

文章编号:0253-4339(2017)01-0034-06

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2017.01.034

复叠式空气源热泵蓄能除霜与常规除霜特性实验研究

曲明璐 李天瑞 樊亚男 王坛

(上海理工大学环境与建筑学院 上海 200093)

摘要 针对复叠式空气源热泵在冬季寒冷地区供热运行中遇到的结霜和除霜问题,本文提出增设蓄热器的蓄能复叠式空气源热泵除霜系统,通过实验研究了该系统间断制热蓄能除霜及不间断制热蓄能除霜两种除霜模式下的除霜特性,并与常规复叠式空气源热泵采用的低温级热气旁通除霜方式进行对比分析。结果表明:采用蓄能除霜方法的除霜时间较旁通除霜减少 71.4%~77.6%,系统除霜能耗降低 65.1%~85.2%,机组除霜运行更稳定、可靠。

关键词 空气源热泵;复叠式循环;除霜;蓄热器

中图分类号:TQ051.5; TU831.5; TK02

文献标识码:A

Experimental Study on Characteristics of Energy Storage Defrosting and Conventional Defrosting for Cascade Air Source Heat Pump

Qu Minglu Li Tianrui Fan Yanan Wang Tan

(School of Environment & Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract Based on the frosting and defrosting problems of cascade air source heat pumps (CASHPs) during heating operation in the cold area in winter, a novel thermal energy storage CASHP defrosting system with a thermal accumulator is proposed. The defrosting performances of thermal energy storage defrosting mode with intermittent heating and continuous heating were experimentally studied, and then the experimental results were compared with common used hot-gas bypass defrosting mode. It was found that in energy storage defrosting mode, the defrosting duration time and the energy consumption were reduced by 71.4%–77.6% and 65.1%–85.2% respectively compared with hot-gas bypass defrosting mode, and the system defrosting operation was more stable and reliable.

Keywords air source heat pump; cascade cycle; defrosting; thermal accumulator

空气源热泵具有热源获取方便、效率较高、操作简单、无污染等诸多优点,在我国长江流域及以南地区得到广泛的应用。但是在低温环境下运行时,蒸发器表面结霜而造成节能性和可靠性的下降^[1-2],直接阻碍了其在我国北方低温寒冷地区的推广和使用。采用复叠式空气源热泵可以改善空气源热泵的低温适应性、提高其低温制热性能。近年来对复叠式热泵的相关研究主要包括运行特性研究^[3-5]、制冷剂研究^[6-8]、空气源热泵高温热水器^[9-11]、系统性能优化^[12-14]、以及中间温度控制等。与常规空气源热泵相同,复叠式空气源热泵在供热运行中当室外机表面温度低于空气露点且低于冰点时,也出现结霜现象。为了保证机组的良好运行状态,需要对室外机进行周期性的除霜。一般复叠式空气源热泵采用低温级旁通除霜的方法。与逆循环除霜方法相比,此方法可以

利用复叠式系统的特点,避免高低温级同时换向除霜过程中出现的一些运行问题^[15-16]。然而当室外温度低于某一值(临界点在 $-12\sim-9\text{ }^{\circ}\text{C}$)时,热气旁通除霜法除霜将无法除尽低温级蒸发器上的霜层。原因在于单级运行的吸排气温度均很低,室外温度也很低,压缩机制取的热量无法满足换热器从环境吸收的冷量和换热器霜层化霜所需的热量^[17]。

本文将蓄能技术引入复叠式空气源热泵系统中,提出蓄能复叠式空气源热泵除霜新系统。即在常规复叠式空气源热泵系统中增设蓄热器,在室内环境满足要求的前提下,将复叠式空气源热泵高效制热运行时低温级的部分余热储存在蓄热器内,通过高低温级循环在不同运行模式时的能量存储和转移,实现低温级换向除霜。这种蓄能除霜方法分为间断供热蓄能除霜和不间断供热蓄能除霜两种运行方式。两者的主要

