



专题研讨

太阳能吸附式空调系统的运行优化及试验研究

上海交通大学 翟晓强[☆] 王如竹 吴静怡 代彦军

摘要 介绍了上海生态建筑示范楼太阳能吸附式空调系统的设计。根据吸附式制冷机组的运行特性,利用方差分析的方法,对两台吸附式制冷机组的并联运行模式进行了优化。在此基础上,研究了夏季典型工况下太阳能吸附式空调系统的运行特性,包括太阳能集热器阵列、蓄热水箱、吸附式制冷机组的水温变化规律以及系统制冷量的变化规律。

关键词 太阳能 吸附式制冷机组 并联运行 运行特性 优化

Operation optimization of a solar-powered adsorption air conditioning system and experimental study

By Zhai Xiaoqiang[★], Wang Ruzhu, Wu Jingyi and Dai Yanjun

Abstract Presents the design of the system for a ecological demonstration building in Shanghai. According to the operation performance of adsorption chillers, optimizes the parallel operation mode of two adsorption chillers by means of variance analysis. Studies the operation performance under typical operating mode in summer, including water temperature variations of solar collector arrays, heat storage water tank and adsorption chillers as well as refrigerating output variations of the system.

Keywords solar energy, adsorption chiller, parallel operation, operation performance, optimization

★ Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China

①

0 引言

空调的普及给能源、电力和环境带来很大的压力。太阳能空调的利用是一个理想的方案,不仅可使太阳能得到充分、合理的利用,把低品位的太阳能转变为高品位的舒适性空调用能,而且对节省常规能源、减少环境污染、提高人们生活水平具有重要意义,符合可持续发展战略的要求。

实现太阳能空调有两条途径:1) 太阳能光电转换,利用电力制冷;2) 太阳能光热转换,以热能制冷。前一种方法成本高,以目前太阳能电池的价格来算,在相同制冷功率情况下,造价约为后者的4~5倍。国际上太阳能空调的应用主要是后一种方式^[1]。

以热能制冷也有多种方式,其中吸收式制冷较为成熟。国际上一般都采用溴化锂吸收式制冷机,

目前的热水型(单级)吸收式制冷机要求的热源温度在88~90℃以上,这对太阳能集热器的要求比较高。在高温下太阳能空调系统运行的有效时间很短,一天中只有太阳辐射很强的时候才能达到温度要求,同时太阳能集热器的热效率也会降低。因此,虽然在较高的温度下运行,制冷机的COP会高一些,但系统总的热效率并不高。吸收式系统投资费用高,并且没有适用于家庭的小容量机组,此外也难以应用于夜间等无日照的工况。对于小型太阳能空调来说,吸附式制冷系统可能是一个较好的

①☆ 翟晓强,男,1972年12月生,博士研究生,讲师
200030 上海交通大学制冷与低温工程研究所
(021) 62933250 28644318
E-mail: xqzhai@sjtu.edu.cn

收稿日期:2006-03-24

一次修回:2006-04-21

二次修回:2006-05-31

选择^[2]。此外,与吸收式制冷机组相比,吸附式制冷机组无运动部件,无溶液泵等附件,也不存在腐蚀现象^[3]。对于太阳能驱动的双床吸附式空调系统,Li Yong 等人从理论上对其主要设计参数以及运行参数对系统的影响进行了分析^[3]。迄今有关太阳能吸附式空调系统的试验报道较少。

本文介绍了上海生态建筑示范楼的太阳能吸附式空调系统,探讨了吸附式制冷机组的优化运行模式,详细描述了夏季典型工况下太阳能吸附式空调系统的运行特性。

1 太阳能吸附式空调系统设计

生态建筑示范楼采用风机盘管加新风空调系统,依照热、湿负荷分开处理的原则,夏季同时利用太阳能吸附式空调系统与清华大学设计的溶液除湿空调,分别承担显热冷负荷和潜热冷负荷。在夏季空调设计工况下,上海交通大学承建的太阳能吸附式空调系统承担其中 15 kW 的显热冷负荷。该建筑屋面布置了 150 m² 真空管太阳能集热器(包括 60 m² 热管式真空管太阳能集热器和 90 m² U 形管式真空管太阳能集热器)作为空调系统的驱动热源,建筑师采用了钢结构屋面以配合太阳能集热器的安装,并实现太阳能建筑一体化,如图 1 所示,三排太阳能集热器与整个屋面结构浑然一体,成为



