

文章编号:0253-4339(2016)05-0063-07
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2016.05.063

太阳能驱动的除湿空调系统冬季工况下的实验研究

王惠惠^{1,2} 葛天舒² 章学来¹ 赵耀²
(1 上海海事大学商船学院 上海 201306;2 上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240)

摘 要 本文在除湿换热器技术研究的基础上,构建太阳能驱动的除湿空调实验系统,并在上海冬季工况下对该系统的加湿性能进行实验验证和分析。采用太阳能集热器制取的再生热水加热饱和干燥剂使其再生,干燥剂再生过程中解吸水分并释放到再生空气中,即实现环境空气的加湿升温。实验结果表明:当再生热水为 42.0 ℃时,环境空气温度从 12.1 ℃升高至 31.2 ℃,系统的平均加湿量 D_{ave} 为 3.4 g/kg,热力性能系数 COP_{th} 为 2.0 左右。
关键词 干燥剂;再生;除湿换热器;冬季工况
中图分类号:TU831.5;TK511.3;TU834.9 **文献标识码**:A

Experimental Investigation on Solar Powered Desiccant Air-conditioning System in Winter

Wang Huihui^{1,2} Ge Tianshu² Zhang Xuelai¹ Zhao Yao²
(1. Merchant Marine College, Shanghai Maritime University, Shanghai, 201306, China;2. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China)

Abstract The objective is to validate the humidifying performance of a solid desiccant coated heat exchanger (DCHE) cooling system in winter. The experimental setup is designed and built to test the humidifying performance. In this system, the heating water required in regeneration process is coming from the solar collector system. The saturated desiccant is regenerated by the heating water, at the same time the regeneration air is humidified and heated. Under the condition of the temperature of the heating water is 42.0 ℃, the temperature of the air increases from 12.1 ℃ to 31.2 ℃. The average moisture addition D_{ave} is 3.4 g/kg. The thermal coefficient of performance COP_{th} is about 2.0.
Keywords desiccant; regeneration; desiccant coated heat exchanger; winter conditions

近年来,随着人民生活水平的提高以及极端气候环境的出现,我国中部地区对供暖的需求愈发强烈。上海作为中部地区的一部分,虽然冬季环境温度(−5~10 ℃)高于我国北方冬季环境温度(−25~0 ℃),但是仍需要供暖系统提供舒适的室内环境。

目前,建筑中应用最为广泛的压缩式热泵系统主要存在以下问题:

1) 在夏季运行工况下,该系统虽然效率较高,但需要电能驱动,能耗较大,约占社会整体电力消耗的30%~40%,加剧能源结构的不平衡性;同时制冷剂氟代烃类的使用,带来各种环境问题^[1]。

2) 压缩式热泵采用冷凝除湿的热力方式集中处理空气的显热负荷和潜热负荷。首先处理空气被冷

却至露点温度,使其中的水分凝结,实现潜热负荷的处理;然后对于显热负荷的处理,由于露点温度往往低于空调送风温度,因此需要加热后送风,造成能源浪费^[2]。

3) 热泵更侧重调节温度,而不能良好的控制湿度,因此用于冬季采暖送风时室内空气较为干燥。

4) 热泵系统蒸发器盘管表面潮湿,易滋生细菌,影响室内空气品质^[3]。

因此,制冷空调领域目前亟需解决的问题是寻求节能环保的制冷技术。一些研究者^[4-6]对基于溶液除湿的空调系统进行了研究,该类系统再生温度较低(55~75 ℃),可由低品位热源太阳能、工业余热等实现再生,但是该类系统在送风过程中存在空气带液的问题,影响送风品质,运行和维护成本较高。另有一

些学者^[7-8]对固体除湿空调进行了研究,该系统再生温度与溶液除湿空调系统相比稍高(60~150℃),但同样可以采用太阳能、地热等低品位热源驱动;其制冷剂可采用水等环境友好型物质,提供了一种经济有效的除湿制冷方式。