区别在于除霜过程中高温级压缩机及室内风机是否正常运行,即室内侧是否正常供热。本文重点将这两种运行模式的蓄能除霜方法与目前常规的低温级热气旁通除霜方法对比,分析各模式下的除霜特性。

1 系统原理及实验介绍

1.1 实验系统介绍

实验系统由三部分组成,即焓差环境实验室、复叠式空气源热泵蓄能除霜系统和数据采集系统。

1.1.1 焓差环境实验室

实验在上海理工大学环境与建筑学院的焓差环境实验室中进行,实验室可提供恒定的室内外环境,由室内侧、室外侧和量热室组成。主要设备包括室内侧和室外侧空气处理设备(制冷系统、电加热和电加湿等)、室内焓差测试装置(本体)、取样装置、稳压电源控制柜、电气控制装置以及数据采集系统等。被测室外机组安装在焓差环境实验室的室外侧,被测室内机组安装在焓差环境实验室的室内侧。

1.1.2 复叠式空气源热泵蓄能除霜系统

复叠式空气源热泵蓄能除霜系统包括低温级循环和高温级循环,及蓄热器三部分。低温级循环工质为 R410A,高温级循环工质为 R134a。系统主要由高低温级压缩机、室内机、室外机、蒸发冷凝器、储水蓄热器、四通换向阀和电磁阀等设备组成,系统原理图如图 1 所示。

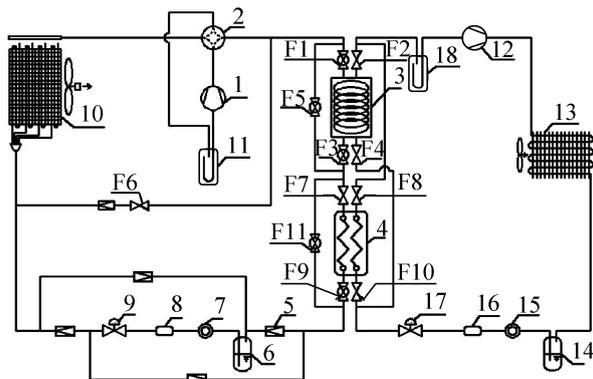
实验选用双螺旋盘管形式的蓄热器,如图 2 所示,蓄热材料为水。为选择与实验中复叠式热泵相匹配的蓄热器,根据结霜量及室内侧要求达到的供热温度得到除霜和不间断供热所需的热量约为 1 971 kJ,除霜前后水的温差约为 30 °C,计算可得蓄热用水量为 15.6 kg,选择蓄热器的容积为 15 L。为了减少蓄热量的损失,内套筒、外套筒、蓄热器底部及蓄热器上盖均做一层保温。蓄热过程中,低温级高温高压制冷剂进入蓄热盘管,加热管外蓄热材料;而释热(即除霜)过程蓄热罐中蓄热材料对高低温级循环都放热。

1.1.3 实验数据采集系统

复叠式空气源热泵蓄能除霜机组控制系统中,PLC 作为控制中枢,负责采集复叠式热泵系统高低温级循环的温度、压力等参数。并通过 PLC 的输出模块,实现系统的保护控制,控制蒸发器的风机变频,通过控制高低温级电机驱动器控制电子膨胀阀,控制压缩机、风机的启停、运行模式切换等。

1.2 实验方法及运行模式

实验过程中,保持稳定的结霜和除霜工况,室内侧模拟工况干球温度为 $(22 \pm 0.1) \text{ }^\circ\text{C}$,相对湿度为



1 低温级压缩机;2 四通换向阀;3 蓄热器;4 蒸发冷凝器;5 单向阀;6 低温级储液器;7 低温级视镜;8 低温级干燥过滤器;9 低温级电子膨胀阀;10 室外机;11 低温级气液分离器;12 高温级压缩机;13 室内机;14 高温级储液器;15 高温级视镜;16 高温级干燥过滤器;17 高温级电子膨胀阀;18 高温级气液分离器;F1、F3、F5、F9、F11 球阀;F2、F4、F6、F7、F8、F10 电磁阀