图 1 太阳能集热器阵列与生态建筑一体化效果

建筑美学的点缀。太阳能吸附式空调系统主要包括太阳能集热器、吸附式制冷机组、蓄热水箱、冷却塔、风机盘管、水泵等设备,通过管道、阀门等附件构成 4 个子循环,分别为太阳能集热循环、热水循环、冷水循环及冷却水循环,系统流程如图 2 所示。

选用两台型号为 SWAC-10 的吸附式制冷机组并联运行,其吸附工质对采用硅胶/水,无污染,符合环保要求,机组的主要性能指标如表 1 所示。该机组由笔者所在单位自行开发研制,具有体积小、性能稳定、操作灵活等优点。

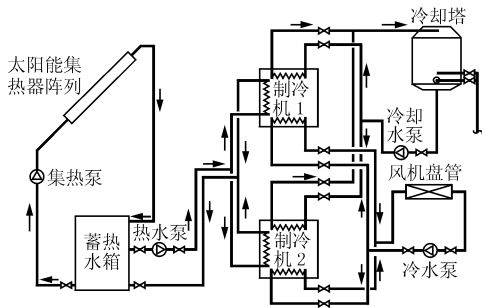


图 2 太阳能吸附式空调系统流程图

表 1 吸附式制冷机组主要性能指标

制冷量/kW	8.5
冷水出口温度/℃	10
冷水流量/(t/h)	1.5
冷却水进口温度/℃	32
冷却水流量/(t/h)	5
热水进口温度/℃	85
热水流量/(t/h)	3.6
冷水系统工作压力/MPa	0.6
冷却水系统工作压力/MPa	0.6
热水系统工作压力/MPa	0.6
运行质量/t	1.5
电源	220 V, 50 Hz

太阳能热利用系统中,蓄热水箱的设置是非常重要的,蓄热水箱除蓄积太阳能热量外,还具有调节热水供水温度、稳定运行工况的作用。本文中的蓄热水箱为自行设计的圆柱形水箱,内置 50 mm 厚的保温材料,有效容积 2.5 m³,水箱外径 1 600 mm,内径 1 500 mm。为了提高太阳能集热效率,将供暖空调系统的回水通过喇叭口引入水箱下部,而来自太阳能集热器阵列的温度较高的热水进入水箱上部,而后供入空调系统,从而保证系统中较高的供水温度,有助于提高空调系统的性能。

2 吸附式制冷机组的运行特性及并联运行模式的优化

2.1 吸附式制冷机组的运行特性

所选用的吸附式制冷机组是由两个单床机组复合而成的双床连续制冷机组,由三个真空腔组成,左右为两个由吸附床、冷凝器和蒸发器组成的吸附/解吸工作腔,底部为热管隔离蒸发器的的工作腔。左右两个吸附床交替进行加热解吸和冷却吸附过程,从而实现连续制冷。为了提高系统的制冷功率和低温下系统的工作性能,左右两个吸附/解吸工作腔之间设有回质阀。本系统中,吸附式制冷

