

文章编号:1006-2467(2020)07-0661-07

DOI: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2019.019

# 太阳能热驱动的吸附式冷热联供系统性能测试

彭佳杰, 潘权稳, 葛天舒, 王如竹  
(上海交通大学 制冷与低温工程研究所, 上海 200240)

**摘要:** 由太阳能热驱动的吸附式冷热联供系统可以输出温度适宜的冷风和生活用水,且无需冷水回路和冷水驱动水泵,可满足小型化应用的需求. 为了探究该系统的运行性能及其影响因素,对1种由2个吸附床、1个冷凝器和1个重力热管型蒸发器组成的硅胶-水吸附式冷风机进行了实验研究,确定了机组的动态运行特性. 结果表明,机组能够有效利用62~85℃范围内的太阳能热水,系统的冷量为0.95~2.76 kW,制冷性能系数为0.24~0.46,综合性能系数为1.48~2.40,机组单个循环最佳制冷时间为750 s. 当驱动热水、冷却水和冷风的进口平均温度分别为85.1℃、29.9℃和29.5℃时,冷风和冷却水的出口平均温度分别为22.4℃和40.1℃. 实验结果为高效利用太阳能实现冷热联供提供参考依据.

**关键词:** 能源工程;冷热联供;吸附式制冷;硅胶-水

**中图分类号:** TB 651;TK 519

**文献标志码:** A

## Performance Test of an Adsorption Cooling and Heating Cogeneration System Driven by Solar Thermal Energy

PENG Jiajie, PAN Quanwen, GE Tianshu, WANG Ruzhu  
(Institute of Refrigeration and Cryogenics Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

**Abstract:** The adsorption cooling and heating cogeneration system driven by solar thermal energy can produce cold air and domestic water with a suitable temperature. It does not require a cooling water circuit and a cooling water pump but can meet the needs of miniaturized applications. In order to explore the operation performance and influencing factors of the system, an experimental study was conducted on a silica gel-water adsorption air cooler with two adsorption beds, a condenser and a gravity heat pipe evaporator. The dynamic operating characteristics of the cooler were obtained. The results show that the cooler can effectively utilize the solar hot water in the range of 62℃ to 85℃; the cooling capacity ranges from 0.95 kW to 2.76 kW; the system refrigeration coefficient of performance ranges from 0.24 to 0.46, and comprehensive coefficient of performance ranges from 1.48 to 2.40; and the optimal cycle time for a single cycle of the cooler is 750 s. When the average inlet temperatures of hot water, cooling water, and cold air are respectively 85.1℃, 29.9℃, and 29.5℃, the average outlet temperatures of cold air and cooling water are respectively 22.4℃ and 40.1℃. The experimental results provide reliable information

收稿日期:2018-01-17

基金项目:国家重点研发计划(2016YFB061200),上海市浦江人才计划(18PJD021)资助项目

作者简介:彭佳杰(1995-),男,江苏省南通市人,硕士生,现主要从事余热利用除湿、吸附式制冷研究.

通信作者:葛天舒,女,副研究员,电话(Tel.):021-34206335;E-mail: baby\_wo@sjtu.edu.cn.

for the efficient use of solar energy to achieve cooling and heating cogeneration.

**Key words:** energy engineering; cooling and heating cogeneration; adsorption refrigeration; silica gel-water

传统化石燃料的大量消耗及其导致的环境污染成为人们高度关注的问题<sup>[1]</sup>, 太阳能具有分布广泛<sup>[2]</sup>、清洁环保<sup>[3]</sup>和可利用总量大等优点, 在社会的能源结构中发挥着重要作用. 其中, 太阳能制冷是太阳能利用的重要方面, 具有季节匹配性强<sup>[2]</sup>、节能、环保等优势<sup>[4-6]</sup>. 制冷方式一般分为吸收式和吸附式. 吸收式一般以溴化锂吸收式制冷为主<sup>[7]</sup>, 所需的热源温度通常在 85 °C 以上, 对太阳能集热器的要求较高, 且有效运行时间短<sup>[8]</sup>. 与吸收式相比, 吸附式不存在蒸馏(氨-水)、腐蚀或结晶(溴化锂-水)等问题<sup>[9]</sup>, 同时具有结构简单、噪声低等优点<sup>[10]</sup>. 吸附式一般以硅胶-水吸附式制冷为主, 所需的驱动热源温度通常为 55~90 °C<sup>[11]</sup>, 能很好地匹配目前常用的太阳能平板和真空集热器的制热温区<sup>[12]</sup>.

