

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2019.05.003

R1234yf/R134a 混合工质应用于 汽车热泵系统的可行性研究

王秋实, 王芳, 张楠, 韩玮, 陈夏辉, 王智基, 凌广, 唐剑宇

(上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:针对汽车空调广泛使用的制冷剂 R134a 存在严重的环境问题, 课题组提出将 2 种不同混合比例的 R1234yf/R134a 混合工质应用在汽车热泵空调系统中, 并通过实验对比分析了不同工况下 R1234yf 替代 R134a 的可行性。通过 REFPROP 9.0 分析了混合工质及 R134a 的环境性能和热力学性质, 理论上表明混合工质可替代 R134a; 通过搭建汽车热泵空调试验台在不同的制冷、制热工况下进行实验, 并得出结论: 在各个工况下, 混合工质的排气温度均低于 R134a, 排气压力差别不大; 制冷量、制热量方面, 混合工质与 R134a 相差很小; 另外, 由于混合工质对压缩机功耗的要求更高, 因而混合工质系统的能效比值 C_{COP} 略低于 R134a 系统, 但差值不超过 7%, 在可接受范围内。因此, R1234yf/R134a 混合工质具有替代 R134a 应用于汽车热泵空调系统中的可行性。

关键词:热泵空调系统; R1234yf/R134a 混合工质; 制冷剂 R134a; REFPROP 9.0 软件; 环境性能; 能效比
中图分类号:TK124 **文献标志码:**A **文章编号:**1005-2895(2019)05-0013-07

Feasibility Study on Automotive Heat Pump System Using R1234yf/R134a Mixed Refrigerant

WANG Qiushi, WANG Fang, Zhang Nan, HAN Wei, CHEN Xiahui,
WANG Zhiji, LING Guang, TANG Jianyu

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Aiming at the serious environmental problems caused by the widely use of R134a in automotive air conditioners, the application of two different mixing ratios of R1234yf/R134a mixed refrigerant in automotive heat pump air conditioning system was proposed. The feasibility of replacing R134a with R1234yf under different working conditions was analyzed. The environmental properties and thermodynamic properties of the mixed refrigerants and R134a were analyzed by REFPROP 9.0. It is theoretically shown that the mixed refrigerant have the feasibility of replacing R134a. By setting up the vehicle heat pump air conditioning test bench, the experiments were carried out under different cooling and heating conditions. The experimental results show that the exhaust temperatures of the refrigerant mixture are lower than that of R134a under various working conditions, and the exhaust pressure is not much different. In terms of cooling capacity and heating capacity, the mixed refrigerants have a small difference from R134a. In addition, since the mixed refrigerant requires higher of the power consumption of the compressor, the C_{COP} values of the mixed refrigerant systems are slightly lower than that of the R134a system, but the difference is less than 7%, which is within an acceptable range. Therefore, the R1234yf/R134a mixed refrigerant has the feasibility to be used as an alternative to R134a in automotive heat pump air conditioning systems.

Keywords: automotive air conditioning heat pump system; R1234yf/R134a mixed refrigerant; R134a; REFPROP 9.0; environmental properties; COP (coefficient of performance)

收稿日期:2019-01-17;修回日期:2019-07-01

基金项目:上海市大学生创新创业训练计划项目(SH2018011)。

第一作者简介:王秋实(1994),女,山东潍坊人,硕士研究生,主要研究方向为制冷设备测试及优化。通信作者:王芳(1966),女,上海人,副教授,主要研究方向为制冷设备测试及优化。E-mail:wang1996930@163.com

为实现节能减排以及可持续发展,新能源汽车逐步进入市场。对于新能源汽车,要达到采暖以及除霜需求需要依靠 PTC 加热,而 PTC 加热的电功率至少需要 3 000 W 甚至更高^[1],只通过 PTC 加热来供暖会消耗整车 30% ~ 40% 的电能。使用汽车热泵空调系统来代替 PTC 加热可以大大提高汽车续航里程。

