

DOI:10.3969/j.issn.2097-0706.2023.04.006

两级再吸收浓度差储热系统性能分析

Performance analysis on a double-stage resorption heat storage system

窦蓬勃,贾腾,代彦军*
DOU Pengbo, JIA Teng, DAI Yanjun*

(上海交通大学 制冷与低温工程研究所, 上海 200240)
(Institute of Refrigerant and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

摘要: 构建了一种以氨水为工质,依靠溶液浓度变化存储能量的储热系统,并对该系统进行热力学性能评价。再吸收循环高压吸收器出口溶液浓度会随这循环运行压力变化产生波动,不同高压吸收器出口溶液浓度下循环运行压力存在下限。当高压吸收器出口溶液质量分数低至 0.9 时,循环运行压力不可低于 4.6 kPa,当高压吸收器出口溶液浓度较低时,会影响循环正常运行。对再吸收储热循环的可行浓度-温度区间进行了探究,提出将节流失效临界线作为判定制冷剂是否有制冷能力的依据。再吸收循环区别于吸收式循环的特点在于其采用二元溶液吸收过程代替一元工质冷凝过程,能够有效降低再吸收循环的驱动热源温度。通过对系统性能分析,得出如下结论:热源温度为 90 °C 时单级再吸收循环性能系数(COP)可达 0.614,两级再吸收循环 COP 可达 0.489;进水温度为 30 °C 的条件下,该系统单级储热模式的出水温度达 49.38 °C,两级储热模式的出水温度达 52.54 °C,能够满足地板采暖的要求。

关键词: 储热系统;单双级;氨水;再吸收循环;COP;出水温度;驱动热源温度

中图分类号: TK 513 **文献标志码:** A **文章编号:** 2097-0706(2023)04-0041-06

Abstract: A heat storage system based on the double-stage resorption cycle with ammonia water as working medium was constructed and its thermodynamic performance was evaluated. The system stores energy relying on the concentration difference of its solution. The concentration of the solution at the resorption circle high-pressure absorber outlet fluctuates with the circulating operating pressure. There are lower limits for the circulating operating pressure under different solution concentrations. When the mass fraction of the concentrated side solution is as low as 0.9, the circulating operating pressure should not be lower than 4.6 kPa. However, low concentration of the solution at the absorber outlet will hamper the normal operation of the cycle. Based on the feasible concentration - temperature range of the resorption heat storage cycle, a throttling failure threshold is proposed as the criterion for effective cooling capacity of refrigerant. The difference between a resorption cycle and an absorption cycle is that the former one takes the binary solution absorption process instead of the unary refrigerant condensation process, so the heat source temperature of the resorption cycle can be effectively reduced. The conclusions are drawn on the performance analysis. When the heat source temperature is 90 °C, the COP of a single-stage resorption cycle can be 0.614, and the COP of a double-stage resorption cycle can be 0.489. When the inlet temperature is 30 °C, the outlet temperature of the system taking single-stage heat storage mode can reach 49.38 °C, and that taking double-stage heat storage mode can reach 52.54 °C. The system can meet the requirements of floor heating.

Keywords: double-stage; ammonia water; resorption cycle; COP; outlet temperature; heat source temperature

0 引言

传统能源日益枯竭,带来的环境问题也不容忽视。发展以太阳能为代表的可再生能源对推进“双碳”目标进程的贡献巨大。太阳能在应用中受天气条件的制约,建筑末端负荷与室外气象条件变化密切相关,与太阳辐照存在时空分布矛盾。实现高

效、低损的太阳能储存成为解决太阳能应用问题的关键^[1]。

传统显热储热方式存在温差热损失的问题,采用吸收式储热的形式,通过工质对结合能的可逆变化储存释放热量,基本原理为:稀溶液与蒸汽结合生成浓溶液,同时放出热量。吸收式循环储热有以下特点:(1)能量以浓度差的形式存储于溶液中,故工质储热温度与环境温度无温差,能够实现在环境温度条件下长期存放;(2)驱动热源能够采用太阳