机组以 19 min 为一个循环周期,其运行模式为 15 min 吸附/解析,3 min 回质,1 min 回热。

吸附式制冷机组以热源为直接驱动力,因此,热源的温度及流量是影响吸附制冷机组性能的关键参数。由吸附式制冷机组样机的性能试验得出的机组制冷量(一个循环周期内的平均制冷量)及 COP (一个循环周期内的平均制冷量与平均耗热量之比)随热水温度的变化规律如图 3,4(热水流量 $3.6 \text{ m}^3/\text{h}$,冷却水温度 30°C)^[4]所示,图中 $t_{\text{ch},i}$ 表示冷水进口温度。从图 3,4 可以看出,随着热水温度的提高,系统的制冷量增大;但是由于耗热量也随之增加,因此存在一个最佳热水温度值,使得 COP 最大;制冷量及 COP 均随冷水进口温度的升高而升高,对应于 85°C 的热水,冷水进口温度从 15.7°C 升高到 20.5°C 时,制冷量升高约 30%, COP 提高约 24%。还可以发现,对应于冷水进口温度为 20.5°C 的空调干工况,热水进口温度为 60°C 时,制冷量已达到 5 kW 左右,而机组 COP 已接近 0.40,说明吸附式制冷机组适用于低温热源,其在太阳能空调中的应用具有可行性。

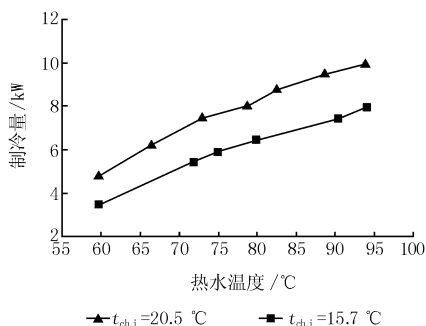


图 3 制冷量随热水温度的变化

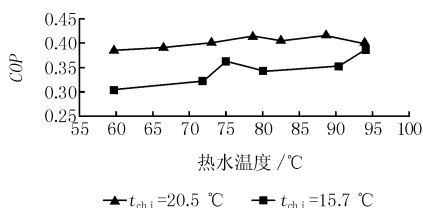


图 4 COP 随热水温度的变化

此外,对于吸附式制冷机组,热水流量的变化也会导致其制冷量及 COP 发生变化。根据另一台样机的试验测试结果^①,得出制冷量及 COP 随热水流量的变化规律(冷却水温度 30°C),如图 5,6 所示,图中 $t_{\text{h},i}$ 为热水进口温度。由图 5,6 可以看出,对于不同的热水进口温度,制冷量随热水流量的变

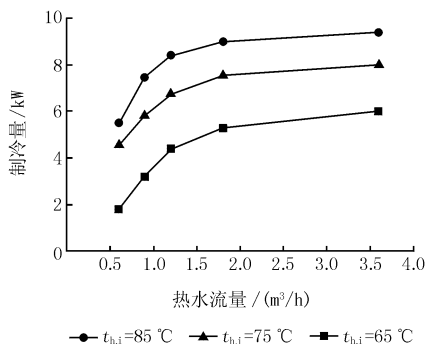


图 5 制冷量随热水流量的变化 ($t_{\text{ch},i} = 20^\circ\text{C}$)

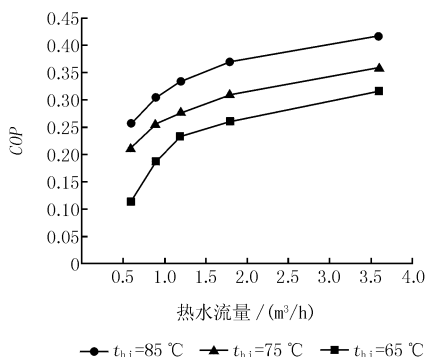


图 6 COP 随热水流量的变化 ($t_{\text{ch},i} = 20^\circ\text{C}$)

化规律非常相似,随着热水流量的增加,制冷量开始增加较快,但当流量超过 $1.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 之后,制冷量的增加变得非常缓慢;制冷机组的 COP 随热水流量的变化也具有类似的规律。可见,当热水流量超过 $1.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 之后,热源温度成为影响制冷机组性能的主要因素。