汽车空调常用 R134a 作为制冷剂^[2],其全球变暖潜能值(用 G_{GWP} 表示)高达 1 300。欧盟颁布的 F-Gas 法规规定,2017 年起禁止 G_{GWP} 值高于 150 的含氟制冷剂应用于汽车空调中^[3],因此寻找新型低 G_{GWP} 值制冷剂来替代 R134a 迫在眉睫。近年来,国际上可替代 R134a 的低 G_{GWP} 值制冷剂主要有 R1234yf、R744 和 R152a。R744 在汽车空调中的应用是制冷行业的研究热点之一^[4],但其热物理性质与 R134a 相差很大,无法直接替代 R134a,仍需要进一步的研究;R152a 具有可燃性^[5],在汽车空调中应用存在巨大隐患;而 R1234yf 与 R134a 热物理性质相近,是目前可替代 R134a 应用于汽车空调的最佳制冷剂之一^[6]。经过国内外学者研究,发现 R1234yf 直接应用于汽车空调会引起系统性能系数 C_{COP} 明显低于采用 R134a 的汽车空调系统^[7-10]。而将 R1234yf 与 R134a 混合应用于汽车空调,不仅能够改善系统性能,而且能够降低 R1234yf 的可燃性^[11-12]。课题组选取按不同比例混合的 R1234yf/R134a 混合工质和纯 R134a 作用制冷剂,将他们用于汽车热泵空调中进行实验研究,并对性能进行对比分析,旨在为 R1234yf 在汽车空调中的应用提供参考。

1 可行性分析

1.1 制冷剂的基本物性及环境性能比较

如表 1 所示为 R134a 以及其替代制冷剂的基本物性及环境参数。

表 1 制冷剂性质

Table 1 Refrigerant properties

制冷剂	标准沸点/°C	临界温度/°C	临界压力/MPa	G_{GWP}	B_{ODP}
R134a	-26.07	101.1	4.05	1 300	0
R1234yf	-29.45	94.7	3.38	4	0
混合 1	-29.20	96.5	3.77	573	0
混合 2	-30.71	95.4	3.40	144	0

从表 1 可以看出,R1234yf 的各项热力学性质与 R134a 非常接近,臭氧消耗潜能值 B_{ODP} 为 0, G_{GWP} 值仅为 4,是一种新型低 G_{GWP} 值制冷剂,可用于替代 R134a 应用于汽车空调中。为改善 R1234yf 的循环性能及其安全性,将其与 R134a 组成混合制冷剂是一种很好的

制冷剂替代方案。课题组将 R1234yf/R134a 配比为 56/44 的混合制冷剂定义为混合 1,将 R1234yf/R134a 配比为 89/11 的混合制冷剂定义为混合 2。其中混合 1 即杜邦公司推出的 R513a,但其 G_{GWP} 值高达 573,只能作为过渡产品,而混合 2 其 G_{GWP} 值仅为 144,符合欧盟标准。

1.2 制冷剂热力学特性比较

3 种制冷剂在不同温度下气体饱和密度曲线及液体饱和密度曲线如图 1 所示。可以看出,饱和气体密度随温度的升高而升高,而饱和液体密度随温度的增加逐渐降低。相同温度下,R134a 的饱和气体密度低于混合 1 和混合 2;R134a 的饱和液体密度高于混合 1 和混合 2,混合 2 最小。系统最佳充注量与饱和液体密度密切相关,因而使用混合 1 和混合 2 可以减少汽车空调系统中制冷剂充注量。

