

文章编号: 1671-6612 (2025) 04-557-08

应用于园区的 基于正逆布雷顿循环的储电系统设计与分析

尤紫嫣 孙凡凡 明 岗

(同济大学 上海 201800)

【摘 要】 针对上海市的低碳园区用能需求的多样性和负荷特征高度不稳定的现状, 提出一种能实现热-电-热转换的, 以气体为循环介质, 以熔盐为蓄热介质, 采用印刷板式换热器 (Printed Circuit Heat Exchanger, PCHE) 的基于正逆布雷顿循环的储能系统。在此系统中, 使用 PCHE 作为回热器和换热器, 减小系统的体积, 提高系统的安全性, 降低换热温差; 研究不同循环工质对系统循环效率的影响; 综合考虑系统体积和循环效率, 研究回热度对系统的影响, 回热度从 0.6 升高到 1 时, 系统循环效率提高了 34%; 研究压比对系统的影响, 通过提高熔盐的最高工作温度来提高压比。当选用氩气作为循环工质, 太阳盐为蓄热介质, 回热度为 0.95 时, 系统循环效率为 53.3%。

【关键词】 布雷顿循环; 热泵; 储能; 熔盐; PCHE

中图分类号 TU83 文献标志码 A

Design and Analysis of Electricity Storage System Based on Normal and Reverse Brayton Cycle Applied to Parks

You Ziyan Sun Fanfan Ming Gang

(Tongji University, Shanghai, 201800)

【Abstract】 Aiming at the diversity of energy demand and the highly unstable load characteristics of the low-carbon park in Shanghai, an energy storage system based on normal and reverse Brayton cycle with gas as the circulating medium, molten salt as the heat storage medium, and printed circuit heat exchanger is proposed to realize the heat-electricity-heat conversion. In this system, PCHE is used as heat return and heat exchanger to reduce the size of the system, improve the safety of the system, and reduce the heat transfer temperature difference. Study of the effect of different circulating media on the circulating efficiency of the system. The effect of heat rejection on the system is investigated by taking into account the system volume and circulation efficiency. As the heat return increased from 0.6 to 1, the system circulation efficiency increased by 34%. The effect of pressure ratio on the system was studied and the pressure ratio was increased by increasing the maximum working temperature of the molten salt. When argon was selected as the circulating medium and solar salt as the heat storage medium with a heat return of 0.95, the system circulation efficiency was 53.3%.

【Keywords】 Brayton cycle; Heat pump; Energy storage; Molten salt; PCHE

基金项目: 国家重点研发计划项目 (2023YFE0121000)

作者简介: 尤紫嫣 (1998.12-), 女, 硕士研究生, E-mail: youziy1998@163.com

通讯作者: 明 岗 (1971.07-), 男, 博士, 副教授, E-mail: gang.ming@tongji.edu.cn

收稿日期: 2025-02-21

0 引言

不同于热、电用能需求稳定的单体建筑,园区内部的建筑种类更多,用能需求更加不稳定。并且,园区的用能需求多样化,这使得园区可以通过能源环节调整优化来实现能源利用效率的提高。园区的能源需求与其内部的建筑种类密切相关。中国常见的典型园区有工业园区、产城一体化园区和商业园区。其中,商业园区对经济发展有不可或缺的支撑作用。并且,商业园区内部建筑主要以商业建筑和住宅建筑为主,其负荷特征呈现高度的不确定性。运用储能技术可以解决园区用能需求不稳定的问题。郭寅远^[1]结合了园区的用能结构和用能需求,设计了一套包含储能、风电、光伏等关键元素的园区风光储充微电网系统,此系统通过配备储能子系统实现园区用能结构的能量时移、波动平滑及备用电源支撑等多重功能。王斌等^[2]以某工业园区为背景提出了三种光伏-储能一体化的“零碳”能源系统,通过建模计算,以成本最低为优化目标,确定了“光伏+熔盐储能+电化学储能”方案。目前,分布式储热储冷产品已应用于火电厂储热调峰项目^[3],但是分布式储能运用于园区的研究还不够完善。

