

文章编号: 1671-6612 (2026) 03-453-07

空气源热泵过冷除霜系统性能研究

邵月月¹ 范秀颂² 王月月³

(1. 中国制冷学会 北京 100142;

2. 中国雄安集团数字城市科技有限公司 雄安 071800;

3. 北京国贸东孚工程科技有限公司 北京 100037)

【摘要】 空气源热泵冬季运行制热模式时, 蒸发器易发生结霜现象。提出一种空气源热泵过冷除霜系统, 通过管路及控制电磁阀使用, 实现热泵系统中的多台蒸发器可以在除霜模式和正常模式中切换。除霜模式下实现一台蒸发器过冷另外几台蒸发器正常蒸发吸热, 依次改变除霜的蒸发器完成除霜, 期间热泵可以连续制热。结果表明: 该系统除霜过程对制热量、COP 影响均较小; 过冷能量效率随除霜蒸发器过冷顺序依次递减, 由 0.95 降至 0.82; 过冷温度效率随除霜蒸发器过冷顺序依次降低, 从第 1 台结霜蒸发器进行过冷除霜时 0.96 降至最后一台的 0.83。

【关键词】 空气源热泵; 过冷除霜; 蒸发器; 性能

中图分类号 TB657.5/TU832 文献标志码 A

Experimental Study on Supercooling Defrosting System of Air-source Heat Pump

Shao Yueyue¹ Fan Xiusong² Wang Yueyue³

(1. Chinese Association of Refrigeration, Beijing, 100142;

2. China Xiong'an Group Digital City Technology Co., Ltd, Xiong'an, 071800;

3. Beijing Guomao Dongfu Engineering Technology Co., Ltd, Beijing, 100037)

【Abstract】 During the heating operation of air-source heat pumps in winter, frost formation readily occurs on the evaporator. This paper proposes a subcooling defrosting system for air-source heat pumps. By arranging pipelines and controlling solenoid valves, multiple evaporators of the heat pump system can switch between the defrosting mode and normal operating mode. In the defrosting mode, one evaporator undergoes subcooling while the remaining evaporators perform normal evaporative heat absorption. All frosted evaporators are defrosted sequentially by switching the subcooled evaporator, enabling continuous heating of the heat pump throughout the defrost cycle. The experimental results demonstrate that the defrosting process of the proposed system exerts minor impacts on heating capacity and coefficient of performance (COP). The subcooling energy efficiency declines sequentially with the defrost sequence of evaporators, decreasing from 0.95 to 0.82. Similarly, the subcooling temperature efficiency reduces progressively along the defrost order, falling from 0.96 for the first frosted evaporator treated with subcooling defrosting to 0.83 for the last one.

【Keywords】 Air-source heat pump; Over cold defrosting; Evaporator; Performance

0 引言

空气源热泵可以兼顾制冷、制热两种用途, 小

型空气源热泵因其安装和使用便捷, 房屋安装时放置室外不需要专门的房间而且随用随开, 是家庭分

散供热及后期房屋改造供热首选设备^[1]。运行时高效节能相比较同功率的电加热获得的热量是输入电功率的 2~4 倍,没有任何污染物的排放^[2]。但空气源热泵在冬季运行时,蒸发器易发生结霜现象^[3]。目前,空气源热泵多采用逆循环方式除霜,逆循环除霜是一种通过切换热泵运行模式来实现除霜的技术。在除霜过程中,热泵系统由制热模式转换为制冷模式,制冷剂流向改变,压缩机排出的高温高压气体流向室外换热器,释放热量以融化霜层^[4-6]。该除霜过程中需要从室内吸收热量,可能导致室内温度波动,影响舒适性^[7]。与此同时现有的除霜控制方法不够完善,目前空气源热泵以 T-T (温度-时间) 方法除霜居多, T-T (温度-时间) 法具有简单、直接的特点,但以此方法的判断结霜的结果不够清晰明确,经常发生无霜时除霜的误除霜现象,仅能保证热泵空气源热泵正常运行,却在一定程度上增加了热泵能耗^[8]。

