

文章编号:0253 - 4339(2017) 03 - 0023 - 08

doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2017. 03. 023

# 复叠式空气源热泵双螺旋盘管蓄热器蓄放热特性实验研究

曲明璐 樊亚男 李天瑞 王坛

(上海理工大学环境与建筑学院 上海 200093)

**摘要** 本文在传统的复叠式空气源热泵中增加一个双螺旋盘管形式的蓄热器,并测量蓄热器内不同位置水温及蓄热器进出口制冷剂温度变化。研究了当室内侧模拟工况干球温度为  $22\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,相对湿度为  $50\% \pm 3\%$ ,室外侧模拟工况干球温度为  $-12\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$  时,蓄热器在蓄热模式、间断制热蓄能除霜模式、不间断制热蓄能除霜模式下的蓄放热特性。结果表明:该蓄热器有良好的蓄热能力及在不同低位热源条件下的放热能力。在间断和不间断制热蓄能除霜过程中,蓄热器的释热量分别为  $1\ 642.7\text{ kJ}$  和  $1\ 892.4\text{ kJ}$ ,可以满足除霜的要求和部分室内供热需求。

**关键词** 空气源热泵;复叠式循环;蓄热器;蓄放热特性;除霜

**中图分类号**:TB61<sup>+</sup>1; TQ051.5

**文献标识码**: A

## Experimental Study on Characteristics of Spiral Tube Heat Storage Tank for CASHP

Qu Minglu Fan Yanan Li Tianrui Wang Tan

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

**Abstract** The performance of a spiral-tube heat storage tank added to a traditional cascade air source heat pump was experimentally investigated. The water temperature of different measuring points and the refrigerant temperature at the inlet and outlet of the heat storage tank were measured. The dry bulb temperature for indoor simulated conditions was  $22\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , the relative humidity was  $50\% \pm 3\%$ , and the dry bulb temperature for outdoor simulated conditions was  $-12\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ . The characteristics of the heat storage tank in the thermal storage mode, thermal storage defrosting mode with intermittent heating, and thermal storage defrosting mode with continuous heating were experimentally studied. The experiment results indicated that the spiral-tube heat storage tank was effective for heat storage and heat release for low-grade heat sources at different temperatures. During a thermal storage defrosting mode with intermittent heating, and thermal storage defrosting mode with continuous heating, the amounts of heat release in the heat storage tank were  $1642.7\text{ kJ}$  and  $1892.4\text{ kJ}$ , respectively. These results can meet the requirements for defrosting and for part of indoor heating.

**Keywords** air source heat pump; cascade cycle; heat storage tank; charging and discharging characteristics; defrosting

空气源热泵空调技术是一种有效的节能方法<sup>[1-2]</sup>,可以大大降低一次能源的消耗。但是在较低环境温度的制热工况运行时存在效率较低、可靠性差及故障较多等问题,因此出现了复叠式空气源热泵系统<sup>[3-5]</sup>,但是在制热运行中,当室外机表面温度低于空气露点且低于冰点时,空气源热泵会出现结霜现象,严重影响热泵的供热效果。热气旁通除霜是复叠式空气源热泵除霜方法中较为有效的一种,但是在低温环境下除霜效果差,除霜时间长,甚至无法将霜层完全除尽。为解决以上问题出现了蓄能除霜,蓄能除霜是利用蓄热材料将热泵高效制热运行时的部分余

热储存起来,除霜时将其作为热泵的低位热源,通过蓄热材料的放热,向系统提供除霜所需的热量。国内针对蓄热器进行了很多研究,韩志涛等<sup>[6]</sup>为了突出蓄能热气除霜新系统的优越性,将相变蓄热装置引入到空气源热泵系统中,并与传统的热气旁通除霜系统做了对比;张红瑞等<sup>[7]</sup>提出了空气源热泵储水蓄能除霜系统,缓解了空气源热泵在除霜时室内环境舒适性恶化的问题,同时提高了机组除霜可靠性运行稳定性;曹琳等<sup>[8]</sup>为研究空气源热泵相变蓄能除霜系统的除霜过程动态特性及性能,开展了空气源热泵相变蓄能除霜系统的实验研究。董建锴等<sup>[9]</sup>搭建了空气

基金项目:国家自然科学基金青年基金(51406119)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 51406119).)

