

前置串联式风冷热回收机组的冷媒控制策略

陆海龙^{1,2}, 崔晓钰¹

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 江森自控楼宇设备科技(无锡)有限公司, 无锡 214028)

摘要: 分析了前置串联式风冷热回收空调系统存在的主要应用问题, 提出了一种应用于该类型空调机组的冷媒控制策略. 通过测试证明, 使用该冷媒控制策略的风冷热回收机组有效避免了风险, 运行情况得到明显改善. 在常规工况下, 机组运行稳定; 在热回收器进水温度为 30 ℃ 的低热水温度制冷工况下, 机组节流装置前液态冷媒的过冷度由 0.2 ℃ 提升到 3.1 ℃, 冷凝热的回收率从 16.34% 提高到 19.48%, 热回收出水温度升高约 2.5 ℃; 在制冷最大负荷工况下, 排气压力过高时, 机组可以按照控制逻辑设定回收系统中多余的冷媒, 保证机组稳定运行.

关键词: 前置串联; 风冷; 热回收; 冷媒; 控制策略

中图分类号: TB 651

文献标志码: A

Refrigerant Control Strategy of Prepositive Tandem Air-Cooled Heat Recovery Chiller

LU Hailong^{1,2}, CUI Xiaoyu¹

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;
2. Johnson Control Building Efficiency Technology (Wuxi) Co., Ltd., Wuxi 214028, China)

Abstract: The main risks of prepositive tandem air-cooled heat recovery system were adequately analyzed, and a refrigerant control strategy applied in this type of unit was raised to resolve these risks. The test data prove that the operation situation of an air-cooled heat recovery chiller unit is stable in normal conditions, and can be significantly improved in condition that the inlet hot water temperature is 30 ℃; the sub-cooling is increased from 0.2 ℃ to 3.1 ℃; the heat recovery rate of the unit condensing heat is increased from 16.34% to 19.48%, and the heat recovery leaving water temperature is increased by 2.5 ℃. When the discharge pressure of the compressor is too high, the control system can recycle the redundant refrigerant in system to ensure the unit's stable operation according to the control logic. By using the refrigerant control strategy proposed, the root problems of prepositive tandem air-cooled heat recovery system can be solved.

Key words: prepositive tandem; air-cooled; heat recovery; refrigerant; control strategy

收稿日期: 2013-12-16

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51076104); 上海市自然科学基金资助项目(14ZR1429100)

第一作者: 陆海龙(1982-), 男, 硕士研究生. 研究方向: 制冷过程与节能. E-mail: long-0422194@sohu.com

通信作者: 崔晓钰(1967-), 女, 教授. 研究方向: 工程热物理、制冷与空调技术等. E-mail: xiaoyu_cui@usst.edu.cn

随着我国国民经济的发展和人民生活水平的提高,我国建筑物的能源消耗也逐年增加,包括环境供暖、空调、日用卫生热水等.空调及热泵系统正被广泛地用来为建筑物供暖和制冷.我国一次能源消费总量近年来持续增长,于 2010 年超越美国成为全球第一.在全球能源供应量趋于稳定的今天,我国所面临的能源供给与消费压力将逐年增加^[1].

传统的空调及热泵系统在夏天运行空调制冷模式时,大量的冷凝热直接排放到环境中,通常可达到制冷量的 115%~130%^[2].而另一方面,为满足建筑物卫生用水的需要,额外配备的电燃气锅炉还要全天运行.因此,在能源收支平衡中热损失占了很大一部分.同时,中央空调冷凝热排放所造成的热岛效应等问题也日益严重.在夏季空调机组制冷时,通常采取的冷凝方式是将冷凝热全部排向大气,同时运行电锅炉来加热热水,以满足建筑内卫生热水的需求,这样造成了对室外环境的严重热污染,引起城市的“热岛效应”^[3].