通过上述分析可以看出,在热水流量满足设计流量的前提下,提高热源温度是提高制冷系统性能的关键,而维持热源温度是空调系统全天高效、稳定运行的保证。

2.2 吸附式制冷机组并联运行模式的优化

太阳能具有波动性,调节好吸附制冷的冷量输出对空调系统的高效稳定运行以及维持室内热舒适具有重要的意义。吸附式制冷机组的运行具有周期性,针对一个运行周期,以周期内加热吸附床的平均耗热量和平均制冷量为基准,将加热吸附床的耗热量和机组制冷量进行量纲一处理,得到图 7 所示的量纲一耗热量和量纲一制冷量的变化规律。由图 7 可知,就总的趋势而言,加热吸附床的耗热

① 皇甫艺. 硅胶-水吸附式空调机组性能运行报告. 上海交通大学制冷与低温工程研究所, 2005

量逐渐降低,开机 4 min 之内,耗热量较大,并且迅速降低,之后耗热量缓慢降低,并低于周期内的平均值;开机 15~18 min 之间,属于吸附式制冷机组的回热阶段,耗热量有所升高,总体上略高于平均值;最后的 1 min 对应于吸附式制冷机组的回热阶段,耗热量又逐渐降低;制冷量在开机 2 min 后超过周期内的平均制冷量,之后相对比较稳定,仅有微弱的下降趋势,但在最后的 4 min 内,制冷量迅速降低。这种变化趋势决定了两台吸附式制冷机组在工作中需要保持一定的相位差,其目的是达到两台机组的耗热量和制冷量高低互补,从而使系统的运行工况较为稳定。

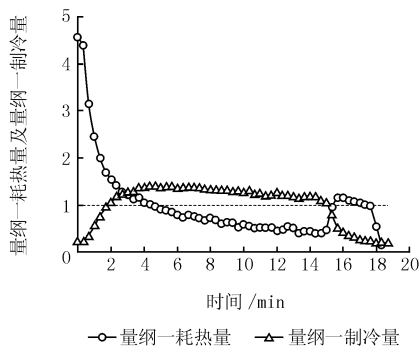


图 7 制冷机组运行一个周期内量纲一耗热量与量纲一制冷量的变化

数理统计中的方差表示一组数据偏离其平均值的程度,方差越大,表示这组数据越离散,数据波动越大;方差越小,表示这组数据越聚合,数据波动也越小。鉴于方差的这种物理意义,本文利用方差分析的方法寻找最优的相位差。吸附式制冷机组的耗热量和制冷量均可视为周期函数,两台机组并联运行后,相当于同一个周期函数以不同的相位差进行叠加,而合理的相位差应该使函数叠加后的方差最小。因此,计算中应满足以下条件。

1) 两台吸附式制冷机组并联后,总耗热量的方差最小。总的量纲一耗热量方差表示为

$$S_h^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left[\frac{\bar{Q}_h(i) + \bar{Q}_h(i + \Delta i)}{2} - 1 \right] \quad (1)$$

式中 S_h^2 为总的量纲一耗热量方差; $\bar{Q}_h(i)$ 为量纲一耗热量; $\bar{Q}_h(i + \Delta i)$ 为相位差为 Δi 时的量纲一耗热量; N 为计算节点数。

2) 两台吸附式制冷机组并联后,总制冷量的方差最小。总的量纲一制冷量方差表示为

$$S_c^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left[\frac{\bar{Q}_c(i) + \bar{Q}_c(i + \Delta i)}{2} - 1 \right] \quad (2)$$

式中 S_c^2 为总的量纲一制冷量方差; $\bar{Q}_c(i)$ 为量纲一制冷量; $\bar{Q}_c(i + \Delta i)$ 为相位差为 Δi 时的量纲一制冷量。

选取时间步长为 20 s,通过改变相位差 Δi ,计算出一个周期内两台吸附式制冷机组总的量纲一耗热量方差和量纲一制冷量方差,如图 8 所示。由图 8 可以看出,当相位差为 540 s 时,量纲一耗热量方差和量纲一制冷量方差均达到最小值。这充分说明,保持 540 s(9 min)的相位差,可以使两台吸附式制冷机组在运行过程中的耗热量和制冷量比较均匀,这对太阳能集热系统以及空调末端系统的稳定运行尤为重要。