1924 年 Marguerre^[4]首次提出了热泵储电技术,这是一种基于动力循环和热能储存技术发展出来的电能储存技术。在储能时,消耗电能驱动逆向布雷顿循环,将热量从低温储罐转移到高温储罐中,同时获得相对于环境的高温热能和低温冷能储存起来;释电时,将储存的高温热能和低温冷能通过热机循环转化成机械能,驱动发电机发电^[5]。Desrues 等^[7]设计出 Saipem 型的热泵储电系统,在压缩机和透平效率均为 90%的条件下,布雷顿循环热泵储电系统效率为 66.7%。Laughlin 等^[8]提出了 Malta 类型的热泵储电系统,避免了 Saipem 系统的高温储罐和低温储罐的温度重叠。张涵等^[9]对比了 Isentropic 型系统和 Saipem 型系统的性能,在相同的工况下, Saipem 型系统的储电效率更高,可达 64.28%。其中, Isentropic 型系统不可逆损失集中在压缩机和膨胀机, Saipem 型系统不可逆损失集中在换热器。Zhao 等^[10]对 Malta 系统进行了焓分析,并得出结论,提高换热器的性能可以最大程度地提高整个循环的效率。本文研究的热泵储电系统

为 Malta 型,并重点对换热设备进行优化。

将基于正逆布雷顿循环的热泵储电系统应用于负荷特征具有高度不确定性的商业园区,按需进行能量的存储、分配、转化,比如电网的削峰填谷或者光伏发电的消纳。这样可以有效提高商业园区能源利用效率,降低用能成本,解决商业园区负荷在时间上的不稳定性问题。

本文按照上海的低碳商业园区的用能需求,提出一种能实现热-电-热能量转换的,以气体为循环介质,以熔盐为蓄热介质,采用 PCHE 的基于正逆布雷顿循环的储能系统。并对该系统进行热力学分析,探究了换热设备的选型、循环工质的选择、回热度、压比对系统循环效率的影响。

1 低碳园区及热泵储能系统设计

1.1 低碳园区

上海市目前的低碳商业园区内部典型建筑包括办公、住宅、商业和酒店。园区的用能情况以分布式热电联产、天然气为主要原料的内燃机与燃气轮机、冷热电三联供为主要供能手段,以水源热泵、余热回收为次要供能手段。部分园区因安全性要求,没有接入天然气,园区的能源系统为全电力系统。园区的主要储能方式为蓄冷(热)箱,在夜间低谷电价时蓄冷(热),起到削峰作用。此外,园区通过在屋顶安装光伏板,也在逐步使用可再生能源为园区提供电力。

1.2 热泵储电系统设计

基于正逆布雷顿循环的热泵储电系统包括压缩机、膨胀机、换热器、回热器、循环工质和蓄热介质。压缩机,膨胀机可以安装在一个共同轴上。循环工质可以和系统热侧和冷侧的蓄热介质进行高效热交换。系统作为热机运行的时候,热量从热侧传递到冷侧,从而产生机械功。系统作为热泵运行时,输入机械功将热量从冷侧传递到热侧。其中机械功可以通过发电机转换为电功。热交换系统中,循环工质与蓄热介质之间的热交换可以在逆流式换热器中进行。热侧与冷侧蓄热介质各有一个相应的储热罐,蓄热介质之间的热量传递通过蓄热介质在两个相应的储热罐之间的流动来实现。当蓄热介质在两个相应的储热罐之间流动时,可以进入换热器,在换热器中接收热量或向进行循环的循环工

质提供热量[8]。

系统采用的循环流程图如图 1 和图 2 所示。

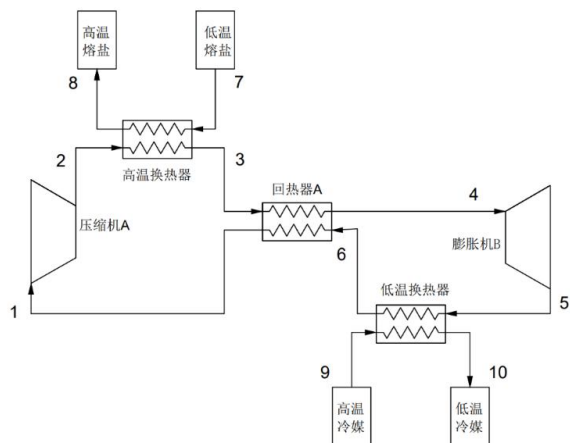


图 1 储能系统流程图

Fig.1 Flow chart of energy storage system

系统作为热泵运行时，利用机械功储存热量。储能过程通过逆向布雷顿循环实现电-热/冷转换过程：电能驱动压缩机 A 将常压的工质压至高温、高压状态，高温的工质流入高温换热器，与其中的蓄热介质进行热交换，将热能存储到热侧。随后常温、高压的工质经过回热器 A 流入膨胀机 B 膨胀至低温常压状态。低温低压的工质流入冷侧，与蓄冷介质进行热交换，将冷能存储起来。最后工质经过回热器 A 吸热后再次进入压缩机 A，完成一次循环。图 1 为系统热泵循环流程图。