基金项目: 国家自然科学基金项目(51736006)
National Natural Science Foundation of China (51736006)

能或中低温工业余热提高能效^[2-4]; (3) 循环能够根据需求进行供热或制冷, 适应全年运行的情况。使用吸收式循环储热较符合太阳能资源特点, 具有良好的应用前景。

常用的吸收式循环工质包括水系、氨系、乙醇系等^[5-6], 其中氨水工质对应的汽化潜热较大, 蒸发温度低, 无结晶风险, 适宜供热。关于氨水工质的研究也比较深入, 氨水吸收式热泵已投入实际应用, 运行稳定可靠。

国内与国外学者已经有一些氨水工质吸收式储热的研究, 取得了不错的成果。文献[7-8]给出了氨水溶液吸收式蓄能系统的动态热力计算模型和运行参数计算模型公式, 以长江流域办公建筑为计算对象, 在夏季空调、冬季供热的条件下进行数值模拟。文献[9]研究了氨水工质用于低温制冷工况下的蓄能容量。研究结果显示, 在驱动热源温度为 180 °C、蒸发温度为 -20 °C 时, 单位质量蓄能容量为 95 (W·h)/kg。文献[10]分析了在蒸发温度为 -27 °C 的低温工况下, 氨水工质吸收式蓄能系统的性能, 论证了吸收蓄能系统无需保温, 能够适应低温储能。通过将吸收循环与蒸汽压缩循环耦合, 能够降低蒸发温度, 提高低温环境适应性。文献[11-12]研究了以氨水为工质的增压循环, 试验结果显示该循环的蓄能密度为水的 2 倍。

然而传统吸收式循环的工作压力受部件温度制约, 在温度确定的条件下, 只有通过内部增压方式^[13-14]来增大储热密度, 制冷性能系数(COP)亦有所损失, COP 与输出能量存在矛盾。在吸收式循环基础上, 通过高压吸收器、低压发生器取代冷凝器、蒸发器, 通过调节压力来增大储热密度, 增压回热后输出热量品位和储热密度可进一步增大。文献[15-16]构建的单级平衡式与两级发生器-吸收器回热(GAX)再吸收热泵循环能够将热源温度降低至 82 °C。本文基于再吸收循环构建了其在储热场景的适用形式, 研究再吸收储热循环在住宅供热场景下的热力性能表现。

1 系统描述

1.1 单双级再吸收浓度差储热系统描述

单双级再吸收浓度差储热系统如图 1 所示。整个系统可以划分为 I 稀溶液生成模块、II 浓溶液生成模块、III 储热模块、IV 建筑采暖模块。储热过程依靠太阳能集热器热量作为能量输入, 溶液通过模块 I 的中压/高压发生器产生稀溶液和高温高压蒸汽。高温高压蒸汽在模块 II 中通过中压/高压吸收器的风冷换热器, 生成浓溶液。溶液吸收太阳能的

显热转化为潜热, 转化为 2 种不同浓度的溶液分别存放在模块 III 的 2 个储罐中, 与环境温度无温差储存。需要使用热量时, 浓溶液进入模块 IV 的低压发生器产生低温低压蒸汽, 生成的氨蒸汽被稀溶液吸收放出热量, 供给建筑采暖。

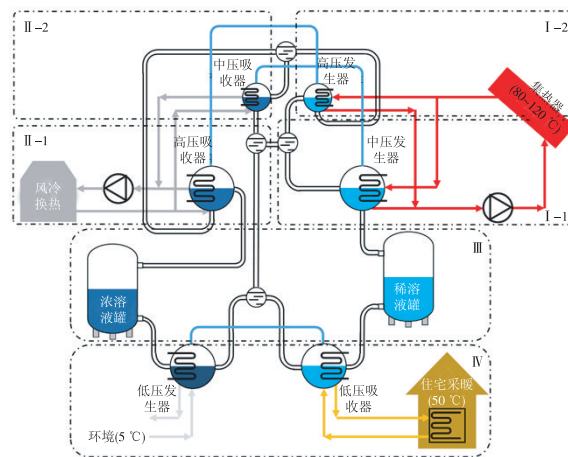


图 1 单双级再吸收浓度差储热系统

Fig. 1 Double-stage resorption heat storage system based on concentration difference