解决空调冷凝热排放最直接的方法就是热回收技术.20 世纪 90 年代后期,我国开始有关冷凝热回收技术方面的研究.荣国华^[4]提出夏季利用制冷机冷凝器加热自来水,可以提供热水,降低能耗.吴献忠等^[2]针对蒸汽压缩制冷装置的特点,提出了直接将满足热水用量的自来水送入热回收器,利用压缩机的排气显热和部分冷凝潜热对其进行加热,高温热水储存在储水箱内以供使用.龚光彩等^[5]提出了双冷凝器热回收技术,在压缩机和冷凝器之间增加一个热回收器(冷凝器)回收冷凝热.该技术可以直接回收制冷机组的蒸汽显热或显热加部分潜热,一次性加热或循环加热给水到指定温度.江泽民等^[6]从试验的角度,论证了回收空调冷凝热来加热热水的可行性,并认为这种带有冷凝热回收的节能空调器比常规空调器性能更高,节能意义更大.黄璞洁等^[7]把集中空调系统的冷凝热回收机组、蓄热水箱引入到常规空调与生活热水供应系统中,并与传统的空调和生活热水供应系统进行比较发现,在空调制冷时间较长的夏热冬暖地区,空调冷凝热回收技术对于减少废热排放,实现节能运行意义重大.童春辉等^[8]对基于空调系统的制冷、制热、热回收三联供机组进行分类,重点回顾了针对前置串联式和并联式系统的性能和动态运行特性的研究现状.

目前,冷凝热回收的方式可分为:a.将冷凝器热回收装置串联在冷凝器前,吸收冷凝热的高品位热能;b.将冷凝器热回收装置与冷凝器并联,通过控制

系统保证机组正常运行,同时回收冷凝热.其中前置串联式热回收系统简单易行,主要设计方案是在标准冷水机组的压缩机排气侧、风侧换热器前串联一个板式热回收器,运行时能够同时满足冷凝热回收功能和制冷功能.这种热回收形式最高能够回收 80% 以上的冷凝热,最高出水温度可达到 60℃ 以上,完全可以满足日常生活用水的需求,故作为空调热回收的形式潜力极大.

目前,针对空调热回收技术研究的重点主要集中在系统的可行性论证和系统的整体稳态性能及经济性等方面,而对于系统设计中存在的实际应用问题及可靠性风险的改善涉及较少.在前置串联式风冷热回收机组产品开发过程中,主要问题是不同工况下需要不同冷媒充注量,来保证热回收效果及机组运行可靠性.在冷媒流量控制方法方面,苏顺玉等^[9]提出了储液器法和喷射液法来解决热泵型空调在制冷和制热工况下所需冷媒充注量差异,并通过试验证明了其作用.笔者认为,通过控制策略使冷媒充注量准确变化以适应不同工况的需求,更适合于解决冷媒充注量与工况差异之间的矛盾.

根据在大型风冷热回收机组研发和改进过程中积累的相关经验,本文分析了前置串联式部分热回收冷水机组常用系统设计的主要应用问题,并提出简易、可靠的冷媒控制策略,结合产品控制逻辑解决相应的系统问题,以便供从事相关研究的人员参考.

1 常用系统设计方案及其主要应用

前置串联式风冷热回收机组是在标准冷水机组的压缩机排气侧、风侧换热器前串联一个板式热回收器,运行时能够同时满足冷凝热回收功能和制冷功能的空调机组.

常用系统设计方案如图 1 所示,在冷凝器出口处安装储液器,当冷凝器出口的冷媒无过冷度时,储液器出口为饱和状态的液态冷媒.当热回收器不运行(即热水未流动)时,制冷系统的冷凝器出口冷媒过冷度和蒸发器出口气体过热度与不带热回收功能的标准冷水机组基本相同.在各极限运行工况下,冷水机组能够稳定运行,不会出现报警停机现象.

然而当热回收器工作时,常用系统设计方法存在应用问题,具体体现在以下两个方面.

a. 机组在热回收器换热能力强的工况运行时,过冷度较小,易产生可靠性风险.

