

变频空气源热泵多联机常规除霜特性^{*}

哈尔滨工业大学 田浩[☆] 董建锴 姚杨[△] 姜益强

摘要 为了研究变频空气源热泵多联机的除霜性能,搭建了制冷剂为 R410A 的空气源热泵多联机系统实验台。在模拟室内外环境条件下进行了除霜特性实验研究,测量了除霜过程中系统压力、温度等参数,分析了多联机除霜过程中除霜时间、压力及频率等的变化。实验结果表明:除霜过程平均吸气压力为 0.30 MPa、室内机盘管最低温度为 -26.4 °C、除霜过程压缩机最高转速为 90 r/s。指出了制约多联机快速除霜的因素,提出了除霜的改进方法,为多联机系统除霜优化提供了指导。

关键词 多联机 空气源热泵 变频 除霜 实验

Conventional defrosting characteristics for variable frequency multi-split air-source heat pumps

By Tian Hao[☆], Dong Jiankai, Yao Yang and Jiang Yiqiang

Abstract To study the defrosting performances, sets up a multi-split air-source heat pump system test rig using R410A as refrigerant. Conducts the experimental research under simulated indoor and outdoor environments, measures the defrosting performances such as pressure and temperature, and analyses the defrosting time, pressure and frequency change during defrosting. The results indicate that during defrosting average suction pressure is 0.30 MPa, the lowest indoor unit coil temperature is -26.4 °C, and the highest compressor speed is 90 r/s. Points out the constraints of fast defrost and the improved method for defrosting, which provides some guidance for the defrosting of multi-split air-source heat pump.

Keywords multi-split, air-source heat pump, variable frequency, defrost, experiment

★ Harbin Institute of Technology, Harbin, China

0 引言

随着多联机产业在我国的飞速发展,多联机系统技术的创新与进步已成为业界所关注的热点。从热源类型来看,空气源热泵多联机占我国多联机总数的 99.7%;按容量调节方式的不同,直流变频机组占 87.5%;从系统功能来看,热泵型占 99.7%。变频空气源热泵多联机系统将是未来多联机产业的主要发展方向之一,也是今后研究工作的重点。

作为大型的空气源热泵系统,多联机具有节能高效、投资成本低等优点,但同时也面临空气源热泵的共同问题:在低温高湿环境下运行,室外侧换热器存在结霜问题^[1-2]。换热器肋片覆盖霜层后,肋片与空气间的传热热阻增大,空气流量减小,最终导致制冷剂与室外空气之间的换热量降低,影响

了热泵机组的正常运行^[3]。为了保证机组高效运行,需要周期性除霜。

逆循环除霜和热气旁通除霜是目前应用最广泛的除霜方式之一。在逆循环除霜过程中,室外换热器作为冷凝器,室内换热器作为蒸发器,热泵系统从室内取热融化霜层。为了保证室内环境最大程度上不受影响,除霜过程中室内风机停机,这就带来了除霜能量来源不足、除霜时间长等问题^[4-5]。为此,研究人员对不同的除霜方式进行了研究。热气旁通除霜较逆循环除霜方法除霜时间延长,但是室内温度下降少,舒适性更好^[6-8];在逆循环除霜方式的基础上,文献^[9]提出了分环路除霜方式,在除

①☆ 田浩,男,1990 年 11 月生,在读硕士研究生

△ 姚杨(通信作者)

150090 哈尔滨市南岗区黄河路 73 号哈工大二区 2651#
(0451) 86282123

E-mail:13313611218@163.com

收稿日期:2013-11-05

* 国家自然科学基金资助项目(编号:51178133),中国博士后科学基金面上资助项目(编号:2013M530158)

霜过程中将室外换热器分为两部分,在保证除霜能量的同时为室内提供部分热量;为了解决除霜能量来源不足的问题,在系统中增加相变蓄热器,正常供热时蓄存部分热量,除霜时作为低位能源,提高了除霜效率^[10-11]。

现有关于热泵机组的除霜研究主要是针对小型热泵机组进行的,而由于实验成本和实验条件等原因,针对大型空气源热泵多联机组除霜研究较少。由于热泵多联机自身的特点,其除霜特性与小型机组有所不同。为了研究多联机的除霜特性,进而认识和解决制约其快速除霜的问题,本文在模拟室内外环境条件下,对变频空气源热泵多联机系统常规除霜过程进行了实验研究,并对其结果进行分析,找到了制约快速除霜的影响因素,提出了改善措施。

