

空气源热泵误除霜特性的实验研究^{*}

哈尔滨工业大学 韩志涛[☆] 姚 杨 马最良 姜益强

摘要 对比分析了误除霜和正常除霜时压缩机的轴功率和吸、排气压力等除霜特性参数的变化,发现误除霜时压缩机轴功率高和排气压力高的根本原因是室外换热器表面无霜和室外风机停机。分析了目前分体热泵型房间空调器常用的除霜控制方法——室内侧换热器双温度传感器法的工作原理及其在消除误除霜方面存在的缺陷。

关键词 空气源热泵 误除霜 实验 压缩机轴功率 排气压力

Experiment on characteristics of an air source heat pump in false defrosting

By Han Zhitao[★], Yao Yang, Ma Zuiliang and Jiang Yiqiang

Abstract For a split type air source heat pump, compares and analyses variation of the parameters such as compressor shaft power, suction and discharge pressures under normal defrosting and false defrosting conditions. Finds that the causes for over high shaft power and discharge pressure of the compressor are no frost on the surface of the outdoor heat exchanger and stopping of the outdoor fan. Presents the principle of the currently-used defrosting control method with two temperature sensors set in indoor heat exchanger and analyses its shortage.

Keywords air source heat pump, false defrosting, experiment, compressor shaft power, discharge pressure

★ Harbin Institute of Technology, Harbin, China

①

0 引言

目前,空气源热泵作为一种比较成熟的高效、环保型供暖(冷)产品,在我国一些地区应用十分广泛,在建筑节能工程中的作用也愈来愈大。但是在低温、高湿地区应用时始终无法避免结霜、除霜问题。长期以来,许多科研人员对空气源热泵的结霜、除霜问题进行了深入研究,但主要集中在探索结霜规律^[1-2],研究提高除霜控制的可靠性、除霜过程的稳定性^[3-5]等方面,而对空气源热泵误除霜问题未有深入的研究,公开发表的相关论文也很少。

所谓的空气源热泵误除霜从完整意义上讲应包括两种情况:1)室外换热器表面已结霜,到了该除霜时刻而不除霜;2)室外换热器表面仅有少量结霜(未达到除霜霜量要求)或根本没有结霜,空

调器的中央控制器却发出除霜指令,使热泵停止供热,按室外换热器结满霜时的逆循环热气除霜工况运行,即未到除霜时刻而提前开始除霜。这两种情况对空气源热泵的安全、可靠、稳定、经济运行都十分有害。由于目前空气源热泵的除霜控制系统还不很完善,没有达到按需除霜的理想要求,实际运行过程中空气源热泵误除霜现象比较严重^[6]。文献^[7]指出,空气源热泵冷热水机组大约有 27% 的除霜是误除霜。实践表明,第二种误除霜现象的发生率较高且危害性更大,本研究中的误除霜即特指这种未到除霜时刻而提前开始除霜的情况。

①☆ 韩志涛,男,1974 年 2 月生,在读博士研究生
150090 哈尔滨工业大学市政环境工程学院
(0) 13936265011 (0451) 82683123
E-mail: zhitaohan@hotmail.com

收稿日期:2005-04-29

修回日期:2005-06-23

* 国家自然科学基金资助项目(编号:50278021)

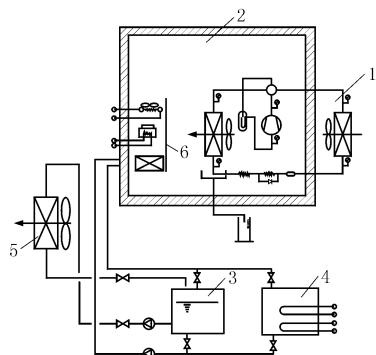
通常人们认为误除霜导致的后果主要表现在热泵空耗电能,供热效率下降,供热环境热舒适性恶化,仅仅是供热不足与能源浪费问题。其实这种认识是没有看到误除霜本质。笔者通过实验发现,误除霜的真正危害是误除霜时系统高压侧压力急剧升高,大大超过系统高压保护阈值,甚至超过高压保护阈值的 70% 以上;压缩机通过的电流值短时间内猛增,功率也相应急剧上升,若不及时中止误除霜,其功率最终会达到热泵额定功率 2 倍以上,往往造成压缩机烧毁等,同时电能损失也很可观。因此,误除霜过程是热泵系统各高压部件及其管路受到超高压冲击,压缩机承受过载电流能力接受极限考验的过程。这些损害是热泵系统正常除霜运行过程中不可能出现的,因此,误除霜的频繁发生必然会极大增大系统高压侧部件(如压缩机、焊接管路)的损坏概率,进而严重影响热泵的工作寿命。

