

DOI: 10.13500/j.dlkcsj.issn1671-9913.2023.07.017

先进绝热压缩空气储能系统的优化研究

孙劲彪¹, 姚少勇¹, 周新军², 尤言琪³

(1. 国家能源集团河北电力有限公司, 河北 石家庄 050051;

2. 中国电建集团河北省电力勘测设计研究院有限公司, 河北 石家庄 050031;

3. 华北电力大学 动力工程系, 河北 保定 071003)

摘要: 余热是限制先进绝热压缩空气储能系统效率提高的主要原因之一。为提高压缩空气储能系统的效率, 以某 100 MW 压缩空气储能系统为对象, 研究减少和利用系统余热的方案。通过软件模拟计算, 分析提高膨胀机进气温度对系统的影响, 以及耦合有机朗肯循环系统发电对系统发电效率的提升。结果表明, 在现有系统的基础上, 膨胀机进气温度每提高 5 °C, 发电量约提升 1.25%, 但存在诸多问题; 而耦合有机朗肯循环系统, 可以充分利用系统余热, 提高系统发电效率, 净发电功率最高增加 686.33 kW。

关键词: 先进绝热压缩空气储能; 余热; 有机朗肯循环; 系统效率

中图分类号: TM619 文献标志码: A 文章编号: 1671-9913(2023)07-89-06

Optimization Research of Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage System

SUN Jinbiao¹, YAO Shaoyong¹, ZHOU Xinjun², You Yanqi³

(1. CHN ENERGY Hebei Power Co., Ltd., Shijiazhuang 050051, China;

2. PowerChina Hebei Electric Power Engineering Co., Ltd., Shijiazhuang 050031, China;

3. Department of Power Engineering North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

Abstract: Residual heat is one of the main reasons limiting the efficiency improvement of advanced adiabatic compressed air energy storage system. In order to improve the efficiency of compressed air energy storage system, a 100 MW compressed air energy storage system was taken as an example to study a scheme for reducing and utilizing system residual heat. Through software simulation calculations, the impact of increasing the intake temperature of the expander on the system is analyzed, as well as the improvement of the power generation efficiency of the coupled organic Rankine cycle system. The results show that, on the basis of the existing system, every 5°C increase in the intake air temperature of the expander will increase the power generation percentage by about 1.25%, but there are many problems; The coupled organic Rankine cycle system can fully utilize the system's residual heat and improve the system's power generation efficiency, with a maximum increase in net power generation power of 686.33 kW.

Keywords: AA-CAES; residual heat; ORC; system efficiency

* 收稿日期: 2023-03-16

第一作者简介: 孙劲彪(1971—), 男, 硕士, 高级经济师, 主要从事企业管理工作。

0 引言

在减少化石能源使用、实现“双碳”目标的指引下，可再生能源发电的发展势头十分迅猛，但固有的不稳定性是实现可再生电力大规模并网的最大障碍。储能技术是解决上述问题的最佳方法之一^[1]。

压缩空气储能 (compressed air energy storage, CAES) 作为一种有着广阔发展前景的储能技术，具有建设成本低、储能效率高、储能容量大^[2-4]等优点。其中，先进绝热压缩空气储能 (advanced adiabatic compressed air energy storage, AA-CAES) 以可实现零排放^[5]的优势，吸引国内外学者对此做了大量研究。文献 [6] 对 AA-CAES 系统中热量存储系统的布置做了设计；文献 [7] 在改变设计结构的条件下，分析探究系统的性能变化；文献 [8] 针对几种 AA-CAES 系统的不同构型，对其循环效率做了分析与对比；文献 [9] 研究了储气室的热力学特

