

文章编号:0253-4339(2025)01-0116-08

doi:10.12465/j.issn.0253-4339.2025.01.116

# R448A 和 R404A 在高低温试验箱中的制冷特性研究

刘知昊<sup>1</sup> 王子龙<sup>1</sup> 张华<sup>1</sup> 郜文静<sup>1</sup> 田子傲<sup>2</sup> 胡常青<sup>3</sup> 杨斌<sup>3</sup>

(1 上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093; 2 中国科学院上海微系统与信息技术研究所 上海 200050;  
3 上海铂世光半导体科技有限公司 上海 201700)

**摘要** 目前高低温试验箱制冷系统存在能耗高和制冷效率低的问题。为了提高系统运行效率并符合低碳环保的发展方向,搭建了高低温试验箱补气增焓系统,并选取新型制冷剂 R448A 和 R404A 进行实验研究,研究了不同制冷剂充注量和压缩机频率对制冷系统性能的影响。实验结果表明:随着充注量的增加,R404A 和 R448A 系统的制冷量和 COP 均先升高后减小,R448A 系统的最大制冷量和 COP 分别比 R404A 系统高 11.3% 和 10.4%;R448A 系统的功耗均小于 R404A 系统,在充注量为 2.0 kg 时,R448A 系统的功耗比 R404A 系统低 7.5%。随着压缩机频率的增加,压缩机功耗和制冷量均增大,R448A 制冷量的增幅比 R404A 高 7.7%,而压缩机功耗的增幅比 R404A 低 1.9%。

**关键词** 高低温试验箱;补气增焓;R448A;压缩机频率;制冷剂充注量

中图分类号:TB61<sup>+</sup>1;TB657.3

文献标识码:A

## Refrigeration Characteristics of R448A and R404A in High- and Low-Temperature Test Chambers

Liu Zhihao<sup>1</sup> Wang Zilong<sup>1</sup> Zhang Hua<sup>1</sup> Gao Wenjing<sup>1</sup> Tian Ziao<sup>2</sup> Hu Changqing<sup>3</sup> Yang Bin<sup>3</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China; 2. Shanghai Institute of Microsystem and Information Technology, Chinese Academy of Sciences, Shanghai, 200050, China; 3. Shanghai Worldiray Semiconductor Technology Co., Ltd., Shanghai, 201700, China)

**Abstract** The refrigeration systems in high- and low-temperature test chambers face challenges of high energy consumption and low efficiency. This study developed an enhanced vapor injection system in a test chamber and conducted experiments using R448A and R404A refrigerants to improve the system efficiency and ensure its alignment with low-carbon environmental goals. The impact of refrigerant charge amounts and compressor frequencies on system performance was analyzed. The results demonstrated that the cooling capacity and coefficient of performance (COP) of the R404A and R448A systems initially increased and then decreased with increasing refrigerant charge amounts. The R448A system demonstrated an 11.3% higher maximum cooling capacity and a 10.4% higher COP than the R404A system. In addition, the compressor power consumption of the R448A system was lower than that of the R404A system. At a refrigerant charge amount of 2.0 kg, the R448A system consumed 7.5% less power than the R404A system. The refrigeration capacity of the R448A system exhibited a 7.7% higher increase compared with that of the R404A system, whereas the compressor power consumption increase was 1.9% lower than that of the R404A system.

**Keywords** high- and low-temperature test chamber; enhanced vapor injection; R448A; compressor frequency; refrigerant charge

高低温试验箱是用来检测航空航天、军事、汽车等领域电子产品和零部件环境适应性的重要实验设备,以确保产品的安全性和可靠性<sup>[1-2]</sup>。它既可提供高温环境,又能提供低温环境,还能在一定范围内控制湿度,可测试产品在加热过程、冷却过程或高低温环境下的性能<sup>[3-4]</sup>。目前高低温试验箱制冷系统能耗较高,制冷效率低,在制冷领域,要实现碳中和的目标<sup>[5-7]</sup>,必须降低制冷系统的能耗,并且积极寻找和研制低 GWP (Global Warming Potential, 全球变暖潜

值)的新型环保制冷剂<sup>[8-9]</sup>。

为提高高低温试验箱系统运行效率,符合低碳环保的发展方向,国内外学者在压缩机、制冷剂替代以及中间参数对性能的影响等方面对补气增焓系统进行了深入研究。

Jin Xu 等<sup>[10]</sup>研究了中间喷气对两级压缩热泵系统性能的影响。结果表明,中间压力随着中间喷气量的增加先快速升高,后缓慢上升;喷气过程使制热量和 COP 分别增加 8%~15%、5%~12%。孙云龙等<sup>[11]</sup>

