

文章编号:0253-4339(2023)04-0112-08
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2023.04.112

空气源热泵分段除霜性能研究

黄韬 唐兰 陈海 刘西安 覃秋圆 刘梓源 李宝茵

(广州大学土木工程学院 广州 510006)

摘要 本文提出一种空气源热泵分段除霜方法,该系统将室外侧换热器分为 3 段,利用除霜控制阀对每一分段进行单独除霜控制,其余两段保持正常蒸发吸热。对分段除霜进行实验研究,并与逆循环除霜进行对比。结果表明:在环境温度为 1 °C、相对湿度为 80%、冷凝温度为 40 °C 的工况下,逆循环除霜时间为 246 s,比分段除霜的 330 s 更短;逆循环除霜能耗为 522.1 kJ,比分段除霜 735.8 kJ 更低。但逆循环除霜需要从水侧换热器中吸收热量,而分段除霜过程中能够保持平均 2.23 kW 的制热性能,且吸、排气压力波动较小、COP 降幅较缓,能够实现机组除霜期间不间断制热运行。

关键词 空气源热泵;热力学;分段除霜方法;除霜特性

中图分类号:TB657.5;TK123

文献标识码:A

Study on the Segmental Defrosting Performance of Air-source Heat Pumps

Huang Tao Tang Lan Chen Hai Liu Xi'an Qin Qiuyuan Liu Ziyuan Li Baoyin

(School of Civil Engineering, Guangzhou University, Guangzhou, 510006, China)

Abstract In this study, a novel defrosting method was developed for an air-source heat pump (ASHP) with a multi-circuit outdoor coil operating in a low-temperature and high-humidity environment. The outdoor heat exchanger of the ASHP is divided into three independent circuits for segmental defrosting. When a defrost operation is required, one of the circuits uses part of the high-temperature gas at the compressor outlet to defrost. At this time, part of the high-temperature gas still enters the indoor heat exchanger for heating, while the other two circuits of the outdoor heat exchanger are used as evaporators. The novel segmental defrosting method was compared with the traditional reverse cycle defrosting (RCD), and the results indicated that the overall performance of the system was better than that of RCD. Under the conditions of ambient temperature of 1 °C, relative humidity of 80%, and condensing temperature of 40 °C, the reverse cycle defrosting time is 246 s, which is shorter than the segmental defrosting time of 330 s. Further, the energy consumption of reverse circulation is 522.1 kJ, which is lower than that of 735.8 kJ for segmental defrosting. However, reverse cycle defrosting needs to absorb heat from the water-side heat exchanger. An average heating performance of 2.23 kW can be maintained during the defrosting process, with small fluctuations in suction and exhaust pressure and a slow decline in COP, and a continuous heat supply can be achieved during the defrosting process.

Keywords air-source heat pump; thermodynamics; segmental defrosting; defrosting characteristics

近年来,因空气源热泵系统具备控制能力精确、热舒适性能良好、能源效率优秀和安装成本低等特性,现已广泛应用于家庭住宅和商业建筑的空间冷却、室内供暖和热水制备。

但以空气为热源在空气有一定湿度且低温制热时,流经蒸发器的空气温度低于露点温度^[1],室外蒸发器的表面会发生凝露,严重时会长结霜^[2],这将会造成机组供热能力及 COP 的下降^[3],需要对机组进行周期性的除霜^[4]。而除霜的同时也会给机组带来相应的能量损失,甚至影响用户的热舒适性^[5]。因此,如何提高除霜效率具有重要的研究意义。

目前的除霜方式中,逆循环除霜和热气旁通除霜

仍占据主要地位,Huang Dong 等^[6]对两种除霜方式的性能及特征进行了详细对比,结果表明,逆循环除霜操作简单易行、除霜速度快,但除霜过程中室内侧的冷凝器无法制热工作,甚至要向用户侧吸收热量;热气旁通除霜则能够在除霜过程中持续供热,但其除霜时间相对较长,且除霜过程中容易造成压缩机吸气带液。

许多学者对室外侧换热器进行了研究。付文成等^[7]改良了一种热气旁通的除霜方式,并将之与逆循环除霜进行对比,结果表明,虽然热气旁通方式的除霜时间比逆除霜时间长,但其制热稳定性更好,且由于无需切换四通阀,对压缩机的影响也相对较小。

H. J. Choi 等^[8]提出一种双热气旁通管路除霜法 (dual hot gas bypass defrosting, DHBD), 在压缩机出口增设两条旁通管, 一条与室外侧换热器入口连接, 另一条与气液分离器的入口连接。该设计能够有效缓解在除霜开始时, 压缩机工况改变所导致的排气温度和排气压力骤降问题。J. Y. Jang 等^[9]设计了一款新的热气旁通除霜方式, 将室外换热器分为两段, 除霜过程中可以实现分段除霜和不间断供热。当机组除霜运行时, 室外侧两段换热器一段作为冷凝器使用, 一段作为蒸发器, 通过先后顺序对两段换热器除霜, 用该方式更换运行模式时压缩机的压力变化更加平滑, 机组的稳定性更好。牛建会等^[10]提出了一种多台室外机并联除霜的热泵系统。该系统通过切换阀门实现一台室外侧换热器过冷除霜, 其它换热器正常蒸发吸热, 能够实现除霜的同时不间断供热。通过实验得出, 切换过冷除霜时, 吸、排气压力下降较大, 短时间后进入平稳状态, 整体 COP 与正常制热基本相同。

