

文章编号: 1005-0329(2005)04-0053-06

# 地下水源热泵户式中央空调冷凝热回收试验研究

胡张保<sup>1</sup>, 张宪坤<sup>2</sup>, 王乐轩<sup>3</sup>, 刘亚纳<sup>1</sup>, 张百良<sup>1</sup>

(1 河南农业大学, 河南郑州 450002; 2 河南绿源制冷有限公司, 河南郑州 450000; 3 郑州大学, 河南郑州 450002)

**摘 要:** 介绍了带冷凝热回收的地下水源热泵户式中央空调的工作原理和所设计样机的构成, 并对其在地源制冷兼制热水、地源制热兼制热水和单独制热水三种模式下进行了测试。在此基础上绘出了冷凝热回收制热水对样机系统重要参数的影响曲线, 并对实验结果进行了分析。

**关键词:** 户式中央空调; 冷凝热回收; 地下水源热泵

**中图分类号:** TQ051.5      **文献标识码:** A

## Experimental Research on GWHP Household Central Air-conditioning Systems Condensing Heat Recovery

HU Zhang-bao<sup>1</sup>, ZHANG Xian-kun<sup>2</sup>, WANG Le-xuan<sup>3</sup>, LIU Ya-na<sup>1</sup>, ZHANG Bai-liang<sup>1</sup>

(1. Henan Agricultural University, Zhengzhou 450002, China; 2. Henan Lvyuan Refrigeration Co., Ltd., Zhengzhou 450000, China; 3. Zhengzhou University, Zhengzhou 450002, China)

**Abstract:** Operation principle of the GWHP household central air-conditioning systems with condensing heat recovery and composition of the sample unit are introduced in this paper; then experimenting on it in three modes of groundwater cooling and hot water supply, groundwater heating and hot water supply and single hot water supply, what's more, the important parameters' affection curves of condensing heat recovery for hot water supply on sample unit system are made and the experimental results are analysed.

**Key words:** household central air-conditioning systems; condensing heat recovery; groundwater heat pump

### 1 引言

户式中央空调的制冷机组在制冷工况下运行时要向大气环境排放大量的冷凝热, 通常冷凝热可达制冷量的 1.15~1.3 倍, 造成了较大的能源浪费且污染环境。国内外对于大型的商用空调制冷机组通过技术改造已经开始应用冷凝热回收技术, 但对于小型的家用热泵空调冷凝热回收的产品并不多见<sup>[1]</sup>。

在压缩机排气口处设置冷凝热回收装置制取生活热水是当前风源、水源、地源热泵等大型或中小型(户式)中央空调中重要的节能技术。设置冷凝热回收制热水可以实现一机多功能——供冷、供暖、供热水。供冷、供暖循环相互之间的影响已有很多的研究, 但设置冷凝热回收供生活热水对

供冷、供暖影响的研究并不多见。针对以上问题, 在河南绿源制冷有限公司和(韩国)金星空调有限公司的协助下, 笔者对地下水源热泵户式中央空调冷凝热回收样机进行了设计、制作以及试验研究。

### 2 样机的设计和制作<sup>[2,3]</sup>

试验样机的工作原理如图 1 所示。该压缩机为单相涡旋式压缩机, 额定输入功率为 2.2kW; 系统使用冷媒为 R22; 在压缩机出口、四通阀前设置了内置热水箱(内置冷凝热回收水箱的简称), 其外形体积为 500mm×350mm×225mm(不含保温材料), 净容量为 38L, 此热水箱又被称为内套管过热式热回收水箱, 其结构如图 2 所示。

