

温湿度对空气源热泵相变蓄能除霜系统特性影响

胡文举^{1,2}, 姜益强¹, 姚 杨¹, 倪 龙¹, 陈镇凯²

(1. 哈尔滨工业大学 市政环境工程学院, 150090 哈尔滨; 2. 广东吉荣空调有限公司 博士后科研工作站, 522000 广东 揭阳)

摘 要: 为明确空气温湿度对空气源热泵相变蓄能除霜系统除霜过程系统动态特性的影响, 进行了室外环境温度温湿度对系统除霜特性影响的实验研究. 结果表明, 相变蓄能除霜可以有效保证除霜过程压缩机吸气压力 0.35 MPa 以上, 高于系统低压保护设定值; 温度一定时, 随着室外空气湿度的增大除霜所需时间和除霜能耗逐渐增加; 空气相对湿度一定时, 除霜时间和除霜能耗随着空气温度的降低先增加后减少, 其中 -3 ℃ 工况下除霜时间最长和能耗最大. 温湿度对除霜系统动态特性具有重要影响, 相变蓄热器可有效提高空气源热泵除霜过程系统运行的可靠性, -3 ℃ 工况可选为设计除霜用相变蓄热器最不利工况.

关键词: 相变蓄能; 除霜; 空气源热泵; 温度; 湿度

中图分类号: TU831.6

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2012)06-0065-05

Effect of air temperature and humidity on system defrosting characteristics of a PCM based air source heat pump

HU Wen-ju^{1,2}, JIANG Yi-qiang¹, YAO Yang¹, NI Long¹, CHEN Zhen-kai²

(1. School of Municipal and Environmental Engineering, Harbin Institute of Technology, 150090 Harbin, China; 2. Post-Doctoral Research Center, Guangdong Ji Rong Air Conditioning Equipment Co. Ltd., 522000 Jieyang, Guangdong, China)

Abstract: The experiments were carried out to test the effect of air temperature and humidity on a novel PCM based reversed-cycle defrosting for air source heat pump (ASHP), and the results showed that PCM based reversed-cycle defrosting method could keep the suction pressure of compressor higher than 0.35 MPa, which was father higher than the system's low suction protection pressure. The system's defrosting time and energy consumption increased with the relative humidity when air temperature was kept constant. Furthermore, the system's defrosting time and energy consumption increased first and then decreased with the decrease of air temperature, and the most defrosting time and energy were consumed when the outdoor air temperature was -3 ℃. It could be concluded that the air temperature and humidity affected the defrosting process greatly and the system's reliability was improved greatly because shutting down of ASHP unit due to low suction pressure protection during defrosting could be effectively avoided by the PCM based heat exchanger, and -3 ℃ working condition could be selected as the most adverse design condition for the PCM based heat exchanger when the relative humidity was constant because the most defrosting time and energy were needed.

Key words: PCM based thermal energy storage; defrosting; air source heat pump; temperature; humidity

目前, 国内外对空气源热泵除霜方法进行了很多的研究. 文献[1-4]对除霜过程中的空气源热泵系统特性进行了研究, 分析了结霜除霜对热

泵系统性能的影响. 文献[5-6]建立了基于实验的空气源热泵除霜数学模型. 文献[7-9]研究了除霜过程、节流结构对除霜的影响. 然而, 除霜时为了避免向室内吹冷风而必须关闭室内机导致除霜时系统缺少低位热源, 进而导致除霜时压缩机吸气压力非常低, 除霜时间长, 在重度结霜情况下, 还会出现除霜不完全、不彻底等问题. 除霜问题严重影响了空气源热泵的性能和可靠性. 文献

收稿日期: 2011-08-16.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50606007);

广东省教育部产学研结合项目(2009B090300418).

作者简介: 胡文举(1981—), 男, 博士;

姜益强(1973—), 男, 教授, 博士生导师.

通信作者: 胡文举, huwenju@126.com.

[10]提出了具有良好的除霜性能的基于相变蓄能的热气除霜新系统,系统如图 1 所示.文献[11]针对相变蓄热器对热泵性能的影响进行了研究,确定了系统最佳的蓄热模式.文献[12]研

究了空气源热泵除霜模式对除霜速度的影响,认为相变蓄热器单独除霜是最佳的除霜模式.本文开展了有关室外空气温湿度对除霜空气源热泵相变蓄能系统的影响的实验研究.