笔者对一台分体热泵型房间空调器误除霜特性进行了详细的实验研究。通过对比实验,分析误除霜和正常除霜时压缩机轴功率、吸气压力、排气压力等除霜特性参数的变化,以便弄清误除霜的危害。分析了目前分体热泵型房间空调器常用的除霜控制方法——室内侧换热器双温度传感器法在引起误除霜方面存在的缺陷,并提出了避免误除霜现象发生的思路。

1 实验装置与工况

1.1 实验装置

实验装置如图 1 所示,由三大部分构成。



1 空气源热泵实验样机 2 人工气候小室 3 低于 0℃ 的乙二醇水溶液水箱 4 热源 5 自然冷源 6 空气处理设备

图 1 空气源热泵误除霜实验装置示意图

1) 人工气候小室及其空气处理系统

人工气候小室可以模拟空调器室外机的实际运行环境,以笔者所在学校已有的多功能房间热平

衡法实验台为基础,该实验台尺寸(长×宽×高)为 3.2 m×3.0 m×2.4 m,围护结构为 160 mm 厚高密度聚苯板,外壁为 3 mm 厚纤维板,内壁为 1.5 mm 厚铝板,表面刷油漆,小室保温、保湿性能良好。小室整体置于温度约为 20℃,面积为 50 m² 的供暖房间内。

小室空气处理系统由空气冷却系统、空气加热系统和空气加湿系统组成。空气冷却系统以哈尔滨地区冬季室外低温空气为天然冷源,由室外换热器、乙二醇溶液蓄冷水箱及管路构成。在 12~2 月可提供 -12~0℃ 的冷水。空气加热系统的组成:

- ① 乙二醇溶液加热水箱,电加热功率为 4 000 W;
- ② 可调功率的红外线加热器,最大功率为 800 W,作为加热微调装置。

空气加湿系统主要由两台加湿量为 300 g/h 的超声波加湿器组成,加湿速率可调。小室冷热量供给由一台风量为 800 m³/h 的风机盘管完成。

2) 空气源热泵实验样机

实验样机为一台 KFR-23GW/T 型分体热泵型房间空调器,该空调器额定制热量为 2 500 W,制冷量为 2 300 W,室外换热器采用平片型肋片管,分液路数 1。样机室外机部分安装在人工气候小室内,室内机安装在人工气候小室的外墙壁面上。

3) 实验参数检测记录系统

小室内空气温度、湿度检测由 TES-1360 温、湿度计完成。湿度测量精度为 ±3%。热泵系统中各测点的温度由 WJK 型多路数据采集记录仪测量,其传感器为铜-康铜热电偶,测温精度为 ±0.3℃。压缩机吸、排气压力及管路上的测点压力由 0.25 级的精密压力表测量。压缩机的实时电流值和电压值由两块 UT-70B 型多功能表测量,该表采用 RS-232 接口实现与微机自动通讯。由电压值和电流值可计算出压缩机轴功率。除霜时产生的化霜水量由量筒测量。

1.2 实验工况

实验时首先对人工气候小室内的空气进行降温处理,对于结霜-除霜工况则同时进行加湿处理,保证小室相对湿度为 85%~90%;对于无霜-误除霜工况则不进行加湿处理。由此组成不同的实验工况,见表 1。达到预定数值后,启动温、湿度微调设备,控制实验过程中小室空气的温、湿度值在预定范围内。实验过程中重点检测压缩机电流、轴功