制冷系统中冷凝液的过冷度主要有两种作用:一是降低节流装置后形成的闪发气体量,这样进入

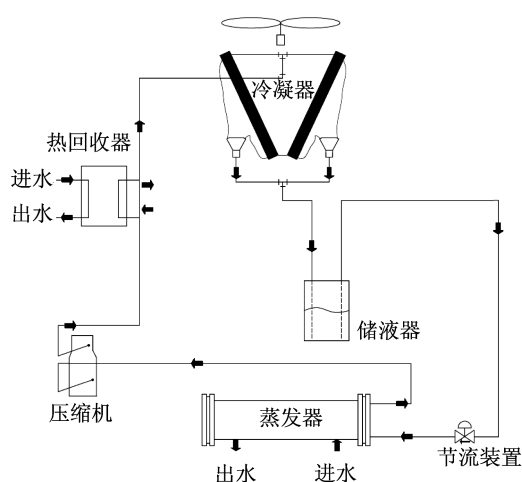


图1 常用设计方案系统

Fig.1 Common design solution system

蒸发器的较多液态冷媒会改善换热,提高系统的性能;二是确保节流装置前不会形成气体,避免气蚀对膨胀阀等节流装置产生危害,并保证制冷剂流量的稳定。

表1 使用热回收器前后测试数据对比

Tab.1 Test data comparison for heat recoverer used and not used

使用前后	环境 温度/℃	热回收器		排气 压力/ kPa	对应冷凝 温度/℃	冷凝器出口			
		进水温度/℃	出水温度/℃			冷媒压力/ kPa	饱和温度/℃	冷媒温度/℃	过冷度/℃
使用前	25.1			2 387	40.9	2 206	37.8	32.0	5.8
使用后	25.1	30.2	39.9	2 216	38.0	2 036	34.7	31.9	2.8

b. 无法满足热回收量和热回收出水温度都高的需求。

基于国家能效标准的要求,风冷冷水机组的设计趋向于更低的冷凝温度,故排气压力和排气温度较低。热回收器开启后,进一步增加了冷凝效果,降低了冷凝温度,排气温度下降。若保证热回收出水温度不变,换热温差下降,热回收冷水机组的热回收量就会较低;相反,若保证热回收量不变,则必须降低热回收出水温度。在热回收进水温度低且热负荷需求比较大的情况下,需要同时保证出水温度和热回收量,原设计方案往往不能满足客户的需求。

2 冷媒控制策略的原理及控制系统

冷凝器作为制冷系统的重要部件,其传热性能的优劣对系统的性能有较大影响。当系统运行工况或冷媒充注量发生改变时,冷凝器的换热量、出口冷媒的状态都将发生变化^[10]。

制冷系统中通常使用增加冷媒充注量或在冷凝

表1是一台风冷冷水机组使用热回收器前后的测试数据对比,数据显示,使用热回收器后冷凝温度降低了 2.9°C ,但是过冷度却减少了 3°C 。制冷系统冷凝压力的降低依赖于冷凝段换热能力的增强,而冷凝器出口冷媒过冷度的增加依赖于冷凝器中过冷段换热能力的增强。使用热回收器后过冷度减少的原因在于:一方面,冷凝温度的降低使冷凝器中冷媒与环境温度的换热温差减小,单位面积的换热能力降低;另一方面,热回收器内部及其后方的一段空间积累的液态冷媒会使冷凝器中的过冷段面积减少,总的过冷段换热能力降低。

实际应用中,风冷冷凝器换热管的总内容积比液态冷媒的容积大很多,顺着冷媒的流动方向,液态冷媒在换热管内逐渐增多,当换热管内充满液态冷媒时,即代表冷凝过程的结束和过冷过程的开始。冷凝器出口如果仍然没有充满液态冷媒,则代表不存在过冷度,这样长时间运行将对节流装置产生气蚀,机组运行存在可靠性风险。

器出口增加小容积过冷器的方法来增加过冷度,使用固定容积的储液器来平衡不同工况下系统所需冷媒量的差异。这些方案的思路是使系统部件在不同工况下去适应固定的冷媒充注量。笔者认为,使冷媒充注量准确变化以适应不同工况的需求,能够更加有利于机组可靠运行。

2.1 冷媒控制策略的原理

冷媒控制策略是在系统中增加冷媒充注量,并增加可自动调节系统冷媒量的储液装置,通过控制储液器内部的冷媒量,对系统中的冷媒量进行调节,从而控制冷凝器中过冷段的面积。具体原理如下:

a. 将高压侧气态冷媒引入充满液态冷媒的密闭储液器中,通过另一个出口通向冷凝器液管,利用储液器进出口的压差使储液器内的液态冷媒排出。经过循环,增加的冷媒最终会呈液态形式储存在冷凝器中,增加了过冷区的换热面积,从而增加过冷度,这样可以解决机组在热回收器进出水温度较低的工况运行时无过冷度的问题。

b. 在蒸发器出水温度趋于稳定的情况下,蒸发器换热能力不变,节流装置通过自动调节冷媒流量来控制吸气过热度不变,则低压侧的冷媒量基本不变.在热回收进水温度低时,向系统中充注冷媒,在系统重新达到平衡后,额外充注的冷媒会呈液态积聚在高压侧容积较大的风冷冷凝器内,这样减少了冷凝器中冷凝段的换热面积,将强制提高冷凝温度,从而提高热回收出水温度.

c. 为了防止冷凝器内液态冷媒过多、系统排气压力过高的情况,在过冷度过大、排气压力接近保护设定值时,将系统中的冷媒回收到储液器中.