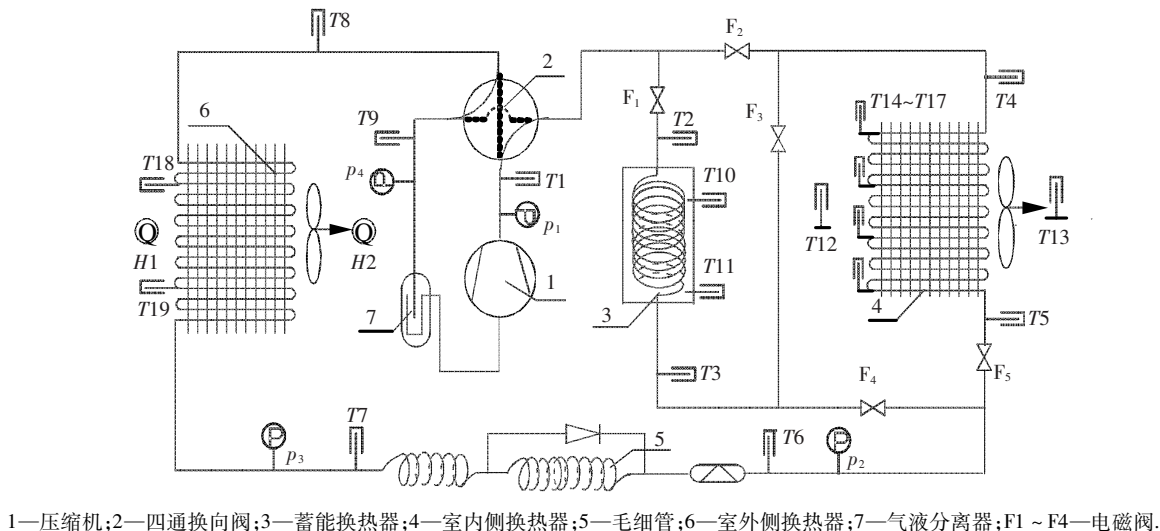


图 1 空气源热泵蓄能除霜系统结构及测点布置

1 实验装置及条件

1.1 人工模拟环境室

室外环境模拟小室空气处理系统主要有空气冷却、加热和加湿 3 部分组成.模拟小室降温通过制冷量为 4.5 kW 的移动冷水机组和冬季室外低温自然冷实现.加湿由两台加湿量为 300 g/h 的超声波加湿器实现,可通过对电压的调节实现加湿速度的调节.在本文实验中,室外机空气温度测量精度为 $\pm 0.25\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度测量精度为 $\pm 2\%$,室内机的入口平均空气温度控制在 $(19.5 \pm 0.5)\text{ }^{\circ}\text{C}$.

1.2 空气源热泵相变蓄能除霜系统及相变蓄热器的设计

该系统由 1 台分体采用 R22 作为制冷剂的热泵型房间空调器改造而成,其额定制热量为 2.5 kW,制冷量为 2.3 kW,额定功率 0.86 kW.

为达到迅速吸放热的目的,必须增大相变材料与制冷剂之间的换热面积.本实验设计出双螺旋盘管套筒形蓄热器.蓄热器由内外两套筒组成,将两个不同直径的螺旋盘管置于两套筒之间(长度分别为 5.70、6.67 m),相变材料充注于双螺旋盘管和内外套筒之间构成的 3 个夹层空间(容积为 1.869 mL),结构如图 2 所示(实线和虚线箭头分别为蓄热和除霜工况制冷剂的流向).

相变材料对蓄能除霜性能有重要影响.经筛选,采用质量分数为 2% 的 $\text{SrCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ 和 $\text{Ba}(\text{OH})_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ 溶液作为添加剂的 $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ 溶液作为蓄热材料.多次试验发现采用 1 L 相变材

料即可基本满足实验工况的除霜需要,因此本文除霜实验中采用的液相 $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ 溶液的体积为 1 L,各工况结霜时间均为 90 min.