本文提出的空气源热泵过冷除霜系统通过管路及电磁阀组合开关控制,使热泵系统中的蒸发器实现一台蒸发器过冷其余几台正常蒸发吸热,实现持续制热。

1 空气源热泵过冷除霜系统运行原理

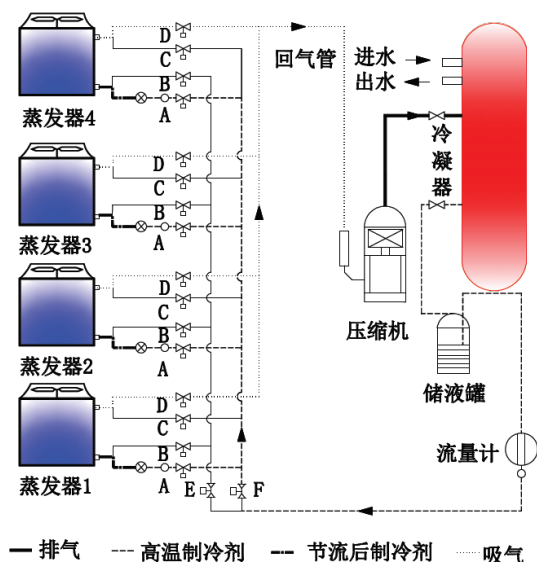


图1 过冷除霜空气源热泵实验系统原理图（正常模式）

Fig.1 Schematic diagram of supercooled defrosting air source heat pump experimental system (normal mode)

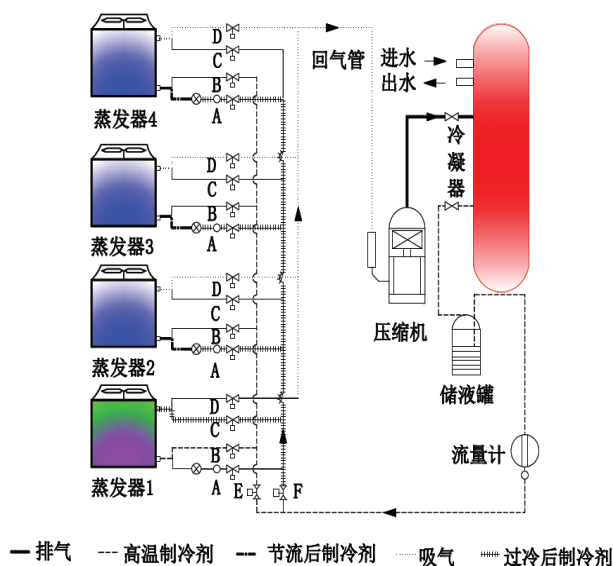


图2 过冷除霜空气源热泵实验系统原理图（除霜模式）

Fig.2 Schematic diagram of supercooled defrosting air source heat pump experimental system (defrosting mode)

空气源热泵过冷除霜系统原理如图1（正常模式）、图2（除霜模式）所示。系统主要由压缩机、管壳式冷凝器、4台室外蒸发器、每个蒸发器上有4个支路分别装有ABCD4个电磁阀、节流阀和储液器等组成。该系统有两种工作模式：

正常模式：电磁阀F打开，电磁阀E关闭。蒸发器的电磁阀A和D打开、电磁阀B和C关闭。从储液器流出的制冷剂液体节流后进入蒸发器。该模式与普通空气源热泵无异。

除霜模式：电磁阀E打开，电磁阀F关闭。需要除霜蒸发器的电磁阀B和C打开、电磁阀A和D关闭；其余3台正常工作蒸发器的电磁阀A和D打开、电磁阀B和C关闭。图2所示为空气源热泵过冷除霜系统除霜模式下蒸发器1除霜时的示意图。从储液器流出的高温高压制冷剂液体先流过需要除霜的蒸发器进行过冷除霜，然后节流进入其他3台蒸发器蒸发吸热成过热气体，经压缩机吸气压缩排气完成一个循环。储液器流出的高温高压制冷剂流过结霜的蒸发器时会放热，温度降低变成过冷度较大的制冷剂液体。融霜时蒸发器翅片上的霜吸收制冷剂过冷释放的热量开始融化，当蒸发器上的霜融化干净。依次轮换需要除霜的蒸发器，4台蒸发器轮换除霜一遍即完成一次热泵整体除霜过程。