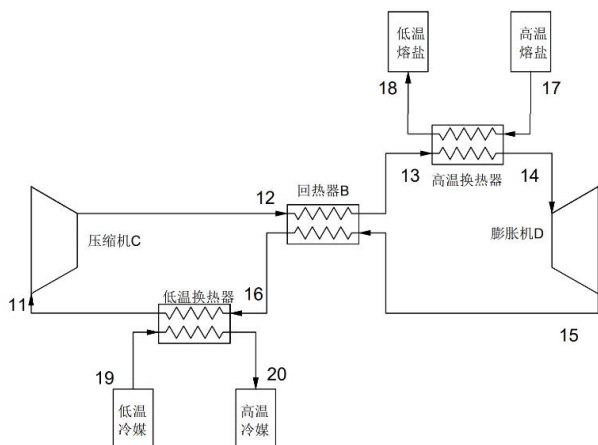


图 2 释电系统流程图

Fig.2 Flow chart of power generation system

系统作为热机运行时，利用热量提供机械功。

释电过程通过正向布雷顿循环实现热/冷-电转化过程：低温常压的工质被压缩机 C 压缩后，进入回热器 B 吸热，再进入高温换热器被高温的蓄热介质加热。高温高压工质进入膨胀机 D 膨胀做功，膨胀机带动发电机发电。最后，工质通过回热器 B 回收部分余热，再经过低温换热器冷却后，返回压缩机 C，完成一次热机循环。图 2 为系统热机循环流程图。

1.3 印刷电路板式换热器

为了实现应用于园区的分布式系统中的高温布雷顿可逆循环的运转，换热设备对设备体积、重量、换热效率、安全性、稳定性要求极高，传统管壳式换热器无法满足上述要求。而紧凑式换热器，如印刷电路板式换热器，对比管壳式换热器有如下一些优点：传热能力高，传热面积密度高达 $2500\text{m}^2/\text{m}^3$ ；可耐高温高压，耐压高达 60MPa ，耐温高达 970K ；紧凑性好，易于模块化；耐腐蚀性强；非常安全稳定^[11,12]。PCHE 可以满足系统大多数场景的应用需求。

2 数学模型

2.1 边界条件与参数设定

本系统使用氩气作为循环工质，使用熔盐中的太阳盐作为蓄热介质。太阳盐的工作温度为 $220\sim 600^\circ\text{C}$ ^[13]，为了防止熔盐温度过低会发生凝固，冷侧的温度必须高于熔盐凝固点温度，定为 510K 。考虑到罐体承压以及耐高温性能，热侧温度定为 800K 。系统边界条件如表 1 所示。储能和释电系统设置为相同的氩气质量流量。此外，压缩机和透平的效率以及换热器的流动压损和换热温差也作为系统的边界条件给出，如表 2 所示。

表 1 系统边界运行参数

Table 1 Boundary conditions of system

参数	符号	设定值
压缩机 A 进口压强/MPa	P_1	1
压缩机 C 进口压强/MPa	P_{11}	1
熔盐冷侧/K	$T_7=T_{18}$	510
熔盐热侧/K	$T_8=T_{17}$	800
环境温度/K	T_0	300
氩气质量流量/(kg/s)	G_1	0.6904

表 2 设备的效率、压损

Table 2 Efficiency and loss of components

设备	效率
压缩机 A	多变效率 $\eta_A=90\%$
膨胀机 B	绝热效率 $\eta_B=92\%$
压缩机 C	多变效率 $\eta_C=90\%$
膨胀机 D	绝热效率 $\eta_D=92\%$
换热器	$\eta_{ex}=95\%$, 流动压损 $\Delta p=0.005\text{MPa}$; 换热温差 $\Delta T=5\text{K}$

2.2 热力学模型

系统作为热泵运行时, 换热器中熔盐与循环工质的质量流量关系表示为^[14]:

$$\int_{T_i}^{T_j} c_{p,T} G_{ms} dT = G_1 (h_j - h_i) \eta_{ex} \quad (1)$$

式中: T_i 、 T_j 为各换热器中冷、热侧熔盐的温度, K; $c_{p,T}$ 为熔盐定压比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; G_{ms} 为通过各换热器中熔盐的质量流量, kg/h ; G_1 为通过各换热器循环工质的质量流量, kg/h ; h_i 、 h_j 分别为各换热器中冷端的循环工质和热端的循环工质的焓值, kJ/kg ; η_{ex} 为各换热的效率, 设定取 95%。