1 实验台介绍

1.1 实验装置

实验台如图 1 所示,实验环境由焓差实验室提供,满足实验需求。室内外温湿度均通过计算机控

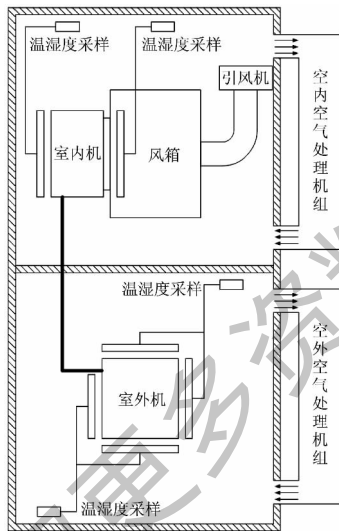


图 1 实验台装置图

制空气处理机组内的冷却盘管、加热器、加湿器等设备来实现。实验台温度控制精度为 $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度控制精度 $\pm 2\%$,压力传感器测量精度为 $\pm 0.01\text{ MPa}$ 。数据采集系统使用 34980A 数据采集仪。变频空气源热泵多联机系统原理如图 2 所示,室内侧放置 3 台多联机室内机,制冷量分别为 7.1 kW(室内机 I)、12.5 kW(室内机 II)、14 kW(室内机 III);室外侧放置 1 台室外机,额定制冷量为 33.5 kW。

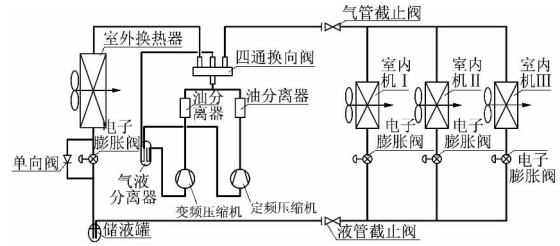


图 2 变频空气源热泵多联机系统原理图

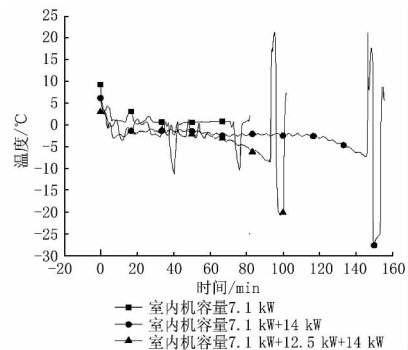
1.2 实验条件控制

实验过程中,室内外环境保持标准的结霜和除霜工况,即室外侧工况 $2\text{ }^{\circ}\text{C}/1\text{ }^{\circ}\text{C}$,室内侧工况 $20\text{ }^{\circ}\text{C}/12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

实验开始后,调节空气处理机组,保持室内外工况不变,室内机全部转为制热模式,风量 $4\ 800\text{ m}^3/\text{h}$,设定出风温度 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。随着供热的不断进行,室外换热器开始结霜。供热时间超过 60 min 后,根据吸气压力以及环境温度判断开始除霜^[12]。除霜过程中,检测设置于室外换热器出口铜管壁上的除霜传感器温度,当传感器温度高于 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 且持续时间超过 10 s,系统退出除霜,恢复制热状态。

2 实验结果分析

多联机在供热运行时,室内机开启状态并不一致。为了研究不同室内机组合情况下的室外机结霜状况,分别进行了室内机容量为 7.1 kW(负荷率 21%)、7.1 kW+14 kW(负荷率 63%)和 7.1 kW+12.5 kW+14 kW(负荷率 100%)3 种组合方式下的结霜实验,结果如图 3 所示。



注:横坐标负值代表实验开始前的一段时间,图 4~7 同

图 3 不同室内机容量吸气温度的变化

单独开启室内机 I,室外机能力远大于室内机容量,吸气温度并不下降,甚至制冷剂总体温度逐渐升高,影响了制热效果。为了降低制冷剂总体的温度,在 40 min 和 80 min 室外风机停机,室内仍持续供热,4 min 后室外风机开启,系统恢复正常。

开启室内机 I, III, 室外机能力大于室内机容量, 吸气温度下降缓慢, 145 min 开始除霜, 吸气温度为 -7.4°C 。室内机全部开启, 吸气温度下降较快, 93 min 开始除霜, 吸气温度为 -8.5°C 。由以上数据可知, 室外机能力大于室内机容量时, 可以延缓甚至防止结霜。进入除霜后, 开启室内机 I, III 的最低吸气温度为 -27.7°C , 全部开启时最低吸气温度为 -20.7°C , 这是因为室内机开启数较多时, 室内机盘管可以为除霜提供更多热量。