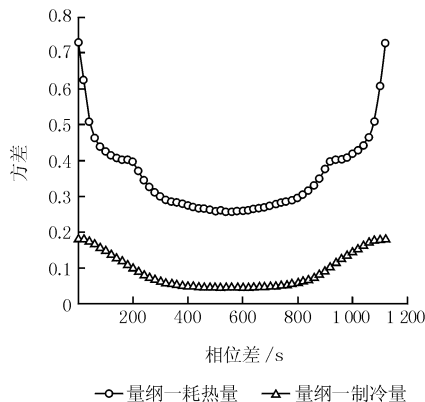


图 8 两台制冷机组不同相位差时量纲一耗热量和量纲一制冷量方差的变化

图 9 显示了两台吸附式制冷机组按照 540 s 相位差运行的实际效果,图中点 1 到点 2 表示两台机组均处于吸附制冷状态,点 2 到点 3 表示 1# 机组处于回热阶段,点 3 到点 4 表示两台机组均处于吸附制冷状态,点 4 到点 5 表示 2# 机组处于回热阶段,

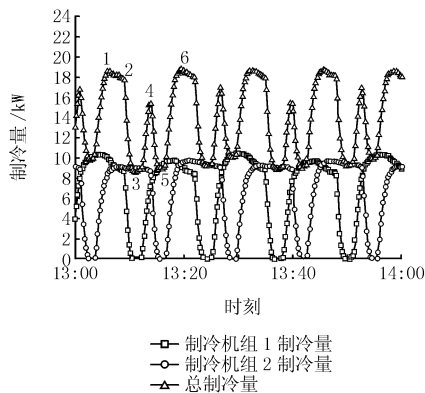


图 9 两台制冷机组 9 min 相位差时的实际运行效果

点 5 到点 6 表示两台机组均处于吸附制冷状态。两台机组制冷量实现高低互补,整体制冷效果较好。

3 典型工况下太阳能吸附式空调试验研究

3.1 太阳能吸附式空调系统的运行特性

选择 2005 年 7 月 24 日的试验结果分析夏季典型工况下太阳能吸附式空调系统的运行特性。试验当天的环境温度及太阳辐照度变化曲线如图 10 所示。由图 10 可得,日总太阳辐照量为 20.36 MJ/m^2 ,系统运行期间平均环境温度为 31.66°C 。

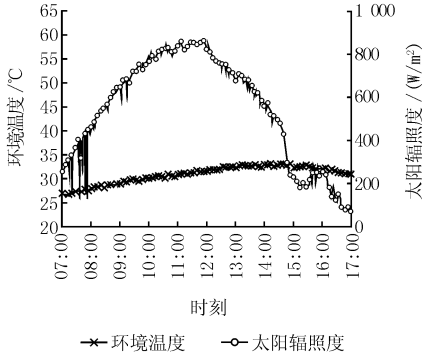


图 10 环境温度及太阳辐照度的变化

图 11、12 分别给出了热管式真空管太阳能集热器阵列及 U 形管式真空管太阳能集热器阵列全天运行过程中的水温变化曲线。图中点 1 和点 2 表示太阳能集热循环自动开启,点 3 表示太阳能集热循环自动停止。在集热循环运行过程中,两组太阳能集热器阵列的进出口水温变化较为平缓,与太阳辐照度的变化趋势相似,约在 12:00 达到最大值。试验结果表明,两组太阳能集热器阵列全天总的太阳能集热量为 1184.48 MJ ,热管式太阳能集热器阵列的日平均太阳能集热效率为 36.25% ,U 形管式太阳能集热器阵列的日平均太阳能集热效率为 41.79% ,整个太阳能集热器阵列的日平均集

