

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-08

doi: 10.12465/issn.0253-4339.20260525001

基于多部件协同的不停机逆循环快速除霜控制策略研究

熊 硕 陈 楷 邹长吉 曾 婧

(珠海格力电器股份有限公司 珠海 519070)

摘 要 传统逆循环除霜技术因需频繁启停压缩机,存在化霜效率低、体验差及对压缩机寿命影响大等问题。为此,本文在传统逆循环除霜基础上,研究建立了压缩机、电子膨胀阀、四通阀协同控制策略,实现不停机快速除霜;通过变工况实验平台,对不同方案进行了对比测试。结果表明:该策略能实现不停机逆循环除霜,且有更高的可靠性,对压缩机寿命的影响更小;通过4种参数方案的对比测试,确定了参数的设计原则,其中方案2表现最优,在最容易结霜的工况下,其制热能力可提升13%,不舒适度降低60%,运行周期延长38%。本研究为低温环境下热泵系统的高效、稳定、舒适运行提供了更优的技术路径,具有良好的工程应用价值与推广前景。

关键词 逆循环除霜;不停机换向;协同控制;空气源热泵

中图分类号: TB611;TB657. 5;TK172

文献标识码:

Rapid Defrosting Control Strategy for Non-Stop Reverse-Cycle Based on Multicomponent Coordination

Xiong Shuo Chen Kai Zhou Changji Zeng Jing

(Gree Electric Appliances, Inc. of Zhuhai, Zhuhai 519070, China)

Abstract Conventional reverse-cycle defrosting technology exhibits disadvantages such as low defrosting efficiency, poor thermal comfort, and significantly reduced compressor lifespan due to frequent compressor start-stop cycles. To address these challenges, this study develops a coordinated control strategy for the compressor, electronic expansion valve, and four-way valve based on conventional reverse-cycle defrosting, thus enabling rapid defrosting without compressor shutdown. Comparative tests were conducted using an experimental platform under variable operating conditions. The results demonstrate that the proposed strategy achieves efficient non-stop reverse-cycle defrosting with higher reliability and mitigates damage to the compressor. Through comparative testing of four parameter schemes, design principles for parameter optimization were established. Scheme 2 exhibited the best performance: under frosting-prone conditions, it improved heating capacity by 13%, reduced discomfort level by 60%, and extended operational-cycle duration by 38%. This study provides an optimized technical pathway for the stable and highly efficient operation of heat pumps in low-temperature environments, thereby enhancing thermal comfort and offering strong potential for widespread engineering adoption.

Keywords reverse cycle defrosting; non-stop reversing; collaborative control; air-source heat pump

在“双碳”目标背景下,空气源热泵(air-source heat pump, ASHP)凭借高效的热能转换特性,成为全球供暖的主力装备之一。但低温制热时换热表面会形成霜层,导致制热量不足、性能急剧衰减等问题。因此除霜技术不仅是解决“空调制热差”的辅助功能,更是决定设备能否由“理论高效”真正赋能“双碳”目标的关键。

目前,ASHP普遍采用逆循环除霜(reverse cycle

defrosting, RCD)技术,典型的RCD技术,需要暂停压缩机保障四通阀换向平稳,导致化霜时间延长^[1];压缩机启动时能耗高,电流冲击大,会造成压缩机磨损^[2];除霜期间室内会停止制热,用户舒适度低^[3]。因此,学术界与产业界进行了大量新型除霜技术的研究。热气旁通除霜通过设置旁通回路,将压缩机排出的高温高压气体引入室外侧进行除霜,确保了运行过程中的舒适性^[4],但除霜热量受限,除霜效果

收稿日期:2026-05-25;修回日期:2026-06-21;录用日期:2026-07-14

责任编辑:王亚薇



移动阅读

不理想^[5];蓄能除霜在制热时储存部分热量,除霜时释放,但该技术需要额外的蓄热装置,且存在蓄热不足导致化霜不彻底的问题^[6];电加热除霜是直接安装在室外换热器表面安装电加热元件,控制简便,工况适应性强,但能耗高,能源利用效率低^[7];正循环除霜通过调整电子膨胀阀开度,提高室外换热器的制冷剂温度实现化霜,室内温度波动小,但仅适用于薄霜层除霜^[8];静电除霜通过在冰霜上施加高电压,使冰晶脱离,能耗低且环保^[9],但该技术尚未成熟,应用难度高。

因此,新型除霜技术常需与RCD技术结合使用。Dong Jiankai等^[10]提出一种基于热能存储的RCD方法,缩短除霜时间和能耗;Ding Yanjun等^[11]结合RCD与热气旁通除霜,降低室内温度波动。RCD与新技术结合虽能提升除霜效果,但其固有缺陷仍存在,因此改善RCD成为除霜技术突破的关键。Jiang Yiqiang等^[12]通过制冷剂过热度调节电子膨胀阀开度,提高RCD除霜效率;黄东等^[13]研究了膨胀装置对除霜时间的影响;徐英杰等^[14]基于结霜状态的识别,优化除霜时机;Song Mengjie等^[15]对RCD技术的优化进行了综述,当前主要聚焦在除霜技术的交叉融合、关键结构改善、除霜时机判定等方向,但RCD基本控制逻辑未有改变,压缩机启停所带来的问题仍未得到解决。