结合除霜方式的相关研究^[11-20], 本文提出一种空气源热泵分段除霜方法, 将室外侧换热器分为 3 段并联安装, 对其中某一段进行除霜操作时, 其余两段保持正常蒸发吸热。通过安装除霜控制阀替代四通

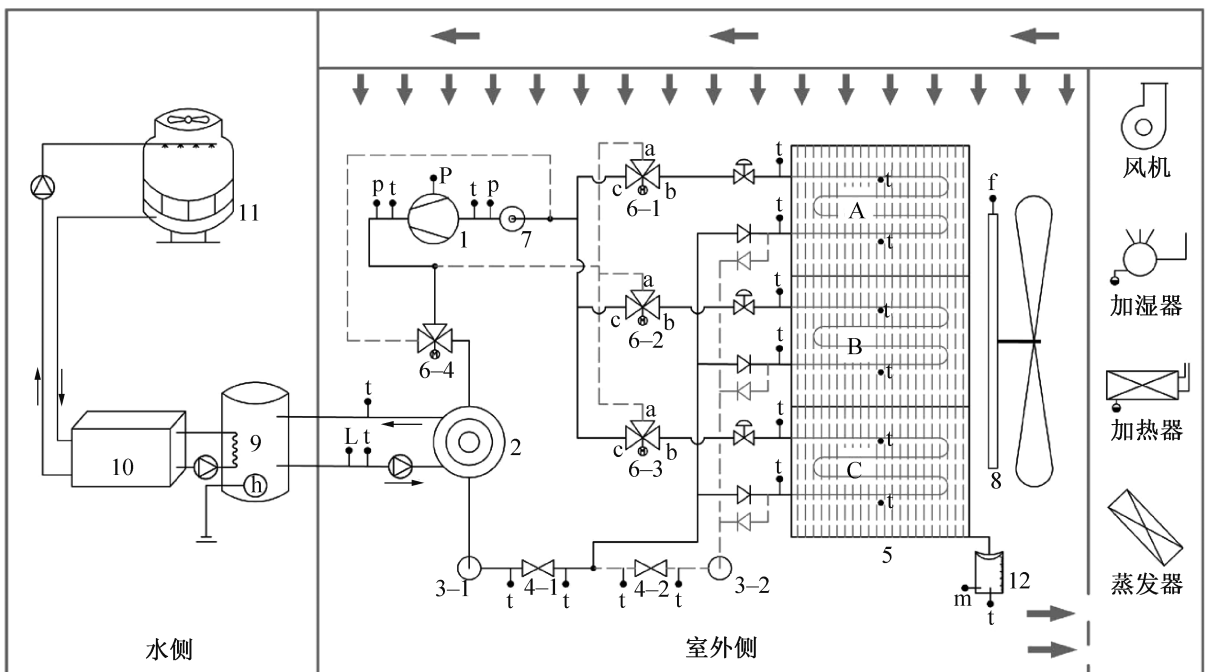
阀, 提升热泵模式切换速度和除霜效率, 且能在除霜期间保持不间断供热; 同时, 除霜过程中压缩机的压力波动幅度大和吸气带液问题也能得到较好解决, 更好的提升了机组的运行稳定性。

1 实验装置及原理

1.1 分段除霜系统

分段除霜循环系统安装如图 1 所示, 整个实验装置分为水侧与室外侧, 机组制热方式为通过水侧换热器 2 加热热水, 制冷机组 10 为恒温水箱 9 提供冷源, 热量通过冷却塔 11 释放, 恒温水箱 9 中带有电加热器, 能够保证水箱的水温恒定, 将水侧换热器的进水温度视为冷凝温度, 故恒温水箱能保证机组运行时的冷凝温度为定值; 机组则安装在焓差室的室外侧, 图示室外侧最右端的蒸发器、加热器和加湿器实现对室外侧环境工况的调节和控制, 能够模拟结霜所需环境工况。

实验用空气源热泵是由涡旋式压缩机、高效罐式换热器 (水侧换热器)、电子膨胀阀、分段式室外换热器、除霜控制阀、气液分离器与可以无极调节的变频风机等元件组成。为实现分段除霜功能, 将室外侧换热器分为 3 段, 当对其中一段进行除霜时, 其余两段



\square 止回阀 \square 间接换热 \oplus (变频) 水泵 H 电加热 C 电磁阀

P 频率; p 压力; t 温度; L 流量; φ 相对湿度; m 霜的质量; f 风机频率;
 1 压缩机; 2 水侧换热器; 3 储液罐; 4 电子膨胀阀; 5 分段式室外换热器; 6 除霜控制阀; 7 气液分离器; 8 风机; 9 恒温水箱; 10 制冷机组; 11 冷却塔; 12 集水盘。