率及吸、排气压力的动态变化值。

表 1 空气源热泵误除霜与正常除霜对比实验工况

	结霜-除霜		无霜-误除霜	
	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
人工小室温度/℃	0	0	2.0	-2.0
人工小室相对湿度/%	80~90	≤55	≤55	≤55
室内环境温度/℃	14~17	14~18	10~15	10~16

2 实验结果与分析

2.1 误除霜和正常除霜时热泵特性参数的对比

本文主要对人工小室温度为 0℃ 时误除霜(工况 2)和正常除霜(工况 1)特性参数值(压缩机轴功率、吸气压力、排气压力)进行比较,其实验结果见图 2~4。

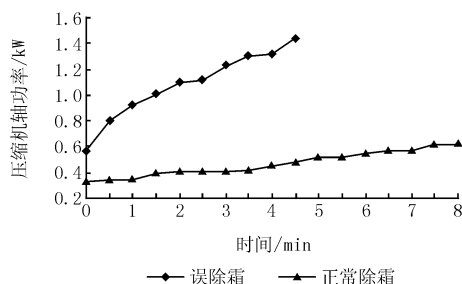
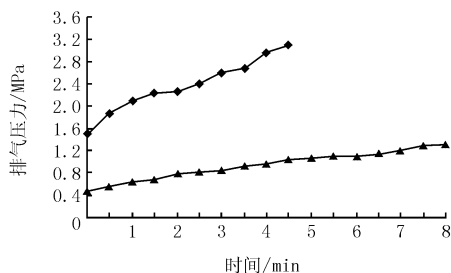
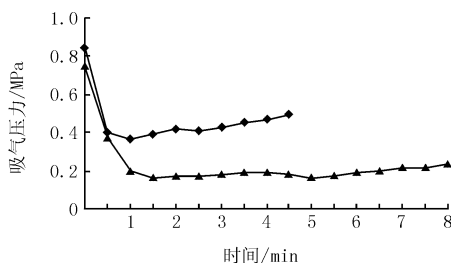


图2 误除霜(工况 2)和正常除霜(工况 1)时压缩机轴功率随时间的变化



图例同图 2

图3 误除霜(工况 2)和正常除霜(工况 1)时压缩机排气压力随时间的变化



图例同图 2

图4 误除霜(工况 2)和正常除霜(工况 1)时压缩机吸气压力随时间的变化

由图 2 可以看出,正常除霜时压缩机轴功率初始值为 338 W,随着除霜的进行其功率平稳上升,

达到除霜预设时间 8 min 时最高功率为 611 W。而误除霜时压缩机轴功率在 1 min 内就升到 921 W,超过了压缩机的额定功率(880 W),此后以平均 142 W/min 的速率上升,在 4.5 min 时达到 1 443 W,此时已超过额定功率 500 W。而从图 3 可以看出,压缩机排气压力在正常除霜时始终在 1 300 kPa 以下,而误除霜时压缩机排气压力在 1 min 内即达到 2 095 kPa,在 3 min 时已超过高压保护阈值 2 450 kPa。因此,随着误除霜的进行,压缩机排气压力一直在快速上升,平均每 min 升高 320 kPa,在 4.5 min 时达到 3 085 kPa,超过高压保护阈值 635 kPa。此时,为了避免压缩机和高压部件损坏,实验中人为中止了误除霜。如果不中止误除霜,按照中止前压缩机轴功率和排气压力的上升速率,误除霜时间达到通常除霜时间预设值 8 min 时,二者将分别为 1 940 W 和 4 200 kPa。由此可见,误除霜的危害不仅是能源浪费与供热不足问题,更严重的是它对热泵压缩机和高压部件及管路的损害。误除霜时,尤其长时间误除霜时极易造成压缩机电流过大而烧毁和高压部件管路因压力过大而破裂。同时,频繁的误除霜又会增加热泵疲劳老化速率,降低热泵工作寿命。

从图 4 可见,误除霜时压缩机吸气压力高于正常除霜时的吸气压力,其中误除霜吸气压力平均在 400~500 kPa,是正常除霜的 2 倍左右。

误除霜另一个特性是压缩机压缩比较高,根据实验数据计算,在工况 2 条件下,误除霜开始后 0.5 min 时压缩比为 3.9,1.5 min 时已升到 5.7,此后压缩比进一步升高并维持在 6.0~6.3 之间。可见,误除霜时压缩机在高吸气压力下仍然保持了较高压缩比,处于超负荷运行状态。