熔盐在储热过程中的热负荷可表示为:

$$Q_c = \frac{\sum_{T_i}^{T_j} c_{p,T} G_{ms} dT}{3600} \quad (2)$$

式中: Q_c 为熔盐的储热热负荷, kW。

各个参数点的计算过程^[15]:

在储能过程的计算中, 首先根据熔盐的最高温, 最低温和换热器的换热温差得到压缩机 A 进出口的温度和温比, 由温比可计算压缩机 A 进出口的压比为:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{m}{m-1}} \quad (3)$$

式中: p 为压强, MPa; T 为热力学温度, K; m 为气体的多变指数。

m 与气体的绝热指数 k 具有以下关系:

$$\frac{m}{m-1} = \frac{k}{k-1} \eta_A \quad (4)$$

由进口压强 p_1 已知, 可求出口压强 p_2 。

根据压缩机 A 的进出口压强和设定的流动压损可以得到 p_4 和 p_5 :

$$p_4 = p_2 - 2\Delta p; p_5 = p_1 + 2\Delta p \quad (5)$$

根据求得的压强 p_4 和 p_5 , 进而求出绝热条件下膨胀机 B 的温比为:

$$\frac{T_{5s}}{T_4} = \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (6)$$

式中: T_{5s} 为绝热过程下膨胀机 B 出口的温度,

K。

实际过程并非绝热, 根据绝热效率的定义, 实际温比与绝热温比具有关系:

$$\eta_B = \frac{W}{W_s} = \frac{c_p (T_4 - T_{5s})}{c_p (T_4 - T_s)} = \frac{1 - \frac{T_{5s}}{T_4}}{1 - \frac{T_s}{T_4}} \quad (7)$$

式中: c_p 为空气定压比热容; 下标 s 为绝热过程。

膨胀机 B 的进口温度 T_4 可根据回热器 A 的焓平衡计算得到, 焓平衡方程为:

$$H_3 + H_6 = H_1 + H_4 \quad (8)$$

式中: H 为焓值; 下标为各个状态点。

对于回热器 A 的冷侧进口, 焓 H_6 可由温度 T_6 得到, 该点温度和压强为:

$$p_6 = p_1 + \Delta p; T_6 = T_9 - \Delta T = T_{20} - \Delta T \quad (9)$$

高温换热器入口状态点 3 的温度和压强, 可由 T_7 和 p_2 以及换热温差得到:

$$p_3 = p_2 - \Delta p; T_3 = T_7 + \Delta T \quad (10)$$

透平 B 的出口温度 T_5 可由进口温度 T_4 和实际温比得出, 则低温冷媒的温度为:

$$T_{10} = T_{19} = T_5 + \Delta T \quad (11)$$

在释电过程, 根据熔盐的高低温和换热器温差可得到透平 D 的进出口温度以及实际温比:

$$\frac{T_{15s}}{T_{14}} = \left(\frac{p_{15}}{p_{14}} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \eta_B = \frac{1 - \frac{T_{15}}{T_{14}}}{1 - \frac{T_{15s}}{T_{14}}} \quad (12)$$

根据压缩机 C 入口的压强 p_{11} 和换热器入口压强 p_{14} 以及换热温差, 可以得到回热器 B 的入口 p_{15} 和 p_{12} :

$$p_{12} = p_{14} + 2\Delta p; p_{15} = p_{11} + 3\Delta p \quad (13)$$

由温比可计算压缩机 C 进出口的压比为:

$$\frac{p_{12}}{p_{11}} = \left(\frac{T_{12}}{T_{11}} \right)^{\frac{m}{m-1}} \quad (14)$$

根据冷侧温度以及换热温差可以得到压缩机 C 入口的压强 T_{11} 、 T_{13} 、 p_{13} 以及 p_{16} :

$$T_{11} = T_{19} + \Delta T = T_{10} + \Delta T; T_{13} = T_{18} - \Delta T; \quad (15)$$

$$P_{13} = P_{14} + \Delta P; P_{16} = P_{15} - \Delta P$$

回热器入口 T_{16} 可由回热器的焓平衡得到:

$$H_{12} + H_{15} = H_{13} + H_{16} \quad (16)$$

2.3 系统性能评价指标

(1) 回热度的计算^[16]

