

文章编号:0253-4339(2013)04-0059-05
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2013.04.059

R134a/CO₂ 复叠制冷系统的实验研究

沈九兵 胡 斌 邱建伟 曹 锋 邢子文
(西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049)

摘 要 针对 R134a/CO₂ 复叠制冷系统搭建实验台,研究不同工况下系统性能参数的变化规律,考查了压缩机效率对系统性能的影响,并传统 R404A 系统性能进行比较。研究表明:在高温级冷凝温度 48℃,低温级蒸发温度 -30℃,冷凝蒸发器传热温差为 3℃ 的工况下,CO₂ 冷凝温度为 -2℃ 时系统 COP 出现最大值,并在最优值 ±5℃ 内系统性能变化不大;不同实验工况下,CO₂ 压缩机绝热效率最大偏差不超过 4%,影响系统制冷量的主要因素是压缩机的容积效率;相同工况下,R134a/CO₂ 复叠制冷系统性能可比常规 R404A 系统性能高 3%。

关键词 复叠制冷系统;实验研究;R134a/CO₂

中图分类号:TB657 **文献标识码**:A

Experimental Research on the R134a/CO₂ Cascade Refrigeration System

Shen Jiubing Hu Bin Qiu Jianwei Cao Feng Xing Ziwen
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China)

Abstract A test rig of the R134a/CO₂ cascade supermarket refrigeration system has been built up to get a comprehensive understanding of its performance. The results show that the maximum COP of the system occurred when the condensing temperature of the CO₂ cycle was about -2℃, the condensing temperature of R134a and the evaporating temperature of CO₂ was settled at 48℃ and -30℃ respectively with a temperature difference of 3℃. Moreover, the COP remained stable while the condensing temperature varied within a certain range of ±5℃. Results also show that the maximum deviation of the compressor adiabatic efficiency is within 4%, the main factor affecting the system cooling capacity is the compressor volumetric efficiency. And the performance of the cascade system could be 3% higher compared with that of conventional R404A refrigeration system at the same condition.

Keywords cascade refrigeration system; experimental research; R134a/CO₂

随着环境问题的日益突出,制冷设备造成的直接或间接温室气体排放,成为继臭氧层破坏后制冷系统发展的又一挑战。因此,作为目前主要制冷系统应用的超市冷冻、冷藏市场急需改变现状,以减少温室气体排放。除加强系统密封,减小充灌量等传统方法外,自然工质的替代是目前的研究热点。其中,CO₂ 因具有价格低廉、良好的低温传热与传质特性等优点,其在超市复叠制冷系统中低温级的应用备受研究人员的青睐。国内外学者针对 NH₃/CO₂、R290/CO₂ 复叠制冷系统做了大量的实验与理论研究^[1-8]。然而对于 R134a/CO₂ 复叠制冷系统,仅有 Elefsen& Micheme 做了热力分析,缺乏实际的理论模拟与实验研究。作者针对超市 R134a/CO₂ 复叠制冷循环,搭建了实验台,获得了系统变工况特性,分析了 CO₂ 压缩机性能随工况的变化特性,并将 R134a/CO₂ 复叠系统与常规 R404A 系统的性能进行了分析比较。

1 系统流程介绍

复叠系统流程如图 1 所示,由 R134a 高温循环、CO₂ 亚临界低温循环两部分组成。R134a 过热气体从压缩机排出,经过油分离器后进入冷凝器冷凝,随后进入气液分离器,液态 R134a 节流后与气态 CO₂ 在冷凝蒸发器中发生热交换,最终成为气态进入压缩机;液化后的 CO₂ 节流后进入冷冻柜蒸发换热,出冷冻柜后进气液分离器分离,气态 CO₂ 经管道过热后进入压缩机,压缩后的 CO₂ 可通过阀的调节,选择直接进入冷凝蒸发器或进入储液器消除过热后依靠虹吸作用进入蒸发冷凝器。