综上所述,本研究提出一种不停机的逆循环除霜方法,解决压缩机频繁启停带来的问题。通过搭建实验平台,验证分析了方法的可靠性。

1 方法描述

1.1 RCD技术原理

RCD技术的核心在于改变制冷剂流向,使系统暂时从“制热模式”切换为“制冷模式”,实现除霜。四通阀是RCD技术的关键,老式定频机的四通阀电磁铁吸力有限,在高压差下强行换向,可能导致阀芯卡死或线圈烧毁,为确保四通阀能够平稳换向,常采用压缩机停机的方式。

1.2 不停机逆循环除霜技术

根据传统RCD技术原理,在变频机的基础上提出一种不暂停压缩机的逆循环除霜技术,后续用NRCD表示,主要分为3个阶段,如图1所示,区域Ⅱ、Ⅲ为预平衡阶段,区域Ⅳ为除霜阶段,区域Ⅴ、Ⅵ为恢复制热阶段,而区域Ⅰ、Ⅶ均为正常制热区间。在A点接收到除霜指令后,系统进入区域Ⅱ,为四通阀平稳换向做准备,为尽快达到换向点B,电子膨胀阀开度尽可能大,而压缩机频率应尽可能低;在B点四

通阀换向后进入区域Ⅲ,此时系统内部高低压瞬间颠倒,应同步调小电子膨胀阀开度,限制制冷剂流量,进而降低压力波动;在C点提高压缩机频率进入区域Ⅳ,此时系统趋于平稳,提升压缩机频率,可快速提高排气温度,一段时间后加大电子膨胀阀开度,强化除霜效果;除霜结束后在D点降低压缩机频率,进入区域Ⅴ,为四通阀再次换向做准备;在E点时四通阀换向,电子膨胀阀设置为中间开度进行过渡,此后进入区域Ⅵ,该区域是为避免直接恢复制热开度时变化过大产生液击或供液不足等问题,进入F点后压缩机升频,然后在G点调整电子膨胀阀开度至制热运行开度,随后进入区域Ⅶ恢复制热。

为减小室内温度波动,需在A点关闭室内风机,区域Ⅱ电子膨胀阀开度调整至最大,使得室外换热器热量上升抑制了霜层恶化,实现预除霜的效果;在区域Ⅲ,压缩机排出的高温高压气体直接进入室外机,强化预除霜能力,故预平衡阶段也可称为预除霜阶段。化霜结束后,室外换热器周围湿度高,在D点开启室外风机进行干燥,区域Ⅴ低频运行不仅能降低系统压力,还能提供一定热量加速干燥,让化霜更彻底。而RCD接收到除霜指令后,执行停机动作,随后切换四通阀方向,进入除霜模式,除霜结束后再次执行停机动作,随后切换四通阀结束除霜模式。执行停机指令,虽能保障四通阀平稳换向,但压缩机启动将会产生更长的时间,这段时间无法有效除霜或制热,产生较长的无效化霜时间。