2.2 冷媒控制策略

冷媒控制策略系统如图 2 所示,排气管路和冷凝器液管分别经过第一电动截止阀和第二电动截止阀,与冷媒调节装置(储液器)相连,排气管路引至冷媒调节装置上部,冷凝器液管引至冷媒调节装置底部.其中虚线框内的装置是冷媒控制策略的主要执行部件.

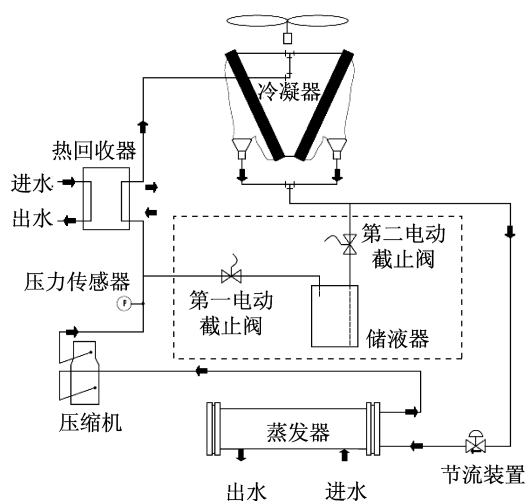


图 2 冷媒控制策略系统

Fig.2 System of refrigerant control strategy

当检测到节流装置前冷媒的过冷度低于设定值或热回收出水温度低于设定值时,同时开启第一电动截止阀和第二电动截止阀,将冷媒储液器内的部分或全部冷媒排到系统中去,使节流装置前的过冷度或热回收出水温度始终保持在合理的范围内.当检测到节流装置前冷媒过冷度或排气压力高于设定值时,关闭第一电动截止阀,开启第二电动截止阀,将系统中部分液态冷媒排到冷媒储液器中去.当系统运行参数正常时,同时关闭第一电动截止阀和第二电动截止阀,使冷媒储液器不参与系统循环.

3 冷媒控制策略的验证

3.1 测试设备及验证方案

3.1.1 测试设备

为了验证本文提出的冷媒控制策略的正确性、实用性及可靠性,使用一台风冷冷水机组进行改装,增加热回收板式换热器和控制策略相关的部件,设计测试工况进行试验验证.

测试台系统原理如图 3 所示,该风冷焓差测试台利用一台水冷螺杆盐水机组作为工况机,其冷冻水一部分通至房间顶部的盘管,用于冷却从风冷热回收机组顶部吹出的热风,使其达到工况要求的温度后从房间两侧送回;另一部分与盐水机组的冷却水在水箱里混合,达到要求的回水温度后,供给风冷机组的蒸发器.热回收器的热水则通过冷却塔冷却来达到要求的进水温度.其中, T_1 , T_2 分别为蒸发器进水、出水温度; T'_1 , T'_2 分别为热回收器进水、出水温度; T_3 , T_4 分别为盘管进水、出水温度; T_5 , T_6 分别为工况机冷冻水进水、出水温度; V_1 , V_2 , V_3 分别为蒸发器、冷却塔和水箱的水温控制阀.

测试样机的制冷剂使用 R410A,压缩机为美国谷轮涡旋压缩机,其型号为 ZP385KCE-TWD,排量为 $60.79 \text{ m}^3/\text{h}$,设计名义工况制冷量 88.7 kW ,输入功率 24.5 kW ,共 3 台.热力膨胀阀选用丹佛斯生产的型号为 TRE80-100L 的外平衡式热力膨胀阀,风冷冷凝器采用翅片管式换热器,配 4 台永安品牌风机,蒸发器采用阿法拉伐 ACH502 型板式换热器,热回收器选用舒瑞普 B60 型板式换热器.

根据实验目的及需要关注的对象,在机组管路中安装相应测点.测试台位安装干湿球采样器、功率计.机组安装压力、温度检测点:分别在压缩机吸气、排气口,热回收器进、出口,膨胀阀进、出口,蒸发器进、出口处布置压力、温度传感器;分别在冷冻水和热水进、出口处布置铂电阻温度传感器和流量计等.