收稿日期:2016年7月14日

源热泵除霜系统动态实验台,研究了蓄能热气除霜系统运行动态特性,并且指出蓄能除霜能提高压缩机的吸排气压力,缩短除霜时间 60%。文博等<sup>[10]</sup>以圆柱形螺旋盘管相变蓄热装置为研究对象,实验分析其在不同室外温度下的蓄、放热特性和除霜特性。王志华等<sup>[11]</sup>利用固体干燥剂较强的除湿特性,提出一种新型无霜空气源热泵热水器。张志强等<sup>[12]</sup>测试了不同冷水进水温度和不同水流量下蓄热箱中石蜡及蓄热箱热水出口温度的变化情况。曲明璐等<sup>[13]</sup>研究了采用相变蓄能除霜方法的不同蓄能运行模式下空气源热泵的运行状况和室内热舒适情况。

针对蓄热材料的选择,按蓄热方式不同,可分为显热蓄能和相变潜热蓄能。相变材料在循环相变过程中存在热物理性质退化、材料泄漏、表面结霜等问题,而且价格较贵,热导率较差;显热蓄能通常为水箱蓄热,华南理工大学对一种复叠式蓄热型空气源热泵热水器系统的运行工况和性能优化进行了很多研究<sup>[14-15]</sup>。本文介绍复叠式蓄热型空气源热泵系统工作原理,对系统进行理论分析,研究通过实验和模拟的方法探讨热泵系统在蓄热过程和放热过程的热量传递及水箱温度动态变化特性,探索复叠式蓄热型空气源热泵热水器动态传热和效率耦合问题。

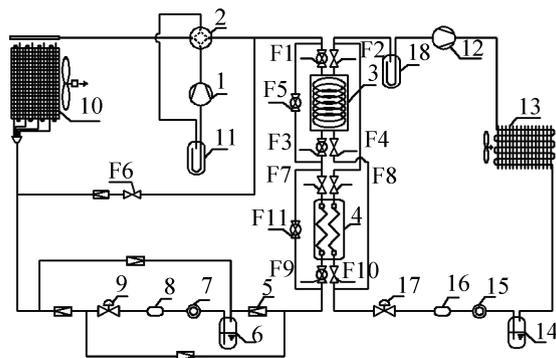
本文设计了蓄能复叠式空气源热泵系统,在复叠式空气源热泵低温级上增加一个双螺旋盘管形式的蓄热器,选用水作为蓄热材料,在供热/蓄能时该蓄热器作为冷凝器储存热量,在蓄能除霜模式下作为蒸发器向低温级提供低位热量用于除霜,同时也可向高温级提供热量用于对室内制热。本文对复叠式空气源热泵蓄热、除霜过程中蓄热器的蓄热、放热过程进行研究,分析了双螺旋盘管蓄热器的蓄放热特性。

## 1 系统的工作原理和结构形式

### 1.1 系统的工作原理

蓄能复叠式空气源热泵系统如图 1 所示,与常规复叠式空气源热泵相比,系统增加一个双螺旋盘管形式的蓄热器和相应电磁阀。低温级循环工质为 R410A,高温级循环工质为 R134a。该实验系统的详细介绍参照文献<sup>[16]</sup>。复叠式空气源热泵蓄热系统有三种工作模式:蓄热模式、间断制热蓄能除霜模式、不间断制热蓄能除霜模式。

在蓄热模式下蓄热器兼有冷凝器的作用,蓄能除霜模式下蓄热器作为蒸发器;在间断制热蓄能除霜时,四通阀换向,蓄热器作为蒸发器向低温级提供低



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 低温级视液镜;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 高温级视液镜;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

位热量用于除霜,高温级不运行;在不间断制热蓄能除霜时,四通阀换向,蓄热器作为蒸发器,提供的低位热量分别用于低温级的除霜和高温级的制热。

#### 1) 蓄热模式

此模式下阀门 F1, F3, F7, F8, F9, F10 开启,其余阀门关闭。蓄热结束后重新切换为常规制热模式,直至达到除霜条件。

制冷剂在系统中的工作流程如下:

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。

#### 2) 间断制热蓄能除霜模式

此模式下阀门 F1、F3、F11 开启,其余阀门关闭。同时,低温级压缩机启动,室外风机关闭,高温级压缩机和室内机均关闭。

制冷剂在系统中的工作流程如下:

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。

#### 3) 不间断制热蓄能除霜模式

此模式下阀门 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。

制冷剂在系统中的工作流程如下:

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。

### 1.1.1 蓄热材料的选择

本系统选用水作为蓄热材料。水作为蓄热材料具有以下优点:

1) 水有较高的比热容(4.212 kJ/(kg·K)),在相同的温度变化条件下能够吸收或放出较多的热量,同时在蓄放相同热量的条件下,可使用较少的蓄热材料,并缩小蓄热器的体积。

2) 水有较大的密度(1 000 kg/m<sup>3</sup>),储存相同质量蓄热材料时,可缩小蓄热器的体积。

3) 水的导热系数较高(0.551 W/(m·K)),使蓄放热速度较大,减小蓄放热和除霜时间。

4) 水作为生活中常见的物质,具有价格便宜,容易获取,性价比高的优点。

5) 水也是可再生的清洁能源,并且安全可靠、对外界物质腐蚀性小。

为了满足有效的除霜和除霜时高温级制热所需的热量,蓄热器蓄热容量为 15.6 L,即所需水的质量约为 15.6 kg。

### 1.1.2 蓄热器的结构和尺寸

本系统设计了双螺旋盘管形式的蓄热器,如图 2 所示。蓄热器分为内套筒和外套筒,在两个套筒之间放置两排管径相同的螺旋盘管,内盘管连接到高温级循环,外盘管连接到低温级循环。内套筒与盘管、外套筒与盘管及两个螺旋盘管之间构成了三个狭小的夹层空间,蓄热材料位于这三个夹层空间内,这种结构可以增加蓄热介质与制冷剂管道的接触面积,强化换热。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。