图 1 分段除霜循环系统原理

Fig.1 Principle of segmental defrosting cycle system

保持蒸发吸热。通过切换除霜控制阀的工作模式可以调整系统制冷剂的流向,从而切换机组的运行模式:正常制热模式、室外侧换热器(A、B、C)分段除霜模式、逆循环除霜(制冷)模式。

分段除霜循环系统共安装 4 个除霜控制阀, a、b、c 分别为除霜控制阀的阀口, 该阀门有两种工作状态, 分别为 a → b 相通或 b → c 相通, 任何时候 a 与 c 均不相通。通过切换阀门工作状态, 机组可以实现分别对分段室外侧换热器(A、B、C)进行除霜与逆循环除霜的运行方式。本次实验采用手动控制, 通过控制端对除霜控制阀的工作模式进行切换。

该实验系统改装自热泵热水器, 其压缩机额定输入功率为 4.6 kW, 水侧换热器的额定热水流量为 2.5 m³/h, 在室外盘管下放置了一个集水盘, 以便在除霜过程中收集和称重融化的化霜水。机组循环工质为 R22, 室外换热器结构为管式波纹翅片, 其几何参数如表 1 所示。

表 1 室外侧换热器参数

Tab.1 Parameters of heat exchanger outside the chamber

管外径/ mm	排间距/ mm	翅间距/ mm	翅片厚/ mm	管长/ mm	管排数/ 管列数
9.52	24.96	2	0.1	800	13/3

1.2 机组运行模式

1) 正常制热: 从压缩机 1 出来的高温高压工质, 进入水侧换热器 2 进行冷凝放热, 随后进入电子膨胀阀 4 进行节流后, 工质分成 3 段分别进入室外侧换热器(A、B、C 段)进行蒸发吸热, 在换热器出口处汇合后进入压缩机 1 内, 形成制热循环。在该循环中, 除霜控制阀 6-1、6-2、6-3 为 b → c 相通, 6-4 为 a → b 相通。

2) 分段除霜: 当对 A 段室外侧换热器进行除霜时, 先切换除霜控制阀 6-1 的工作状态, 由 b → c 相通切换为 a → b 相通。从压缩机出来的高温蒸气分为两路, 一部分继续对水侧换热器 2 制热, 另一部分则进入换热器 A 中对其进行除霜, 两段制冷剂分别经过电子膨胀阀 4 节流后汇合, 进入换热器 B、C 中蒸发吸热, 最后回到压缩机完成除霜循环。

3) 逆循环除霜: 与正常制热模式的制冷剂流向基本相反, 由正常制热循环切换至逆循环除霜过程需要切换 4 个除霜控制阀。其中, 阀门 6-1、6-2、6-3 的制冷剂流向由 b → c 相通切换为 a → b 相通, 阀门 6-4 的制冷剂流向由 a → b 相通切换为 b → c 相通。

从压缩机 1 出来的高温高压工质分为 3 段, 分别通过除霜控制阀 6-1、6-2、6-3 后进入室外侧换热器中进行除霜放热, 在换热器出口处汇合并通过电子膨胀阀 4-2 节流, 随后进入水侧换热器 2 吸热蒸发, 经过除霜控制阀 6-4 和气流分离器后回到压缩机 1, 形成循环。

2 实验方案与测量

2.1 实验方案

本文根据结霜条件的划分, 设置不同的实验工况进行实验, 虽然改变空气温湿度或冷凝温度对制热量与除霜时间等参数造成影响, 但机组整体规律变化相似。由于典型工况(环境温度 t_c 为 1 °C、相对湿度 φ 为 80%、冷凝温度 t_c 为 40 °C, 结霜期间风机频率为 50 Hz, 除霜时风机频率为 0 Hz)属于结霜的“重霜区”^[21], 结霜效果更加明显, 故选择该工况进行具体讨论, 不同工况之间的对比在后续研究中将详细说明。

实验通过对比除霜时间及除霜性能, 对分段除霜与逆循环除霜两种方式进行研究。为更好的掌控实验过程, 本次实验采用人工控制的方式, 分段除霜的除霜顺序为 a → b → c, 通过切换除霜控制阀对每一分段进行除霜操作。由于切换过程会引起室外侧换热器除霜段的正负压发生巨大变化, 为更好地稳定各分段制冷剂流量, 经测试将除霜间隔定为 30 s; 逆循环除霜则需要同时切换 4 个控制阀, 控制面板能够实现联控。

除霜的判定依据为机组的制热效率(水侧换热器的进出口水温 Δt) 低于无霜工况的 80% 且持续 3 min 不剧烈波动; 除霜结束的判定依据为除霜翅片上、下测温点的温度趋同^[22]。实验开始前先将焓差室的环境温湿度调节为测试工况, 随后开启机组进行结霜除霜的实验测试。

