文章编号：1673 5196(2007)04 0063 04

回热型吸附式空调样机的改进及性能试验

李金平[1]，袁 吉[1]，王林军[1]，王如竹[2]，吴静怡[2]，许煜雄[2]

(1. 兰州理工大学 流体机械与动力工程学院，甘肃 兰州 730050；2. 上海交通大学 制冷与低温工程研究所，上海 200030)

摘要：为了研究改造后的回热型吸附式空调样机对低温余热的利用效率，结合一个试验循环分析系统的稳定热源、冷却水负荷、吸附床工作状况、蒸发器温度控制、样机性能等方面，发现样机在基本稳定的热源驱动下，系统中的各个热力参数的复现性及相对于半周期的对称性良好；利用105 ℃的低温余热，改造后样机的制冷系数(COP)和单位质量吸附剂制冷功率(SCP)分别可以达到0.492和124 W/kg.另外，在吸附床传热传质方面还具有提高样机性能的较大潜力.

关键词：制冷；空调；吸附；回热；性能试验

中图分类号：TB61 **文献标识码**：A

Performance tests of improved backheat adsorptive type prototype of air conditioner

LI Jin-ping[1]，YUAN Ji[1]，WANG Lin-jun[1]，WANG Ru-zhu[2]，WU Jing-yi[2]，XU Yu-xiong[2]

(1. College of Fluid Power and Control，Lanzhou Univ. of Tech.，Lanzhou 730050，China；2 Institute of Refrigeration and Cryogenics，Shanghai Jiaotong University，Shanghai 200030，China)

Abstract：In order to investigate utilization performance of low-temperature exhausted heat of the improved backheat-adsorptive-type air conditioner prototype，the following system performances such as stability of heat sources，cooling water load，working conditions of absorber，temperature control of evaporator and prototype performance were analyzed through experiment in a cycle. It was found that the system parameters had good repetitability and symmetry about half cycle time，and the prototype had steady performance. When the heating temperature was 105 ℃，the refrigeration performance and refrigeration power of adsorbent of unit mass were 0.492 and 124 W/kg，respectively. Nevertheless，it would still be of great potential for the performance improvement of the prototype to enhance heat transfer and mass transfer in adsorbent beds.

Key words：refrigeration；air-conditioning；adsorption；backheating；performance experiment

关于回热型吸附式空调样机的性能国内外已经有许多学者[1~3]对此进行了探讨和研究.上海交通大学王如竹教授等人也研制成功了回热型吸附式空调样机[4,5]，一些学者也已经从改造后样机的试验性能[6]、动态特性[7]、循环特性与动态性能[8,9]等各方面进行了研究，积累了大量的知识和丰富的经验.

为了推动回热型吸附式空调样机的产业化，并且对回热型吸附式空调系统性能进行深入研究，对原有的回热型吸附式空调样机进行改造[10]，并在改造后的样机上做了大量试验，对其性能进行分析，以确保结构改造后的样机性能.本文将以其中的一个回热循环为例，对试验现象和样机性能进行分析.

1 试验现象分析

由回热型吸附式空调原理可知，回热型吸附式空调系统中有三个热源，即高温热源(加热器)、环境(冷却塔)和低温热源(冷媒水).在这三个热源的作用下，两吸附床以180°反相交替运行，解吸刚结束的热床和吸附刚结束的冷床可实现回热.由于各个循环中吸附床和解吸床相对于半循环周期运行的对

收稿日期：2006-08-31

基金项目：国家自然科学青年基金(50606015)，甘肃省自然科学基金(3ZS062-B25-032)

作者简介：李金平(1977)，男，宁夏中宁人，博士，副教授.

(C)1994-2020 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

称性,所以在基本稳定热源驱动下,系统中的各个热力参数的复现性及相对于半周期的对称性就成为评价回热型吸附式空调系统建模、设计、构建成功及系统稳定运行的前提.

1.1 稳定热源

本回热型吸附式空调样机中,高温热源的传热流体是水,热量由额定供热量为44 kW的导热油电加热炉间接提供.导热油电加热炉是试验条件下对低温余热的模拟,通过设定导热油电加热炉的加热温度,间接地对流经油水板式换热器的水近似的恒温加热.试验的过程中,导热油电加热炉的设定温度是105 ℃,它可以将流过板式换热器1 bar以上的水加热到105 ℃.

系统中冷却水来自冷却塔,冷却水温度通过调节冷却水流量以及开/停冷却塔上的冷却风机来控制.冷媒水来自空调冷水箱,空调冷水箱中的水温由安置在空调冷水箱中电加热器控制.