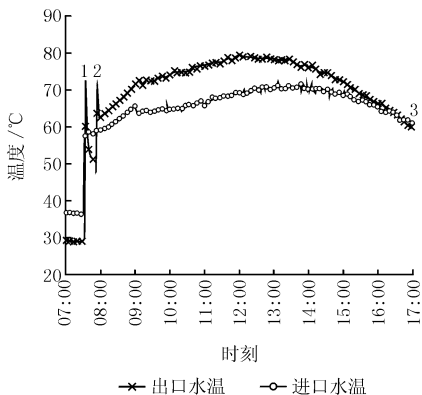


图 11 热管式太阳能集热器阵列进出口水温的变化

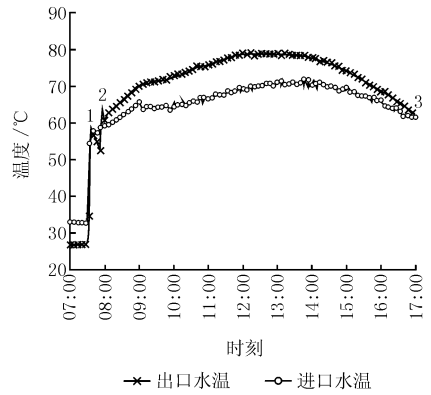


图 12 U形管式太阳能集热器阵列进出口水温的变化

热效率为 39.65% 。

图 13 给出了太阳能吸附式空调系统运行过程中蓄热水箱的温度变化曲线。图中点 4 表示空调系统开启,点 1 到点 4 表示太阳能集热系统单独运行,此间水箱温度逐渐升高,几乎没有分层现象;然而,空调系统开启后,出现明显的分层现象,水箱中、下部的水温较为接近,中部平均水温比下部高 0.38°C ,而上部平均水温为 70.89°C ,比中部高 3.01°C ;约在 13:00 时,水箱温度达到最大值;此后,随着太阳辐照度的降低,水箱温度逐渐降低,并且,温度分层现象逐渐减弱。由于吸附式制冷机组的热水来自水箱上部,因此,这种温度分层现象有助于提高系统性能。

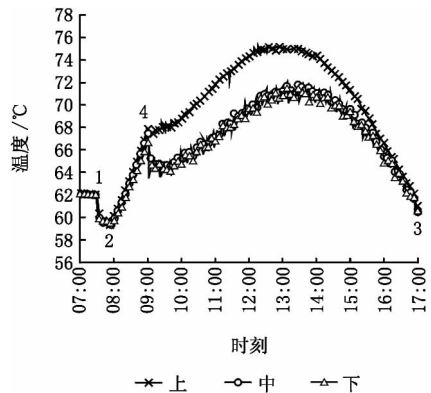


图 13 空调系统运行中蓄热水箱温度的变化

图 14 给出了吸附式制冷机组的热水、冷却水及冷水进出口温度($t_{h,i}$ 和 $t_{h,o}$ 分别为热水进出口温度, $t_{co,i}$ 和 $t_{co,o}$ 分别为冷却水进出口温度, $t_{ch,i}$ 和 $t_{ch,o}$ 分别为冷水进出口温度)变化曲线。从图中可以看出,热水供水温度呈驼峰形,在整个运行期间变化较为平缓,这主要是由于蓄热水箱的调节作用,系统运行期间热水平均温度为 70.24°C ,约在 13:00

时达到最大值 75.58℃。系统运行期间冷却水平均温度为 25.00℃。由于太阳能吸附式空调系统采用干式风机盘管作为空调末端设备,因此,为了避免凝结水的产生,采用较高的冷水温度,实验中,冷水平均供水温度为 18.48℃,整个运行期间冷水供回水平均温差为 3.53℃。