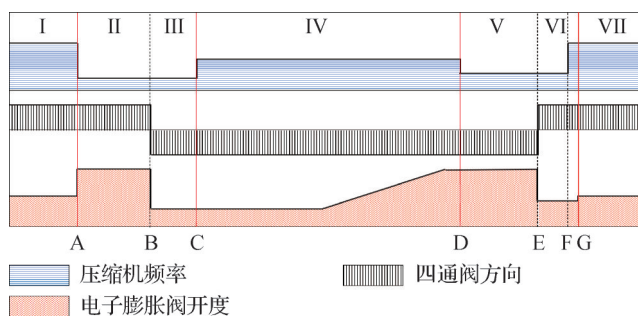


图1 NRCD控制逻辑图

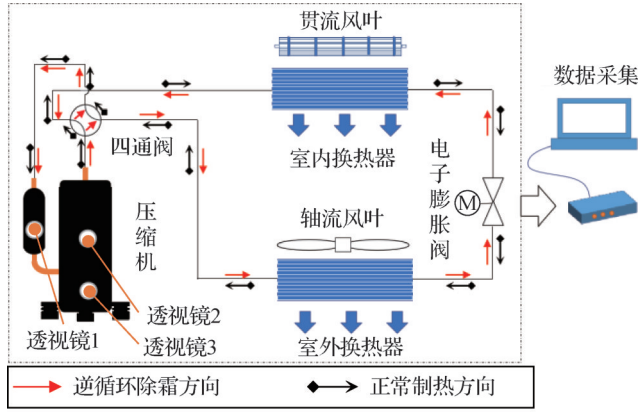
Fig.1 Control logic diagram of NRCD

2 实验与参数设计

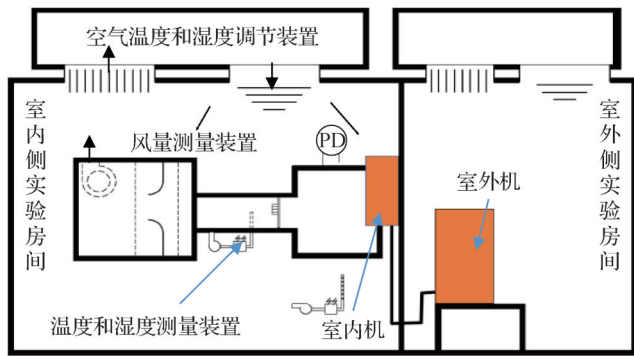
2.1 平台搭建

实验选择某制热量为7.0 kW,制冷剂为R32的家用分体机为实验载体。系统布置如图2(a)所示,压缩机型号为QXFS-A150zX170S,压缩机缸体上安装2个视油镜观察润滑油油位、储液罐上安装1个视液镜观察制冷剂液位;四通阀型号为SHF-7H-34U-

PG;电子膨胀阀型号为DPF(T01)2.2C-10,全开时脉冲数为500,最大动作压差为3.5 MPa。实验选用2套相同机型,一套采用NRCD技术,另一套沿用原RCD技术,后续用于NRCD和RCD区分实验。实验在标准环境控制室进行,实验布置如图2(b)所示。



(a) 系统布置



(b) 实验布置

图2 实验平台搭建

Fig.2 Experimental platform setup

采集数据包含干/湿球温度、湿度、风量、系统压力、电流、功率等,传感器精度如表1所示。根据式(2)计算输出制热量。

$$\Delta Q_i = K_i(t_{a2} - t_{a1}) \quad (1)$$

$$Q_{hi} = \frac{q_{vi}c_{pa}(t_{a2} - t_{a1})}{v_n(1 + W_n)} + \Delta Q_i \quad (2)$$

式中: Q_{hi} 为室内侧测量的总制热量, W ; q_{vi} 为室内侧喷嘴处的容积风量, m^3/h ; c_{pa} 为空气比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; t_{a2} 为室内侧出风口空气温度, $^\circ\text{C}$; t_{a1} 为室内侧进口空气温度, $^\circ\text{C}$; v_n 为喷嘴前空气比容, m^3/kg ; W_n 为喷嘴前空气含湿量, kg/kg (干空气); ΔQ_i 为室内侧连接风道的漏热量, W ; K_i 为室内侧连接风道的漏热系数, $W/^\circ\text{C}$ 。

2.2 参数及实验设计

在区域Ⅱ电子膨胀阀应选择最大开度100%,压缩机频率理论上应尽可能低,但压缩机频率过低可

表1 测量指标准确度

Tab.1 Accuracy of measurement indices

传感器	量程	精度
干球温度/ $^\circ\text{C}$	-20~80	± 0.1 $^\circ\text{C}$
湿球温度/ $^\circ\text{C}$	2~40	± 0.15 $^\circ\text{C}$
湿度/%	0~100	$\pm 3\%$
风量/ m^3/h	200~2 200	$\pm 1\%$
压力/ MPa	0~4	$\pm 0.25\%$
功率/ W	0~6 000	$\pm 0.1\%$

能导致润滑失效、共振、延长化霜时间等问题,根据机型特点将切换频率设计在40~70 Hz,并选择较低频率40 Hz。在区域Ⅲ降低电子膨胀阀开度,此处与区域Ⅳ初期的开度保持一致,避免反复调节开度引起系统波动。区域Ⅳ开始除霜,其相关参数与RCD的相关参数保持一致,从而减少变量,由此选择开度为40%,化霜频率为90 Hz,除霜一段时间后缓慢提高电子膨胀阀开度,以提高流量,强化除霜。在区域Ⅴ时,需降低压缩机频率,区间为40~70 Hz,选择稍大频率以减少升频时间,这里选择60 Hz。在区域Ⅵ时电子膨胀阀开度设置为40%。最终设计方案如表2所示,其中压缩机升频速率为2 Hz/s。

表2 参数设计

Tab.2 Parameter design

部件	区域						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
压缩机频率/Hz	112	40	40	90	60	60	112
电子膨胀阀开度/%	—	100	40	40~100	100	40	—
四通阀	1	1	0	0	0	1	1
内机风扇	1	0	0	0	0	1	1
外机风扇	1	0	0	0	1	1	1

