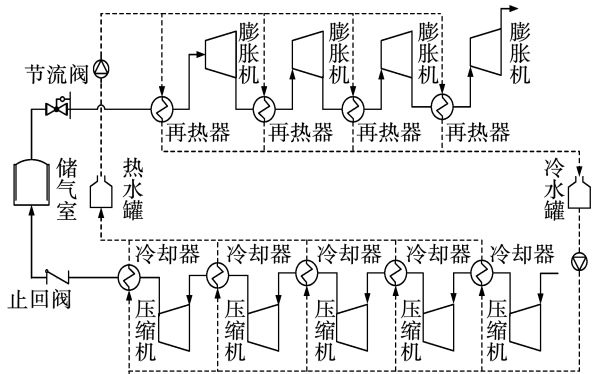


图 1 100 MW 级 AA-CAES 系统流程图

Fig. 1 Flowchart of a 100 MW grade AA-CAES system

2 AA-CAES 系统模型

AA-CAES 系统包含压缩、膨胀、换热、储气和节流等诸多单元,为简化系统模型,引入如下假设:系统处于稳定状态;储气室及冷、热水罐均绝热;忽略管道及换热器的散热损失;忽略管道的压力损失。

2.1 单元模型

2.1.1 压缩机

所研究的 AA-CAES 系统采用 5 级压缩,每级压缩机的出口温度 $T_{out,ci}$ 和压力 $p_{out,ci}$ 可由下式计算:

$$T_{out,ci} = T_{in,ci} \left[1 + \frac{\pi_{ci}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{s,ci}} \right] \quad (1)$$

$$p_{out,ci} = p_{in,ci} \pi_{ci} \quad (2)$$

式中: $T_{in,ci}$ —第 i 级压缩机的进口温度; π_{ci} —第 i 级压缩机的压比; $p_{in,ci}$ —第 i 级压缩机进口压力; k —空气的绝热指数。

压缩机等熵效率 $\eta_{s,ci}$ 表示实际压缩过程与等熵过程的偏离程度,可由下式计算:

$$\eta_{s,ci} = \frac{h_{out,ci}^s - h_{in,ci}}{h_{out,ci} - h_{in,ci}} \quad (3)$$

式中: $h_{in,ci}$ 、 $h_{out,ci}$ 、 $h_{out,ci}^s$ —第 i 级压气机进口、出口和绝热压缩出口比焓。

压缩机耗功 W_c 表达式为:

$$W_c = m_c \sum_{i=1}^5 (h_{out,ci}^s - h_{in,ci}) / (\eta_{s,ci} \cdot \eta_{m,ci}) \quad (4)$$

式中: m_c —压缩机的质量流量; $\eta_{m,ci}$ —第 i 级压缩机的机械效率。

变工况时,压缩机的压比和绝热效率可表示为无量纲质量流量 $\bar{m}_c$ 和无量纲转速 $\bar{n}_c$ 的函数^[18]:

$$\frac{\pi_c}{\pi_{c0}} = k_1 \bar{m}_c^2 + k_2 \bar{m}_c + k_3 \quad (5)$$

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

式中: π_{c0} 、 $\eta_{s,c0}$ —额定工况下压缩机的压比和等熵效率; π_c 、 $\eta_{s,c}$ —变工况时压缩机的压比和等熵效率; k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 —压缩机变工况系数。

k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 可由下式计算:

$$k_1 = \frac{\bar{n}_c}{a(1 - b/\bar{n}_c) + \bar{n}_c (\bar{n}_c - b)^2} \quad (7)$$

$$k_2 = \frac{a - 2b\bar{n}_c^2}{a(1 - b/\bar{n}_c) + \bar{n}_c (\bar{n}_c - b)^2} \quad (8)$$

$$k_3 = \frac{b^2 \bar{n}_c^2 - ab\bar{n}_c}{a(1 - b/\bar{n}_c) + \bar{n}_c (\bar{n}_c - b)^2} \quad (9)$$

