

太阳能转轮除湿-吸附式制冷系统的性能仿真研究

姜美玲¹ 曾涛² 林树森² 邓立生² 李军² 黄宏宇² 罗向龙¹

(1 广东工业大学材料与能源学院 广州 510006; 2 中国科学院广州能源研究所 广州 510640)

摘要 为进一步减少温湿度独立控制空调系统的电能消耗,提高太阳能利用率,利用 TRNSYS 18 建立了一套太阳能转轮除湿-吸附式制冷系统(SDCS-A)。从系统性能系数(COP_{sys})、太阳分数(F_s)和一次能源消耗量(E_p)等方面分析了广州气候条件下不同集热器面积和水箱体积对系统性能的影响,并与太阳能转轮除湿-压缩式制冷系统(SDCS-C)进行对比。结果表明:对于 SDCS-A 系统,改变集热器面积对 F_s 和 E_p 的影响更显著,不同面积之间的 F_s 平均增幅为 12.18%,而改变水箱体积对 COP_{sys} 影响更大,不同水箱体积之间最大差值为 0.1。与 SDCS-C 相比,在整个制冷季中,SDCS-A 的月平均 COP_{sys} 和月平均 F_s 分别提高 6.51% 和 21.05%,月平均 E_p 降低 21.45%。同时,研究了 SDCS-A 系统在不同气候条件下的运行性能,结果表明,相较于北京、上海和拉萨 3 个地区,广州气候条件下具有更稳定和更高的月 COP_{sys} 。

关键词 太阳能; 除湿转轮; 吸附式制冷; 性能分析; TRNSYS

中图分类号: TB61¹; TU834.9; S214.4

文献标识码: A

Performance Simulation of a Solar Assisted Desiccant Wheel and Adsorption Cooling System

Jiang Meiling¹ Zeng Tao² Lin Shusen² Deng Lisheng² Li Jun²
Huang Hongyu² Luo Xianglong¹

(1.Guangdong University of Technology, School of Materials and Energy, Guangzhou, 510006, China; 2.Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou, 510640, China)

Abstract In order to further reduce the electric energy consumption of the temperature and humidity independent control air conditioning system and improve the solar energy utilization, this paper establishes a solar assisted desiccant wheel and adsorption cooling system (SDCS-A) by using TRNSYS 18. The effects of different collector areas and tank volumes on the system performance under Guangzhou climate conditions are analyzed in terms of system coefficient of performance (COP_{sys}), solar fraction (F_s) and primary energy consumption (E_p), and compared with the solar assisted desiccant wheel and compression cooling system (SDCS-C). The results show that for the SDCS-A system, changing the collector area has a more pronounced effect on F_s and E_p , with an average increase in F_s of 12.18% between different areas, while changing the tank volume has a greater effect on COP_{sys} , with the maximum difference between different tank volumes of 0.1. Compared with the SDCS-C, over the whole cooling season, the monthly average COP_{sys} and monthly average F_s increased by 6.51% and 21.05%, respectively, and the average monthly E_p decreased by 21.45%. In addition, the operational performance of the SDCS-A system under different climatic conditions is explored, and the results show that the Guangzhou climate has more stable and higher monthly COP_{sys} values compared to the three regions of Beijing, Shanghai and Lhasa.

Keywords solar energy; desiccant wheel; adsorption cooling; performance analysis; TRNSYS

收稿日期: 2023-11-10; 修回日期: 2024-01-16; 录用日期: 2024-02-26

基金项目: 国家重点研发计划(2021YFB1507303)资助项目。(The project was supported by the National Key Research and Development Program of China (No.2021YFB1507303).)

随着世界经济的发展,全球能源消耗量在不断上升,其中很大一部分用于建筑空间的供暖制冷和通风。目前,我国能源结构仍以化石能源为主,能源消耗量不断上升,导致环境污染问题日益严重。在热带和亚热带地区,空调系统的能耗约占建筑能耗的 50%~70%^[1]。为降低建筑空调能耗,发展高效的制冷技术迫在眉睫。近些年来,对太阳

能的研究利用范围日益扩大,特别是太阳能与制冷系统的结合^[2],太阳能转轮除湿制冷系统(solar desiccant cooling systems, SDCSs)是一种使用太阳能作为驱动能源的制冷系统,已经发展了几十年,在各种行业得到广泛应用,包括制药、食品加工、医疗产品等,是空调领域的一个重要分支^[3]。SDCSs 系统结构如图 1 所示,包括太阳能集热器、储热

水箱、除湿转轮、蒸发冷却器等部件组成太阳能热水和转轮除湿两个子系统。

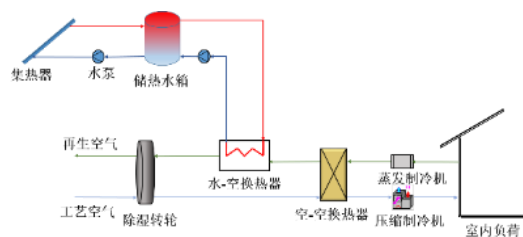


图 1 SDCS 系统结构

Fig.1 Structure of SDCS system

转轮除湿子系统降低环境空气中的湿度和温度，为室内提供舒适的空气环境；太阳能热水子系统为除湿转轮提供再生所需热量。SDCSs 优势在于可以利用低品位热源驱动、几乎不用使用非自然工质以及再生温度较低^[4]。为了达到室内舒适的湿度环境，传统空调系统需要采用过度冷却的方式处理环境空气中过多的水份，导致处理空气温度过低，一般需要再热才能达到较为舒适的空气温度^[5]。与传统空调系统的区别是，SDCSs 可以独立处理显热负荷和潜热负荷，不需要将处理空气过冷再热，进一步减少能源消耗。

1955 年，N. A. Pennington^[6]取得了第 1 个关于转轮除湿的专利，近几十年来，许多学者设计和研究了各种不同的 SDCSs。德国里萨某技术中心^[7]建立了以太阳能作为热源的转轮除湿空调系统，运行情况显示，太阳能集热的保证率最大达 76%，空调的 COP(性能系数, coefficient of performance)为 0.6。许多学者^[8-11]通过实验和模拟研究了太阳能转轮除湿系统的性能，结果表明，在相同条件下，相较于传统系统，太阳能转轮除湿制冷系统有很大的节能潜力。M. M. S. Dezfouli 等^[1]和 R. Narayanan 等^[12]提出多种结构不同的太阳能转轮除湿制冷系统，结果表明，相较于传统压缩式制冷系统，结合了除湿制冷模块的制冷系统能更有效地在湿热环境中为室内提供舒适的空气环境，且节能效果显著。综上所述，SDCSs 是一种适用于高温高湿气候的空调制冷系统。但传统的

SDCSs 通常需要结合以电能为驱动力的压缩式制冷系统为室内提供冷量，对电力系统造成负担。

由于太阳能制冷技术对环境友好，节能效果明显，被视为适合替代传统制冷技术的制冷方式之一^[13]。吸附式制冷技术是一种可以利用太阳能等低品位热能驱动的制冷技术^[14]，结构简单，可采用环保制冷剂，且具有无运动部件、低振动、低噪音等优点^[15-17]。目前对于吸附式制冷系统的研究，主要针对太阳能空调系统的应用^[18]，耦合转轮除湿系统和吸附式制冷系统的动态模拟研究较少。