2 实验台

图 2 为 R134a/CO₂ 复叠制冷系统循环实验台的结构外形,其主要设备可参见表 1。

实验台各测点位置及测量参数可参见系统流

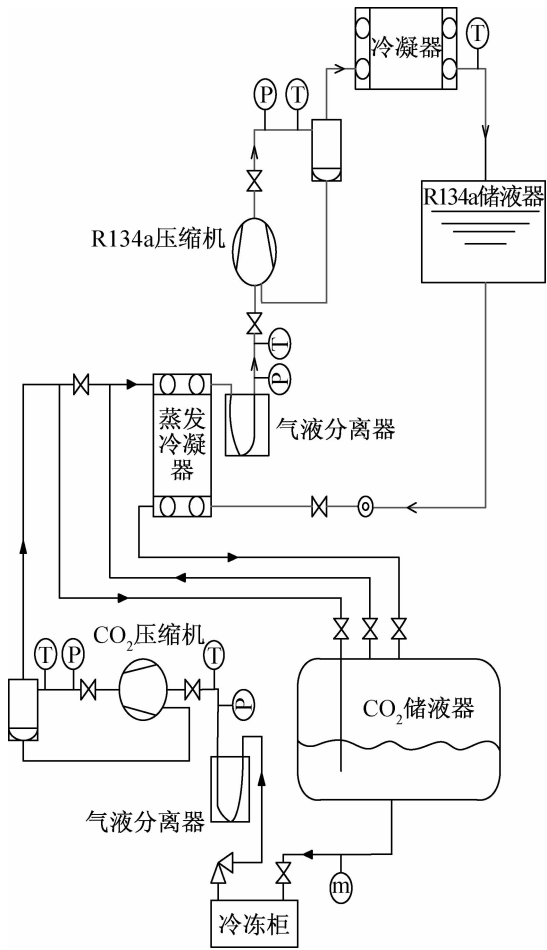


图 1 R290/CO₂ 复叠系统流程

Fig. 1 R290/CO₂ cascade refrigeration system



图 2 R134a/CO₂ 复叠系统实验台

Fig. 2 R134a/CO₂ cascade experiment rig

程图 1。系统冷冻柜采用装有浓度 30% 氯化钙水溶液的冷冻水箱代替,水箱长 500mm,宽 400mm,高 500mm,水箱外层为铝板,用保温材料包裹,且内置功率分别为 0.5kW、1kW、2kW、3kW 的加热器,通过调节加热器开关来控制冷冻水箱负荷。系统压力测量采用精度为 0.5 级的压力表,R134a 压缩机、泵和风机的功率测量采用“两功率表”法,CO₂ 压缩机直接采用三相功率表测量,功率表精度等级均为 0.5 级。低温级系统制冷量采用制冷剂流量法计算。

表 1 主要设备
Tab. 1 The main equipments

设备	选型	备注
R134a 压缩机	涡旋全封闭式	谷轮
空气冷凝器	翅片管式风冷器	空气侧 $A_{af} = 72\text{m}^2$
R134a 膨胀阀	热力膨胀阀	Danfoss
R134a 蒸发器	钎焊板式换热器	Danfoss
CO ₂ 压缩机	半封活塞压缩机	Bitzer
CO ₂ 储液器	设计制造	设计容量 43L
CO ₂ 节流阀	手动截止阀	-
CO ₂ 蒸发器	蛇形盘管	$A_{af} = 0.7\text{m}^2$
CO ₂ 油分离器	R410A 专用油分	大金

3 结果与讨论

3.1 系统变工况特性

3.1.1 R134a/CO₂ 复叠制冷系统 COP 及制冷量随蒸发温度变化规律

调节 CO₂ 循环泵旁通阀开度,同时调节 R134a 冷凝器变频风扇,使高温级冷凝温度为 48℃,蒸发温度为 -11℃,冷凝蒸发器的传热温差则设为 3℃,调节 CO₂ 低温循环的蒸发温度,使蒸发温度分别稳定在 -40℃、-35℃、-30℃、-26℃ 和 -24℃,并且将压缩机吸气过热度控制在 5℃。如此测得每个工况下的系统 COP 变化规律如图 3 所示。可知系统的 COP 随着低温级蒸发温度的增大而升高,当蒸发温度升高到 -30℃ 以后,系统 COP 的增加减缓,渐渐与蒸发温度近似成线性关系。图 4 为低温循环制冷量随蒸发温度的变化规律,可以看出系统制冷量的增长趋势与 COP 是一致的。