式中: a 、 b —压缩机变工况性能系数,本文取 $a = 0.36$, $b = 1.06$; $k_4 = 0.3$ 。

2.1.2 透平膨胀机

所研究的 AA-CAES 系统采用 4 级透平膨胀机,每级膨胀机的出口温度 $T_{out,ti}$ 和压力 $p_{out,ti}$ 可由下式计算:

$$T_{out,ti} = T_{in,ti} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\pi_{ti}^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_{s,ti} \right] \quad (10)$$

$$p_{in,ti} = p_{out,ti} \pi_{ti} \quad (11)$$

式中: $T_{in,ti}$ —第 i 级膨胀机的进口温度; π_{ti} —第 i 级膨胀机的膨胀比; $p_{in,ti}$ —第 i 级膨胀机的进口压力。

膨胀机的等熵效率 $\eta_{s,ti}$ 可表示为:

$$\eta_{s,ti} = \frac{h_{out,ti}^s - h_{in,ti}}{h_{out,ti} - h_{in,ti}} \quad (12)$$

式中: $h_{in,ti}$ 、 $h_{out,ti}$ 、 $h_{out,ti}^s$ —第 i 级膨胀机进口、出口和绝热膨胀出口比焓。

膨胀机输出功率 W_t 为:

$$W_t = m_t \sum_{i=1}^4 (h_{in,ti}^s - h_{out,ti}) / (\eta_{s,ti} \cdot \eta_{m,ti}) \quad (13)$$

式中: m_t —膨胀机的质量流量; $\eta_{m,ti}$ —第 i 级膨胀机的机械效率。

变工况时,根据膨胀机的膨胀比和绝热效率同样表示为无量纲质量流量 $\bar{m}_t$ 和无量纲转速 $\bar{n}_t$ 的函数^[18]:

$$\frac{\bar{m}_t}{\sqrt{1.4 - 0.4\bar{n}_t}} = \frac{\pi_{t0}}{\pi_t} \sqrt{\frac{1 - \pi_t^2}{1 - \pi_{t0}^2}} \quad (14)$$

$$\frac{\eta_{s,t}}{\eta_{s,t0}} = \frac{\bar{n}_t}{\bar{m}_t} [1 - 0.3(1 - \bar{n}_t)^2] \left(2 - \frac{\bar{n}_t}{\bar{m}_t} \right) \quad (15)$$

式中: π_{t0} 、 $\eta_{s,t0}$ —额定工况下透平膨胀机的膨胀比和等熵效率; π_t 、 $\eta_{s,t}$ —变工况时透平膨胀机的膨胀比和等熵效率。

2.1.3 储气室

储气室可采用盐穴、矿洞、人造硐室、人造储气罐/管道等多种型式,其中盐穴具有建设成本低、安全稳定、气密性好、寿命长等优点,且具有良好的力

学性能以适应储、释能过程的压力变化。

质量、能量守恒方程为：

$$\frac{dm}{dt} = m_{in,r} - m_{out,r} \quad (16)$$

$$\frac{d(m \cdot u)}{dt} = m_{in,r} h_{in,r} - m_{out,r} h_{out,r} - h_{aw} A_w (T - T_w) \quad (17)$$

理想气体状态方程为：

$$\frac{dm}{dt} = \frac{c_v}{R_g} \frac{dT}{T} \quad (18)$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dT}{T} - \frac{dm}{m} = 0 \quad (19)$$

综合上式,可得储气室内空气压力和温度的变化率：

$$\frac{dp}{dt} = \frac{c_p T_{in,r} m_{in,r} - c_p T_{out,r} m_{out,r} + h_{aw} A_w (T_{aw} - T)}{V c_p} R_g \quad (20)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{c_p T_{in,r} m_{in,r} - c_p T_{out,r} m_{out,r} + h_{aw} A_w (T_{aw} - T)}{m c_v} - \frac{T}{m} (m_{in,r} - m_{out,r}) \quad (21)$$