稀溶液生成模块 I 和浓溶液生成模块 II 还可以根据工作压力划分为 I-1, I-2, II-1, II-2, 根据单级和两级的不同运行模式进行切换(运行模式见表 1)。在单级模式中, 中压吸收器、中压发生器、低压吸收器、低压发生器接入储热循环。在太阳能充足时, 运行单级储热模式, 储存在浓溶液罐中的溶液进入中压发生器生成稀溶液, 氨蒸汽在中压吸收器中被吸收成为浓溶液。在无外界热源需要向建筑供热时, 浓溶液节流后在低压发生器中生成氨蒸汽, 被稀溶液吸收放出热量。吸收后的溶液最后回流入浓溶液罐。在两级模式中, 高压吸收器、高压发生器、中压吸收器、中压发生器、低压吸收器、低压发生器接入储热循环。再吸收循环将吸收式循环的蒸发器和冷凝器替换为低压发生器和高压吸收器, 单级再吸收系统包含了两级发生器, 故两级再吸收系统相应增加为三级发生器。溶液进入高压发生器吸收热量产生高温高压氨气, 自身浓度降低变成稀溶液, 再进入中压发生器。在相同热源温度条件下, 与单级系统相比, 两级系统在高压发生器中形成的稀溶液浓度更低; 在相同风冷温度条件下, 与单级系统相比, 两级系统在高压吸收器中形成的浓溶液浓度更高。更大的浓度差能够使循环拥有更大的储热能力。

1.2 再吸收储热循环有效浓度压力关系

再吸收循环采用二元溶液的吸收过程代替一元工质的冷凝过程, 传热性能更好, 吸收过程更充

表1 单双级再吸收浓度差储热系统运行模式及构成组件
Table 1 Function modules of the single/double-stage resorption heat storage system based on concentration difference

模块	单级储热模式	单级放热模式	两级储热模式	两级放热模式
I-1			√	
I-2	√		√	
II-1	√		√	
II-2			√	
III	√	√	√	√
IV		√		√

分。再吸收循环能够在一定压力范围内连续调节,高/中压吸收器出口的溶液浓度亦会随压力变化。当吸收器出口溶液浓度低于某值时,存放在环境的浓溶液将无法通过节流从环境吸热发生出蒸汽为建筑供热。

本文再吸收储热循环设定环境温度(t_0)为5℃,溶液长期存放状态下温度与环境温度相同。在不同浓度的饱和氨水溶液中,再吸收储热循环低压发生器侧压力(p_L)随溶液节流后的两相温度(t)变化的曲线如图2所示。虚线指节流后温度为5℃,即虚线上的点均为失去从环境吸热能力的溶液状态点。

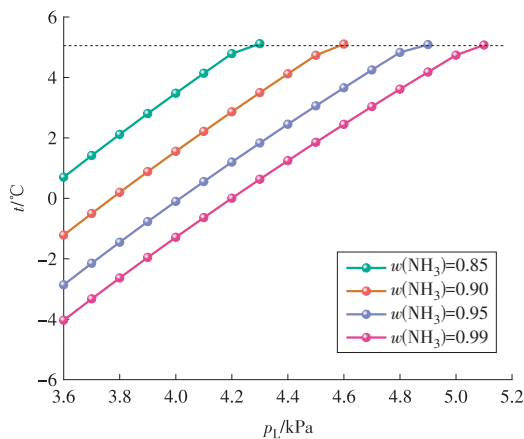


图2 再吸收储热循环节流失效临界线($t_0=5^\circ\text{C}$)