2 空气源热泵过冷除霜系统理论分析

2.1 空气源热泵过冷除霜系统制冷剂过冷特性分析

过冷除霜时, 空气源热泵翅片管外的霜层吸收高温制冷剂释放的热量, 从而实现霜层融化。根据融霜时霜层状态(按温度、能量以及霜层形态变化)结合热泵室外换热器上附着的霜和水的状态, 将翅片除霜过程分为 4 个阶段比较合理, 第 1 阶段预热阶段, 霜层和翅片管温度到达 0°C ; 第 2 阶段融霜阶段, 翅片管温度高于 0°C 并维持在一定温度, 霜层温度不变在 0°C 发生相变, 变成液态水; 第 3 阶段蒸发阶段, 翅片上的滞留水蒸发, 此时翅片温度不断升高, 翅片上滞留水量减少; 第 4 阶段干热, 翅片上的水蒸发干净, 翅片温度上升。

流出冷凝器的制冷剂其温度相比系统冷凝温度略微偏低, 但温度仍然相对较高, 有大量可以利用的显热, 直接节流会造成热泵系统效率降低。通过管路设计, 利用该部分热量去除霜, 可以实现系统效率的提升。图 3 所示热泵系统制冷剂过冷压焓图, 由图 3 可知, 空气源热泵过冷除霜系统理论循环时, 系统在融霜过程造成的能量损失可以在蒸发器中重新获得, 未对热泵系统造成额外的能量消耗。一定程度提高了能量利用率, 有利于系统的稳定运行。

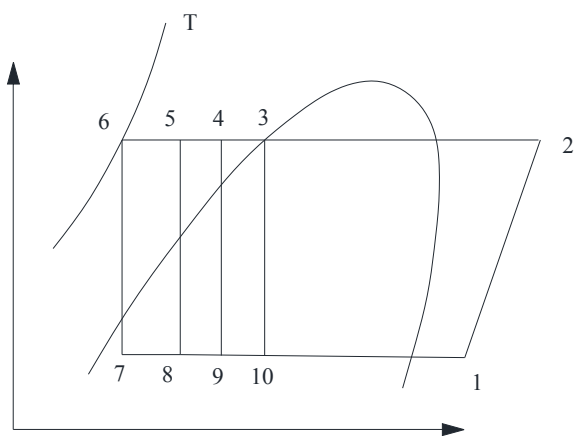


图 3 热泵系统制冷剂过冷压焓图

Fig.3 Refrigerant subcooling enthalpy diagram of heat pump system

图 3 中热泵正常运行时的循环过程为 1-2-4-9-1, 制冷剂从状态点 1 至状态点 2 的过程视为压缩机等熵压缩过程, 状态点 2 为具有一定过热

度的过热气体; 状态点 2 至状态点 4 为制冷剂在冷凝器中的等压放热过程, 流出冷凝器的制冷剂具有一定的过冷度。状态点 4 至状态点 9 为等焓节流过程, 节流前后制冷剂焓相等但温度降低。状态点 9 至状态点 1 为制冷剂在蒸发器中的等温吸热过程, 为使系统稳定运行, 压缩机吸气也需具有一定过热度, 制冷剂到达状态点 1。

过冷除霜状态下, 系统循环过程如图 3 中 1-2-6-7-1 所示, 图中曲线 T 为 0°C 的等温曲线, 理论上要融化霜温度需在 0°C 以上, 即制冷剂在压焓图中状态点 3 至状态点 6 过程中释放的热量可以用来除去蒸发器表面的霜层。状态点 2 至状态点 3 中释放的热量可用来供热^[9]。

2.2 空气源热泵过冷除霜系统能量分析

Baxter 等^[10]曾在供暖阶段对空气源热泵的运行数据开展跟踪采集。分析后发现, 在整个供暖周期内, 除霜过程中热泵的耗电量占热泵运行总电量的 10.2%。当空气源热泵采用逆循环除霜方式时, 机组制热 COP、制热量与热泵正常供热时一致, 则约有 10.2% 的热泵制热量会被用于除霜。