王全学等^[9]分析了吸附式制冷空调的研究现状,验证了固体吸附空调用于制冷空调领域的可行性。代彦军等^[10]介绍了现在普遍应用的转轮除湿空调夏季工况下的运行原理,该系统无需压缩机等部件,依靠干燥剂除湿和蒸发冷却的原理,可以实现温湿度的独立控制;该系统在冬季工况下运行时,再生阶段中潮湿干燥剂被加热再生释放水分,处理空气带走这部分水分同时被加热,成为高温高湿空气送入室内。还有研究人员^[11-12]验证了转轮除湿空调系统在冬季运行的可行性。黄溢等^[13]在冬季工况下对一种新型的温湿度独立控制系统(湿负荷处理系统 DESICA 与高显热的多联机结合系统)进行实验测试,实验结果表明,与由全热交换器和多联机组成的传统热湿独立控制系统相比,该系统能够提供更舒适的室内环境(室温 21℃,相对湿度 50% 左右)。但是该系统结构复杂,并且蒸发器与冷凝器需要频繁切换运行,压缩机损耗较为严重。近年来,上海交通大学的研究人员^[14]提出除湿换热器(solid desiccant coated heat exchanger,简称 DCHE)的概念,即将干燥剂材料(硅胶)涂覆于传统翅片管式换热器表面,管内通入冷水带走除湿过程中的吸附热,或通入热水使干燥剂实现再生;并通过数值模拟^[15]和实验分析^[16]验证了该除湿换热器在上海夏季工况下运行的可行性,具有较高的研究和实际意义。但是目前尚没有该系统在冬季工况下运行的实验研究。

根据以上理论研究结果,笔者重点介绍了基于除湿换热器技术的太阳能驱动的除湿空调系统(以下简称“系统”)及其实验平台装置,介绍其在冬季低温低湿工况下的运行原理,对其再生加湿和性能等方面进行了实验研究,为系统的进一步优化设计和理论研究提供依据。

1 系统原理及实验装置

太阳能驱动的除湿空调系统的运行原理如图 1 所示。主要部件包括:两个涂覆有干燥剂的翅片管式换热器,即除湿换热器 A(DCHE A)和除湿换热器 B(DCHE B);提供再生过程中所需再生热水的太阳能集热器。

系统运行过程中除湿换热器主要包括除湿和再

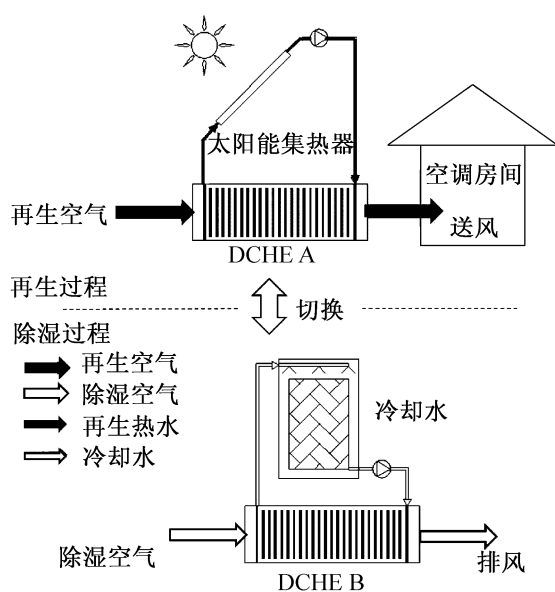


图 1 系统运行原理示意图

Fig. 1 Operation principle of DCHE system

生两种模式。再生空气在风机驱动作用下进入处于再生模式的 DCHE A 空气侧通道,太阳能集热器产生的再生热水在管内流动,此时在上一除湿过程中吸附饱和的干燥剂被管内再生热水加热解吸,再生空气流经干燥剂,在带走干燥剂所解析的水分的同时被其加热,成为高温高湿空气被送入室内,此即完成再生空气的升温加湿过程;与此同时,除湿空气在风机驱动下进入处于除湿模式的除湿换热器 B,上一阶段中再生完成的干燥剂吸附除湿空气中的水分成为潮湿干燥剂,此时管内通入冷却水带走吸附过程中产生的吸附热。当系统切换时,DCHE A 和 DCHE B 交换工作模式,即 DCHE A 进入除湿模式,而 DCHE B 进入再生模式,此即完成一周期的再生和除湿过程。为保证系统再生连续性,实验过程中通过电磁阀(electromagnetic valve,简称 EV)和风阀(air valve,简称 AV)的启停,控制两个除湿换热器的工作模式自动切换,确保两个除湿换热器处于再生和除湿两种不同工作模式。