2.2 数据测量

实验的数据采集如图 1 所示。通过测量水侧换热器进出口的水温及流量可计算制热量。室外侧换热器的 3 个分段, 每个分段在其上下部各布有一个测温点, 共记 6 个。温度采用经过标定的 T 型铜-康铜热电偶(精度 ±0.1 °C) 进行测量; 实验样机的瞬时功耗由可以连接电脑的功率计读出; 在压缩机进出口配有压力变送器可以读出压缩机吸气和排气时的压力; 机组其余工质变化敏感点如压缩机进出口、节流阀前后、室外侧换热器翅片等均设有 T 型热电偶; 使用两台 500 万像素摄像头观察霜层的生长情况, 利用安捷伦内置计时记录结霜和除霜所耗时间。

3 实验结果及分析

环境温湿度、冷凝温度或风机频率等参数的改变会影响机组的结霜、除霜时间与制热效果,本次实验主要针对分段除霜与逆循环除霜两种方式在典型工况下运行时,对机组各方面性能的影响,分段除霜的除霜顺序为 A 段、B 段、C 段,融霜所产生的化霜水会流向下面分段,对其除霜造成影响。

3.1 制热量

图 2 所示为分段除霜循环周期制热量变化,机组在运行开始时的制热量为 10 kW,在结霜初期,薄薄的霜层附着在翅片和翅片管表面,加大了室外侧换热器的传热面积,加强了制冷剂的蒸发效果,使机组的整體制热量有小幅提升,约为 10.8 kW。随着机组的运行,室外侧换热器翅片上的霜层越来越厚,霜层的累积增加了空气通过翅片的阻力,阻碍了空气在翅片中的流动,降低了翅片的风量和传热效率,进而使蒸发温度降低,制冷剂循环量减少,水侧换热器换热量随之降低。

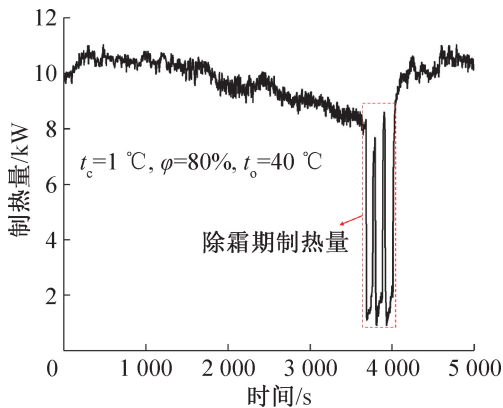


图 2 分段除霜循环周期制热量

Fig.2 Amount of heat produced in segmental defrosting cycle

图 3 所示为逆循环除霜与分段除霜的制热量对比。除霜开始时,两种方式均需先将风机关闭,随后切换除霜控制阀。

对于逆循环除霜,在切换除霜控制阀后,制热量迅速降低。在除霜的前 100 s,平均制热量约为 -4 kW,在 100 s 后霜层逐渐融化完成,机组运行效果提升,制冷剂从水侧带走的热量迅速增加,至 246 s 除霜完成,切换除霜控制阀,机组在短时间调整后,恢复制热工作。

对于分段除霜在切换控制阀的瞬间,由于旁通管的连通,通过室内侧换热器的制冷剂流量锐减,制热量由 8.3 kW 迅速降至 1.3 kW。短时间为室内侧换热器与旁通除霜流量达到平衡,除霜的制热过程稳

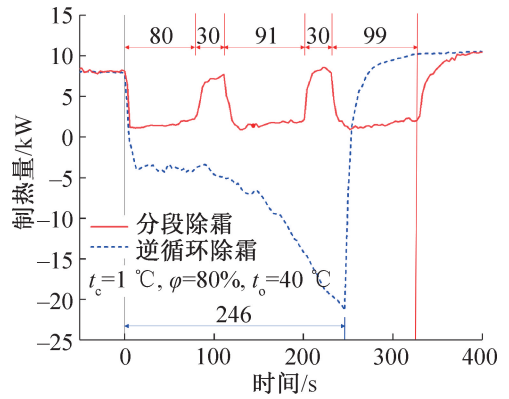


图 3 分段除霜与逆循环除霜瞬时制热量

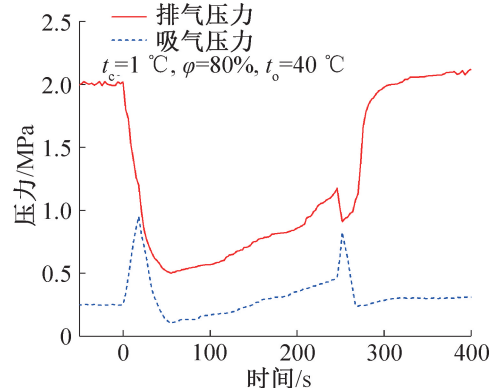
Fig.3 Instantaneous heat of segmental defrosting and reverse cycle defrosting