目前, 太阳能热驱动的硅胶-水吸附式制冷系统均只输出冷量, 仅满足建筑空调使用. 上海交通大学研制了硅胶-水吸附式制冷机<sup>[13]</sup>, 并成功应用于太阳能空调系统<sup>[14]</sup>. 此外, 大量学者致力于提升系统整体性能的研究, Sinha 等<sup>[15]</sup>采用多壁碳纳米管/石墨烯纳米流体作为换热流体以提高传热性能; Pan 等<sup>[16]</sup>通过研究变循环时间的运行策略, 实现了变热源条件下的最优运行; Jaiswal 等研究了循环时间和集热面积<sup>[17]</sup>以及不同气候条件<sup>[18]</sup>对系统性能的影响; Sah 等<sup>[19]</sup>总结了影响系统性能多种因素; Deshmukh 等<sup>[20]</sup>针对吸附床结构对系统性能进行了改善.

太阳能热驱动的吸附式冷热联供系统在蒸发器侧输出冷量的同时, 可以在吸附床和冷凝器侧分别利用吸附热和冷凝热实现热量输出, 可减少因热量耗散带来的能量消耗, 增大热量输出并减少热量的品位损失. 本文对太阳能热驱动的硅胶-水吸附式冷热联供系统进行实验研究, 探讨其运行性能及性能影响因素.

## 1 实验系统

### 1.1 吸附式制冷机在住宅冷热联供中的应用

用于住宅冷热联供的吸附系统如图 1 所示, 屋顶为太阳能集热器, 用于收集太阳能热, 加热水箱中的水. 本文研究的冷风机组是该系统的核心: 高温热源促使制冷剂蒸发, 为室内空调提供冷量; 冷却水通

过吸收吸附热和冷凝潜热提升自身温度, 为日常生活提供热需求. 冷风机组利用热管原理实现机组的紧凑化, 与冷水机组相比, 可以更为高效地利用太阳能<sup>[21]</sup>.

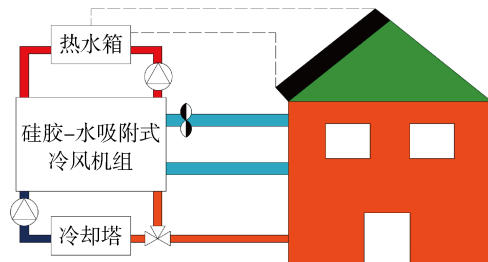


图 1 用于住宅的吸附式冷热联供系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of an adsorption cooling and heating cogeneration system for residential buildings

### 1.2 机组结构

硅胶-水吸附式冷热联供系统的外观如图 2 所示. 2 个吸附床、1 个蒸发器和 1 个冷凝器都安装在壳体内部, 阀门等部件安装在壳体外部. 抽真空口与真空泵相连, 为机组内部创造真空环境, 可以防止空气中不凝结气体对实验结果的影响. 机组控制柜可以对阀门进行程序控制, 实现机组的自动连续运行, 同时可以检测外界热水、冷却水和冷风的温度情况, 方便操作人员对机组的运行进行实时监控.

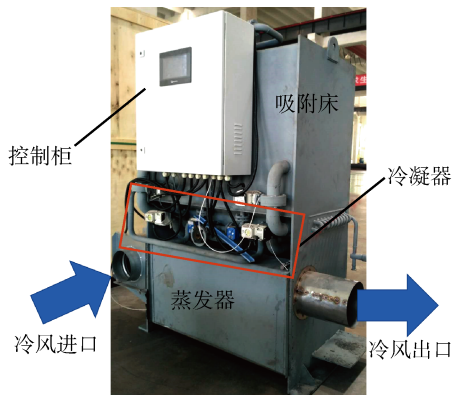


图 2 吸附式冷热联供机组外观图

Fig. 2 Appearance of an adsorption cooling and heating cogeneration cooler

### 1.3 工作原理

硅胶-水吸附式冷风机的内部结构如图 3 所示, 冷风机共有 2 条水回路(驱动热水、冷却水回路)和

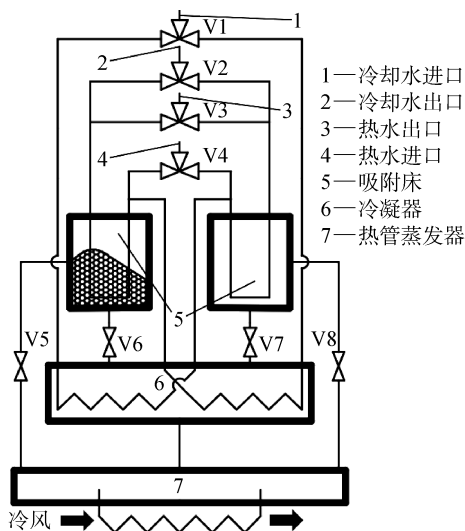


图3 吸附式冷热联供机组结构示意图

Fig. 3 Structure diagram of an adsorption cooling and heating cogeneration cooler

1条冷风回路. 机组共有8个阀门, 其中4个三通阀(V1~V4)用于不同水回路之间的切换, 4个两通阀(V5~V8)用于吸附床和蒸发器、冷凝器的连接切换. 1个完整的工作循环包括2个制冷过程和2个预热预冷过程.