对过冷除霜系统开展能量理论分析, 当热泵工质为 R134a 时, 由于压缩机排气过热, 冷凝温度达 45°C 时, 制冷剂凝结放热的焓差约为 218kJ/kg ^[11]。假设 R134a 在需要除霜的蒸发器入口温度是 42°C 、出口温度为 10°C , 此时其焓差约为 46kJ/kg , 制冷剂因过冷产生的放热量, 约占热泵制热量的 21%。过冷除霜系统能量理论分析表明, 制冷剂过冷提供的能量完全满足除霜所需。

通过对融霜宏观能耗理论以及制冷剂过冷系统除霜能量理论进行分析, 奠定了过冷除霜这一新型理论应用的基础。制冷剂过冷除霜该方法满足空气源热泵除霜的基本条件, 且具备一定的可行性和研究价值。为实现该技术的实际工程应用, 本文还搭建了空气源热泵过冷除霜系统实验台, 进行实验研究。

3 实验系统与实验方案

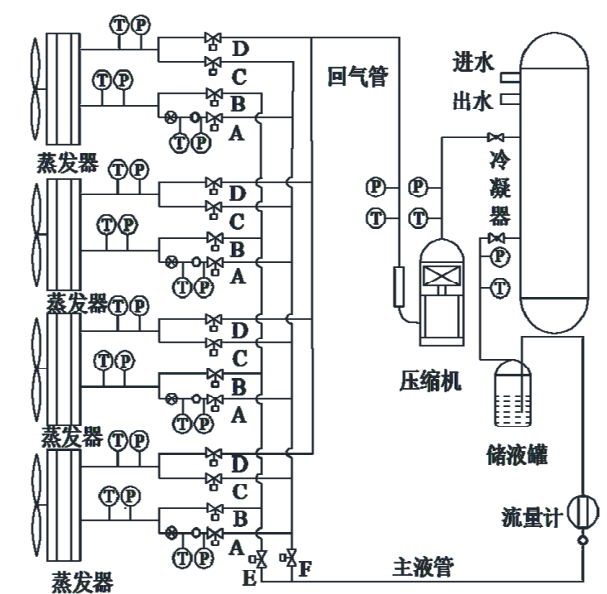
3.1 测试系统

本文基于一台额定工况下 3kW 的涡旋压缩机搭建了空气源热泵过冷制热实验装置(常规工况下额定制冷量为 $7.2\sim 9.0\text{kW}$ 、制冷 COP 为 $2.4\sim 3.0$, 额定制热量 $7.5\sim 9.6\text{kW}$ 、制热 COP 为 $2.5\sim 3.2$)。

根据北京市冬季供暖季节实际天气情况,进行了部分工况结/除霜实验。根据实验需要采集温度、压力、相对湿度、功率、流量等参数,实验用仪器仪表性能参数如表 1 所示。实验测点布置以及实验台实物如图 4、图 5 所示。

表 1 实验用测试仪表

Table 1 Experimental test instruments				
项目	测点位置	仪器型号	量程	精度
质量流量	主液管	首科实华		1.5 级
压力	蒸发器进出口	Hubar control 0~2MPa		0.5 级
	冷凝器进出口			
	压缩机吸排气			
	节流阀前			
温度	蒸发器进出口	Pt100		≤±0.002℃
	冷凝器进出口			
	压缩机吸排气			
	节流阀前			
湿度	环境室内			1.5 级
风速	蒸发器进出风口	T 型热电偶		
功率计	压缩机	爱博精电		0.5 级
	室外风机			



注: T 为温度传感器 (Pt100); P 为压力变送器 (Hubar control)

图 4 实验测点布置

Fig.4 Experimental measurement point layout

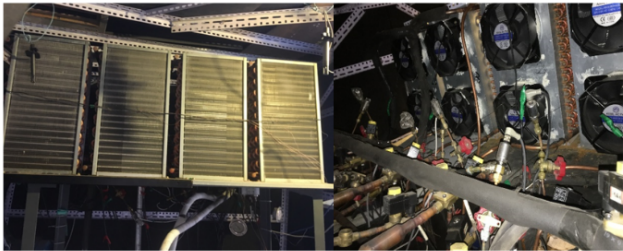


图 5 系统实验台

Fig.5 System experiment platform

3.2 实验操作流程及方案

为了准确反映无霜、结霜和除霜 3 种工况对过冷除霜空气源热泵机组运行状态的影响(包括吸气压力、排气压力、能耗及制热量等影响),过冷除霜空气源热泵实验机组应在室内外环境温度条件相同的情况下进行连续的 3 种工况实验,系统的分析结霜过程/过冷除霜过程中空气源热泵机组制热量、功率以及制热 COP 等重要运行参数变化,检验过冷除霜的效果。