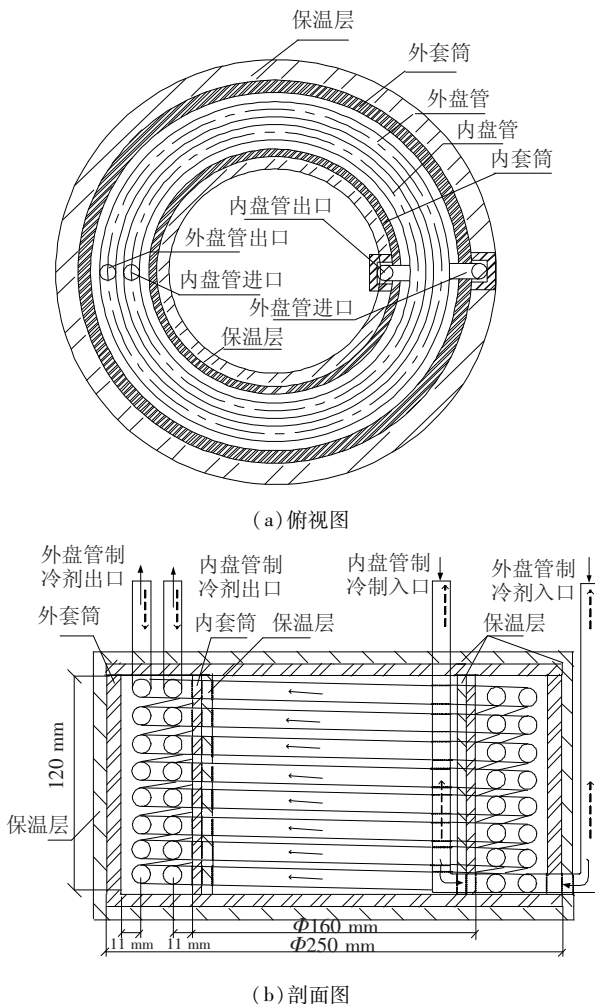


图 2 相变蓄热器结构示意图

1.3 实验数据采集

为研究空气源热泵相变蓄能除霜系统的动态特性,分别在压缩机的吸排口、毛细管和室外换热器之间布置压力传感器和温度传感器.此外,还在室外换热器的吸排风处布置了温度传感器、湿度传感器和风速传感器,用以测量室外换热器进出口空气状态和风量.在室外换热器的管壁上布置4个代表4个典型的测试区域的温度测点以观察在除霜过程中室外机管壁温度的变化.本实验选用温度传感器精度为 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,压力传感器精度为0.25级,湿度传感器精度为 $\pm 1.5\%$.实验测点布置如图1所示(T 、 p 、 H 分别代表温度、压力和相对湿度测点).

2 试验数据及分析

反复实验发现,当室外机表面温度升至 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时才能保证室外机表面水有少量的水蒸气逸出.因此本实验除霜时采用室外机表面温度升至 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 作为除霜终止的判断依据.

2.1 空气温度对除霜性能的影响

研究表明,空气源热泵温度为 $-5\sim 5\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度在70%以上气象条件下运行时室外换热器表面最易结霜^[13].因此本文研究中保证空气相对湿度为80%,分别对空气温度在 -5 、 -3 、 -1 、 1 、 3 、 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时进行实验研究.

2.1.1 压缩机吸排气压力比较与分析

图3为空气相对湿度为80%,不同空气温度时除霜过程中压缩机排气压力随时间的变化.由图可知,除霜过程中,压缩机的排气压力先降低后升高,且室外空气温度越高,升高速度越快.比较还可以发现,各种空气温度下,系统的除霜所需时间随着空气温度的降低先增长后缩短.比如,当空气温度分别为 5 、 -3 、 $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,除霜时间分别为182、393、332 s.分析原因,温度为 $0\sim 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,随着空气温度的降低室外换热器结霜量增多,而除霜过程中室外换热器由自然对流导致的向环境散热也越来越多,导致除霜时间增长.当越过结霜量最多温度点($0\text{ }^{\circ}\text{C}$)后,虽然结霜量变少,但空气温度越来越低,导致除霜时间并未随结霜量的减少而减少,反而增长.随着空气温度的降低,结霜量减少,结霜量对除霜速度的影响超过空气温度的影响,因此 $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时除霜时间比 $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时有所缩短.

图4为相对湿度为80%,不同空气温度时,除霜过程中压缩机吸气压力随时间的变化.由于系统高低压转换,在除霜初始30 s内压缩机吸气

压力迅速上升之后迅速下降至最低点,然后又经历了回升和再降低的过程.由图可知,除霜过程中,空气温度越高压缩机的吸气压力越高.实验发现,由于增加了相变蓄热器,即使 $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 工况下,除霜结束时压缩机的吸气压力保持在 0.4 MPa ,远高于压缩机的低压保护值(实际中通常设定为 $0.10\sim 0.15\text{ MPa}$).因此,相变蓄热器可有效提高压缩机的吸气压力,避免保护性停机.