式中： $m_{in,r}, m_{out,r}$ —储、释能时的空气质量流量； $h_{in,r}, h_{out,r}$ —进入和排出储气室的空气比焓； $T_{in,r}, T_{out,r}$ —进入和排出储气室的空气温度； m —储气室内空气质量； t —时间； u —空气的比热力学能； V —储气室容积； T —储气室内空气温度； p —储气室内压力； c_v, c_p —空气的比定容热容和比定压热容； h_{aw} —储气室壁面对流传热系数； A_w —储气室表面积； T_w —储气室壁面温度； R_g —空气的气体常数。

2.1.4 换热器

AA-CAES 涉及的换热器包括间冷器和再热器两类,两者都是气-水换热器,但间冷器中空气是热流体,而再热器中空气是冷流体。本文采用逆流式换热器,能量守恒方程为：

$$m_{h,a} c_{p,a} \Delta T_a = m_{h,w} c_{p,w} \Delta T_w \quad (22)$$

换热器变工况时,采用效能-传热单元数法(ε -NTU)进行计算。对于间冷器和再热器,均采用基于空气温度的效能 ε ：

$$\varepsilon = \frac{m_{h,a} c_{p,a} \Delta T_a}{(m_h c_p)_{\min} |T_{in,a} - T_{in,w}|} \quad (23)$$

$$(m_h c_p)_{\min} = \min[(m_h c_p)_a, (m_h c_p)_w] \quad (24)$$

逆流换热器的传热单元数 NTU 为：

$$NTU = \frac{K_h A_h}{(m_h c_p)_{\min}} \quad (25)$$

逆流换热器的 ε -NTU 方程为：

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C)]}{1 - C \cdot \exp[-NTU(1-C)]} \quad (26)$$

$$C = \frac{(m_h c_p)_{\min}}{(m_h c_p)_{\max}} \quad (27)$$

式中： $m_h, m_{h,a}, m_{h,w}$ —通过换热器的流体、空气和水的流量； $c_{p,a}, c_{p,w}$ —空气和水的比定压热容； $T_{in,a}, T_{in,w}$ —空气和水的进口温度； $\Delta T_a, \Delta T_w$ —空气和水的进、出口温差； C —热容量流比； K_h —传热系数； A_h —换热面积。

2.1.5 节流阀

阀门通流能力计算方程为：

$$\kappa = \frac{m_v^2}{\Delta p_v \rho_{v,in}} \quad (28)$$

式中： κ —阀门通流能力； m_v —通过阀门的空气质量流量； Δp_v —阀门进、出口压差； $\rho_{v,in}$ —阀门进口空气密度。

2.2 焓分析模型

由于空气在储、释能过程中不发生化学变化,只需考虑物理焓。根据焓定义,各状态点的比焓为：

$$e_k = h - h_0 + T_0 (s - s_0) \quad (29)$$

式中： e_k, h, s —各状态的比焓、比焓和比熵； h_0, s_0, T_0 —参考状态的比焓、比熵和温度。

AA-CAES 系统中各部件的焓损失可由平衡方程求得：

$$E_d = E_{in} - E_{out} \quad (30)$$

式中： E_{in}, E_{out} —流入和流出部件的焓； E_d —部件焓损失。

E_{in} 和 E_{out} 可由下式计算：

$$E_{in} = W_{in} + \sum m_{in} e_{x,in} \quad (31)$$

$$E_{out} = W_{out} + \sum m_{out} e_{x,out} \quad (32)$$

式中： W_{in}, W_{out} —输入和输出部件的功； m_{in}, m_{out} —流入和流出部件的质量流量； $e_{x,in}, e_{x,out}$ —流入和流出部件的比焓。

2.3 性能评价指标

本文采用电-电转换效率和焓效率两个指标来评价 AA-CAES 系统热力学性能。电-电转换效

率 η_{el} 定义如下:

$$\eta_{el} = \frac{\sum_{j=1}^4 W_{ij} t_{dh}}{\sum_{i=1}^5 W_{ci} t_{ch}} \quad (33)$$