(1) 制冷过程1(吸附床A1解吸, 吸附床A2吸附, 阀门V5和V7关闭): 热水通过V4进入A1, 使A1温度上升至发生解吸反应, 制冷剂气体从A1中释放出来, 并通过V6进入冷凝器C遇冷冷凝. 冷却水通过V1经C进入A2, 使A2温度降低至发生吸附反应, 冷却水自身温度则不断升高. 打开V8, 在压力差的作用下蒸发器E内的制冷剂液体不断蒸发并产生冷量. 风机将空气送入机组, 利用热管带走E的冷量实现降温, 排出冷风.

(2) 预热预冷过程1(两通阀均关闭): 驱动热水通过V4进入A2, 使A2温度上升至解吸温度; 冷却水通过V1经C进入A1, 使其温度降低至吸附温度. 为下一个解吸、吸附过程做准备.

(3) 制冷过程2(吸附床A1吸附, 吸附床A2解吸, 阀门V6和V8关闭): 阀门开闭情况与制冷过程1中的相反, 此时A1处于吸附状态, A2处于解吸状态.

(4) 预热预冷过程2(两通阀均关闭): 热水通过V4进入A1, 使其温度上升至解吸温度; 冷却水通过V1经C进入A2, 使其温度降低至吸附温度. 为下一个解吸、吸附过程做准备.

#### 1.4 性能测试

整个机组的阀门均采用电动阀门, 通过控制箱

内的可编程逻辑控制器来实现硅胶与水的吸附、解吸的交替控制和系统的连续运行. 测试系统由1台硅胶-水吸附式冷热联供机组、1个常压热水锅炉、1台冷却塔、1台热线式风速仪、2台温湿度记录仪和2台电磁流量计组成. 整个测试系统共有3条回路, 其中驱动热水、冷却水回路为封闭式回路, 冷风回路为封闭式回路(将冷风回路与环境视为一体). 测试过程中, 利用电加热的方式模拟太阳能热加热锅炉中的水, 将热水作为高温热源. 在水泵驱动作用下, 驱动热水从锅炉流进吸附式冷热联供系统, 最终流回至锅炉. 冷却水经冷却塔喷淋降温后流入吸附式冷热联供系统, 在为吸附床降温的同时吸收吸附热, 自身温度不断提高, 最终流回冷却塔. 冷风在环境与吸附式冷热联供系统之间构成循环, 其经过热管带走蒸发器产生的冷量, 并将冷量通过送风机输送到环境中.

测试系统的4个温度传感器分别安装在驱动热水和冷却水的进、出口处, 温度传感器采用A级Pt100型温度传感器, 精度为0.15℃. 电磁流量计安装在泵的出口处, 其中用于测量冷却水流量的规格为ZK-LDE-25-PO-4, 精度为0.5%; 用于测量驱动热水流量的规格为ICF300F, 精度为-15%~10%. 冷风进出口的温度、湿度采用TH22R-EX型温湿度记录仪测量, 测量精度分别为±0.1℃、±1.5%相对湿度. 风速采用AR866型热线式风速仪测量, 精度为±3%±0.1 dgt. 数据的收集采用威纶通HMI触摸屏, 编程软件为EB8000, 采集时间间隔为4s.