收稿日期: 2004-09-15

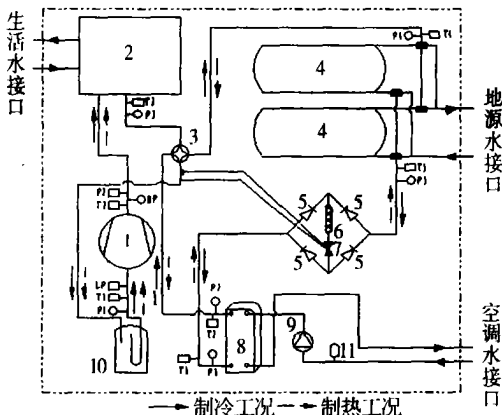


图1 样机系统示意

1 压缩机; 2 内置热水箱; 3 四通换向阀; 4 套管式换热器; 5 单向阀; 6 过滤干燥器; 7 热力膨胀阀; 8 板式换热器; 9 水泵; 10 气液分离器; 11 压力膨胀罐; 12  $P_1 \sim P_7$  为压力测点;  $T_1 \sim T_7$  为温度测点

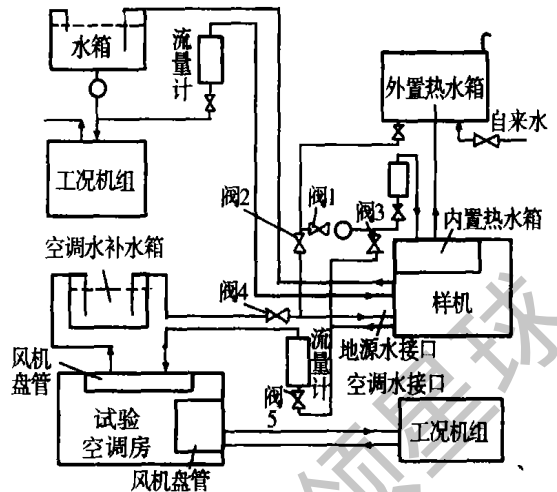


图3 试验系统示意

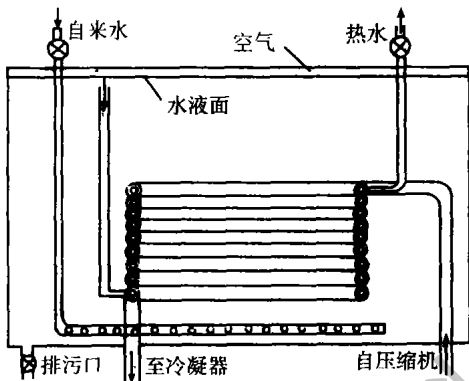


图2 内套管冷凝热回收水箱

### 3 试验过程

#### 3.1 测试点的布置

在压缩机进出口、内置热水箱出口、套管式换热器进出口、板式换热器进出口分别放置了7个压力采集点和温度采集点。测试点布置见图1。在套管式换热器进出口、板式换热器进出口、内置热水箱进出口、内置热水箱水位中层、外置热水箱水位中层分别放置了8个温度采集点。

#### 3.2 测试系统

测试系统如图3所示。其中地源水工况机组为GAC-051D(R)户式风冷冷(热)水机组,模拟水温度为 $18^\circ\text{C}$ (以郑州地下100m水温为参考);空调水工况机组为GAI(O)-100BR风冷管道式空调机组;外置热水箱外形体积为 $600\text{mm} \times 600\text{mm} \times 600\text{mm}$ (不含保温材料),净容量为211.7L,箱体是由2mm厚的不锈钢板氩弧焊接而成,保温材料采用的是10mm的PE

### 4 试验结果与分析

分析冷凝热回收机组的效率时应将制冷量或制热量和回收热量综合考虑,用系统能效比  $EER_T$  表示<sup>[4]</sup>。这是比较合理的,是体现冷凝热回收机组优越性的关键指标。

$$EER_T = (q_c + q_r) / w_0$$

式中  $q_c$ ——制冷量或制热量, kW  
 $q_r$ ——回收热量, kW  
 $w_0$ ——输入功率, kW

#### 4.1 地源制冷兼制热水模式(夏季)

其工作原理如图1实线箭头所示。外部管子连接见图3。此模式下,阀2和阀3关闭,阀1、阀4和阀5打开,内置热水箱和外置热水箱在水泵的作用下循环加热热水,两水箱总的有效容积约为250L。图4所示为内、外水箱为250L、水温升为 $20^\circ\text{C}$ ( $21 \sim 41^\circ\text{C}$ )耗用时间与循环水流量的变化曲线。