蓄热时低温级的高温高压制冷剂从外盘管上层流入,由上到下逐层加热管外蓄热材料,冷凝放热后由下方流出。间断制热除霜时,低温级的低温低压制冷剂从盘管底部流入,由下到上吸收管外蓄热量,吸热气化后由上方流出。不间断制热除霜时,低温级和高温级的低温低压制冷剂均从盘管底部流入,由下到上吸收管外蓄热量,吸热气化后由上方流出。蓄热器详细结构参数如表 1 所示。

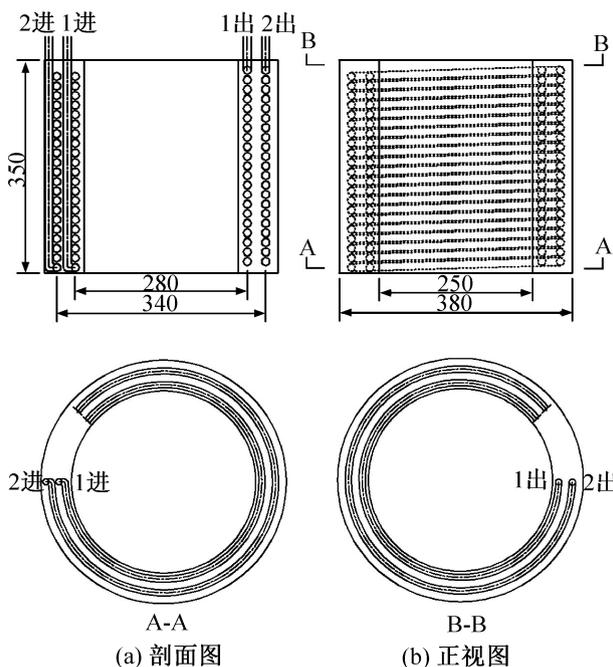


图 2 蓄热器结构示意图(单位:mm)

Fig.2 The schematic diagram of heat storage tank

表 1 蓄热器结构参数

Tab.1 Parameters of the heat storage tank

参数	尺寸
蓄热器高/mm	350
蓄热器容量/L	15.6
内套筒直/mm	250
外套筒直/mm	380
内盘管直/mm	280
外盘管直/mm	340
铜管规格/mm	Φ12.7×0.8
内盘管总长/m	18.5
外盘管总长/m	22.4

### 1.2 温度测点布置

实验中蓄热器内温度测点布置如图 3 所示。室外机盘管温度测点主要用于测量除霜时各盘管进出口温度,通过这些温度可间接地反映出除霜特性。蓄热器内温度测点主要用于测量蓄热、除霜时蓄热器内不同位置的水温,所用的温度传感器为 T 型铜-康铜热电偶,其量程为 -200 ~ 260 °C,精度为 ±0.1 °C,测量误差为 ±0.3 °C。其中 T<sub>U</sub>、T<sub>M</sub>、T<sub>L</sub> 分别为蓄热器内上部温度测点(T<sub>1</sub>、T<sub>2</sub>)的平均值、中间温度测点(T<sub>3</sub>、T<sub>4</sub>)的平均值和下部温度测点(T<sub>5</sub>、T<sub>6</sub>)的平均值。蓄热时通过分析蓄热器内水温变化来反映蓄热器的蓄

热特性,除霜时通过分析蓄热器内水温及蓄热器进出口的制冷剂温度的变化来反映蓄热器的放热特性。

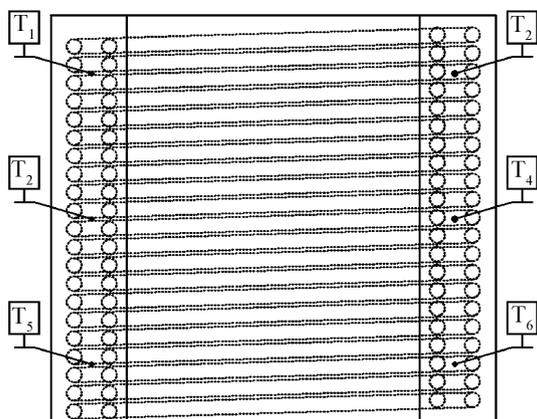


图 3 蓄热器内温度测点分布图

Fig. 3 Layout of temperature measuring points in heat storage tank

## 2 实验

### 2.1 实验条件

实验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  $22\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,相对湿度为  $50\% \pm 3\%$ ;室外侧模拟工况干球温度为  $-12\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。表 2 所示为实验条件,整个结霜过程持续了 97 min。当低温级蓄热器进出口温度分别与  $T_U$ 、 $T_L$  基本相等,可判断此时蓄热结束,实验中蓄热过程持续 27.8 min。