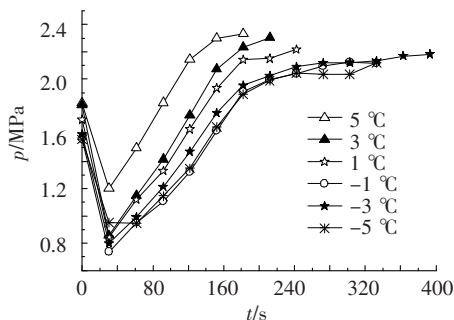


图3 压缩机排气压力随时间的变化

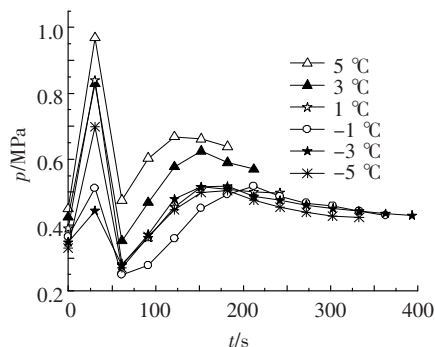


图4 压缩机吸气压力随时间的变化

2.1.2 室外机壁温比较与分析

图5为相对湿度为80%,不同空气温度时,除霜过程中室外机翅片管表面平均温度随时间的变化.由图可知,对于 5 、 -3 、 $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的工况,由于表面结霜量比较少,融霜时间非常短,和其他工况相比不存在温度保持稳定的阶段,而是直接升高.对于其他工况,室外机壁温先升高,后保持不变,然后再迅速升高且升高速度越来越慢.分析原因:除霜初始阶段,蒸发器被加热,温度迅速升高,当升高至 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,霜层开始融化,因此在一段时间内温度保持稳定.当霜层完全被融化后,翅片管被加热,温度迅速升高.随着温度的升高,翅片管和环境间的温差越来越大,自然对流损失所占比重大,因此升高速度减慢.

2.1.3 压缩机功率的比较与分析

图6、7分别为相对湿度为80%,不同空气温度时,除霜过程中压缩机功率随时间的变化和压缩机能耗随温度的变化.由图可知,在除霜初始30 s内,压缩机功率迅速降低至最低点,约为 $400\sim 500\text{ W}$,然后又逐渐升高.当环境温度低于

3℃时,压缩机的能耗在除霜后期保持缓慢的稳定增长.对比7种工况压缩机耗功可知,在本实验条件下,当相对湿度为80%时,在空气温度为-3~5℃时,压缩机在整个除霜过程中能耗随着空气温度的降低而逐渐增高.由于-5℃时结霜量少于-3℃时的工况,导致-5℃时系统能耗比-3℃时能耗减少约50 kJ.理论分析知,温度一定时,结霜量随相对湿度的增加而增加,而除霜时滞留霜水的蒸发速度由于相对湿度的增加而减小,必然导致滞留水蒸干时间延长,对流散热损失增加.因此,可认为当湿度一定时,-3℃时的工况为本实验条件下设计相变蓄热器的最不利工况.

