

蓄能型空气源热泵热水机组性能实验

曹琳^{1,2},倪龙³,李炳熙¹,吕永鹏³

(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 1500001 哈尔滨, caolin1212@126.com; 2. 南京理工大学 能源与动力工程学院, 210094 南京; 3. 哈尔滨工业大学 热泵空调技术研究所, 150090 哈尔滨)

摘要: 为了探索蓄能型空气源热泵热水机组的原理及应用的可行性, 研制了实验样机, 并通过实验测试对机组在各种模式下的运行性能进行研究. 结果表明: 机组在蓄热、蓄热蓄冷、单供热水以及供热水同时供冷水模式下均能实现高效运行, 尤其是在蓄热蓄冷和供热水同时供冷水模式下机组运行平均能效比更高; 在蓄能运行时, 蓄冷罐和蓄热罐内水温分布比较均匀, 有利于提高机组的蓄能能力. 增加蓄冷罐的体积以及降低压缩机启动控制点的位置, 有助于改善机组的节能效果和提高机组运行的可靠性.

关键词: 蓄能; 空气源热泵热水机组; 能效比; 实验

中图分类号: TU831.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2011)10-0071-05

Performance experiment of air-source heat pump-based hot water unit with energy-storage

CAO Lin^{1,2}, NI Long³, LI Bing-xi¹, LÜ Yong-peng³

(1. School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, 150001 Harbin, China, caolin1212@126.com; 2. School of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Science & Technology, 210094 Nanjing, China; 3. Institute of Heat Pump and Air Conditioning Technology, Harbin Institute of Technology, 150090 Harbin, China)

Abstract: To research the principle of air-source heat pump water unit with energy storage and the application feasibility in this field, the prototype of the hot water unit is developed. Performance of the unit in every mode is studied by experiments. Test results show that the unit can efficiently work in multiple modes, such as heat storage mode, heat and cooling storage mode, hot water supply mode, hot water and chilled water supply mode. Especially, the unit works with higher average energy efficiency ratio in heat and cooling storage mode as well as hot water and chilled water supply mode. In energy storage process, water temperature distribution in hot/chilled water tanks is comparatively uniform, which is favorable for improving the capacity of thermal storage. At the mean time, increasing accumulator volume and debasing location of compressor startup can improve the energy-saving potential and enhance reliability of the unit.

Key words: energy storage; air-source heat pump-based water unit; energy efficiency ratio; experiment

将热泵技术应用到热水供应方面的研究较早, 国内外学者也已经做了大量的工作. 但从国内外相关研究现状来看, 研究的内容主要集中在机组的动态特性^[1-3], 不同换热器形式^[4-5], 蓄热装置的设计和蓄热特性^[6]以及高温制冷工质特

性^[7]等方面. 此外, 常规的空气源热泵机组相关产品大致有2种形式: 一种是单纯以供应热水为目的的空气源热泵热水机组^[8]; 另一种是以空调运行为主的带热水供应的空气源热泵空调机组^[9-10]. 前一种形式在夏季供应热水时, 蒸发器不断向环境释放冷量, 造成冷量大量浪费; 冬季供应热水时, 又存在供热量不足和室外换热器结霜问题. 而后一种形式是以空调运行为主, 在夏季运行时利用空调冷凝热来供应热水, 但是, 在空调停止运行或在冬季、过渡季节不使用空调时, 热水的

收稿日期: 2010-06-05.

基金项目: 广东省教育部产学研合作项目(2008B080501013).

作者简介: 曹琳(1979—), 女, 博士后;

李炳熙(1962—), 男, 教授, 博士生导师.