图1给出了两个循环周期(循环周期56 min)内吸附床循环水进口温度、冷却水进口温度、冷媒水进口温度随时间的变化关系.前半个周期中,前3 min吸附刚结束的冷床B和解吸刚结束的热床A进行回热,A床循环水温迅速降低,B床循环水温迅速升高;接着的25 min,冷却A床同时加热B床,A床循环水进口温度迅速降低并维持在22 ℃左右直至A床吸附完毕,B床循环水进口温度迅速升高并维持在设定温度105 ℃左右直至B床解吸完毕.后半个循环中,A床和B床的运行状态交换.如此周而复始.

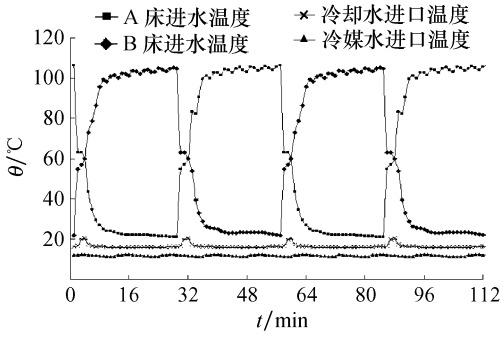

图1 三热源温度随时间的变化关系

Fig. 1 Temperature variation of three heat reservoirs

外冷却水进口温度除了在回热的时候由于关闭冷却水泵升高外,其余时刻持续稳定在16 ℃左右.冷媒水进口温度则持续稳定在12 ℃左右.由上所述,可以认为本样机有三个基本稳定的热源.这为系统中的各个热力参数的复现性以及相对于半周期的对称性提供了良好的前提.

1.2 冷却水负荷

从冷却塔进入系统的冷却水经过冷水泵后分别进入冷凝器和冷却器,带走系统的冷凝热及吸附热.图2给出了两个循环周期中外冷却水进口温度、冷却器冷水出口温度以及冷凝水出口温度.

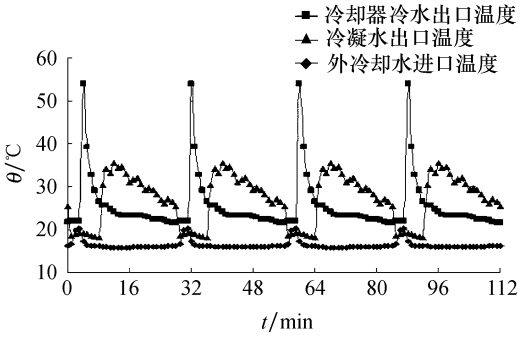

图2 冷却水温度随时间的变化关系

Fig. 2 Temperature variation of water coolant

半个循环周期(28 min,其中回热3 min,加热吸附床(冷却吸附床)5 min,加热解吸(冷却吸附)20 min)中,由于回热刚结束时热床温度以及储存在管路中的水温度都比较高,导致冷水出口温度飞升,在图上表现为很陡的尖峰形状,此时冷却器过载.而后由于冷却水的持续作用,热床的温度迅速降低,变成冷床后开始吸附,放出的吸附热源源不断地通过冷却器传给冷却水,随着吸附量的减小,吸附热也相应减少,表现在图中便是冷却器冷水出口温度的先急剧降低然后缓慢下降.

对于冷凝水,起始的3 min由于回热,冷水泵停止运行,冷凝水出口温度几乎不变.而后的5 min虽然开启冷水泵,但是没有冷凝负荷,冷凝水的温度也基本不变.随后的20 min,热床开始解吸,负荷遽然增大,导致冷凝水出口温度猛然升高,随着解吸量的减少,冷凝水出口温度逐渐降低.

从上面对冷却器以及冷凝器半周期工作分析可知,冷却器和冷凝器的负荷是随时间而改变的.例如回热过程冷却器和冷凝器都近似零负荷运行;冷却吸附床过程中冷却器超载运行,而冷凝器仍近似零负荷运行;中间吸附过程冷却器正常承载,冷凝器也正常承载.另外,由图2中以及测得试验数据计算出,半周期内冷却器带走的吸附床的显热和吸附热总共约为4 607 kJ,冷凝器带走的冷凝热约为4 156 kJ,冷却器与冷凝器的负荷比约为1.11.这说明冷却器的热负荷稍大于冷凝器中的热负荷.这与文献[4]中模型算例得到的仅吸附热就是冷凝热1.72倍,以及文献[7]中得到的与文献[4]中算例相吻合的结论差别比较大.

