

一种新型变浓度热泵系统的实验研究

张丽娜, 陈光明, 王勤

(浙江大学制冷与低温研究所, 310027, 杭州)

摘要: 为了解决空气源热泵系统冬季制热量不足的问题,提出了一种新型变浓度容量调节热泵系统,使用环保型工质 R32/R134a 进行了固定工况下变浓度稳态实验和变工况下定浓度和变浓度稳态性能对比实验.实验结果表明:固定工况下系统的制热量、压缩机耗功量和性能系数均随着低沸点质量分数的增加而增加;变工况下的变浓度运行比定浓度运行能更好地抑制制热量的下降,当蒸发器进口温度为 $-14\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时可使系统的性能系数提高5%,表现出相对于常规系统更节能的优势.实验结果验证了提出的实验装置具有调节系统循环工质浓度和随负荷变化调节系统容量的调节特性.

关键词: 容量调节;变浓度;R32/R134a;热泵;实验研究

中图分类号: TB657.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2007)05-0553-04

Experimental Study on New Variable Composition Heat Pump System

Zhang Lina, Chen Guangming, Wang Qin

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: A new heat pump system with variable composition was proposed to enhance heating capacity of air source heat pumps in winter. Experimental research was conducted under different operating conditions using mixture refrigerant R32/R134a. The results show that heating capacity, power consumption and coefficient of performance (COP) of the system increased as the composition of the highly volatile component of the mixture refrigerant increased. Compared with constant compositions, the heating capacity of the system with variable compositions at lower ambient temperatures was higher and its COP could increase by 5% when the inlet temperature of the evaporator was $-14\text{ }^{\circ}\text{C}$. The capacity of the heat pump can be continuously adjusted to meet the requirements of the heating load.

Keywords: capacity modulation; variable composition; R32/R134a; heat pump; experimental study

空气源热泵的广泛应用符合环保和节能的发展趋势,但它在冬季使用中随着环境温度的降低制热量不足,从而影响了室内的舒适性.容量调节是解决这一问题的有效方式^[1-5].容量调节相继经过了压缩机开停调节、多台压缩机联合运行调节、压缩机转速调节和混合工质变容量调节等阶段.利用混合工质特性可以实现纯工质无法达到的改变热泵制热(冷)量的可能性,采用常规定转速压缩机的混合工质变

浓度容量调节方式成为一个有意义的研究热点.

国内外许多学者对混合工质变浓度容量调节进行了研究^[6-7].文献[6]所述的系统是通过精馏装置将高低压组分分离,精馏过程所需气体的热源从系统经换热器取得,由于从系统取得这些能源是通过换热器完成的,所以不可避免会有传热温差损失,影响精馏过程所需要的温度,从而影响精馏效果.此外,这种做法还增加了系统的管路,使系统复杂,制

造成本增加.文献[6-7]中的系统均带有储存富含高沸点工质的储液罐,系统增容时,在储存高沸点工质的同时也将压缩机润滑油储存在储液罐中,使润滑油不能通过系统循环带回到压缩机,因而压缩机易缺油导致损坏.文献[7]将分离装置放置在低压段,需要进行特殊的保温来避免热量的损耗.

本文提出了一种新型变浓度热泵系统,精馏装置安装在冷凝器与压缩机出口的节点和节流阀进口之间,精馏过程所需的上升气体直接由压缩机出口气体充当,无需任何的换热设备.系统储存低沸点工质,使润滑油可以随高沸点工质回到系统循环,从而解决了回油问题.储存低沸点工质的储液罐设在高压侧,无需特别的保温.本文使用 R32/R134a 作为循环工质进行了变浓度容量调节实验.