图 6 所示为北京地区供暖季节月平均温度。北京市供暖季节白天平均温度位于 0℃及以上,最低夜间平均温度-6℃;相对湿度在 20%~50%之间最为普遍。空气相对湿度在 20%~50%之间变化,在此区间空气源热泵室外蒸发器基本不结霜或者结霜量很少不影响机组运行。遇到雨雪极端天气,空气相对湿度 80%以上时,才是热泵结霜最严重的情况。

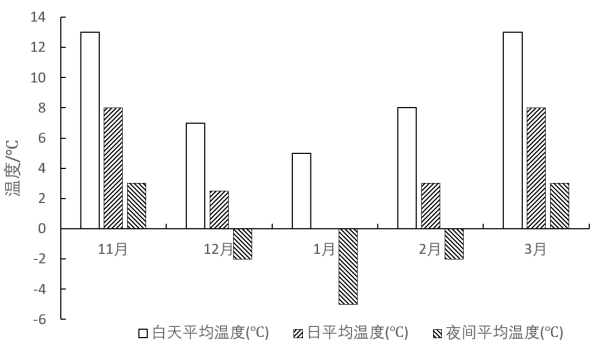


图 6 北京地区供暖季节月平均温度

Fig.6 Monthly average temperature during heating season in Beijing area

本实验在北京地区 1-2 月份进行,此时间段气候为北京地区供暖季节最典型气候也是热泵运行室外蒸发器结霜最严重区域。以测试日 1 月 30 为例,逐时室外气象条件如图 7 所示。

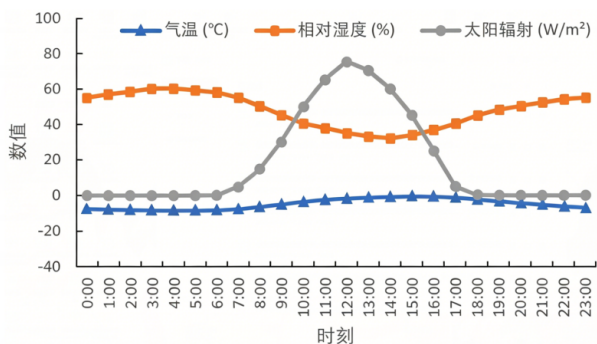


图7 测试日逐时室外气象条件

Fig.7 Hourly outdoor meteorological conditions on the test day

由图7可知,测试日气温全天低于 0°C ,呈夜间低、午后略升的单峰变化;相对湿度与气温反向波动,呈夜间高、午后低的趋势;太阳辐射则在白天呈单峰分布,正午达到峰值,夜间降至为0,三者变化相互耦合,体现了冬季晴天的典型气象日变化特征。

按照实际使用原则进行过冷除霜空气源热泵运行供暖,热泵将运行正常模式和过冷除霜模式。

4 结果分析

本研究的室外测试时长约为3.5h。实验时段为测试日的16:00–19:30,冷凝温度控制在 $40\sim 50^{\circ}\text{C}$,室外温度维持在 $-10\sim 0^{\circ}\text{C}$,室外相对湿度约为42%。

4.1 制热量

图8所示为制热量随结霜时间的变化。图8中出现在除霜时的两个峰值属于测量误差,由于热泵系统在过冷除霜转换时,制冷系统各个参数剧烈变化,并没有达到准静态过程,压力参数变化与温度变化等参数的时间滞后性不同测量出现误差,后期数据处理时数据状态不匹配造成。由图8可知,实验测得制热量随热泵系统结霜时间增长呈下降趋势,且在结霜中期与后期波动频率及幅度加剧;在140~191min除霜结束期间,从开始除霜制热量的波动频率比结霜时减少。在140min时,第1台蒸发器开始进行除霜时,热泵制热量从结霜后期的5.25kW开始下降。实验测得在(153~178min)第2、3蒸发器除霜时制热量4.51kW左右。最后1台蒸发器除霜完成后的制热量平均为5.3kW。低于结霜初期的5.7kW,是因为有1台蒸发器在过冷除霜,3台蒸发器在工作,蒸发器负荷比较大,将正在除

