

多联机空气源热泵相变蓄能除霜特性试验研究*

姜益强¹⁾ 田浩²⁾ 董建锴¹⁾

¹⁾(哈尔滨工业大学热泵空调技术研究所)

²⁾(中南建筑设计院股份有限公司)

摘要 为了解决多联机空气源热泵常规除霜时间长、室内环境恶化等问题,提出多联机热泵相变蓄能除霜方法。针对提出的新方法,设计系统流程和试验方案,并在模拟室内外环境条件下完成试验研究。相对于常规除霜,新的除霜方法可以有效缩短33.7%的除霜时间,显著改善机组的除霜性能和室内供热环境。

关键词 多联机;空气源热泵;除霜;相变蓄能

Experimental study on defrosting performance of multi-split air-source heat pump using phase change material

Jiang Yiqiang¹⁾ Tian Hao²⁾ Dong Jiankai¹⁾

¹⁾(Institute of Heat Pump and Air Conditioning Technology, Harbin Institute of Technology)

²⁾(Central South Architectural Design Institute Co., Ltd.)

ABSTRACT A defrosting method of multi-split air-source heat pump using phase change material is provided to solve the common issues of long defrosting duration, indoor environment deterioration, etc. According to this new defrosting method, the system process and testing program are designed. And the experimental study is conducted under simulated indoor and outdoor environment. Compared to the traditional defrosting method, when using the novel method, the defrosting duration can be shorted by 33.7%, and defrosting performances and indoor environment can also be improved evidently.

KEY WORDS multi-split unit; air-source heat pump; defrosting; energy storage using phase change material

多联式空调(热泵)机组,简称多联机,因其具有节能环保、运行费用低、节省空间以及安全可靠等优点,得到越来越广泛的应用^[1]。与其他小型的空气源热泵系统相比,多联机有很多优点,但同时也要面临空气源热泵的共同问题:在低温潮湿环境下供热时室外换热器容易结霜,这降低了多联机实际运行时的供热能力^[2]。

针对多联机,研究人员对其制冷^[3]、压缩^[4]、流量分配^[5]、控制^[6]等各方面开展了广泛的研究,而针对多联机供热、除霜特性方面研究较少。在供热方面,Aynur T. N.等^[7]将多联机与热泵除湿系统结合起来,并研究了其在冬季的供热效果。丁

聪等^[8]通过试验发现,随着室内机开启数目的增加,系统性能也会随之升高,同时结霜会使系统性能下降。在除霜方面,朱乐琪^[9]通过模拟与实测发现,除霜周期内的实际总制热量受除霜时间制约,室外机单位制热量上升,实际制热量具有最大值。Jang J. Y.等^[10]在多联机逆循环除霜的基础上,提出了分环路除霜方式,在除霜过程中将室外换热器分为2个部分,在保证除霜能量的同时为室内提供部分热量。Tu Q.等^[11]认为时间-盘管温度法控制除霜并不适用于多联机,应该采用时间-盘管温度-冷凝温度的方法对多联机除霜加以控制。

由于多联机空气源热泵系统结构的复杂性,

*“十二五”科技支撑计划项目(2013BAJ12B03)。

收稿日期:2014-07-28

作者简介:姜益强,博士,哈尔滨工业大学建筑热能工程系主任,教授,主要研究方向有热泵技术应用基础研究与应用评价、建筑节能等。

以及试验研究的成本较高等因素,针对其除霜特性方面的研究相对于分体式热泵空调机除霜研究较少。然而结/除霜对多联机空气源热泵供热运行影响较大,成为制约其性能和室内环境舒适性改善的重要因素。为了提高除霜效率,改善除霜时系统供热性能,笔者提出了针对多联机空气源热泵的相变蓄能除霜系统,并进行了试验研究。首先对多联机空气源热泵相变蓄能除霜系统进行介绍,之后对相变蓄能除霜试验方案和步骤进行分析,最后对试验结果进行探讨。本文研究工作将为有效解决多联机空气源热泵除霜问题提供新思路。

1 试验台介绍

图 1 所示为多联机空气源热泵相变蓄能除霜系统原理图。主要由热泵机组、蓄热器、电子膨胀阀和电磁阀等构成。通过相变模块内阀门的开启和关闭,可以将系统切换为蓄热、蓄能除霜、常规供热和常规除霜等不同流程。蓄热工况下,相变蓄热器置于气管与液管之间,利用压缩机的部分排气进行蓄热。除霜工况下,节流后经过蓄热器的制冷剂处于低压侧,返回压缩机的管路不宜过长,因此室内管路关断,从蓄热器取热后流出的制冷剂经新设管路直接回到气液分离器。试验过程电磁阀的控制方式如表 1 所示。