为进一步降低 SDCSs 的运行能耗，提高太阳能利用率，本文基于太阳能转轮除湿-压缩式制冷系统 (solar assisted desiccant wheel and compression cooling system, SDCS-C)，提出了一种太阳能转轮除湿-吸附式制冷系统 (solar assisted desiccant wheel and adsorption cooling system, SDCS-A)，利用 TRNSYS 18 建立 SDCS-C 和 SDCS-A 模型，考察了集热器面积、水箱体积对 SDCS-C 和 SDCS-A 性能的影响。同时，研究了 SDCS-A 在 4 种不同气候条件下的运行性能。

1 系统概述

1.1 系统结构概述及工作原理

SDCS-A 的系统结构如图 2 所示，整个系统包括太阳能热水系统、转轮除湿系统和吸附式制冷系统 3 个子系统。工艺空气侧：室外空气通过风机进入除湿转轮中，由于环境空气中水蒸气含量较高，水蒸气分压较大，因此，在经过除湿转轮时，工艺空气中的水蒸气被转轮中固体干燥剂吸附，工艺空气湿度降低，同时温度也上升。干燥且温度较高的工艺空气经过空-空换热器，与温度较低的室内回风进行热交换，降低工艺空气的温度，最后经过吸附式制冷系统中的送风盘管。吸附式制冷系统中的吸附床在加热和冷却交替过程中完成解吸和吸附过程^[19]。

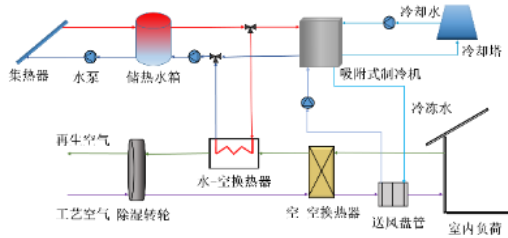


图 2 SDCS-A 系统结构

Fig.2 Structure of SDCS-A system

吸附床中吸附剂具有吸附作用，吸附作用使蒸发器中制冷剂蒸发吸热，为送风盘管提供冷冻水，同时，吸附剂通过吸收热量使制冷剂解吸，完成制冷循环过程。送风盘管中的冷冻水与工艺空气换热，将工艺空气温度降至室内所需温度，送入室内。再生空气侧：利用室内回风作为转轮除湿系统的再生空气。通过风机将室内回风送入空-空换热器中，与高温的工艺空气热交换，进行预热。然后进入水-空换热器，吸收太阳能热水系统中水的热量，将再生空气温度升至除湿转轮再生所需温度，最终送入除湿转轮中，带走转轮中水蒸气后排出。而太阳能热水子系统则是通过集热器将吸收的太阳能转化为热能，使管道中液体温度上升，为转轮除湿系统除湿转轮中固体干燥剂以及吸附式制冷系统中吸附材料提供再生所需热量。当吸收的太阳能不足以提供所需热量时，则使用辅助热源。整个系统使用吸附式制冷系统为室内提供制冷负荷。

1.2 建筑概况及系统参数

1.2.1 建筑概况

本文研究的两种太阳能转轮除湿制冷系统（SDCS-C 和 SDCS-A）应用于相同的办公室建筑中。该办公室建筑面积为 48 m²，具体的办公室建筑概况及墙体等维护结构设置如表 1 和表 2 所示。

表 1 办公室建筑概况

Tab.1 Overview of office construction

类别	参数
建筑尺寸	长×宽×高：8 m×6 m×3 m
窗墙比	5：12
人数	6 人
房间配置	6 台电脑、3 盏灯

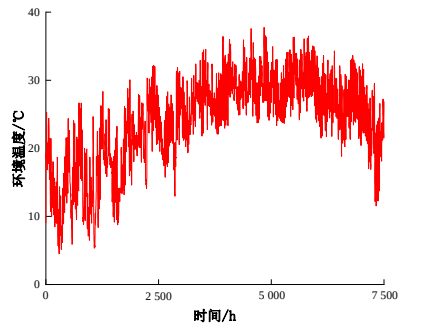
表 2 围护结构参数设置

Tab.2 Parameter values of the building envelope

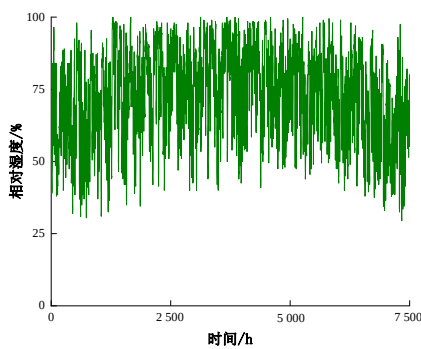
类别	各层材料 (厚度/m)	传热系数 /[W/(m ² ·K)]
外墙	砖石 (0.240)	0.339
	绝热层 (0.100)	
	抹灰 (0.015)	
屋顶	混凝土 (0.200)	3.770
地面	地板 (0.005)	0.834
	砂石 (0.060)	
	混凝土 (0.240)	
	隔离层 (0.04)	
窗户	双层玻璃	1.100

1.2.2 负荷情况

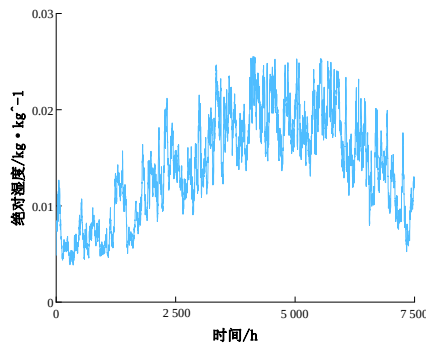
本文使用 TRNSYS 18 软件，基于 Meteonorm 8 生成的广州地区的典型气候气象文件，对 SDCS-C 和 SDCS-A 两个系统进行制冷季的逐时动态模拟。其中，广州地区全年的环境空气干球温度和湿度情况如图 3 所示。由图 3 可知，广州地区 5—10 月均有制冷需求，制冷季时间长，环境温度高且湿度较大。广州最高环境温度和湿度可达 37.75 ℃和 0.025 5 kg/kg(干空气)，因此在整个制冷季，除了降低室内温度外，降低空气湿度也很有必要。



(a)全年环境温度



(b)全年环境相对湿度



(c)全年环境绝对湿度

图 3 广州地区环境空气温度和湿度情况

Fig.3 Ambient air temperature and humidity in Guangzhou area

本文模拟过程中,将室内温度控制在约 26 ℃,相对湿度保持在约 60%,运行时间为 08: 00—18: 00,每天运行 10 h。基于上述建筑结构以及条件设置,使用 TRNSYS 18 软件进行建模,得到整个制冷季办公室的逐时负荷情况,如图 4 所示。在模拟过程中,逐时显热负荷(即满足办公室空气温度处于设定温度所需制冷量)较高,最高可达 2.40 kW。相较于显热负荷,潜热负荷较少,但仍有除湿需求,最高时为 0.73 kW。

