

文章编号:0253 - 4339(2014) 04 - 0001 - 08
doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2014. 04. 001

变容量家庭能源中心制冷兼制热水模式性能实验研究

鲁 双 吴静怡

(上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240)

摘 要 现有的多功能热泵机组的制冷兼制热水模式存在结构复杂、能量控制难以满足需求等问题,为此,提出基于数码涡旋压缩机的变容量家庭能源中心系统,并确定制冷兼制热水模式的机组性能系数计算方法。通过实验对比分析制冷兼制热水模式和单独制冷模式的性能,结果表明:与单独制冷模式相比,制冷兼制热水模式的制冷量有所衰减,但机组的总能量输出和性能系数分别提高了 17.3% 和 36.8%。实验研究制冷兼制热水模式在水箱初始温度、不同压缩机负荷和不同环境温度下的动态特性和性能表现。通过分析该模式在各种工况下的性能变化规律,总结控制策略,可保证该模式的安全高效运行。

关键词 家庭能源中心;机组性能系数;控制策略;变容量压缩机;空调;热水

中图分类号:TB61⁺1; TB652 **文献标识码:**A

Experimental Study on Space Cooling & Water Heating Mode of Domestic Energy System with Variable Capacity Compressor

Lu Shuang Wu Jingyi

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China)

Abstract To solve the problems of complex structure and unsuitable capacity control of present multi-function heat pump system, domestic energy system is introduced. A new system performance indicator is chosen to describe the performance of space cooling & water heating mode. By comparison with space cooling only mode, this mode has been proved with a little less cooling capacity but with higher total system performance. Series of experiments are conducted with different initial water temperature in tank, compressor load and outdoor ambient temperature conditions. By analysis of transient characteristics and system performance, the performance rules are concluded. Furthermore, the control strategy is proposed to insure the safe and efficient operation of space cooling & water heating mode.

Keywords domestic energy system; COP; control strategy; variable capacity compressor; air conditioning; hot water

在二十世纪六、七十年代,利用空调冷凝热来加热热水的方法被提出并得到了可行性验证^[1-2]。近年来将传统空调和热水器功能相结合的空调热水技术得到了长足发展。该技术在节能减排、减少热污染的基础上,可有效减少设备闲置率,具有重要的应用价值。这种系统通常具有单独制冷,单独制热,单独制热水,制冷兼制热水,制热兼制热水等模式,其中,制冷兼制热水模式以其高效的能源利用率得到广泛关注。许多研究者通过实验研究了其中的制冷兼制热水模式的动态特性、工作性能,证明了它的优越性能^[3-9]。

然而这些系统结构相对复杂,并且采用定容量压缩机技术,无法调节空调和热水的能量输出,难以满足时刻变化的负荷需求。本文因此提出一种相对简

单的变容量家庭能源中心系统,可通过数码涡旋压缩机实现合理负荷输出,具有结构简单,控制方便,安全可靠等优势。

数码涡旋压缩机具有容量调节范围广、季节能效比高、无电磁干扰等优点,广泛应用于多联机、冷藏集装箱、高精度恒温恒湿系统以及冷水热泵机组等系统^[10-16]。

根据家庭能源中心的功能和数码涡旋压缩机的运行特性,确定了制冷兼制热水模式下的机组性能系数计算方法。根据家庭空调和热水的实际特点,通过实验研究了该系统在制冷兼制热水模式下不同水箱初始温度、不同压缩机负荷、不同环境温度下的动态特性和性能表现,分析变容量家庭能源中心系统制冷兼制热水模式的性能变化规律,并总结控制策略以保

证机组在安全的基础上高效运行。

1 家庭能源中心系统和实验设备

变容量家庭能源中心系统采用热泵技术用于家庭空调和生活热水的供应,该系统将传统的空调和热

水器有机结合,只使用一套热泵系统的主要部件,可减低设备初投资,延长了设备工作时间。根据实际使用负荷需求,家庭能源中心系统具有单独制冷、单独供热水、单独供暖、制冷兼制热水,供暖兼制热水五种运行模式。