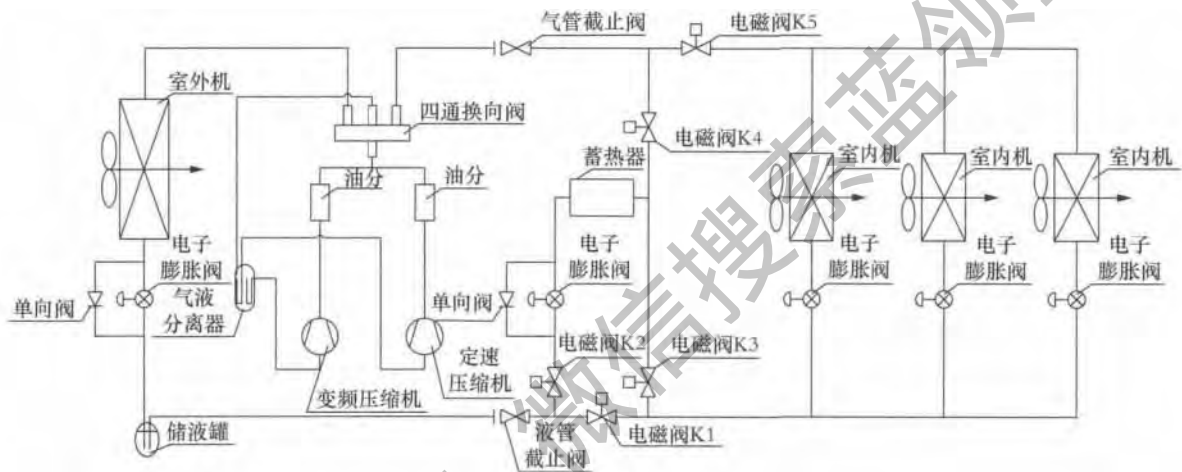


图 1 多联机空气源热泵相变蓄能除霜系统原理图

表 1 各模式下阀门开闭情况

模式	K1	K2	K3	K4	K5
常规供热	开	关	关	关	开
常规除霜	开	关	关	关	开
并联蓄热	开	开	关	开	开
蓄能除霜	关	开	关	开	关

2 蓄热器结构设计

螺旋盘管型蓄热器主体由内、外 2 个圆筒组成,形成了封闭、狭长的圆环结构。因为中间部分空间小,可以存放的相变材料体积有限,同时与螺旋盘管的距离远,通过热传导进行的热量传递很慢,利用率很低,所以去掉了圆筒的中心部分。在圆环区域放置 2 排直径不同的螺旋盘管,至此蓄热器中相变材料被分别放置在外、中、内 3 个圆环柱体内,换热面积增大的同时,相变材料厚度大大减小,这有利于增大蓄热器的换热能力。其结构图和实物图分别如图 2 和图 3 所示。

考虑到蓄热器在除霜时作为蒸发器而蓄热时作为冷凝器,除霜阶段制冷剂应遵循下进上出的

原则,这样有利于吸热汽化的制冷剂顺利流出。除霜时,蓄热器作为蒸发器,制冷剂从下方进入,吸热汽化后由上方流出;蓄热时,蓄热器作为冷凝器,制冷剂从上方进入,冷凝放热后由下方排出。

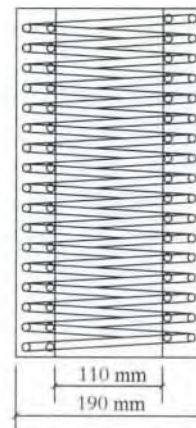


图 2 蓄热器正视视图

3 试验方案

试验过程中,室内外环境保持标准的结霜和



图 3 蓄热器实物图

除霜工况,即室外侧模拟工况干球温度为 $2.0\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,湿球温度为 $1.0\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$;室内侧模拟工况为干球温度 $20.0\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,湿球温度 $12.0\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