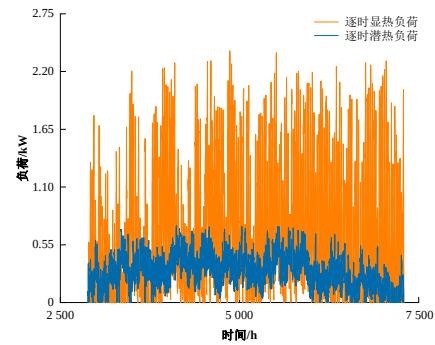
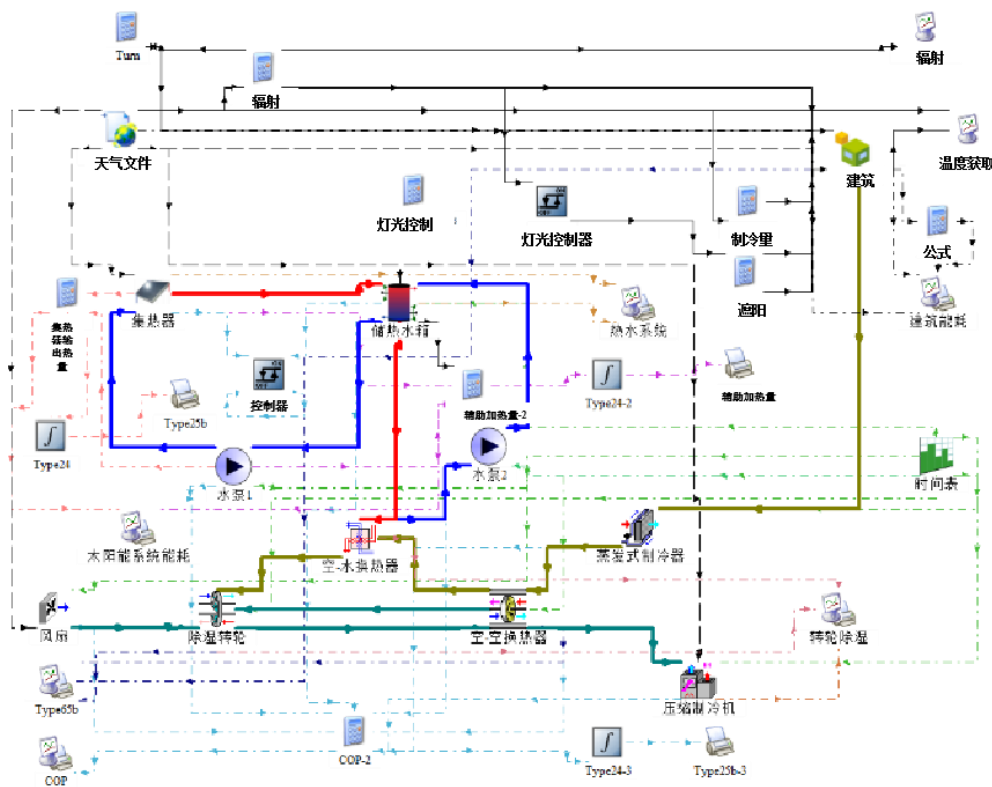


图 4 办公室逐时负荷

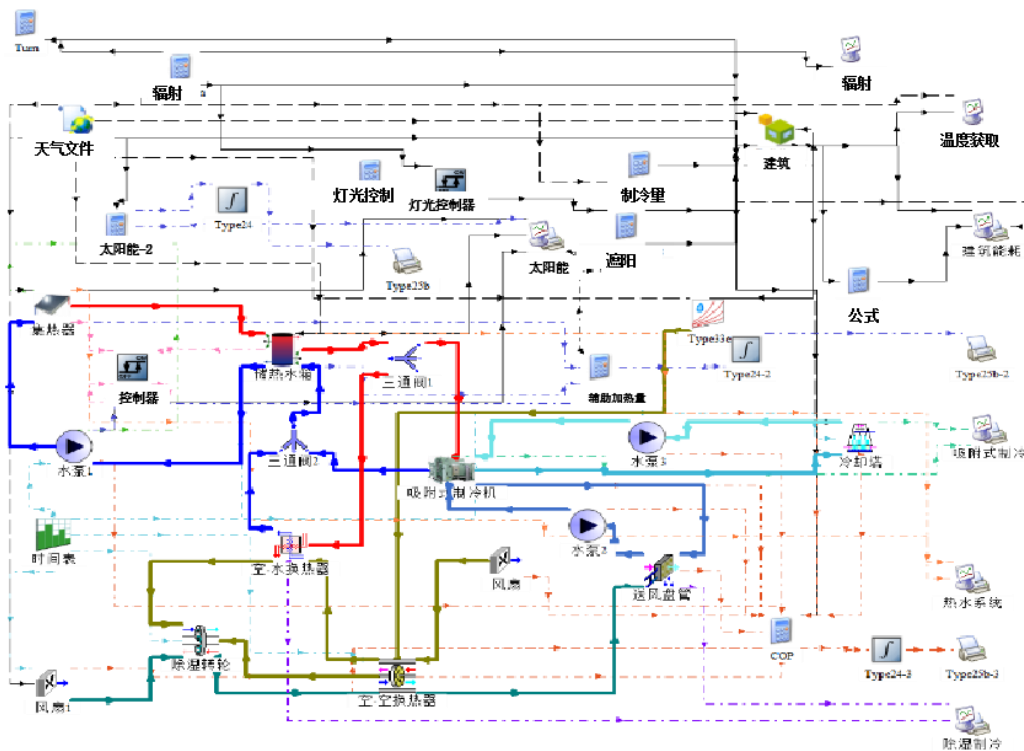
Fig. 4 Hourly cooling load of office

1.2.3 系统流程及参数

本文使用 TRNSYS 18 对 SDCS-C 和 SDCS-A 两种太阳能转轮除湿制冷系统建模并进行 5—10 月整个制冷季,以 1 h 为时间步长的动态模拟,图 5 所示为两个系统使用 TRNSYS 18 构建的模型,图 5 (a) 为 SDCS-C 模型图,图 5 (b) 为 SDCS-A 模型图。相较于 SDCS-C,SDCS-A 使用吸附式制冷系统为办公室提供冷负荷。SDCS-A 系统中包含集热器、储热水箱、除湿转轮、吸附式制冷机和冷却塔等部件,其中水箱出口水温为 100 ℃,工艺空气和再生空气流速均为 1.6 kg/s,部分的部件选型及参数如表 3 所示。



(a) SDCS-C 模型结构



(b) SDCS-A 模型结构

图 5 TRNSYS 中系统模型结构

Fig.5 System models in TRNSYS

表 3 部件选型及参数设置
Tab.3 Component selection and parameter settings

部件	模块		参数类别	参数值	
	SDCS-C	SDCS-A		SDCS-C	SDCS-A
集热器	Type1b		集热器面积/m ²	20/25/30/35/40	
储热水箱	Type4c		水箱体积/m ³	0.50/0.75/1.00/1.25/1.50	
除湿转轮	Type1716a		工艺空气出口湿度/(g/kg)	0.008	
压缩制冷机	Type954c	—	总制冷容量/kW	3	—
			出口空气相对湿度	50%	—
直接蒸发式制 冷器	Type506a	—	再生空气入口流速/(kg/s)	0.5	—
			饱和效率	0.9	—
吸附式制冷机	—	Type909	辅助电能输入/kW	—	0.5
			冷冻水出口温度/℃	—	15
冷冻水泵	—	Type114	冷冻水流速/(kg/s)	—	1.5
			水泵效率	—	0.6
冷却水泵	—	Type114	冷却水流速/(kg/s)	—	2
			水泵效率	—	0.6