储能阶段回热器 A 回热度为:

$$f = \frac{T_1 - T_6}{T_3 - T_6} \quad (17)$$

式中: f 为储能阶段回热器 A 的回热度, 定义为循环工质在回热器中实际吸收的热量, 与循环工质在回热器中理论上可能放出的最多热量之比。

(2) 循环效率的计算^[17]

压缩机耗功为:

$$P_c = m(h_{c,out} - h_{c,in}) \quad (18)$$

式中: P_c 为压缩机功率, W; m 为质量流量, kg/s; $h_{c,out}$ 为压缩机出口比焓, J/kg; $h_{c,in}$ 为压缩机入口比焓, J/kg。

膨胀机做功为:

$$P_t = m(h_{t,in} - h_{t,out}) \quad (19)$$

式中: P_t 为膨胀机功率, W; $h_{t,out}$ 为膨胀机出口比焓, J/kg; $h_{t,in}$ 为膨胀机入口比焓, J/kg。

系统储电过程中消耗的电能为高温压缩机耗功与低温膨胀机做功之差, 即 $P_c - \eta_t$, 系统发电过程总发电量为高温膨胀机做功与压缩机耗功之差, 即 $P_t' - P_c'$, η_t 为压缩机/膨胀机机械效率, 则系统循环效率 η 为:

$$\eta = \frac{\eta_t P_t' - P_c' / \eta_t}{P_c / \eta_t - \eta_t P_t} \quad (20)$$

3 结果与分析

3.1 系统状态点

表 3 系统状态点的压强温度

状态点	压强/MPa	温度/K
1	1	510
2	2.810	805
3	2.805	515
4	2.800	304
5	1.01	211
6	1.005	295
11	1	221
12	3.524	386
13	3.519	505
14	3.514	795
15	1.015	510
16	1.01	388

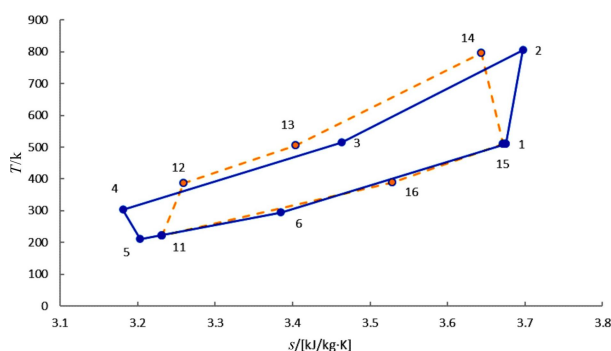


图 3 储能和发电过程氩气的温熵图

Fig.3 T-s diagrams of energy storage and power generation cycles

3.2 循环工质对系统的影响

不同工质的物理性质不同, 工质的工作性能会直接影响到系统的循环效率和经济情况, 由此选择合适的循环工质至关重要。目前, 运用于热泵的循环工质中, 使用较多的有空气、超临界二氧化碳、氮气、氩气、氦气等。本系统的循环工质限于在高温下极其稳定, 并且在低温下不会发生液化的气体。超临界二氧化碳临界点为 304K 左右, 其在 200–300K 范围内有液化和冻结风险^[18]。因此, 排除超临界二氧化碳这一选择。考虑到对环境的影响和化学惰性, 排除空气这一选择。

最终, 循环工质在氮气、氩气和氦气中进行选

择。表 4 为采用不同工质的 100kW 热泵储电系统的压比,压缩机出口压强和系统循环效率。在给定温度比的情况下,采用氮气的系统压比和压缩机的出口压强高于采用氩气和氦气的系统。考虑到系统承压问题,氩气和氦气的低压力更加安全。并且,因为氮气为双原子气体,绝热指数为 1.4,氩气和氦气为单原子气体,绝热指数为 1.66。所以氩气和氦气在系统运行过程中可以产生更高的温度和热能,从而获得更大的储热密度。于是,排除氮气这一选择。

工质选择氦气,系统循环效率为 53.83%。工质选择氩气,系统循环效率为 53.3%。氦气的性能稍优,但是考虑到氦气的成本问题,最终选择氩气作为系统的循环工质。

表 4 采用不同工质的 100kW 热泵储电系统的压比,压缩机出口压强和系统循环效率

Table 4 Pressure ratios, compressor outlet pressures and system cycle efficiencies of 100kW heat pump storage systems using different work materials