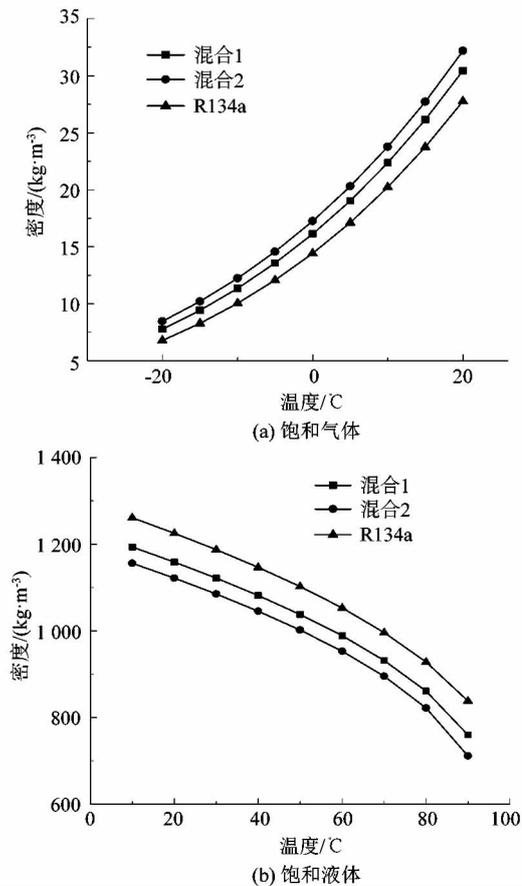


图 1 3 种制冷剂的密度对比

Figure 1 Density comparison of three refrigerants

图 2 反映了不同温度下 3 种制冷剂的导热系数。在气体导热系数方面,混合 1 和混合 2 的传热系数略大于 R134a,说明混合工质在气态管路中的换热性能比 R134a 更好;在液体导热系数方面,随着温度的升

高,3种制冷剂的液体导热系数均下降,且差距越来越小,R134a的液体导热系数大于混合工质,因此在液相管路的换热性能方面,R134a 优于混合工质。

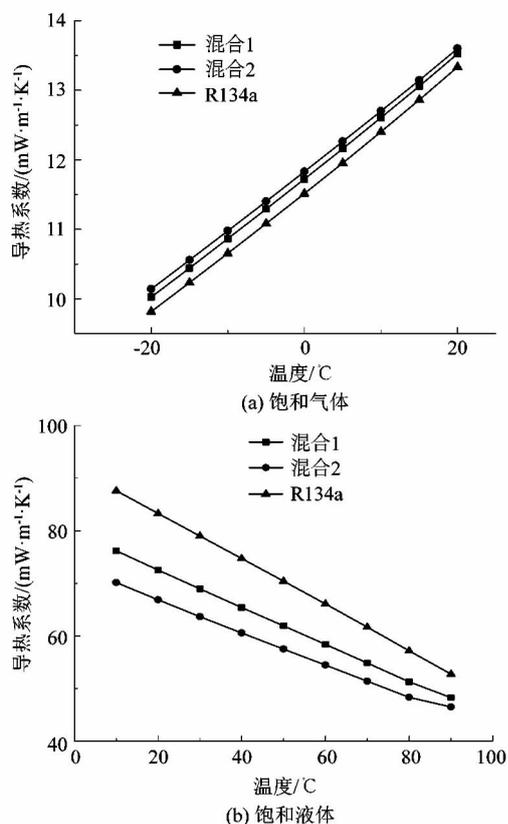


图2 3种制冷剂的导热系数对比
Figure 2 Comparison of thermal conductivity of three refrigerants

由图3可以看出在饱和气体及饱和液体状态下,R134a的黏度均高于混合工质,且混合2黏度最小。因此,在制冷剂流动过程中,混合2的流动特性优于其他2种制冷剂,主要表现在流动过程中摩擦损失以及压力损失较小。另外,由于混合2的黏度较小,其管壁形成的附着层厚度小,换热性能在三者之中是最好的。

2 汽车热泵空调系统实验研究

2.1 实验设备

图4为本研究中汽车空调热泵实验系统图,其中压缩机选用电动汽车专用的直流电动涡旋式压缩机,排量为33 mL/r。在制冷模式下,序号4的电子膨胀阀I为节流元件,序号9,10的电磁阀I、II打开,序号11,12,13的电磁阀III、IV、V关闭;制热模式下,选择序号8的电子膨胀阀II作为节流元件,电磁阀I、II关闭,电磁阀III、IV、V开启;通过汽车人工环境实验室的室内侧及室外侧装置来控制车内换热器及车外换热器