3.1.2 系统制冷剂流量随蒸发温度的变化规律

测得每个工况下的高、低温循环制冷剂质量流量变化规律如图,由图 5 和图 6 可以看出,R134a 的

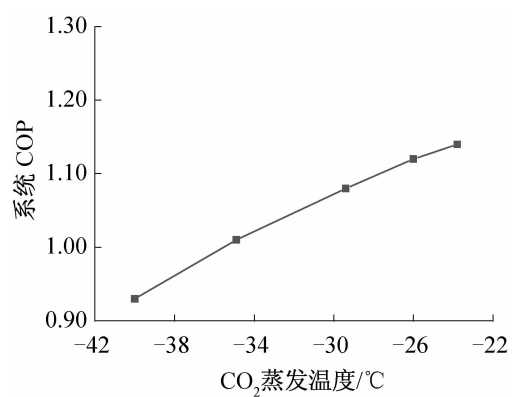


图 3 系统 COP 随蒸发温度变化规律

Fig.3 COP with evaporation temperature change

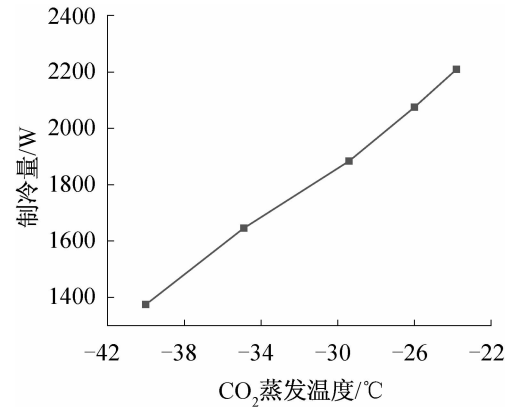


图 4 制冷量随蒸发温度变化规律

Fig.4 The capacity with evaporation temperature change

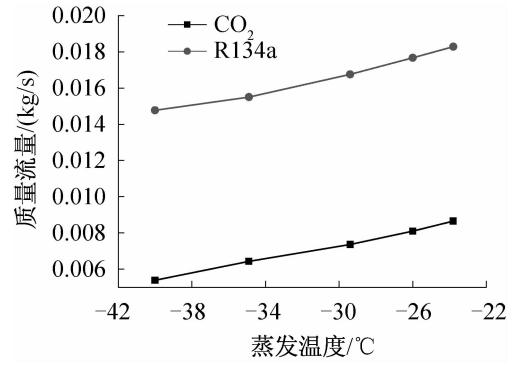


图 5 质量流量随蒸发温度变化规律

Fig. 5 The flow rate with evaporation temperature change

质量流量始终大于 CO₂ 两倍以上,随着蒸发温度升高,R134a、CO₂ 的流量均呈增大趋势,且 R134a 和 CO₂ 质量流量比呈下降趋势。为了减小 R134a 压缩机排量,应尽量减小系统的冷凝温度,增大蒸发温度。

3.1.3 系统制冷量及 COP 随 CO₂ 冷凝温度的变化规律

图 7 显示了在高温级冷凝温度 48℃,冷凝蒸发

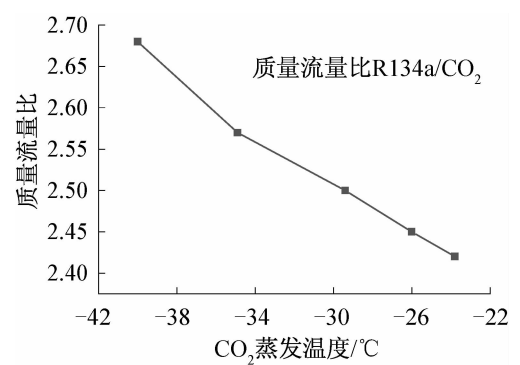


图 6 质量流量比随蒸发温度变化规律

Fig. 6 The ratio of flow rate with evaporation temperature change

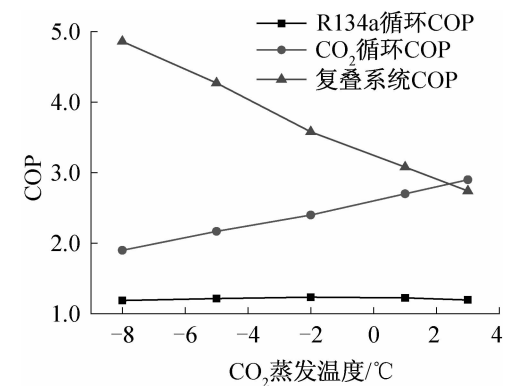


图 7 系统 COP 随 CO₂ 冷凝温度变化规律

Fig.7 COP with CO₂ condensing temperature change

器传热温差 3℃,蒸发温度 -30℃时,系统高温循环、低温循环和整个系统的 COP 随着低温级 CO₂ 冷凝温度的变化规律。可以看出,随着低温级 CO₂ 冷凝温度的升高,高温级 R134a 循环的 COP 在增大,而 CO₂ 循环的 COP 在下降,这两条 COP 曲线在 CO₂ 冷凝温度为 3℃附近相交于一点,复叠系统的 COP 则变化不大,只是呈少许先上升后下降的趋势,在 CO₂ 冷凝温度为 -2℃时达到最大值 1.24,此最优值出现在交点的左边。通过实验数据分析,当 CO₂ 冷凝温度在 -8~3℃间,系统 COP 最大偏差小于 5%,考虑到实验中的测量误差,基本认为系统 COP 在此范围内近似成水平直线,这增加了 R134a/CO₂ 复叠制冷系统设计和运行的弹性空间。