2 评价指标

太阳能转轮除湿制冷系统由热能和电力驱动，本文用太阳分数（ F_s ）、系统性能（ COP_{sys} ）和一次能源消耗量（ E_p ）评价系统的整体性能。除上述3个主要性能参数外，本文还使用集热器效率（ η_{solar} ）评价两个系统运行状况。太阳分数（ F_s ）是评价太阳能系统性能的常用参数，定义为太阳能系统提供的总热量中集热器提供的太阳能产生热量的占比，表达式如下：

$$F_s = \frac{Q_{solar}}{Q_{solar} + Q_{aux}} \quad (1)$$

式中： Q_{solar} 为集热器输出热量，kW； Q_{aux} 为辅助加热提供热量，kW。

COP_{sys} 是一项评价系统运行性能的重要指标，本文中， COP_{sys} 的表达式为：

$$COP_{sys} = \frac{Q_c}{W_d + Q_d} \quad (2)$$

式中： Q_c 为系统提供的总制冷量，kW； W_d 为系统中所有的电能消耗（包括水泵、风扇和压缩机等），kW； Q_d 为整个系统中热量的输入（如输入吸附式制冷系统和输入除湿制冷系统等子系统的所有热量），kW。

为了明确系统的节能效果，本文使用一次能源消耗量（ E_p ）指标，将两个系统的能源消耗量进行对比。 E_p 的表达式为：

$$E_p = \frac{W_{in} + \frac{Q_{aux}}{\eta_{aux}}}{\eta_{grid}} \quad (3)$$

式中： W_{in} 为整个系统的总电力输入，kW； η_{grid} 和 η_{aux} 为电网输出效率和辅助加热效率，分别为33%和90%。

集热器效率（ η_{solar} ）就是系统将光能

转换成热能并储存起来的能力， η_{solar} 的表达式为：

$$\eta_{\text{solar}} = \frac{Q_u}{AI_T} \tag{4}$$

式中： Q_u 为集热器吸收的太阳能热量，kW； A 为集热器面积， m^2 ； I_T 为集热器倾斜面上总辐射强度， kW/m^2 。

3 结果与讨论

本文提出一种将吸附式制冷系统与太阳能转轮除湿制冷系统耦合的节能空调系统，并且通过改变系统的集热器面积、水箱体积和气候条件，研究不同工况下 SDCS-A 和 SDCS-C 的性能表现。当改变其中一个条件时，其他条件保持不变，例如，当改变集

热器面积时，除集热器面积以外的所有系统参数均不发生改变。最终通过使用上文提出的 3 个指标，评价各工况下的系统整体性能。

3.1 系统验证

对于整个太阳能转轮除湿制冷系统而言，只要太阳能热水子系统能够提供足够的再生热，转轮除湿子系统就能顺利运行，且两个子系统的相互影响作用较小，因此，本文将整个太阳能除湿转轮系统分为除湿转轮子系统和太阳能热水子系统两个部分进行验证。针对传统转轮除湿制冷系统，将建立的传统的转轮除湿制冷系统与 A. Kodama 等^[20]的实验数据进行对比。表 4 所示为模拟结果与验证文献中的数据对比。

表 4 转轮除湿制冷系统验证结果
Tab.4 Verification results of desiccant wheel cooling system

状态点	温度/ $^{\circ}\text{C}$			含湿量/ $[(\text{kg}/\text{kg})\text{干空气}]$		
	模拟结果	A. Kodama 等 ^[20]	误差/%	模拟结果	A. Kodama 等 ^[20]	误差/%
2	54.13	55.50	2.47	0.004 40	0.004 40	0.00
3	25.01	24.80	0.83	0.004 40	0.004 48	1.79
4	14.80	14.50	2.06	0.008 58	0.009 20	6.69
5	26.00	26.00	0.00	0.010 00	0.010 00	0.01
6	19.61	20.00	1.94	0.012 80	0.012 80	0.03
7	48.29	51.50	6.23	0.012 80	0.012 50	2.37
8	79.74	80.00	0.32	0.012 80	0.012 50	2.37
9	56.98	56.00	1.75	0.019 35	0.018 10	6.90

注：点 2-9 分别表示工艺空气除湿转轮出口、工艺空气空-空换热器出口、工艺空气蒸发式制冷器出口、再生空气蒸发式制冷器入口、再生空气空-空换热器入口、再生空气空-水换热器入口、再生空气除湿转轮入口以及除湿转轮出口的状态点。

由表 4 可知，模拟结果与 A. Kodama 等的实验结果吻合较好，最大误差位于状态点 9 的含湿量，最大的误差为 6.90%，在可接受的误差范围之内，每个状态点的温度和含湿量的平均误差分别为 1.95%和 2.52%。对于太阳能热水子系统的验证，本文使用 H.

Azad Gilani 等^[21]的模拟数据，通过对比每个月水箱出口的平均温度进行验证。由表 5 可知，每个月的水箱的平均温度的误差均都在 10%之内，最大的月份误差在 10 月份为 7.01%，在可接受的误差范围之内。

表 5 太阳能热水系统验证结果

Tab.5 Solar water heating system validation results

月份	H. Azad Gilani 等 ^[21]	模拟结果	误差%
1	59.32	58.15	1.97
2	60.25	58.48	2.93
3	61.44	59.37	3.36
4	61.36	61.12	0.39
5	61.26	63.79	2.46
6	63.03	65.90	4.56
7	62.92	65.41	3.95
8	63.6	64.64	1.64
9	65.45	62.92	3.87
10	64.28	59.77	7.01
11	61.81	58.48	5.38
12	60.96	58.26	4.42

3.2 集热器面积对系统的影响

为了研究集热器面积对 SDCS-A 和 SDCS-C 两个制冷系统性能特性的影响,本研究在整个制冷季的模拟过程中,集热器面积从 20 m² 变化至 40 m²,其他条件保持不变。变化的集热器面积对 SDCS-A 和 SDCS-C 系统性能的影响分别如图 6 和图 7 所示。模拟结果表明,集热器面积的变化对 F_s 的影响更明显,因为集热器面积的增加,集热器吸收到的太阳能更多,因此随着集热器面积的增加, F_s 逐渐上升,不同面积之间的 F_s 的平均增幅为 12.18%。

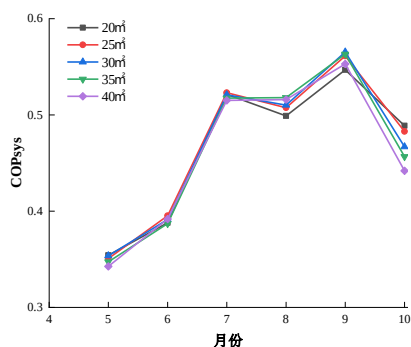
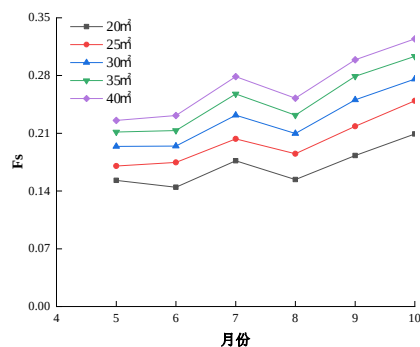
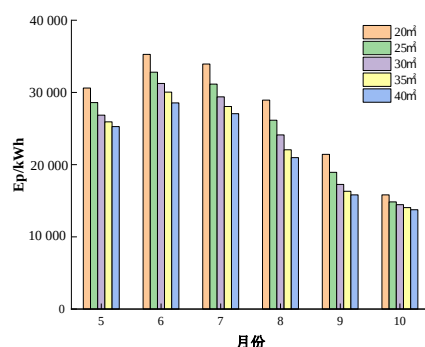
(a)SDCS-A系统月平均COP_s(b)SDCS-A系统月平均 F_s (c) SDCS-A系统月总 E_p