图 1 蓄能复叠式空气源热泵系统原理图

Fig.1 The schematic diagram of the energy storage based CASHP system

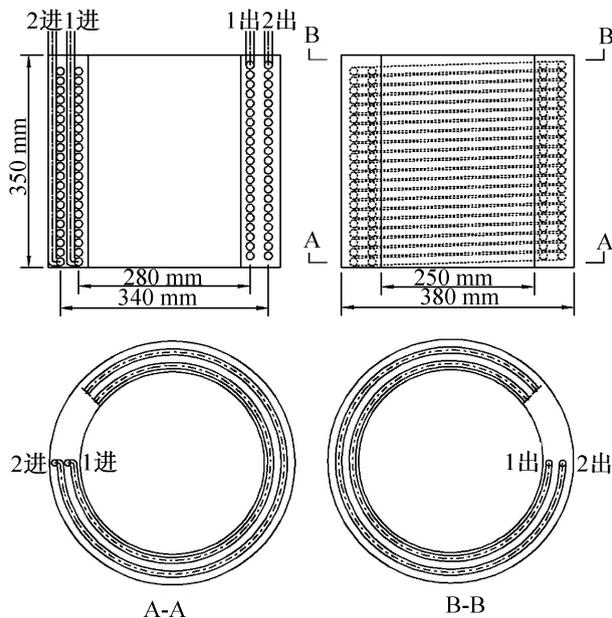


图 2 蓄热器结构示意图

Fig.2 The structure of thermal accumulator

$50\% \pm 3\%$;室外侧模拟工况干球温度为 $(-12 \pm 0.1) \text{ }^\circ\text{C}$,相对湿度为 $80\% \pm 3\%$ 。通过机组的控制系统和相应阀门的开启、关闭,实验系统可以实现五种运行模式:常规制热模式、蓄热模式、热气旁通除霜模式、间断制热蓄能除霜模式和不间断制热蓄能除霜模式。如图 1 所示,各运行模式下的工作原理及制冷剂的流动情况分别为:

1) 常规制热模式

阀门 F5, F7, F8, F9, F10 开, 其余阀门关闭。制冷剂在系统中的流程如下:

低温级循环: 低温级压缩机→四通换向阀→F5→F7→蒸发冷凝器→F9→低温级储液器→低温级电子膨胀阀→室外机→四通换向阀→低温级气液分离器→低温级压缩机;

高温级循环: 高温级压缩机→室内机→高温级储液器→高温级电子膨胀阀→F10→蒸发冷凝器→F8→高温级气液分离器→高温级压缩机。

2) 蓄热模式

为了保持机组稳定运行, 并提供一个比较基准, 蓄能除霜实验蓄热结霜的前 5 min, 开启常规制热模式, 5 min 后切换为蓄热模式, 此时阀门 F2, F4, F6, F5, F11 关闭, 其余阀门开启。蓄热结束后重新切换为常规制热模式, 直至达到除霜条件。制冷剂在系统中的流程如下:

低温级循环: 低温级压缩机→四通换向阀→F1→蓄热器→F3→F7→蒸发冷凝器→F9→低温级储液器→低温级电子膨胀阀→室外机→四通换向阀→低温级气液分离器→低温级压缩机;

高温级循环: 高温级压缩机→室内机→高温级储液器→高温级电子膨胀阀→F10→蒸发冷凝器→F8→高温级气液分离器→高温级压缩机。

3) 间断制热蓄能除霜模式

低温级制冷剂旁通蒸发冷凝器, 故除霜热量来源于蓄热器所蓄存的热量, 此时蓄热器作为蒸发器, 为低温级除霜提供能量。除霜过程中高温级机组处于停机状态, 室外换热器风机停止运行。除霜开始时, 低温级机组停机 60 s 以平衡系统压力, 之后低温级压缩机启动, 四通换向阀换向, 低温级电子膨胀阀开度开到最大, 阀门 F1, F3, F11 开启, 其余阀门关闭。制冷剂在系统中的流程如下:

低温级循环: 低温级压缩机→四通换向阀→室外机→低温级储液器→低温级电子膨胀阀→F11→F3→蓄热器→F1→四通换向阀→低温级气液分离器→低温级压缩机。

4) 不间断制热蓄能除霜模式

为使高温级在除霜过程中持续供热, 在间断制热蓄能除霜的基础上, 使高温级制冷剂亦旁通蒸发冷凝器, 即高温级亦从蓄热器取热, 且高温级制冷剂流向不变。阀门 F1, F2, F3, F4, F11 开启, 其余阀门关闭。同时, 高温级压缩机启动, 室内机开启。制冷剂在系统中的流程如下:

低温级循环: 低温级压缩机→四通换向阀→室外

机→低温级储液器→低温级电子膨胀阀→F11→F3→蓄热器→F1→四通换向阀→低温级气液分离器→低温级压缩机;

高温级循环: 高温级压缩机→室内机→高温级储液器→高温级电子膨胀阀→F4→蓄热器→F2→高温级气液分离器→高温级压缩机。

5) 热气旁通除霜模式

除霜开始时, 旁通支路上的电磁阀 F6 打开, 其余阀门关闭, 通过旁通支路将低温级压缩机排出的的高温高压制冷剂直接进入室外换热器, 利用其冷凝放热进行除霜。除霜过程中, 四通换向阀不换向, 高温级压缩机停机, 室内外换热器风机停止运行, 除霜的热量来源为压缩机所消耗的电能和压缩机壳体蓄热两部分。制冷剂在系统中的流程如下:

低温级循环: 低温级压缩机→四通换向阀→F6→室外机→四通换向阀→低温级气液分离器→低温级压缩机。

除霜条件的判断: 当低温级吸气压力达到约 0.167 MPa (蒸发温度为 $-41\text{ }^{\circ}\text{C}$), 此时高温级排气压力约为 1.05 MPa (冷凝温度为 $41\text{ }^{\circ}\text{C}$), 相比无霜条件下高温级排气压力下降约 25%, 因此, 以此作为开始除霜的判断标准。

结束除霜的判断: 当室外侧换热器最底层环路的出口温度达到 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, 并保持 10 s 以上, 霜层完全融化, 且翅片表面几乎没有滞留水珠, 以此作为结束除霜的判断标准。

2 实验结果及分析

2.1 间断制热蓄能除霜的实验结果及分析

该运行模式下的除霜时间为 410 s。除霜结束后, 收集到的融霜水量为 1.81 kg。整个除霜阶段系统耗电为 0.22 kW·h。图 3 所示为间断制热蓄能除霜时低温级吸排气压力变化。由图 3 可知, 间断制热蓄能除霜过程中, 低温级吸气压力相对稳定, 波动较小, 说明蓄热器能够提供足够的低位热量; 吸气压力的平均值为 0.27 MPa, 能够保证除霜时系统的正常运行。低温级压缩机排气压力由 0.44 MPa 升高至 1.44 MPa, 升高速率为 0.147 MPa/min。

图 4 所示为间断制热蓄能除霜时蓄热器内水温变化, 反映了蓄热器的释热过程。温度测点布置在蓄热器中部。由图 4 可知, 除霜时蓄热器作为蒸发器, 水温从 $35.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降低到除霜结束时的 $8.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

2.2 不间断制热蓄能除霜的实验结果及分析

该运行模式下除霜时间为 600 s。除霜结束后, 收集到的融霜水量为 1.72 kg。整个除霜阶段系统总耗

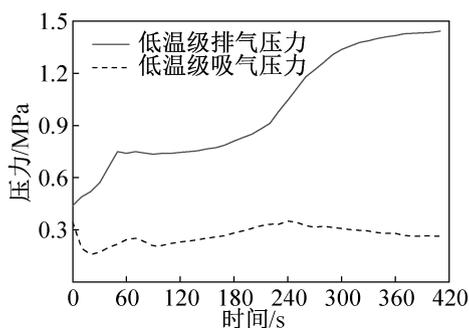


图 3 间断制热蓄能除霜低温级吸排气压力变化
Fig. 3 The variations of suction and discharge pressure of LT cycle in intermittent heating thermal energy storage defrosting mode