## 2 实验结果与误差分析

### 2.1 参数计算

制冷量( $\phi_c$ )的计算采用空气焓差法原理<sup>[22]</sup>, 性能系数(COP)的计算分为制冷性能系数(COP<sub>C</sub>)<sup>[23]</sup>和综合性能系数(COP<sub>T</sub>):

$$\text{COP}_C = \frac{\phi_c}{\phi_h} \quad (1)$$

$$\text{COP}_T = \frac{\phi_c + \phi_{co}}{\phi_h} \quad (2)$$

$$\phi_c = q_{m\_air} [(H_{in} - H_{out}) + (d_{in} - d_{out})(H_{out} + \Delta H)] \quad (3)$$

$$\phi_h = \frac{c_h q_{m\_h}}{n} \sum_{i=1}^n (T_{hw\_in} - T_{hw\_out}) \quad (4)$$

$$\phi_{co} = \frac{c_{co} q_{m\_co}}{n} \sum_{i=1}^n (T_{cw\_in} - T_{cw\_out}) \quad (5)$$

式中: $\phi_h$ 和 $\phi_{co}$ 分别为消耗的驱动热水能量和冷却

水获得的能量;  $q_{m\_air}$  为空气进口处的质量流量;  $H_{in}$  和  $H_{out}$  分别为干空气进、出口处的焓值;  $d_{in}$  和  $d_{out}$  分别为空气进、出口处的含湿量;  $\Delta H$  为水在标准大气压下的汽化潜热;  $i$  为数据采集仪的扫描编号;  $n$  为若干个循环周期内数据采集的总次数;  $c_h$  和  $q_{m\_h}$  分别为驱动热水的比热容和质量流量;  $T_{hw\_in}$  和  $T_{hw\_out}$  分别为驱动热水的进、出口温度;  $c_{co}$  和  $q_{m\_co}$  分别为冷却水的比热容和质量流量;  $T_{cw\_in}$  和  $T_{cw\_out}$  分别为冷却水的进、出口温度。

## 2.2 温度变化曲线

硅胶-水吸附式冷风机在运行期间各换热流体进出口状态随时间( $t$ )的变化如图4和5所示,图5中:  $RH_{cha\_in}$  和  $RH_{cha\_out}$  分别为冷风进、出口处的相对湿度;  $T_{cha\_in}$  和  $T_{cha\_out}$  分别为冷风进、出口处的温度。

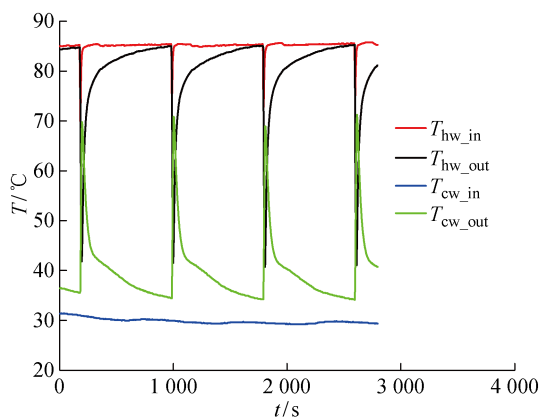


图4 驱动热水和冷却水进出口状态变化

Fig. 4 Variation of driving hot water and cooling water inlet and outlet

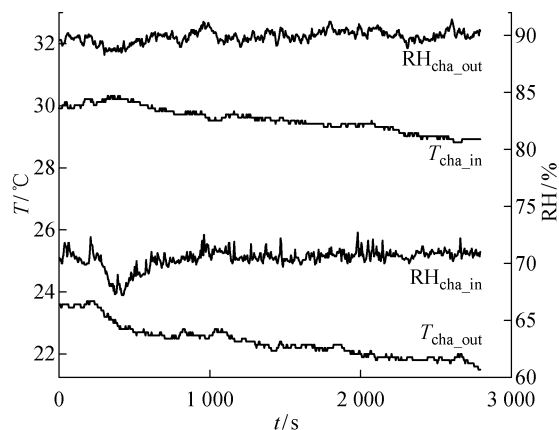


图5 冷风进出口状态变化

Fig. 5 Variation of cold air inlet and outlet

图中不同换热流体的进出口温度随时间的变化具有较为一致的周期性规律,这些周期性变化体现了吸附式冷风机的运行特性及对外界冷热源产生的

影响。

(1) 运行特性. 在1个制冷过程开始时,驱动热水出口温度在短时间内明显下降,当降至45℃左右时,温度出现反弹,不断缩小与热水进口温度的温差.这是由于在初始阶段解吸床的温度比较低,会不断带走热水的热量;随着制冷过程的不断深入,解吸反应逐渐减弱,所需的热量减少,导致热水进出口温差缩小.冷却水的温度曲线有类似的变化规律:在1个制冷过程开始时,冷却水的温度快速上升,升高至70℃附近出现回落,最后冷却水的温度与进口温度的温差不断缩小.这是因为随着制冷过程的进行,吸附反应逐渐减弱,所需的热量不断减少,导致冷却水进出口的温差缩小。