根据上述原理所设计搭建的太阳能驱动的除湿空调系统示意图及实验台外观如图 2 所示。该实验台的运行操控为:当 EV3, EV5, AV3 和 AV7 打开时,太阳能产生的再生热水进入 DCHE A 中加热吸附饱和的干燥剂使其解吸,再生空气在空气通道内流动,吸收干燥剂的解吸水分,升温加湿。与此同时, EV2, EV8, AV2 和 AV6 同样处于打开状态,冷水进入 DCHE B 带走除湿过程中产生的吸附热,未吸附饱和的干燥剂吸取空气中的水分而变为潮湿干燥剂,用于下一阶段的再生。当 DCHE A 切换

为除湿模式时, EV4, EV6, AV1 和 AV5 处于打开状态, 此时 DCHE B 处于再生模式, EV1, EV7, AV4 和 AV8 处于打开状态, 此即完成一周期的再生和除湿循环。

该系统中所使用的除湿换热器为翅片管式换热器, 换热器实物图及涂覆有干燥剂的除湿换热器实物图如图 3 所示。除湿换热器的具体尺寸参数以及干燥剂相关参数如表 1 所示。

表 1 除湿换热器以及干燥剂相关参数
Tab.1 Parameters of the DCHE and desiccant

名称	数值
换热器尺寸(长×宽×高)/mm	400×150×380
翅片厚度/mm	0.15
翅片间距/mm	3
铜管内径/mm	6
硅胶颗粒直径/mm	0.15
上胶量/kg	2.52

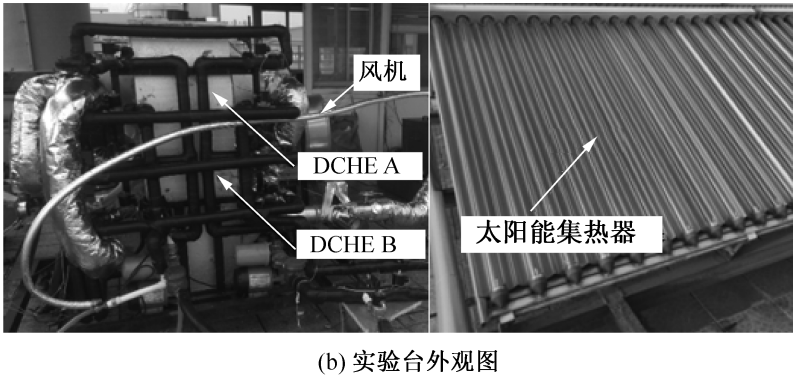
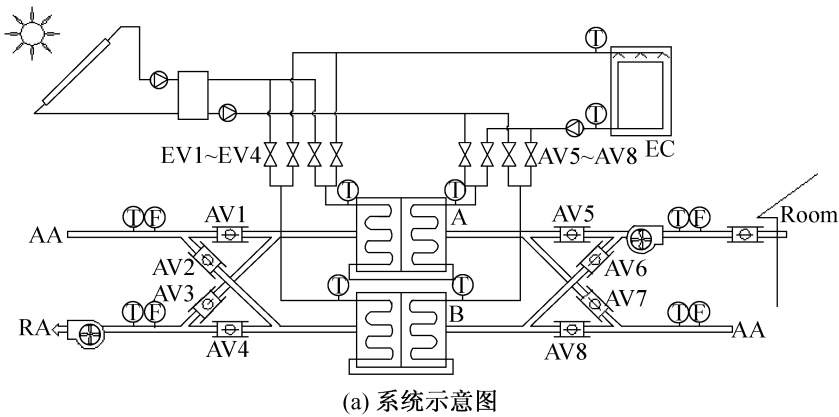


图 2 太阳能驱动的除湿空调系统
Fig. 2 Solar powered desiccant air-conditioning system

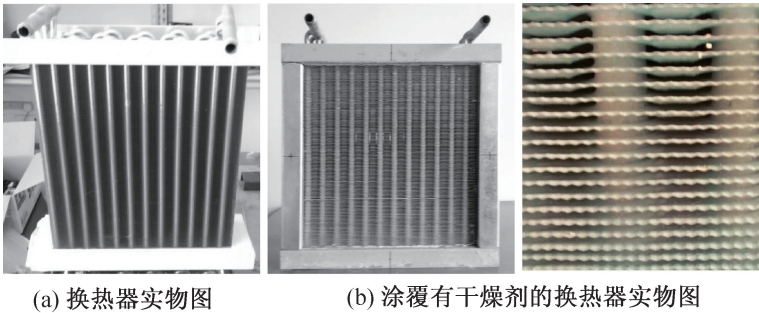


图 3 除湿换热器
Fig. 3 Desiccant heat exchanger

2 系统测试

实验过程中需要测量的变量参数包括空气侧的进出口温度、相对湿度和质量流量以及水侧的进出口温度和质量流量。实验中所采用的传感器规格如表 2 所示。由于直接测量空气的质量流量比较困难, 因