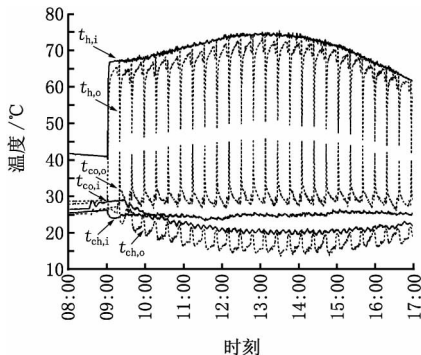


图 14 吸附式制冷机组热水、冷却水、冷水进出口温度的变化

图 15 显示了太阳能吸附式空调系统的制冷量变化曲线。由图可知,本系统具有工作性能稳定、日运行时间长等优点,系统在连续 8 h 运行期间内的平均制冷量为 15.31 kW,制冷量最高超过 20 kW,达到预期效果。根据试验数据得到两台吸附式制冷机组在工作时间内加热吸附床的平均耗热量为 43.70 kW,由此得到,相对于吸附床耗热量的平均制冷性能系数(系统 COP)为 0.35;相对于日总太阳辐射量的平均制冷性能系数(太阳 COP)为 0.15;在全天 8 h 运行期间,太阳能吸附式空调系统相对于耗电量的日平均制冷性能系数(电力 COP)为 8.19,最高可超过 10(系统耗电设备包括集热泵、热水泵及冷却泵,总耗电量 1.87 kW)。

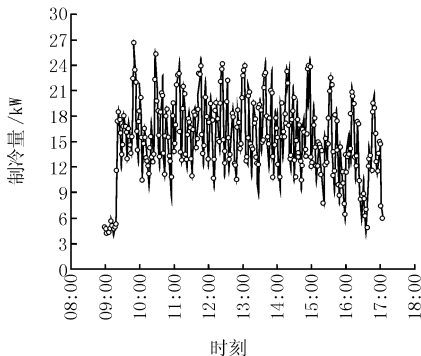


图 15 太阳能吸附式空调系统制冷量的变化

3.2 夏季太阳能吸附式空调效果总结与分析

太阳能吸附式空调系统 2004 年 9 月调试后,

从 2005 年 6 月开始,与溶液除湿空调系统联合运行,共同承担生态建筑的空调冷负荷。空调系统运行时间为 9:00~17:00,夏季各月主要性能指标的统计见表 2。表中数据表明,夏季太阳能吸附式空调系统运行期间,平均制冷量达到 10.76 kW,系统 COP 为 0.32,太阳 COP 为 0.12。相对于冷负荷设计值,夏季太阳能空调的保证率达到 71.73%。

表 2 夏季太阳能吸附式空调试验总结

试验月份	平均环境温度/℃	日总太阳辐射量/(MJ/m ²)	平均集热效率/%	平均制冷量/kW	系统 COP	太阳 COP
6	29.86	17.71	35.64	10.29	0.29	0.11
7	33.77	18.96	37.41	11.23	0.36	0.12
8	31.89	17.24	38.02	10.77	0.32	0.11

4 结论

4.1 在太阳能变热源条件下,采用优化运行模式,两台吸附式制冷机组保持 540 s 的相位差,错峰运行,使吸附式空调系统在运行过程中的耗热量和制冷量比较均匀,保证吸附式空调系统高效稳定运行、冷量平衡输出。

4.2 太阳能吸附式空调系统具有驱动热源温度低、运行稳定、有效运行时间长等优点。夏季典型工况下,太阳能吸附式空调系统连续 8 h 高效运行期间内的平均制冷量为 15.31 kW,制冷量最高超过 20 kW,系统 COP 为 0.35,太阳 COP 为 0.15。

4.3 夏季典型工况下,太阳能吸附式空调系统的电力 COP 在全天 8 h 连续运行期间平均为 8.19,最高可超过 10,具有明显的节能性。

4.4 相对于冷负荷设计值,夏季太阳能空调的保证率达到 71.73%。

参考文献

- [1] 王如竹. 关于建筑物节能及复合能量系统的几点思考[J]. 太阳能学报, 2002, 23(3):322-335
- [2] Wang Ruzhu. Adsorption refrigeration in Shanghai Jiao Tong University[J]. Renewable and Sustainable Energy Review, 2001, 5(1):1-37
- [3] Li Yong, Sumathy K. Modeling and simulation of a solar powered two bed adsorption air conditioning system[J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45:2761-2775
- [4] 王德昌. 硅胶-水吸附式制冷机研制与吸附式制冷变热源特性研究[D]. 上海:上海交通大学, 2004