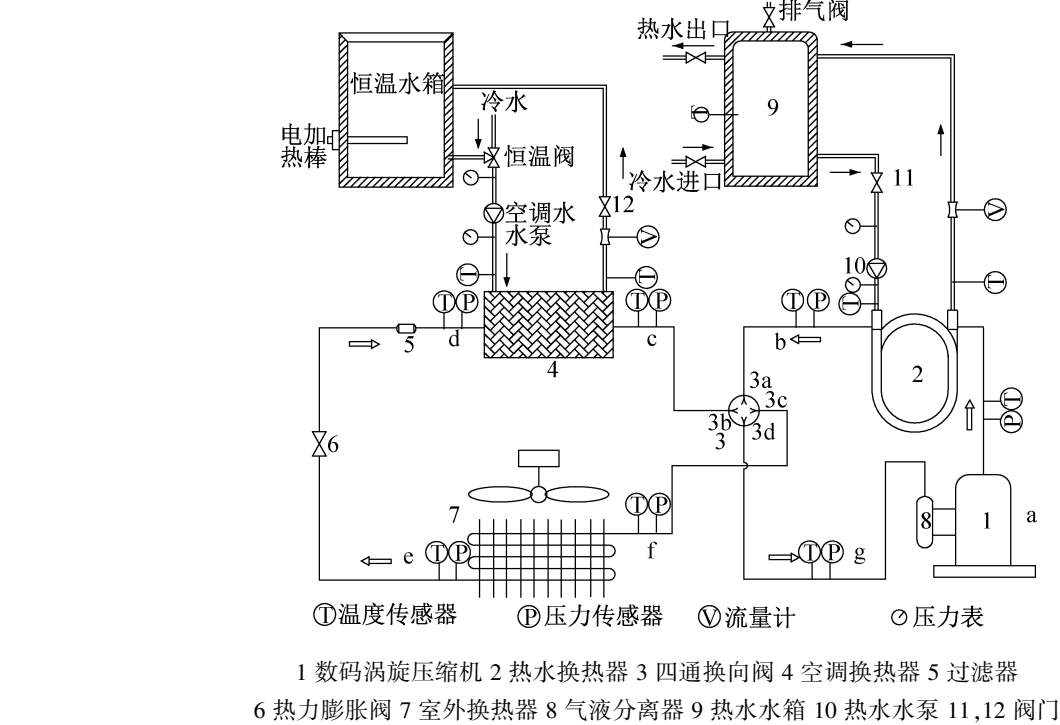


图 1 家庭能源中心系统图 (制冷兼制热水模式)
Fig. 1 System schematic of domestic energy system (Space cooling & water heating mode)

图 1 是家庭能源中心系统的制冷兼制热水模式时的流程示意图,制冷剂回路如下:压缩机→热水换热器→四通换向阀(3a-3c)→室外换热器→热力膨胀阀→空调换热器→四通换向阀(3b-3d)→气液分离器→压缩机。图 2 是该模式下的制冷剂循环压焓图。在制冷兼制热水模式下,空调换热器作为蒸发器,而热水换热器作为第一级冷凝器,室外换热器根据实际需求控制其风机转速,起到第二级冷凝器的作用。随着热水换热器水温的上升,b 点逐渐向 a 点靠近(图 2),热水制热量占总冷凝热的比例逐渐减少,室外换热器的冷凝作用逐渐增强,成为主冷凝器。

表 1 列出了实验样机的主要部件参数。实验系统中安装有 PT1000 温度传感器(精度:±0.3℃),压力传感器(精度:±15 kPa),热电偶(精度:±0.5℃),水流量计(精度:±0.01 m³/h),测点布置如图 1 所示。系统的运行时间、瞬时功率和总功耗由一台单相综合电表采集记录。所有测点的数据通过 Keithley 数据采集仪传输到计算机上,采集频率为 30 s。实验在一间可控恒温室(-5℃~40℃)中进行,带有电加热棒的恒温水箱用于模拟空调制冷负荷,根

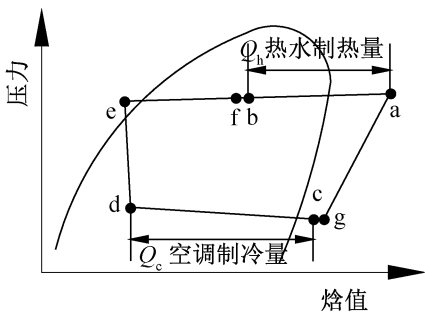


图 2 家庭能源中心系统制冷兼制热水模式压焓图
Fig. 2 Pressure-enthalpy diagram of space cooling & water heating mode

据 GB 18430.2—2008^[17]的要求,实验中空调冷冻水供水温度控制在 7℃。

实验样机的控制由一台 PLC 控制器完成,在保证样机安全运行的基础上,可实现机组按要求变负荷、变模式运行。实验样机采用数码涡旋压缩机,可通过 PWM(Pulse Width Modulation 脉冲宽度调节)阀的开启和关闭来实现压缩机在卸载和负载两状态之间变化,实现压缩机的容量调节。实验中 PWM 阀的控制时间频率为 20 s。

表 1 家庭能源中心系统样机部件参数
Tab. 1 Specifications of key components

部件	技术参数
数码涡旋压缩机	
压缩机	排气量:57.17 cm ³ /转;排气温度 < = 135 ℃ 制冷量:10.3 kW;功率:3.2 kW (ARI 工况);
套管式换热器	
热水换热器	外管为钢管,Φ28.6 mm×1.50 mm×3980 mm; 内管为多头螺旋铜管, Φ25.4 mm×0.8 mm×4300 mm;
板式换热器,换热面积:0.714 m ²	
空调换热器	翅片管式换热器;轴流风机,功率:160 W
室外换热器	铜管:内螺纹管,Φ9.52 mm×0.35 mm; 翅片为亲水铝箔,15 片/英寸
膨胀阀	双向热力膨胀阀
热水箱	承压式保温水箱,150 L (设有温度传感器)
热水泵	额定流量:0.78 m ³ /h;额定功率:100 W