分析了不同工况下喷气比、经济器效能以及制冷剂种类对热泵性能的影响,发现 COP (coefficient of performance, 性能系数) 随经济器效能的增大而增大。王家正等<sup>[12]</sup>研究了带闪发补气的家用空气源热泵热水器实验系统。结果表明,相同水量和初始、结束温度下,补气系统的加热时间较单级系统缩短 20.1%。陈道川等<sup>[13]</sup>研究了与补气增焓循环耦合的低温型直膨式太阳能热泵系统。结果表明,在环境温度分别为 -10、-20 °C 时,系统 COP 可达到 3.79 和 3.69。P. Makhnatch 等<sup>[14]</sup>用 R449A 替代 R404A 进行研究,发现 R449A 系统 COP 与 R404A 系统非常接近,但排放温度高于 R404A 系统,冷却能力较低。周光辉等<sup>[15]</sup>对补气型和非补气型热泵空调系统的性能进行分析。研究表明,在环境温度为 -20 °C 时,带补气的热泵空调系统比不补气的制热量提高 54.98%,COP 提高了 41.2%。丁明青等<sup>[16]</sup>研究了不同工况下有无经济器补气对螺杆压缩机系统性能的影响。研究表明,蒸发温度为 -30 °C 时,与不带经济器补气的系统相比,带经济器的螺杆压缩机系统的制冷量、COP 和压缩机功耗分别增大了 43.2%、27.1%、18.2%。任立乾等<sup>[17]</sup>在涡旋压缩机系统中用低 GWP 制冷剂 R448A 和 R449A 替代 R404A 并进行对比分析。结果表明,在相同工况下,R448A 和 R449A 系统的质量流量比 R404A 系统低,排气温度比 R404A 系统高,且制冷能力降低。

综上所述,目前高低温试验箱制冷系统能耗较高,制冷方式多为单级压缩制冷、双级压缩制冷和复叠式制冷,能耗较高,制冷效率低<sup>[18-19]</sup>。常用的 R404A 的 ODP (ozone depletion potential, 臭氧损耗潜值) 为 0, GWP 为 3 920; 而 R448A 的 ODP 也为 0, GWP 为 1 387, 比 R404A 低 64.6%。因此,R448A 在全球变暖潜能方面比 R404A 要低,有助于减少对气候的不利影响,且目前缺少对制冷剂 R448A 在高低温试验箱设备中的研究。本文搭建了高低温试验箱补气增焓系统,选取 R448A 和 R404A 制冷剂研究不同制冷剂充注量和压缩机频率下制冷系统性能的优劣。

## 1 实验系统设计与搭建

高低温试验箱如图 1 所示,主要分为两层:上层为工作室、循环风道和控制柜;下层为制冷系统和加湿系统。实验台的供电方式为三相 380 V/50 Hz 的交流电源,并设置了电源保护开关。高低温试验箱的隔热层和制冷系统管路用聚氨酯泡沫填充,以确保试验箱的保温性能。



图 1 高低温试验箱实验台

Fig.1 Test bench of the high- and low- temperature test chamber

高低温试验箱补气增焓系统主要组成部件有:变频压缩机、冷凝器、干燥过滤器、中间冷却器、蒸发器和毛细管。实验系统如图 2 所示。图中 T、P 分别为温度测点和压力测点。

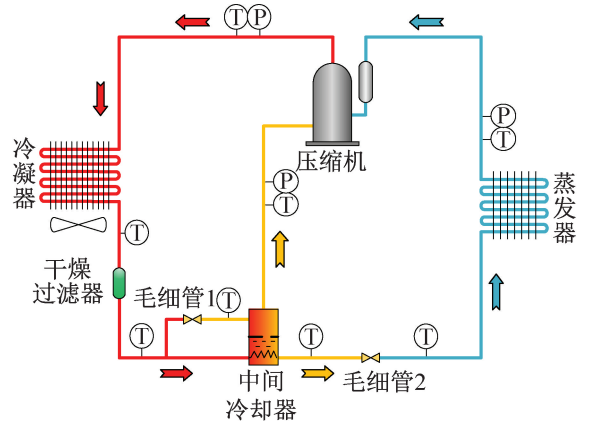


图 2 实验系统

Fig.2 Experimental system

高低温试验箱结构如图 3 所示,蒸发器和电加热器均设置在循环风道中,通过电加热器和制冷系统来控制箱体升温 and 降温,在循环风机的作用下不断进行送风和回风。循环风道采用上出风、下回风结构,出风口采用百叶窗式出风方式,回风口采用栅格回风方式<sup>[20]</sup>。箱门上设有观察窗,选用中空钢化玻璃材质,并在四周布置发热丝对玻璃进行加热,以免低温导致玻璃结霜影响观察<sup>[21]</sup>。触摸屏和控制开关设计在门外侧,通过其控制试验箱的开关和箱内温度的调节。

## 2 补气增焓系统性能计算

补气增焓系统原理如图 4 所示。由图 4(b)可知,补气增焓制冷系统通过中间冷却器实现了主路制冷剂与辅路制冷剂的热交换,增大了主路制冷剂的过冷度和蒸发器进出口的焓差,提高了系统的制冷量。