定,制热量逐渐回升。各分段除霜时间依次为 80、91、99 s,每段除霜间隔 30 s,可以看出,每一段换热器的除霜时长依次递增,总除霜时间为 330 s。

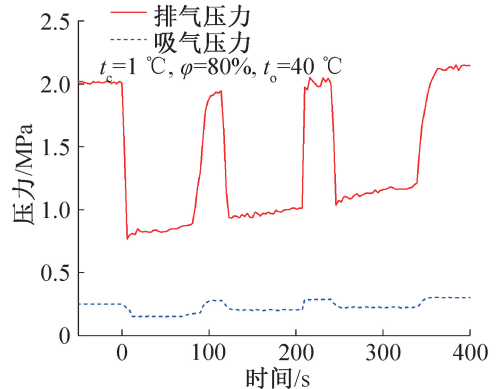
在整个除霜过程中,逆循环共从水侧换热器吸收热量 -1 976.5 kJ,分段除霜则能够制热 912.8 kJ,可较好实现除霜不间断制热效果。

3.2 吸排气压力

图 4 所示为两种除霜方式吸排气压力对比。由



(a) 逆循环除霜



(b) 分段除霜

图 4 除霜过程中压缩机的吸、排气压力

Fig.4 Suction and exhaust pressure of compressor during defrosting

图 4 可知,逆循环除霜过程中,在切换除霜控制阀后,压缩机的吸气压力迅速升至 0.94 MPa,与排气压力逼近,随后降至 0.1 MPa;排气压力则迅速降至 0.5 MPa。在短暂时间后,随着除霜工作的进行,压缩机吸、排气压力逐渐回升,吸气压力由除霜开始时的 0.1 MPa 升至除霜完成时的 0.5 MPa;排气压力由除霜开始时的 0.5 MPa 升至除霜完成时的 1.2 MPa。除霜完成后,切换除霜控制阀的瞬间,吸排气压力会再波动一次,短时间为恢复至正常工作状态。

对于分段除霜,当 A 段除霜开始后压缩机的排气压力由 2.02 MPa 迅速降至 0.76 MPa 后趋于稳定;与此同时,吸气压力呈下降趋势,由 0.25 MPa 降至 0.12 MPa。

由此可见,分段除霜在切换除霜控制阀的瞬间,压缩机的排气压力也会迅速波动,分段除霜需要波动 6 次,逆循环除霜波动 2 次,但逆循环除霜由于制冷剂循环方向发生改变,压力变化更大,对压缩机造成的冲击也更大。

3.3 能耗对比与 COP

机组除霜期间的功率如图 5 所示,逆循环除霜开始时,压缩机的功率由 3.2 kW 迅速降至 1.8 kW,在除霜的前 100 s,压缩机功率增长缓慢,随着除霜的进行,压缩机功率升至 2.5 kW。在除霜完成后,由于制冷剂流向改变,压缩机功率随之产生骤降,短时间为迅速恢复至正常运行功率。而分段除霜的每一分段的单位功耗基本相同,保持在约 2.5 kW 平稳运行。

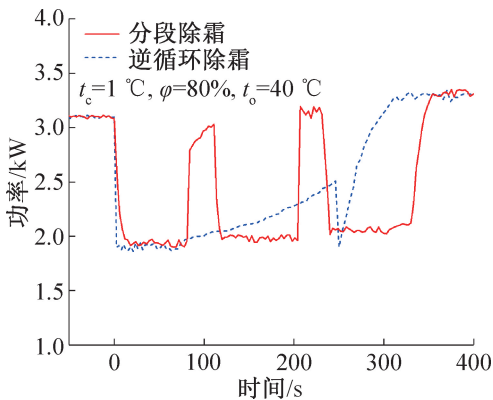


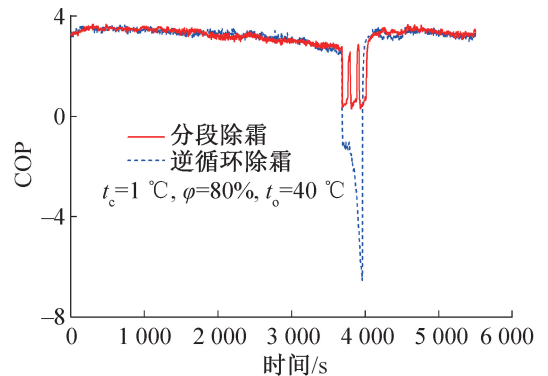
图 5 除霜过程压缩机能耗

Fig.5 Energy consumption of compressor during defrosting

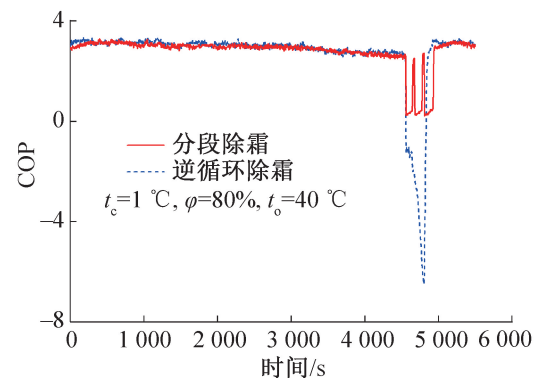
就除霜循环而言,逆循环除霜的总能耗为 522.1 kJ,平均功率为 2.12 kW;分段除霜总能耗为 735.8 kJ,平均功率为 2.23 kW。逆循环除霜的功耗更低,但平均功率接近。