性对储能系统性能上的影响；文献 [10] 提出一种综合系统，将风机与 AA-CAES 系统结合在一起。文献 [11] 研究了先进绝热压缩空气储能系统实现热电联供的方案，通过外加辅助电源，对蓄热系统的热量回收并向外部供热。文献 [12] 通过建立微型能源综合系统，利用余热回收锅炉等设备实现了先进绝热压缩空气储能系统的冷热电联供。文献 [13] 通过将来自换热器的空气导入蒸发器回收，来实现压缩空气储能系统的余热回收。文献 [14] 分析压缩空气储能系统中热能利用率对系统整体效率的影响，发现热能的合理分配可以提高系统效率。

本文对 AA-CAES 系统中余热的来源进行分析，并以某 100 MW 系统为对象，研究减少和充分利用这部分余热的优化方法。

1 AA-CAES系统余热分析

先进绝热压缩空气储能原则性系统如图 1 所示。

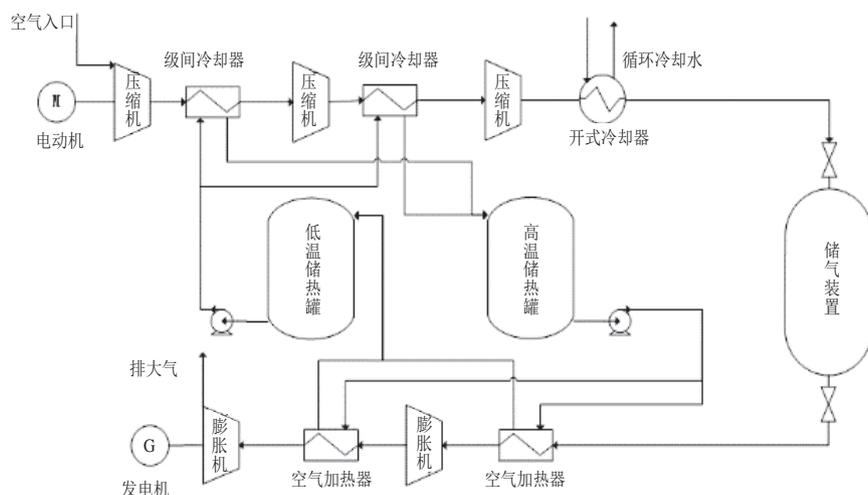


图1 先进绝热压缩空气储能系统

系统储能时，空气经多级压缩机压缩升压后进入储气装置中存储，同时压缩过程中进行级间冷却，热量由低温储热介质进入高温储热罐中储存，完成储能过程；系统释能时，储气装置中的高压冷空气经高温储热介质加热，随后推动膨胀机做功发电。

AA-CAES 系统中的余热主要有三个部分。

压缩过程中，空气经过压缩机绝热压缩后温度会大幅提高，这是气体绝热压缩升温能和

量转换熵增放热二者叠加引起的。高温空气中大部分热量经换热器换热后储存在高温热罐中等待释能环节利用，多出的热量一部分由换热器和管道自然散热，剩余的低位、难以利用的热量则经循环冷却水带走并散发到环境中。

膨胀过程中，为保证排气顺利，末级排气压力需略高于大气压力，此条件下的排气温度一般高于环境温度，这部分热量的利用比较受限，只能通过优化系统参数，尽量降低排气温度，

减少排气中这部分的热量损失。

一次充放电过程结束后，系统中会有部分未利用的高温储热介质留存。理想气体的压缩和膨胀过程中，吸热量和放热量相等，但实际过程中，空气压缩过程中还存在电-热转换的熵增热，同时换热器有着换热端差的限制，所以，膨胀发电部分在发出全部电量后，仍会有部分热量未利用，以高温储热介质（高温热水、熔盐或导热油等）形式储存在高温储热罐中。

系统中这部分未使用高温储热介质中的热量就是压缩空气储能电站主要可利用的余热来源，这部分热量品质相对较高，且来源稳定（每次充放电结束后都有）。通常情况是将这部分高温储热介质，使用循环冷却水降温后返回低温热罐中储存，用于下一次空气压缩过程的级间冷却。这种方式不仅没有回收热量，还需要消耗大量电能和冷却水，存在较大浪费，降低了系统效率。