Fig. 2 Throttling failure thresholds of the resorption heat storage cycle($t_0=5^\circ\text{C}$)

由图2可以看出, $w(\text{NH}_3)$ 越高,其对应的可运行低压范围越广,这也是传统吸收式循环需要精馏器保证纯度的原因。再吸收循环能够在可运行压力中寻求最优压力以达到更高的储热密度。可运行压力亦受环境温度影响,若环境温度降低,则运行压力范围也会变窄。

2 理论模型

2.1 能量模型

使用 Matlab 编制单双级再吸收储热系统的热

力学模型,提出如下假设:(1)主要部件的热损忽略不计;(2)发生器与吸收器之间的压降忽略不计(同一级间的发生器吸收器压力相同,不同级间发生器吸收器压力存在差异);(3)溶液的混合过程与分离过程绝热;(4)高压发生器(HPG)、高压吸收器(HPA)、中压发生器(MPG)、中压吸收器(MPA)、低压发生器(LPG)、低压吸收器(LPA)出口的溶液都是饱和状态,对应的出口溶液温度分别为 $t_{\text{HPG}}, t_{\text{HPA}}, t_{\text{MPG}}, t_{\text{MPA}}, t_{\text{LPG}}, t_{\text{LPA}}$ 。

依照热力学第一定律,质量守恒与物料守恒公式如下

$$\sum_i m_{\text{in}} - \sum_i m_{\text{out}} = 0, \quad (1)$$

$$\sum_i (m_{\text{in}} w_{\text{in}}) - \sum_i (m_{\text{out}} w_{\text{out}}) = 0, \quad (2)$$

式中: $m_{\text{in}}, m_{\text{out}}$ 分别为流入与流出系统的溶液质量; $w_{\text{in}}, w_{\text{out}}$ 分别为流入与流出系统的溶液质量分数。

再吸收储热系统在放热阶段,依靠氨蒸汽被稀溶液吸收产生的吸收热,单级储热循环中储热 COP 定义为

$$C_{\text{OP},1} = \frac{Q_{\text{LPA}}}{Q_{\text{HPG}}}, \quad (3)$$

两级储热循环中储热 COP 定义为

$$C_{\text{OP},2} = \frac{Q_{\text{LPA}}}{Q_{\text{HPG}} + Q_{\text{MPG}}}, \quad (4)$$

式中: $Q_{\text{LPA}}, Q_{\text{HPG}}, Q_{\text{MPG}}$ 分别为 LPA, HPG 和 MPG 的放热量。

2.2 确定参数

两级再吸收储热系统的设定参数见表2。可以看出,6个主要部件的出口温度均给出,而压力未确定。这是由于饱和溶液浓度、温度、压力存在约束关系,本文思路是研究不同运行压力下,再吸收储热循环的热力性能表现,找出最优的压力匹配关系。

表2 单双级再吸收储热系统设定参数

Table 2 Parameters of the single/double-stage resorption heat storage system $^\circ\text{C}$			
参数	数值	参数	数值
t_{HPG}	90	t_{LPG}	5
t_{HPA}	30	t_{LPA}	45
t_{MPG}	90	t_0	5
t_{MPA}	25	换热器温度	10

单级模式和两级模式再吸收储热循环的有效压力范围如图3—4所示(图中: $p_{\text{H}}, p_{\text{M}}$ 分别为高压发生器侧压力、中压发生器侧压力)。在单级模式中,对于每一个确定的 p_{H} ,都有相应的 p_{L} 与之匹配。随着 p_{H} 的降低, p_{L} 的选择范围逐渐变窄。在设定条件下,单级储热循环最低运行压力为319 kPa。低于临

界压力条件下,储热系统放热阶段与储热阶段的总放热量低于发生器吸热量,性能表现较差。两级储热循环中,高压、中压、低压三者互相耦合,随高/低压的降低,中压选择范围逐渐缩减。可以看出,在同一低压条件下,单级模式中的单一高压被拉大为两级模式中存在差值的一组中压与高压。这对于改善循环 COP 是有好处的,定量分析在第 3 节详细介绍。