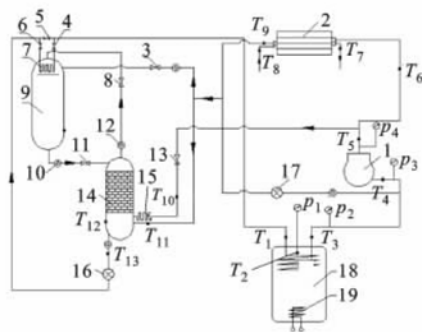
1 实验装置

1.1 装置介绍

本文采用自行搭建的实验装置(见图1),包括热泵装置和精馏装置两部分.热泵装置由压缩机、冷凝器、节流阀和量热器组成.量热器按照国家标准 GB/T5773-2004 设计,包括蒸发盘管、二次制冷剂加热器两部分,它作为系统冷量的平衡元件,通过测量加热器的加热量来得到蒸发盘管产生的制冷量.精馏装置安装在冷凝器和节流阀之间,由精馏柱、冷却器和储液罐组成,冷却器在储液罐的内部,它用系统节流之后的冷量将精馏柱中上升的气体冷却成液体储存在储液罐中,同时也作为精馏的回流液.阀3、阀8、阀11、阀13用来控制精馏的运行:其中阀3用于控制储液器的工质流量;阀13用于控制精馏系统进口高压气体流量;阀8和阀11分别控制精馏过程中上升的气体流量和精馏柱回流液的工质流量.阀4和阀6用于控制冷却器的开停.节流阀17在压缩机排温过高时开启,用来控制压缩机中间进液的工质流量.

1.2 工作原理

系统最初充灌高浓度低沸点的混合工质.当负荷降低时,阀3关闭,阀4、阀6、阀8、阀11和阀13打开.从压缩机流出的混合工质分成两部分,一部分经冷凝器冷却冷凝成液体,另一部分经毛细管保持气体状态,两者进入精馏柱底部混合.产生的高温气体向上经精馏柱填料层、阀8进入储液罐,在这里被冷却器冷却成液体流到储液罐底部.液体流经阀11作为精馏的回流液进入精馏柱填料层与上升的气体进行热质交换产生精馏作用,结果富含低沸点的混



1:压缩机;2:冷凝器;3~6、8、11、13:手动调节阀;7:冷却器;
9:储液罐;10、12:视镜;14:精馏柱;15:毛细管;
16、17:节流阀;18:量热器;19:加热器

图1 变浓度热泵系统装置原理图

合工质被储存在储液罐中,富含高沸点的混合工质流经精馏柱底部进入主循环,经节流阀、冷却器回到蒸发器.

当负荷升高时,阀13、阀4、阀6和阀8关闭,阀3、阀11打开,从压缩机流出的混合工质经冷凝器、阀3进入储液罐,储液罐中的低沸点混合工质从储液罐底部流出经阀11、精馏柱流入节流阀,经阀5回到蒸发器,向系统中提供低沸点组分使系统中混合工质的低沸点工质的浓度逐渐升高,系统容量升高.

当系统的排气温度过高时,开启节流阀17,少量冷凝之后的液体将流入压缩机进口,与高温气体混合,起到降低排气温度的作用.

1.3 测量系统

本实验系统用铜-康铜热电偶和 pt100 铂电阻测温,并经安捷伦 34970A 数据采集卡采集,通过 RS-232 串行通讯接口输送给计算机数据自动采集系统记录.温度测量的不确定度分别为 ± 0.1 、 ± 0.01 $^{\circ}\text{C}$.测量用的压力表测量精度为 0.25%.系统的工质浓度采用上海分析仪器总厂出产的 GC112A 气相色谱仪测量,测量精度为 0.001 mol.制热量通过冷凝器冷却水的吸热量计算,其中水流量用浙江余姚流量仪表厂的转子流量计测量,经称重法标定,测量精度为 $\pm 0.92\%$.耗功用 ZW1403 型单相数字式功率表测量,精度等级为 0.5 级.

2 实验结果分析

2.1 固定工况下的变浓度实验

2.1.1 实验方法 实验工况:冷凝器进水温度为 40 $^{\circ}\text{C}$,水流速为 520 L/h;蒸发器进口温度为 -12 、 -6 $^{\circ}\text{C}$,过热度为 5 $^{\circ}\text{C}$.