图 8 显示高温级冷凝温度 48℃,冷凝蒸发器传热温差 3℃,蒸发温度为 -30℃时,系统制冷量随 CO₂ 冷凝温度升高而降低,实验数据显示,CO₂ 冷凝蒸发温度每升高 5℃,系统制冷量变化最大可达 14%,所以设计复叠制冷系统时,在系统 COP 变化不大的情况下应尽量将 CO₂ 冷凝温度设定在最优值附近。

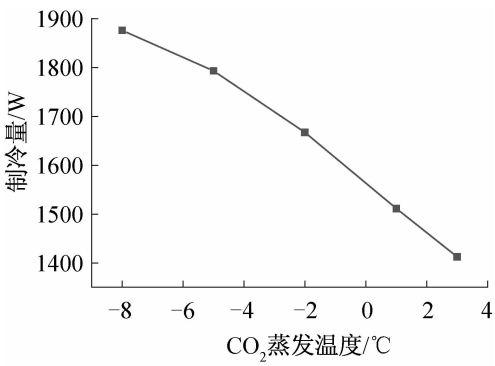


图 8 制冷量随 CO₂ 冷凝温度变化规律
Fig. 8 The capacity with CO₂ condensing temperature change

3.1.4 R134a/CO₂ 复叠制冷系统 COP 随高温级冷凝温度的变化规律

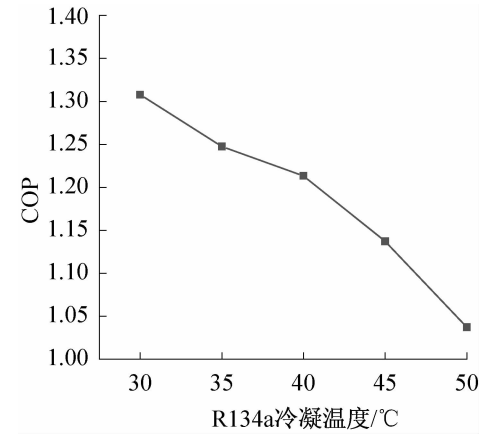


图 9 COP 随冷凝温度变化规律
Fig. 9 COP with condensing temperature change

图 9 显示了在 CO₂ 蒸发温度 -30℃, CO₂ 冷凝温度 -8℃, 冷凝蒸发温差 3℃ 时, 随着高温级 R134a 冷凝温度的升高, 复叠系统 COP 的变化规律。可以看出, 系统 COP 随 R134a 冷凝温度升高呈线性下降, 分析得出 R134a 冷凝温度每升高 1℃, 系统 COP 下降 1%。

3.1.5 不同 CO₂ 冷凝温度下 CO₂ 压缩机效率变化规律

图 10 表示了 CO₂ 低温蒸发温度为 -30℃, 随着 CO₂ 冷凝温度的升高, CO₂ 压缩机容积效率和绝热效率的变化规律, CO₂ 冷凝温度的变化范围为 -8~4℃。如图所示, 随着 CO₂ 冷凝温度的升高, CO₂ 压缩机容积效率有明显的降低, 绝热效率则相对仅有微小变化, 始终维持在 52% 附近, 最大偏差约为 4%, 这说明影响系统制冷量的主要因素是压缩机的容积效率, 因而减小压缩机泄漏损失是提高系统制冷量的关键。

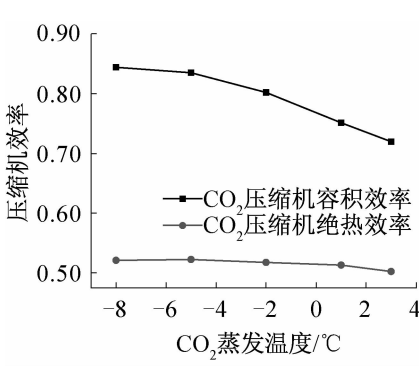


图 10 CO₂ 压缩机效率随 CO₂ 冷凝温度变化规律
Fig. 10 The efficiency with CO₂ condensing temperature change