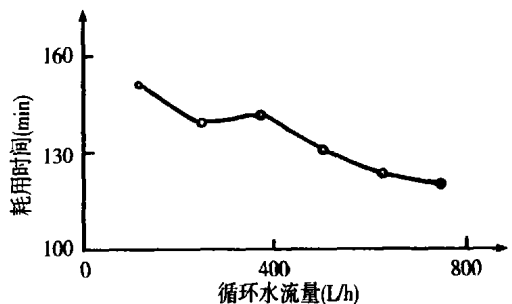


图4 耗用时间随生活热水循环水流量变化曲线(夏季)

图4表明,随着循环水流量的增加,耗用时间

有所减少,当循环水流量增大到 625L/h 后,耗用时间减少的速度趋于平缓。所以本工况以下所有图表的数据都是在此流量条件下测得和计算出来的。

由图 5 可以看出,外置热水箱水温曲线在前 80min 斜率较大,即水温升高较快;在第 80min 后水温曲线斜率较小,即水温升高的速度减缓。总体上外置热水箱水温呈减速升温趋势。内置热水箱进出水温差也存在同样的变化规律,曲线总体呈下降趋势,但在前 80min 进出水温差较大,而后趋于稳定。

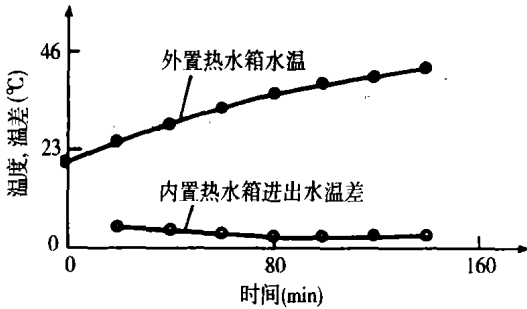


图 5 外置热水箱水温及内置热水箱进出水温差随时间的变化曲线(夏季)

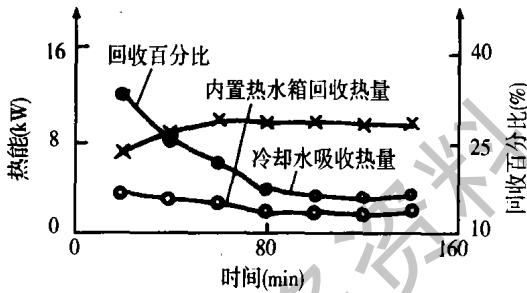


图 6 各部分冷凝热随时间的变化曲线(夏季)

图 6 中,冷却水吸收热量由最初的 7.09kW 上升到第 80min 的 9.42kW 而趋近于稳定;内置热水箱回收的热量由最初的 3.63kW 下降到第 80min 的 2.03kW 而趋近于稳定;冷凝热回收百分比曲线也是由最初的 33.8% 下降到第 80min 的 17.73%,而后趋近于平稳。可见这 5 个参数之间存在着紧密的对应关系。这五个参数的这种变化规律主要有以下几方面原因:

(1)当水温小于冷凝温度时,内置热水箱内的水不仅吸收冷媒的显热而且还吸收部分潜热,随着水温的升高,逐渐接近并超过冷凝温度,这时就只能吸收冷媒的显热;

(2)随着内置热水箱回收热量负荷的减小,而冷却水吸收热量负荷增大,进而冷却水温升高、冷凝压力增大,造成制冷量下降;