2 系统性能指标

变容量家庭能源中心系统采用数码涡旋压缩机,其输入功率和能量输出随时间周期性波动,可采用以下公式计算空调制冷量(Q_c),热水制热量(Q_h),总能量输出(Q_{total}),空调制冷性能系数($\overline{COP_c}$),热水性能系数($\overline{COP_h}$)和机组总性能系数($\overline{COP_{total}}$)。

$$Q_c = cm_c \Delta t_c \tag{1}$$

$$Q_h = cm_h \Delta t_h \tag{2}$$

$$Q_{total} = Q_c + Q_h \tag{3}$$

$$\overline{COP_c} = \frac{\int_{i=0}^t Q_{c_i}}{\int_{i=0}^t P_i} \tag{4}$$

$$\overline{COP_h} = \frac{\int_{i=0}^t Q_{h_i}}{\int_{i=0}^t P_i} \tag{5}$$

$$\overline{COP_{total}} = \left(\int_{i=0}^t Q_{c_i} + \int_{i=0}^t Q_{h_i} \right) / \int_{i=0}^t P_i \tag{6}$$

式中: c 为水的比热容; $m_c, \Delta t_c$ 分别为空调换热器的水流量和空调供回水温差; $m_h, \Delta t_h$ 为热水换热器的水流量和进出口温差; $\int_{i=0}^t Q_{c_i}, \int_{i=0}^t Q_{h_i}, \int_{i=0}^t P_i$ 分别是 t 时间内的空调制冷量,热水制热量和输入功率。

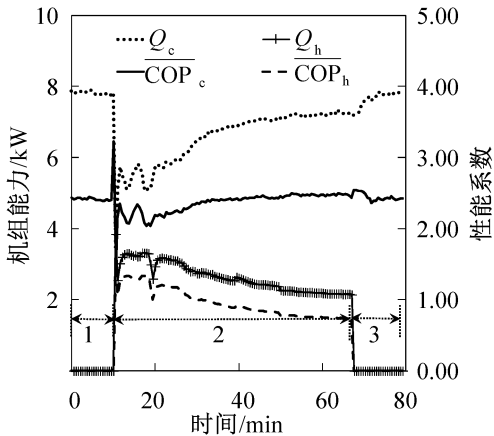
3 实验结果与分析

变容量家庭能源中心系统制冷兼制热水模式的性能与众多因素有关,包括水箱初始水温(t_0),压缩机负荷,环境温度(t_{amb})等。实验研究将分别针对这些因素进行分析。所有实验均在同一运行方式下运

行,即空调功能稳定后启动热水功能但水箱水温无分层。每组实验均包括三个过程:单独制冷模式,制冷兼制热水模式和单独制冷模式。首先分析制冷兼制热水模式与单独制冷模式的区别,并研究该模式在不同工况下的动态特性和机组性能。

3.1 制冷兼制热水模式与单独制冷模式的比较

家庭能源中心系统的制冷兼制热水模式旨在在保证空调制冷需求的前提下回收冷凝热用以满足生活热水的需求,因此比较该模式与单独制冷模式在制冷量、性能系数上的优劣非常重要。



1,3: 单独制冷模式 2: 制冷兼制热水模式
(a) 动态特性

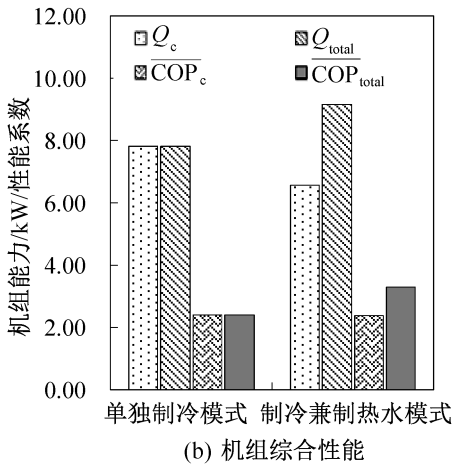


图 3 制冷兼制热水模式与单独制冷模式的机组能力比较
Fig. 3 Performance comparison between space cooling & water heating mode and space cooling only mode

图 3(a) 给出了机组输出能力和性能系数的瞬时特性,实验中,环境温度为 35 ℃,水箱初始水温(t_0) 为 41 ℃,压缩机负荷为 100%。实验开始时,机组稳定在单独制冷模式,空调制冷量和制冷性能系数分别稳定在 7.81 kW 和 2.41,热水制热量为 0。制冷兼制热水模式切入后,机组立即有热水制热量输出,并随时间缓慢减小,机组的制冷量和制冷能效均有所下降,然后随着时间的推移逐渐上升并接近单独制冷模

式时的数值。

如图 3(b) 所示, 制冷兼制热水模式整个过程的平均空 调制冷量和制冷能效分别为 6.58 kW 和 2.37, 较单独制冷模式分别降低了 15.8% 和 1.8%, 然而由于机组回收冷凝热用以加热生活热水, 机组的总能量输出和性能系数分别为 9.16 kW 和 3.30, 较单独制冷模式增强了 17.3% 和 36.8%。因此, 制冷兼制热水模式较之单独制冷模式, 制冷量的衰减有限, 但是总体能力增强, 机组性能提高。

3.2 不同水箱初始水温(t_0) 下的系统性能

不同的热水使用习惯和水温控制会导致制冷兼制热水模式的水箱初始水温(t_0) 不同。为此实验研究了 t_0 为 35 ℃ 和 41 ℃ 下的机组动态特性和性能, 实验中压缩机负荷为 100%, 环境温度(t_{amb}) 为 35 ℃。