供应只能靠辅助电加热作为主要热源。

为此,本文提出一种新的蓄能型空气源热泵热水机组形式^[11],以热水制备为主,夏季回收冷量用于空调,并通过夜间蓄能,实现电力的削峰填谷,特别适合热水供应量大且需要供冷的场合。本文通过实验测试,探究蓄能型空气源热泵热水机组在各种模式下运行性能。

1 蓄能型空气源热泵热水机组的提出及样机试制

1.1 蓄能型空气源热泵热水机组系统原理

本文提出的蓄能型空气源热泵热水机组,能够通过蓄能达到移峰填谷,并提供系统除霜的外部热源,改善系统的运行条件,保证了系统全年高效节能运行,而且还能在夏季和过渡季提供免费供冷,很好解决了目前空气源热泵热水供应形式的运行弊端。

如图1所示,蓄能型空气源热泵热水机组全

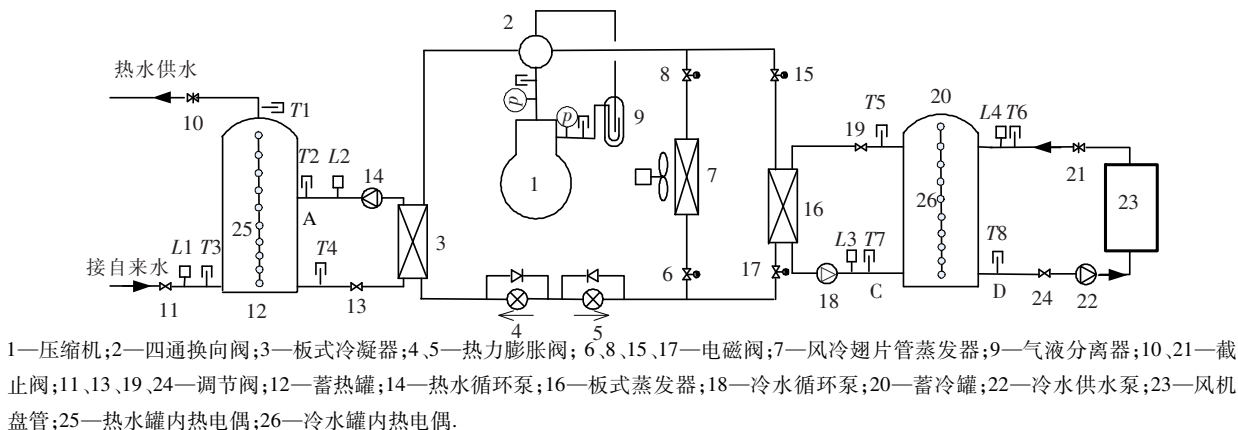


图1 蓄能型空气源热泵热水机组系统原理以及实验测点分布

1.2 实验样机的试制

如图2所示,试制的蓄能型空气源热泵热水机组样机,额定制热量为15 kW。其中,涡旋压缩机额定输入功率4.43 kW,排气量14.3 m³/h。板式冷凝器传热面积1.6 m²,板式蒸发器传热面积1.2 m²,翅片蒸发器外表面传热面积25.9 m²,传热管每排24根,3排。蓄热罐和蓄冷罐容积均为467.4 L,直径600 mm,高度1.6 m。

蓄能式热泵热水机组样机测试实验是在某空调公司柜机测试中心进行的,该公司柜机检测中心被国家压缩机制冷设备质量监督检验中心认定为委托装置,可实现流量、温度、压力、湿度等参数的测量和复杂的PLC逻辑控制。各项试验条件均能够满足蓄能式热泵热水机组样机测试实验的要求。具体的测点分布可参照图1,其中, T 为温度,采用热电偶测试; p 为压力,采用压力变送器测

年可在夜间蓄热模式、单供热水模式、蓄热蓄冷模式、供热水同时供冷水模式等多种运行模式下运行。夜间蓄热模式运行流程:1→2→3→5→6→7→8→2→9→1,热水通过热水循环泵14经板式冷凝器循环加热;单供热水模式是在蓄热模式运行后,开启阀门10和11,冷水从蓄热罐底部进入,热水从蓄热罐上部流出。当热水温度下降至不能满足于继续供应的温度时,机组切换到蓄热模式,直到热水温度达到供应要求;蓄热蓄冷模式运行流程:1→2→3→5→17→16→15→2→9→1,热水通过热水循环泵14经板式冷凝器循环加热,冷水通过冷水循环泵18经板式蒸发器循环降温;供热水同时供冷水模式是在蓄热蓄冷模式运行后,通过蓄热罐供应热水,通过蓄冷罐供应制冷需要的冷冻水。当热水温度下降至不能满足继续供应的温度时,机组切换到蓄热蓄冷模式,直到热水温度达到供应要求,再继续供应冷热水。