式中: t_{dh} 、 t_{ch} —释能和储能过程时长; W_{ij} —第 j 级透平机做功; W_{ci} —第 i 级压缩机耗功。

焓效率 η_e 定义如下:

$$\eta_e = \frac{\sum_{j=1}^4 E_{ij}}{\sum_{i=1}^5 E_{ci}} \quad (34)$$

式中: E_c 、 E_l —压缩机的耗费焓和透平膨胀机的收益焓。

2.4 模型验证

基于上述模型,对 100 MW 级盐穴压缩空气储能电站进行模拟分析,电站运行方式为每天储能 8 h,释能 4 h。为验证模型的准确性,将模拟计算结果与系统设计参数进行了对比,模型的基本输入参数如表 1 所示,其中压缩机和膨胀机的等熵效率参考设备厂数据。

表 1 模型基本输入参数

Tab. 1 Basic input parameters of the model

参 数	数 值	参 数	数 值
储气压力/MPa	7	第 1~4 级膨胀比	2.8
环境压力/MPa	0.101	输出功率/MW	100
环境温度/℃	20	压缩机等熵效率/%	85
第 1 级压缩比	3.4	膨胀机等熵效率/%	85
第 1~4 级压缩比	2.8	间冷器效能	0.85
第 5 级压缩比	1.2	再热器效能	0.72

利用 AA-CAES 的设计值对模拟结果进行验证,如表 2 所示。由表 2 可知,压缩机、膨胀机出口气温的最大相对误差分别为 2.62% 和 2.2%,其中第 5 级压缩机的模拟结果误差最大,这可能是模型中第 5 级压缩机等熵效率偏差较大所致。此外,膨胀机输出功率的模拟结果误差达 4.1%,可能是由于膨胀机等熵效率取值偏低导致。综上,本文所建模型的计算精度与设计值吻合较好,可满足工程计算需要。

表 2 模拟结果与设计值的对比
Tab. 2 Comparison between simulation and design values

参 数	设计值	模拟值	相对误差/%
1 级压缩机出口气温/℃	165	165.17	0.08
2 级压缩机出口气温/℃	165	164.47	0.28
3 级压缩机出口气温/℃	165	164.73	0.44
4 级压缩机出口气温/℃	165	165.24	0.15
5 级压缩机出口气温/℃	65	63.30	2.62
压缩机总功率/MW	84.3	83.50	0.98
储热温度/℃	155	154.50	0.32
1 级膨胀机出口气温/℃	65	64.60	0.62
2 级膨胀机出口气温/℃	50	50.30	0.60
3 级膨胀机出口气温/℃	50	51.10	2.20
4 级膨胀机出口气温/℃	50	49.80	0.40
膨胀机总功率/MW	100	95.90	4.10

3 结果和讨论

3.1 设计工况热力学性能

模拟得到的 100 MW 级 AA-CAES 系统的设计工况下系统电-电转化效率为 55.3%,焓效率为 54.04%,热力学完善度尚有提升空间。系统主要部件的焓损失分布如图 2 所示。

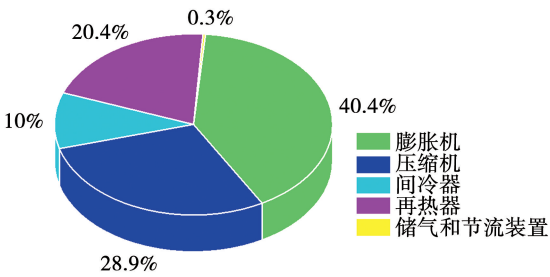


图 2 100 MW 级 AA-CAES 部件焓损失分布
Fig. 2 Entropy loss distribution of components in 100 MW grade AA-CAES system

由图 2 可知,焓损失主要由压缩机组和膨胀机组导致,间冷器和再热器的焓损失相对较低,其中膨胀机组的焓损失占比达 40.42%,因而优化 AA-CAES 系统热力学性能应重点从膨胀机组入手。同时,已有研究也表明,压缩机和膨胀机的可避免损失