表 2 给出了 4 种工况下的实验结果。通过对比分析,可以更全面地了解误除霜时热泵空调器各特性参数的变化情况。

同工况 2 相比,工况 3、4 下热泵室内机所处环境温度下降约 4℃,室外机环境温度分别增、减了 2℃。从表 2 可以看出,工况 3、4 下压缩机轴功率随时间的变化速率基本相同,都没有工况 2 快,虽然误除霜时间比工况 2 长 0.5 min,但最终压缩机轴功率却比工况 2 低约 260 W。可见误除霜开始时室内机所处环境温度对误除霜时压缩机轴功率有较大影响,也就是说误除霜开始前热泵系统的高压管路压

表 2 实验结果汇总

测试项目	工况 编号	时间/min					
		0	1	2	3	4	5(4.5) ¹⁾
压缩机轴功率 /W	1	338.8	349.8	413.6	415.6	457.9	523.6
	2	567.6	921.8	1 095.6	1 227.6	1 322.2	1 443.3
	3	402.6	836.0	897.6	1 034.0	1 080.2	1 183.6
	4	382.8	820.6	902.0	1 009.8	1 179.2	1 181.2
压缩机吸气压 力/kPa	1	750	200	170	180	185	160
	2	850	370	420	430	470	500
	3	680	320	300	350	370	410
	4	650	300	320	340	350	390
压缩机排气压 力/kPa	1	470	650	780	850	950	1 060
	2	1 507	2 095	2 265	2 605	2 955	3 085
	3	970	2 050	2 350	2 540	2 740	2 930
	4	920	1 830	2 175	2 310	2 510	2 720
室外换热器入 口温度/℃	1	-5.12	25.97	28.73	30.20	32.87	34.16
	2	-2.62	44.39	51.05	56.41	60.82	60.62
	3	-2.89	43.29	51.07	54.97	58.62	61.17
	4	-7.47	44.41	47.72	51.53	54.64	58.65
室外换热器出 口温度/℃	1	-3.78	5.83	12.33	20.45	25.22	25.43
	2	1.07	33.34	49.23	54.51	58.57	58.03
	3	0.71	37.18	42.83	45.74	48.11	50.03
	4	-3.84	34.28	37.54	39.90	43.89	46.57

1) 工况 2 误除霜结束时间为 4.5 min。

力大小是误除霜时压缩机轴功率变化的基础。表 2 中室外换热器入、出口温度是指除霜或误除霜时,室外换热器制冷剂进出口处肋片管表面温度。从这两个参数变化情况看,室外换热器表面温度误除霜时明显比正常除霜时高,平均高出约 30℃。

2.2 误除霜特性参数变化机理分析

误除霜时热泵运行的特性参数表现为“双高”——压缩机轴功率高、排气压力高。其根本原因为:一是室外换热器表面无霜,二是除霜时室外风机停机。室外换热器表面无霜,进入换热器的气态制冷剂冷凝放热主要用于加热肋片管而不是融霜;室外风机停机,换热器与周围环境换热量大大减少,又由于肋片管本身热容量小,所以肋片管被加热的直接表现是温度升高。二者共同作用,导致从压缩机排出的高温、高压气态制冷剂在误除霜开始的 1 min 内迅速加热室外机肋片管,其表面温度从-3℃迅速上升到 30℃以上。此时,冷凝压力也随着肋片管表面温度上升而迅速增大,冷凝压力的提高又迫使压缩机排气压力进一步升高,压缩机电流和轴功率也被迫加大。另一方面,冷凝压力的提高也加大了节流部件——毛细管的供液能力,使循环过程中制冷剂质量流量相应增加。在这些因素综合作用下误除霜时热泵表现为“双高”特性。