(3)水温与环境温度差距拉大,造成内、外置热水箱表面热损增大。

图 7 为高压端 3 个温度参数随时间的变化曲线。压机排气温度稳定在 80℃左右(有些偏高);冷凝温度和过冷温度曲线也相当平稳,由此可知机组运行非常稳定。过冷度稳定在 10℃左右,有些偏大<sup>[5]</sup>,以后做此类机组设计时应特别注意。

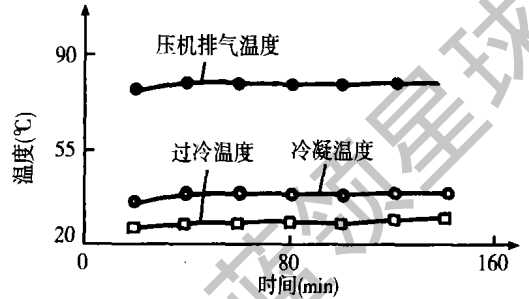


图 7 高压端温度随时间的变化曲线(夏季)

图 8 为低压端 3 个温度参数随时间的变化曲线。蒸发温度在 6.4~7.7℃之间浮动,变化并不大;过热温度和压机吸气温度波动较大,其主要是受地源水负荷以及环境温度的影响。图 9 为样机性能随时间的变化曲线。

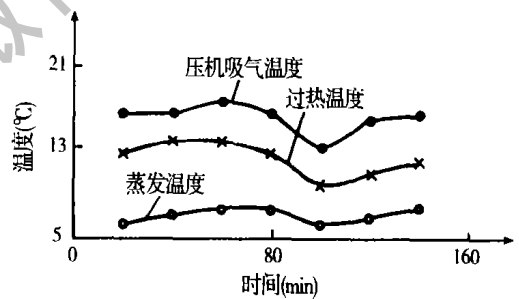


图 8 低压端温度随时间的变化曲线(夏季)

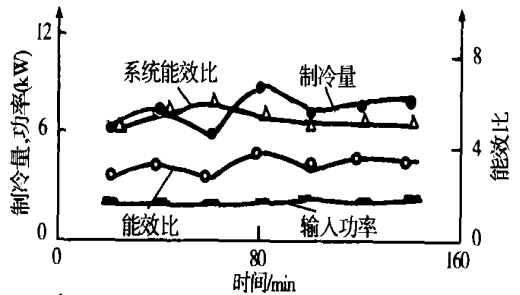


图 9 样机性能随时间的变化曲线(夏季)

压机输入功率稳定在 2.1kW 左右,这与冷凝温度和蒸发温度的稳定是分不开的;制冷量波动较大,但总的趋势是随着时间的增加而增加。可见冷凝热回收制热水对机组的制冷量是有影响的。能效比的变化曲线也说明了这一点,COP 值在 3~4 之间波动。系统能效比相对较稳定,最高

为 6.03, 最低为 4.92。由此可知, 在制冷工况下, 热泵机组添加冷凝热回收功能以后, 可能会损失部分制冷量, 但所获得的总能量有较大提高。

4.2 地源制热兼制热水模式(冬季)

其工作原理如图 1 虚线箭头所示, 外部管子连接见图 3。此模式下, 阀 2 和阀 3 关闭, 阀 1、阀 4 和阀 5 打开; 内置热水箱与外置热水箱采用循环加热热水, 有效容积约为 250L; 内置热水箱与板式换热器为两个串连的冷凝器, 共同吸收冷凝热, 内置热水箱吸收冷凝热加热生活热水, 板式换热器吸收冷凝热供房间采暖。图 10 为内、外水箱为 250L、水温升为 30℃(21~51℃)耗用时间随循环水流量的变化曲线。图 10 表明, 随着循环水流量的增大, 耗用时间迅速减少, 当循环水流量增大到 500L/h 后耗用时间减少的速度趋于平缓。为了与地源制冷兼制热水模式的循环水流量保持一致, 此模式以下数据也都是在 625L/h 流量条件下测试和计算出来的。