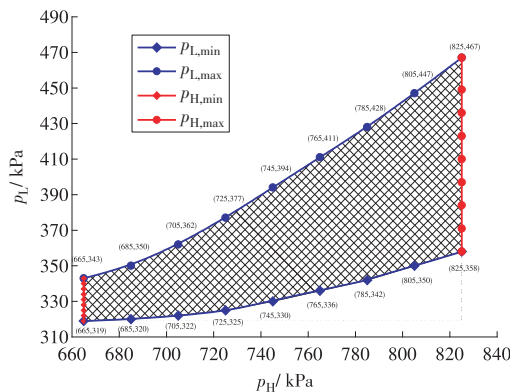


图 3 单级再吸收储热循环有效压力范围

Fig. 3 Effective pressure range of the single-stage resorption heat storage cycle

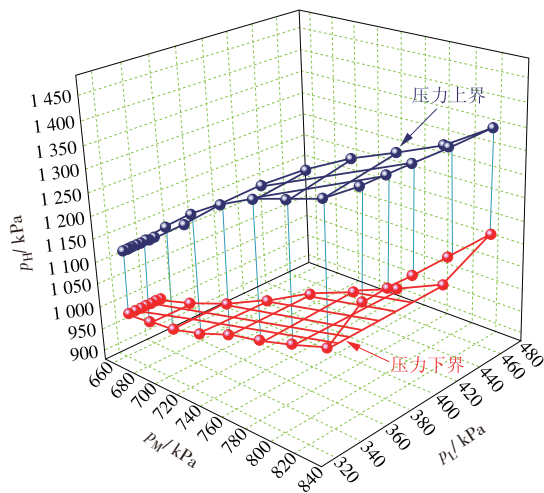


图 4 两级再吸收储热循环有效压力范围

Fig. 4 Effective pressure range of the double-stage resorption heat storage cycle

3 结果分析

不同运行低压条件下单级储热循环的 COP ($C_{OP,1}$), Q_{LPA} , Q_{HPG} 随 p_L 的变化如图 5 所示。图 5 中 p_L 的区间由图 3 给定。在每个给定的低压值下,先循环计算出使 COP 最优的高压值,再以此为标准计算低压吸收器、高压吸收器的放热量。低压过低时,整体循环 COP 衰减较快,低压吸收器放热所对应的储热 COP 也会降低;低压过高时,对应高压较高的情形,此时 2 个吸收器总放热量(Q)是最大的,而高

压吸收器放热比例也最大。储热所需要的低压吸收器在中间值处达到最大放热量。可以看出,在确定高压的条件下, $C_{OP,1}$ 随 p_L 先增加后降低,在 440 kPa 时达到最大值 0.614,此时对应的储热密度为 383.1 kJ/kg, Q_{LPA} 的比例也较高。在一般的热泵循环中,用户同时取用来自低压吸收器和高压吸收器 2 部分的热量。在储能循环中,没有外界热量输入时,用户依靠稀溶液与蒸汽在低压吸收器中的发生过程取用热量, COP 比热泵循环的稍低。与以往研究氨水吸收式储热循环相比,再吸收循环在保证出水温度水平相当的情况下,通过优化运行压力,无需使用多级耦合,这样就避免了 COP 过低的情形(若使用四级耦合,循环 COP 低至 0.26 以下,效果差)。 Q_{LPA} 代表无热源放热阶段放出热量, Q_{HPA} 代表储热循环有热源输入时发生器蒸汽被吸收为浓溶液储存时放出的热量。可以看出,在不同运行低压条件下, Q_{LPA} 均低于 Q_{HPA} , 这是由再吸收循环自身约束决定的。如果能够收集利用高压吸收器充能期间释放的热量,再吸收储热循环的热力 COP 能够达到更高水平。