水流量的精度高于 $\pm 0.1\%$ RDG(实际流量测量值的 $\pm 1\%$);冷冻水和冷却水进、出口温度测量采用四线制 PT100 铂电阻温度计(RTD),精度 $\pm 0.1\%$,其它温度测量用测量温度允差 $\pm 0.5^\circ\text{C}$;数字功率计用于测量电流、电压、功率因数、功率,精度 $\pm 0.2\%$;电流互感器用于电流的测量,精度 $\pm 0.2\%$.

测试软件可监控并显示机组的各种参数,包括温度、压力、换热量、功率和电流等,每个参数会有一个允许的偏差范围,所有参数都保持在偏差范围

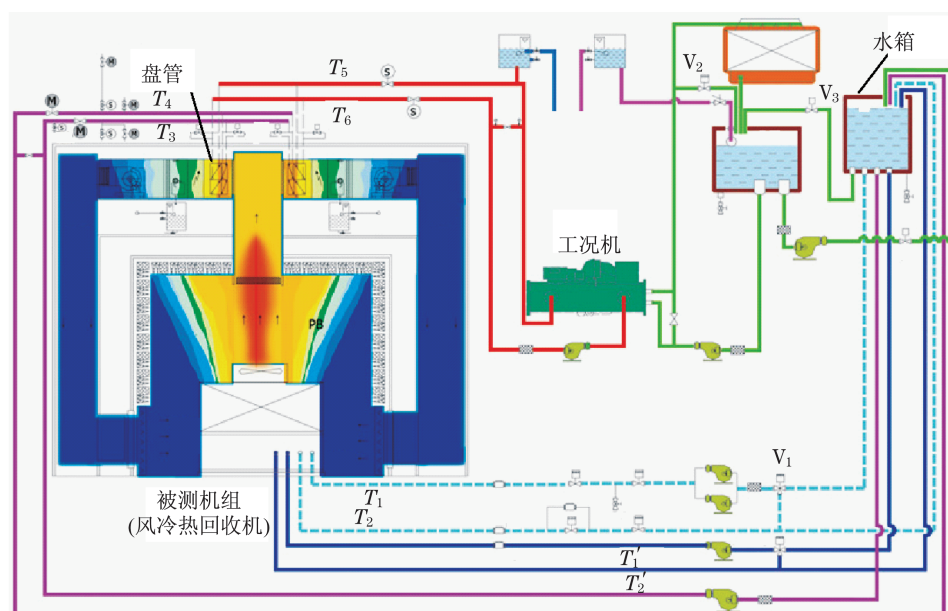


图3 测试台系统原理图

Fig.3 Principle diagram of test lab system

内,则视为工况稳定。

3.1.2 验证方案

为了对控制系统的实用性和可靠性进行验证,设计以下3种测试工况。

a. 常规工况:在环境温度分别为30,35,40和45℃,蒸发器进水温度12℃、出水温度7℃,热回收器进出水温差5℃、出水温度分别为50℃和60℃的多个组合情况下,运行机组并分析冷媒控制策略的可行性。

b. 低热回收进水温度工况(环境温度25℃,热回收器进水温度30℃):与优化前数据对比,用来验证冷媒控制策略是否可以将储液器中的液态冷媒自动补充到系统内,提高冷凝温度,增加过冷度,起到使机组稳定运行以及提升热回收效率的作用。

c. 制冷最大负荷工况(环境温度46℃,蒸发器进水温度20℃、出水温度15℃,热回收器不工作):用来验证机组在允许运行的极限工况下,是否可以通过控制逻辑将多余的液态冷媒转移到储液器中,防止排气压力过高,使机组稳定运行。

3.2 测试结果分析

3.2.1 常规工况下测试分析

吸排气压力随环境和热水温度变化的关系如图4所示。可以看出,由于蒸发器进出水温度不变,吸气压力基本保持不变;而随着环境温度的升高,冷凝器的冷却效果下降,排气压力相应升高;当提高热回收进水温度使热回收出水温度上升,则缩小了出