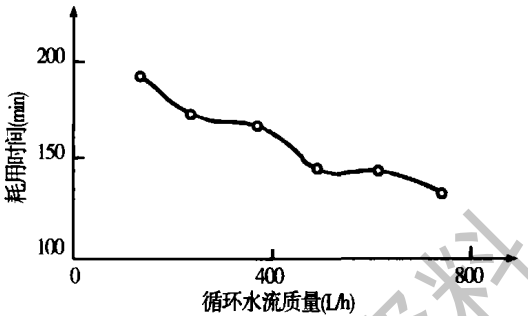


图 10 耗用时间随生活热水循环水流量变化曲线(冬季)

图 11 为外置热水箱水温及内置热水箱进出水温差随时间的变化曲线; 图 12 为各部分冷凝热随时间的变化曲线(两图中 5 个参数的变化规律与图 5, 6 基本一样)。从图 12 中回收百分比曲线中也可以看出, 在第 20min 时内置热水箱回收的热量占总冷凝热的 45.46%, 将近一半的冷凝热用于加热热水, 即使到第 180min 时仍占到 20.93%。回收热量较大主要是因为此模式下冷凝温度和排气温度较高, 从而导致内置热水箱内冷媒与水平均温差较大的缘故。同时也应注意到, 回收热量较大将会对房间的采暖产生影响, 所以当设计人员在设计热回收换热器时要合理确定换热面积, 既要保证加热热水时间不能太长, 又要保证满足空调房间的最低负荷(也可通过合理安排时间段来缓解这一矛盾)。

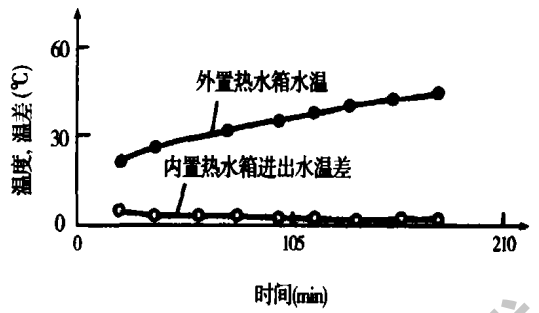


图 11 外置热水箱水温及内置热水箱进出水温差随时间的变化曲线(冬季)

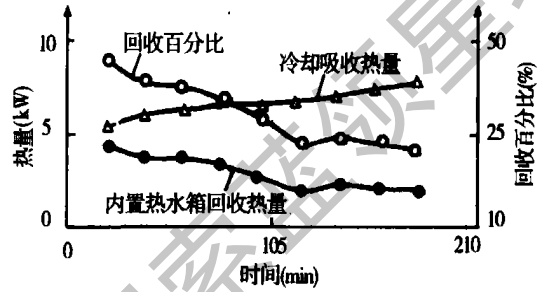


图 12 各部分冷凝热随时间的变化曲线(冬季)

图 13 为高压端 3 个温度参数随时间的变化曲线。冷凝温度、过冷温度和压机排气温度 3 条曲线随时间的增加而平稳上升, 这是因为空调水负荷随时间逐步增大导致冷却水温度升高的缘故。同时也可以看到过冷度一直维持在 8℃左右, 相对于地源制冷兼制热水模式有所下降。总的来说高压端运行还比较稳定。

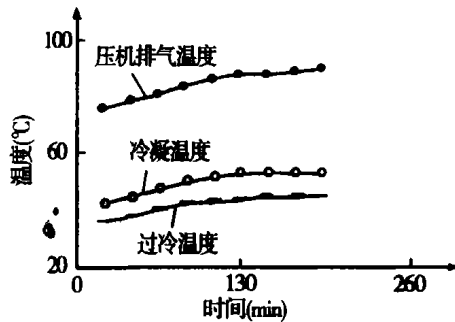


图 13 高压端温度随时间的变化曲线(冬季)