试; L 为流量,采用流量计测试。



图2 试验样机照片

2 实验结果分析

在实验过程中,机组在4种模式运行,由于热水温度是不断变化的,在1个运行周期内系统的各个性能参数也是时刻变化的,机组的能效比 R_{EE}

(Energy efficiency ratio)是 1 个运行周期内的平均值. 蓄热模式的运行周期是蓄热罐内的热水平均温度加热至 50 ℃ 时,机组运行的时间;蓄热蓄冷模式的运行周期是蓄冷罐内的冷水从初始温度降至 4 ℃ 时,机组运行的时间;供热水模式以及供热水同时供冷水模式的运行周期是出水温度为 50 ℃ 的热水以一定的流量向用户供水,当温度降至 40 ℃,停止供热水,并开启机组进行加热直到板式换热器出水温度达到 55 ℃ 时,总共消耗的时间.

2.1 蓄热模式运行特性分析

图 3(a)、3(b) 分别给出了在室外干球温度 20 ℃,湿球温度 15 ℃,且热水循环流量为 2.25 m³/h 的条件下,机组蓄热模式运行,蓄热罐内沿高度方向上各层水温、机组制热功率、机组总耗功率以及机组 R_{EE} 随时间的变化情况.

由图 3(a) 蓄热罐内水温分布可知,在蓄热过程中的任一时刻,位于循环热水进水口(高度 1 005 mm)处的水层温度较高,并向两侧逐渐递减;位于蓄热罐循环热水出水口(高度 125 mm)以下部分形成“死区”,“死区”内水温偏低,与上层的水温形成一定的温度梯度. 除去“死区”部分,在整个蓄热过程中,蓄热罐内各层水温度相差不大,温度层间最大温差不超过 2 ℃,水温分布较为均匀,即使位于蓄热罐内热水进水口以上的部分也没有出现较为明显的水温分层现象. 这种比较均匀的水温分布,有利于提高机组的蓄热能力. 这是由于在一定的蓄热罐体积和最高循环热水进水温度的条件下,蓄热罐内的热水温度分布越均匀,蓄热罐的蓄热量越大. 此外,由于“死区”温度较低,不利于充分利用蓄热罐的蓄热体积,因此,在蓄热罐设计中应尽量避免.

从图 3(b) 中显示的结果可看出,机组制热功率随蓄热时间的增加而逐渐下降,在整个蓄热过程中,机组制热功率下降了 11.11%. 相对于机组制热功率的变化,机组总耗功率的增加却相对较大,在整个蓄热过程中,机组总耗功率上升近 46.1%. 制热功率的下降和机组耗功的增加,致使机组 R_{EE} 随着蓄热罐内水温的上升而迅速下降,由蓄热刚开始时的 5.45 下降到终了时的 2.68. 这是由于在蓄热初始阶段,罐内水温偏低,机组运行在比较好的工况环境下,冷凝压力和排气温度都相对较低,机组的制热能力相对较高,消耗功率相对较低, R_{EE} 也就相对高;在蓄热的后期,蓄热罐内水温较高,造成冷凝压力偏高,致使压缩机的功耗迅速增加, R_{EE} 迅速下降. 尽管如此,在整个

蓄热过程中,机组的平均 R_{EE} 可达 3.78.