表 2 实验条件

Tab. 2 Experimental conditions

参数	取值
干球温度(室内)/ $^{\circ}\text{C}$	$22 \pm 0.1$
相对湿度(室内)/%	$50 \pm 3$
干球温度(室外)/ $^{\circ}\text{C}$	$-12 \pm 0.1$
相对湿度(室外)/%	$80 \pm 3$

### 2.2 结果分析

#### 2.2.1 蓄热时蓄热器蓄热特性分析

图 4、图 5 分别为蓄能除霜实验结霜时蓄热器内不同位置水温及低温级蓄热器进出口制冷剂温度变化,反映了蓄热器的运行特性。由图 4 可知,低温级蓄热器进出口初始温度分别为  $21.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $19.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,前 5 min 保持不变,随着蓄热的进行,低温级蓄热器进出口温度都逐渐升高,并且进口温度升高速率大于出口温度。32.8 min 时低温级蓄热器进出口温度分别为

$41.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $32.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,然后进出口温度又开始缓慢下降,97 min 的时候分别稳定在  $32.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $31.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

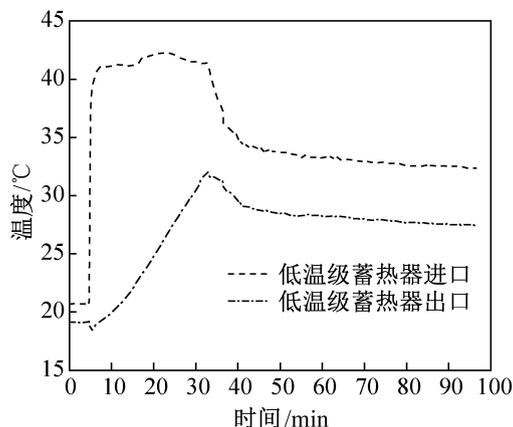


图 4 蓄热模式下蓄热器低温级进出口制冷剂温度变化

Fig. 4 The variations of refrigerant temperature at the inlet and outlet of low temperature (LT) cycle in heat storage tank in the thermal storage mode

由图 5 可知,5 min 时开启蓄热,此时  $T_U$ 、 $T_M$ 、 $T_L$  分别为  $20.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $19.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $18.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,随着蓄热的进行,蓄热器内水温逐渐升高,32.8 min 时  $T_U$ 、 $T_L$  分别为  $41.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $32.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,与低温级蓄热器进出口温度基本相等,可判断此时蓄热结束。蓄热时间为 27.8 min,蓄热结束时  $T_U$ 、 $T_M$ 、 $T_L$  分别为  $41.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $37.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $32.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。由于蓄热时低温级高温高压制冷剂自上而下流过蓄热器,蓄热时上部水温升高速率较快,整个蓄热过程中  $T_U$ 、 $T_M$ 、 $T_L$  的平均升高速率分别为  $0.74\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 、 $0.66\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 、 $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{min}$ 。关闭蓄热后,由于热量的散失和水的温差引起的自然对流, $T_U$ 、 $T_M$  均缓慢降低, $T_L$  基本稳定不变,制热结束时  $T_U$ 、 $T_M$ 、 $T_L$  分别为  $37.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $35.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $32.4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

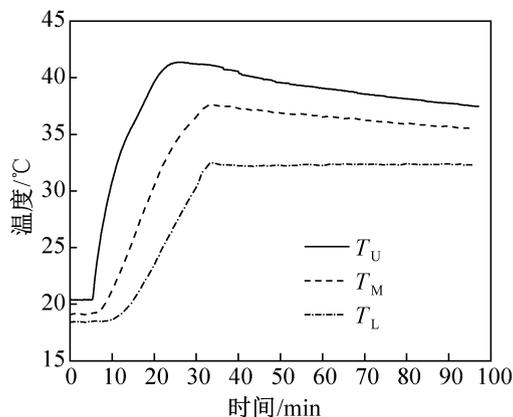


图 5 蓄热模式下蓄热器内不同位置水温变化

Fig. 5 The variations of the water temperature at different measuring points in heat storage tank in the thermal storage mode

综上所述:实验过程中系统的蓄热时间为 27.8 min,蓄热时低温级排气首先经过蓄热器,然后经过蒸发冷凝器,蓄热过程主要是低温级制冷剂的显热释热过程,一方面提高了蓄热速度,缩短了蓄热时间;另一方面能够使大部分制冷剂潜热为高温级所利用,减小了对高温级的影响,使其对系统制热的影响较小。