图 4 给出了机组在不同水箱初始温度条件下机组参数随时间的变化情况。不同的水箱初始温度具有类似的参数变化趋势, 但变化幅度不同。

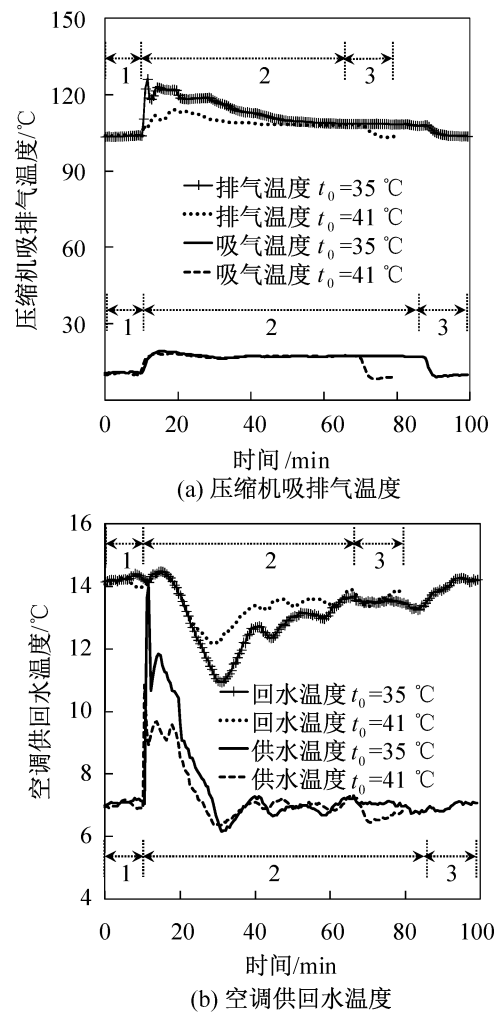


图 4 制冷兼制热水模式下不同水箱初始温度的动态特性

Fig. 4 Transient performance of space cooling & water heating mode with different t_0

在制冷兼制热水模式开始之初, 压缩机的排气温度上升, 空调供水温度升高, 换热温差减小, 制冷量减小, 随后随着水温的上升, 排气温度缓慢下降, 空调换热器换热温差逐渐增大并趋于稳定。但是, $t_0 = 35\text{ °C}$ 条件下的排气温度上升幅度以及空调换热器的冷量衰减幅度均比 $t_0 = 41\text{ °C}$ 时的值要大。这是因为, 热水功能启动, 当热水换热器进水温度较低时, 系统冷凝能力加强, 大量制冷剂冷凝在热水换热器中, 造成流动受阻, 原有的制冷剂平衡被打破, 甚至会有制冷剂回流到冷凝器中, 造成进入蒸发器的制冷剂减少, 而流出的制冷剂增加, 吸气温度升高, 过热度升高, 进而引起排气温度上升, 空调换热器的冷量输出减小。热水换热器水温越低, 其冷凝作用越强, 压缩机排气温度的升高幅度越大, 甚至有超过压缩机安全运行范围的危险。热水换热器水温越高, 热水换热器在模式开始时的冷凝作用越弱, 对压缩机排气温度的影响越小, 冷量减小的幅度越低, 模式稳定越快。

两组实验中, 热水加热的终止温度均为 55 ℃, 而水箱初始温度分别为 35 ℃ 和 41 ℃, 因此制冷兼制热水模式的持续时间不同, 分别为 75 min 和 58 min。水箱初始温度越低, 热水需要量越大, 模式持续时间越长。

图 5 给出了机组的制冷性能、制热水性能和总性能。 $t_0 = 35\text{ °C}$ 时, 制冷性能系数, 制热水性能系数和总性能系数分别为 2.20, 1.08 和 3.28。而在 $t_0 = 41\text{ °C}$ 时, 性能系数分别为 2.37, 0.93 和 3.30, 制冷性能系数增加了 7.7%, 制热水性能系数较小了 13.9%, 总性能系数基本相同。这是因为水箱初始温度高时, 制冷量衰减幅度小且持续时间短, 因此制冷性能好。但是由于热水的初始温度高, 热水换热器的冷凝效果

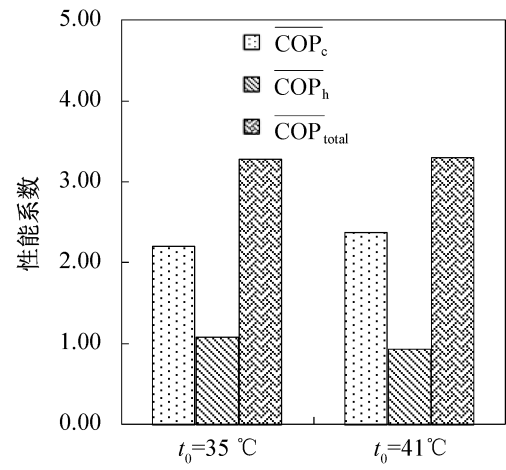


图 5 制冷兼制热水模式下不同水箱初始温度的系统性能

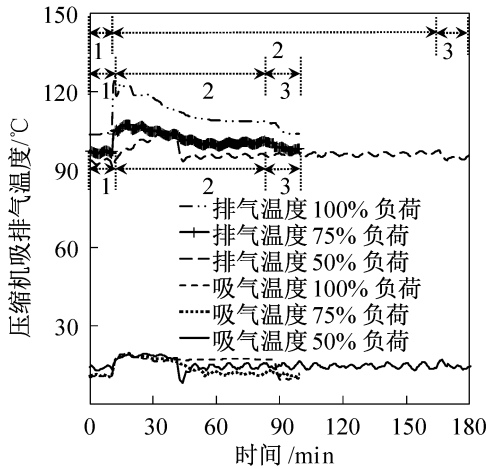
Fig. 5 System performance of space cooling & water heating mode with different t_0