霜的蒸发器改成正常模式后,会回到结霜初期的制热量水平。

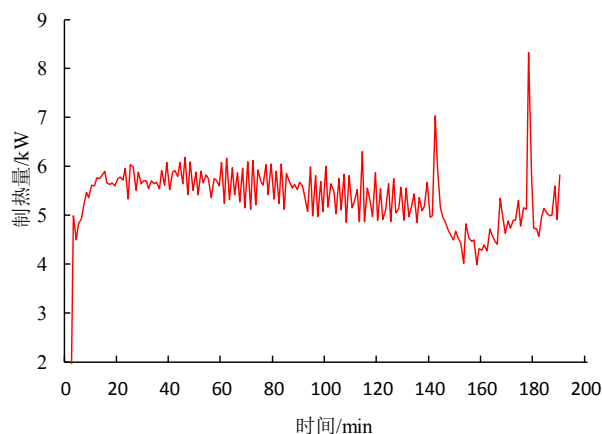


图8 制热量随结-除霜时间的变化

Fig.8 Variation of heating capacity with defrosting time

4.2 COP

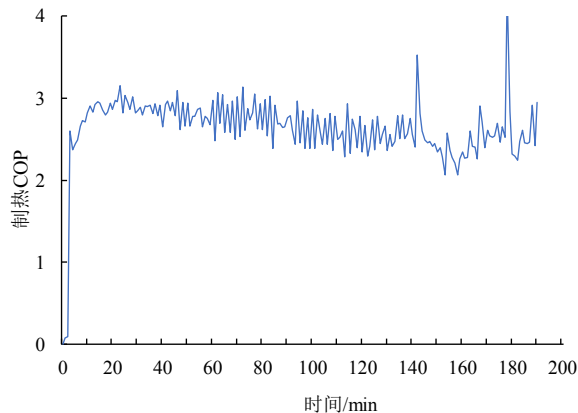


图9 制热COP随结-除霜时间的变化

Fig.9 Variation of heating COP with deposition defrosting time

图9所示为制热COP随结霜时间的变化。由图9可知,热泵制热COP随结霜时间增长不断下降,而且热泵制热COP随结霜时间增长波动越来越频繁、波动幅度也越来越大,这种现象表明室外蒸发器结霜过程不仅降低热泵的制热COP还不利于热泵系统运行的稳定。热泵的制热COP随结霜时间的增长从结霜初期的2.7到结霜末期下降到2.5。在140min开始除霜时制热COP稍有降低,除第1台蒸发器进行除霜过冷除霜外,其他3台蒸发器在除霜时,制热COP都有上升的趋势。当第4台蒸发器除霜完成后在1台蒸发器过冷3台蒸发器运行的情况下制热COP已经达到了结霜中期的水平,这是因为进行热泵系统部件匹配设计时3台

蒸发器的翅片面积已经足够热泵运行,从除霜开始时室外温度大约上升 3°C ,蒸发温度升高压缩机吸气压力回升,所以整个除霜过程中制热 COP 较高。

4.3 过冷能量效率分析

图 10 所示为除霜时过冷能量效率随过冷除霜时间的变化。由图 10 可知,热泵 4 台蒸发器依次过冷除霜的一个周期内,过冷能量效率随除霜蒸发器过冷顺序依次递减,从 0.95 降到 0.82 左右。除霜时每改变一个过冷蒸发器过冷能量效率降低 0.47。分析四组蒸发器过冷除霜时的数据可以发现,除霜时的过冷能量效率曲线具有一样的趋势:过冷能量效率曲线由最大值和迅速下降两部分组成,曲线最大值部分大约占一半时间。过冷能量效率在过冷起始时,迅速上升到最大值附近,随后曲线出现峰值;曲线迅速下降部分趋势分为三段,第一段过冷能量效率先迅速下降到 0.3~0.4 左右,下降趋势随过冷时间增加减缓,第二段曲线有大约 3min 下降平缓阶段,第三段过冷能量效率曲线下降趋势恢复第一阶段水平。