3 误除霜诱发因素分析

误除霜发生的根本原因是热泵除霜控制系统不完善。目前,标准制热量在 4 kW 以下的小型分体热泵型房间空调器普遍没有设置室外机换热器肋片管表面温度传感器,而是采用室内机双温度传感器除霜控制方法。由于这是一种新近发展的除霜控制方法,被很多厂家采用,但还没有形成一种行业统一的除霜判断条件,各个厂家除霜判断条件有很大差别。其中一种应用较普遍的除霜判断方法的基本原理是:热泵制热运行启动后,其 LC(逻辑控制器)以一定频率(如每隔 1 min)检测室内机换热器肋片管表面温度 t_f 和室内机进风温度 t_n 的动态值,并记录二者的差值 $\Delta t = t_f - t_n$ 及 Δt 的最大值 $\Delta t_{\max}$;随着室外机换热器表面结霜量增大,热泵蒸发温度和蒸发压力下降,制热效率下降,其外在表现是 t_f 下降较快,引起 Δt 下降,供热不足进一步导致室内环境温度 t_n 下降;当 Δt 下降到 $\Delta t_{\max}$ 的某一百分比值 ϵ ,且保持一定时间时,说明结霜已对热泵供热造成较大影响,此时热泵需要除霜,当其他除霜条件(如压缩机累积运行时间超过 50~60 min 等)同时满足时,LC 发出除霜指令,热泵开始除霜。 ϵ 值与结霜过程中的 t_f , t_n , $\Delta t_{\max}$ 有关,通常为 65%~75%。除霜时间通常为固定值,根据霜量多少,一般为 5~8 min。这是一种相对复杂、但效果较好的除霜控制方法,本实验样机即采用这种除霜控制方法。表 3 给出了结霜-除霜工况 1 条件下 t_f , t_n , Δt 随时间的变化。表 4 给出了无霜-误除霜工况 2 条件下 t_f , t_n , Δt 随时间的变化。

从表 3 可以看出,在结霜工况下,热泵运行 20 min 后室外换热器进入稳定结霜期, t_f 和 t_n 基本上随着结霜时间的增加而下降,但 t_f 比 t_n 下降得快。整个结霜期 80 min 内 t_f 下降了 5.5℃,而 t_n 下降了 2.3℃。表 3 也给出了 t_f 和 t_n 的差值 Δt 随结霜时间的变化。 Δt 的最大值 $\Delta t_{\max}$ (15.0℃)出现在 25 min 时,此后随结霜量增大, Δt 基本匀速下降,在 80 min 时 Δt 降到最小值 10.3℃, ϵ 为 68.7%时触发了 LC 的除霜指令。可以看出,正常结霜-除霜工况下室内温度 t_n 波动不大, Δt 降低的主要因素是室外换热器结霜的加剧致使 t_f 下降较快。

现实情况下,供热环境的温度会由于各种原因出现波动,比如开门窗通风换气、人员大量流动等。对于采用室内双温度传感器除霜控制法的热泵来

表 3 结霜-除霜工况 1 条件下 $t_f, t_n, \Delta t$ 随时间的变化

℃

	时间/min																
	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
t_f	30.3	30.2	30.0	30.4	30.5	29.9	29.7	28.9	28.7	28.7	27.4	27.6	27.2	26.6	26.2	25.7	24.8
t_n	16.8	16.3	16.6	16.6	16.0	14.9	15.2	15.5	15.3	15.0	14.7	15.0	14.7	14.7	14.8	14.5	14.5
Δt	13.5	13.9	13.4	13.8	14.5	15.0	14.5	13.4	13.4	13.7	12.7	12.6	12.5	11.9	11.4	11.2	10.3

表 4 无霜-误除霜工况 2 条件下 $t_f, t_n, \Delta t$ 随时间的变化

℃

	时间/min											
	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
t_f	31.1	32.4	29.4	27.9	29.5	30.0	29.6	29.1	28.4	28.1	28.6	30.0
t_n	20.1	20.3	16.4	13.4	17.4	18.2	17.1	16.8	16.5	15.4	17.1	19.4
Δt	11.0	12.1	13.0	14.5	12.1	11.8	12.5	12.3	11.9	12.6	11.5	10.6