图 6 所示为两种除霜方式的制热周期累积 COP 对比。从机组开始运行至稳定制热,其 COP 有小幅

上升,而随着运行时间增加,室外侧换热器的霜层累积,逐渐影响换热效果,累积 COP 逐渐下降。在除霜操作时,逆循环除霜的 COP 斜率骤降,除霜完成后其整体 COP 由除霜前的 2.94 降至 2.64;而分段除霜的斜率变化较缓,COP 仅由 2.92 降至 2.84。除霜完成后,机组恢复制热,COP 上升,进入下一个除霜循环。



(a) 环境温度 1 °C



(b) 环境温度 -5 °C

图 6 不同环境温度下制热周期的 COP 变化

Fig.6 COP change in heating cycle

3.4 室外侧换热器除霜效果分析

图 7 所示为分段除霜工况下翅片 A、B、C 各测点温度随时间的变化,以翅片温度到达 18 °C 作为除霜完成点,测温点的布置在图 1 中已有描述。

由图 7 可知,A 段的下部温升比上部温升慢,这是由于化霜水在重力作用下,垂直下流造成的影响,同样地,对于位于 A 段换热器下方的 B 段换热器而言,A 段除霜时产生的化霜水持续向下流入翅片 B 上部,由于化霜水的温度高于霜的温度,翅片 B 上部的温度会略有上升;在后续翅片 B 除霜过程中,B 段霜融化后产生的化霜水流向 C 段,且由于此时化霜水总量为两段换热器的结霜量之和,使得 C 段上下部的温度均有上升;最后对 C 段进行除霜,化霜水流入集水盘中,室外侧换热器三段均除霜完成,机组进入下一次循环。

图 8 所示为分段除霜的实验过程照片。可

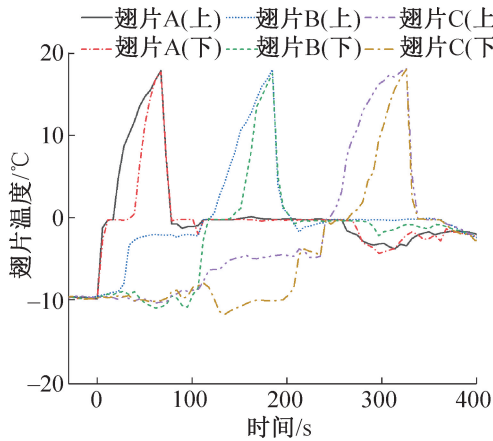


图 7 除霜期间室外侧换热器温度变化

Fig.7 Temperature change of outdoor side heat exchanger during defrosting

见上面分段除霜过程中产生的化霜水会储存在下面分段,由于化霜水温度高于蒸发温度,会强化下面分段的换热,但会使下面分段的除霜时间延长。

在本次实验中,采用观察温度变化的方式进行除霜终止操作,且两种除霜方式化霜水流动的垂直距离不同,会对整体除霜时间造成一定的误差。此外,由于分段除霜在对不同分段进行除霜时,存在 30 s 的间隔,在此期间未除霜分段翅片与霜层持续换热,故使得 A、B、C 段除霜时间从 80、91、99 s 持续增加。

从能量的角度来看,逆循环除霜达到除霜完成点需要 6 个温度趋同,位于最上端的翅片早已完成表面水分蒸发,但制冷剂仍持续将热量用于加热空气,造成浪费;而分段除霜的每一分段垂直距离短,能够较快完成化霜水的排放以及蒸发,以达到节省能耗的目的。

综上所述,两种方式在除霜开始时刻,机组的排气压力、排气温度、制热量、功率和 COP 等均出现大幅减弱,但逆循环除霜各参数波动幅度更大,这是由于切换至除霜工况后,制冷剂反向循环,使得压缩机需要时间重新适应新的运行工况。

对于分段除霜而言,这是因为在切换除霜控制阀的瞬间,由于压缩机出口处除霜旁通管的连通,通过水侧换热器的制冷剂流量锐减,导致制热量迅速降低,而由于室外侧换热器的换热量减少,整个系统的制冷剂循环量减少,压缩机整体性能下降。随着除霜的进行,电子膨胀阀开度减小,水侧换热器与旁通除霜换热器的制冷剂流量达到平衡,除霜循环的排气温度、排气压力与制热量缓慢回升。

4 结论

本文提出一种分段除霜热泵系统,并在环境温度 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度为 80%、冷凝温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$,结霜期间风机频率为 50 Hz,除霜时风机频率为 0 Hz 的工况下进行实验,对比分段除霜与逆循环除霜方式,得到如下结论:

1) 分段除霜热泵系统在制热工况与除霜工况皆能稳定运行,分段除霜过程中平均 COP 约为 1.24,除霜期间无需从热水中吸收热量,能够实现除霜不间断制热。

2) 分段除霜方式的除霜时间比逆循环时间略长,单位时间耗电量基本相同,但分段除霜保证了较好的制热性能,制热量约为正常制热模式的 25%,且除霜完成后恢复正常制热模式更加迅速,对制备热水影响较小。