注:“—”代表制热实际运行阀开度,“1”代表上电,0代表断电。

化霜模式的控制采用TT法(温度-时间法, temperature-time):当累计制热时间达44 min且连续1 min外机换热器盘管温度小于 -6 $^\circ\text{C}$ 或累计运行44 min后连续16 min检测到盘管温度小于 -2 $^\circ\text{C}$,便进入化霜模式;若除霜时间大于15 min或冷凝器盘管温度大于 10 $^\circ\text{C}$ 时退出化霜。进入化霜模式后,在A点开始调节频率和开度,并稳定运行10 s;在B点切换四通阀方向、调节电子膨胀阀开度并稳定运行20 s;在C点提升压缩机频率后稳定运行60 s,然后调节电子膨胀阀开度;满足退出化霜条件后,在D点降低压缩机频率,并稳定运行10 s;在E点切换四通阀

方向、降低电子膨胀阀开度并稳定运行 20 s;在 F 点压缩机升频,并根据室内温度调节电子膨胀阀开度,恢复正常制热。稳定运行时长是通过经验与摸底实验获得,并非最优选择,可进一步通过实验寻优。

3 实验结果与分析

3.1 可靠性分析

依据标准 GB/T 7725—2022《房间空气调节器》^[16]选择最易结霜的低温制热工况进行测试,如表 3 所示。实验获得除霜阶段的压力和功率数据,根据数据变化对每个节点进行标注,如图 3 所示。图 3(a)中的字母与图 1 对应,代表化霜过程的关键节点。图 3(b)为 RCD 的数据,其中 A₁、B₁、D₁、E₁、G₁ 分别与图 3(a)中的 A、B、D、E、G 对应,B₁、E₁ 为四通阀换向点,A₁、D₁ 为压缩机停机点,G₁ 为除霜模式结束点。

表 3 测试工况

Tab.3 Test conditions

工况	室内干球 温度/℃	室内湿球 温度/℃	室外干球 温度/℃	室外湿球 温度/℃
工况 1	20	15	2	1

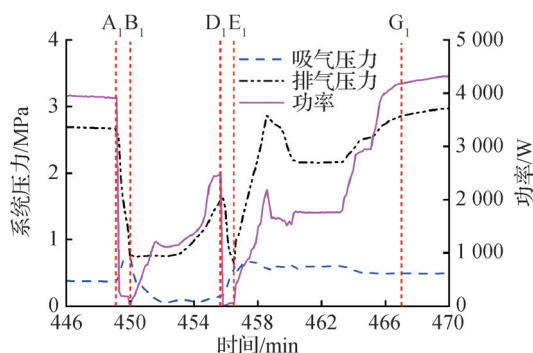
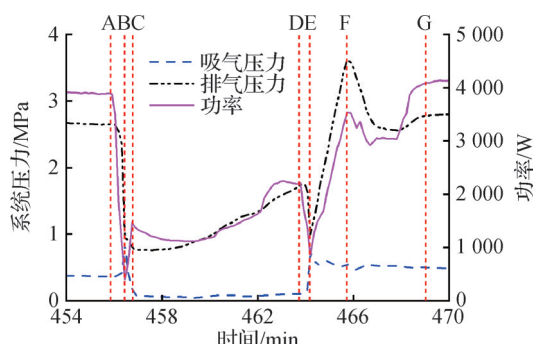


图 3 化霜期间系统压力变化

Fig.3 System pressure variation during defrosting

将关键节点数据汇总于表 4,可知 NRCD 的总时长为 13.1 min,制冷剂逆向循环阶段(B-E 区间)时长

为 7.7 min;RCD 总时长为 17.9 min,制冷剂逆向循环阶段(B₁-E₁ 区间)时长为 6.5 min。NRCD 在制冷剂流向改变后的运行时长比 RCD 长 1.2 min,但整个化霜周期却短 4.9 min。这是由于 NRCD 四通阀换向前后需要时间平衡压力,所以流向改变后的运行时长更长;但 RCD 停机后启动需要花费更长的时间,导致 RCD 在恢复制热时需要更长的时间来调节压缩机频率。由此可知,若进一步缩短 NRCD 的时长,可将 A-C 区间调整为压缩机停机,减小系统平衡压力的时间。此外,NRCD 四通阀换向时的压差分别为:0.092 MPa(B 点压差)、0.252 MPa(E 点压差);RCD 换向时的压差为:0.027 MPa、0.002 MPa。可见 RCD 四通阀换向时压差接近于 0 MPa,NRCD 换向时最大压差仅为 0.252 MPa。NRCD 的换向最大压差为 0.252 MPa 远小于四通阀最大动作压差 3.5 MPa,且 NRCD 在测试过程中四通阀换向稳定、流畅,未出现异常状况,表明当前策略可保障四通阀的正常换向。

表 4 化霜数据对比

Tab.4 Comparison of defrosting data

方法	区间	T_{MID}/min	P_{END}/W	p_H/MPa	p_L/MPa	$\Delta p/MPa$
NRCD	A-B	0.59	400.0	0.95	0.86	0.09
	B-C	0.32	1 467.5	0.76	0.09	0.68
	C-D	6.95	2 205.3	1.70	0.11	1.59
	D-E	0.45	858.8	0.98	0.73	0.25
	E-F	1.55	3 533.5	3.61	0.57	3.05
	F-G	3.20	4 090	2.78	0.50	2.28
RCD	A ₁ -B ₁	0.90	1.0	0.77	0.75	0.03
	B ₁ -D ₁	5.65	2 438.8	1.65	0.14	1.51
	D ₁ -E ₁	0.84	64.7	0.62	0.61	0.00
	E ₁ -G ₁	10.53	4 184.6	2.86	0.50	2.36