较多,故改进压缩机和膨胀机有助于提升 AA-CAES 性能^[19],这也与本文结论相一致。

3.2 关键参数对系统性能的影响

3.2.1 换热器效能

换热器包括间冷器和再热器,其效能表明空气与水间的换热程度。储能时,间冷器效能越高,则压缩机排气温度越低;释能时,再热器效能越高,则膨胀机进口空气温度越高。因而,提高换热器效能可以提高 AA-CAES 的电-电转换效率和烟效率,如图 3 所示。模拟分析采用的基本输入参数见表 1。

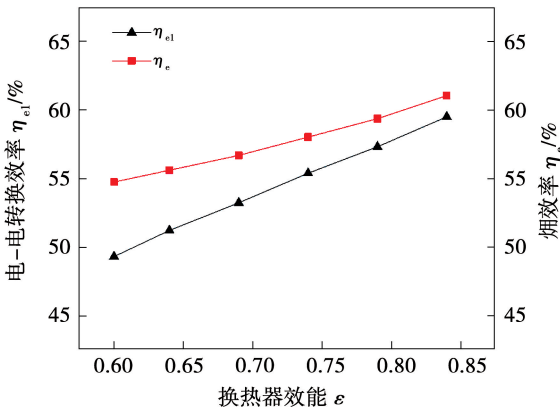


图 3 换热器效能对系统热力学性能的影响
Fig. 3 Influence of heat exchanger effectiveness on system thermodynamic performance

由图 3 可知,换热器效能从 0.6 提高至 0.85,系统的电-电转化效率和烟效率均显著增加,但前者的增幅高于后者。当换热器效能达到 0.85 时,电-电转换效率可达 60%,烟效率约 62%。虽然增加换热器效能可以提高电-电转换效率,但换热器效能与其换热面积非线性正相关,需以增加造价为代价,故工程实践中需要综合考虑技术经济性来选取适合的效能值。

3.2.2 压缩机等熵效率

压缩机等熵效率对 AA-CAES 的压缩机耗功、电-电转换效率和烟效率的影响如图 4 所示,压缩机等熵效率考察范围为 0.65 ~ 0.95。由图 4 可知,随着压缩机等熵效率增加,压缩机耗功减小,系统电-电转化效率和烟效率增加。当压缩机等熵效率从 0.65 提高到 0.95 时,压缩机耗功由 104.85 MW 降低

32.7%,AA-CAES 的电-电转换效率提高 15.32%,达到 65.57%,而烟效率提高 13.4%,达到 67.23%。虽然更高的压缩机等熵效率使得储热温度降低,进而减少释能过程膨胀机输出功,但相比之下,压缩机耗功降幅要高于膨胀机输出功率的降幅,故系统电-电转换效率提高。可见,提高压缩机等熵效率是提升 AA-CAES 热力性能、减少损失的有效途径。

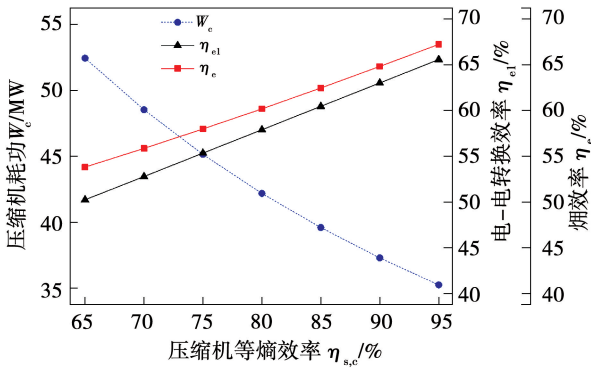


图 4 压缩机等熵效率对系统热力学性能的影响
Fig. 4 Influence of compressor isentropic efficiency on system thermodynamic performance