(2) 系统运行对外界冷热源的影响. 在1个循环周期内,驱动热水的进口温度变化较大;在制冷过程前期,热水进口温度较为平稳,约为85℃;当制冷过程即将结束时,热水进口温度降至约60℃,然后迅速回升至约85℃.这是因为锅炉本身的热容可维持前期热水进口温度的平稳;然后,驱动热水随阀门切换进入另一个吸附床,此时耗热量巨大,驱动热水进口温度明显下降;最后,热水逐渐带走吸附床的热量,进口温度迅速恢复至约85℃.冷却水和冷风的进口温度几乎保持不变,前者得益于冷却塔的高精度控制,后者得益于外部环境的温度变化小.冷风出口处的相对湿度波动范围较小,而冷风进口处的相对湿度在较小时间范围内有一定的波动,可能原因为实验测试季节为夏季,测试环境为车间内部,环境空气的相对湿度不够稳定,车间内的人员活动也会导致冷风进口处相对湿度的变化.整体而言,冷风进、出口相对湿度的波动范围分别在5.5%、3.1%以内。

经过计算,在驱动热水、冷却水的进口平均温度为85.1℃、29.9℃,冷风进口平均温度为29.5℃的情况下,制冷机可以产生22.4℃的冷风,符合我国室内空气质量标准中的夏季空调的温度要求(22~28℃)<sup>[24]</sup>.同时,冷却水出口平均温度高达40.1℃,可满足生活用水的需求。

## 2.3 换热流体温度的影响

硅胶-水吸附式冷热联供系统在不同驱动热水进口温度工况下的实验结果如图6所示.在冷却水温度基本相同的情况下,随着驱动热水进口温度的升高(从62.1℃升至85.1℃),系统的 $\phi_c$ 从0.95 kW增至2.53 kW,增幅166%;COP<sub>C</sub>从0.24增至0.40,增幅67%;COP<sub>T</sub>从1.48增至1.86,增幅26%.当温度从75℃升至80℃时,系统的 $\phi_c$ 、COP<sub>C</sub>

和  $COP_T$  均有较大的增加,这表明热水进口温度达到  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  时基本能够完全释放硅胶-水工质对的制冷能力.此后继续升高温度,系统的  $COP_C$  和  $COP_T$  变化不大,且维持在一个较大值,这表明保持热水进口温度  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  以上可以使机组获得较好的运行效果.

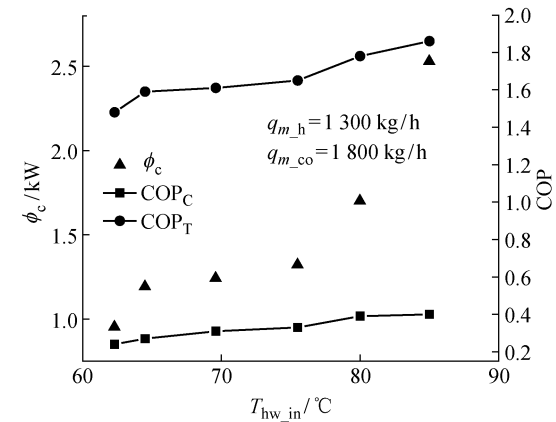


图 6 系统性能随热水进口温度的变化

Fig. 6 System performance versus different hot water inlet temperatures

硅胶-水吸附式冷热联供系统在不同冷却水进口温度工况下的实验结果如图 7 所示.在热水进口温度基本相同的情况下,随着冷却水进口温度的升高(从  $28.4\text{ }^{\circ}\text{C}$  升至  $31.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),系统的  $\phi_c$  从  $2.76\text{ kW}$  降至  $1.64\text{ kW}$ ,降幅  $68\%$ ;  $COP_C$  从  $0.46$  降至  $0.33$ ,降幅  $39\%$ ;  $COP_T$  从  $1.91$  降至  $1.78$ ,降幅  $7\%$ .整体而言,性能曲线随着冷却水进口温度的变化呈近似线性的下降趋势,这是因为随着冷却水温度的降低,硅胶的吸附能力提升,可以吸附更多的制冷剂气体,从而运行效果更佳.