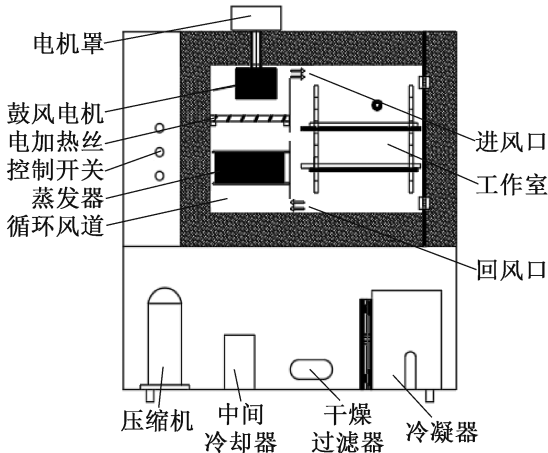


图3 高低温试验箱结构

Fig.3 Structure of high- and low- temperature test chamber

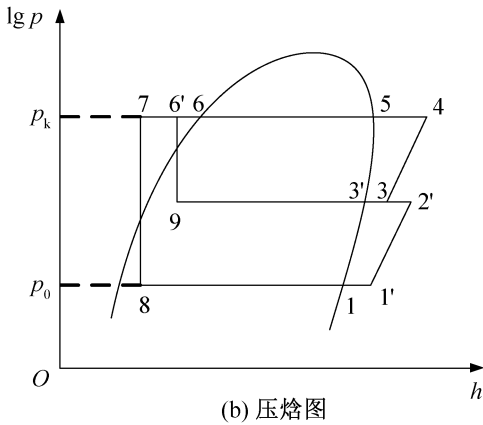
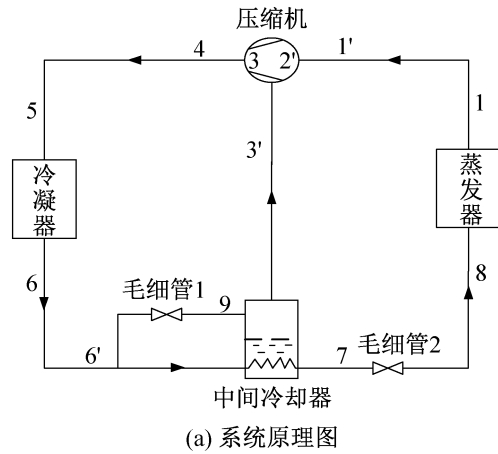


图4 补气增焓系统原理

Fig.4 Principle of enhanced vapor injection system

中间压力:

$$p_m = \sqrt{p_0 p_k} \quad (1)$$

压缩机功耗:

$$W = \frac{q_{md}(h_{2'} - h_{1'}) + q_{mg}(h_4 - h_3)}{\eta_s} \quad (2)$$

系统制冷量:

$$Q_0 = m_e q_0 \quad (3)$$

制冷性能系数(COP):

$$COP = Q_0/W \quad (4)$$

降温速率:

$$\bar{V}_T = 0.8(T_2 - T_1)/t \quad (5)$$

式中: $p_m, p_0, p_k$  分别为中间压力、蒸发压力、冷凝压力, kPa;  $q_{md}, q_{mg}$  为吸气管路、排气管路制冷剂质量流量, kg/s;  $\eta_s$  为压缩机等熵效率;  $m_e$  为吸气管路质量流量, kg/s;  $q_0$  为单位质量制冷量, kJ/kg;  $Q_0$  为系统制冷量, kW;  $W$  为压缩机功耗, kW;  $\bar{V}_T$  为平均降温速率, °C/min;  $T_1$  为最低规定温度, °C;  $T_2$  为最高规定温度, °C;  $t$  为从温度范围的 90% 降至 10% 所需要的降温时间, min。

### 3 实验过程与结果分析

研究了环境温度为 20 °C、压缩机频率为 60 Hz 时制冷剂充注量(2.0~3.4 kg)和环境温度为 20 °C、制冷剂充注量为 2.4 kg 时压缩机频率(40~80 Hz)对 R404A 和 R448A 系统中间压力、制冷量、COP、压缩机功耗、降温速率的影响。其中高低温试验箱的设定温度为 -40 °C, 压缩机的标准充注量为 3.0 kg, 实验中的蒸发温度分别如表 1 和表 2 所示。

表 1 压缩机频率为 60 Hz 时不同充注量下的蒸发温度

Tab.1 Evaporation temperature at different refrigerant charge of compressor at 60 Hz frequency

充注量/kg	蒸发温度/°C	
	R404A	R448A
2.0	-47.41	-46.52
2.2	-46.70	-46.01
2.4	-46.57	-44.43
2.6	-46.09	-43.64
2.8	-45.83	-43.50
3.0	-45.18	-42.30
3.2	-45.09	-41.65
3.4	-45.46	-41.88

实验过程:首先对系统进行保压、抽真空处理,打开焓差实验室控制开关,将环境温度设为 20 °C,以 0.2 kg 为梯度依次充入 2.0~3.4 kg 的 R404A/R448A 制冷剂,将压缩机频率设为 60 Hz,使箱体温度从 50 °C 降至 -40 °C,并在 -40 °C 下稳定运行 30 min,记录实验数据;将环境温度设为 20 °C 分别充入 R404A/R448A 制冷剂 2.4 kg,以 10 Hz 为梯度改

表 2 充注量为 2.4 kg 时不同压缩机频率的蒸发温度  
Tab.2 Evaporation temperature of different compressor frequencies with refrigerant charge of 2.4 kg

压缩机频率/Hz	蒸发温度/℃	
	R404A	R448A
40	-40.84	-39.48
50	-44.34	-42.23
60	-46.57	-44.43
70	-48.86	-46.35
80	-50.58	-48.33