3) 在除霜过程中,分段除霜方式的压缩机吸排气压力波动较逆循环除霜方式更加平缓,但由于分段除霜方式每一轮除霜需要频繁切换除霜控制阀,机组的运行工况发生 6 次改变,会对压缩机造成一定的损耗。

4) 分段除霜方式中,室外侧换热器的温度约在 $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 便除霜完成,而逆循环除霜会造成室外侧换热器严重过热,造成了除霜能量的浪费。

参考文献

- [1] QU Minglu, XIA Liang, DENG Shiming, et al. A study of the reverse cycle defrosting performance on a multi-circuit outdoor coil unit in an air source heat pump-part I: experiments[J]. Applied Energy, 2012, 91(1): 122-129.
- [2] MOHANRAJ M, JAYARAJ S, MURALEEDHARAN C. Applications of artificial neural networks for refrigeration, air-conditioning and heat pump systems—a review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(2): 1340-1358.
- [3] WANG Qin, HE Wei, LIU Yuqian, et al. Vapor compression multifunctional heat pumps in China; a review of configurations and operational modes[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16(9): 6522-6538.
- [4] WANG Fenghao, WANG Zhihua, ZHENG Yuxin, et al. Performance investigation of a novel frost-free air-source heat pump water heater combined with energy storage and dehumidification[J]. Applied Energy, 2015, 139: 212-219.
- [5] O'NEAL D L, PETE R SON K T. Refrigeration system dynamics during the reverse cycle defrost [J]. ASHRA Transaction, 1989, 95(2): 689-698.

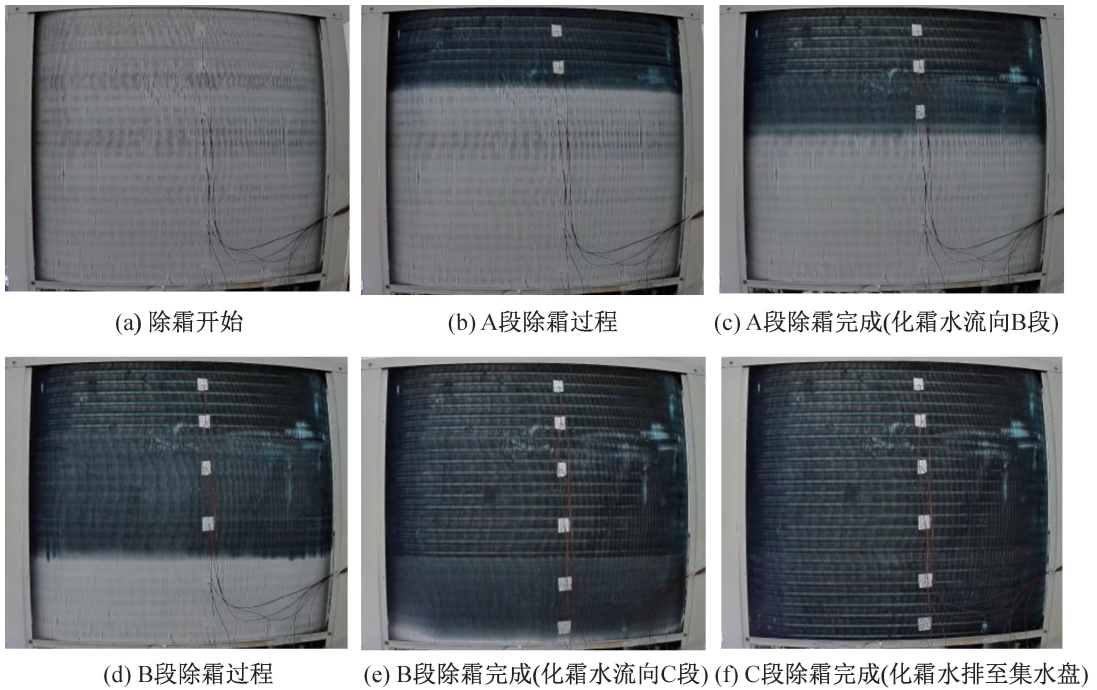


图 8 分段除霜室外侧换热器霜层分布变化

Fig.8 Change of frost layer of outdoor side heat exchanger in segmental defrosting