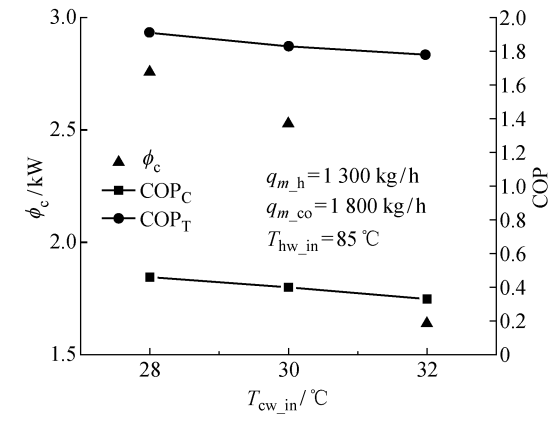


图 7 系统性能随冷却水进口温度的变化

Fig. 7 System performance versus different cooling water inlet temperatures

温度工况下的实验结果如图 8 所示.随着冷风出口温度的降低(从  $27.9\text{ }^{\circ}\text{C}$  降至  $22.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),系统性能下降.  $\phi_c$  从  $2.57\text{ kW}$  降至  $1.37\text{ kW}$ ,降幅  $47\%$ .  $COP_C$  从  $0.43$  降至  $0.22$ ,降幅  $49\%$ ;而  $COP_T$  的变化很小,从  $2.04$  降至  $1.94$ ,降幅  $5\%$ .当冷风出口温度高于  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  时,  $COP_T$  增速减缓,这是因为只有当环境温度降低时,机组的运行效果才会有明显的下降趋势;而当环境温度较高时,机组降温效果虽明显但是下降趋势不大.

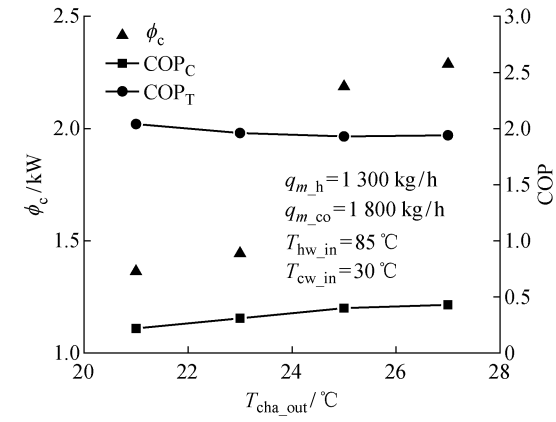


图 8 系统性能随冷风出口温度的变化

Fig. 8 System performance versus different cold air outlet temperatures

通过对比可以看出,实验符合逆卡诺循环:热水进口温度对系统  $\phi_c$  的影响更加显著,而冷却水进口温度对系统  $COP$  的影响更显著.为了使机组高效地运行,在满足实际工况要求的条件下,应该尽量提高驱动热水的进口温度,同时降低冷却水的进口温度.

2.4 制冷时间的影响

硅胶-水吸附式冷热联供系统的性能随着制冷工作过程时间( $t'$ )的变化如图 9 所示.随着  $t'$  的增加,系统的  $\phi_c$  和  $COP_C$  先增大后小幅下降,  $COP_T$  变

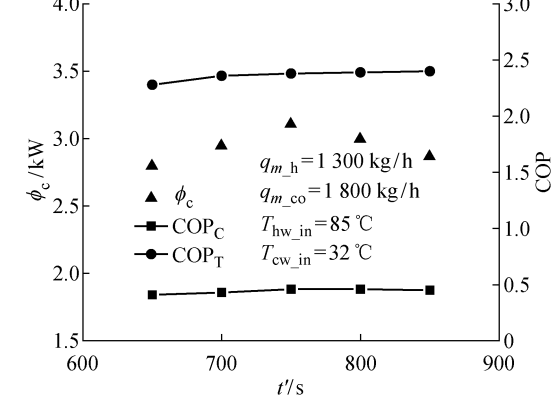


图 9 系统性能随制冷时间的变化

Fig. 9 System performance versus different cooling times

化幅度较小。 $\phi_c$  的最大值出现在 750 s 附近;当小于 750 s 时,制冷过程中的吸附反应发展得不够充分,因而  $\phi_c$  相对较低,而此时  $\phi_h$  较大,导致  $\text{COP}_c$  较低;当大于 750 s 时,吸附反应趋于完全, $\phi_c$  变化不大,而  $\phi_h$  增大,因而  $\text{COP}_c$  出现小幅下降。

## 2.5 热水流量的影响

硅胶-水吸附式冷热联供系统的性能随着热水体积流量( $q_{V_h}$ )的变化如图 10 所示。随着  $q_{V_h}$  的增加(从 0.7 m<sup>3</sup>/h 增至 1.3 m<sup>3</sup>/h),系统的  $\phi_c$  从 1.84 kW 增至 2.19 kW,增幅 19%; $\text{COP}_c$  从 0.28 增至 0.40,增幅 43%; $\text{COP}_T$  从 1.56 增至 1.75,增幅 12%。结果表明,适当提高热水的流量可以提高系统的性能,结果与文献[25]相符。