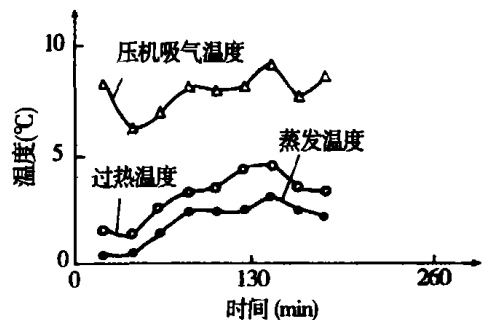


图 14 低压端温度随时间的变化曲线(冬季)

图 14 为低压端 3 个温度参数随时间的变化曲线。3 条曲线随时间缓慢上升,但幅度并不很大;蒸发温度有些偏低,最低为  $0.5^{\circ}\text{C}$ ,最高为  $2.5^{\circ}\text{C}$ ,这主要是因为在此模式下套管式换热器换热负荷有些偏小。

图 15 为输入功率和系统能效比随时间的变化曲线。输入功率随时间的增加而增加,由最初的  $2.13\text{kW}$  上升至  $2.56\text{kW}$ ,这主要是由冷凝温度的升高所引起的(从图 13 中可以看出,冷凝温度由  $42^{\circ}\text{C}$  上升到  $52.7^{\circ}\text{C}$ )。系统能效比随时间的增加而逐步降低,在初始阶段系统能效比高达 4.66,在末尾阶段为 3.79,基本等于在性能试验中测得的制热工况的能效比。可见在整个过程中带冷凝热回收的机组优于不带冷凝热回收的机组。

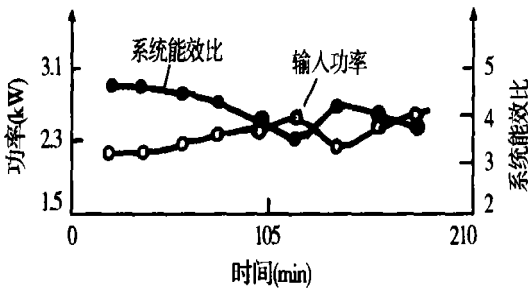


图 15 样机性能随时间的变化曲线(冬季)

### 4.3 单独制热水模式(春季和秋季)

单独制热水模式是在地源制热工况下运行的,其工作原理如图 1 虚线箭头所示。外部管子连接见图 3。此模式下,阀 1、阀 4 和阀 5 关闭,阀 2 和阀 3 打开,内置水箱、外置水箱及板式换热器三者串联循环加热生活热水,即冷凝热全部回收。图 16 为  $250\text{L}$ 、水温升为  $30^{\circ}\text{C}$  ( $21\sim 51^{\circ}\text{C}$ ) 耗用时间与循环水流量的变化曲线。

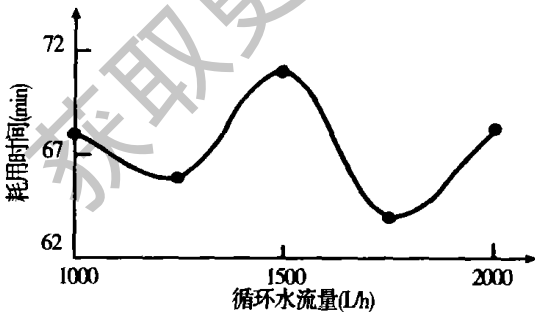


图 16 耗用时间随生活热水循环水流量的变化曲线(春、秋季)

图 16 表明,随着循环水流量的加大,耗用时间基本没什么变化,只是上下波动,但幅度最大也只有  $7\text{min}$ 。所以此模式下最佳循环水流量就需要根据制热工况下冷却水流量及水泵的流量来确

定。本样机制热工况下冷却水流量为  $1500\text{L/h}$ ,因此,此模式下图 16~21 的数据都是在此流量条件下测得和计算出来的。

图 17, 18 分别为高、低压端温度随时间的变化曲线。图 17 中,冷凝温度稳定上升,由第 10min 的  $35^{\circ}\text{C}$  上升到第 70min 的  $55.7^{\circ}\text{C}$ ,平均每  $10\text{min}$  上升  $3.45^{\circ}\text{C}$ 。这主要是因为循环水温度(即冷却水)随时间不断升高的缘故。