注: T_{MID} 为区间时长; P_{END} 为区间末端功率; p_H 为区间末端高压; p_L 为区间末端低压; Δp 为区间末端压差。

图 4 所示为化霜阶段润滑油与制冷剂的情况,透视镜 3 始终有油,说明润滑正常。在 NRCD 实验中透视镜 1 的液面清晰且无剧烈波动,液位未超过吸气口,无液击问题出现;在透视镜 2 位置,压缩机升频时出现了 70 s 的“空油”,但运行正常。在 RCD 实验中,压缩机升频时透视镜 2 出现约 2 min 的“空油”。因此,NRCD 局部空油时间更短,对压缩机的影响更小,可靠性更高。

3.2 性能对比分析

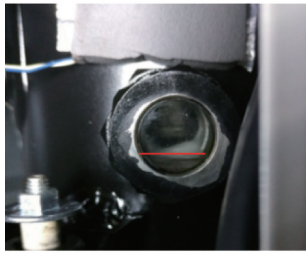
调整 NRCD 温度开始波动的时间,使其与 RCD



(a) 透视镜1最高液位



(b) 透视镜2出现空油过程



(c) 透视镜3最低油位

图4 润滑油与制冷剂状态

Fig.4 Lubricating oil and refrigerant status

保持一致,如图5所示。若将上一次化霜结束至下一次化霜结束看作1个运行周期,由图5可知,NRCD运行周期更长,但功率偏高;NRCD与RCD出风温度和炙热能力的变化趋势基本一致,但NRCD下降趋势更加缓慢,说明NRCD化霜更彻底或结霜更缓慢。

工程实践中出风温度是评价低温制热化霜策略的重要维度,根据人体温度,将35℃作为界限,当低于35℃时认为是凉风,为不舒适出风,通过式(3)量化出风不舒适度。将运行周期内的平均性能参数作为评价指标,如式(4)~式(6)所示。

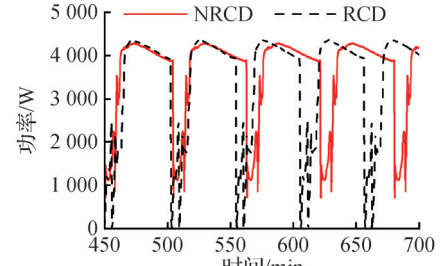
$$C = T_{t < 35} / T_{\text{total}} \quad (3)$$

$$Q_{\text{avg}} = \sum_{i=1}^n Q_i t_i / \sum_{i=1}^n t_i \quad (4)$$

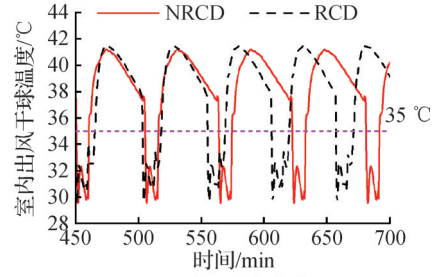
$$P_{\text{avg}} = \sum_{i=1}^n P_i t_i / \sum_{i=1}^n t_i \quad (5)$$

$$\text{COP} = \sum_{i=1}^n Q_i t_i / \sum_{i=1}^n P_i t_i \quad (6)$$

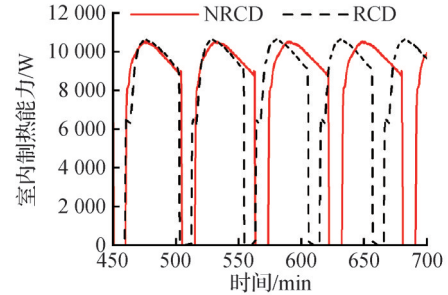
式中: C 为不舒适度,值越大说明制热体验越差; $T_{t < 35}$ 为1个运行周期内出风温度小于35℃的时长,min; T_{total} 为1个运行周期的时长,min; Q_{avg} 为运行周期内的平均制热量,W; i 表示信号采集序列, $i=1$ 表示运行周



(a) 功率变化



(b) 出风温度变化



(c) 制热能力变化

图5 出风温度与制热能力对比

Fig.5 Comparison of air outlet temperature and heating capacity

期内第1个采集序列, n 为最后1个采集序列; t_i 表示采集序列*i*-1与采集序列*i*之间的时间间隔,s; Q_i 为采集序列*i*的制热量,W; P_{avg} 为平均功率,W; P_i 为采集序列*i*的功率,W; COP 为平均性能系数。