差,因此制热水性能系数低。

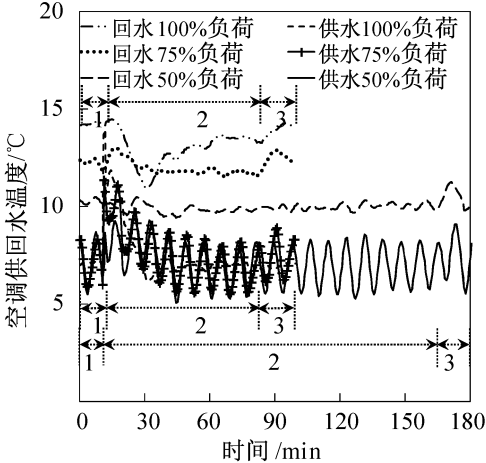
综上所述,如果系统在制冷模式稳定后切换到制冷兼制热水模式,水箱初始温度应设置在较高的数值。水箱温度太低,会引起压缩机排气温度过高,制冷量剧烈减小,系统不稳定的持续时间长。而水箱温度较高,虽然制热水性能偏低,但热水热量是回收冷凝热所得,因此在空调冷凝热足以满足热水需求的情况下,可设置较高的水箱初始温度值。

3.3 不同压缩机负荷下的系统性能

变容量家庭能源中心系统的制冷兼制热水模式的控制是以空调制冷为主,因此该模式的性能与空调负荷情况息息相关,为此,实验研究了机组在不同压缩机负荷条件下的动态特性和机组性能,实验中水箱初始温度 $t_0 = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$,环境温度 $t_{\text{amb}} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。



(a) 压缩机吸排气温度



(b) 空调回水温度

1,3: 单独制冷模式 2: 制冷兼制热水模式

图 6 制冷兼制热水模式下不同压缩机负荷的动态特性

Fig. 6 Transient performance of space cooling & water heating mode with different compressor load

图 6 是机组在不同压缩机负荷条件下机组参数的动态变化情况。不同负荷条件下,制冷兼制热水模

式的参数变化趋势大致相同,但幅度不同,且在部分负荷条件下,机组参数有周期性波动趋势。

模式开始时,压缩机的排气温度均会上升,空调的冷冻水供水温度均会升高,换热温差均会较小。然后,随着生活热水水温的上升,排气温度缓慢下降,空调换热器换热温差逐渐增大并趋于稳定。但是压缩机负荷越大,排气温度上升幅度和冷量减小幅度越大。当热水换热器水温较低时,制冷剂大量积聚在冷凝器中,此时压缩机的运行负荷越大,蒸发器中的制冷剂量越少,吸气过热度越大,同时压缩机排气受阻,因此排气温度高,冷量减小幅度越大。但是由于压缩机负荷大时,机组输入能力大,因此机组热水加热速度快。当压缩机负荷分别为 100%,75% 和 50% 时,制冷兼制热水模式的持续时间不尽不同,分别为 75 min,76 min 和 156 min。

由于数码涡旋压缩机的容量调节由 PWM 阀的开启和关闭来实现,因此当压缩机工作在部分负荷时,各参数呈现周期性的波动变化趋势。

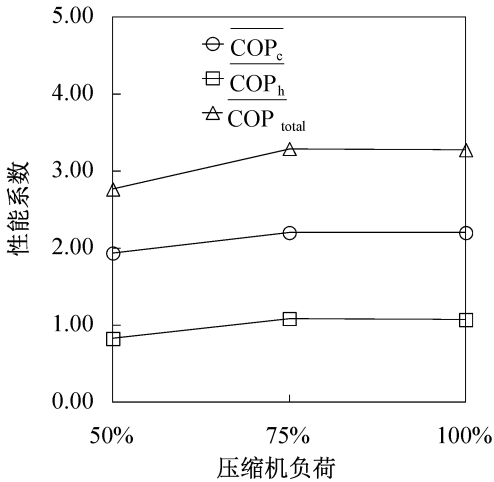


图 7 制冷兼制热水模式下不同压缩机负荷的系统性能

Fig. 7 System performance of space cooling & water heating mode with different compressor load

图 7 给出了机组在不同压缩机负荷条件(100%,75% 和 50% 负荷)下的制冷性能、制热水性能和总性能。制冷性能系数分别为 2.20,2.21 和 1.94,制热水性能系数分别为 1.07,1.09 和 0.83,而总性能系数分别为 3.28,3.30 和 2.77。机组在高部分负荷条件下的性能系数高,75% 负荷下机组总性能系数略高于 100% 负荷时的总性能系数,比 50% 负荷的总性能系数高 19.1%。