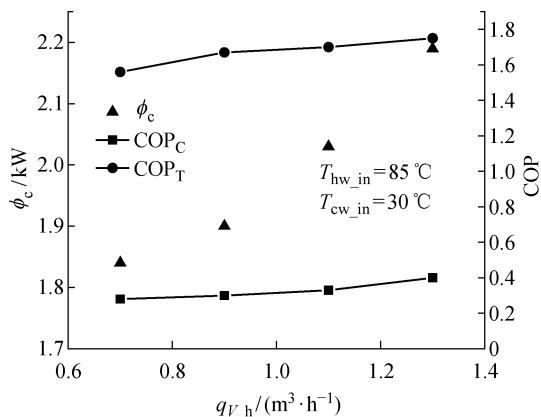


图 10 系统性能随热水流量的变化

Fig. 10 System performance versus different hot water fluxes

## 3 节能分析

以房屋面积为 100 m<sup>2</sup> 的三口之家为例,通常情况下空调的冷量需求约为 15.0 kW,日常生活用热量需求为 200 L。吸附式冷风机在家庭中使用的经济性价值为

$$W_e = \frac{Q_c}{\text{COP}_c} t^* \quad (6)$$

$$W_{he} = c_h V \rho \Delta T \quad (7)$$

式中: $W_e$  为空调消耗的电能; $Q_c$  为冷量需求; $t^*$  为空调使用时间; $\text{COP}_c$  取均值 3; $W_{he}$  为加热热水所消耗的电能; $V$  为热水体积; $\rho$  为水的密度; $\Delta T$  为温差,取 10 °C。

以全天 8 h 运行为例,使用太阳能热驱动的吸附式冷风机可以节省空调用电量 40.0 kWh,加热热水用电量 2.3 kWh,共可节省电量 42.3 kWh,相当于减少 33.0 kg CO<sub>2</sub> 的排放,具有优异的节能环保效益。

## 4 结论

本文介绍了硅胶-水冷风机组的主要结构与工作原理,针对 62~85 °C 的热水工况进行实验,得出以下结论:

(1) 硅胶-水吸附式冷热联供系统可以利用平均温度为 85.1 °C 的热水产出 22.4 °C 的冷风,符合我国室内空气质量标准中关于夏季空调的温度要求(22~28 °C)。同时,机组产生的冷却水平均温度为 40.1 °C,满足日常生活用水需求。

(2) 系统的  $\phi_c$  和  $\text{COP}$  随着热水进口温度、冷风出口温度的升高和冷却水进口温度的降低而增大。为了达到更好的降温效果并满足生活用水需求,应适当提高热水的进口温度同时降低冷却水的进口温度。

(3) 机组的最佳制冷时间为 750 s,处于最佳制冷时间下运行的系统能够提供更多冷量,具有更好的制冷效果。

(4) 适度增加热水流量可以提高机组的  $\phi_c$  和  $\text{COP}$ ,使得机组运行状态最佳。

(5) 太阳能驱动的吸附式冷热联供系统在一家一户的家庭中具有广阔的应用前景,机组的推广与使用将会减少大量 CO<sub>2</sub> 的排放。

## 参考文献:

- [1] 杜春旭,侯晓煌,苑中显,等. 新型太阳能吸附制冷系统性能实验研究[J]. 制冷, 2015, 34(3): 1-6.  
DU Chunxu, HOU Xiaohuang, YUAN Zhongxian, et al. Performance experimental study of a novel solar adsorption refrigeration system[J]. Refrigeration, 2015, 34(3): 1-6.
- [2] 代彦军,王如竹. 太阳能制冷讲座(1)太阳能空调制冷技术[J]. 太阳能, 2010(5): 20-26.  
DAI Yanjun, WANG Ruzhu. Solar refrigeration lecture (1) Solar air conditioning refrigeration technology[J]. Solar Energy, 2010(5): 20-26.
- [3] ALLOUHI A, KOUSKSOU T, JAMIL A, et al. Optimal working pairs for solar adsorption cooling applications[J]. Energy, 2015, 79(1): 235-247.
- [4] BALARAS C A, GROSSMAN G, HENNING H M, et al. Solar air conditioning in Europe—An overview [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2007, 11(2): 299-314.
- [5] HENNING H M. Solar assisted air conditioning of buildings—An overview[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 27(10): 1734-1749.
- [6] BALGHOUTH M, CHAHBANI M H, GUIZANI