图 4 所示为除霜过程中吸、排气压力变化。0 s 除霜开始, 四通阀换向, 系统内高低压力平衡,

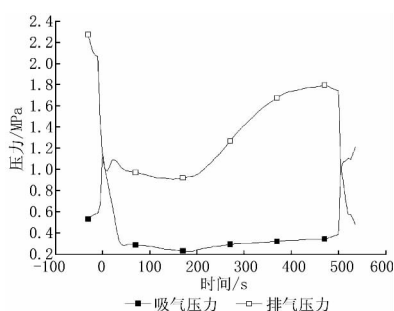


图 4 吸、排气压力变化

吸气压力迅速由正常供热时的 0.53 MPa 上升到 1.15 MPa , 然后迅速下降。除霜初始阶段, 制冷剂从高压的室内换热器涌入气液分离器中, 由于气液分离器并不能提供热量让制冷剂蒸发为气体, 因此吸气压力不断降低, 直至制冷剂在足够低的压力下蒸发^[13]。因此换向后吸气压力不断下降, 并在 190 s 达到最低值 0.23 MPa 。其后吸气压力一直维持在 0.30 MPa 左右。505 s 时除霜结束, 四通阀再次换向, 系统压力平衡后开始新的供热循环。从 30 s 到 500 s 的压力平稳阶段平均吸气压力为 0.30 MPa , 除霜时间 505 s 。整个除霜过程持续时间长、吸气压力低, 主要是由于没有充分的热量来源。

除霜开始后, 排气压力迅速由正常供热时的 2.06 MPa 下降至 1.00 MPa 。除霜初始阶段, 压缩机排出的高温高压气体进入室外机冷凝融霜, 此时室外机的冷凝压力基本保持不变, 由于吸气压力的不断降低, 排气压力也不断下降, 并在 150 s 达到最低压力 0.91 MPa 。随着室外机部分回路融霜的结束, 室外机冷凝压力以及压缩机排气压力逐渐上升, 于 470 s 达到最大值 1.80 MPa , 随后压缩机降频, 排气压力不再上升。505 s 时除霜结束, 四通阀

再次换向, 系统压力平衡后开始新的供热循环。整个除霜过程中平均排气压力为 1.29 MPa 。

除霜过程中, 经室内机电子膨胀阀节流后的液态制冷剂分别进入各室内机取热, 且每个室内机的温度变化也各不相同, 如图 5 所示。换向后室内从

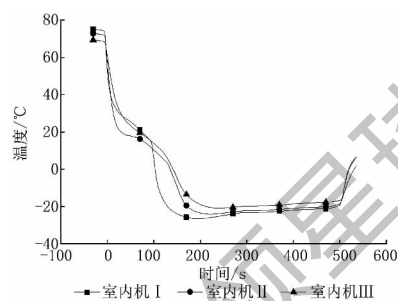


图 5 室内机盘管温度变化

高压侧转为低压侧, 压力下降, 室内机盘管的温度也迅速下降。室内机 I 容量小, 配管长度短, 除霜开始后气管(室内机制冷剂出口)温度下降也最快, 在 195 s 达到最低值 -26.4°C ; 室内机 III 的容量大, 配管长度长, 气管温度下降最缓慢, 在 240 s 达到最低值 -20.9°C ; 室内机 II 介于二者之间, 225 s 达到最低值 -24.1°C 。200 s 后, 气管温度均趋于稳定, 由于室内机 I 配管长度最短, 其气管温度也最低; 室内机 III 配管长度最长, 其气管温度也相对最高。这是因为配管长度短, 距离室外机近的室内机压力更低, 制冷剂流量更大, 因此盘管温度及其气管温度也更低。

结合吸气温度及盘管温度可以看出, 除霜后期室内机盘管可以提供的热量越来越少, 远远不能满足系统的除霜需要, 吸气温度降至 -20.7°C 。多联机系统在除霜时各室内机盘管温度并不相同, 配管短、容量小的室内机盘管温度更低, 而配管长、容量大的室内机盘管温度则更高, 取热的不均衡会直接导致用户舒适性下降以及能量的浪费。

为了防止向室内吹冷风而导致室内热舒适性的下降, 除霜过程中需要关闭室内风机。除霜开始后, 由于室内风机停机, 出风温度迅速下降, 由于盘管辐射等因素, 温度低于室内温度。图 6 为室内机出风温度变化。505 s 除霜结束后, 室内盘管温度很低, 不能立即向室内供热。610 s 室内机盘管已经恢复至 27°C 以上, 防冷风解除, 室内风机再次运转, 开始新一轮的供热。除霜过程中, 室内风机停机时间 610 s 。