根据采集数据计算可知,NRCD的1个运行周期为58.6 min, C 值为0.18, Q_{avg} 为7907 W, P_{avg} 为3508 W, COP 为2.25;RCD的1个运行周期为51.7 min, C 值为0.28, Q_{avg} 为7464 W, P_{avg} 为3340 W, COP 为2.23。因此,NRCD的 C 降低了36%, T_{total} 提升了13%。

为验证NRCD在不同工况下的表现,根据标准^[16]新增工况2、工况3,如表5所示,实验结果如表6所示。NRCD与RCD相比,工况2的 T_{total} 提了4.8%, C 降低25%;工况3的 T_{total} 提升25.8%, C 降低26.7%。

为分析其数值变化是否因测量误差导致,根据国际标准^[17],对于加减模型,如温差可用式(7)的方式合成标准不确定度;对于乘除模型,可用式(8)计算相对标准不确定度。

表5 测试工况
Tab.5 Test conditions

工况	室内干球温度/℃	室内湿球温度/℃	室外干球温度/℃	室外湿球温度/℃
工况2	20	15	-7	-8
工况3	20	15	-15	—

表6 不同工况性能表现
Tab.6 Performance under different operating conditions

工况	NRCD					RCD				
	$T_{\text{total}}/\text{min}$	C	Q_{avg}/W	P_{avg}/W	COP	$T_{\text{total}}/\text{min}$	C	Q_{avg}/W	P_{avg}/W	COP
工况2	82.7	0.15	7 542	3 783	1.99	78.9	0.20	7 402	3 796	1.95
工况3	140.5	0.11	6 908	4 046	1.71	111.7	0.15	6 771	4 002	1.69

$$\mu(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n [\mu(x_i)]^2} \quad (7)$$

$$\delta(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n [\delta(x_i)]^2} \quad (8)$$

式中: y 为模型的输出量; x_i 为输入量; $\mu(y)$ 和 $\mu(x_i)$ 为对应标准不确定度,反映测量结果不可靠程度范围; $\delta(y)$ 和 $\delta(x_i)$ 为对应的相对不确定度,反映不确定度相对于被测量值大小的比例关系。

Q_{avg} 不确定度主要来源于风量和进出口温差。根据表1可知,风量的相对不确定度为1%;温度传感器精度为 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,进出风平均温差约为 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$,因此,温差相对不确定度为0.9%,合成后 Q_{avg} 相对不确定度约为 $\pm 1.4\%$, P_{avg} 不确定度为 $\pm 0.1\%$,由此可得工况1的COP不确定度约为 ± 0.031 ,而工况1下NRCD与RCD的COP差值为0.020,因此工况1下COP差异不具备统计显著性。同理,工况3的COP差值0.020小于不确定度 ± 0.029 ,不具备统计显著性;工况2的COP差值0.040大于不确定度 ± 0.030 ,具备统计显著性。NRCD的COP未显著提升的原因在于:虽然NRCD的制热量增加,但不停机换向策略使压缩机运行功率也相应增大。而NRCD在不舒适度 C 、运行周期 T_{total} 和平均制热能力 Q_{avg} 方面的改善均远超测量不确定度,具有统计显著性。

3.3 不同参数方案对比

将NRCD中B点压缩机频率定义为切换频率1,用 H_1 表示;E点为切换频率2,用 H_2 表示。根据切换频率设计多种方案,方案1为表2的实验方案,所有方案汇总于表7,实验结果如表8所示。

根据表8,NRCD的4种方案与RCD相比均具有明显的优势,在最易结霜的工况1条件下,结合不确定度分析,方案1的 T_{total} 提升13%, C 降低36%, Q_{avg} 提高6%,COP基本持平;方案2的 T_{total} 提升38%, C 降低

60%, Q_{avg} 提高13%,COP基本持平;方案3的 T_{total} 提升10%, C 降低57%, Q_{avg} 提高13%,COP提升3.6%;方案4的 T_{total} 提升8%, C 降低53%, Q_{avg} 提高11%,COP提升2.7%。

表7 参数方案设计
Tab.7 Parameter scheme design

方案	H_1/Hz	H_2/Hz
方案1	40	60
方案2	0	60
方案3	40	70
方案4	50	70

表8 不同方案实验结果
Tab.8 Experimental results of different schemes

工况	方案	NRCD				
		$T_{\text{total}}/\text{min}$	C	Q_{avg}/W	P_{avg}/W	COP
工况1	方案1	58.6	0.18	7 907	3 508	2.25
	方案2	71.4	0.11	8 421	3 782	2.23
	方案3	57.0	0.12	8 425	3 650	2.31
	方案4	56.0	0.13	8 321	3 635	2.29
工况2	方案1	82.7	0.15	7 542	3 783	1.99
	方案2	146.0	0.058	7 873	4 083	1.93
	方案3	78.6	0.10	7 666	3 871	1.98
	方案4	71.6	0.09	8 001	3 948	2.03
工况3	方案1	140.5	0.11	6 908	4 046	1.71
	方案2	222.5	0.05	7 383	4 170	1.77
	方案3	221.4	0.05	7 202	4 148	1.74
	方案4	240.5	0.05	7 266	4 172	1.74