实验步骤如下所述。

(1)工质的充灌采用分别冲灌法。首先开启阀3和阀11,使储液罐与系统连通。从蒸发器出口充注高沸点组分工质,按所需的充注浓度计算出高沸点组分的充注量,采用TC-30k型电子秤称其质量,然后充注低沸点组分工质。本实验中R32/R134a初始充灌的质量分数为56%/44%。打开冷凝器的冷却水,将水温加热到设定温度40℃,调节冷凝器循环水路控制阀,使水流量为520 L/h,启动主循环系统。

(2)当系统运行时,调节节流阀的开度,使蒸发器进口温度分别为-6、-12℃,打开量热器底部的加热器,使蒸发器出口温度分别为4、-2℃。系统运行到稳定状态,依次打开阀13、阀11、阀8,启用精馏系统。精馏过程中调节各阀的开度,使储液罐内工质的液位保持不变。随着高压压力的降低,主循环系统工质的低沸点浓度减小,系统负荷降低。接通精馏系统约100 min后,系统中低沸点浓度达到最低值25%,关闭精馏系统各阀门。分别在几组浓度的稳定状态下记录数据。

2.1.2 实验结果分析 实验结果如表1、图2~图7所示,其中 t 为蒸发器入口工质的温度, ϵ_{COP} 为性能系数。由图5、图7可知,制热量 Q 和压缩机耗功 P 均随低沸点组分的增加而增加,这不仅验证了本装置的精馏系统可以起到改变系统工质浓度的作用,而且也证明了变浓度容量调节的调节效果。图2表明,当低沸点组分增加时,系统的性能系数也随之增加。图3和图4中, p_i 和 p_o 分别表示吸气压力和排气压力。可见,吸气压力和排气压力均随着蒸发器进口温度的升高而升高。当R32的质量分数增加时,吸气压力和排气压力也呈明显上升的趋势。

表1 2种进口温度下制热量和耗功随R32质量分数的变化

$w(\text{R32})$	$t=-6\text{ }^{\circ}\text{C}$		$t=-12\text{ }^{\circ}\text{C}$	
	Q/kW	P/W	Q/kW	P/W
0.28	1.003 1	465.600	0.738 1	440.134
0.31	1.052 9	480.195	0.789 5	455.367
0.40	1.143 1	513.900	0.852 2	485.339
0.50	1.215 5	540.129	0.929 7	510.312
0.56	1.351 9	570.726	0.998 4	544.849