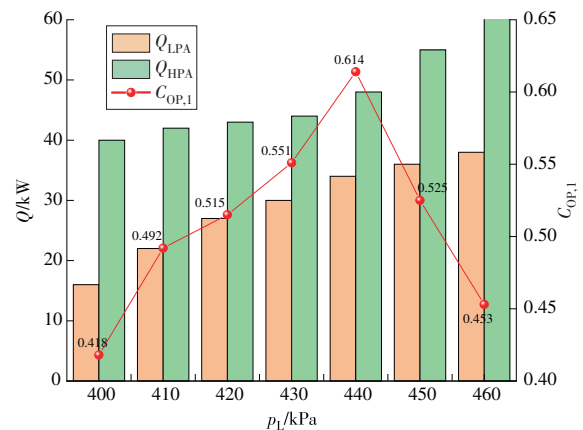


图 5 单级储热循环 COP 随低压变化曲线

Fig. 5 Variation of $C_{OP,1}$, Q_{LPA} , Q_{HPG} with p_L

同时接入高/中压的两级储热循环, $C_{OP,2}$, Q_{LPA} , Q_{HPG} 随 p_L 的变化如图 6 所示。在两级热泵循环中,低、中、高压 3 个吸收器放热量逐步升高。通过控制低压吸收器放热量相同,为两级储热循环分配质量流量。同单级储热循环相似的规律是,两级循环的储热 COP 随低压先增加后减小。两级模式最大储能 COP 为 0.489, 低于单级模式,此时对应的储热密度为 459.7 kJ/kg。这是因为在两级循环中,没有外界热量输入时,用户只取用低压吸收器内部的热量。可以看出,低压吸收器放出热量仍小于高压吸收器,储热阶段吸收热回收对于再吸收循环热力性能提升是很大的。在不同运行低压条件下,低压吸收热均大于中压吸收热,这是热力计算中设定的吸

收器出口温度不同造成的。高压侧代表高位热源水平,低压侧代表用户供热水平,中压侧可以进行调节。这就体现出再吸收循环灵活的优势。通过中压吸收器出口温度设定为 25 °C,能够做到中压吸收热比例最小,从而使储热 COP 达到最优。