本文的研究主要针对这部分热量，将通过提高膨胀机进气温度及加入有机朗肯循环发电系统进行利用，以期提高系统的效率。

2 机组概况及建模

本文以某 100 MW 等级的压缩空气储能系统为研究对象，该储能系统每天储放一次，储能时间为 8 h，释能时间为 5 h。系统设置为四级压缩，三级膨胀，使用高压热水作为中间储热介质，水温变化范围为 50 ~ 190 °C，储气装置额定储气压力 12 MPa，储气温度为 40 °C。压缩系统中，第四级压缩机出口空气经冷却后存入储气装置，热量不进行回收，其余各级压缩机进出口空气及储热系统设计参数见表 1 所列。

表1 各级压缩机进出口空气及储热系统设计参数

参数	各压缩机进出口数值			
	一级压缩机	二级压缩机	三级压缩机	四级压缩机
进气压力/bar(a)	0.93	4.8	18.2	67.5
进气温度/°C	6.7	40	40	40
排气压力/bar(a)	5.1	18.5	67.8	124
排气温度/°C	205	205	205	108
进气流量/(t/h)	532	532	532	532
气-水冷却器进水温度/°C	50	50	50	-
气-水冷却器出水温度/°C	190	190	190	-
气-水冷却器水侧流量/(t/h)	120	120	125	-

膨胀发电系统中，各级膨胀机进出口空气及换热系统设计参数见表 2 所列。

表2 各级膨胀机进出口空气及换热系统设计参数

项目	各级膨胀机进出口的数值		
	高压缸	中压缸	低压缸
进气压力/bar(a)	110	25.6	6.1
进气温度/°C	175	175	175
排气压力/bar(a)	26	6.4	1.03
排气温度/°C	40	40	10
进气流量/(t/h)	848	848	848
气-水加热器进口水温/°C	190	190	190
气-水加热器出口水温/°C	50	50	50
气-水加热器水侧流量/(t/h)	193	181	176