此采用热线风速仪测量风速的方法,先测量空气风速,再由风管截面积和空气密度计算空气的质量流量。具体方法为:在系统运行稳定后,测量不同位置的空气流速,同时为了保证测量的准确性,在每段空

气通道内不同位置处重复测量 10 次左右,然后计算多次测量的算术平均值作为该测量点的实际风速。再由该测量点风管截面积和空气密度计算最终的空气质量流量。

表 2 实验中所用传感器规格
Tab.2 Specification of the different test instruments

测试参数	测试仪器	型号	精度	范围
温度	铂电阻	PT100 RTD	±0.1 ℃	0 ~ 200 ℃
相对湿度	湿度传感器	THT-N263A	±2% RH	0 ~ 100% RH
水流量	转子流量计	LXSR-E	±1.0%	3 ~ 20 L/min
空气流速	热线风速仪	QDF-6	±3%	0 ~ 30 m/s

3 性能评价指标

本文所述加湿量的评价指标包括瞬时加湿量 D_τ 和平均加湿量 D_{ave} , 瞬时加湿量为在任意时刻再生空气的含湿量变化状况,而平均加湿量表示整个再生过程中的有效加湿效果,表达式分别如下:

$$D_\tau = d_{a,in} - d_{a,out} \tag{1}$$

$$D_{ave} = \frac{\sum_{0 \rightarrow \tau} D_\tau}{\tau} \tag{2}$$

式中: $d_{a,in}$ 和 $d_{a,out}$ 为处理空气在除湿换热器进出口状态点的含湿量, g/kg; τ 为除湿过程进行的时间, s。

除湿换热器的能效性能由热力性能系数 COP_{th} 表示。它的定义是再生过程中的制热量与再生过程中热水热量的比值,因再生过程主要由热能驱动,因此忽略水泵、风机等消耗的电能,表达式如下:

$$COP_{th} = \frac{Q_a}{Q_r} = \frac{M_a(h_{a,in} - h_{a,out})}{c_r M_r(t_{r,out} - t_{r,in})} \tag{3}$$

式中: Q_a 为再生空气制热量, kW; Q_r 为再生热水的热量, kW; $h_{a,in}$ 和 $h_{a,out}$ 分别为再生空气进、出口焓值, kJ/kg; M_a 和 M_r 分别为再生空气和再生热水的质量流量, kg/s; c_r 为再生热水比热容, kJ/(kg·℃); $t_{r,in}$ 和 $t_{r,out}$ 分别为再生热水进、出除湿换热器的温度, ℃。

4 实验结果及分析

对该系统在上海冬季工况下运行数据进行采集与分析研究。环境空气温度和相对湿度分别为 12.1 ℃ 和 51.3% (含湿量 4.33 g/kg); 系统中空气、再生热水和冷却水的质量流量分别为 0.14 kg/s, 0.4 kg/s 和 0.33 kg/s, 再生热水水温保持在 42.0 ℃ 左右, 冷却水水温保持在 11 ℃ 左右。该实验的运行时间为

720 s, 数据采集的时间间隔为 1 s。

4.1 系统除湿性能分析

图 4 所示为该系统中环境空气在除湿换热器进出口处的含湿量变化图。从图中可以看出,再生空气经除湿换热器后,含湿量明显增大,说明该除湿系统在冬季具有一定的加湿效果。图 5 所示为该系统中再生空气在除湿换热器进出口处温度变化图。从图中可以看出,再生空气经除湿换热器后,空气温度明显升高,表明该系统不仅能增加空气的含湿量,同时可以提高送入室内的空气温度。图 6 所示为再生空气在除湿换热器进出口处的相对湿度变化图,空气出口相对湿度低于进口相对湿度,而绝对含湿量由空气的干球温度和相对湿度同时决定,因此尽管出口相对湿度降低,但是图 5 中空气温度明显升高,因此出口绝对含湿量增大。