- A. Solar Powered air conditioning as a solution to reduce environmental pollution in Tunisia[J]. **Desalination**, 2005, 185(1): 105-110.
- [7] 陈恒, 李廷贤, 王丽伟, 等. 太阳能吸附式空调固化复合吸附剂性能[J]. **化工学报**, 2009, 60(5): 1097-1103.
- CHEN Heng, LI Tingxian, WANG Liwei, *et al.* Sorption performance of consolidated composite sorbent used in solar-powered sorption air-conditioning system[J]. **CIESC Journal**, 2009, 60(5): 1097-1103.
- [8] 翟晓强, 王如竹, 吴静怡, 等. 太阳能吸附式空调系统的运行优化及试验研究[J]. **暖通空调**, 2006(7): 1-6.
- ZHAI Xiaoqiang, WANG Ruzhu, WU Jingyi, *et al.* Operation optimization of a solar powered adsorption air conditioning system and experimental study[J]. **Journal of HV & AC**, 2006(7): 1-6.
- [9] ZHANG G, WANG D C, ZHANG J P, *et al.* Simulation of operating characteristics of the silica gel-water adsorption chiller powered by solar energy[J]. **Solar Energy**, 2011, 85(7): 1469-1478.
- [10] PAN Q W, WANG R Z, WANG L W, *et al.* Design and experimental study of a silica gel-water adsorption chiller with modular adsorbers[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2016, 67(1): 336-344.
- [11] LU Z S, WANG R Z. Performance improvement by mass-heat recovery of an innovative adsorption air-conditioner driven by 50—80 °C hot water[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2013, 55(1/2): 113-120.
- [12] KIM D S, FERREIRA C I. Solar refrigeration options—A state-of-the-art review[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2008, 31(1): 3-15.
- [13] WANG D C, WU J Y, XIA Z Z, *et al.* Study of a novel silica gel-water adsorption chiller. Part II. Experimental study[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2005, 28(7): 1084-1091.
- [14] ZHAI X Q, WANG R Z, Dai Y J, *et al.* Solar integrated energy system for a green building[J]. **Energy and Buildings**, 2007, 39(8): 985-993.
- [15] SINHA S, MILANI D, LUU M T, *et al.* Enhancing the performance of a solar-assisted adsorption chiller using advanced composite materials[J]. **Computers and Chemical Engineering**, 2018, 119(2): 406-424.
- [16] PAN Q W, WANG R Z. Study on operation strategy of a silica gel-water adsorption chiller in solar cooling application[J]. **Solar Energy**, 2018, 172(1): 24-31.
- [17] JAISWAL A K, MITRA S, DUTTA P, *et al.* Influence of cycle time and collector area on solar driven adsorption chillers[J]. **Solar Energy**, 2016, 136(Sup. C): 450-459.
- [18] PALOMBA V, VASTA S, FRENI A, *et al.* Increasing the share of renewables through adsorption solar cooling: A validated case study[J]. **Renewable Energy**, 2017, 110(1): 126-140.
- [19] SAH R P, CHOUDHURY B, DAS R K. Study of a two-bed silica gel-water adsorption chiller: performance analysis[J]. **International Journal of Sustainable Energy**, 2018, 37(1): 30-46.
- [20] DESHMUKH H, MAIYA M P, SRINIVASA M S. Continuous vapour adsorption cooling system with three adsorber beds[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2015, 82(5): 380-389.
- [21] YANG G Z, XIA Z Z, WANG R Z, *et al.* Research on a compact adsorption room air conditioner[J]. **Energy Conversion and Management**, 2005, 47(15): 1267-1277.
- [22] 中国国家标准化管理委员会. 房间空气调节器: GB/T 7725—2004[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004.
- Standardization Administration of China. Room air conditioners: GB/T 7725—2004[S]. Beijing: Standards Press of China, 2004.
- [23] 潘权稳. 采用模块化吸附床的硅胶-水吸附式系统制冷性能研究及优化[D]. 上海: 上海交通大学, 2015.
- PAN Quanwen. Performance study and optimization of silica gel-water adsorption refrigeration system using modular adsorber[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2015.
- [24] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 室内空气质量: GB/T 18883—2002[S]. 北京: 中国标准出版社, 2002.
- General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China. Indoor air quality standard: GB/T 18883—2002[S]. Beijing: Standards Press of China, 2002.
- [25] 张文杰. 新型硅胶-水吸附式制冷机的实验研究[D]. 郑州: 郑州大学, 2008.
- ZHANG Wenjie. Experiment study on a novel silica gel-water adsorption chiller[D]. Zhengzhou: Zhengzhou University, 2008.

(本文编辑:孙伟)