3.2 复叠制冷系统与 R404A 制冷系统比较
表 2 为系统与常用的 R404A 制冷系统比较。

表 2 R134a/CO ₂ 复叠系统与常规 R404A 系统比较 Tab. 2 The comparison of R134a/CO ₂ and R404A					
循环位置		R134a/CO ₂ 系统		常规 R404A 系统	
高温级	T_c	45℃		T_c	45℃
	T_e	-11℃		T_e	-11℃
	Q_e	6.8kW		Q_e	4.1kW
	P_{134a}	3.6kW		P_{134a}	2.15kW
	THR	10.4kW		THR	6.25kW
	COP	1.89		COP	1.9
低温级	T_c	-8℃		T_c	45℃
	T_e	-26℃		T_e	-26℃
	Q_e	2.1kW		Q_e	2.1kW
	P_{CO_2}	0.38kW		P_{CO_2}	2.1kW
系统性能	COP_{CO_2}	5.5		COP_{404A}	1.0
	P_{total}	4.13kW		P_{total}	4.25kW
	COP_{total}	1.5		COP_{total}	1.46

左侧为 R134a/CO₂ 复叠制冷系统的实验测试结果, 右侧为制冷厂家所提供的冷柜性能数据, 可以看出实验系统性能较常规 R404A 制冷系统可高 3%, 而且实验中 CO₂ 液体循环泵采用的是过量供液, 其耗功还可以减小, 同时实验系统还可以做进一步的改进。

4 结论

1) 得到了系统 COP、制冷量与工质流量随冷凝温度、蒸发温度、冷凝蒸发温度变化的规律: 提高 CO₂

冷凝温度,系统的 COP 先升高后下降,在高温级冷凝温度 48℃,低温级蒸发温度 -30℃,冷凝蒸发器传热温差为 3℃ 的工况下,CO₂ 冷凝温度为 -2℃ 时系统 COP 出现最大值,并在最优值 ±5℃ 内系统性能变化不大。

2) 不同实验工况下,压缩机的绝热效率变化不大,最大偏差在 4% 内,影响系统制冷量的主要因素是压缩机的容积效率。

3) 将 R134a/CO₂ 复叠制冷系统与超市常规 R404A 制冷系统进行比较,在不同工况下发现 R134a/CO₂ 复叠系统的 COP 较 R404A 系统最高可高 3%。

本文受广东省教育部产学研结合项目(2011B090400470)及江苏省科技厅 2011 年产学研前瞻项目(BY2011134)资助。(The project was supported by the University-industry cooperation project from Guangdong Department of Education (No. 2011B090400470) and the forward-looking research projects from Jiangsu Department of Technology 2011(No. BY2011134).)

参考文献

- [1] Hinde D. CO₂ refrigeration for U. S. supermarkets[R] // Proceeding of the 12th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue, USA, 2008.
- [2] T Lee, C Liu, T Chen. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade - condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems[J]. International Journal of Refrigeration, 2006,29:1100-1108.
- [3] Giroto S, Minetto S. Commercial Refrigeration System with CO₂ as Refrigerant Experimental Results[J]. International Journal of Refrigeration, 2004,27(7):717-723.
- [4] Pearson A. Carbon dioxide- new uses for an old refrigerant

[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(8): 1140-1148.

- [5] Sawalha S. Carbon Dioxide in Supermarket Refrigeration [D]. Stockholm, Sweden: Royal Institute of Technology, 2008.
- [6] 查世彤,马一太,王景刚,等. CO₂/NH₃ 低温复叠式制冷循环的热力学分析与比较[J]. 制冷学报,2002,23(2): 15-19. (Zha Shitong, Ma Yitai, Wang Jinggang, et al. The thermodynamic analysis and comparison on low temperature CO₂-NH₃ cascade refrigeration cycle[J]. Journal of Refrigeration, 2002,23(2):15-19.)
- [7] 刘红娟,傅秦生,顾兆林. NH₃/CO₂ 低温制冷系统热力学分析[J]. 华北电力大学学报, 2002,30(5):75-78. (Liu Hongjuan, Fu Qinsheng, Gu Zhaolin. Thermodynamic analysis of low temperature refrigeration system with ammonia/carbon dioxide[J]. Journal of North China Electric Power University,2003,30(5):75-78.)
- [8] 董彬. 自然工质 R290/CO₂ 复叠制冷循环的实验研究 [D]. 天津:天津商业大学,2009.

作者简介

沈九兵,男(1987-),博士研究生,西安交通大学能源与动力工程学院,13402948070,E-mail:shenjiubing@stu.xjtu.edu.cn。研究方向:商用空气源跨临界 CO₂ 热泵热水器实验研究和高温水蒸汽压缩热泵技术。

About the author

Shen Jiubing (1987-), male, Ph. D. students, Xi'an Jiaotong University, Institute of Compressor, 13402948070, E-mail: shenjiubing@stu.xjtu.edu.cn. Research fields: Experimental study on air-source transcritical CO₂ heat pump water heater in commercial fields; Development of high temperature heat pump with water vapor as refrigerant using twin screw compressor.