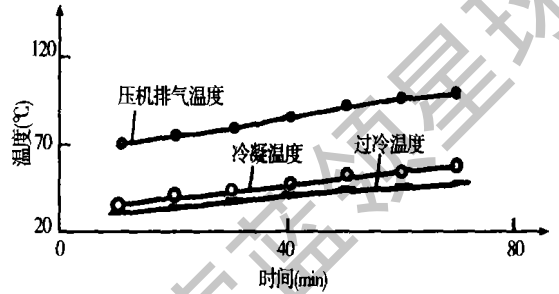


图 17 高压端温度随时间的变化曲线(春、秋季)

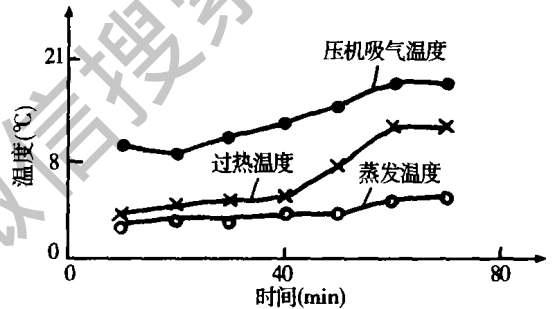


图 18 低压端温度随时间的变化曲线(春、秋季)

由图 19 中的外置热水箱水温曲线可以看出,水温由第 10min 的  $26.5^{\circ}\text{C}$  上升至第 70min 的  $50.7^{\circ}\text{C}$ 。过冷度随时间逐步增加,第 10min 时只有  $4.4^{\circ}\text{C}$ ,到第 70min 时已达到  $10.1^{\circ}\text{C}$ 。压机排气温度也呈平稳上升趋势,由第 10min 的  $69.7^{\circ}\text{C}$  上升到第 70min 的  $97.3^{\circ}\text{C}$ ,平均每  $10\text{min}$  上升  $4.6^{\circ}\text{C}$ ,其主要是因为:(1)压机吸气温度不断增加,由第 10min 的  $10^{\circ}\text{C}$  上升至第 70min 的  $18.2^{\circ}\text{C}$ ;(2)冷凝温度不断升高,也即冷凝压力不断升高,这就造成压缩比不断加大,其中一些不可逆因素作用增强。

图 18 中,蒸发温度、过热温度及压机吸气温度都在不断升高;由蒸发器内部引起的过热度不断增加,而由于吸收环境热量而引起的过热度不断减少。其中有一点应值得注意,蒸发温度在初始阶段低于  $0^{\circ}\text{C}$ ,在蒸发器(套管式换热器)表面出现了结霜现象,20min 以后蒸发温度才升到  $0^{\circ}\text{C}$  以上,霜层也逐渐消失。

图 19 中,内置热水箱进出水温差、板式换热器进出水温差以及外置热水箱进出水温差都逐步

下降,这是制热量随时间下降的必然结果。

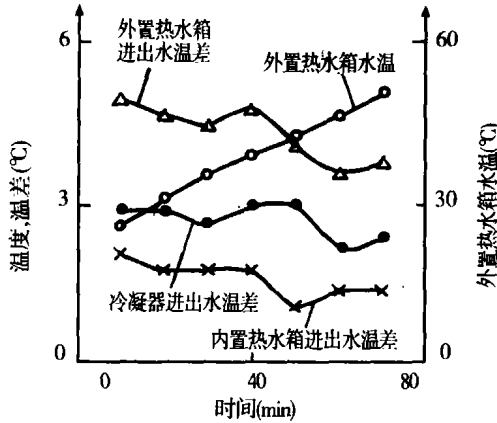


图 19 外置热水箱水温及各部分水温升随时间的变化曲线(春、秋季)