### 2.2.2 间断制热蓄能除霜时蓄热器放热特性分析

间断制热蓄能除霜时间为 410 s,除霜结束后,收集到的融霜水量为 1.81 kg。该模式下低温级压缩机启动,四通换向阀换向,室外风机关闭,高温级压缩机室内机和均关闭。图 6、图 7 分别为间断制热蓄能除霜时蓄热器低温级进出口制冷剂温度变化和蓄热器内不同位置水温变化,反映了蓄热器的释热过程。

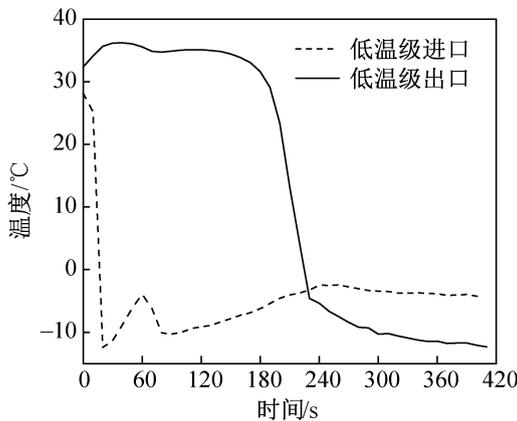


图 6 间断制热蓄能除霜模式下蓄热器低温级进出口制冷剂温度变化

Fig. 6 The variations of refrigerant temperature at the inlet and outlet of LT cycle in heat storage tank in the intermittent heating thermal storage defrosting mode

由图 6 可知,除霜开始后 20 s,蓄热器低温级进口温度降至最低点 -12.5 °C,进口温度呈升高趋势,240 s 时升至 -2.5 °C,之后进口温度缓慢下降,除霜结束时达到 -4.4 °C。除霜的前 180 s 蓄热器低温级出口温度基本稳定在 34.7 °C 左右,然后出口温度迅速下降,230 s 时下降至 -4.6 °C,之后出口温度下降速率变缓,除霜结束时出口温度达到 -12.3 °C,与进口温度相比较低,初期蓄热器内热量足够,出口有较大过热度,出口温度高于进口温度。随着蓄热器内热量释放,吸气压力下降,同时蒸发温度也下降,由于水与制冷剂的温差,上部的蒸发温度高于下部蒸发温度。而且蓄热器内的水温是分层的,下部水温比上部水温低。同时,由于蓄热器的体积较大,盘管总长度较长,蓄热器内制冷剂流动阻力大,造成蓄热器制冷剂出口温度与进口温度差较大。由图 7 可知,制冷剂自下而上流过蓄热器, $T_U$ 、 $T_M$ 、 $T_L$  的温降均有一定的

延迟,除霜的前 40 s, $T_L$  稳定在 32.2 °C 左右,除霜的前 50 s, $T_M$  稳定在 35.2 °C 左右,除霜的前 70 s, $T_U$  稳定在 37.1 °C 左右。之后随着除霜的进行水温逐渐降低,40 ~ 140 s, $T_L$  的下降速率最大;140 ~ 210 s, $T_M$  的下降速率最大;210 ~ 410 s, $T_U$  的下降速率最大。除霜结束时  $T_U$ 、 $T_M$ 、 $T_L$  分别为 16.1 °C、8.4 °C、5 °C,除霜过程中蓄热器的释热量为 1 642.7 kJ,平均释热速率为 4 kW。

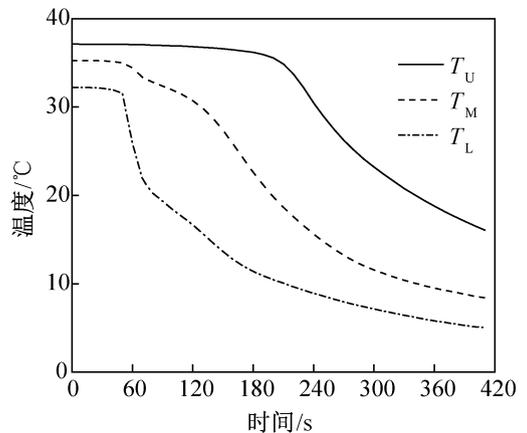


图 7 间断制热蓄能除霜模式下蓄热器内不同位置水温变化

Fig. 7 The variations of the water temperature at different measuring points in heat storage tank in the intermittent heating thermal storage defrosting mode

综上所述:除霜时蓄热器作为蒸发器,制冷剂自蓄热器下部流入,除霜初始阶段下部水温较高,热量充足,能够提供足够的低位热量,制冷剂自下部取热较多,故下部水温下降较快,上部水温下降较慢;制冷剂吸热后自蓄热器上部流出,被上部的高温热水过热,故前 180 s 蓄热器低温级出口温度较高且比较稳定;随着下部水温的降低,下部蓄热不足,制冷剂自上部取热增多,上部水温下降变快,下部水温下降变慢,蓄热器出口温度迅速降低。