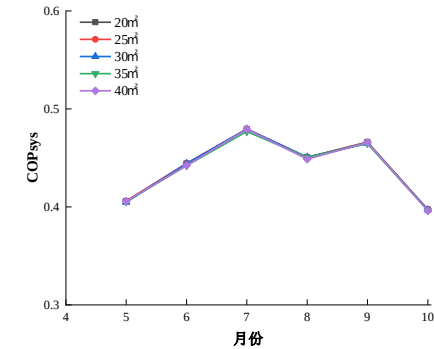
图 6 集热器面积对 SDCS-A 系统性能影响

Fig.6 Effect of collector areas on the performance of SDCS-A system

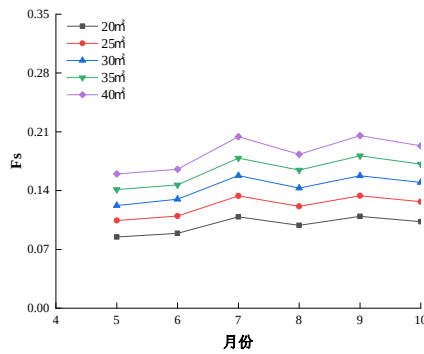
由图 6 (a)可知,各月份的 COP_{sys} 变化较大,但不同集热器面积之间的 COP_{sys} 相差较小。因为各月份之间的太阳辐照度以及环境空气温度等因素变化较为明显,这些因素的变化会影响整个系统的输入热量,最终影响 COP_{sys} 。同时,因为集热器面积的增加,集热器吸收更多的太阳能,而系统的制冷量相同,额外输入系统的热量减少,因此制冷系统的一次能源消耗量 E_p 随集热器面积的增大而减少,当集热器面积分别为 20 和 25 m² 时, E_p 减少量的最大值为 2 793.55 kW · h, 降低了 8.23%。当集热器面积为 30 m² 时, COP_{sys} 在 9 月时最高为 0.57, F_s 和 E_p 均保持在中等水平,但与其他集热器面积工况下相差较小,考虑到系统性能及建设成本,SDCS-A 的集热器面积为 30 m²。

集热器面积变化对 SDCS-C 的系统性能

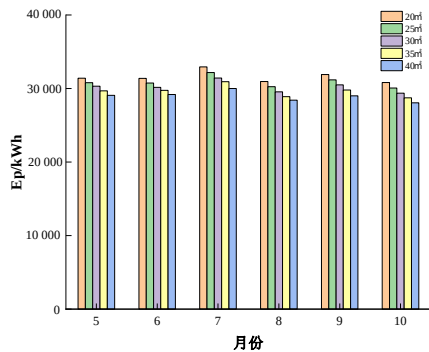
的影响变化规律如图 7 所示。和 SDCS-A 系统类似，集热器面积的变化对系统的 COP_{sys} 的影响较小。同样，随着集热器面积的增加，SDCS-C 系统的 F_s 逐步上升，但不同集热器面积条件下，辅助加热量和消耗的电能相差较小，因此 E_p 没有明显差别。综合考虑系统性能及建设成本，设置集热器面积为 30 m^2 。



(a)SDCA-C 系统月平均 COP_{sys}



(b)SDCS-C 系统月平均 F_s



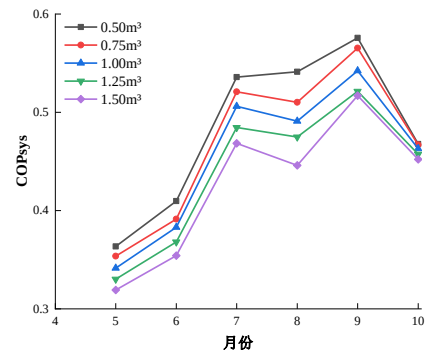
(c)SDCS-C 系统月总 E_p

图 7 集热器面积对 SDCS-C 系统性能影响

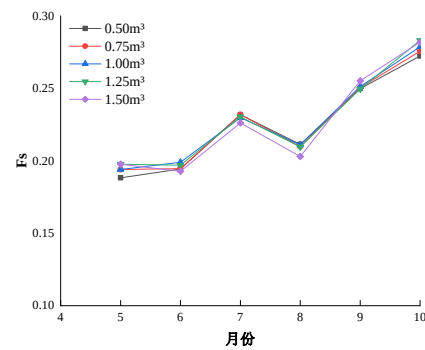
Fig.7 Effect of collector areas on the performance of SDCS-C system

3.3 水箱体积对系统的影响

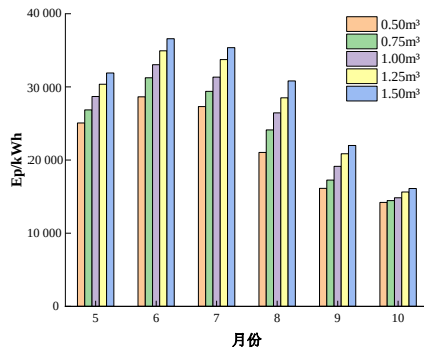
除了集热器面积会对太阳能制冷系统的性能产生影响以外，水箱体积也是影响系统性能的因素之一。本小节研究水箱体积变化对制冷系统性能的影响，研究方法同上 3.2 节相同，系统各项参数除水箱体积由 0.50 m^3 增至 1.50 m^3 之外，其他参数保持不变，分析不同工况中 COP_{sys} 、 F_s 以及 E_p 的变化情况。图 8 所示为 SDCS-A 系统的 3 项性能参数随不同水箱体积的变化，图 9 所示为 SDCS-C 系统的模拟结果。



(a)SDCS-A 系统月平均 COP_{sys}



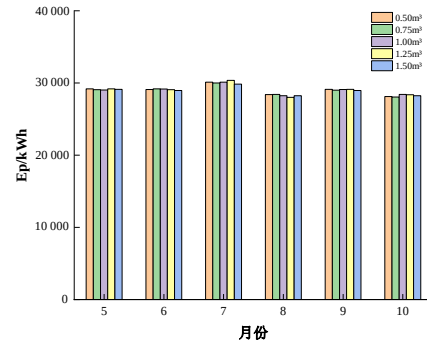
(b)SDCS-A 系统月平均 F_s



(c)SDCS-A 系统月总 E_p

图 8 水箱体积对 SDCS-A 系统性能影响

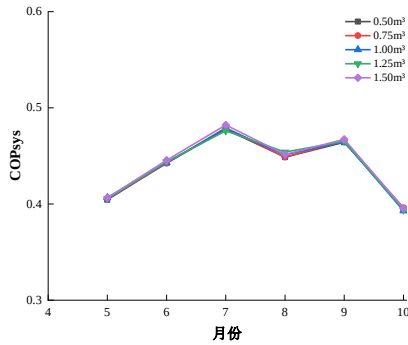
Fig.8 Effect of tank volumes on the performance of SDCS-A system