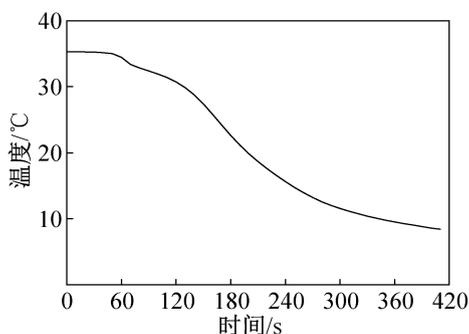


图 4 间断制热蓄能除霜蓄热器内水温变化
Fig. 4 The variation of water temperature in thermal accumulator in intermittent heating thermal energy storage defrosting mode

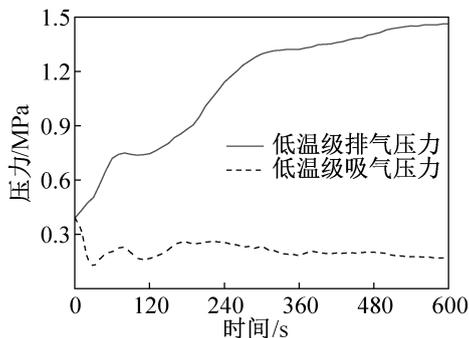


图 5 不间断制热蓄能除霜低温级吸排气压力变化
Fig. 5 The variations of suction and discharge pressure of LT cycle in continuous heating thermal energy storage defrosting

耗为 0.52 kW·h, 包括低温级及高温级除霜的能耗。

图 5 所示为不间断制热蓄能除霜时低温级吸排气压力变化。由图 5 可知, 低温级吸气压力较稳定, 波动较小, 吸气压力的平均值为 0.203 MPa, 较间断制热蓄能除霜时低 0.067 MPa, 整个除霜阶段吸气压力一直处于较低值, 不利于机组运行。除霜结束时排

气压力达到 1.46 MPa, 除霜过程中排气压力的平均升高速率为 0.107 MPa/min, 较间断制热蓄能除霜时低 0.04 MPa/min。

因此, 在融霜水量基本相同的情况下, 不间断制热蓄能除霜时, 低温级排气压力升高较快, 使室外机盘管温度上升较快, 除霜效果良好, 除霜时间为 600 s。由于除霜过程中高温级同时从蓄热器内取热, 减少了低温级除霜的低位热量, 相比间断制热蓄能除霜, 不间断制热蓄能除霜时低温级吸气压力较低, 排气压力升高速率较小, 除霜时间延长了 190 s。

图 6 所示为不间断制热蓄能除霜时, 高温级吸排气压力变化。图 7 所示为不间断制热蓄能除霜时, 制热量及室内进出风温差变化。由图 6 和图 7 可得, 由于蓄热量有限, 高温级低位热量不足, 除霜过程中高温级吸排气压力一直处于较低值, 制热效果有所降低, 最大制热量为 4.68 kW, 达到正常制热的 47.7%, 但仍可以保证一定的制热量。

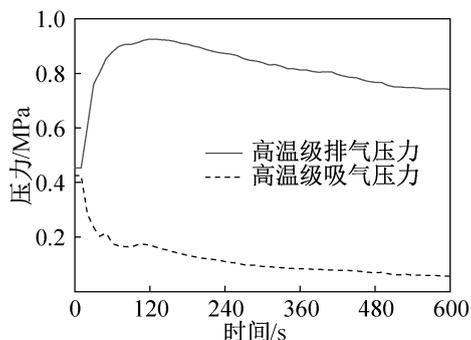


图 6 不间断制热蓄能除霜高温级吸排气压力变化
Fig. 6 The variations of suction and discharge pressure of HT cycle in continuous heating thermal energy storage defrosting mode