(C)1994-2020 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

1.3　吸附床的工作过程

样机中吸附床采用壳管式换热器, 在壳程的肋片之间充填了 26 kg 的椰壳活性炭, 连同传热传质通道床总质量约 117 kg. 吸附床金属热容比和吸附床滞留传热介质热容比非常低, 分别为 1.66 和 1.83[5].

图 3 给出了两吸附床中温度、压力随时间的变化关系. 从图中可以看出, 两吸附床的温度变化与图 1 中吸附床各自循环水的进口温度变化非常相似, 升、降温速度都比较快. 这说明吸附床传热性能好, 预示着吸附制冷功率比较大. 然而, 半周期中吸附床达到的最高温度只有 85 ℃左右, 与热流体的最高设定温度 105 ℃相比, 仍然存在较大差距, 吸附床传热传质优化设计仍然有改进余地.

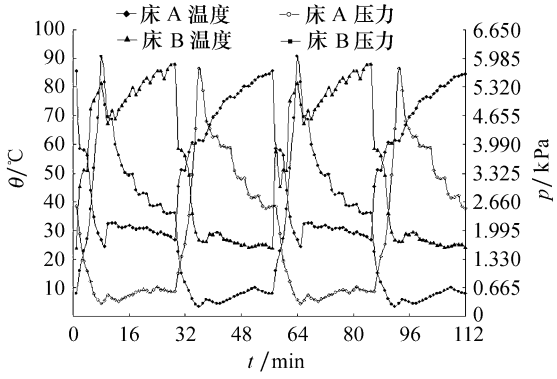

图 3　两床温度、压力随时间的变化关系

Fig. 3　Temperature and pressure variation of two beds

另外, 从图中也可以看出, 半周期中热床压力在解吸之前达到最大值, 开始解吸时压力猛然下降, 以后下降的速度逐渐减小. 这与冷凝器负荷的变化相吻合. 而冷床压力在解吸之前降到最低点, 开始吸附时压力先稍有回升, 接着有所下降, 以后缓慢升高. 这与吸附时蒸发器中的温度压力变化以及吸附热的生成是相对应的.

1.4　蒸发器的温度控制

甲醇作为吸附式制冷常用的一种制冷剂, 5 ℃时的蒸发压力为 5.7 kPa. 如果采用壳管式或板式换热器, 沿程流阻的影响很大, 吸附床吸附时需要克服这些阻力, 使得制冷剂运行过程中的吸附压力变小, 也就相当于系统工作在更低的蒸发温度下, 严重影响了制冷性能. 而采用满液式蒸发器, 制冷剂的液柱静压, 使蒸发温度上升, 同样影响制冷性能, 一般仅能适用于蒸发量较小的系统. 为此, 该样机吸取吸收式制冷中的方法, 采用了喷淋式蒸发器, 制冷剂通过磁力泵循环喷洒到冷媒水管上, 在管表面蒸发, 流阻很小[5].

同时为了保证冷媒水进口温度比较恒定, 在空调冷水箱中安装了电加热器, 适时地通过开停电加热器把冷媒水进口温度控制在 12 ℃左右, 为模拟典型的空调工况奠定了基础.

图 4 给出了蒸发温度和冷媒水温度随时间的变化关系. 从图中可以看出, 吸附开始时由于吸附速度大, 甲醇在蒸发器中蒸发吸热, 蒸发温度骤然下降. 接着随着吸附速率的减小和与冷媒水的持续换热, 蒸发温度逐渐回升. 同时, 也可以看出, 循环中对冷媒水进口温度的控制是很成功的.

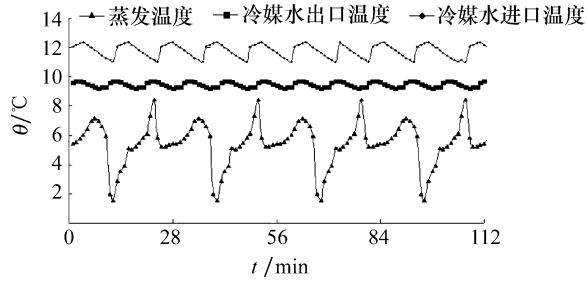

图 4　蒸发温度和冷媒水温度随时间的变化

Fig. 4　Evaporation temperature and refrigerant temperature variation

总之, 从上面的分析可以看出, 在基本稳定热源的作用下, 系统中的各个热力参数的复现性以及相对于半周期的对称性是比较好的.