### 2.2.3 不间断制热蓄能除霜时蓄热器放热特性分析

不间断制热蓄能除霜时间为 600 s,除霜结束后,收集到的融霜水量为 1.72 kg。该模式下低温级压缩机启动,四通换向阀换向,室外风机关闭。与间断制热蓄能除霜模式的不同,高温级压缩机和室内风机均开启。蓄热器作为蒸发器,提供的低位热量分别用于低温级的除霜和高温级的制热。图 8、图 9 分别为不间断制热蓄能除霜时蓄热器低温级进出口制冷剂温度变化和蓄热器高温级进出口制冷剂温度变化。由图 8 可知,后期除霜过程中蓄热器低温级进口温度在 -10 °C 左右波动,始终低于间断制热蓄能除霜时的值,相比间断制热蓄能除霜时蓄热器低温级出口温度

在除霜初始阶段有一段时间的稳定,不间断制热蓄能除霜时蓄热器低温级出口温度在 50 s 时达到最大 32.5 °C,然后迅速降低,这可能是由低温级低位热量不足引起的。

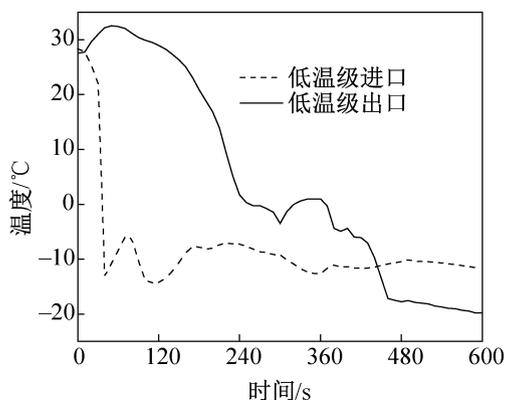


图 8 不间断制热蓄能除霜模式下蓄热器低温级进出口制冷剂温度变化

Fig. 8 The variations of refrigerant temperature at the inlet and outlet of LT cycle in heat storage tank in the continuous heating thermal storage defrosting mode

由图 9 可知,随着蓄热器内热量的不断减少,不间断制热蓄能除霜时蓄热器高温级进出口温度随时间均逐渐降低,相比蓄热器低温级出口温度,高温级蓄热器出口温度下降速率较快,在开机的 60 s 时出口温度开始低于进口温度,而蓄热器低温级出口温度在 440 s 时才开始低于进口温度,这是因为初期蓄热器内热量足够,出口有较大过热度,出口温度高于进口。随着蓄热器内热量释放,吸气压力下降,同时蒸发温度也下降。由于低温级制冷剂的平均蒸发温度

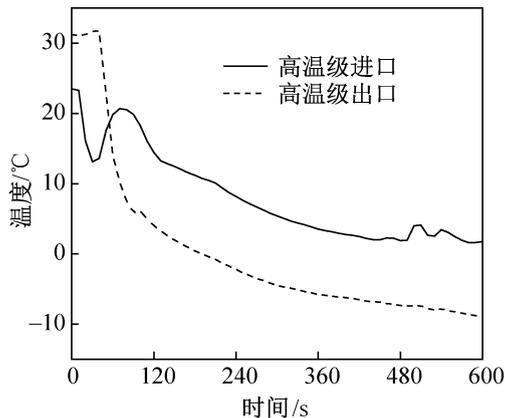


图 9 不间断制热蓄能除霜模式下蓄热器高温级进出口制冷剂温度变化

Fig. 9 The variations of refrigerant temperature at the inlet and outlet of high temperature cycle in heat storage tank in the continuous heating thermal storage defrosting mode

比高温级制冷级的平均蒸发温度低,在换热面积相差很小的情况下低温级吸取的热量大于高温级。同时蓄热器内制冷剂流动阻力也很大,所以与低温级相比,高温级出现出口温度低于进口温度时间较早。

图 10 所示为不间断制热蓄能除霜时蓄热器内不同位置水温变化,可知制冷剂自下而上流过蓄热器,  $T_U$ 、 $T_M$ 、 $T_L$  的温降均有一定延迟。除霜的前 20 s,  $T_L$  稳定在 28.5 °C 左右;除霜的前 30 s,  $T_M$  稳定在 32.4 °C 左右;除霜的前 50 s,  $T_U$  稳定在 34.4 °C 左右。之后随着除霜的进行水温逐渐降低 20 ~ 110 s,  $T_L$  的下降速率最大,为 0.8 °C、2 °C、6.1 °C。除霜过程中蓄热器的释热量为 1 892.4 kJ,较间断制热蓄能除霜时仅多了 249.7 kJ,平均释热速率为 3.2 kW,较间断制热蓄能除霜时减小了 0.8 kW。