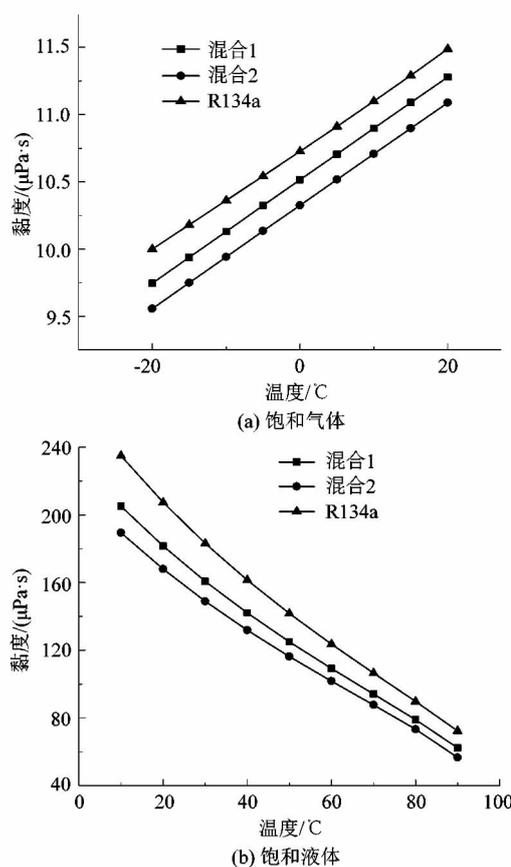
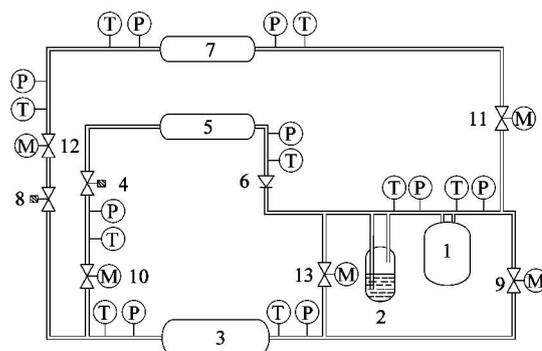


图3 3种制冷剂的黏度对比

Figure 3 Viscosity comparison of three refrigerants

的环境温度,用于模拟实验所需要的不同工况;图4布置了9个温度和9个压力测点,对系统各个部位的温度、压力参数进行采集,主要测量仪器及不确定度如表2所示。



1—压缩机;2—气液分离器;3—车外换热器;4—电子膨胀阀I;
5—车内蒸发器;6—单向阀;7—热泵芯体;8—电子膨胀阀II;
9—电磁阀I;10—电磁阀II;11—电磁阀III;12—电磁阀IV;
13—电磁阀V。

图4 实验装置原理图

Figure 4 Schematic diagram of experiment

表2 测量仪表的不确定度

Table 2 Uncertainty of measuring instruments

测量仪表	不确定度		
	温度/K	压力/kPa	压缩机功耗/kW
温度传感器	±0.3		
压力传感器		±7	
压缩机功率计			±0.005

2.2 实验内容

参考国内相关的汽车空调标准,课题组拟定的实验工况如表3所示,其中,车内换热器侧包括蒸发器侧及热泵芯体侧。通过充注量实验确定实验中 R134a 充注量为 1 350 g,根据经验以及计算得出混合 1 中 R1234yf 充注量为 731 g,R134a 充注量为 575 g;混合 2 中 R1234yf 充注量为 1 141 g,R134a 充注量为 141 g。在最佳充注量下,设定压缩机转速为 4 000 r/min,分析各参数的变化,以及对系统性能及 C_{COP} 值进行对比分析。

表3 实验工况

Table 3 Experimental conditions

工况	干球温度/°C		风量/(kg·min ⁻¹)		
	车内换	车外换	车内换	车外换	
	热器侧	热器侧	热器侧	热器侧	
制冷	1	27	30	5.5	28
	2	25	38	5.5	28
	3	38	43	8.0	28
制热	4	10	10	8.0	40
	5	5	0	8.0	40
	6	-5	-5	8.0	40

3 实验结果分析

3.1 最佳电子膨胀阀开度对比

本研究中节流元件为电子膨胀阀,其工作压力为 0~3 MPa,脉冲步数为 500。在不同工况下,存在不同的电子膨胀阀开度,使系统性能处于最佳状态,如图 5 所示。图中分别为制冷、制热工况下 3 种工质对应的电子膨胀阀最佳开度。

由图 5 可知,在同一制冷工况下,3 种制冷剂的最佳电子膨胀阀开度差别不大,说明制冷工况下,环境温度改变对最佳电子膨胀阀开度影响不大;制热模式下,3 种工质在同一工况下最佳电子膨胀阀开度差距很大,随工况温度的降低,对应最佳膨胀阀开度降低;混合 2 的最佳电子膨胀阀开度最大,说明在同一工况下,系统采用混合 2 为工质所需的制冷剂循环流量大于采用 R134a 和混合 1 的系统。