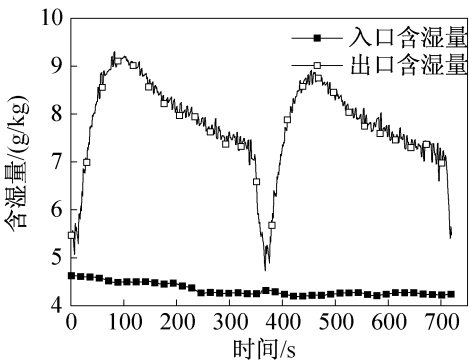


图 4 系统进出口空气含湿量变化图
Fig.4 Humidity ratio change of inlet and outlet air of the system

在再生过程开始阶段,由于饱和干燥剂吸附的水分较多,加热再生开始时有较多水分解吸,因此相对湿度较大。但随着饱和干燥剂再生过程的进行,可释

放的水分逐渐减少,因此相对湿度逐渐下降。空气温度变化与相对湿度变化不同,由于除湿过程和再生过程的切换,导致部分低温低湿空气进入再生空气通道,导致除湿空气和再生空气混合,因此图 5 中空气出口温度有一个降低的过程,但随着干燥剂再生过程的进行,再生通道的空气被再生热水逐渐加热升温。

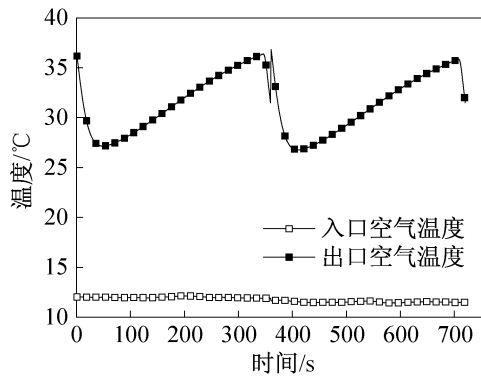


图 5 系统进出口空气温度变化图

Fig. 5 Temperature change of inlet and outlet air of the system

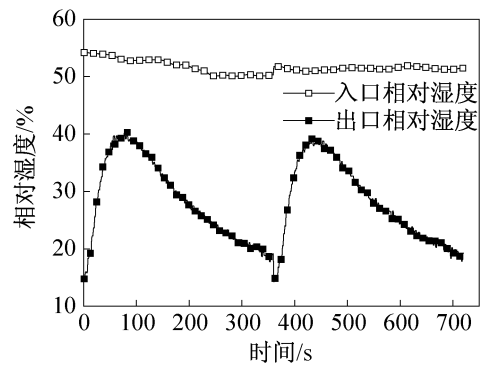


图 6 系统进出口空气相对湿度变化图

Fig. 6 Relative humidity change of inlet and outlet air of the system

系统出口空气温度平均值约为 $31.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度平均值约为 28.1% ,尽管出口绝对含湿量增加,但送风温度略高于我国冬季工况下空调的送风标准,相对湿度略低于我国冬季工况下空调的送风标准($t = 18 \sim 24\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{RH} = 30\% \sim 60\%$)。在后续研究过程中,考虑通过增加干燥剂量或增大换热器面积等方法提高吸附量,从而增大出口相对湿度;确定最佳再生热水温度,减小除湿空气与再生空气混合的影响,在保证出口空气含湿量的同时可以提供舒适的送风温度。

系统在一个循环周期内的加湿量变化图如图 7 所示。当 DCHE A 进入再生模式时,刚完成除湿的干燥剂吸附大量水分,此时 DCHE A 管内通入再生热水,潮湿干燥剂被加热再生,干燥剂中的水分迅速蒸

发到再生空气中,再生空气加湿量在短时间内增大到最大值 4.8 g/kg 左右,随着干燥剂加热再生过程的继续,其解吸的水分越来越少,因此加湿能力慢慢下降,加湿量随之减小。在系统运行到 360 s 时,DCHE A 切换为除湿模式,而 DCHE B 切换为再生模式,DCHE B 重复上述 DCHE A 的再生过程。