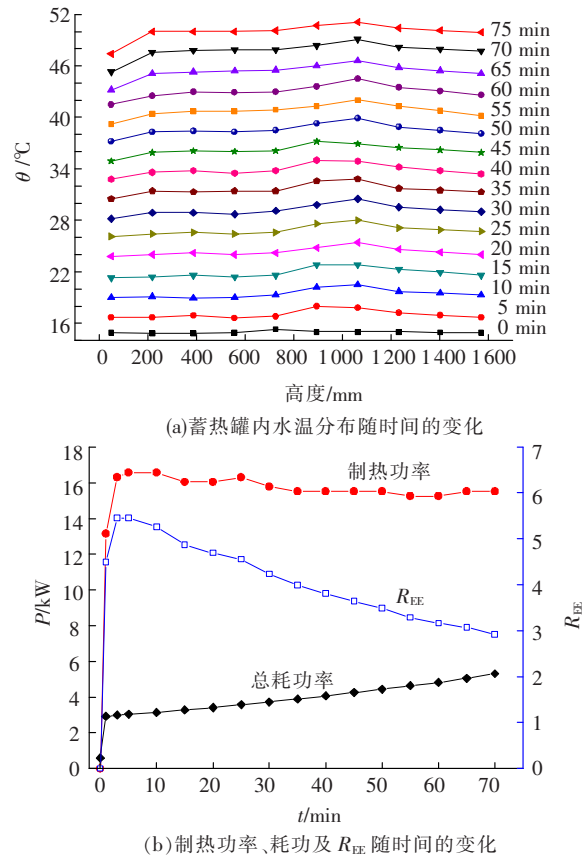


图 3 蓄热模式下蓄热罐内水温及机组运行参数

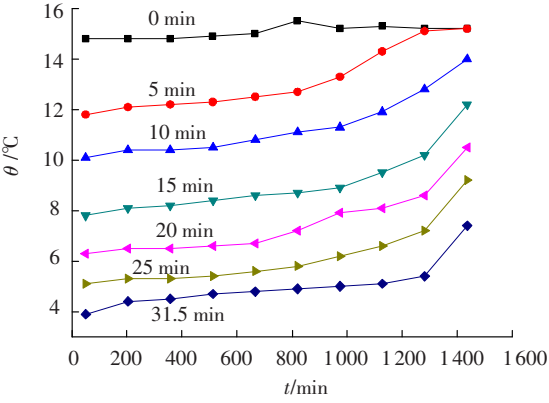
2.2 蓄热蓄冷模式运行特性分析

图 4 给出了室外干球温度 25 ℃,湿球温度 20 ℃,且冷冻水和热水循环流量分别 1.96 m³/h 和 2.25 m³/h 的条件下,蓄冷蓄热模式下蓄冷罐内水温分布,机组的制冷功率、制热功率、总耗功以及 R_{EE} 随时间的变化情况.

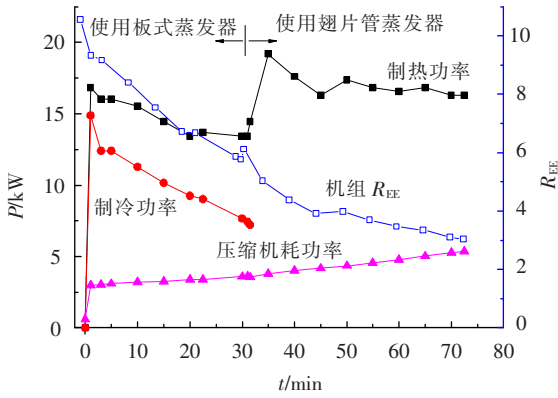
从图 4(a) 中可以看出,由于机组制取的冷水从蓄冷罐底部进入,致使蓄冷罐下层的水温下降较为迅速,上层水温延时下降,并逐渐在蓄冷罐内形成斜温层. 但是,由于冷冻水循环流量对于蓄冷罐内温度层的扰动较大,以及板式蒸发器进出水温差的限制,致使斜温层相对较短,温差也并不大,最高层与最低层温差仅有 2.5 ℃ 左右. 与蓄热罐类似,蓄冷罐内较均匀的水温分布,有利于提高机组的蓄冷能力.