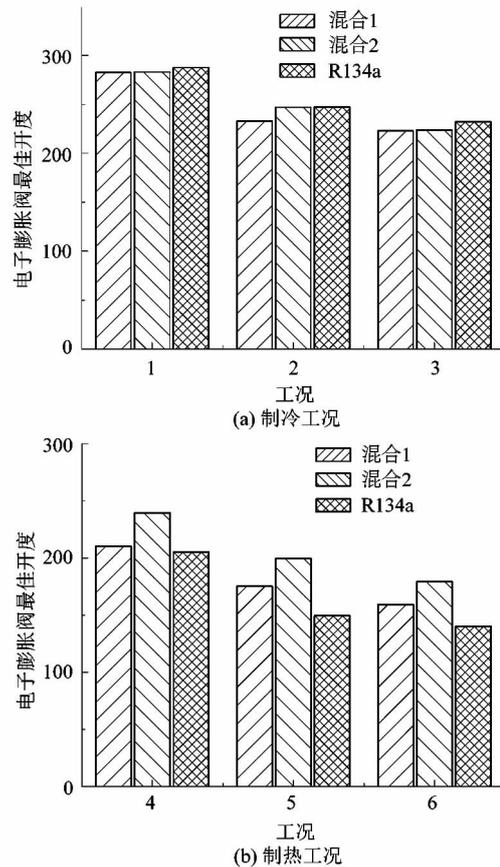


图5 最佳电子膨胀阀开度

Figure 5 Optimal openness of expansion valve

3.2 最佳电子膨胀阀开度下性能对比

3.2.1 制冷模式实验结果分析

图 6 所示为制冷模式下压缩机排气温度及排气压力。由图分析可得,混合 1 的排气温度及排气压力均高于混合 2,因而混合工质中 R134a 组分越多,则系统压缩机排气温度、排气压力越高。在较低温度的工况 1 和工况 2 下,混合 1、混合 2 的排气压力大致相同,R134a 的排气压力高于混合工质约 4.5%~9.3%;工况 3 下,混合 1 的排气压力最高,混合 2 与 R134a 的排气压力基本相同。另外,在 3 个制冷工况下,混合工质的排气温度明显低于 R134a 约 7.8%~23.2%。混合工质的使用造成系统排气温度降低,有利于保障系统压缩机的使用寿命及其在制冷工况下的稳定运行。

混合 1、混合 2 及 R134a 在汽车空调制冷模式下的制冷量如图 7 所示。实验结果表明,在工况 1 和工况 2 下,3 种制冷剂的制冷量基本一致;混合 1、混合 2 的制冷量略高于 R134a,约为 2.40%~6.95%;这种差异尤其在工况 3 下更加明显,因而从制冷量来说,混合工质可以代替 R134a 来满足汽车空调换热量的需要。

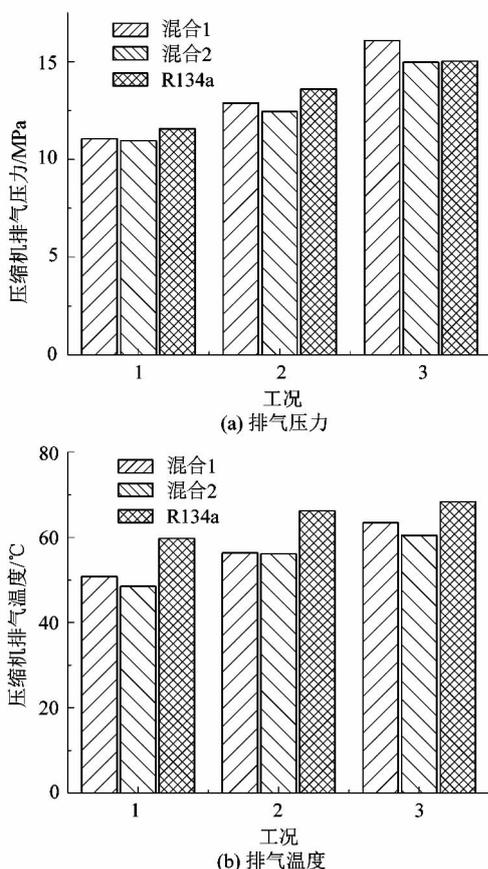


图6 制冷工况下压缩机排气压力和温度
Figure 6 Exhaust temperature and pressure of compressor under refrigeration conditions