根据表8制作图6,由图6可知,在工况1的基础上,随着室外环境温度的降低,结霜风险降低,运行

周期的总时长延长,工况3的总时长最长。但同时由于温度的降低,室外换热器传热效率下降,压缩机负荷加重,功率增加,最大制热能力下降,制热量和能效随着工况变化呈现衰减的情况。3种工况对方案的影响趋势基本一致,影响大小有所差异,但4种方案相比RCD仍优势显著。工况1至工况3结霜风险依次降低,若NRCD仅对化霜时长有影响,则随着结霜风险降低,化霜所带来的影响应缩小,但图6(a)出现了相反的趋势,4种NRCD方案的 T_{total} 均高于RCD,

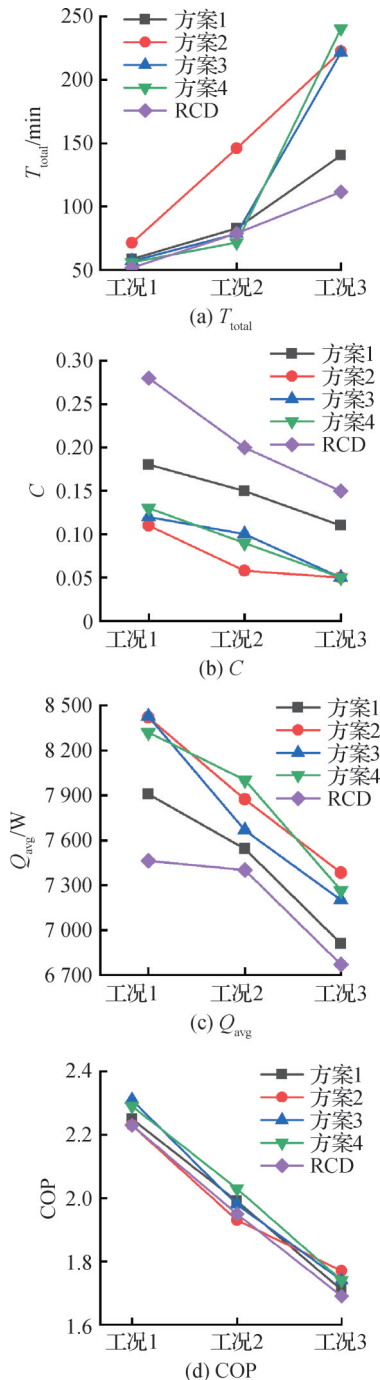


图6 NRCD不同参数方案对比

Fig.6 Comparison of different parameter schemes for NRCD

且随着工况变化差距放大,说明NRCD不仅影响化霜时长,还影响制热时长。方案1与方案2对比, H_1 由40 Hz变为0 Hz, T_{total} 上升, C 下降,说明化霜时长缩短,制热时间延长,说明 H_1 停机能够缩短化霜时长;而方案3与方案4对比, H_1 由40 Hz提升至50 Hz,结果接近,说明提升或降低 H_1 影响较小,因为 H_1 降低后仍需要时间调节频率和平衡压力,而直接停机可缩短这部分时长。方案1与方案3对比, H_2 由60 Hz提升至70 Hz, C 降低, Q_{avg} 上升,因为 H_2 提升后能够缩短频率调节时间,更快恢复制热。

综上,NRCD相比RCD优势显著,在保障四通阀正常换向的前提下, H_1 停机可缩短化霜时长,但对一定范围内降低或提升频率影响较小;为快速恢复制热, H_2 应尽可能大。若主要考虑不舒适度,则方案2为相对最优选择;若考虑压缩机寿命,则应避免压缩机的启停,则方案3或方案4为相对最优选择。需注意不同机型最优的控制参数会产生一定的差异,需对机型进行参数适配。

4 结论

本文提出一种多部件协同控制实现不停机的逆循环快速除霜方法,解决逆循环除霜过程中反复启停压缩机导致的无效化霜时间长,舒适性差的问题。得到如下结论:

1)NRCD能够实现不停机换向除霜,且可靠性更高,在最容易结霜的工况下,NRCD局部空油时长为70 s,而RCD为2 min。

2)NRCD的4种方案相比RCD均具有较为明显的优势,在最容易结霜的工况下,方案1的 T_{total} 提升13%, C 降低36%, Q_{avg} 提高6%,COP持平;方案2的 T_{total} 提升38%, C 降低60%, Q_{avg} 提高13%,COP持平;方案3的 T_{total} 提升10%, C 降低57%, Q_{avg} 提高13%,COP提升3.6%;方案4的 T_{total} 提升8%, C 降低53%, Q_{avg} 提高11%,COP提升2.7%。