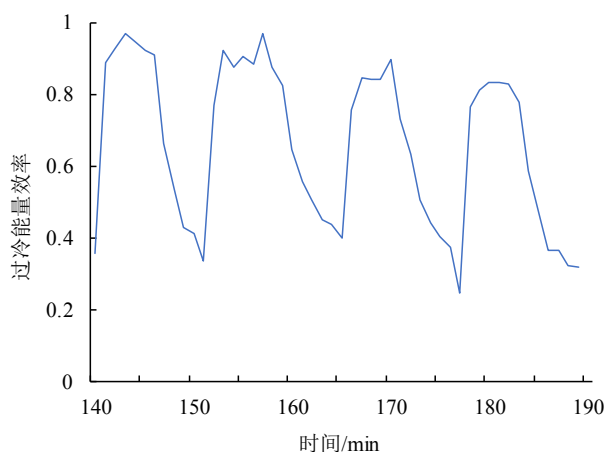


图 10 过冷能量效率随过冷除霜时间的变化

Fig.10 Variation of supercooling energy efficiency with supercooling defrosting time

4.4 过冷温度效率分析

图 11 所示为除霜时过冷温度效率随过冷时间的变化。由图 11 可知,在完整除霜过程中,过冷温度效率随除霜蒸发器过冷顺序依次降低。从第 1 台结霜蒸发器进行过冷除霜时 0.96 到最后降为 0.83。

结合系统运行特性分析效率衰减原因:随着结霜时长增加,蒸发器表面霜层不断堆积,换热热阻

持续增大,换热效能逐步削弱,进而影响温度传递效果;分批除霜过程中,系统工况频繁切换,压力、温度等运行参数存在时序滞后效应,工况稳定性下降。同时单台蒸发器除霜作业时,其余蒸发器承担整体换热负荷,设备负载增大,换热条件变差。叠加除霜阶段环境温度小幅波动、蒸发侧工作状态动态改变等因素,最终使得过冷温度效率顺着蒸发器除霜次序不断降低。

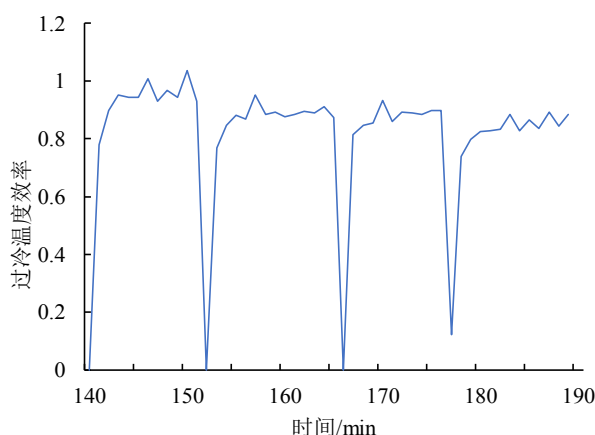


图 11 过冷温度效率随过冷除霜时间的变化

Fig.11 Variation of subcooling temperature efficiency with subcooling defrosting time

5 结论

本文提出的空气源热泵过冷除霜系统通过管路及电磁阀组合开关控制,实现除霜时持续制热。得到如下结论:

(1) 第 1 台蒸发器开始进行除霜时,热泵制热量从结霜后期的 5.25kW 开始下降,最后一台蒸发器除霜完成后的制热量平均为 5.3kW,除霜对制热量影响较小;除霜前期制热 COP 为 2.4 左右,除霜后期制热 COP 可以恢复到 2.65 左右;除霜时的平均制热 COP 大约在 2.55 左右与结霜末期相同。

(2) 4 台蒸发器依次过冷除霜的一个周期内,过冷能量效率随除霜蒸发器过冷顺序依次递减,从 0.95 降到 0.82 左右。除霜时每改变一个过冷蒸发器过冷能量效率降低 0.47。

(3) 在完整除霜过程中,过冷温度效率随除霜蒸发器过冷顺序依次降低。从第 1 台结霜蒸发器进行过冷除霜时 0.96 到最后降为 0.83。

6 不足与展望

本研究仍存在以下局限性:

(1) 实验仅基于北京冬季1-2月典型低温高湿工况开展测试,未系统开展不同环境温度、相对湿度及不同结霜厚度下的变工况对比实验,缺少宽工况下系统性能衰减规律的量化分析;

(2) 研究仅从宏观实验角度分析系统性能,未建立过冷除霜过程蒸发器融霜传热、霜层生长消融的动态机理模型,难以精准表征温度效率与能量效率逐时衰减的内在物理机制;

(3) 未对系统长期连续运行的能耗特性、风机及电磁阀启停损耗进行长时间跟踪测试,缺少全年季节能效与实际运行经济性评价。

后续可在本文基础上进一步开展研究:拓宽室外温湿度工况范围,建立不同环境参数下过冷除霜性能拟合模型;优化多蒸发器轮换除霜逻辑与控制策略,匹配最佳除霜启动时机与轮换间隔;构建蒸发器结霜-过冷融霜动态传热数值模型,揭示过冷温度效率与能量效率逐级衰减的机理;开展系统长时间运行实测与能耗模拟,对比传统逆循环除霜的季节能效、运行稳定性及经济性,为该过冷除霜技术的工程推广与控制策略优化提供理论和数据支撑。

参考文献:

- [1] 张景珊,徐亮,刁维杰.空气源热泵系统在夏热冬冷地区运行的特性研究[J].科技与创新,2025,(1):124-126.
- [2] 曾星凯,邢嘉琦,韩凤武,等.“双碳”背景下热泵技术发展现状与前景分析[J].科技与创新,2025,(3):127-130.
- [3] 董安乐,唐亮亮,夏林锋,等.低环境温度空气源热泵(冷水)机组除霜方法综述[J].暖通空调,2025,55(S1):452-454.
- [4] 邵月月,马国远,王月月,等.多联式热泵驱动热管复合供热装置的实验研究[J].制冷学报,2020,41(4):32-36,67.
- [5] 刘西安.水平并联多蒸发器空气源热泵轮换过冷除霜实验研究[D].广州:广州大学,2024.
- [6] 徐鹏,赵靖怡,李朝阳.空气源热泵除霜技术研究进展[J].制冷与空调,2024,24(4):97-104.
- [7] 蔡灏亭,张瑞敏,赵玉刚.界面结霜机理及抑霜技术研究进展[J].制冷学报,2024,45(5):31-46.
- [8] 孙欢,刘海伦,吴冬夏,等.智能算法在除霜控制策略中的研究进展[J].冷藏技术,2024,47(4):67-81.
- [9] 隋秋玉,马国远,刘帅领,等.应用于数据中心冷却的空气制冷循环系统性能分析[J].制冷学报,2022,43(5):16-23.
- [10] Baxter V D, Moyers J C. Field-measured Cycling, Frost and Defrosting Losses for a High Efficiency Air Source Heat Pump[J]. ASHARE Transaction, 1985,91(2):537-554.
- [11] 牛建会.多台蒸发器并联轮换除霜空气源热泵运行特性与实验研究[D].北京:北京工业大学,2020.
- [16] RUAN Y, MA J, MENG H, et al. Potential quantification and impact factors analysis of energy flexibility in residential buildings with preheating control strategies[J]. Journal of Building Engineering, 2023,78:107657.
- [17] FOTEINAKI K, LI R, HELLER A, et al. Heating system energy flexibility of low-energy residential buildings[J]. Energy and Buildings, 2018,180:95-108.
- [18] LU F, YU Z, ZOU Y, et al. Cooling system energy flexibility of a nearly zero-energy office building using building thermal mass: Potential evaluation and parametric analysis[J]. Energy and Buildings, 2021,236:110763.
- [19] DING Y, LYU Y, LU S, et al. Load shifting potential assessment of building thermal storage performance for building design[J]. Energy, 2022,243:123036.
- [20] SÁNCHEZ RAMOS J, PAVÓN MORENO M, GUERRERO DELGADO M, et al. Potential of energy flexible buildings: Evaluation of DSM strategies using building thermal mass[J]. Energy and Buildings, 2019, 203:109442.
- [21] 刘守亚,袁中原,高波,等.基于决策树算法的冷冻水系统优化运行研究[J].制冷与空调,2024,38(2):155-160.