由图 4(b) 可知,机组在蓄热蓄冷模式下运行的时段为 0 ~ 31.5 min,机组运行到 31.5 min 时,由于板式蒸发器出水温度超过预设设定值 2 ℃,蓄冷结束,但由于蓄热温度未超过设定值,此时关闭板式蒸发器,开启风冷翅片管蒸发器,机组处于蓄热模式运行. 在蓄热蓄冷阶段,随着蓄热罐内水温不断升高、蓄冷罐内水温不断降低,机组制热功率下降、耗功率上升, R_{EE} 由 10.57 下降到 6.12. 当

切换至蓄热模式时,由于室外温度相对较高,翅片管蒸发器开启后,机组制热功率在短时间内迅速升高,并出现明显拐点.同时,由于此时的制冷功率没有被回收,故这时的 R_{EE} 相对低些.根据实测数据,在蓄热蓄冷模式下,机组平均 R_{EE} 可达7.24;整个运行期间,机组平均 R_{EE} 为5.02,蓄热时间长达72.5 min,而蓄冷时间仅有31.5 min.因此,要想充分回收蒸发冷量,进一步提高机组运行的经济性,至少应将蓄冷罐体积再扩大1倍以上.



(a)蓄冷罐内水温分布随时间的变化



(b)机组制热功率、制冷功率、耗功及 R_{EE} 随时间变化

图 4 蓄热蓄冷模式下蓄冷罐内水温及机组运行参数

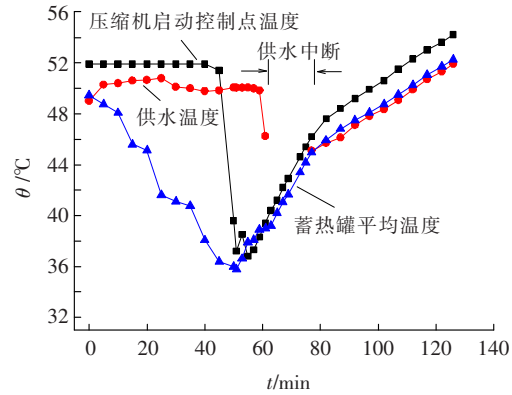
2.3 单供热水模式运行特性

图 5(a)、5(b) 分别给出了室外干球温度 20 ℃,湿球温度 15 ℃,热水出水流量为 0.2 m³/h,机组在供热水模式运行时,压缩机启动控制点温度、蓄热罐内热水平均温度、热水供水温度、机组制热功率、供热功率、耗功率和机组 R_{EE} 随时间的变化规律.

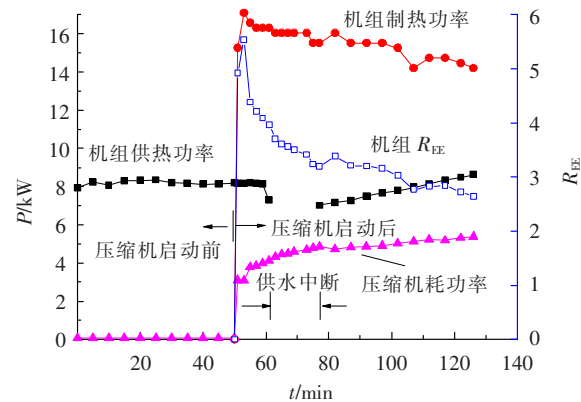
图 5(a) 中所示的压缩机启动温度控制点是为了保证机组具有 45 ℃ 以上出水温度而设置的,在本实验中,该控制点设在离蓄热罐底部距离为 700 mm 的位置,当该点温度低于 40 ℃ 时,启动机组加热热水.从图中可以看出,在前 45 min 运行时间内,压缩机启动温度控制点温度始终维持在 51.9 ℃,但在 45 min 至 52 min 时间段内,该点温