3.2.3 膨胀机等熵效率

膨胀机等熵效率对 AA-CAES 的输出功率、电-电转换效率和烟效率的影响如图 5 所示,膨胀机等熵效率考察范围为 0.65 ~ 0.95。由图 5 可知,随着膨胀机等熵效率提高,膨胀机输出功率、系统电-电转换效率和烟效率均呈上升趋势。膨胀机等熵效率由 0.65 增加到 0.95,其输出功率由 64.5 MW 大幅增加 48.6%,AA-CAES 的电-电转换效率提高 19.79%,达到 60.46%,而烟效率增长 17.04%,达到 62.47%。对比图 4 和图 5,可以发现 AA-CAES 性能与压缩机和膨胀机的等熵效率均近似呈线性关联,但后者的斜率更大,表明系统性能对膨胀机等熵效率更敏感。这是因为提高压缩机等熵效率虽可降低压缩功,但同时也使压缩机排气温度降低,进而降低储热温度,从而使释能阶段回馈到膨胀机前的热能品位降低,即膨胀机进口温度降低,输出功率减少。因而,提高膨胀机的等熵效率对优化 AA-CAES 系统热力性能更有效。

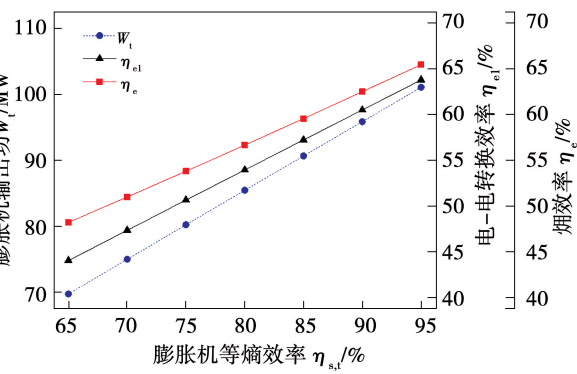


图 5 膨胀机等熵效率对系统热力性能的影响

Fig.5 Influence of expander isentropic efficiency on system thermodynamic performance

3.2.4 压缩机进口温度

压缩机进口温度对 AA-CAES 压缩机组耗功、电-电转换效率和焓效率的影响如图 6 所示。分析过程中,第 1 级压缩机进口空气参数不变,调整第 2 ~ 第 5 级压缩机进口温度,考察范围 0 ~ 40 ℃。

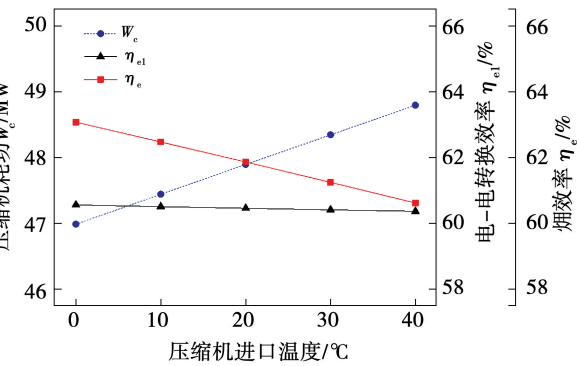


图 6 压缩机进口温度对系统热力学性能的影响

Fig.6 Influence of compressor inlet temperature on system thermodynamic performance

由图 6 可知,随着压缩机进口空气温度增加,压缩机耗功增加,电转换效率和焓效率降低。当压缩机进口空气温度从 0 ℃ 提高到 40 ℃ 时,压缩机组耗功基于 46.07 W 增加 5.9%,AA-CAES 的电-电转换效率降低 0.3%,焓效率降低 3.64%。模拟结果表明,改变压气机进口温度对于系统能量利用效率影响不大。这是因为随着各级压缩机进口温度的增加,其出口温度也升高,释能时回馈到膨胀机,进口温度相应也可增加,从而使得膨胀机输出功增加,抵消了压缩机增加的耗功,故改变压缩机进口温度对

系统电-电转换效率影响不大。

3.2.5 膨胀机进口温度

膨胀机进口温度对 AA-CAES 膨胀机输出功率、电-电转换效率和焓效率的影响如图 7 所示,膨胀机进口温度考察范围 80 ~ 140 ℃。由图 7 可知,随着膨胀机进口温度升高,膨胀机的输出功率、电-电转换效率和焓效率均增加。当膨胀机进口温度从 80 ℃ 提高至 140 ℃ 时,输出功率基于 81.3 MW,增加 17.78%,AA-CAES 电-电转换效率提高 9.13%,焓效率提高 6.5%。这是因为绝热膨胀过程对外做功量与初始温度正相关,随着膨胀机进口温度增加,膨胀机输出功增加,从而使得系统性能改善。