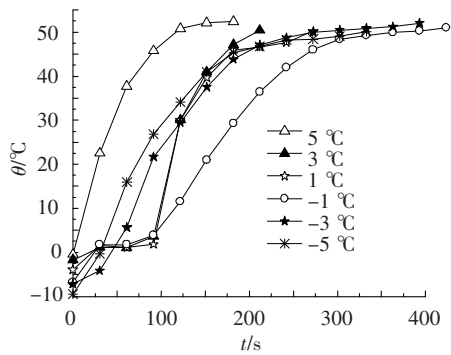


图 5 室外机平均壁温随时间的变化

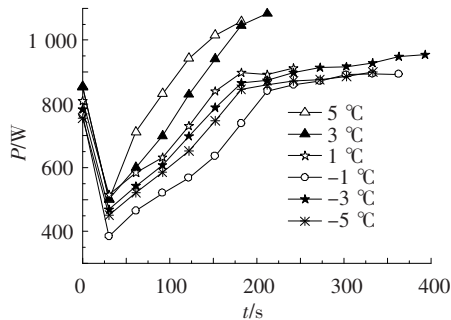


图 6 压缩机功率随时间的变化

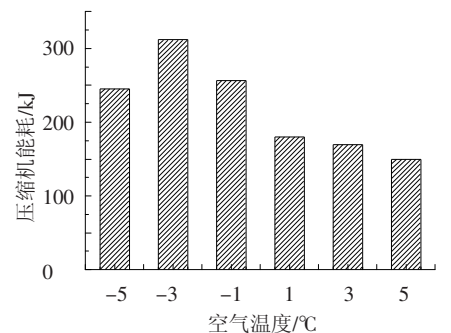


图 7 压缩机能耗随温度的变化

2.1.4 相变材料温度的比较与分析

图 8 为相对湿度为 80%,不同空气温度时,除霜及系统再次蓄热过程中相变材料温度随时间的变化.由图可知,在除霜初始时刻室外空气温度越高相变材料温度越高.随着除霜的继续,相变材料温度迅速降低.对于 5℃和 3℃时的工况,由于

除霜时间较短,相变材料初始温度较高,除霜结束时相变材料温度还未低于相变温度.对于其他 4 种工况,相变材料最终温度均低于相变温度,其中 3℃工况相变材料温度最低.由相变材料温度变化可知,所设计相变蓄热器基本可以满足除霜的需要.除霜结束后,系统恢复供热(蓄热),相变材料温度逐渐升高,其中平缓区意味着相变材料正发生相变,越过相变温度点后,相变材料温度迅速升高.结合图 7 压缩机除霜能耗可知,应当把 -3℃作为实验条件下相变蓄热器设计的最不利工况温度.

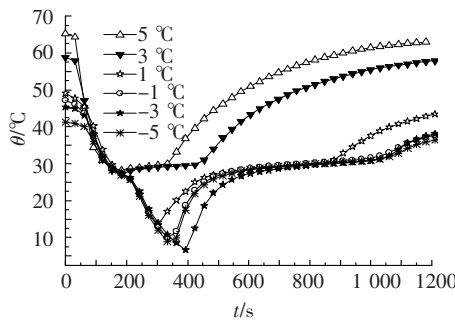


图 8 相变材料温度随时间的变化

2.2 空气湿度对除霜性能的影响

研究^[14-15]表明,当空气相对湿度一定时,空气温度为 0~3℃时,空气源热泵室外换热器结霜最为严重.因此,为研究相对湿度对除霜时间、相变材料温度及压缩机能耗的影响,结霜时保证空气温度为 1℃,分别对空气湿度为 55%,60%,70%,80%,85%时的工况进行研究.

2.2.1 除霜时间和除霜结束时相变材料温度比较

图 9 为室外空气温度为 1℃,除霜时间和除霜结束时相变材料温度随相对湿度的变化.由图可知,随着室外空气相对湿度的增大除霜时间逐渐增长.当相对湿度为 55%时,由于结霜量非常少,将室外换热器升高至 50℃仅需 150 s,除霜时间较短,除霜结束时相变材料温度为 31℃,未发生相变.随着相对湿度的增大,除霜时间逐渐升高,当相对湿度升至 85%时,除霜时间增至 270 s,除霜结束时相变材料温度仅为 0.6℃,蓄能略有不足.

2.2.2 除霜能耗随相对湿度的变化

图 10 为室外空气温度为 1℃,除霜能耗随相对湿度的变化.随着室外空气相对湿度的增大除霜过程压缩机能耗逐渐增大.当相对湿度为 55%时,由于结霜量非常少,除霜过程压缩机能耗仅为 116 kJ.随着相对湿度的增大,除霜时间逐渐增长.当相对湿度升至 85%时,除霜过程压缩机能耗增至 206 kJ.因此,在设计相变蓄热器时,应充