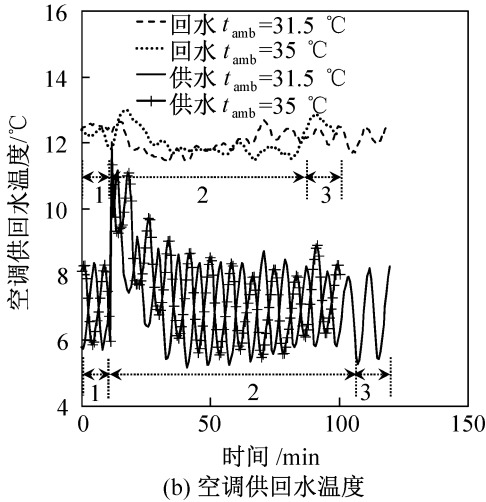
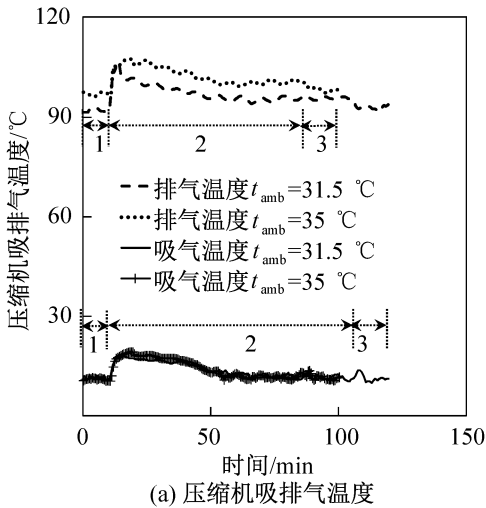
在运行方式为空调稳定后开启热水功能且水箱无分层的条件下,压缩机负荷越小,模式转换对空调冷量的影响越小,压缩机排气温度越低。然而压缩机负荷低时,模式持续时间变长,系统总体效率变低。

因此应尽量在机组运行在相对较高的部分负荷时切入到制冷兼制热水模式。

3.4 不同室外环境温度下的系统性能

变容量家庭能源中心系统旨在提供全年的空调和热水需求,因此制冷兼制热水模式的环境温度变化大,为此,实验研究了机组在不同室外环境温度(t_{amb})下的动态特性和机组性能,实验中水箱初始温度 $t_0=35\text{ }^{\circ}\text{C}$,压缩机负荷为 75%。

图 8 给出了机组在环境温度 t_{amb} 分别为 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $31.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 条件下机组参数变化情况。不同环境温度下,制冷兼制热水模式的参数变化趋势大致相同,但幅度不同,且在部分负荷条件下,参数有周期性波动变化趋势。



1,3: 单独制冷模式 2: 制冷兼制热水模式

图 8 制冷兼制热水模式下不同室外温度的动态特性
Fig. 8 Transient performance of space cooling & water heating mode with different outdoor temperature

不同环境温度下,压缩机排气温度均先上升,随后排气温度缓慢下降;空调供水温度均会先升高,换热温差较小,随后随着水温的上升,空调换热器换热

温差逐渐增大并趋于稳定。但是 $t_{amb}=31.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 相比, $t_{amb}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的压缩机排气温度高,冷量减小幅度大。分析原因如下,单独制冷模式下,室外换热器是唯一的冷凝器,环境温度高,则冷凝压力和排气温度都高。而当制冷兼制热水模式启动时,热水换热器成为第一级冷凝器,室外换热器成为第二级冷凝器,系统冷凝效果得到加强,冷凝压力下降。两组实验中,制冷兼制热水模式启动时,水箱初始温度 t_0 均为 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$,与 $t_{amb}=31.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 相比, $t_{amb}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 工况下,热水换热器起到的冷凝作用大,冷凝压力下降幅度大,由此引起的冷量减小幅度也较大。随后热水换热器的水温逐渐升高,冷凝效果逐渐变差,室外换热器逐渐成为主要冷凝器,系统趋于稳定,排气温度趋于单独制冷模式的数值,冷量输出也逐渐稳定。由于环境温度 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,冷凝压力高,排气温度高,因此热水加热速度快,制冷兼制热水模式的持续时间为 76 min ,而环境温度 $31.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时需要 97 min 。

图 9 给出了机组在不同环境温度下的制冷性能、制热水性能和总性能($35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $31.5\text{ }^{\circ}\text{C}$)。制冷性能系数分别为 2.21 和 2.46,制热水性能系数分别为 1.09 和 0.96,而总性能系数分别为 3.30 和 3.43。实验中空调的冷冻水供水温控制在 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$,蒸发压力相同,而环境温度 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,系统冷凝压力高,系统压比大,因此制冷性能差,但是由于回收冷凝热快,系统的制热水性能略好,减小了由于环境温度升高而导致的系统性能的下降。

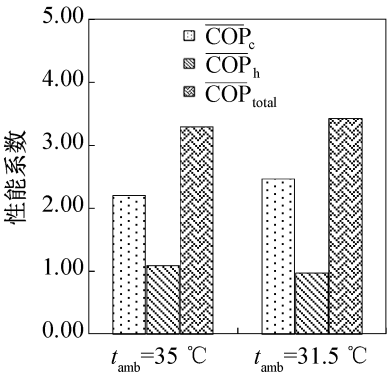


图 9 制冷兼制热水模式下不同室外温度的系统性能
Fig. 9 System performance of space cooling & water heating mode with different outdoor temperature