2.2 变工况下的变浓度实验

2.2.1 实验方法 为了验证本系统随环境温度变

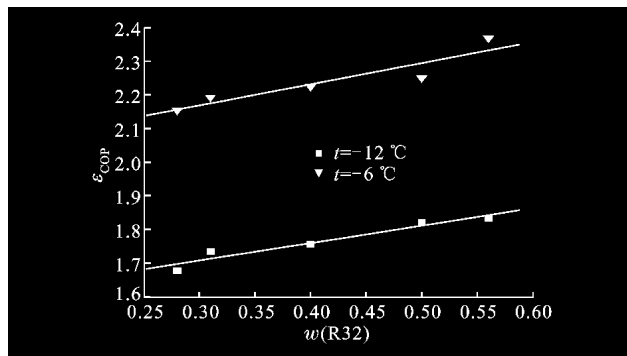


图2 性能系数随R32质量分数变化的关系

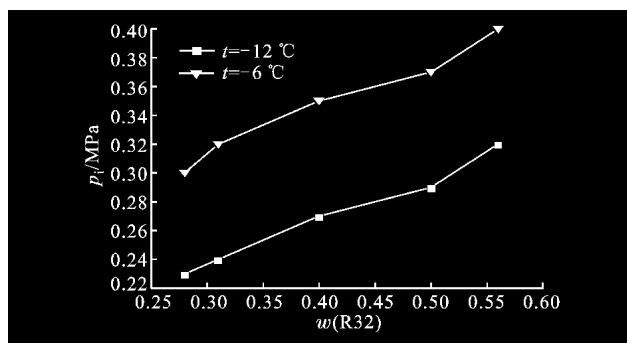


图3 吸气压力随R32质量分数变化的关系

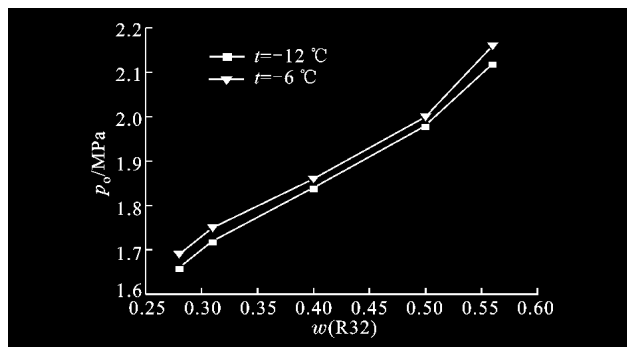


图4 排气压力随R32质量分数变化的关系

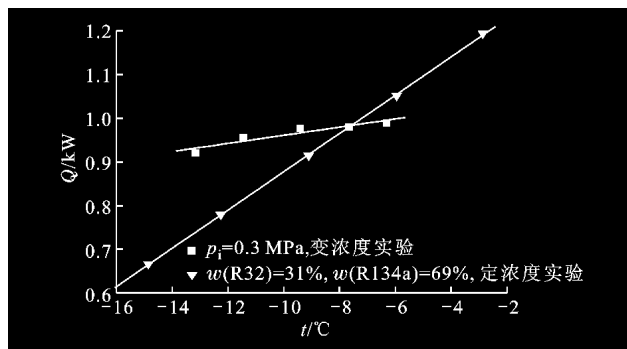


图5 制热量随蒸发器进口温度变化的关系

化的特性,通过改变实验工况的方法,测试系统变工况性能。因为混合工质R32/R134a在R32的质量分数为31%时的性能与R22相近^[8],所以将分别测试混合工质R32/R134a变浓度和定浓度($w(\text{R32})=31\%$)时的变工况特性,实验方法如下。

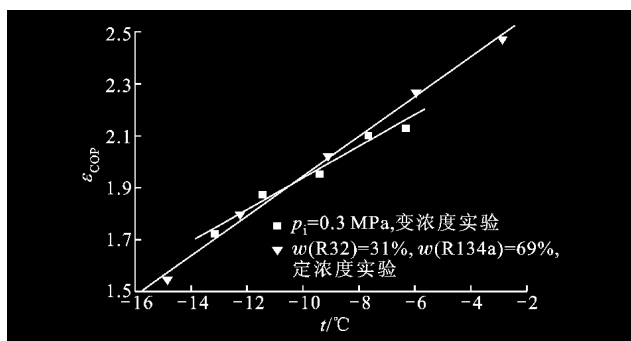


图6 性能系数随蒸发器进口温度变化的关系

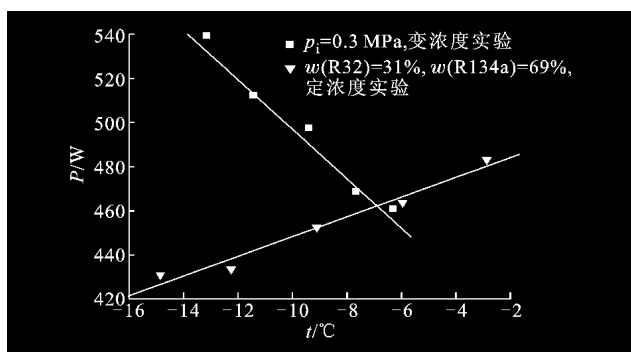


图7 压缩机消耗功率随蒸发器进口温度变化的关系

(1)定浓度的变工况实验. 充注定浓度($w(\text{R}32)=31\%$)的 R32/R134a, 调节节流阀开度, 改变蒸发器进口温度. 调节量热器的加热量, 使蒸发器进出口温差为 10°C . 当系统达到稳定工况时, 记录数据.