水温度与排气温度间的换热温差,冷却换热效果下降,排气压力相应上升。

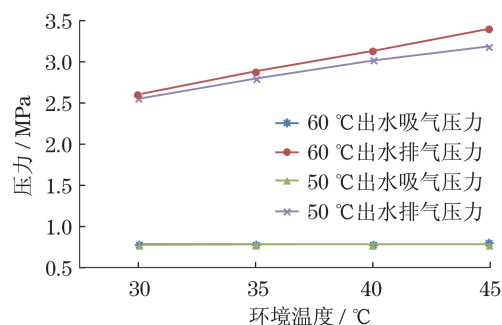


图4 吸排气压力曲线

Fig.4 Suction and discharge pressure curves

制冷量和热回收量随环境和热水温度变化的关系如图5所示(见下页)。可以看出,保持热回收出水温度不变的情况下,随着环境温度的上升,制冷量逐渐下降;但环境温度上升后,机组排气温度上升,热回收出水温度与排气温度之间的换热温差增大,热回收量逐渐上升。在环境温度为40℃和45℃时,制冷量基本没有变化,这是因为此时冷凝器换热能力已比较小,热回收器承担了主要的冷却换热,所以总的冷却换热能力基本不变。

性能系数随环境和热水温度变化的关系如图6所示(见下页)。可以看出,热回收器出水温度的差异并未对能效比COP产生明显的影响,仅在环境温度较高时,由于水温降低带来的排气压力下降,使压缩

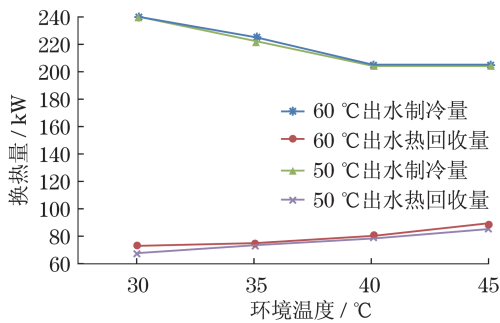


图 5 制冷量和热回收量曲线

Fig.5 Cooling and heat recovery capacity curves

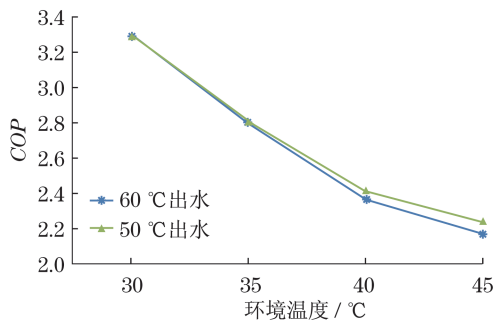


图 6 能效比曲线

Fig.6 Coefficient of performance curves

机功率降低,从而提高了 COP.

以上测试结果显示,吸排气压力、制冷量、热回

收量与 COP 随环境温度和热水温度的变化呈线性规律分布.这表示常规工况下,机组运行状态主要受换热的影响,没有出现由于冷媒控制策略原理错误或误动作产生的异常.所以冷媒控制策略在常规工况下应用正常.

3.2.2 低热回收进水温度工况的测试对比

工况参数为环境温度 25 °C、蒸发器出水温度 7 °C、热回收器进水温度 30 °C,保持蒸发器和热回收器的标准水流量,机组满载运行.

冷媒控制策略应用前后的测试数据对比如表 2 所示.试验结果表明:在冷媒控制策略应用前机组无过冷度,应用后由于系统中增加冷媒量,冷凝器过冷段换热面积增加,过冷度增大;冷凝段换热面积减少,从而使冷凝温度上升,排气温度与热回收器进水温度之间的温差增加,热回收率上升;进水温度与流量不变的情况下,热水出水温度也有明显上升.从表 2 数据对比中可以看出,在控制系统使膨胀阀前过冷度由 0.2 °C 提升到 3.1 °C,可以满足机组稳定运行要求;热回收率(回收热量占总冷凝热的百分比)从 16.34% 提高到 19.48%,热回收器出水温度提高约 2.5 °C,热回收效果提升明显.

以上结果表明,冷媒控制策略在此工况下能够起到明显的系统优化作用.

表 2 测试数据对比

Tab.2 Test data comparison

优化前后	热回收率/%	热回收器出水温度/°C	排气压力/kPa	对应冷凝温度/°C	热回收出口温度/°C	膨胀阀前过冷度/°C
优化前	16.34	40.1	2 177	37.3	39.5	0.2
优化后	19.48	42.6	2 316	39.7	42.1	3.1

3.2.3 制冷最大负荷工况的系统自动调节情况

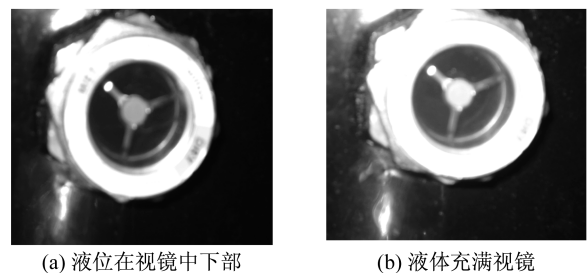
工况参数均为环境温度 46 °C、蒸发器进水温度 20 °C、出水温度 15 °C,机组满载运行,热回收器不通水.