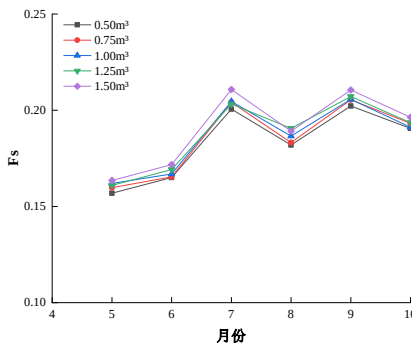
(c)SDCS-C 系统月总 E_p

图 9 水箱体积对 SDCS-C 系统性能影响

Fig.9 Effect of tank volumes on the performance of SDCS-C system



(a)SDCS-C 系统月平均 COP_{sys}



(b)SDCS-C 系统月平均 F_s

对于 SDCS-A 系统,随着水箱体积的增大,系统制冷量和电能消耗不变,输入系统的热量逐渐增加,因此 COP_{sys} 呈下降趋势,水箱体积分别为 0.5 m^3 和 1.5 m^3 时, COP_{sys} 最大差值为 0.1 。随着水箱体积的变化,集热器吸收的热量与输入系统的总热量变化幅度相差较小,因此各水箱体积工况下的 F_s 值相差较小,但由于各月份之间辐照强度的变化影响更大,因此各月份之间的 F_s 相差较为显著。从 5 月到 10 月,各月的辐照强度均在增加,因此 F_s 呈上升趋势,但 8 月的温度较高,对集热器的效率影响较大,因此 8 月的 F_s 更小。由于水箱体积的增加,系统提供给水箱的辅助加热量增加,因此整个制冷系统的 E_p 的消耗量不断增加。对于 SDCS-A 系统的 E_p ,当系统处于制冷需求较小,输入系统的热量较小的月份,如 10 月,不同水箱体积之间的变化程度较小;当系统处于 5—9 月建筑制冷需求较大且需要额外输入热量更多的月份时,不同水箱体积之间的 E_p 差异显著。由图 8 可知,当水箱体积为 0.75 m^3 时,系统各性能参数均可保持在较好水平。

SDCS-C 系统的 3 项性能参数的变化趋势与 SDCS-A 不同。在 SDCA-C 系统中,不同的水箱体积之间 3 项参数均相差较小。随着水箱体积的变化,提供给水箱的辅助加热量的会发生变化,因此也会影响 E_p 。由图 9

可知，因为系统每个月消耗的电能不变，水箱体积的变化对系统额外输入的热量值影响很小，因此对 E_p 的影响很小。 F_s 随水箱体积变化的变化较为明显，当水箱体积为 1.50 m^3 时，系统的 F_s 始终高于其他工况， F_s 最大为 0.211，但当水箱体积为 1.00 m^3 时， F_s 最大值为 0.205，相差较小，考虑建筑成本，水箱体积选择 1.00 m^3 。

基于上述因素对系统性能的影响，对于 SDCS-A 系统选择集热器面积为 30 m^2 ，水箱体积为 0.75 m^3 为最佳运行工况，SDCS-C 系统则选择集热器面积为 30 m^2 ，水箱体积为 1.00 m^3 为最佳运行工况。对两个系统在整个制冷季模拟运行并进行对比，运行结果如图 10 所示。