度由 51.9 ℃ 骤减到 39.6 ℃.此时,需要启动压缩机对蓄热罐内的热水进行加热.在压缩机启动后,蓄热罐内热水温度层受流入冷水的影响而被破坏,热水温度逐渐趋向均匀,最终使机组供水温度低于 45 ℃,无法满足用户要求,热水供应中断.在热水供应停止以后,罐内热水温度迅速被加热,在停水 15 min 后,供水温度重新升至 45 ℃,则继续向用户供应热水,此后,蓄热罐内热水平均温度和供水温度不断上升,直至热水进水温度达到 55 ℃ 时,完成 1 个热水供应周期.由于热水供应流量对持续供热水影响较大,为避免供水中断,可适当降低压缩机启动控制点的位置.

由图 5(b) 可知,从供水开始到供水中断前 1 min,由于供水温度基本维持在 50 ℃,故机组供热功率较稳定.压缩机启动时,由于板式换热器进水温度较低,则机组制热功率和 R_{EE} 较高.但是,随着机组运行时间的延长,蓄热罐内的热水逐渐趋向均匀,板式换热器进水温度升高,机组的 R_{EE} 自然也随之下降.在供热水中断后,由于无冷水进入蓄热罐,板式换热器进水温度上升,机组的制热功率和 R_{EE} 都随之下降.恢复供热水后,由于板式换热器的进水温度下降,机组的制热功率和 R_{EE} 有所上升,此后又开始下降.这是由于供热水流量



(a)压缩机启动控制温度、机组供水温度、蓄热罐平均水温



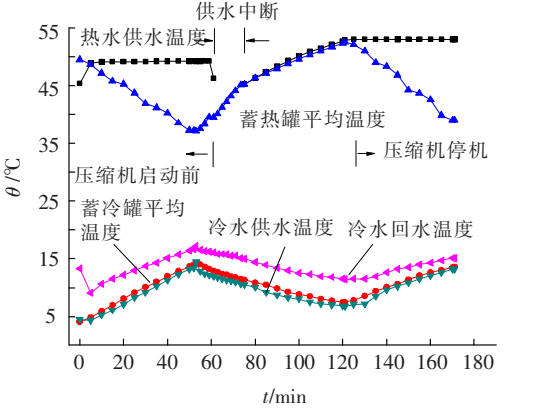
(b)供热功率、制热功率、耗功率及 R_{EE} 随时间的变化

图 5 单供热水模式下压缩机启动控制温度、供水温度、蓄热罐平均水温及机组运行参数

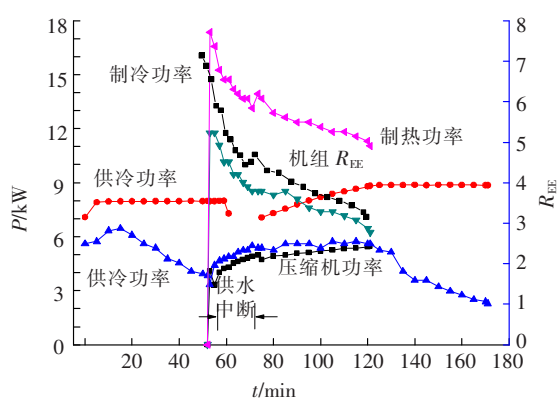
相对循环热水流量较小,冷水补水量对于机组制热功率和 R_{EE} 的提升有限. 在 1 个供水周期内,机组的平均 R_{EE} 为 3.25.

2.4 供热水同时供冷水模式运行特性

图 6(a)和图 6(b)分别给出了室外工况为干球温度 25 ℃、湿球温度 20 ℃条件下,热水出水流量为 0.2 m³/h,冷水出水流量为 1.03 m³/h,机组在供热水同时供冷水模式下运行时,机组主要运行参数随时间的变化规律.