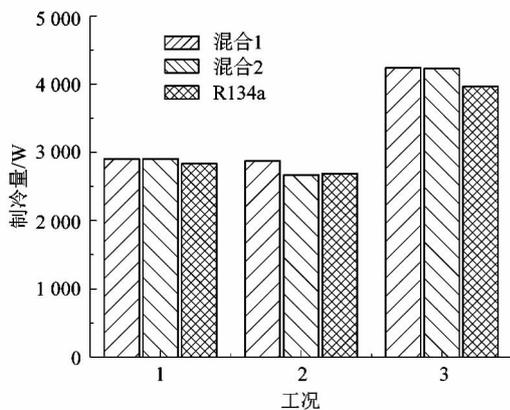


图7 制冷工况下制冷量对比

Figure 7 Comparison of cooling capacity under refrigeration conditions

图8所示为混合工质及R134a制冷模式的 C_{COP} 值对比。在不考虑其他辅助设备功率如换热器风扇等设备的前提下,系统 C_{COP} 值按照制冷量与压缩机功耗的比值计算而得。从图中可知,3种工况下混合工质与R134a的 C_{COP} 差异不大;在工况2下,混合1超过

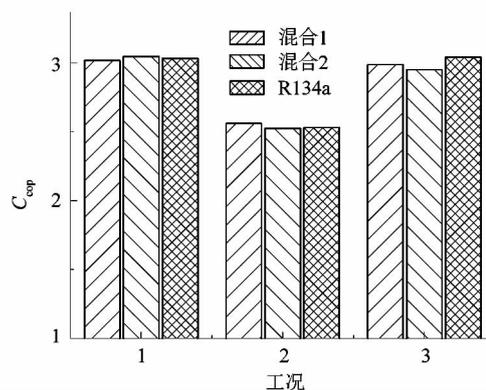


图8 制冷工况下 C_{COP} 值对比

Figure 8 Comparison of C_{COP} under refrigeration conditions

R134a的 C_{COP} 值约1.2%;在温度较高的工况3下,R134a的 C_{COP} 值分别高于混合1、混合2约1.8%和3.1%。因为在工况3下,混合工质对压缩机的需求更高,压缩机功耗大,因而导致最终 C_{COP} 值略小于R134a。

3.2.2 制热模式实验结果分析

如图9所示,随工况温度的降低,压缩机排气温度、压力逐渐下降。工况6的压缩机排气温度及压力均明显低于另外2种工况,造成这种现象的原因是随着工况温度的下降,系统蒸发温度降低,压缩机吸气温度和压力降低,进而导致压缩机排气温度和压力的降低。

在同一工况下,3种制冷剂的排气压力差异不大,因而混合制冷剂替代R134a时不需要对系统各部件的连接管路进行太大改进;3种制冷剂的排气温度存在明显差异,R134a的排气温度明显高于混合1、混合2约11.00%~32.26%。混合制冷剂中R134a的比例越低,压缩机排气温度越低,从换热器方面分析,排气温度越高,车内冷凝器的换热温差越大,换热效果更好,因而混合工质在车内冷凝器的换热效果要略逊于R134a。

由图10可知,在制热工况下,混合工质的制热量略高于R134a;在工况5和工况6下这种优势更加明显,高于R134a系统约7.4%~15.5%。因而,从制热量方面来看,在相同工况下采用混合制冷剂可得到更高的制热量以满足车室内温度需求,能够达到原R134a汽车空调系统的设计要求。

制热工况下 C_{COP} 值按照制热量与压缩机功耗的比值确定。从图11中3种制冷剂 C_{COP} 值变化情况可以看出,随着工况温度降低,系统 C_{COP} 值逐渐升高。混合