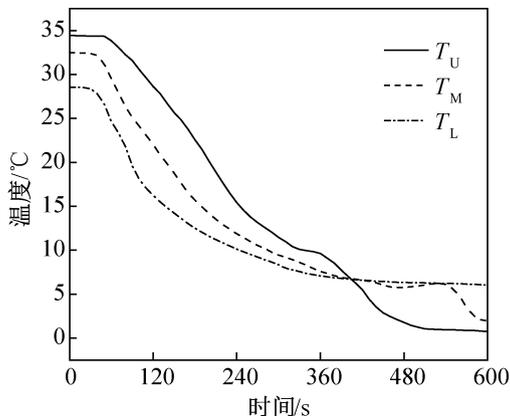


图 10 不间断制热蓄能除霜模式下蓄热器内不同位置水温变化

Fig. 10 The variations of the water temperature at different measuring points in heat storage tank in the continuous heating thermal storage defrosting mode

### 3 不同蓄能除霜模式蓄热器放热特性讨论

由实验结果分析可知,与间断制热蓄能除霜时蓄热器低温级进出口温度的变化相比,不间断制热蓄能除霜时进出口温度均较低,出口温度在除霜初始阶段没有稳定的时间段,除霜过程中蓄热器释热量相比间断制热蓄能除霜时仅增多了 249.7 kJ,蓄热量不足,释热速率较小,可能是由于水温的降低减缓了释热速度。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。但考虑到蓄能除霜的主要目的是低温级的除霜,首先保证低温级的热量供给是有益的。

## 4 结论

为解决复叠式空气源热泵除霜问题,本文在传统的复叠式空气源热泵系统中增加一个双螺旋盘管蓄热器,在室内侧干球温度为  $22\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,相对湿度为  $50\% \pm 3\%$ ;室外侧干球温度为  $-12\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,相对湿度为  $80\% \pm 3\%$  的模拟工况条件下进行了蓄热、间断及不间断制热蓄能除霜模式的实验,通过研究蓄热器蓄放热特性得出以下结论:

1) 实验过程中系统的蓄热时间为  $27.8\text{ min}$ ,蓄热过程主要是低温级制冷剂的显热释热过程。

2) 所研制的双螺旋盘管蓄热器在温度较低的情况下有良好的蓄热、放热能力,在间断和不间断制热蓄能除霜过程中蓄热器的释热量分别为  $1\ 642.7\text{ kJ}$  和  $1\ 892.4\text{ kJ}$ ,可以满足除霜的要求。

3) 间断制热蓄能除霜时间为  $410\text{ s}$ ,收集到的融霜水量为  $1.81\text{ kg}$ 。不间断制热蓄能除霜时间为  $600\text{ s}$ ,除霜结束后,收集到的融霜水跟不间断制热蓄能除霜的融霜水量大致相等,为  $1.72\text{ kg}$ 。

蓄热器存在阻力较大的问题,今后会在满足蓄热量的前提下,改进蓄热器的结构设计。

### 参考文献

[1] 马最良,杨自强,姚杨,等. 空气源热泵冷热水机组在寒冷地区应用的分析[J]. 暖通空调, 2001, 31(3): 28-32. (MA Zuiliang, YANG Ziqiang, YAO Yang, et al. Analysis of using air-source heat pump water chiller-heater units in the cold regions[J]. Journal of HV&AC, 2001, 31(3): 28-32.)

[2] 张建中,龚延风. 空气源热泵冷热水机组在南京的应用[J]. 中国建设信息, 2002(1): 27-29. (ZHANG Jianzhong, GONG Yanfeng. Application of cooling and hot water unit with air source heat pump in Nanjing[J]. Information of China Construction, 2002(1): 27-29.)

[3] 陈建波,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.)

[4] 陈建波,姚晶珊,亢友立,等. 复叠式空气源热泵系统的控制稳定性研究[J]. 制冷学报, 2014, 35(1): 38-45. (CHEN Jianbo, YAO Jingshan, KANG Youli, et al. Research on control stability of cascade air-source heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(1): 38-45.)

[5] 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.

[6] 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): 901-904. (HAN Zhitao, YAO Yang, MA Zuiliang, et al. A new air source heat pump system of energy store for heat flux defrost and it's experimental study[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2007, 39(6): 901-904.)

[7] 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.)

[8] 曹琳,胡文举,姜益强,等. 空气源热泵相变蓄能除霜系统动态特性实验研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2011, 32(10): 1367-1373. (CAO Lin, HU Wenju, JIANG Yiqiang, et al. Experimental study on the dynamic characteristics of novel phase change method-based defrosting for an air source heat pump[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2011, 32(10): 1367-1373.)

[9] 董建锴,姜益强. 空气源热泵相变蓄能除霜特性实验研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2011, 38(1): 18-22. (DONG Jiankai, JIANG Yiqiang. Experimental study of the characteristics of defrosting for air source heat pump with phase change energy storage[J]. Journal of Hunan University (Natural Science), 2011, 38(1): 18-22.)