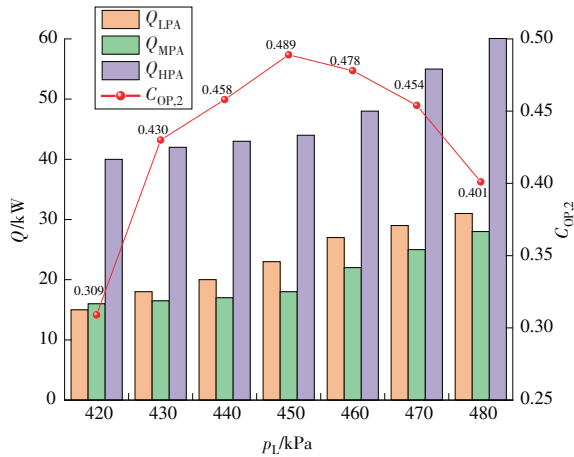


图6 两级储热循环 COP 随低压变化曲线

Fig. 6 Variation of $C_{OP,2}$, Q_{LPA} , Q_{HPG} with p_L

单级储热循环的出水温度随低压变化曲线如图7所示。单级储热循环在计算出水温度(t_{out})时,通过低压吸收器的供/回水温度设置定值。

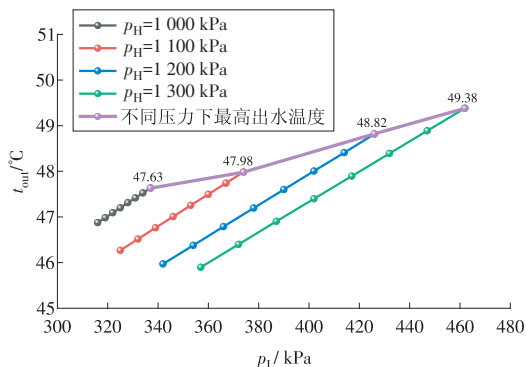


图7 单级储热循环出水温度随低压变化曲线

Fig. 7 Outlet temperature- p_L curve of the single-stage heat storage cycle

低压吸收器出口溶液压力随 t_{out} 升高而升高,饱和状态下的溶液温度也随之提高,在不同压力运行条件下混合后溶液浓度变化较小,因而规律近似为线性变化。出水温度与 COP 变化趋势不同,在低压侧压力达到峰值时出现。出水温度随运行高压的提高而提高,提高高压比提高低压对出水温度的提高更为明显。这是因为循环热力性能主要由热源侧参数决定。在进水温度为 30 °C 的条件下,单级再吸收浓度差储热系统的最高供水温度为 49.38 °C。

两级储热循环的出水温度随低压变化曲线如图8所示,出水温度的计算规则与单级模式相同。

由于两级模式中涉及高、中、压三级压力的优

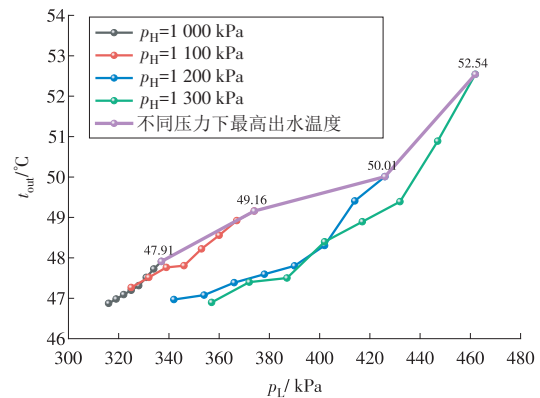


图8 两级储热循环出水温度随低压变化曲线

Fig. 8 Outlet temperature- p_L curve of the double-stage heat storage cycle

化匹配,不同低压对应最佳中压不同,故浓度有所区别,增长规律不再为线性。相比于单级模式,系统高压对于两级系统出水温度提升更为显著。这是由于进水通过低压吸收器后,通过中压吸收器和高压吸收器进行两次回热,使回水温度升高。两级再吸收浓度差储热系统的最高供水温度为 52.54 °C,能够满足地板采暖的要求。

4 结论

本文构建了一种两级再吸收浓度差储热系统,对该系统进行了热力学分析,得出如下结论。

(1)再吸收浓度差储热系统在不同浓溶液储存浓度条件下存在使溶液具有节流效应的最低运行压力。当高压吸收器出口 $w(\text{NH}_3)$ 低至 0.9 时,循环运行压力不可低于 4.6 kPa。

(2)单级再吸收浓度差储热系统在给定条件下的最大 COP 为 0.614,此时对应的储热密度为 383.1 kJ/kg。运行高压越高,储热 COP 越高,在高压确定后,COP 随低压先增加后减小。

(3)两级再吸收浓度差储热系统在给定条件下的最大 COP 为 0.489,此时对应的储热密度为 459.7 kJ/kg。储热 COP 随运行高压与运行低压的变化规律与单级相似,在高低压确定后,设定中压吸收器参数能够对两级储热循环进一步优化。

(4)在进水温度 30 °C 条件下,单级再吸收浓度差储热系统的最高供水温度为 49.38 °C,两级再吸收浓度差储热系统的最高供水温度为 52.54 °C,能够满足地板采暖的要求。

参考文献:

- [1] KORHAN Ö, BURAK K. Thermo-economic assessment of a thermally integrated pumped thermal energy storage (TI-