根据表 1 和表 2 计算可以得知，一次储放电结束后，系统高温热水罐内还有 170 t 高温热水未进行换热，这就是该储能系统可利用的余热量。

鉴于本文中的余热利用是在膨胀发电过程实现，所以只需对膨胀发电系统进行建模和分析。建模软件为 Thermoflex 软件，搭建的膨胀发电系统模型如图 2 所示。

模型计算数据与设计参数对比见表 3 所列。

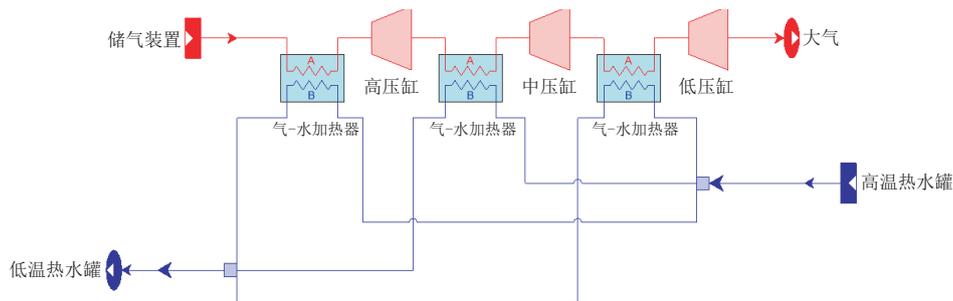


图2 膨胀发电系统模型

表3 模型计算数据与设计参数对比

项目	高压缸			中压缸			低压缸		
	设计值	模拟值	误差/%	设计值	模拟值	误差/%	设计值	模拟值	误差/%
进气压力/bar(a)	110	110	0	25.6	25.6	0	6.1	6.1	0
进气温度/℃	175	175	0	175	175	0	175	175	0
排气压力/bar(a)	26	25.86	-0.54	6.4	6.16	-0.38	1.03	1.03	0
排气温度/℃	40	39.72	-0.70	40	40.3	0.75	10	10.5	5.00
进气流量/(t/h)	848	848	0	848	848	0	848	848	0
气-水加热器进口水温/℃	190	190	0	190	190	0	190	190	0
气-水加热器出口水温/℃	50	50	0	50	50	0	50	50	0
气-水加热器水侧流量/(t/h)	193	198.86	3.04	181	190.19	5.08	176	187.14	6.33
发电量/kW	101 262			误差/%			1.26		

可以看出,表中误差最大的是低压缸进口前的气-水加热器水侧流量,为6.33%,其余误差皆在5.1%以下,因此可以认为搭建的仿真模型与实际的系统有着较高的吻合度,符合实际工程的精度要求,可以用于下一步的优化研究。

3 优化及结果分析

3.1 膨胀机进气温度

原系统设计参数中,每级膨胀机的进气温度都为175℃,先在原有系统结构不变的基础上,研究进气温度提高时对发电功率的影响。在考虑换热器端差的实际情况下,分别模拟进气温度为180℃和185℃时的系统情况,模拟结果见表4所列。

根据模拟结果可见,随着进气温度的提高,发电功率也在增加,进气温度每提高5℃,发电功率提高约1.25%。同时,也能发现,随着进气温度的提高,气-水加热器出口水温也在提高,加热器的水侧流量迅速增加,且原储热系统无法提供足够的水侧流量。以进气温度180℃时为例,加热器水侧所需流量为618.78 t/h,相较设计工况(模拟值)增加42.59 t/h,缺口为8.59 t/h,以水温变化范围50~190℃,比热容4.2 kJ/(kg·℃)计,折合热功率约为1 403 kW,已高于发电功率增量1 253 kW(相较设计工况模拟值)。另外,末级膨胀机的排气温度也在升高,185℃的情况下,排气温度相比设计参数已经升高6℃以上。

表4 进气温度改变后系统参数

项目	进气温度180℃			进气温度185℃		
	高压缸	中压缸	低压缸	高压缸	中压缸	低压缸
进气压力/bar(a)	110	25.74	6.134	110	25.89	6.167
进气温度/℃	180	180	180	185	185	185
排气压力/bar(a)	26.01	6.20	1.03	26.15	6.23	1.03
排气温度/℃	43.38	43.84	13.31	47.04	47.38	16.12
进气流量/(t/h)	848	848	848	848	848	848
气-水加热器进口水温/℃	190	190	190	190	190	190
气-水加热器出口水温/℃	55.33	58.34	58.13	65.11	70.74	70.20
气-水加热器水侧流量/(t/h)	214.10	204.01	200.67	238.48	226.95	222.86
发电功率/kW	102 515			103 769		
功率提升(相对原工况模拟值)%	1.23			2.48		

在现有系统的基础上,提高进气温度,可以提高发电量,但需要补充额外的热量,与储能系统原先的运行方式不符;同时,随着进气温度

的升高,换热器出口水温升高,该部分热量无法利用,膨胀机末级排气温度也在提高,排气损失也随之增大,不利于提高系统综合效率。

3.2 有机朗肯循环

系统中的余热是稳定的低温热源，而有机朗肯循环 (organic rankine cycle, ORC) 正是一种可以利用低温热源中热量的方式^[16]。有机朗肯循环是一种工质是低沸点的有机物的朗肯循环，可以将低品位的热能转化成高品位的电能，有机朗肯循环的系统图如图3所示。