4 制冷兼制热水模式的控制策略

分析机组在不同水箱初始水温、不同压缩机负荷、不同环境温度下的动态特性和系统性能,可以得出如下制冷兼制热水模式的运行策略以保证机组安全运行,提高系统效率(运行方式为空调功能稳定后

启动热水功能且水箱无分层):

1) 环境温度高且空调冷凝热足够的情况下, 可提高水箱温度控制点设定值以保证机组安全运行, 并减小对空调功能的影响;

2) 条件允许时, 在压缩机运行在较高负荷时切入到制冷兼制热水模式;

3) 环境温度变化时, 可适当调节水箱温度控制点。

5 结论

提出了可全年供应空调和热水需要的变容量家庭能源中心系统, 并给出制冷兼制热水模式下的机组性能系数计算方法。根据家庭空调和热水的实际应用特点, 实验研究了制冷兼制热水模式下不同水箱初始温度、不同压缩机能力、不同环境温度条件下的动态特性和机组性能, 得出以下结论:

1) 与单独制冷模式相比, 制冷兼制热水模式的制冷量有所衰减, 但机组的总能量输出和性能系数均提高, 较单独制冷模式分别提高了 17.3% 和 36.8%。

2) 与环境温度为 31.5 °C 相比, 环境温度为 35 °C 时制冷兼制热水模式的压缩机排气温度要高, 加热时间短 21 min, 制冷性能系数低 10.2%, 而热水加热性能系数高 13.5%, 总性能系数低 3.8%, 冷凝热回收减小了由于环境温度升高而导致的系统性能的下降。

3) 与水箱初始温度 $t_0 = 35$ °C 相比, 水箱初始温度 $t_0 = 41$ °C 时压缩机的排气温度上升幅度和空调制冷量衰减幅度均要小, 加热时间短 17 min, 制冷性能系数高 7.7%, 制热水性能系数低 13.9%, 总性能系数基本相同。

4) 压缩机负荷越小, 制冷兼制热水模式启动引起的压缩机排气温度上升量和空调冷量的衰减量越小, 但热水加热时间变长。75% 负荷时机组的总性能系数略高于 100% 负荷时的性能系数, 比 50% 负荷时的总性能系数高 19.1%。

5) 根据制冷兼制热水模式的性能变化规律, 总结出该模式的控制策略, 以保证机组安全高效运行, 即: 制冷兼制热水模式下, 可根据环境温度适当调节水箱温度设定值; 环境温度高且冷凝热足够的情况下, 可提高该设定值; 条件允许时, 在压缩机运行在较高负荷时切入到制冷兼制热水模式。

参考文献

[1] Healy C T, Wetherington T I Jr. Water heating by recovery of rejected heat from heat pump [J]. ASHRAE Journal, 1965, 4: 68-74.

[2] Gorzelnik E F. Heat water with your air-conditioner [J]. Electrical World, 1977, 188 (11): 54-55.

[3] Ji Jie, Pei Gang, Chow Tin-tai, et al. Performance of multi-functional domestic heat-pump system [J]. Applied Energy, 2005, 80(3): 307-326.

[4] Ji Jie, Chow Tin-tai, Gong Pei, et al. Domestic air-conditioner and integrated water heater for subtropical climate [J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23(5): 581-592.

[5] Shao Shuangquan, Shi Wenxing, Li Xianting, et al. A new inverter heat pump operated all year round with domestic hot water [J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45(13/14): 2255-2268.

[6] Jiang Huimin, Jiang Yiqiang, Wang Yang, et al. An experimental study on a modified air conditioner with a domestic hot water supply (ACDHWS) [J]. Energy, 2006, 31(12): 1789-1803.

[7] Gong guangcai, Zeng Wei, Wang Liping, et al. A new heat recovery technique for air-conditioning / heat-pump system [J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(17/18): 2360-2370.

[8] Cho Changyong, Choi Jong Min. Experimental investigation of a multi-function heat pump under various operating models [J]. Renewable Energy, 2013, 54: 253-258.

[9] 江乐新, 钟杰. 空调热水一体机制冷兼制热水模式运行控制策略的研究[J]. 制冷与空调, 2011, 11(5): 47-49. (Jiang Lexin, Zhong Jie. Research on operation control strategy of air conditioner with hot water in refrigeration and water heating mode [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2011, 11(5): 47-49.)

[10] 阚安康, 韩厚德, 陈威. 数码涡旋技术在冷藏集装箱上的应用[J]. 压缩机技术, 2005(6): 30-33. (Kan Ankang, Han Houde, Chen Wei. The application of the digital scroll technique in refrigerated container [J]. Compressor Technology, 2005(6): 30-33.)

[11] 邱育群, 邱肇光. 高精度恒温恒湿空调的研发及试验验证[J]. 制冷与空调, 2006, 6(3): 82-83. (Qiu Yuhun, Qiu Zhaoguang. Research and development and the experiment confirmation of high accuracy constant temperature and humidity air conditioning [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2006, 6(3): 82-83.)

[12] Hu Shih-Cheng, Yang Rong-Hwa. Development and testing of a multi-type air conditioner without using AC inverters [J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46(3): 373-383.