测试机组设置排气压力对应的饱和温度达到 60 °C 时,控制系统发出回收冷媒动作指令,控制系统应保证系统能够始终运行在排气压力设定值以下.

从排气压力数据曲线中可以发现,控制系统动作前,排气压力达 3.75 MPa(R410A 相对饱和温度为 60.0 °C);控制系统动作后,排气压力降至 3.7 MPa(相对饱和温度为 59.2 °C).

冷媒优化策略应用后,储液器内的冷媒液位上升,从储液器外壁的视镜中(图 7)可以看出,系统中液态冷媒的迁移情况.在制冷最大负荷工况下,系统

中的液态冷媒被转移至储液器内,从而使冷凝器内不会有过多液态冷媒积累而影响换热效率,最终使冷凝压力降低.测试表明,冷媒控制系统可以在排气压力过高时,通过控制逻辑将冷凝器中多余的液态冷媒转移到储液器中,降低排气压力,使机组稳定运行,满足设计要求.



(a) 液位在视镜中下部

(b) 液体充满视镜

图 7 视镜内冷媒液位变化

Fig.7 Refrigerant liquid level change in sightglass

4 结 论

针对前置串联式风冷热回收机组主要问题,提出了一种冷媒控制策略,详细阐述了该控制策略的原理及控制方法,并在试验台对使用该控制策略的空调机组进行验证.主要结论如下:

a. 本文所提出的冷媒控制策略的原理是使冷媒充注量准确变化以适应不同工况的需求,实现方案是在系统中增加冷媒充注量,并增加可通过控制逻辑调节系统冷媒量的储液装置,通过控制冷凝器中过冷段的面积来控制冷凝温度和过冷度,从而对系统运行情况进行改善.

b. 设计3种测试工况,在试验台对该控制方法进行测试.在常规工况下,机组运行稳定;在低热回收进水温度制冷工况下,机组的过冷度由 $0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 提升到 $3.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,冷凝热的回收率从 16.34% 提高到 19.48% ,热回收出水温度升高约 $2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$;在制冷最大负荷工况排气压力过高时,机组可以自动回收系统中多余的冷媒,避免机组报警.试验结果证明,该冷媒控制策略在提高前置串联式风冷热回收机组的热回收换热效果及保证冷凝液过冷度方面有明显作用,具备实用性.

参考文献:

[1] 杨青,栾贵勤,盖伦.中国和其他国家经济发展与能源

消费关联性指标的比较[J].上海理工大学学报,2013,35(3):251-255.

[2] 吴献忠,夏波,吕林泉,等.冷凝热回收机组的开发和应用[J].制冷与空调,2001,1(6):29-32.

[3] 绿色奥运建筑研究课题组.绿色奥运建筑评估体系[M].北京:中国建筑工业出版社,2003.

[4] 荣国华.夏季回收制冷机冷凝热的几种方法[J].建筑热能通风空调,1999,18(1):27-29.

[5] 龚光彩,常世钧,马扬,等.蒸汽压缩式水冷制冷机的双冷凝器热回收技术[J].建筑热能通风空调,2005,24(1):6-12.

[6] 江辉民,王洋,马最良,等.利用空调冷凝废热加热生活热水的可行性试验研究[J].给水排水,2005,31(7):93-95.

[7] 黄璞洁,李艳霞,何耀炳,等.集中空调冷凝热回收技术对生活热水供应系统中的应用[J].暖通空调,2011,41(8):54-57.

[8] 童春辉,俞德茂.基于空调系统的冷、热、热水三联供技术研究现状与展望[C]//第二届中国制冷空调专业产学研论坛论文集.北京,2013:26-30.

[9] 苏顺玉,张春枝,陈俭.热泵型空调系统制冷剂流量控制方法的研究[J].暖通空调,2009,39(3):128-130.

[10] 刘鹏,邬志敏,王芳,等.基于换热成本比的R410A风冷式冷凝器优化[J].上海理工大学学报,2007,29(4):358-362.

(编辑:董 伟)