- PTES) system combined with an absorption refrigeration cycle driven by low-grade heat source [J]. *Journal of Energy Storage*, 2022, 51: 104486.
- [2] GAO J, XU Z. Performance evaluation of absorption thermal energy storage/transmission using ionic liquid absorbents [J]. *Energy and Built Environment*, 2022, 26, (19): 259-269.
- [3] 孙健, 秦宇, 王寅武, 等. 基于热网驱动的综合能源新型空气源高温热水机组性能研究[J]. *综合智慧能源*, 2022, 44(7): 33-39.
- SUN Jian, QIN Yu, WANG Yinwu, et al. Study on the performance of new air-source high-temperature hot water units driven by heat [J]. *Integrated Intelligent Energy*, 2022, 44(07): 33-39.
- [4] 徐恒志, 周博文, 李广地, 等. 含水源热泵的区域综合能源系统低碳运行优化研究[J]. *综合智慧能源*, 2022, 44(1): 39-48.
- XU Hengzhi, ZHOU Bowen, LI Guangdi, et al. Research on optimal operation of the regional integrated energy system with water-source heat pumps [J]. *Integrated Intelligent Energy*, 2022, 44(1): 39-48.
- [5] MEHARI A, XU Z, WANG R. Thermal energy storage using absorption cycle and system: A comprehensive review [J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 206: 112482.
- [6] LIAN J, ZHANG Y, MA C, et al. A review on recent sizing methodologies of hybrid renewable energy systems [J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 199: 112027.
- [7] MUGNIER D, GOETZ V. Energy storage comparison of sorption systems for cooling refrigeration [J]. *Solar Energy*, 2001, 71(1): 47-55.
- [8] RIZZA J J. Ammonia-water low-temperature thermal storage system [J]. *Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the ASME*, 1998, 120: 25-31.
- [9] DIRKEN J. Thermal storage by means of an absorption cycle [D]. Delft: Delft University of Technology, 1987.
- [10] RUITER J. Storage of thermal energy by means of an absorption cycle [D]. Delft: Delft University of Technology, 1987.
- [11] 徐士鸣, 张莉. 采用氨水溶液的先进蓄能系统工作特性研究(1)——工作原理及过程动态模型[J]. *太阳能学报*, 2007, 28(5): 457-463.
- XU Shiming, ZHANG Li. Theoretical research on the working characteristics of an advanced energy storage system using $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ as working fluid, part (1) — Working principle description and modeling [J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2007, 28(5): 457-463.
- [12] 徐士鸣, 张莉. 采用氨水溶液的先进蓄能系统工作特性研究(2)——全量蓄能策略下工作过程模拟及分析[J]. *太阳能学报*, 2007, 28(12): 1380-1388.
- XU Shiming, ZHANG Li. Theoretical research on the working characteristics of an advanced energy storage system using $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ as working fluid, part (2) — Simulation and analysis of working process under the full-storage strategy [J]. *Acta Energiae Solaris Sinica*, 2007, 28(12): 1380-1388.
- [13] XU Z Y, WANG R Z. Absorption seasonal thermal storage cycle with high energy storage density through multi-stage output [J]. *Energy*, 2019, 167: 1086-1096.
- [14] XU Z, WANG R. A sorption thermal storage system with large concentration glide [J]. *Energy*, 2017, 141: 380-388.
- [15] JIA T, DAI E, DAI Y. Thermodynamic analysis and optimization of a balanced-type single-stage $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ absorption-resorption heat pump cycle for residential heating application [J]. *Energy*, 2019, 171: 120-134.
- [16] JIA T, CHU P, DOU P, et al. Working domains of a novel solar-assisted GAX-based two-stage absorption-resorption heat pump with multiple internal heat recovery for space heating [J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 220: 113060.

(本文责编: 齐琳)

收稿日期: 2022-08-01; 修回日期: 2023-03-28
 上网日期: 2023-04-25; 附录网址: www.ienergy.cn

作者简介:

窦蓬勃(1997), 男, 在读博士研究生, 从事吸收式热泵、太阳能利用等方面的研究, sxydpb1997@163.com;

贾腾(1991), 男, 博士后, 博士, 从事吸收式热泵、太阳能利用等方面的研究, hitjiateng@sjtu.edu.cn;

代彦军*(1971), 男, 教授, 博士, 从事太阳能利用、建筑节能等方面的研究, yjdai@sjtu.edu.cn.

*为通信作者。