[13] Huang Hu, Li Qihe, Yuan Dongxue, et al. An experimental study on variable air volume operation of ducted air-conditioning with digital scroll CP and conventional scroll CP [J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28: 761-766.

(下转第 41 页)

- (Xie Kun, Chen Tianji, Yu Kezhi, et al. Experimental Investigation on Effect of Ambient Temperature and Relative Humidity on Performance of Refrigerated Display Cabinet[J]. Journal of Refrigeration, 2007, 28(2): 19-22.)
- [15] 周颖. 立式敞开式制冷陈列柜的性能分析和改进[D]. 上海: 上海交通大学机械与动力工程学院, 2008年2月.
- [16] Laguerre O, Hoang M H, Flick D. Heat transfer modeling in a refrigerated display cabinet: The influence of operating conditions[J]. Journal of Food Engineering, 2012(108): 353-364.
- [17] Gaspar P D, Goncalves C C L, Pitarma R A. Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in vertical open display cabinets for different ambient air conditions[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(5): 961-969.
- [18] Chen Y G, Yuan X L. Experimental study of the performance of single-band air curtains for a multi-deck refrigerated display cabinet[J]. Journal of Food Engineering, 2005(69): 261-267.
- [19] Howell R H. Effects of store relative humidity on refrigerated display case performance[J]. ASHRAE Transactions, 1993, 99(1): 667-670.
- [20] Howell R H, Rosario L, Bula A. Effects of indoor relative humidity on refrigerated display case performance[J]. ASHRAE Transactions, 1999, 105(1): 275-282.
- [21] Faramarzi R. Efficient display case refrigeration[J]. ASHRAE Journal, 1999, 41(11): 46-52.
- [22] 王国梁, 刘国彬, 党小虎. 黄土丘陵区不同土地利用方式对土壤含水率的影响[J]. 农业工程学报, 2009, 25(2): 31-35. (Wang Guoliang, Liu Guobin, Dang Xiaohu. Effects of land use on soil moisture in loess hilly and gully region of China[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(2): 31-35.)
- [23] 中国制冷学会. GB/T21001.2—2007 冷藏陈列柜第2部分: 分类、要求[S]. 北京: 中国标准出版社, 2007年8月.
- [24] 冯双庆. 果蔬贮藏学[M]. 第2版. 北京: 化学工业出版社, 2003: 60-61.
- [25] 曾志雄, 吕恩利, 陆华忠, 等. 叶菜保鲜环境参数的研究现状与分析[J]. 广东农业科学, 2012, 39(23): 75-77. (Zeng Zhixiong, Lü Enli, Lu Huazhong, et al. Research and analysis of environmental parameters in fresh-keeping of leafy vegetables[J]. Guangdong Agricultural Sciences, 2012, 39(23): 75-77.)

通信作者简介

王海林, 男(1972-), 教授, 华南农业大学工程学院副院长, 华南农业大学南方农业机械与装备关键技术教育部重点实验室, (020) 85283652, E-mail: hlwang@scau.edu.cn。研究方向: 农产品冷链物流、农业工程研究。现在进行的研究项目有: 国家科技支撑计划课题——物流农产品品质维持与质量安全技术研究与应用等。

About the corresponding author

Wang Hailin (1972-), male, Ph. D./Professor, Vice-dean, College of Engineering, South China Agricultural University, (020) 85283652, E-mail: hlwang@scau.edu.cn. Research fields: agricultural products cold-chain logistics, agricultural engineering. The author takes on project supported by the project was supported by Key Technologies R&D Program of China: keeping quality of agricultural products cold-chain logistics, the research and application of safety and quality technology.

(上接第7页)

- [14] Zhang Dongliang, Zhang Xu, Liu Jun. Experimental study of performance of digital variable multiple air conditioning system under part load conditions[J]. Energy and Buildings, 2011, 43(6): 1175-1178.
- [15] Tu Qiu, Dong Kaijun, Zou Deqiu, et al. Experimental study on multi-split air conditioner with digital scroll compressor[J]. Applied thermal engineering, 2011, 31: 2449-2457.
- [16] 吴双, 季秀成. 基于变容量技术的风冷冷热水热泵机组制冷系统试验研究[C]//中国制冷学会学术年会, 2011.
- [17] 中华人民共和国国家制冷监督检验检疫总局, 中国国家标注化管理委员会. GB/T 18430.2-2008 蒸发压缩循环冷水(热泵)机组第2部分: 户用及类似用途的冷(热泵)机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.

作者简介

吴静怡, 女(1963-), 博士生导师、教授, 上海交通大学机械与动力工程学院党委书记, 021-34206776, E-mail: jywu@sjtu.edu.cn。研究方向: 制冷空调系统的能源管理与自动控制, 能源的综合利用。现在进行的研究项目有: 国家自然科学基金——基于动态负荷预测的建筑冷热电联供系统动态特性研究等。

About the author

Wu Jingyi (1963-), female, Ph. D./Professor, 021-34206776, E-mail: jywu@sjtu.edu.cn. Research fields: Energy management and control of refrigeration and air-conditioning system. Energy complex utilization. The author takes on project supported by the National Natural Science Foundation of China: Dynamic characteristics study of combined cooling, heating and power system based building load prediction.