工质	绝热指数	压比	压缩机 C 出口压强 P_{12}/MPa	系统循环效率/%
氮气	1.40	4.21	5.724	56.62
氩气	1.66	2.81	3.524	53.30
氦气	1.66	2.81	3.524	53.83

3.3 回热对系统的影响

不带回热器的正逆布雷顿储能系统要求,熔盐冷侧温度要低于冷媒热侧温度,这会导致系统循环高压侧和低压侧的热传递重叠,因此无需在此温度范围内实际将热量传递到工质并通过工质传递热量,热量可以简单地通过气-气换热器即回热器,直接从循环的一侧传递到另一侧^[19]。在回热器产生的熵为零的限制下,回热对往返效率完全没有影响,而只是减少了两端换热器所承担的热负荷,减少了换热器的体积。

回热器的回热度 f 理想情况为 1,即研究系统完全回热的情况。现实回热器的回热度为 0.5~0.95,本系统中,回热度主要受回热器换热温差影响。表 5 为不同的回热度对应的储能/释能阶段回热器换热温差。由表 5 可知,回热器换热温差越低,回热度越高。图 4 为回热器不同回热度对系统循环效率的影响。由图 4 可知,回热度越高,系统循环效率越高,当回热度为理论值 1 时,系统循环效率为

58.71%。回热度从 0.6 升高到 1 时,系统循环效率提高了 34%。但是,回热度越高,回热器的换热面积越大,需求的回热器的体积和质量越大,系统压力损失越大,这反而会反向影响系统的性能。所以,本系统中,回热器采用印刷电路板式换热器。PCHE 拥有高传热效率,高传热密度和低压力损失的特性,作为回热器可以解决上述难题并提升系统循环效率。并且,回热器的压力损失降低 2kPa 将使系统循环效率提高 0.83%。考虑 PCHE 回热器的体积和实际工况,回热度取 0.9~0.95 为合理的设计值。

表 5 不同回热度对应的储能/释能阶段回热器换热温差

Table 5 Difference in heat transfer temperature of the heat exchanger in the storage/release phase of the heat exchanger corresponding to different degrees of heat rejection

回热度	回热器储能换热温差/K	回热器释能换热温差/K
1	0	0
0.9	22	32
0.8	44	70
0.7	66	119
0.6	88	182

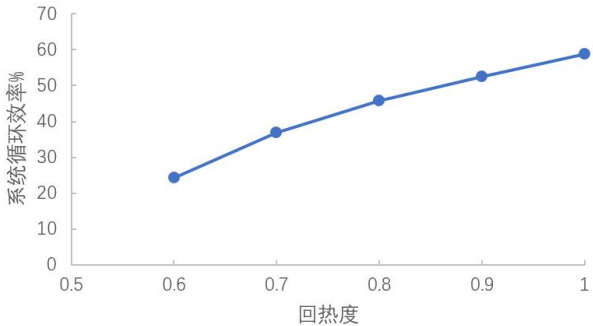


图 4 回热器回热度对系统循环效率的影响

Fig.4 The influence of heat back on the cycle efficiency

3.4 换热方式对系统的影响

一般热泵系统使用传统的管壳式换热器。但是考虑到本系统主要运用于园区分布式储能,系统体积应尽可能小。所以,本系统使用 PCHE 换热器。在同等的压降和换热效率的条件下,PCHE 换热器的体积仅为管壳式换热器的 1/6~1/4,结构紧凑^[20]。

管壳式换热器可以承受高温高压,但是在管道的焊接接缝处仍有液体泄漏或管道破裂的风险。与之相比,PCHE 使用真空扩散焊接的方法,换热板片之间通过固相扩散来焊接,没有泄露风险,安全

性更高^[21]。

PCHE 是高效微通道换热器, 对比管壳式换热器, PCHE 换热器性能更优越, 拥有更高的换热效率, 最高可达 98%。并且, PCHE 换热器适用的温度压力范围很广, 可耐高温高压, 可耐低温。最后, 由于 PCHE 的流体通道的截面积较小, 同等质量流量下, 工质流速更快, 对流换热系数更大, 换热能力更强, PCHE 的换热温差可降至 2K。

本系统采用双罐储存熔盐, 在储/释能过程中, 氩气与储热/冷罐之间必然存在的换热温差, 这将会对热/冷能存储总量和系统效率有一定的影响。随着换热温差的增大, 热能与冷能利用率降低, 导致系统循环效率降低。如图 5 所示, 换热温差 2K 升高至 10K 将导致整体系统效率降低约 5 个百分点。