观察整个循环过程,系统的最大加湿量和平均加湿量 D_{ave} 分别为 4.8 g/kg 和 3.4 g/kg 。因再生模式和除湿模式切换时,除湿过程中产生的低温低湿排风与再生过程中产生的高温高湿送风混合,导致刚完成切换时处理空气出口的含湿量出现明显下降,随着再生过程的进行,再生空气出口含湿量逐渐升高,到达最大值后缓慢降低。在后续实验装置改进中,若能解决因再生模式和除湿模式切换带来的空气混合问题,则该系统可以更高效地处理空气的温湿度。

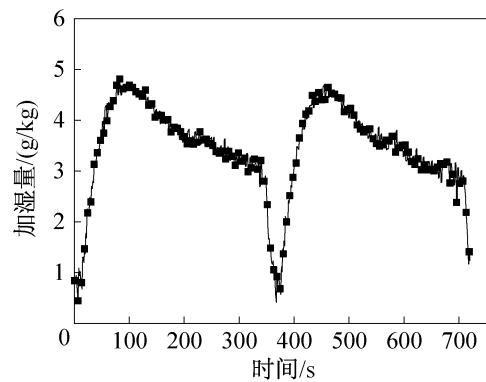


图 7 系统加湿量变化图

Fig. 7 Moisture addition change of the system

4.2 系统能效性能分析

图 8 所示为该系统的制热量变化图。由上述再生空气出口温度变化分析可以看出,当再生模式和除湿模式切换时,由于部分低温低湿空气混入再生空气通道,再生出口空气的温湿度均出现明显降低,导致系统制热量也明显减小。但随着再生过程的进行,再生出口空气的温湿度均升高,制热量也随之升高,且其变化趋势与温湿度的变化趋势基本相同。在此循环过程中,系统制热量平均值约为 $3\,932.8\text{ W}$ 。

在实验过程中,可以通过测量计算得到再生热水的消耗功率平均值约为 $2\,114.4\text{ W}$ 左右,由公式(3)可得热力性能系数 COP_{th} 约为 2.0 。若想提高系统热力性能系数 COP_{th} ,可通过降低再生热水消耗功率或提高系统的制热量的方式实现。在上述再生热水温度为 $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的运行工况下,系统运行得到的再生空气温度稍高于我国冬季工况下空调的送风标准($t = 18 \sim 24\text{ }^{\circ}\text{C}$),因此,在后续系统研究中,可以通过测试不

同再生热水温度对系统性能的影响,确定最佳再生热水温度,从而提高系统能效性能。此外,当系统再生模式和除湿模式切换时,低温低湿除湿空气混入高温高湿再生空气导致送风温湿度降低,影响系统的能效性能,在后续实验装置改进过程中若能解决空气混合的问题,则可提高系统的制热量从而提高系统的性能。

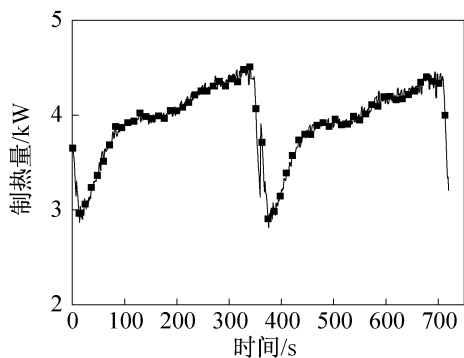


图 8 系统制热量变化图

Fig. 8 Heating capacity change of the system

在环境含湿量 4.0 g/kg , 再生热水温度 $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 的工况下,运行时间对系统加湿量 D_{ave} 和热力性能系数 COP_{th} 的影响如图 9 所示。从图中可以看出,当运行时间从 8 min 增加至 20 min 时,系统加湿量 D_{ave} 和热力性能系数 COP_{th} 均随时间的延长先增大后减小。运行时间为 8 min 时,由于干燥剂再生时间较短,再生效果较差,导致系统加湿量 D_{ave} 和系统热力性能系数 COP_{th} 均较小;当运行时间为 12 min 时,潮湿干燥剂再生较为完全,其释放水分较多,因此,加湿量 D_{ave} 增大,系统热力性能系数 COP_{th} 提高,系统性能表现最佳;但当运行时间继续增加时,尽管干燥剂可以实现更为彻底的再生,但是在再生的后半阶段干燥剂释放到再生空气中的水分极少,导致系统整体加湿量降低,从而影响热力性能系数 COP_{th} 。因此确定系统最佳运行时间为 12 min。