变压缩机频率为 40~80 Hz,重复上述实验,记录实验数据。

### 3.1 中间压力

充注量对 R404A 和 R448A 系统中间压力影响如图 5 所示,随着充注量的增加两个系统的中间压力均逐渐增大。这是由于充注量增加,导致系统质量流量增大,使蒸发压力升高,从而引起中间压力升高。当充注量由 2.0 kg 增至 3.0 kg 时,R404A 和 R448A 系统的中间压力分别增加了 12%、8.56%。此外,在充注量为 2.0 kg 时,R404A 系统的中间压力比 R448A 系统高 24.2%,而随着充注量的增加,两个系统之间的差异逐渐减小,充注量为 3.0 kg 时减小至 20.9%。压缩机频率对 R404A 和 R448A 系统中间压力影响如图 6 所示。由图 6 可知,R404A 和 R448A 系统中间压力均随着压缩机频率的增大而逐渐升高。这是由于压缩机频率增大,压缩机转速增加,吸气量增大,从而导致中间压力的增加。压缩机频率在 40~80 Hz 变化过程中,R404A 和 R448A 系统的中间压力分别增大 18.27%、9.39%,在压缩机频率为 80 Hz 时 R404A 的中间压力比 R448A 系统高 25.7%。由图 5 和图 6 可知,R404A 系统的中间压力始终大于 R448A 系统。这是因为 R404A 由 R125(44%,质量分数)、R143a(52%)和 R134a(4%)混合而成,而 R448A 是由 R32(26%)、R125(26%)和 R134a(48%)混合而成的制冷剂,R125 具有较高的气体密度,由于 R404A 中 R125 的占比大于 R448A,导致 R404A 系统的中间压力始终高于 R448A 系统。

### 3.2 制冷量

充注量对 R404A 和 R448A 系统制冷量影响如图 7 所示。由图 7 可知,R404A 和 R448A 系统的制冷量均随充注量的增加先增大后减小。这是由于制冷剂充注量较少时,系统质量流量相对较少,导

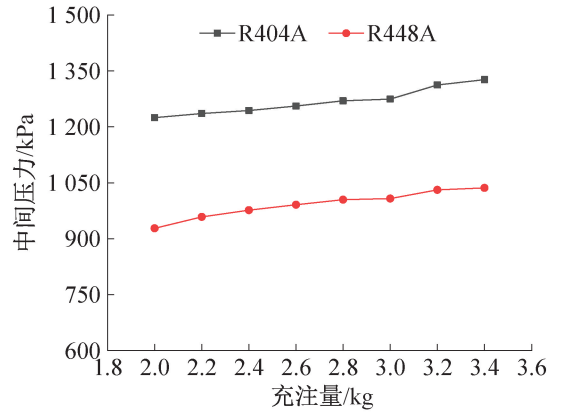


图 5 充注量对 R404A 和 R448A 系统中间压力影响  
Fig.5 Effect of refrigerant charge on intermediate pressure of R404A and R448A systems

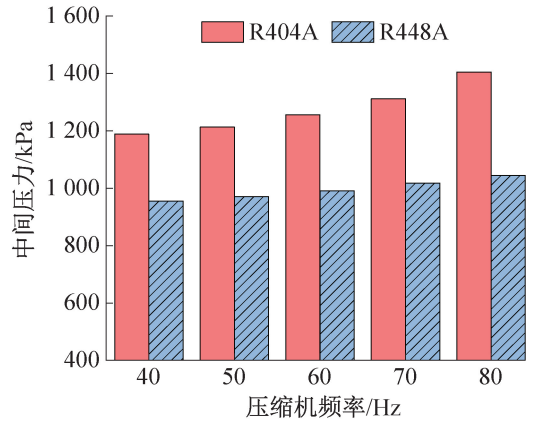


图 6 压缩机频率对 R404A 和 R448A 系统中间压力影响  
Fig.6 Effect of compressor frequency on intermediate pressure of R404A and R448A systems

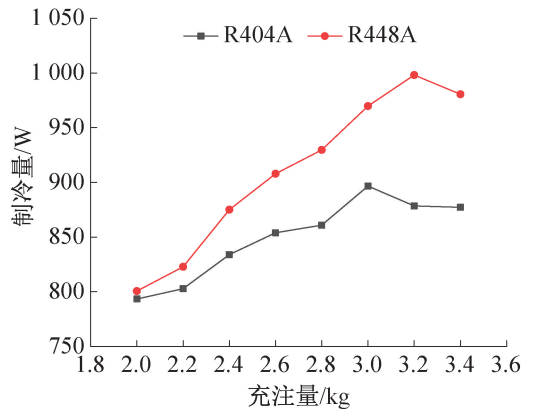


图 7 充注量对 R404A 和 R448A 系统制冷量影响  
Fig.7 Effect of refrigerant charge on cooling capacity of R404A and R448A systems