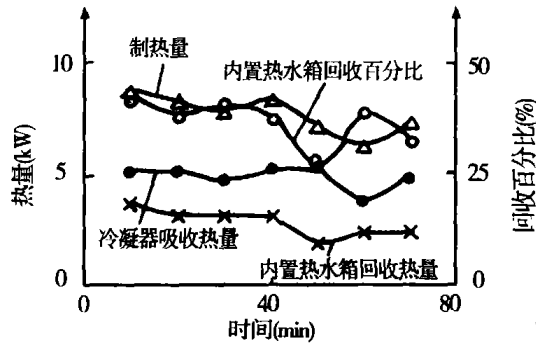


图 20 各部分冷凝热随时间的变化曲线(春、秋季)

图 20 中内置热水箱回收热量和冷凝器(即板式换热器)吸收热量与图 19 中内置热水箱进出水温差和冷凝器进出水温差存在着对应关系,图形一致。内置热水箱回收百分比曲线总体呈下降趋势,但变化不大。

图 21 为输入功率和系统能效比随时间的变化曲线。压机输入功率不断增加,由第 10min 的 1.9

kW 增加到第 70min 的 2.48kW;系统能效比不断降低,由第 10min 的 4.59 下降到第 70min 的 2.95。

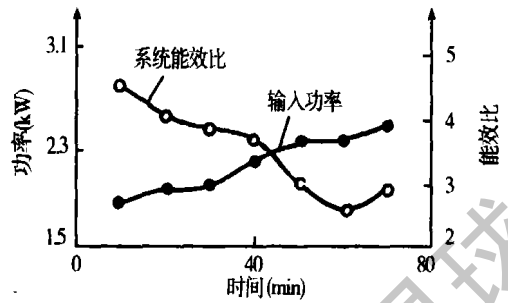


图 21 样机性能随时间的变化曲线(春、秋季)

显然,单独制热水模式下,空调机组的各个参数均处在动态变化中,这一特点给此模式下的研究增加了难度。

#### 参考文献:

- [1] 江辉民,等.带热水供应的家用空调器的探讨[J].建筑热能通风空调,2004,23(1):48-51.
- [2] 郑贤德.制冷原理与装置[M].北京:机械工业出版社,2001.
- [3] 杨磊.制冷空调设备使用维修手册[M].北京:机械工业出版社,1998.
- [4] 季杰,等.空调热水器一体机制冷兼制热水模式的性能模拟和实验分析[J].暖通空调,2003,33(2):19-23.
- [5] 蒋能照.空调用热泵技术及应用[M].北京:机械工业出版社,1997.

作者简介:胡张保(1978-),男,在读硕士研究生,通讯地址:450002 河南郑州市河南农业大学能源与环境工程系。

(上接第 61 页)

(2)洁净室节能有较大潜力,经过优化设计可减少初投资,节能效果明显;

(3)对洁净室设计人员而言,从节能设计具有的长期性效果考虑,针对具体工程的工艺需求可以有保留地遵循设计准则;

(4)CFD 是一种较好的优化设计工具,结合工程实际情况,借助模拟工具进行辅助设计已成必然趋势。

#### 参考文献:

- [1] 许钟麟.空气洁净技术原理[M].上海:同济大学出

版社,1998

- [2] 陶文铨.数值传热学(第二版)[M].西安:西安交通大学出版社,2001.
- [3] 樊洪明,何钟怡,李先庭.洁净室流场大涡模拟[J].空气动力学学报,2001,19(3):302-309.
- [4] IES-RP-CC012.1, Considerations in Cleanroom Design [S].
- [5] Jan Gustavsson Camfil cleanliness calculation of clean room [Z]. Technical Information 990901.

作者简介:赵金亮(1976-),女,硕士研究生,通讯地址:300072 天津市天津大学环境科学与工程学院 0327 信箱。