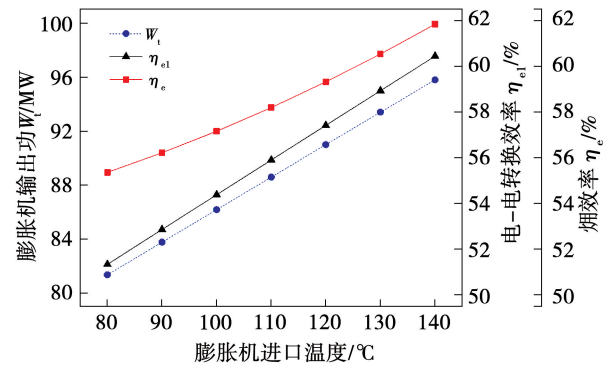


图 7 膨胀机进口温度对系统热力性能的影响

Fig.7 Influence of expander inlet temperature on system thermodynamic performance

3.2.6 节流压力

释能过程中,储气室内气压逐渐降低,为保证膨胀机稳定运行,压缩空气须节流减压再进入膨胀机做功,而节流会导致压力势能损失,进而影响系统热力性能。节流压力对 AA-CAES 膨胀机输出功率、电-电转化效率和焓效率的影响如图 8 所示,节流压力考察范围为 4 ~ 6.5 MPa。由图 8 可知,随着节流压力增加,膨胀机输出功率、系统电-电转换效率和焓效率均增加。当节流压力为 4 MPa 时,系统电-电转换效率为 53.6%,当节流压力提高至 6.5 MPa,系统电-电转换效率增加 6.4%,但储气室可利用容量减少了 83.3%,这表明提高膨胀机进口压力虽可增加储能效率,但需以牺牲储能容量为代价。

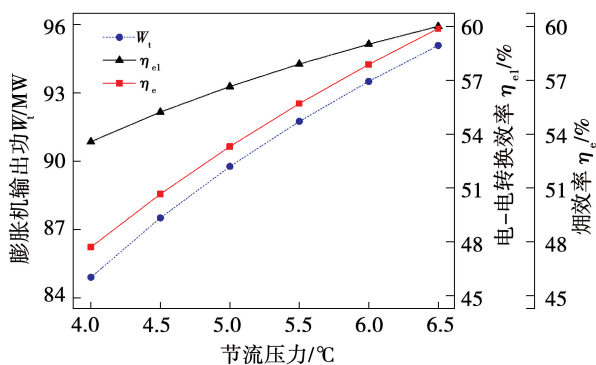


图 8 节流压力对系统热力性能的影响

Fig. 8 Influence of throttle pressure on system thermodynamic performance

4 结 论

(1) 建立的 AA-CAES 热力学模型具有较好的计算精度,压缩机、膨胀机出口气温的最大相对误差为 2.62%,功率的最大相对误差 4.1%,能够满足工程设计需要。

(2) 系统各类型部件的焓损失由大到小依次为膨胀机,压缩机,再热器,间冷器,其中膨胀机焓损失占比达到 40.42%,因而对 AA-CAES 系统热力学性能优化应着重从膨胀机入手。

(3) AA-CAES 的电-电转换效率和焓效率除与压缩机进口温度负相关外,与换热器效能、压缩机/膨胀机等熵效率、节流压力、膨胀机进口温度均正相关,其中对压缩机、膨胀机等熵效率最敏感。

本文获得的压缩机、膨胀机等设备特性与系统性能的定量关系,可为 100 MW 级压缩空气储能电站的工程设计提供指导。通过合理匹配参数,电站的电-电转换效率可超过 65%。

参考文献:

[1] 郑 琼,江丽霞,徐玉杰,等. 碳达峰、碳中和背景下储能技术研究进展与发展建议[J]. 中国科学院院刊,2022,37(4): 529-540.