致制冷剂在蒸发器和冷凝器中的传热量较小,制冷效率低,所以制冷量较小;制冷剂充注量继续增加,系统质量流量增大,蒸发器有效传热面积增大,制

冷效率提高,制冷量逐渐增大;当充注量继续增加时,超过一定的充注量,系统的运行性能可能会受到限制,蒸发温度升高,传热温差减小,多余的制冷剂液体会积聚在冷凝器和蒸发器中,减小了蒸发器的有效传热面积,所以制冷量减小。充注量由 2.0 kg 增至 3.4 kg, R448A 系统的最大制冷量为 998.1 W, R404A 系统的最大制冷量为 896.6 W, R448A 系统的制冷量比 R404A 系统高 11.3%。压缩机频率对 R404A 和 R448A 系统制冷量影响如图 8 所示。由图 8 可知,随着压缩机频率的增加,制冷量逐渐增大。这是由于压缩机频率的增加使转速增加,吸气量增加,蒸发器中出来的气体制冷剂变多,蒸发器与外界的换热量增大,所以系统制冷量增加。压缩机频率由 40 Hz 增至 80 Hz, R448A 系统的制冷量从 754.0 W 升至 943.6 W,增加了 25.2%;而 R404A 系统的制冷量由 743.0 W 升至 872.8 W,增加了 17.5%。在图 7 和图 8 中, R448A 系统的制冷量始终大于 R404A 系统,这是因为 R448A 系统的蒸发潜热值大于 R404A 系统,使 R448A 系统的制冷量较大。

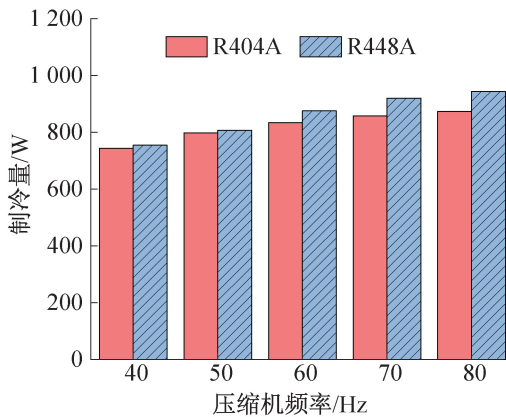


图 8 压缩机频率对 R404A 和 R448A 系统制冷量影响  
Fig.8 Effect of compressor frequency on cooling capacity of R404A and R448A systems

### 3.3 压缩机功耗

充注量对 R404A 和 R448A 系统压缩机功耗的影响如图 9 所示。由图 9 可知,随着制冷剂充注量由 2.0 kg 增至 3.4 kg, R404A 和 R448A 系统功耗均逐渐增大。这是因为制冷剂充注量增加,压缩机的质量流量增大,导致压缩机功耗增加。随着充注量的增加, R404A 和 R448A 系统的压缩机功耗差距逐渐减小。在充注量为 2.0 kg 时, R404A 系统的功耗比 R448A 系统高 7.5%;而在充注量为 3.4 kg 时,该差距降至 0.04%。压缩机频率对 R404A 和 R448A 系统压缩机功耗的影响如图 10 所示。由图 10 可知,压

缩机功耗随着压缩机频率的增加而增大。因为压缩机频率增加,转速变快,从而导致功耗增加。压缩机频率由 40 Hz 增至 80 Hz 时, R448A 系统压缩机功耗由 382.5 W 升至 557.9 W,上升了 45.8%; R404A 系统压缩机功耗由 404.0 W 升至 596.5 W,上升了 47.7%。在压缩机频率为 80 Hz 时两系统差异最大, R404A 的压缩机功耗比 R448A 系统高 6.48%。在图 9 和图 10 中, R448A 系统的压缩机功耗始终小于 R404A 系统,这是因为在相同充注量情况下 R404A 系统的蒸发温度始终低于 R448A 系统,较低的蒸发温度在相同工况下,造成压缩机功耗较高,导致在相同充注量下 R448A 系统的压缩机功耗始终小于 R404A 系统。

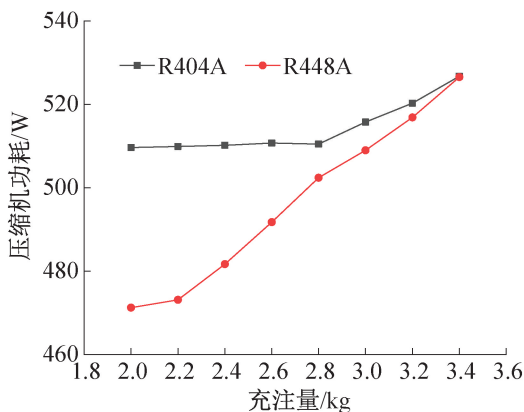


图 9 充注量对 R404A 和 R448A 系统压缩机功耗影响  
Fig.9 Effect of refrigerant charge on power consumption of compressors in R404A and R448A systems

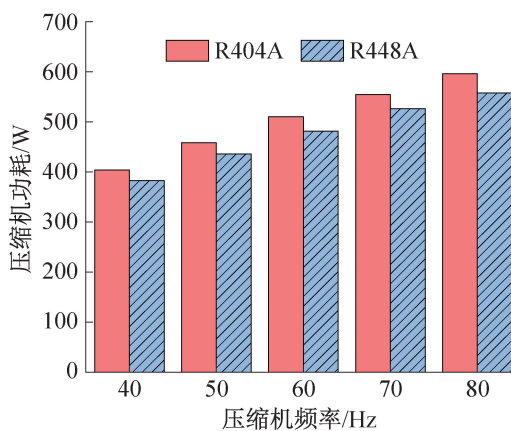


图 10 压缩机频率对 R404A 和 R448A 系统压缩机功耗影响  
Fig.10 Effect of compressor frequency on compressor power consumption in R404A and R448A systems