说,供热环境温度的变化往往成为误除霜的诱因。为了考察这种误除霜因素,实验时采用引入室外冷空气的方法人为造成室内温度波动,此时室温 t_n 的变化引起 t_f 相应变化, t_n 成为 Δt 变化的主导因素。如表 4 所示,在室外换热器表面无霜工况下, t_n 和 t_f 最大值出现在 5 min 时,分别为 20.3℃ 和 32.4℃。此时,引入冷空气降低室温, t_f 和 t_n 同时下降,但 t_n 比 t_f 下降快,在 15 min 时 t_n 降到最低点 13.4℃,此时 Δt 达到最大值 $\Delta t_{\max}$,为 14.5℃。此后,保持一定的室内外换气量使室内热负荷基本恒定,则 t_n, t_f 和 Δt 基本稳定,直到 45 min 时停止向室内送冷风,室内热负荷减少导致 t_n 上升较快, t_f 作为因变量没有 t_n 上升快,结果是 Δt 迅速减小,在 55 min 时达到 10.6℃,此时 ϵ 为 73.1%,压缩机运行时间也达到了 55 min 的累计时间,LC 经过逻辑判断误认为室外换热器表面霜量已达到除霜要求,遂发出除霜指令,误除霜开始了。

另外,在北方地区(如北京)使用空气源热泵时,由于空气含湿量很小,根本不存在结霜条件,但由于室外空气温度较低,同样会导致蒸发温度下降而出现误除霜现象。

由此可见,LC 误将其他因素引起的 Δt 下降当成室外换热器结霜作用的结果是误除霜的真正原因。

解决误除霜问题的基本思路是让 LC 能够识别 Δt 变化的真正原因,是室外换热器结霜造成的还是室内热负荷变化引起的,或是室外温度低而干燥的情况引起的,从而决定是否除霜。

4 结论

4.1 空气源热泵误除霜问题涉及因素众多,不同的除霜控制方法导致误除霜的原因不尽相同,分体式热泵型房间空调器往往因为供热环境热负荷的变化引起误除霜,或是室外空气温度低且相对湿度

也小,导致室外换热器蒸发温度低引起误除霜。

4.2 空气源热泵误除霜时表现为“双高”特性——压缩机轴功率高、排气压力高,且二者上升速度快,最终轴功率会超过额定功率 1 倍,排气压力超过高压保护值 70%。

4.3 误除霜特性表现的根本原因是误除霜时室外换热器表面无霜和室外风机停机。

4.4 空气源热泵误除霜的危害十分严重,一是误除霜会对热泵压缩机和高压部件及管路造成极大的损害,经常性误除霜会严重降低热泵的工作寿命;二是误除霜造成电能浪费;三是误除霜引起供热的间断,使室内温度波动,影响供热质量。

4.5 目前常用的室内机双温度传感器除霜控制法在消除误除霜方面还不完善,没有形成统一的除霜控制标准。

参考文献

- [1] 姚杨. 空气源热泵冷热水机组冬季结霜工况的模拟与分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2002
- [2] Senshu T, Yasuda H, Oguani K, et al. Heat pump performance under frosting condition: part I—heat and mass transfer on cross-finned tube heat exchangers under frosting conditions[G]// ASHRAE Trans,1990, 96(1): 324-336
- [3] Krakow K I, Lin S, Yan L. An idealized model of reversed-cycle hot gas defrosting—part 1: theory[G]// ASHRAE Trans, 1993,99(2): 317-328
- [4] Krakow K I, Lin S, Yan L. An idealized model of reversed-cycle hot gas defrosting—part 2: experimental analysis and validation[G]// ASHRAE Trans, 1993,99(2): 329-338
- [5] 刘启芬, 黄虎. 空气源热泵模糊除霜控制的实验研究[J]. 南京理工大学学报, 2003, 27(6): 763-765
- [6] 柴沁虎, 马国远. 空气源热泵低温适用性研究的现状与进展[J]. 能源工程, 2002, 22(5): 25-31
- [7] 何雪冰, 刘宪英. 空气源热泵冷热水机组设计选型[J]. 暖通空调, 2004, 34(3): 55-58