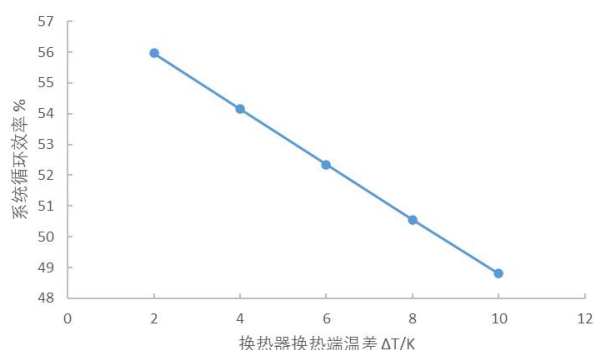


图 5 换热器换热温差对系统循环效率的影响

Fig.5 Effect of heat exchanger heat transfer temperature difference on system circulation efficiency

3.5 压比对系统的影响

热泵储电系统的压缩机储能压比和释电对循环的工质温度、工质压力和系统循环效率都有很大影响。本系统的压比是由给定的熔盐工作温度确定的, 通过改变熔盐的热侧温度就可以改变储能压比和释电压比。表 6 是不同储能/释电压比对应的系统循环效率。由表 6 可得, 随着熔盐热侧温度下降, 储能压比和释电压比均下降, 系统循环效率下降。

表 6 不同储能/释电压比对应的系统循环效率

Table 6 System cycle efficiency for different storage/release voltage ratios

熔盐热侧温度/K	800	750	700	650
储能压比	2.81	2.43	2.08	1.76
释电压比	3.52	2.93	2.41	1.95
系统循环效率/%	53.30	51.32	48.63	44.69

4 结论

本文分析了上海低碳商业园区的用能需求, 提出了一种能解决商业园区负荷不确定性的热泵储电系统。在该系统中, 用 PCHE 代替了传统的管壳式换热器并对比了两种换热设备的区别。对热泵储电系统的热力学循环进行分析, 探究循环工质、回热度、压比等参数对系统循环效率的影响。得到以下结论:

(1) 在给定温比的情况下, 该系统选择氮气作为循环工质时循环效率最高, 可达到 56.62%, 但这会导致更高的压比, 对压缩机的性能要求更高。氦气作为循环工质对比氩气, 系统循环效率提高了 0.53%, 但是氦气成本更高。若综合考虑成本和系统循环效率, 应选择氩气作为系统的循环工质。

(2) 使用 PCHE 作为系统的回热器, 不仅可以减小系统的体积使其更加适用于园区储能, 还可以降低回热器的压力损失提高系统循环效率。其中, 回热器的回热度对系统循环效率影响极大, 当回热度从 0.6 升高到 1 时, 系统循环效率提高了 34%。

(3) 在该系统中使用 PCHE 换热器替换传统管壳式换热器, 可以减小系统的体积, 提高系统的安全性, 并且降低了高温换热器的换热温差, 提高了系统的循环效率。换热温差从 10K 降低至 2K 使系统循环效率提高了 5%。

(4) 在该热泵储电系统中, 可以通过提高系统的最高工作温度即熔盐的最高工作温度, 来提高系统的压比, 从而提高系统循环效率。熔盐工作最高温从 650K 提高到 800K, 系统循环效率提高了 8.6%。

本文提出了一种以氩气作为循环介质, 太阳盐作为储热介质, PCHE 作为高温换热器和回热器的适用于低碳商业园区的热泵储电系统, 并对该系统的参数分析和性能优化提供了依据。在未来的研究中, 可以进一步研究更换 PCHE 使系统体积减少的比例, 以及不同储热介质对系统参数的影响, 完善该热泵储电系统的理论研究。

参考文献:

- [1] 郭寅远, 陈卓, 贺春. 园区风光储充微电网设计与应用[J]. 科技创新与应用, 2023, 13(18): 49-52.