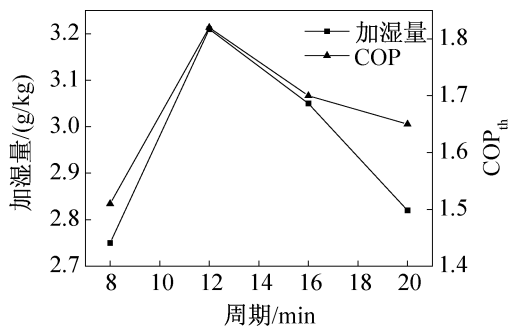


图 9 运行时间对系统加湿量和 COP_{th} 的影响

Fig. 9 Effect of running time on moisture addition and COP_{th}

当再生热水温度 $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 运行时间 12 min 时,空气进口含湿量对系统加湿量 D_{ave} 和热力性能系数 COP_{th} 的影响如图 10 所示。图中结果显示,系统加湿量 D_{ave} 和热力性能系数 COP_{th} 均随空气进口含湿量增大而提高。空气进口含湿量越大,干燥剂在除湿过程中吸附的水分越多。因此,当该除湿换热器进入再生模式时,其释放到空气中的水分也就越多,即空气出口含湿量越大,系统加湿量 D_{ave} 和热力性能系数 COP_{th} 均随之提高。在测试工况下,当空气进口含湿量为 4.0 g/kg 时,系统性能最好,加湿量 D_{ave} 和热力性能系数 COP_{th} 分别为 3.21 g/kg 和 1.82 。

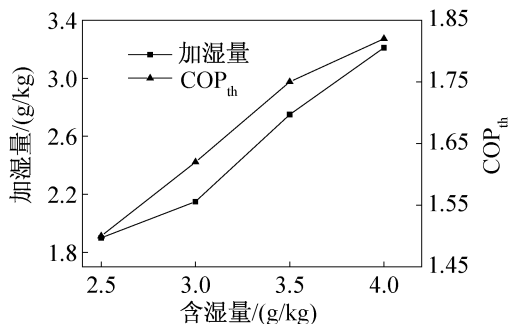


图 10 进口空气含湿量对系统加湿量和 COP_{th} 的影响

Fig. 10 Effect of inlet humidity ratio on moisture addition and COP_{th}

5 结论

本文介绍了太阳能驱动的除湿空调系统在冬季采暖加湿的运行原理和实验装置,并在冬季低温低湿工况下进行了相关测试,环境空气温度和相对湿度分别为 $12.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 51.3% (含湿量 4.33 g/kg);再生热水水温保持在 $42.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右,冷却水温保持在 $11 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右。对实验结果的分析表明:

1) 太阳能驱动的除湿空调系统设备较为简单,具有解决传统空调冬季送风干燥问题的潜力;

2) 太阳能驱动的除湿空调系统所需再生热水温度较低,实验结果显示当再生热水温度为 $42 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,能够满足系统再生热量的需求,同时可以将环境空气温度从 $12.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高至 $31.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

3) 太阳能驱动的除湿空调系统能够实现冬季工况下的加湿,并且在该测试工况条件下,系统平均加湿量 D_{ave} 为 3.4 g/kg 。尽管该系统中空气出口绝对含湿量增加,但送风温度 ($31.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$) 高于我国冬季工况下空调的送风标准,相对湿度 (28.1%) 略低于我国冬季工况下空调的送风标准 ($t = 18 \sim 24 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{RH} = 30\% \sim 60\%$)。在系统运行测试工况条件下,热力性能系数 COP_{th} 可以达到 2.0 左右;

4) 系统加湿量 D_{ave} 和热力性能系数 COP_{th} 随系统运行时间的延长先增大后减小, 最佳运行时间为 12 min, 系统加湿量 D_{ave} 和热力性能系数 COP_{th} 随空气进口含湿量的增大而提高。

在后续研究过程中, 考虑通过增加干燥剂量或增大换热器面积等方法提高吸附量, 从而增大出口相对湿度; 确定最佳再生热水温度, 解决因再生模式和除湿模式切换引起的再生过程中高温高湿送风混入除湿过程中产生的低温低湿排气问题, 在保证出口空气含湿量的同时可以提供舒适的送风温度。

本文受上海市青年科技启明星计划(14QA1402200)项目资助。(The project was supported by Shanghai Science and Technology Development Funds (No. 14QA1402200).)