(a) 机组回水温度及蓄热蓄冷罐平均温度随时间变化



(b) 压缩机功率、机组制热制冷功率、供热供冷功率及机组 R_{EE}

图 6 供热水同时供冷水模式下机组运行参数

从图 6(a)、6(b)显示的结果可知,在冷热水同时供应时,压缩机启动前,蓄热罐内平均水温逐渐下降,蓄冷罐内平均温度逐渐上升. 此时,冷水供水温度逐渐由最初的 4.5 ℃ 上升到 14.4 ℃,此时,供冷量由 6.45 kW 逐渐降低到 3.82 kW. 当机组运行到 53 min 时,压缩机启动控制点温度低于 40 ℃,压缩机启动,开启板式蒸发器进行蓄冷,机组供冷量也随之上升. 在压缩机启动后 8 min 至 20 min 之间,由于供热水温度低于 45 ℃,热水供应中断. 此时,蓄热罐内水温逐渐上升,致使蓄冷罐供冷功率随之下降. 当热水供应恢复后,板式冷凝器进水温度降低,蓄冷罐供冷功率随之上升. 当机组运行至 121 min,板式冷凝器出水温度达到 55 ℃,完成 1 个供水运行周期. 相对单供热水模式,机组能效比有大幅度升高,尤其压缩机刚启动时, R_{EE} 可以达到 7,在 1 个供水周期内,机组平均

R_{EE} 为 4.52.

3 结 论

1) 在蓄热模式和蓄热蓄冷模式下,蓄能型空气源热泵热水机组均具有较高的运行能效比,尤其是在蓄热蓄冷模式下,其平均能效比 R_{EE} 可达 7.24. 为了进一步节能,可适当增大蓄冷罐的体积.

2) 在蓄热运行时,除“死区”外,蓄热罐内各层水温度相对比较均匀,这对于蓄热是十分有利;蓄冷运行时,蓄冷罐内斜温层出现在蓄冷罐上部,但斜温层厚度并不大,其余各层水温也相对均匀.

3) 在单供热水模式和供热水同时供冷水模式下,机组运行平均 R_{EE} 分别为 3.25 和 4.52,热水供应流量对持续供热水影响较大,为了避免供水中断,可适当降低压缩机启动控制点的位置,或者减少蓄热罐热水扰动.

参考文献:

[1] ALI K, CIHAT A. Modeling of central domestic water heater for buildings [J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(2): 269 – 279.

[2] 江辉民, 孙平, 王洋, 等. 家用复合式空调器运行特性的模拟研究 [J]. 流体机械, 2008, 36(11): 65 – 70.

[3] LONG J, ZHU D. Numerical and experimental study on heat pump water heater with PCM for thermal storage [J]. Energy and Buildings, 2008, 40(4): 666 – 672.

[4] MEI V, CHEN F, DOMITROVIC R, et al. A study of a natural convection immersed condenser heat pump water heater [J]. ASHRAE Transactions, 2003, 109(2): 3 – 8.

[5] SHIN M, KIM H, JANG D, et al. Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system [J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(1): 17 – 27.

[6] 江辉民, 姚杨, 王家贵, 等. 多功能热泵空调器中蓄热装置的蓄能特性研究 [J]. 哈尔滨商业大学学报: 自然科学版, 2008, 24(6): 745 – 751.

[7] MEI V C, RONALD E. Experimental study of an R407C heat pump water heater [J]. ASHRAE Transactions, 2001, 107(2): 291 – 296.

[8] 周峰, 马国远. 空气能热泵热水器的现状 & 展望 [J]. 节能, 2006, (7): 13 – 17.

[9] JIANG H, JIANG Y, WANG Y, et al. An experimental study on a modified air conditioner with a domestic hot water supply (ACDHWS) [J]. Energy, 2006, 31(9): 1453 – 1467.

[10] JI J, PEI G, CHOW T, et al. Performance of multi-function domestic heat-pump system [J]. Applied Thermal Energy, 2005, 80(3): 307 – 326.

[11] 林小苗, 倪龙, 江辉民, 等. 公共建筑用空气源热泵热水机组初探 [J]. 建筑科学, 2009, 25(2): 55 – 59.

(编辑 魏希柱)