3)切换频率需要根据机型特点在安全范围内进行选择,推荐切换频率区间为40~70 Hz, H_1 应尽可能低,降低化霜时长; H_2 应尽可能大,实现快速制热。

4)若压缩机受启停电流冲击影响小可采取方案2, H_1 为0 Hz, H_2 为60 Hz;若考虑压缩机寿命,则推荐采用方案3, H_1 为40 Hz, H_2 为70 Hz,此时既能有较好的舒适性体验,也可减少压缩机启动时的电流冲击。

参考文献

- [1] 梁彩华, 张小松, 巢龙兆, 等. 显热除霜方式与逆向除霜方式的对比试验研究[J]. 制冷学报, 2005, 26(4):

- 20–24. (Liang Caihua, Zhang Xiaosong, Chao Longzhao, et al. Experimental comparison of sensible heat defrost and the conventional reverse cycle defrost [J]. Journal of Refrigeration, 2005, 26(4): 20–24.)
- [2] Bravo R J. Inrush current behavior of packaged commercial heat pumps [C]//2018 IEEE/PES Transmission and Distribution Conference and Exposition (T&D), 2018: 1–9.
- [3] Wei Wenzhe, Zhang Jianfei, Jin Xinyue, et al. Experimental investigation of indoor thermal environment dynamics during the frosting-defrosting process of air source heat pumps[J]. Energy and Buildings, 2026, 353: 116849.
- [4] 张杰, 兰菁, 杜瑞环, 等. 几种空气源热泵除霜方式的性能比较[J]. 制冷学报, 2012, 33(2): 47–49. (Zhang Jie, Lan Jing, Du Ruihuan, et al. The performance comparison of several defrosting modes for air-source heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(2): 47–49.)
- [5] 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.
- [6] Song Mengjie, Deng Shiming, Dang Chaobin, et al. Review on improvement for air source heat pump units during frosting and defrosting[J]. Applied Energy, 2018, 211: 1150–1170.
- [7] 沈九兵, 李自强, 邢子文, 等. 空气源热泵系统无霜化及除霜方法概述[J]. 制冷学报, 2019, 40(2): 85–94. (Shen Jiubing, Li Ziqiang, Xing Ziwen, et al. Review of frost-free and defrost methods for air-source heat pump systems [J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40 (2) : 85–94.)
- [8] 陈风梅, 王飞, 孙萍, 等. 家用空调器正循环除霜的实验研究[J]. 建筑科学, 2025, 41(6): 174–181. (Chen Fengmei, Wang Fei, Sun Ping, et al. Experimental study on positive cycle defrosting of household air conditioner [J]. Building Science, 2025, 41(6): 174–181.)
- [9] Lolla V Y, Zhang Hongwei, Socha B Z, et al. Electrostatic defrosting[J]. Small Methods, 2025, 9(12): e01143.
- [10] Dong Jiankai, Jiang Yiqiang, Yao Yang, et al. Operating performance of novel reverse-cycle defrosting method based on thermal energy storage for air source heat pump [J]. Journal of Central South University of Technology, 2011, 18(6): 2163–2169.
- [11] Ding Yanjun, Ma Guoyuan, Chai Qinhu, et al. Experiment investigation of reverse cycle defrosting methods on air source heat pump with TXV as the throttle regulator [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27 (6) : 671–678.
- [12] Jiang Yiqiang, Dong Jiankai, Qu Minglu, et al. A novel defrosting control method based on the degree of refrigerant superheat for air source heat pumps [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36 (8) : 2278–2288.
- [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) : 512–514. (Huang Dong, Yuan Xiuling, Chen Yunguang, et al. Effect of expansion device on the reverse-cycle defrost time of an air-source heat pump chiller [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2003, 37(5): 512–514.)
- [14] 徐英杰, 张恒瑞, 柳云宇, 等. 基于图像纹理特征的高适应性低成本蒸发器结霜状态智能识别方法对比[J]. 制冷学报, 2025, 46(4): 61–74. (Xu Yingjie, Zhang Hengrui, Liu Yunyu, et al. Comparison of high adaptability and low-cost intelligent recognition method for evaporator frosting status based on image texture features [J]. Journal of Refrigeration, 2025, 46(4): 61–74.)
- [15] Song Mengjie, Tian Yueyang, Zhang Long, et al. Review on the optimization studies of reverse cycle defrosting for air source heat pump units with multi-circuit outdoor coils [J]. International Journal of Green Energy, 2023, 20 (12): 1401–1422.
- [16] GB/T 7725—2022 房间空气调节器[S].
- [17] ISO/IEC Guide 98–3: 2008 Uncertainty of measurement—part 3: guide to the expression of uncertainty in measurement[S].

通信作者简介

陈楷,男,硕士,中级工程师,珠海格力电器股份有限公司, 15802605415, E-mail: chenkaikai@qq.com。研究方向: 制冷与空调前沿技术研究。

About the corresponding author

Chen Kai, male, master degree, intermediate engineer, Gree Electric Appliances, Inc. of Zhuhai, 86–15802605415, E-mail: chenkaikai@qq.com Research fields: advanced technologies of refrigeration & air-Conditioning.