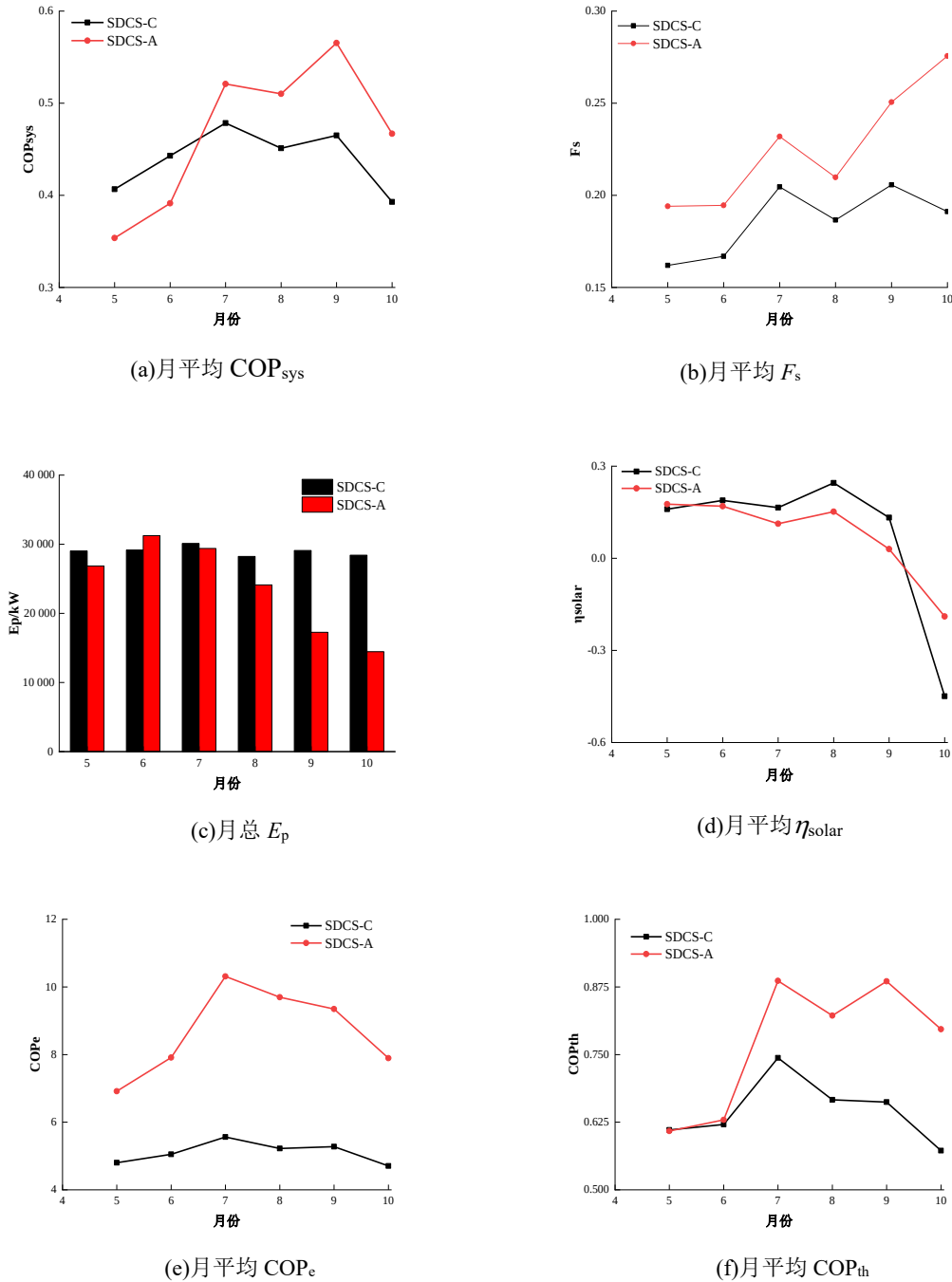


图 10 SDCS-A 和 SDCS-C 系统最佳工况模拟结果

Fig.10 System performances comparison of SDCS-A and SDCS-C systems

在整个制冷季中,SDCS-A 系统在 5、6 月份中消耗的辅助加热量高于 SDCS-C 消耗的量,因此 SDCS-A 系统的 COP_{sys} 在 5、6 月份低于 SDCS-C 系统,而 7 月之后,SDCS-A 消耗的辅助加热量减少,且低于 SDCS-C 系统的辅助加热量,SDCS-A 的电力消耗也远小于 SDCS-C,所以 SDCS-A 系统的 COP_{sys} 在 7 月份有一个明显的上升趋势,并高于 SDCS-C 系统的 COP_{sys} 。SDCS-A 系统 COP_{sys} 在 9 月份存在最大值为 0.57,SDCS-C 在 7 月份存在最大值为 0.48,在整个制冷季中,SDCS-A 的月平均 COP_{sys} 比 SDCS-C 提高了 6.51%。由图 10 (b)~(d) 可知,在整个制冷季中,SDCS-A 的 F_s 始终高于 SDCS-C 系统,SDCS-A 的月平均 F_s 比 SDCS-C 高 21.05%, E_p 始终低于 SDCS-C 系统,相较于 SDCS-C,SDCS-A 的月总 E_p 减少 21.45%。两个系统的 η_{solar} 相差较小,因此对于太阳能的利用和节能效果方面,SDCS-A 优于 SDCS-C。

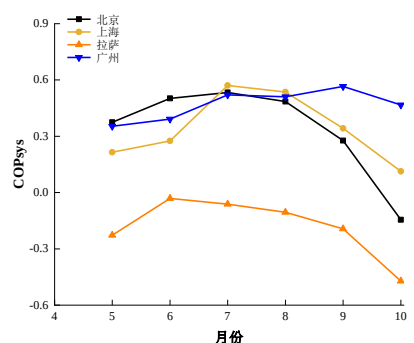
除了对比上述系统评价指标之外,本文还对比了两个系统的电力性能 (COP_e)、热力性能 (COP_{th})。图 10 (e) 和图 10 (f) 分别为两个系统的月平均 COP_e 和 COP_{th} 变化。SDCS-A 系统的 COP_e 和 COP_{th} 均高于 SDCS-C 系统,特别是 COP_e 。综合对比以上性能参数,SDCS-A 系统在能源利用及节能效果方面均优于 SDCS-C 系统,有很大的节能潜力和研究前景。

3.4 不同气候对系统的影响

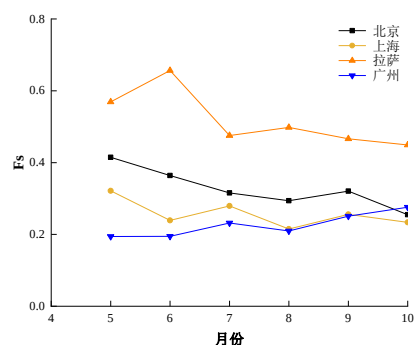
为研究 SDCS-A 系统是否也适用于除广州这类高温高湿的气候条件之外的地区,本文还选取了北京、上海和拉萨 3 个不同的气候条件进行模拟。在 4 个地区中,整个模拟时间段内,广州环境空气的温度和相对湿度较高,有很大的除湿降温需求,北京和上海仅在夏季有除湿和制冷的需求,拉萨地区环境空气的温度和相对湿度波动不明显,相较于其他地区保持在较低水平,但平均辐照量一直高于其他地区。

本文基于 SDCS-A 系统,使用不同气候

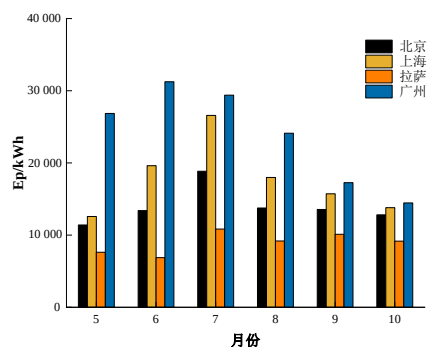
条件的典型气象条件,在整个制冷季进行模拟,使用 4.2 和 4.3 小节所述影响因素,分析不同气候条件下 SDCS-A 系统的性能表现,并选取在各气候条件下的最佳工况进行对比。各个地区 SDCS-A 系统均可提供能够满足人体室内舒适需求的空气(空气温度低于 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$,空气相对湿度低于 60%)。图 11 所示为 SDCS-A 系统使用相应的典型气候条件运行后各地区 COP_{sys} 、 F_s 以及 E_p 的变化情况。



(a)月平均 COP_{sys}



(b)月平均 F_s



(c)月总 E_p

图 11 不同地区 SDCS-A 最佳工况模拟结果

Fig.11 Simulation results of optimal condition of SDCS-A in different areas

可知, 系统的制冷量影响着各系统的 COP_{sys} , 广州地区在整个制冷季均有除湿和制冷需求, 月平均 COP_{sys} 最高, 为 0.47, 北京和上海气候相似, 月平均 COP_{sys} 均为 0.34, 由于拉萨地区在模拟时间段内制冷需求较小, 因此月平均 COP_{sys} 小于其他地区, 为 0.18。

在模拟时间段内, 9、10 月份广州气候下系统的制冷量高于其他地区, 因此 COP_{sys} 也明显高于其他地区。从 F_s 来看, 辐射量对 F_s 的影响最大, 拉萨地区的辐射量最大, F_s 也明显高于北京、上海和广州地区, 最大时为 0.66。对比各地区的 E_p , 模拟时间段内, 平均环境空气湿度越大的城市, 消耗的辅助加热量更多, 因此消耗的一次能源量更多。虽然 SDCS-A 系统在广州地区消耗的能源量是最多的, 但系统在运行期间的除湿量最多, 对室内环境的改善也最明显。根据总体性能表现而言, SDCS-A 系统更适用于有一定除湿制冷需求的地区, 如广州或夏季有制冷需求的北京。

4 总结

本文基于传统的太阳能除湿制冷空调系统, 提出一种新型太阳能转轮除湿-吸附式制冷系统(SDCS-A), 并使用 TRNSYS 18 软件搭建相应的系统模型, 在不同条件下对 SDCS-A 和 SDCS-C 进行仿真研究, 研究了不同集热器面积、水箱体积 SDCS-A 和 SDCS-C 的性能表现, 并对比不同气候条件下 SDCS-A 运行性能, 得到如下结论:

1)对于 SDCS-A 和 SDCS-C, 改变集热器面积, 对 COP_{sys} 的影响较小, 对 F_s 及 E_p 的影响更显著, 对于 SDCS-A, 不同面积之间 F_s 的平均增幅为 12.18%。综合考虑系统的性能及成本, 最终确定两个系统的集热器面积均为 30 m²。

2)水箱体积发生变化时, 对于 SDCS-A, 随着水箱体积的增大, COP_{sys} 呈下降趋势, 不同水箱体积之间最大差值为 0.1, 各水箱体积工况下的 F_s 相差较小, 对于 SDCS-C,