ZHENG Qiong, JIANG Lixia, XU Yujie, et al. Research progress and development suggestions of energy storage technology under background of carbon peak and carbon neutrality[J]. Bulletin of Chinese Academy of Sciences, 2022, 37(4): 529-540.

[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] 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 on China's energy storage technology in 2021[J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(3): 1052-1076.

[4] OLABI A G, WILBERFORCE T, RAMADAN M, et al. Compressed air energy storage systems: Components and operating parameters - A review[J]. Journal of Energy Storage, 2021, 34: 102000.

[5] 梅生伟,李 瑞,陈来军,等. 先进绝热压缩空气储能技术研究进展及展望[J]. 中国电机工程学报,2018,38(10): 2893-2907,3140.

MEI Shengwei, LI Rui, CHEN Laijun, et al. An overview and outlook on advanced adiabatic compressed air energy storage technique[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(10): 2893-2907,3140.

[6] HE W, WANG J. Optimal selection of air energy storage and technology development[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 87: 77-95.

[7] LUO X, WANG J, KRUPKE C, et al. Modelling study, efficiency analysis and optimization of large-scale adiabatic compressed air energy storage systems with low-temperature thermal storage[J]. Applied Energy, 2016, 162: 589-600.

[8] 郭 欢,徐玉杰,张新敏,等. 蓄热式压缩空气储能系统变工况特性[J]. 中国电机工程学报,2019,39(5): 1366-1377.

GUO Huan, XU Yujie, ZHANG Xinmin, et al. Off-design performance of compressed air energy storage system with thermal storage[J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(5): 1366-1377.

[9] 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.

[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研究[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] 贾 祥,崔 凝. TICC-500 储能阶段的建模和热力特性[J]. 储能科学与技术,2017,6(1): 135-140.

JIA Xiang, CUI Ning. TICC-500 energy storage phase of modeling

and thermal properties[J]. Energy Storage Science and Technology,2017,6(1):135 – 140.

[12] 贾明祥,骆贵兵,舒进,等. 500 kW 非补燃压缩空气储能系统建模仿真. 热力发电,2020,49(8):50 – 54.

JIA Mingxiang,LUO Guibing,SHU Jin,et al. Modelling and simulation of 500 kW non afterburning compressed air energy storage system[J]. Thermal Power Generation,2020,49(8):50 – 54.

[13] 黄焰,王新超,李峻. 300 MW 压缩空气储能系统建模仿真[J]. 能源与节能,2023(11):59 – 63,69.

HUANG Yan,WANG Xinchao,LI Jun. Modeling and simulation of 300 MW compressed air energy storage system[J]. Energy and Energy Conservation,2023(11):59 – 63,69.

[14] HE Xin,LI Chengchen,WANG Huanran. Thermodynamics analysis of a combined cooling, heating and power system integrating compressed air energy storage and gas-steam combined cycle[J]. Energy,2022,260:125105.

[15] 薛小军,李云飞,田煜昆,等. 与燃煤电站耦合的压缩空气储能系统性能分析[J]. 动力工程学报,2022,42(9):835 – 842,880.

XUE Xiaojun,LI Yunfei,TIAN Yukun,et al. Performance analysis of compressed air energy storage system coupled with coal-fired power plant[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering,2022,42(9):835 – 842,880.

[16] 李佳佳,李兴朔,周国文,等. 先进储能型燃煤热电联产系统热力特性及灵活性分析[J]. 动力工程学报,2023,43(2):205 – 213.

LI Jiajia,LI Xingshuo,ZHOU Guowen,et al. Thermodynamics and flexibility analysis of a novel coal-fired CHP-CAES system[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering,2023,43(2):205 – 213.

[17] WANG Xusheng,YANG Cheng,HUANG Manman,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.

[18] 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.

[19] 田英男. 先进绝热压缩空气储能系统的高等焓分析及经济性评价[D]. 济南:山东大学,2023.

TIAN Yingnan. Advanced exergy analysis and economic evaluation of advanced adiabatic compressed air energy storage system [D]. Jinan:Shandong University,2023.

(王治红 编辑)