### 3.4 降温速率

充注量对 R404A 和 R448A 系统降温速率影响如图 11 所示。由图 11 可知,随着充注量的增加 R404A 和 R448A 系统的降温速率均先增大后减小。

因为制冷剂充注量过多时,蒸发温度升高,传热温差减小,蒸发器与环境之间的换热量减少,系统制冷能力下降,降温速率减慢,所以很难降至设定温度。R448A 系统的最大降温速率为 1.8 °C/min, R404A 系统的最大降温速率为 2.3 °C/min, 因此, R448A 系统的降温速率比 R404A 系统低 21.9%。压缩机频率对 R404A 和 R448A 系统降温速率影响如图 12 所示。由图 12 可知, R404A 和 R448A 系统的降温速率随着压缩机频率的增加而均逐渐升高。这是由于压缩机频率越高, 压缩机吸气量越大, 因此蒸发器与外界的换热量增加, 系统的冷却能力提升, 从而导致降温速率加快。压缩机频率由 40 Hz 增至 80 Hz 过程中, R404A 系统始终高于 R448A 系统的降温速率, 在 40 Hz 时高于 18.0%, 80 Hz 时增至高于 37.9%。在图 11 和图 12 中, R404A 系统的降温速率始终大于 R448A 系统, 这是由于在相同制冷剂充注量下, R404A 的蒸发温度要低于 R448A, 当制冷剂充注量均为 2.0 kg 时, R404A 和 R448A 的蒸发温度分别为 -47.41 °C、-46.52 °C, 而当制冷剂充注量增至 3.0 kg 时, R404A 和 R448A 的蒸发温度分别升至 -45.18 °C、-42.30 °C, 故导致在相同充注量下 R404A 系统的降温速率更高。

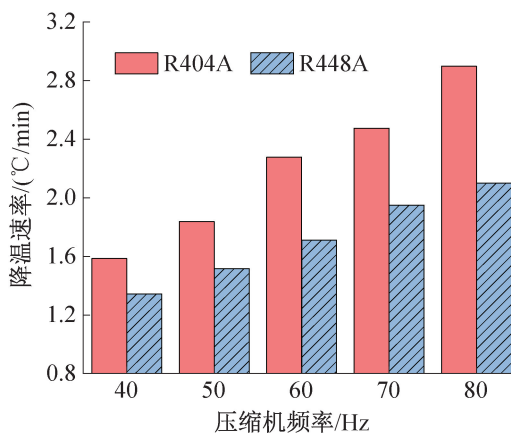


图 12 压缩机频率对 R404A 和 R448A 系统降温速率影响  
Fig.12 Effect of compressor frequency on cooling rate of R404A and R448A systems

有效传热面积, 所以 COP 减小。R404A 系统的最大 COP 为 1.7, R448A 系统的最大 COP 为 1.9, R448A 系统的 COP 比 R404A 系统高 10.4%。R404A 和 R448A 系统 COP 均随充注量的增加先增大后减小。这是由于当充注量较低时, 制冷系统内的制冷剂循环量相对较少, 导致系统的传热和传质效果较差, 换热量变小, 制冷效率较低; 压缩机频率对 R404A 和 R448A 系统 COP 影响如图 14 所示。由图 14 可知, 随着压缩机频率的升高, R404A 和 R448A 系统 COP 均逐渐降低。这是由于随着压缩机频率的增大, 制冷量和压缩机功耗均逐渐增加, 但制冷量的增长速率小于压缩机功耗的增长速率, 所以系统 COP 不断减小。在压缩机频率为 80 Hz 时 R448A 系统 COP 比 R404A 系统高 10.4%。在图 13 和图 14 中, R448A 系统 COP 始终大于 R404A 系统 COP。这是因为 R448A 系统具有较高的蒸发潜热值, 制冷效果比 R404A 系统更好。

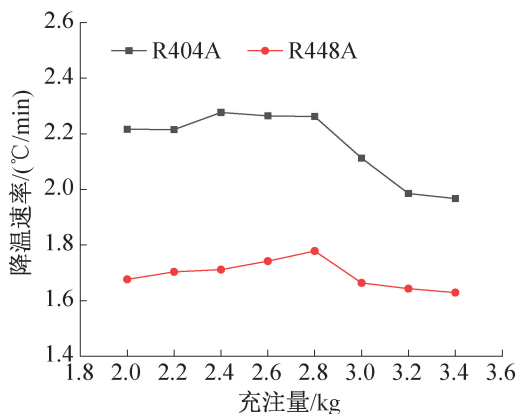


图 11 充注量对 R404A 和 R448A 系统降温速率影响  
Fig.11 Effect of refrigerant charge on cooling rate of R404A and R448A systems

### 3.5 制冷系数 (COP)

充注量对 R404A 和 R448A 系统制冷量影响如图 13 所示。由图 13 可知, 随着充注量的增加, 制冷剂的循环量增加, 系统的传热和传质效果改善, 系统质量流量增大, 蒸发器有效传热面积增大, 制冷效率提高, COP 逐渐增大; 但制冷剂充注至一定量后, 蒸发温度升高, 传热温差减小, 多余的制冷剂液体会积聚在冷凝器和蒸发器中, 减小了蒸发器的