参考文献

- [1] La D, Dai Y J, Li Y, et al. Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010, 14(1): 130-147.
- [2] Ling J, Hwang Y, Radermacher R. Separate sensible and latent cooling [M]. London: Desiccant-Assisted Cooling. 2014: 143-187.
- [3] 谢海敏. 空调系统中的除湿技术及其节能分析[J]. 应用能源技术, 2008(4): 35-40. (XIE Haimin. Air-conditioning dehumidification technology and analysis of energy-saving [J]. *Applied Energy Technology*, 2008(4): 35-40.)
- [4] Capozzoli A, Mazzei P, Minichiello F, et al. Hybrid HVAC systems with chemical dehumidification for supermarket application [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(8/9): 795-805.
- [5] Nayak S, Ray S, Reinhard R. Second generation integrated combined heat and power engine generator and liquid desiccant system [C]//Proceedings of IMECE04. Anaheim, 2004:469-476.
- [6] Lazzarin R M, Castellotti F. A new heat pump desiccant dehumidifier for supermarket application [J]. *Energy and Buildings*, 2007, 39(1): 59-65.
- [7] Daou K, Wang R Z, Xia Z Z. Desiccant cooling air conditioning: a review [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2006, 10(2): 55-77.
- [8] Enteria N, Mizutani K. The role of the thermally activated desiccant cooling technologies in the issue of energy and environment [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011, 15(4): 2095-2122.
- [9] 王全学, 冯毅, 汪立军, 等. 吸附除湿制冷空调系统的研究现状及发展趋势[J]. 制冷学报, 1997, 18(4): 33-39. (WANG Quanyue, FENG Yi, WANG Lijun, et al. Present status and tendency of the desiccant cooling cycle [J]. *Journal of Refrigeration*, 1997, 18(4): 33-39.)
- [10] 代彦军, 腊栋. 转轮式除湿空调研究与应用最新进展 [J]. 制冷学报, 2009, 30(4): 1-8. (DAI Yanjun, LA Dong. Rotary desiccant air conditioning systems: a state-of-the-art review [J]. *Journal of Refrigeration*, 2009, 30(4): 1-8.)
- [11] Preisler A, Brychta M. High potential of full year operation with solar driven desiccant evaporative cooling system [J]. *Energy Procedia*, 2012, 30(1): 668-675.
- [12] Li H, Dai Y J, Li Y, et al. Case study of a two-stage rotary desiccant cooling/heating system driven by evacuated glass tube solar air collectors [J]. *Energy Buildings*, 2012, 47(3): 107-112.
- [13] 黄溢, 江宇, 葛天舒, 等. 一种新型热湿独立控制系统冬季工况下的实验研究 [J]. 制冷学报, 2014, 35(2): 87-93. (HUANG Yi, JIANG Yu, GE Tianshu, et al. Performance analysis of a novel temperature and humidity independent control system under winter conditions [J]. *Journal of Refrigeration*. 2014, 35(2): 87-93.)
- [14] Ge T S, Dai Y J, Wang R Z. Experimental comparison and analysis on silica gel and polymer coated fin-tube heat exchangers [J]. *Energy*, 2010, 35(7): 2893-2900.
- [15] Ge T S, Dai Y J, Li Y, et al. Simulation investigation on solar powered desiccant coated heat exchanger cooling system [J]. *Applied Energy*, 2012, 93(5): 532-540.
- [16] Zhao Y, Ge T S, Dai Y J, et al. Experimental investigation on a desiccant dehumidification unit using fin-tube heat exchanger with silica gel coating [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 63(1): 52-58.

通信作者简介

葛天舒, 女, 博士, 副教授, 上海交通大学制冷及低温工程研究所, 021-34206335, E-mail: baby_wo@sjtu.edu.cn。研究方向: 固体除湿, 传热传质, 太阳能。

About the corresponding author

Ge Tianshu, female, Ph. D., associate professor, Institute of Refrigeration & Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, +86 21-34206335, E-mail: baby_wo@sjtu.edu.cn. Research fields: solid desiccant dehumidification, heat and mass transfer, solar energy.