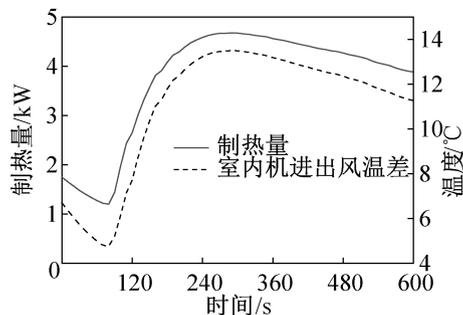


图 7 不间断制热蓄能除霜制热量及室内机进出风温差变化
Fig. 7 The variations of heat capacity and temperature difference between the inlet and outlet of the indoor unit in continuous heating thermal energy storage defrosting mode

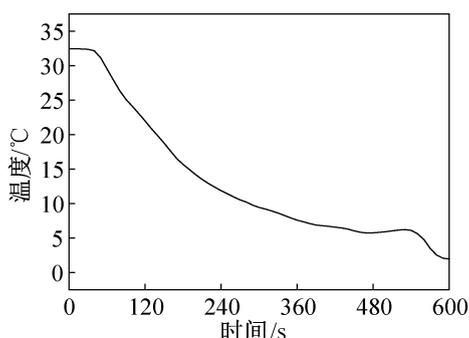


图 8 不间断制热蓄能除霜蓄热器内水温变化

Fig. 8 The variation of water temperature in thermal accumulator in continuous heating thermal energy storage defrosting mode

图 8 所示为不间断制热蓄能除霜时蓄热器内水温变化。可见,水温变化趋势与间断制热蓄能除霜类似,水温从 32.4 °C 降低到除霜结束时的 2 °C。释热过程中高低温级机组同时从蓄热器中取热,低温级蒸发温度较低,高温级蒸发温度较高,且低温级螺旋盘管的面积大于高温级螺旋盘管的面积,由于热量的耦合,可能使释热过程中,低温级取热较多,高温级取热不足。但考虑蓄能除霜的主要目的仍然是低温级的除霜,首先保证低温级的热量供给是有益的。

2.3 热气旁通除霜的实验结果及分析

为了与蓄能除霜的效果进行对比,将热气旁通除霜模式作为对比实验进行分析。该运行模式下除霜时间为 35 min。除霜结束后,收集到的融霜水量为 1.68 kg。整个除霜阶段系统耗功为 1.49 kW·h。

图 9 所示为热气旁通除霜时低温级吸排气压力变化。由图 9 可知,热气旁通除霜过程中低温级排气压力上升缓慢,且一直处于较低值,使室外机的盘管温度一直较低,造成除霜时间较长,系统耗功较大。且高温级停机室内机不供热,造成室内温度的大范围波动,影响室内的热舒适性,说明在如此低的室外环境下不宜采用热气旁通除霜。

将蓄能除霜与热气旁通除霜的实验结果对比,可知蓄能除霜方法优点为:

1) 除霜时间短

除霜时间直接反映了系统除霜的效果。在融霜水量基本相同的情况下,热气旁通除霜的除霜时间为 35 min,不间断制热蓄能除霜的除霜时间为 600 s,较热气旁通除霜缩短了 1 500 s,缩短 71.4%。间断制热蓄能除霜的除霜时间仅为 410 s,较热气旁通除霜缩短了 1 690 s,缩短 80.5%,即使加上除霜前的 60 s 停机时间,间断制热蓄能除霜较热气旁通除霜仍缩短了 1 630 s,缩短 77.6%,大幅缩短了除霜时间,即室