分考虑热泵所应用地域空气相对湿度,避免出现蓄热不足情况。

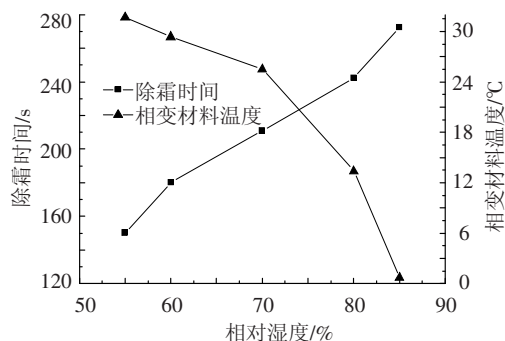


图9 除霜时间和除霜结束时相变材料温度随相对湿度的变化

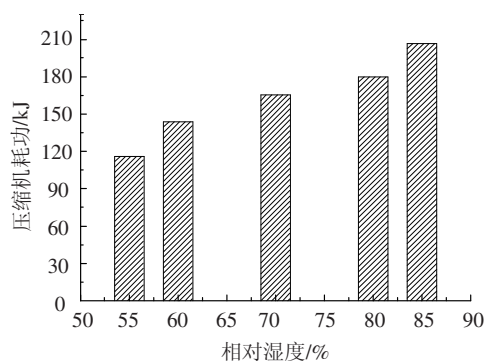


图10 压缩机能耗随相对湿度的变化

3 结 论

1)对空气温湿度对空气源热泵相变蓄能除霜系统的除霜特性、除霜时间及能耗的影响进行了实验研究,发现在保持室外空气温度不变时,随着室外空气湿度的增大除霜所需时间逐渐增长,除霜能耗逐渐增加。

2)当空气相对湿度一定时,除霜时间随着空气温度的降低先增长后减少,除霜能耗先增大后减少,其中 -3°C 工况为实验条件下除霜时间最长、能耗最大、除霜结束时相变材料温度最低工况。

3)空气湿度一定时,除霜过程中压缩机排气压力和功率先降低后升高,吸气压力先升高后降低,且空气温度越高,压缩机吸排气压力和功率越高。

4)除霜过程中,随着除霜进行室外机表面呈现不同的传热机理,其表面温度先迅速升温,然后不变,然后再迅速升温,最后再缓慢升温;相变蓄能除霜可有效提高除霜过程压缩机吸气压力,避免低压保护,提高了空气源热泵的可靠性。

参考文献:

- [1] KRAKOW K I, LIN SUI, YAN LI. An idealized model of reversed-cycle hot gas defrosting [J]. ASHRAE Trans, 1993, 99(2): 317-328.
- [2] 黄虎,李志浩,虞维平. 风冷热泵冷热水机组除霜过程仿真[J]. 东南大学学报, 2001, 31(1): 52-56.
- [3] 刘川,郭宪民,杨宾. 使用条缝翅片管换热器的空气源热泵机组除霜特性研究[J]. 流体机械, 2009, 37(12): 52-56.
- [4] KRAKOW K I, YAN L, LIN S. A model of hot-gas defrosting of evaporators-part 1: heat and mass transfer theory [J]. ASHRAE Trans, 1992, 98(1): 451-461.
- [5] KRAKOW K I, YAN L, LIN S. A model of hot-gas defrosting of evaporators-part 2: heat and mass transfer theory [J]. ASHRAE Trans, 1992, 98(1): 462-474.
- [6] O'NEAL D L, PETERSON K, ANAND N K. Effect of short-tube orifice size on the performance of an air source heat pump during the reverse-cycle defrost [J]. Int J of Refrigeration, 1991, 14(1): 52-57.
- [7] 黄东,袁秀玲. 风冷热泵冷热水机组热气旁通除霜与逆循环除霜性能对比[J]. 西安交通大学学报, 2006, 40(5): 539-543.
- [8] 黄东,袁秀玲,陈蕴光. 节流机构对风冷热泵冷热水机组逆循环除霜时间的影响[J]. 西安交通大学学报, 2003, 37(5): 512-518.
- [9] 姜益强,姚杨,马最良. 空气源热泵结霜除霜损失系数的计算[J]. 暖通空调, 2000, 30(5): 24-26.
- [10] 韩志涛,姚杨,马最良,等. 空气源热泵蓄能热气除霜新系统与实验研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2007, 39(6): 901-903.
- [11] 胡文举,姜益强,姚杨,等. 基于除霜的相变蓄热器对空气源热泵性能的影响[J]. 天津大学学报, 2009, 42(10): 908-912.
- [12] 胡文举. 空气源热泵相变蓄能除霜系统动态特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
- [13] 王剑峰,陈光明. 空气源热泵冬季结霜特性研究[J]. 制冷学报, 1997, 18(1): 24-27.
- [14] YAO Y, JIANG Y Q, DENG S M, et al. A study on the performance of the airside heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2004, 47(18): 3745-3756.
- [15] 陈轶光. 空气源热泵结霜-除霜特性的数值模拟与实验研究[D]. 天津: 天津商学院, 2006.

(编辑 魏希柱)