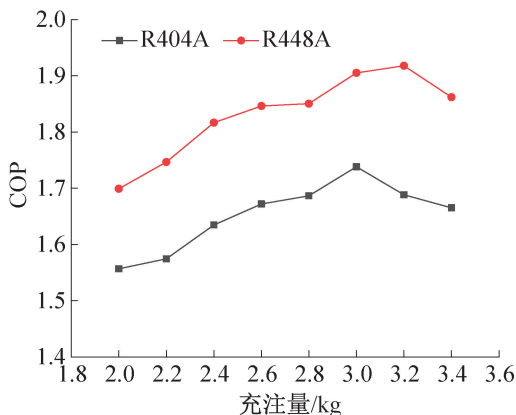


图 13 充注量对 R404A 和 R448A 系统 COP 影响  
Fig.13 Effect of refrigerant charge on COP of R404A and R448A systems

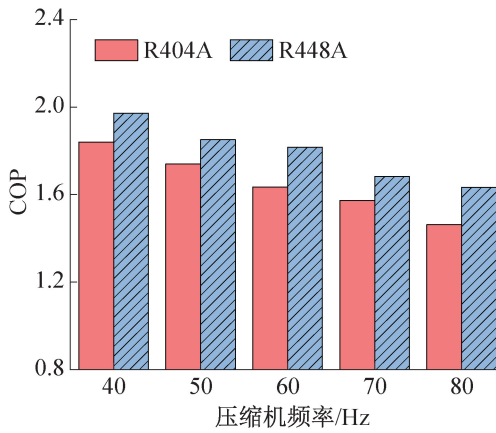


图 14 压缩机频率对 R404A 和 R448A 系统 COP 影响  
Fig.14 Effect of compressor frequency on COP of R404A and R448A systems

## 4 结论

本文设计搭建了补气增焓制冷系统实验台,选取高低温试验箱中的新型环保制冷剂 R448A 和 R404A 进行对比研究,在环境温度为 20 °C 下分析了充注量、压缩机频率对 R404A 和 R448A 系统的影响,得到如下结论:

1)在压缩机频率为 60 Hz 条件下进行实验,系统制冷量和 COP 随着制冷剂充注量的增加先增大后减小,且 R448A 的增幅大于 R404A。当制冷剂充注量由 2.0 kg 增至 3.4 kg 时,R448A 系统的最大制冷量和 COP 分别比 R404A 系统高 11.3% 和 10.4%。

2)在压缩机频率为 60 Hz 条件下进行实验,压缩机功耗随着制冷剂充注量的增加而增大,R448A 的功耗均小于 R404A,在充注量为 2.0 kg 时,R448A 系统的功耗比 R404A 系统低 7.5%。

3)在制冷剂充注量为 2.4 kg 条件下进行实验,压缩机功耗和制冷量均随频率的升高而增大,R448A 制冷量的增幅比 R404A 高 7.7%,而压缩机功耗的增幅比 R404A 低 1.9%,且在压缩机频率为 80 Hz 时两系统功耗差异最大,R404A 的压缩机功耗比 R448A 系统高 6.48%

本文受上海市自然科学基金(20ZR1438600)和中央引导地方科技发展资金(YDZX20213100003002)项目资助。(The project was supported by Shanghai Natural Science Foundation (No. 20ZR1438600) and the Central Government Guides Local Science and Technology Development Fund Projects (No. YDZX20213100003002).)

### 参考文献

[1] 田雅芬,刘振,陈曦,等. 高低温环境试验箱热负荷实

验研究[J]. 暖通空调, 2021, 51(增刊1): 335-340. (TIAN Yafen, LIU Zhen, CHEN Xi, et al. Experimental study on heat load of high and low temperature environment test box[J]. Journal of HV&AC, 2021, 51(Suppl. 1): 335-340.)

[2] HAN Xing, ZHANG Xu. Experimental study on a residential temperature-humidity separate control air-conditioner[J]. Energy and Buildings, 2011, 43(12): 3584-3591.

[3] 李佳,张华. 高低温试验箱制冷系统最佳制冷剂充注量研究[J]. 制冷技术, 2015, 35(4): 11-16. (LI Jia, ZHANG Hua. Research on best refrigerant charges in refrigeration system of high and low temperature test chamber[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2015, 35(4): 11-16.)

[4] 石含,郑文科,姜益强,等. 制冷剂充注量对补气增焓热泵系统的影响[J]. 制冷学报, 2022, 43(6): 114-120. (SHI Han, ZHENG Wenke, JIANG Yiqiang, et al. Effect of refrigerant charge on air-source heat pump system with vapor injection[J]. Journal of Refrigeration, 2022, 43(6): 114-120.)

[5] XU X, HWANG Y, RADERMACHER R. Performance comparison of R410A and R32 in vapor injection cycles [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(3): 892-903.

[6] MOON C U, CHOI K H, YOON J I, et al. Experimental study on the performance of the vapor injection refrigeration system with an economizer for intermediate pressures [J]. Heat and Mass Transfer, 2018, 54(10): 3059-3069.