- [2] 王斌,王谦,薛雪,等.工业园区光伏-储能一体化的“零碳”能源系统规划研究[J].锅炉技术,2022,53(2):28-34.
- [3] 陈海生,李泓,徐玉杰,等.2023 年中国储能技术研究进展[J].储能科学与技术,2024,13(5):1359-1397.
- [4] Marguerre F. Ueber ein neues verfahren zur aufspeicherung elektrischer energie[J]. Mitteilungen der Vereinigung der Elektrizitätswerke, 1924,354(55):27-35.
- [5] 张琼,王亮,徐玉杰,等.热泵储电技术研究进展[J].中国电机工程学报,2018,38(1):178-185,354.
- [6] Howes J. Concept and Development of a Pumped Heat Electricity Storage Device[J]. Proceedings of the IEEE, 2012,100(2):493-503.
- [7] Desrués T, Ruer J, Marty P, et al. A thermal energy storage process for large scale electric applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2009,30(5):425-432.
- [8] B.Laughlin R. Pumped thermal grid storage with heat exchange[J]. Journal of Renewable and Sustainable Energy, 2017,9(4):044103.
- [9] 张涵,王亮,林曦鹏,等.基于逆/正布雷顿循环的热泵储电系统性能[J].储能科学与技术,2021,10(5):1796-1805.
- [10] Yongliang Z, Ming L, Jian S, et al. Advanced exergy analysis of a Joule-Brayton pumped thermal electricity storage system with liquid-phase storage[J]. Energy Conversion and Management, 2021,231.
- [11] Chu W, Xiao L, X H, Ma T, et al. Experimental investigation on SCO₂-water heat transfer characteristics in a printed circuit heat exchanger with straight channels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017,113:184-194.
- [12] Huang C, Cai W, Wang Y, et al. Review on the characteristics of flow and heat transfer in printed circuit heat exchangers[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 153:190-205.
- [13] 王金梁,吴华栋.太阳盐的热力学性质及其在光热发电中的应用[J].发电设备,2021,35(5):334-338.
- [14] 张祝,陈国庆,周小明,等.670MW 燃煤机组耦合熔盐储能系统方案设计及性能分析[J].热力发电,2024,53(3): 89-98.
- [15] 吴智泉,王际辉,白宁.闭式布雷顿循环热泵储电系统的焓分析[J].太阳能学报,2023,44(3):336-343.
- [16] 张秀,张昊春,刘秀婷,等.回热式闭式空间核能布雷顿循环系统性能分析及优化[J].热科学与技术,2021, 20(1):79-85.
- [17] 张琼,王亮,谢宁宁,等.基于正/逆布雷顿循环的热泵储电系统性能研究[J].中外能源,2017,22(2):86-92.
- [18] 杨俊兰,马一太,曾宪阳,等.超临界压力下 CO₂ 流体的性质研究[J].流体机械,2008,(1):53-57,13.
- [19] 杨鹤,杜小泽.布雷顿循环热泵储能的性能分析与多目标优化[J].中国电机工程学报,2022,42(1):196-211.
- [20] 吴楠楠,韩楚君,王佳乐.印刷电路板式换热器的研究综述及应用[J].辽宁化工,2023,52(2):289-291.
- [21] 尤学刚,刘新宇,曾冬,等.国产印刷电路板式换热器的首次工业应用研究[J].石油机械,2022,50(2):46-52.

(上接第 548 页)

参考文献:

- [1] 吴泽江,王瑶.某办公项目冰蓄冷系统设计分析[J].建筑热能通风空调,2023,42(5):43-48.
- [2] 陈锐彬,李泽奇,袁涛.广州某办公建筑群空调系统冷源经济性分析[J].建筑节能,2024,52(1):15-21.
- [3] 李兴国.区域供冷在大型产业办公园区的应用[J].暖通空调,2022,52(11):35-41.
- [4] 周建勇,薛琴,陈飞虎.带数据机房的复合型建筑空调冷源系统优化研究[J].工程学研究,2025,4(2):44-49.
- [5] 郭海龙,张强,王晓雯.深圳某商业项目空调冷源配置方案分析[J].建筑节能,2023,51(3):1-8.
- [6] 王伟,张伟.磁悬浮冷水机组在湿热地区的应用特性[J].制冷学报,2021,42(3):56-62.
- [7] 王佳,张伟,张强强.磁悬浮离心机组在暖通空调系统的应用研究[J].暖通空调,2019,49(1):124-128.
- [8] 张杰,何其愚,丁汉林.牛寨换流站螺杆冷水机组频繁启停问题诊断与分析[J].建筑热能通风空调,2022,41(12): 128-132.
- [9] 俞丽华,汪洪军.恒温恒湿科学实验室的空调系统设计[J].制冷与空调,2018,38(5):5-10.
- [10] 黄培雷,杨志新,蒋哲敏.高精度计量实验室空调系统设计[J].制冷与空调,2013,33(4):4-6.