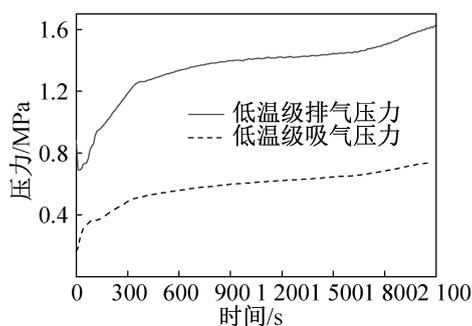


图 9 旁通除霜低温级吸排气压力变化

Fig. 9 The variations of suction and discharge pressure of LT cycle in hot-gas bypass defrosting mode

内无供热时间。

2) 机组的运行稳定

蓄能除霜过程中,蓄热器能够提供足够的低位热量,低温级吸气压力相对稳定,波动较小,能够保证除霜时系统的正常运行。由于热气旁通除霜吸气压力波动较大,对机组运行不利;排气压力升高的速率缓慢,使除霜进行缓慢。

3) 系统除霜能耗少

在融霜水量基本相同的情况下,热气旁通除霜的系统能耗为 1.49 kW·h;间断制热蓄能除霜的系统能耗为 0.22 kW·h,较热气旁通除霜减少了 1.27 kW·h,减少 85.2%。不间断制热蓄能除霜的系统能耗为 0.52 kW·h,包括低温级和高温级除霜的能耗,较热气旁通除霜减少了 0.97 kW·h,减少 65.1%。可见蓄能除霜的系统能耗更小,能效值更高、更节能。

3 结论

为解决复叠式空气源热泵除霜问题,本文提出了复叠式空气源热泵蓄能除霜新方法,并在室内侧干球温度为(22 ± 0.1) °C,相对湿度为 50% ± 3%;室外侧干球温度为(-12 ± 0.1) °C,相对湿度为 80% ± 3%的模拟工况条件下进行了间断及不间断制热两种蓄能除霜模式的实验,得到以下结论:

1) 在融霜水量基本相同的情况下,由于蓄热器能够提供足够的低位热量,间断及不间断制热蓄能除霜的除霜时间较热气旁通除霜分别缩短了 77.6% 和 71.4%;系统除霜能耗分别降低了 85.2% 和 65.1%。蓄能除霜模式下低温级吸气压力相对稳定,波动较小,系统运行可靠稳定。

2) 在融霜水量基本相同的情况下,不间断制热蓄能除霜模式除霜效果较好,能够保证一定的制热量。关于不间断制热蓄能除霜模式的高低温级能量匹配问题还需进一步研究。

本文受上海市青年科技英才扬帆计划(14YF1410000)和沪江基金资助项目(D14003)资助。(The project was supported by the Shanghai Sailing Program of Shanghai Committee of Science and Technology (No. 14YF1410000) and the Hujiang Foundation of China (No. D14003).)

参考文献

[1] 田津津, 张哲. 风冷热泵结霜工况下的实验研究[J]. 制冷与空调(四川), 2008, 22(1): 88-90. (TIAN Jinjin, ZHANG Zhe. Experimental study on air-cooled heat pump on the frosting condition[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2008, 22(1): 88-90.)

[2] Senshu T, Yasuda H, Oguni K, et al. Heat pump performance under frosting condition; part I-heat and mass transfer on cross-finned tube heat exchangers under frosting conditions[J]. ASHRAE Transactions, 1990, 96(1): 373-380.

[3] Kaushik S C, Kumar P, Jain S. Performance evaluation of irreversible cascaded refrigeration and heat pump cycles [J]. Energy Conversion and Management, 2002, 43(17): 2405-2424.

[4] Park H, Kim D H, Kim M S. Performance investigation of a cascade heat pump water heating system with a quasi-steady state analysis[J]. Energy, 2013, 63: 283-294.

[5] 陈剑波, 姚晶珊, 韩星, 等. 不同环境温度下复叠式空气源热泵高温热水系统运行特性研究[J]. 暖通空调, 2013, 43(7): 107-111. (CHEN Jianbo, YAO Jingshan, HAN Xing, et al. Study of cascade air-source heat pump of high temperature hot water unit under different environment temperature[J]. Journal of HV&AC, 2013, 43(7): 107-111.)