2　样机的试验性能指标

吸附空调系统性能指标一般由制冷系数 COP 和单位质量吸附剂制冷功率 SCP 来衡量. 它们的定义是:

$$\mathrm{COP} = \frac{Q_{\mathrm{ref}}}{Q_{\mathrm{h}}} \tag{1}$$

$$\mathrm{SCP} = \frac{Q_{\mathrm{ref}}}{\Delta t\, m_{\mathrm{a}}} \tag{2}$$

式中: Q_{ref} 为循环制冷量, Q_{h} 为总耗热量, Δt 为循环时间, m_{a} 为吸附剂的质量.

在试验中 Q_{ref} 由冷媒水的质量流量 $q_{m,\mathrm{cw}}$ 与冷媒水进出口平均温差 ΔT_{cw}、水的比热 C_{cw} 及循环时间 Δt 的乘积确定, 即

$$Q_{\mathrm{ref}} = q_{m,\mathrm{cw}} C_{\mathrm{cw}} \Delta T_{\mathrm{cw}} \Delta t \tag{3}$$

总耗热量 Q_{h} 由试验操作过程记录的油水换热器处热水平均流量 $q_{V,\mathrm{hw}}$、热水进出口平均温差 ΔT_{hw}、水的比热 C_{cw} 及循环时间 Δt 的乘积确定, 即

$$Q_{\mathrm{h}} = q_{m,\mathrm{hw}} C_{\mathrm{cw}} \Delta T_{\mathrm{hw}} \Delta t \tag{4}$$

经计算, 在工况(加热温度 105 ℃, 环境温度 16 ℃, 冷媒水进口温度 12 ℃, 回热时间 3 min, 半周期 28 min) 下, 由实验测试可以得到, COP = 0.492,

(C)1994-2020 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

SCP=124 W/kg. 这些性能指标介于文献[11]中表5得到循环周期分别为40 min(COP=0.472, SCP=151 W/kg)和50 min(COP=0.590, SCP=116 W/kg)的对应性能指标. 这从侧面一方面说明了该样机性能比较稳定,另一方面标志着样机的改造成功.

3 结论

为了推动回热型吸附式空调样机的产业化,对原有的回热型吸附式空调样机进行了改造,并在改造后的样机上做了大量的性能试验分析,结果表明,改造后的样机在基本稳定的热源驱动下,系统中的各个热力参数的复现性以及相对于半周期的对称性良好;改造后样机继续保持了原样机的稳定性能,利用105 ℃的低温余热,改造后样机的制冷系数(COP)和单位质量吸附剂制冷功率(SCP)分别可以达到0.492和124 W/kg. 另外,在吸附床传热传质方面还具有提高样机性能的较大潜力.

致谢:本文得到甘肃省"西部之光"访问学者计划和兰州理工大学博士基金(SB06200503)的资助,在此表示感谢.

参考文献:

[1] DOUSS N, MEUINER F E, SUN L M. Redictive model and experimental result for a two adsorption heat pump[J]. Industrial & Engineering Chemistry Research, 1988, 27(2): 310-316.

[2] CACCIOLA G, RESTUCCIA G. Progress on adsorption heat pumps[J]. Heat Recovery Systems & CHP, 1994, 14(1): 409-420.

[3] WANG R Z. Performance improvement of adsorption cooling by heat and mass recovery operation[J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(7): 602-611.

[4] 归宇斌. 回热型吸附空调性能研究[D]. 上海: 上海交通大学, 1999.

[5] 吴静怡. 连续回热型吸附式空调/热泵机组的循环特性及其实验研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2000.

[6] 归宇斌, 王如竹, 吴静怡, 等. 回热型吸附式空调样机实验研究[J]. 制冷学报, 2001, 22(3): 356-362.

[7] 归宇斌, 王如竹, 吴静怡, 等. 回热型吸附式空调动态特性[J]. 上海交通大学学报, 2002, 366(2): 185-187.

[8] 吴静怡, 王如竹, 许煜雄. 连续回热型吸附式空调/热泵循环特性与动态性能(I)模型与仿真[J]. 化工学报, 2002, 53(2): 144-149.

[9] 吴静怡, 王如竹, 许煜雄. 连续回热型吸附式空调/热泵循环特性与动态性能(II)结果与讨论[J]. 化工学报, 2002, 53(2): 150-155.

[10] 李金平, 袁 吉, 王如竹, 等. 活性炭甲醇回热型吸附式空调样机的改造和调试[J]. 兰州理工大学学报, 33(3): 61-64.

[11] WANG R Z, WU J Y, XU Y X, *et al*. Performance researches and improvements on heat regenerative adsorption refrigerator and heat pump[J]. Energy Conversion and Management, 2000, 42(2): 233-249.

(C)1994-2020 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net