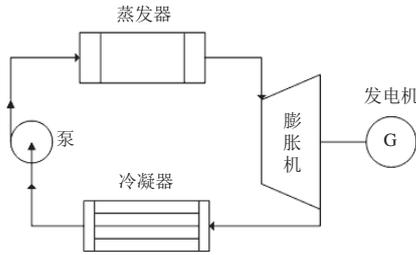


图3 有机朗肯循环的系统图

根据储能系统的储热参数，同时考虑到换热器的端差，设置有机物蒸发温度为 180 °C，冷

凝温度取 35 °C，可供利用的热水流量为 34 t/h，进水温度为 190 °C，回水温度为 50 °C。选取三种常用于有机朗肯循环的工质：三氯氟甲烷 (R11)、一氟二氯乙烷 (R141b) 和三氟三氯乙烷 (R113)。三种有机物的物性参数见表5所列。

表5 3种有机物物性参数

有机工质	临界温度 / °C	临界压力 / MPa	180 °C 对应压力 / MPa	35 °C 对应压力 / MPa
R11	198.0	4.41	3.387 2	0.149 5
R141b	210.2	4.25	2.923 1	0.112 3
R113	214.0	3.40	2.270 0	0.065 5

利用软件对各有机物在储能系统的余热参数下的做功能力进行计算，最终选择一种做功能力最强的工质，膨胀机的进出口压力分别为有机物 180 °C 时对应的蒸发压力和 35 °C 时对应的冷凝压力。

各有机物的发电功率如图4所示。

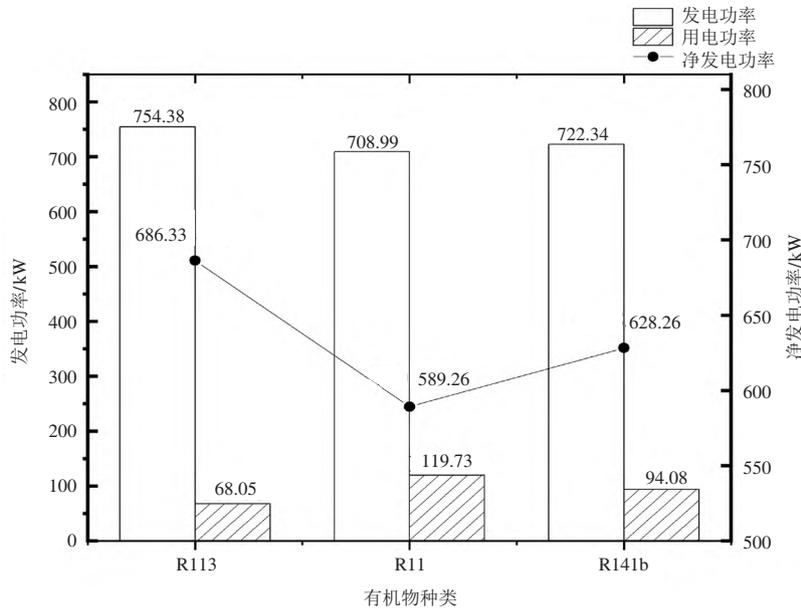


图4 三种有机物发电量及对比

发电功率为有机朗肯循环系统发电功率，用电功率为系统循环压缩泵消耗的电功率，净发电功率为系统发电功率扣除循环压缩泵消耗功率的净输出电功率。由图4可知，三种有机物中，在消耗相同的储热介质时，净发电功率由高到低分别为 R113，R141b 和 R11，净发电功率分别为 686.33 kW，628.26 kW 和

589.26 kW。因此，耦合有机朗肯循环发电系统时，选择 R113 作为循环的工质时，系统效率提高最大。

4 结论

充分利用压缩空气储能系统中的余热，可以有效提高系统的效率。本文以某 100 MW 压缩空气储能系统为研究对象，分析提高膨胀机

进气温度以及耦合有机朗肯循环发电系统对储能系统效率的影响。

1) 提高膨胀机进气温度可以充分利用系统的余热, 提高系统的发电功率, 但随着进气温度的提升, 加热器水侧流量增大, 原有系统的热水量不足以供应加热需求, 且排气温度变高, 排气损失增大;