[10] 文博,马素霞,蒋永明,等. 蓄热蒸发型空气源热泵蓄热器特性实验研究[J]. 太阳能学报, 2015, 36(4): 922-927. (WEN Bo, MA Suxia, JIANG Yongming, et al. Experimental research on characteristics of the heat storage-evaporator in the air source heat pump system[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2015, 36(4): 922-927.)

[11] 王志华,王泮浩,郑煜鑫,等. 一种新型无霜空气源热泵热水器实验研究[J]. 制冷学报, 2015, 36(1): 52-58. (WANG Zhihua, WANG Fenghao, ZHENG Yuxin, et al. Experimental research on a novel frost-free air-source heat pump water heater system[J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(1): 52-58.)

[12] 张志强,陈华,周楚. 相变蓄热系统放热过程性能实验研究[J]. 制冷学报, 2015, 36(3): 102-107. (ZHANG Zhiqiang, CHEN Hua, ZHOU Chu. Experimental study on performance of discharging process of phase change thermal storage system [J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(3): 102-107.)

[13] 曲明璐,李封树,余倩,等. 空气源热泵不同蓄能除霜模式对室内热舒适的影响[J]. 流体机械, 2016, 44(1):

(下转第 49 页)

用实验研究[J]. 日用电器, 2014 (11): 63-66. ( LI Hui, YU Yan, NIU Xinchao, et al. Experimental study of micro channel heat exchanger in beverage cooler [J]. Electronic Appliance, 2014 (11): 63-66. )

[7] 赵亚丽. 冰箱/冰柜内藏板管式冷凝器热路分析与管型研究[C]//中国家用电器技术大会. 合肥, 2015. ( ZHAO Yali. Thermal analysis of condensers for household refrigerators [C]//China Household Electrical Appliance Technology Conference. Hefei, 2015. )

[8] 王颖, 徐博, 陈江平, 等. 微通道换热器用于家用柜机空调时整机性能的对比实验研究[J]. 制冷学报, 2015, 36(1): 24-29. ( WANG Ying, XU Bo, CHEN Jiangping, et al. Experimental research of microchannel heat exchanger on packaged air conditioning system [J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(1): 24-29. )

[9] 董军启, 陈江平, 袁庆丰, 等. 板翅换热器平直翅片的传热与阻力性能试验[J]. 农业机械学报, 2007, 38(8): 53-56. ( DONG Junqi, CHEN Jiangping, YUAN Qingfeng, et al. Flow and heat transfer on compact smooth fin surfaces [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(8): 53-56. )

[10] Kim M H, Bullard C W. Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions [J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25: 924-934.

[11] Gnielinski V. New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow[J]. International Chemical Engineering, 1976, 16(2): 359-368.

[12] Churchill S W. Comprehensive correlating equations for heat, mass, and momentum transfer in fully developed flow in smooth tubes[J]. Industrial and Engineering Chemistry

(上接第 29 页)

60-65. ( QU Minglu, LI Fengshu, YU Qian, et al. Impact on the indoor thermal comfort of an ASHP unit using different novel TES-based reverse cycle defrosting forms [J]. Fluid Machinery, 2016, 44(1): 60-65. )

[14] 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. )

[15] 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. )

[16] 曲明璐, 李天瑞, 樊亚男, 等. 复叠式空气源热泵蓄能除霜与常规除霜特性实验研究[J]. 制冷学报, 2017, 38

Research Fundamentals, 1977, 16:109-116.

[13] Dobson M K, Chato J C. Condensation in smooth horizontal tubes [J]. Journal of Heat Transfer, 1998, 120(1): 193-213.

[14] Gnielinski V. New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow [J]. International Chemical Engineering, 1976, 16(2): 359-368.

[15] Boeng J, Melo C. Mapping the energy consumption of household refrigerators by varying the refrigerant charge and the expansion restriction [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 41: 37-44.

[16] Yoon W J, Jung H W, Chung H J, et al. Performance optimization of a two-circuit cycle with parallel evaporators for a domestic refrigerator-freezer [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(1): 216-224.

通信作者简介

陈江平, 男, 博士, 教授, 博士研究生导师, 上海交通大学制冷与低温工程研究所, (021)34206775, E-mail: jpchen\_sjtu@163.com。研究方向: 制冷及低温工程、车用空调技术。现在进行的研究项目有: 上海市科委项目(16Z11190001)——电动汽车热泵空调系统开发。

About the corresponding author

Chen Jiangping, male, Ph. D., professor, Ph. D. supervisor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, +86 21-34206775, E-mail: jpchen\_sjtu@163.com. Research fields: research for refrigeration and cryogenics, application research for automotive air conditioner system. The author takes on project supported by the Science Foundation of Shanghai (No. 16Z11190001); development of heat-pump air conditioning system for electric vehicle.

(1):34-39. ( QU Minglu, LI Tianrui, FAN Yanan, et al. Experimental study on characteristics of energy storage defrosting and conventional defrosting for cascade air source heat pump [J]. Journal of Refrigeration, 2017, 38(1): 34-39. )

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, 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.