水箱体积的变化对 COP_{sys} 基本无影响, F_s 随水箱体积变化的变化程度较为明显。基于系统的各项性能表现, SDCS-A 和 SDCS-C 系统的最佳水箱体积分别为 0.75 m³ 和 1.00 m³。

3)相较于 SDCS-C, SDCS-A 有更好的节能潜力及研究前景。SDCS-A 具有较高的 COP_{sys} , 最大值为 0.57, 而 SDCS-C 最大值为 0.48。在整个制冷季中, SDCS-A 的月平均 F_s 比 SDCS-C 高 21.05%, 与 SDCS-C 相比, 在整个制冷季中, SDCS-A 的月平均 COP_{sys} 和月平均 F_s 分别提高 6.51% 和 21.05%, 月平均 E_p 降低 21.45%。

4)SDCS-A 更适用于高温高湿的气候条件, 如广州, 虽然在高温高湿的气候下消耗的 E_p 更多, 广州地区在整个制冷月平均 COP_{sys} 最高, 为 0.47, 北京和上海的月平均 COP_{sys} 均为 0.34, 拉萨的月平均 COP_{sys} 仅为 -0.18。在环境空气相对湿度较低的地区, 例如拉萨, 反而会造成能源的浪费。

本文受广东省基础与应用基础研究基金自然科学基金项目 (2023A1515011325) 资助。(The project was supported by the Natural Science Foundation of Guangdong Basic and Applied Basic Research Foundation (No.2023A1515011325).)

参考文献

- [1] DEZFOULI M M S, SOPIAN K, KADIR K. Energy and performance analysis of solar solid desiccant cooling systems for energy efficient buildings in tropical regions[J]. Energy Conversion and Management: X, 2022, 14: 100186.
- [2] 杜松玮. 太阳能吸附式制冷系统性能优化研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2017. (DU Songwei. Study on performance optimization of solar adsorption refrigeration system[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2017.)
- [3] 陈捷超, 黄宏宇, 何兆红, 等. 转轮除湿系统优化技术研究进展[J]. 新能源进展, 2017, 5(6): 457-465. (CHEN Jiechao, HUANG Hongyu, HE Zhaohong, et al. Research progress of optimizations for rotary desiccant wheel[J]. Advances in New and Renewable Energy, 2017, 5(6): 457-465.)
- [4] FAROOQ A S, BADAR A W, SAJID M B, et al. Dynamic simulation and parametric analysis of solar assisted desiccant cooling system with three

configuration schemes[J]. Solar Energy, 2020, 197: 22-37.

[5] 史君宇. 太阳能一转轮除湿空调过程模拟与评价[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2016. (SHI Junyu. Simulation and evaluation of solar energy-runner dehumidification air conditioning process[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2016.)

[6] PENNINGTON N A. Humidity changer for air-conditioning: US2700537[P]. 1955-01-25.

[7] HENNING H M, ERPENBECK T, HINDENBURG C, et al. The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles[J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(3): 220-229.

[8] JIA C X, DAI Y J, WU J Y, et al. Analysis on a hybrid desiccant air-conditioning system[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(17/18): 2393-2400.

[9] BANIYOUNES A M, RASUL M G, KHAN M M K. Experimental assessment of a solar desiccant cooling system for an institutional building in subtropical Queensland, Australia[J]. Energy and Buildings, 2013, 62: 78-86.

[10] 葛天舒,代彦军,王如竹. 太阳能驱动两级转轮除湿空调系统可行性分析[C]//中国制冷学会. 中国制冷学会 2009 年学术年会论文集. 北京, 2009:1-3. (GE Tianshu, DAI Yanjun, WANG Ruzhu. Feasibility analysis of solar-powered two-stage rotor dehumidification air-conditioning system[C]//The Chinese Association of Refrigeration. Proceedings of the 2009 Annual Conference of the Chinese Association of Refrigeration. Beijing, 2009:1-3.)

[11] 丁云飞, 丁静, 杨晓西. 基于太阳能再生的转轮除湿独立新风系统[J]. 流体机械, 2006, 34(8): 63-66, 70. (DING Yunfei, DING Jing, YANG Xiaoxi. Dedicated outdoor air systems by rotary wheel removing moisture load based on solar energy regeneration[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(8): 63-66, 70.)

[12] NARAYANAN R, AL ANAZI A A, PIPPIA R, et al. Solar desiccant cooling system for a commercial building in Kuwait's climatic condition[J]. Energies, 2022, 15 (11): 4102.

[13] BANIYOUNES A M, LIU Gang, RASUL M G, et al. Analysis of solar desiccant cooling system for an institutional building in subtropical Queensland, Australia[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(8): 6423-6431.

[14] MISSAOUI K, FRIKHA N, KHEIRI A, et al. Performance analysis of a solar continuous adsorption refrigeration system[J]. Fluid Dynamics & Materials Processing, 2023(4): 1067-1081.

[15] WANG R Z, PAN Q W, XU Z Y. Solar-powered adsorption cooling systems[M]//WANG R Z, GE T S. Advances in Solar Heating and Cooling. UK: Woodhead Publishing, 2016: 299-328.

[16] PAN Q W, WANG R Z, LU Z S, et al. Experimental investigation of an adsorption refrigeration prototype with the working pair of composite adsorbent-ammonia[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 72(2): 275-282.

[17] 王振凤, 张硕硕, 杨少锋. 浅谈吸附式制冷技术[J]. 现代工业经济和信息化, 2023, 13(5): 295-296, 299. (WANG Zhenfeng, ZHANG Shuoshuo, YANG Shaofeng. A brief introduction to adsorption refrigeration technology[J]. Modern Industrial Economy and Informationization, 2023, 13(5): 295-296, 299.)

[18] 彭佳杰, 葛天舒, 潘权稳, 等. 基于数据中心余热回收的硅胶-水吸附式制冷系统的实验研究[J]. 制冷学报, 2019, 40(4): 59-65. (PENG Jiajie, GE Tianshu, PAN Quanwen, et al. Experimental study on silica gel-water adsorption refrigeration system for waste heat recovery in data center[J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40(4): 59-65.)

[19] 赵彦杰, 王如竹, 王丽伟. 吸附制冷系统中固化吸附剂性能的实验研究[J]. 制冷学报, 2016, 37(6): 79-84. (ZHAO Yanjie, WANG Ruzhu, WANG Liwei. Experimental study on consolidated composite adsorbents in an adsorption refrigeration system[J]. Journal of Refrigeration, 2016, 37(6): 79-84.)

[20] KODAMA A, HIRAYAMA T, GOTO M, et al. The use of psychrometric charts for the optimisation of a thermal swing desiccant wheel[J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(16): 1657-1674.

[21] AZAD GILANI H, HOSEINZADEH S. Techno-economic study of compound parabolic collector in solar water heating system in the Northern Hemisphere[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 190: 116756.

通信作者简介

黄宏宇, 男, 研究员, 中国科学院广州能源研究所, 13928318638, E-mail: huanghy@ms.giec.ac.cn. 研究方向: 吸附式制冷技术, 化学蓄热技术。

About the corresponding author

Huang Hongyu, male, professor, Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, 86-13928318638, E-mail: huanghy@ms.giec.ac.cn. Research fields: adsorption cooling technology, chemical thermal storage technology.