试验开始后,调节空气处理系统,保持室内、外工况不变,室内机全部转为制热模式,设定风量模式为高风量,总出风量为 $4\ 800\text{ m}^3/\text{h}$,出风温度为 $30.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。当供热时间超过 60 min 后,根据吸气压力以及环境温度判断是否开始除霜。除霜过程中,检测设置于室外换热器液管管壁上的除霜传感器温度。当传感器温度高于 $25.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 并保持 10 s 以上时,系统退出除霜状态并开始下一周期的制热。当 3 台室内机全部开启时,其额定供热量为 33.6 kW 。为了对试验结果进行对比,分别进行了常规除霜和蓄能除霜试验。

4 试验结果分析

在模拟室内外环境下进行了多联机空气源热泵相变蓄能除霜性能试验,结果如表 2 所示。常规除霜时间为 505 s ,蓄能除霜时间为 335 s ,除霜时间缩短了 33.7% 。

表 2 常规除霜与蓄能除霜效果

试验类型	常规	螺旋管
室内机负荷率/%	100	100
除霜时间/s	505	335
化霜水质量/kg	6.1	6.1

图 4 所示为压缩机吸气温度变化情况。供热末期压缩机吸气温度低于 $-6.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。0 s 时除霜开始,系统压力平衡,压缩机吸气温度迅速上升至 $9.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,此时热量主要来源于相变材料的显热。40 s 后,吸气温度下降至 $6.9\text{ }^{\circ}\text{C}$,并维持了 1 min ,制冷剂逐步相变材料的潜热量。105 s 时,部分相变材料转化为固体,温度开始下降,制冷剂吸收相变材料潜热量逐渐减少,吸气温度随之下降。185

s 时,吸气温度降低至最低点 ($-6.2\text{ }^{\circ}\text{C}$)。随着除霜临近结束,从室外机盘管流出的制冷剂升温,同时吸气温度上升。205 s 时,系统退出除霜,四通换向阀第二次换向,吸气温度迅速升高。

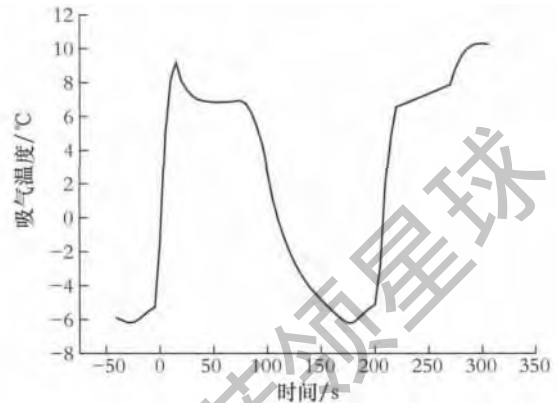


图 4 压缩机吸气温度变化

图 5 所示为压缩机排气温度变化情况。除霜前 40 s,压缩机的排气温度为 $78.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。随着压缩机频率的降低,其排气温度随之下降。0 s 时除霜开始,排气温度为 $74.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。此后频率迅速提高,其排气温度的下降速度明显减慢。受吸气温度影响,在 25 s 到 85 s 间排气温度从 $68.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降到 $66.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。相变材料热量逐渐降低,吸气温度逐渐下降,排气温度降低至 $63.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。205 s 时,压缩机再次降低频率并换向,排气温度随之再次下降。

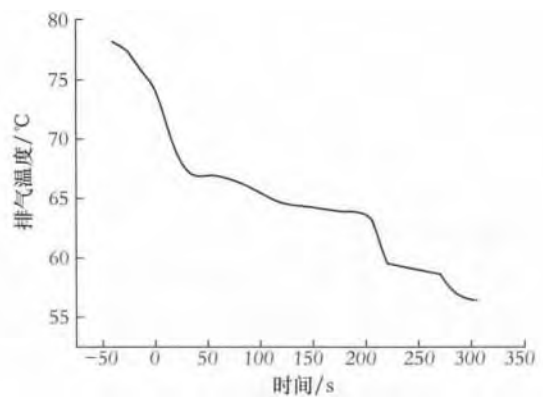


图 5 压缩机排气温度变化

图 6 所示为室内机出风温度变化情况。0 s 时除霜开始,液管温度迅速下降至防冷风温度以下,室内机停止出风,此时的出风温度即室内机盘管附近空气的温度逐渐下降(供热停止后室温下降)。205 s 时除霜结束,室内机盘管温度上升,265 s 时达到出风临界条件,室内机开始出风,出风温度为 $28.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。机组恢复供热时间为 60 s 。