- [6] HUANG Dong, LI Quanxu, YUAN Xiuling. Comparison between hot-gas bypass defrosting and reverse-cycle defrosting methods on an air-to-water heat pump [J]. Applied Energy, 2009, 86(9): 1697-1703.
- [7] 付文成, 郭宪民, 陶祥成. 一种新型空气源热泵除霜方式的实验研究[J]. 制冷学报, 2009, 30(3): 16-20, 24. (FU Wencheng, GUO Xianmin, TAO Xiangcheng. Experiment on a novel defrost cycle for air source heat pumps[J]. Journal of Refrigeration, 2009, 30(3): 16-20, 24.)
- [8] CHOI H J, KIM B S, KANG D, et al. Defrosting method adopting dual hot gas bypass for an air-to-air heat pump [J]. Applied Energy, 2011, 88(12): 4544-4555.
- [9] JANG J Y, BAE H H, LEE S J, et al. Continuous heating of an air-source heat pump during defrosting and improvement of energy efficiency [J]. Applied Energy, 2013, 110: 9-16.
- [10] 牛建会, 马国远, 许树学, 等. 多台室外机并联轮换除霜空气源热泵的实验研究[J]. 北京工业大学学报, 2019, 45(8): 787-792. (NIU Jianhui, MA Guoyuan, XU Shuxue, et al. Experimental study on air source heat pump with multiple parallel outdoor machines defrosting alternatively[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2019, 45(8): 787-792.)
- [11] 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(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.)
- [12] ZHU J H, SUN Y Y, WANG W, et al. Developing a new frosting map to guide defrosting control for air-source heat pump units[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90: 782-791.
- [13] SONG Mengjie, XIA Liang, DENG Shiming. A modeling study on alleviating uneven defrosting for a vertical three-circuit outdoor coil in an air source heat pump unit during reverse cycle defrosting[J]. Applied Energy, 2016, 161: 268-278.
- [14] SONG Mengjie, DENG Shiming, XIA Liang. A semi-empirical modeling study on the defrosting performance for an air source heat pump unit with local drainage of melted frost from its three-circuit outdoor coil [J]. Applied Energy, 2014, 136: 537-547.
- [15] NIU Jianhui, MA Guoyuan, XU Shuxue. Experimental research on hot liquid defrosting system with multiple evaporators [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 179: 115710.
- [16] HEWITT N, HUANG Mingjun. Defrost cycle performance for a circular shape evaporator air source heat pump[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(3): 444-452.
- [17] 任宗垟, 吴先应, 范轩, 等. 变频空气源热泵结霜特性及除霜优化实验研究[J]. 建筑热能通风空调, 2019, 38(11): 6-10. (REN Zongyang, WU Xianying, FAN

Xuan, et al. Experimental study of frost formation characteristics and defrosting optimization on variable-speed air source heat pump [J]. *Building Energy & Environment*, 2019, 38(11): 6–10.)

[18] JUNG H, HWANG J, JEON C. An experimental study on performance improvement for an air source heat pump by alternate defrosting of outdoor heat exchanger[J]. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 2014, 22(3): 1450017.

[19] 石文星, 王宝龙, 邵双全. 小型空调热泵装置设计 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013. (SHI Wenxing, WANG Baolong, SHAO Shuangquan. Design of small capacity air conditioners and heat pumps [M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2013.)

[20] SONG Mengjie, CHEN Ailu, MAO Ning. An experimental study on defrosting performance of an air source heat pump unit with a multi-circuit outdoor coil at different frosting evenness values[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 94: 331–340.

[21] 王伟, 张富荣, 郭庆慈, 等. 空气源热泵在我国应用结霜区域研究[J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2009,

36(增刊 2): 9–13. (WANG Wei, ZHANG Furong, GUO Qingci, et al. Investigation of frost status for air source heat pump in different regions of China[J]. *Journal of Hunan University (Natural Sciences)*, 2009, 36(Suppl. 2): 9–13.)

[22] SONG Mengjie, GONG Guangcai, MAO Ning, et al. Experimental investigation on an air source heat pump unit with a three-circuit outdoor coil for its reverse cycle defrosting termination temperature [J]. *Applied Energy*, 2017, 204: 1388–1398.

通信作者简介

唐兰,女,副教授,广州大学土木工程学院,13392659362, E-mail: tanglan@gzhu.edu.cn. 研究方向: 能源高效转化利用与建筑节能研究。

About the corresponding author

Tang Lan, female, associate professor, School of Civil Engineering, Guangzhou University, + 86 13392659362, E-mail: tanglan@gzhu.edu.cn. Research fields: energy efficient transformation and utilization and building energy conservation research.

(上接第 92 页)

[20] CAO Feng, YE Zuliang, WANG Yikai. Experimental investigation on the influence of internal heat exchanger in a transcritical CO₂ heat pump water heater [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 168: 114855.

[21] 低环境温度空气源热泵(冷水)机组第 1 部分: 工业或商业用及类似用途的热泵(冷水)机组: GB/T 25127.1—2020[S]. 北京: 中国标准出版社, 2020. (Low ambient temperature air source heat pump (water chilling) packages—part 1: heat pump (water chilling) packages for industrial & commercial and similar application: GB/T 25127.1—2020 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2020.)

[22] KAUF F. Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 1999, 38(4): 325–330.

通信作者简介

李敏霞,女,教授,天津大学机械工程学院,13012230877, E-mail: tjmxli@tju.edu.cn. 研究方向: 制冷与热泵节能技术。

About the corresponding author

Li Minxia, female, professor, School of Mechanical Engineering, Tianjin University, +86 13012230877, E-mail: tjmxli@tju.edu.cn. Research fields: energy-saving technology of refrigeration and heat pump.