2) 耦合有机朗肯循环发电系统, 可以完全利用系统的余热, 且不同工质的做功能力存在差异。其中做功能力最强的工质为 R113, 净发电功率为 686.33 kW, 系统单次储放电过程中可提供 3 431.65 kWh 电量。

参考文献

- [1] 陈晓毅, 王国华, 司杨, 等. 改进的光热复合压缩空气储能系统设计方案及其仿真分析[J]. 电力自动化设备, 2018, 38(5): 20-26.
- [2] 谢小荣, 马宁嘉, 刘威, 等. 新型电力系统中储能应用功能的综述与展望[J/OL]. 中国电机工程学报. <https://doi.org/10.13334/j.0258-8013.pcsee.220025>
- [3] 张建军, 周盛妮, 李帅旗, 等. 压缩空气储能技术现状与发展趋势[J]. 新能源进展, 2018, 6(2): 140-150.
- [4] 张添奥, 刘昊, 陈永翀, 等. 大容量电池储能的安全性探索[J]. 储能科学与技术, 2021, 10(6): 2293-2302.
- [5] LUO X, WANG J H, DOONER M, et al. Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation[J]. Applied energy, 2015, 137: 511-536.
- [6] GRAZZINI G, MILAZZO A. Thermodynamic analysis of CAES/ TES systems for renewable energy plants[J]. Renewable energy, 2008, 33(9): 1998-2006.
- [7] 韩中合, 周权, 王莹莹, 等. 先进绝热压缩空气储能(AA-CAES)系统一种结构优化方案[J]. 太阳能学报, 2016, 37(3): 629-635.
- [8] HARTMANN N, VÖHRINGER O, KRUCK C, et al. Simulation and analysis of different adiabatic compressed air energy storage plant configurations[J]. Applied energy, 2012, 93: 541-548.
- [9] 李雪梅, 杨科, 张远. AA-CAES系统储气室热力学特性研究[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(3): 513-516.
- [10] ZHANG Y, YANG K, LI X M, et al. Thermodynamic analysis of energy conversion and transfer in hybrid system consisting of wind turbine and advanced adiabatic compressed air energy storage[J]. Energy, 2014, 77: 460-477.
- [11] MEI S W, LI R, XUE X D, et al. Paving the way to smart micro energy grid: concepts, design principles, and engineering practices[J]. CSEE Journal of Power and Energy Systems, 2017, 3(4): 440-449.
- [12] 李姚旺, 苗世洪, 尹斌鑫, 等. 含先进绝热压缩空气储能电站的电力系统实时调度模型[J]. 电工技术学报, 2019, 34(2): 387-397.
- [13] SOLTANI M, NABAT M H, RAZMI A R, et al. A comparative study between ORC and Kalina based waste heat recovery cycles applied to a green compressed air energy storage (CAES) system[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 222: 113203.
- [14] ZHANG Y, YANG K, LI X M, et al. The thermodynamic effect of thermal energy storage on compressed air energy storage system[J]. Renewable Energy, 2013, 50(2): 227-235.
- [15] 康浩强. 基于有机朗肯循环的先进绝热压缩空气储能技术研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2020.

(编辑 陈荣荣)

(上接第31页)

取荷载集中在某一轴的车辆。

每个电厂的耗煤量、灰量、使用的运输车辆等外部条件均不相同, 若要精确计算, 需按照本文的计算方法, 替换其中的计算参数, 进行详细计算。

参考文献

- [1] 中华人民共和国交通运输部. 公路工程技术标准: JTG B01—2014[S]. 北京: 人民交通出版社, 2014.
- [2] 中华人民共和国交通运输部. 公路水泥混凝土路面设计规范: JTG D40—2011[S]. 北京: 人民交通出版社, 2011.
- [3] 中华人民共和国交通运输部. 公路沥青路面设计规范: JTG D50—2017[S]. 北京: 人民交通出版社, 2017.

(编辑 刘旭)