[6] 刘永忠, 冯霄. 复叠热泵冷冻干燥系统制冷剂的选择[J]. 华北电力大学学报, 2003, 30(5): 105-108. (LIU Yongzhong, FENG Xiao. Selection of working fluids on a cascade heat pump cycle in application to freeze-drying plant[J]. Journal of North China Electric Power University, 2003, 30(5): 105-108.)

[7] 杜垲, 徐卫荣. R134a-R123 自然复叠式热泵系统浓度配比分析[J]. 制冷学报, 2009, 30(2): 33-38. (DU Kai, XU Weirong. Concentration optimization of R134a/R123 in auto-cascade heat pump systems[J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(2): 33-38.)

[8] 赵海波, 杨昭. 复叠式水水热泵的制冷剂筛选[J]. 制冷学报, 2012, 33(5): 32-36. (ZHAO Haibo, YANG Zhao. Refrigerant selection for cascade water-to-water heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(5): 32-36.)

[9] 项招鹏. 复叠式蓄热型空气源热泵热水器性能优化分析[D]. 广州: 华南理工大学, 2010. (XIANG Zhaopeng. Optimization design on cascade air source heat pump water heater with thermal storage[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2010.)

[10] 朱玉娟. 复叠式蓄热型空气源热泵热水器动态特性研

究[D]. 广州: 华南理工大学, 2010. (ZHU Yujuan. Dynamic thermal characteristics research on cascade air source heat pump water heater with PCM[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2010.)

[11] 巫江虹, 王源霞, 游少芳, 等. 复叠式蓄热型空气源热泵热水器动态传热特性[J]. 化工学报, 2010, 61(Suppl. 2): 68-73. (WU Jianghong, WANG Yuanxia, YOU Shaofang, et al. Transient thermal behavior of cascade air source heat pump water heater with PCM[J]. CIESC Journal, 2010, 61(Suppl. 2): 68-73.)

[12] Bertsch S S, Groll E A. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(7): 1282-1292.

[13] 张红瑞, 刘学来, 李永安, 等. 节能高效空气源复叠式热泵系统[J]. 暖通空调, 2010, 40(11): 108-112. (ZHANG Hongrui, LIU Xuelai, LI Yongan, et al. Energy efficient cascade air source heat pump system[J]. Journal of HV&AC, 2010, 40(11): 108-112.)

[14] Roh C W, Kim M S. Effect of vapor-injection technique on the performance of a cascade heat pump water heater[J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 38:168-177.

[15] 黄东, 袁秀玲. 风冷热泵冷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. (HUANG Dong, YUAN Xiuling. Comparison of dynamic characteristics between the hot-gas bypass defrosting method and reverse-cycle defrosting method on an air-to-water heat pump[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2006, 40(5): 539-543.)

[16] 张杰, 兰菁, 杜瑞环, 等. 几种空气源热泵除霜方式的性能比较[J]. 制冷学报, 2012, 33(2): 47-49. (ZHANG Jie, LAN Jing, DU Ruihuan, et al. The performance comparison of several defrosting modes for air-source heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(2): 47-49.)

[17] 范巍. 复叠式空气源热泵热水器除霜控制方法实验研究[D]. 上海: 上海理工大学, 2013. (FAN Wei. Defrosting control methods experimental research based on the cascade type air-source heat pump water heater [D]. Shanghai: University of Shanghai for Science and Technology, 2013.)

通信作者简介

曲明璐, 女, 副教授, 硕士生导师, 上海理工大学环境与建筑学院, 13795377789, E-mail: quminglu@126.com。研究方向: 空气源热泵, 建筑设备热质交换过程。

About the corresponding author

Qu Minglu, female, associate professor, master supervisor, School of Environment & Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, +86 13795377789, E-mail: quminglu@126.com. Research fields: air source heat pump, heat and mass transfer process of building equipment.