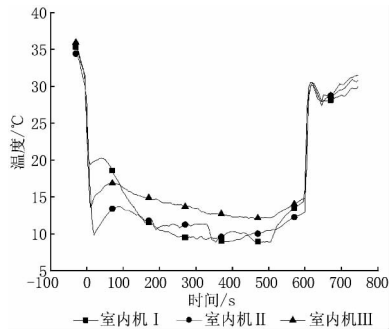


图6 室内机出风温度变化

图7所示为除霜过程中压缩机的转速变化,四通阀换向前(0 s),压缩机转速从100 r/s降至60 r/s,此时排气压力逐渐降低,四通阀换向;换向后压缩机转速迅速上升,但转速峰值为90 r/s,并在四通阀两次换向间一直保持该转速。除霜临近结束时,转速降低至60 r/s后再次换向,之后经过一段时间,压缩机转速增加,开始新一轮的制热过程。

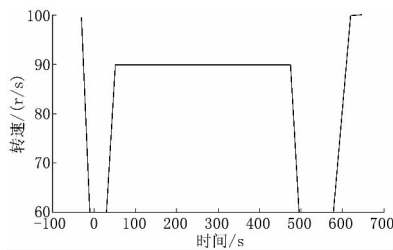


图7 除霜过程中的压缩机转速变化

3 结论

本文通过搭建空气源热泵多联机系统结霜/除霜实验台,系统地进行了多联机结霜/除霜实验。通过分析实验结果并与普通空气源热泵常规除霜实验进行对比,得出以下结论。

3.1 不同的室内机负荷率对结霜周期有很大的影响,负荷率21%以下时,系统不会结霜;负荷率21%~63%时,系统结霜周期较长;负荷率63%以上时,系统结霜周期缩短,并在负荷率100%时周期最短。

3.2 四通阀两次换向时间间隔为505 s,风机停机时间610 s。多联机热泵同样面临除霜时间长、室内环境受到影响的问题。

3.3 除霜过程中室内机盘管提供部分热量,导致室内机盘管温度很低。除霜时室内风机关闭,但是通过辐射、对流等过程,较低的盘管温度仍然对室内的热环境造成了影响。同时,盘管降温过程中会有冷凝水析出,再次出风时会带有潮湿空气的异

味,对用户生活造成影响。

3.4 除霜过程中各室内机盘管温度并不相同,配管长度短、容量小的室内机温度更低,这会对房间热环境造成更严重的影响。

3.5 除霜热量来源不足,大部分制冷剂不能及时蒸发,系统内制冷剂循环流量减小,压缩机吸气压力很低。

除霜过程中没有充足的热源,导致多联机系统除霜效果不理想,在原有系统中增加新的除霜热源可以解决该问题。通过增加相变蓄热器,作为除霜时系统的低位热源是提高除霜效率的一种有效方式。

参考文献:

- [1] 姜益强,柴永金,姚杨,等. 延缓空气源热泵机组结霜的研究现状与进展[J]. 制冷与空调,2009,23(1):1-5
- [2] 姚杨,马最良. 空气源热泵冷热水机组结霜工况研究现状与进展[J]. 哈尔滨建筑大学学报,2002,35(5):66-69
- [3] 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
- [4] 顾泽波,黄东,袁秀玲. 空气源热泵冷(热)水机组的逆循环除霜性能研究[J]. 制冷与空调,2008,8(3):40-43
- [5] 陈镇凯,胡文举,江辉民,等. 制约空气源热泵推广应用的技术因素的研究现状[J]. 制冷与空调,2012,12(1):12-18
- [6] Huang D, Li Q, Yuan X. 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] 石文星,李先庭,邵双全. 房间空调器热气旁通法除霜分析及实验研究[J]. 制冷学报,2000,2(3):29-35
- [8] 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
- [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(10): 9-16
- [10] 胡文举,陈镇凯,姜益强,等. 空气源热泵相变蓄能除霜系统蓄热模式及除霜特性的研究[J]. 建筑科学,2011,27(12):31-35
- [11] 董建锴,姜益强,姚杨,等. 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
- [12] Tu Q, Xu J, Feng Y, et al. Determination criterion of defrosting condition for variable refrigerant flow air conditioning system[J]. Energy and Buildings, 2012,48(5):61-70
- [13] 黄东,袁秀玲,陈蕴光,等. 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):512-515