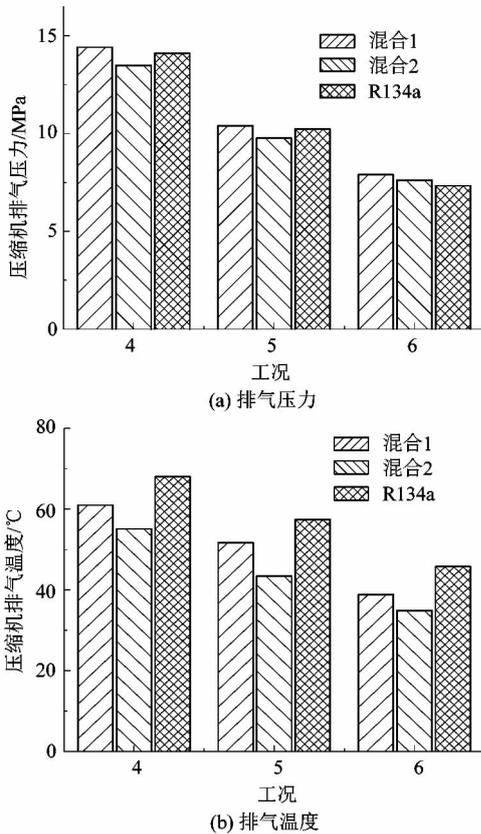


图9 制热工况下压缩机排气压力和温度
Figure 9 Exhaust temperature and pressure of compressor under heating conditions

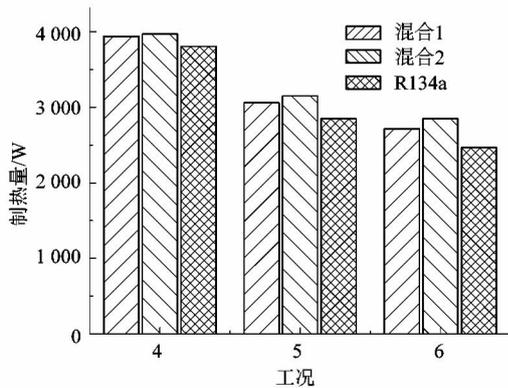


图10 制热工况下制热量对比
Figure 10 Comparison of heating capacity under heating conditions

1与混合2在同一工况下的 C_{COP} 值差值不大;工况4下,混合1系统 C_{COP} 值高于混合2约3.2%;工况5和工况6下,混合2的性能系数比混合1更高。混合工质的 C_{COP} 值略低于R134a,在工况4下,混合2系统 C_{COP} 值为R134a系统的93.8%;在工况5下,R134a的 C_{COP} 值分别高于混合1和混合2约6.26%和4.57%。

这是因为混合工质的压缩机功耗的增加大于其相对应的制热量的增加,导致混合工质系统制热量大于R134a系统,而 C_{COP} 值却低于R134a系统。使用混合制冷剂代替R134a应用于汽车热泵系统,系统性能系数虽然有所降低,但是在可接受范围内。

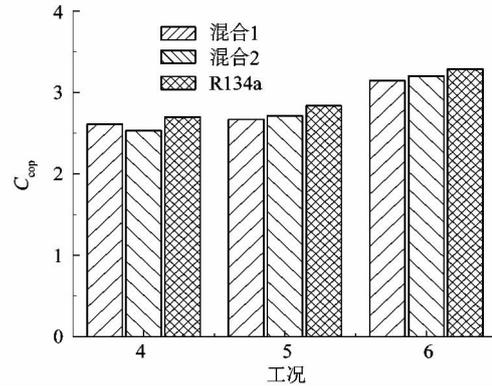


图11 制热工况下 C_{COP} 值对比
Figure 11 Comparison of C_{COP} under heating conditions

4 结论

课题组选用R1234yf与R134a混合形成2种不同比例的混合制冷剂即混合1和混合2,并对这2种混合工质与纯R134a应用于汽车空调热泵系统中进行了理论以及实验上的对比分析,结论如下:

1) 通过对混合1、混合2和R134a在热力性质参数及环境参数等方面的对比分析,混合工质与R134a的热力学性能相近,并且是环保型的低 G_{CWP} 值工质,从理论上表明了使用混合制冷剂在汽车热泵空调上代替R134a的可行性。

2) 制冷工况下的实验结果表明,采用混合工质可使系统排气温度降低,混合工质的排气温度最高可比R134a低23.2%;混合工质的制冷量略高于R134a系统约2.40%~6.95%,但由于混合工质系统所需的压缩机功耗大,导致最终 C_{COP} 值与R134a相差无几,甚至略低于R134a系统。

3) 制热工况下的实验结果表明,混合1和混合2具有较低的排气温度,比R134a低约11.00%~32.26%,能够使系统稳定运行,且运行压力变化不大,替代时不必对R134a系统进行大的改动;混合工质能够得到更高的制热量,同时压缩机消耗的功率高,因而其系统 C_{COP} 值相比R134a系统有所降低, C_{COP} 值的降低在7%之内,在可接受限度内。综上所述,混合工质替代R134a应用于汽车热泵空调系统中具有可行性。

(下转第24页)