(2)不同工况下的变浓度实验. 充注 R32 的质量分数为 56% 的 R32/R134a, 开启热泵系统, 以吸气压力不变作为容量调节的信号^[8], 进行变浓度实验. 当负荷降低时, 调节节流阀开度, 使蒸发器进口温度升高, 吸气压力升高, 开启精馏系统, 分离出富含高沸点组分的混合工质运行于系统中, 使吸气压力下降到 0.3 MPa ^[9], 系统制热量下降. 反之, 负荷升高时, 开启阀 3, 使系统中低沸点组分占优, 系统制热量升高.

2.2.2 实验结果分析 从图 5 可见: 定浓度系统随着负荷的增加制热量急剧下降, 而变浓度系统随着负荷的增加, 制热量变化较小, 变浓度系统很好地抑制了制热量下降的趋势. 从图 6 可以看出: 当蒸发器进口温度低于 -10°C 时, 变浓度系统的性能系数大于定浓度系统, 在蒸发器进口温度为 -14°C 时, 变浓度系统的性能系数比定浓度系统提高 5% . 图 7 为上述 2 种系统压缩机消耗功率与蒸发器进口温度的变化关系, 随着蒸发器进口温度的升高, 采用吸气压力不变的控制模式进行变浓度实验, 使更多的高

沸点组分在系统中运行, 耗功明显下降, 因此减少了开停机次数, 从而提高了系统性能系数, 表现出相对于常规系统的节能优势.

3 结 论

本文提出了一种新型变浓度热泵系统. 使用 R32/R134a 作为工质, 测试了相同工况和不同工况下的变浓度特性, 并在不同工况下将变浓度和定浓度($w(\text{R}32)=31\%$) 的 R32/R134a 的性能做了比较. 结果表明, 新型实验装置可以起到调节系统循环浓度的作用, 并可以跟随负荷变化调节系统的容量.

参考文献:

- [1] Hewitt N J, McMullan J T, Henderson P C, et al. Advanced cycles and replacement working fluids in heat pumps [J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(2): 237-248.
- [2] Kim M, Kim M S, Kim Y. Experimental study on the performance of a heat pump system with refrigerant mixtures' composition change [J]. Energy, 2004, 29(7): 1053-1068.
- [3] Cooper W D. The use of mixed refrigerants in air-to-air heat pumps [J]. ASHRAE Trans, 1982, 88(1): 1159-1169.
- [4] Kruse H. The advantages of non-azeotropic refrigerant mixtures for heat pump application [J]. International Journal of Refrigeration, 1981, 14(4): 119-125.
- [5] 杨昭, 刘志刚, 吕灿仁, 等. 混合工质变浓度容量调节特性及节能机理的研究 [J]. 工程热物理学报, 1998, 19(1): 13-16.
Yang Zhao, Liu Zhigang, Lü Canren, et al. The properties and energy saving potential of a capacity control system by varying the composition of a mixture [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1998, 19(1): 13-16.
- [6] Osaka S S, Itami Y Y, Nakatani K, et al. Heat pump with a reservoir storing higher pressure refrigerant of non-azeotropic mixture: USA, 4722195 [P]. 1988-02-02.
- [7] 陈光明, 陈斌, 王勤, 等. 低温热源热泵系统及其容量调节方法: 中国, 03141556 [P]. 2006-03-29.
- [8] 陈斌. 混合工质变容量热泵系统理论和实验研究 [D]. 杭州: 浙江大学图书馆, 2004.
- [9] 胡永亮. 混合工质变浓度容量调节热泵系统的理论与实验研究 [D]. 杭州: 浙江大学图书馆, 2005.

(编辑 王焕雪)