[7] ORUÇ V, DEVECIOĞLU A G, ENDER S. Improvement of energy parameters using R442A and R453A in a refrigeration system operating with R404A [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 129: 243-249.

[8] DEVECIOĞLU A G, ORUÇ V. Characteristics of some new generation refrigerants with low GWP [J]. Energy Procedia, 2015, 75: 1452-1457.

[9] 陈光明,高能,朴春成. 低碳制冷剂研究及应用最新进展[J]. 制冷学报, 2016, 37(1): 1-11. (CHEN Guangming, GAO Neng, PIAO Chun Cheng. State of the art of research and applications of low-carbon refrigerants [J]. Journal of Refrigeration, 2016, 37(1): 1-11.)

[10] JIN Xu, WU Zhe, ZHANG Kuo, et al. Analysis of performance and economical efficiency of two-stage compression heat pump system with inter-stage injection in cold regions of Northern China [J]. Building Simulation, 2019, 12(4): 551-562.

[11] 孙云龙,王君,刘向伟,等. 喷气增焓空气源热泵系统模拟分析[J]. 能源与节能, 2022(10): 113-118. (SUN Yunlong, WANG Jun, LIU Xiangwei, et al.

- Simulation and analysis of air source heat pump integrated with enhanced vapor injection [J]. *Energy and Energy Conservation*, 2022(10): 113-118.)
- [12] 王家正, 马国远, 俞国新, 等. 带闪发补气的家用空气源热泵热水器实验研究[J]. *制冷学报*, 2022, 43(6): 100-106. (WANG Jiazheng, MA Guoyuan, YU Guoxin, et al. Experimental study on household air-source heat pump water heater with flash tank [J]. *Journal of Refrigeration*, 2022, 43(6): 100-106.)
- [13] 陈道川, 姚剑, 赵耀, 等. 直膨式太阳能热泵集热/蒸发器性能优化及其低温适应性研究[J]. *太阳能学报*, 2021, 42(9): 190-197. (CHEN Daochuan, YAO Jian, ZHAO Yao, et al. Research on optimization of evaporator of direct expansion solar heat pump and its low temperature characteristics[J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2021, 42(9): 190-197.)
- [14] MAKHNATCH P, MOTA-BABILONI A, ROGSTAM J, et al. Retrofit of lower GWP alternative R449A into an existing R404A indirect supermarket refrigeration system [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 76: 184-192.
- [15] 周光辉, 陈浩, 崔四齐, 等. 带经济器的热泵型客车空调系统实验研究[J]. *低温与超导*, 2016, 44(6): 71-75. (ZHOU Guanghui, CHEN Hao, CUI Siqi, et al. Experimental research on heat-pump bus air conditioning system with economizer [J]. *Cryogenics & Superconductivity*, 2016, 44(6): 71-75.)
- [16] 丁明青, 薛连政, 张军荣, 等. 经济器对螺杆压缩机系统性能影响分析[J]. *冷藏技术*, 2021, 44(1): 20-23. (DING Mingqing, XUE Lianzheng, ZHANG Junrong, et al. Analysis of the influence of economizer on the performance of screw compressor system [J]. *Journal of Refrigeration Technology*, 2021, 44(1): 20-23.)
- [17] 任立乾, 黄志刚, 马海云. 低 GWP 制冷剂 R448A 和 R449A 在涡旋压缩机中的特性分析[J]. *制冷技术*, 2019, 39(3): 42-45. (REN Liqian, HUANG Zhigang, MA Haiyun. Analysis on characteristics of low GWP refrigerants of R448A and R449A in scroll compressor [J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2019, 39(3): 42-45.)
- [18] 王春晖. 环境试验箱中制冷系统的原理分析及优化概述[J]. *电子质量*, 2003(12): 38-39. (WANG Chunhui. Principle and optimize summary of refrigeration system in the environment experiment chamber [J]. *Electronics Quality*, 2003(12): 38-39.)
- [19] LLOPIS R, SÁNCHEZ D, CABELLO R, et al. R-407H as drop-in of R-404A. Experimental analysis in a low temperature direct expansion commercial refrigeration system [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2017, 80: 11-23.
- [20] 刘强. 高低温环境试验箱设计及性能优化分析[D]. 淮南: 安徽理工大学, 2020. (LIU Qiang. Design and performance optimization analysis of high and low temperature environment test box [D]. Huainan: Anhui University of Science & Technology, 2020.)
- [21] 解家顺. 基于特殊工况的高低温试验箱温场流场特性分析及应用研究[D]. 太原: 中北大学, 2018. (XIE Jiashun. Analysis and application of flow field characteristics of high-low temperature test chamber based on special working conditions [D]. Taiyuan: North University of China, 2018.)

#### 通信作者简介

王子龙,男,博士,副教授,上海理工大学能源与动力工程学院,021-55275542,E-mail: wzl@usst.edu.cn。研究方向:相变蓄热技术,太阳能利用技术,节能与低品位能源利用,制冷空调热泵技术。

#### About the corresponding author

Wang Zilong, male, Ph. D., associate professor, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, 86-21-55275542, E-mail: wzl@usst.edu.cn. Research fields: phase change thermal storage technology, solar energy utilization technology, low-grade energy utilization and energy conservation, refrigeration air-conditioning and heat pump technology.