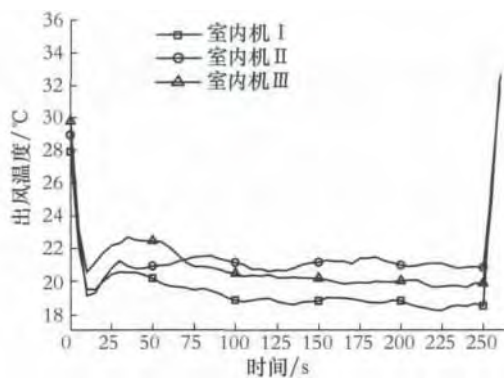


图6 室内机出风温度变化

图7所示为多联机系统在整个除霜阶段内压缩机功率变化。四通换向阀换向前(0 s),功率因降频而降低;换向时功率将至最低点(3.3 kW);由于蓄热器提供了充足的低位热量,压缩机吸气量充足,功率维持在4.8 kW并保持不变;随着霜层的快速融化,压缩机的吸气量开始逐渐增大,同时频率上升至最大值,其功率也随之迅速上升。除霜临近结束时,频率降低至60 r/s后再次换向,功率也因此降低。整个除霜阶段内,压缩机耗电为0.3 kW·h,提供的除霜热量为3 396.6 kJ,除霜COP为3.1。较常规除霜,除霜效率有巨大提升。

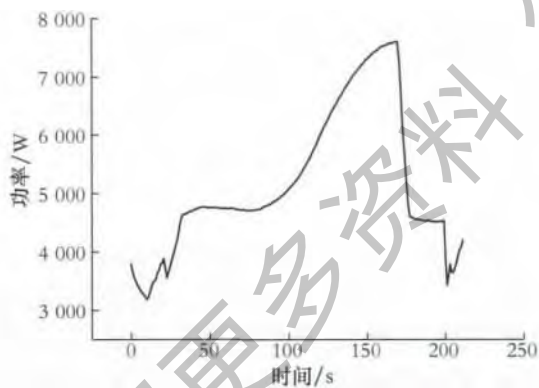


图7 压缩机输入功率变化

5 结论

笔者针对多联机空气源热泵除霜过程中存在的除霜时间长、除霜过程中室内供热环境恶化等问题,提出了相变蓄能除霜系统。针对新系统,完成了系统流程和试验方案设计,并对试验结果进行了分析。试验结果显示,相对于常规除霜系统,

新系统除霜时间缩短了33.7%。除霜过程中,压缩机吸排气温度和室内机出风温度维持在较高水平。除霜过程中除霜COP达到了3.1,接近正常供热水平。

参考文献

- [1] 刘光磊,明月.多联机空调技术及其设计探讨[J].制冷,2011,30(3):70-75.
- [2] 周鹏飞,贺群妮.多联机空调系统运行性能的影响因素分析[J].制冷技术,2012(3):62-65.
- [3] Xu X G, Pan Y, Deng S M, et al. Experimental Study of a Novel Capacity Control Algorithm for a Multi-evaporator Air Conditioning System[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 50(1):975-984.
- [4] Tu Q, Dong K J, Zou D Q, et al. Experimental Study on Multi-split Air Conditioner with Digital Scroll Compressor[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(14):2449-2457.
- [5] Lin J L, Yeh T J. Control of Multi-evaporator Air-conditioning Systems for Flow Distribution[J]. Energy Conversion and Management, 2009, 50(6):1529-1541.
- [6] Elliott M S, Rasmussen B P. Decentralized Model Predictive Control of a Multi-evaporator Air Conditioning System[J]. Control Engineering Practice, 2013, 21(12):1665-1677.
- [7] Aynur T N, Hwang Y, Radermacher R. Integration of Variable Refrigerant Flow and Heat Pump Desiccant Systems for the Heating Season[J]. Energy and Buildings, 2010, 42(4):468-476.
- [8] 丁聪,毕月虹.数码涡旋多联机冬季运行特性的试验研究[J].制冷与空调,2012,12(4):47-50.
- [9] 朱乐琪.上海地区多联机合理制热规模及除霜能力研究[D].上海:同济大学,2007:74-75.
- [10] 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.
- [11] Tu Q, Xu J Q, Feng Y H, et al. Determination Criterion of Defrosting Condition for Variable Refrigerant Flow Air Conditioning System[J]. Energy and Buildings, 2012, 48:61-70.