文章编号:1007－6735(2025)06－0676－08　DOI: 10.13255/j.cnki.jusst.20241020001

R290 替代 R134a 的电动汽车压缩机制冷系统性能的实验研究

陈建红[1,2,3]，　陶乐仁[1,2]，　黄理浩[1,2]，　王笑菲[4]，　李兴江[1]，　陈浩南[1]

（1. 上海理工大学 制冷及低温工程研究所，上海 200093；2. 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室，上海 200093；3. 浙江中广电器集团股份有限公司，丽水 323010；4. 上海理工大学 环境与建筑学院，上海 200093）

摘要：电动汽车具有可实现节能减排的特点，开发全球变暖潜能值更低的制冷剂应用于电动汽车制冷系统是车用空调的重要研究方向。搭建了一台 R290 电动汽车压缩机制冷系统性能测试装置，研究变压缩机转速、蒸发温度和冷凝温度对 R290 制冷系统中电动汽车压缩机的性能的影响。结果表明：压缩机的制冷系数（coefficient of performance，COP）和等熵效率随压缩机转速和蒸发温度上升而增大，而与冷凝温度负相关；压缩机转速超过 3 000 r/min 时，COP 和等熵效率缓慢增加并趋于平缓，高压缩机转速及压比造成压缩机的等熵效率下降；压缩机的制冷量随着压缩机转速和蒸发温度的增加而增大，而与冷凝温度负相关；相同工况下，R290 的压缩机耗功大，但其制冷量和 COP 均优于 R134a，且 R290 的充注量和排气温度更小。因此，R290 可作为 R134a 在电动汽车热管理系统的替代工质。

关键词：R290；电动汽车压缩机；系统性能；压缩机转速；替代制冷剂

中图分类号：TK 39　　**文献标志码：**A

Experimental research on refrigeration system performance for the electric vehicle compressor with R290 as an alternative refrigerant for R134a

CHEN Jianhong[1,2,3]，　TAO Leren[1,2]，　HUANG Lihao[1,2]，　WANG Xiaofei[4]，　LI Xingjiang[1]，　CHEN Haonan[1]

(1. *Institute of Refrigeration and Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China*; 2. *Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power Engineering, Shanghai 200093, China*; 3. *Zhejiang Zhongguang Electrical Appliance Group Co., Ltd., Lishui 323010, China*; 4. *School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China*)

收稿日期: 2024−10−20

基金项目: 国家自然科学基金资助项目（52006147）；上海市动力工程多相流动与传热重点实验室资助项目（13DZ2260900）

第一作者: 陈建红（1984—），男，博士研究生．研究方向：制冷系统优化、压缩机开发．E-mail：sogt2015perry@163.com

通信作者: 黄理浩（1983—），男，副教授．研究方向：电动汽车热管理、窄通道换热、余热回收．E-mail：lihao_huang@usst.edu.cn

引文格式: 陈建红，陶乐仁，黄理浩，等．R290 替代 R134a 的电动汽车压缩机制冷系统性能的实验研究[J]．上海理工大学学报，2025，47（6）：676-683．

Citation: CHEN Jianhong, TAO Leren, HUANG Lihao, et al. Experimental research on refrigeration system performance for the electric vehicle compressor with R290 as an alternative refrigerant for R134a[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2025, 47(6): 676-683.

Abstract: Electric vehicles have the characteristics of energy saving and emission reduction, and it is an important research direction to develop lower global warming potential refrigerants for electric vehicle refrigeration systems. An experimental device for R290 electric vehicle compressor refrigeration system was set up to study the effects of variable compressor speed, evaporating temperature and condensing temperature on the R290 refrigeration system performance for the electric vehicle compressor. The results show that coefficient of performance (COP) and isentropic efficiency of the compressor increas with the increase of the compressor speed and evaporating temperature, but have a negative correlation with condensing temperature; when the compressor speed is greater than 3 000 r/min, COP and isentropic efficiency increase slowly and tend to be stable. High compressor speed and pressure ratio are the important factors for the decrease of the compressor isentropic efficiency. The refrigerating capacity of compressor increases with the increase of the compressor speed and evaporating temperature, but has a negative correlation with condensing temperature. Under the same operating conditions, the compressor power consumption of R290 is larger, but its refrigerating capacity and COP are better than those of R134a, and the charge amount and discharge temperature of R290 are smaller. Therefore, R290 can be used as an alternative refrigerant for R134a in electric vehicle thermal management systems.

Keywords: *R290*; *electric vehicle compressor*; *system performance*; *compressor speed*; *alternative refrigerant*

电动汽车具有可实现节能减排的特点，受到国际汽车行业的普遍重视，近年来得到了快速的发展。由于“碳达峰、碳中和”法规的要求，传统的 R134a、R410a 等制冷剂将被逐渐替代[1]，因此，开发全球变暖潜能值(global warming potential，GWP) 更低的制冷剂应用于电动汽车制冷系统是车用空调的重要研究方向。

由于 CFCs、HCFCs 和 HFCs 等工质具有较高的臭氧消耗潜能值(ozone depletion potential，ODP)和 GWP，这就产生了对新型环保节能制冷剂的需求。因此，寻找合适的天然碳氢化合物是第四代制冷剂的发展方向，如丙烷(R290)。R290 的 ODP 为 0，GWP 值很低(小于 20)，并且其性能良好，将成为制冷空调行业重要的替代制冷剂。Ibrahim 等[2] 总结大量研究，指出只要对蒸汽压缩制冷系统进行必要调整，R290 是一种高效的替代品，尤其是对于制冷量小的空调和冰箱，R290 完全可以替代 R134a。Kwon 等[3] 实验研究了电动汽车热泵系统中，R1234yf 的直接回路与 R1234yf 和 R290 的间接回路系统的性能。结果表明：合理配置系统及管路，有利于提高 R290 间接回路的整体性能；尤其是低蒸发温度时(如−20 ℃)，其热泵性能较 R1234yf 的直接回路系统高 4.9%。 Wu 等[4] 利用总体温室效应方法(total equivalent warming impact， TEWI)评估制冷剂 R134a、R152a、R1234yf、R290、R410A、R32 和 R744 对全球变暖的总影响，结果表明：R290 的当量 CO_2 排放量最低。Andrade 等[5] 基于全生命周期气候性能(life cycle climate performance，LCCP)和 TEWI，研究在可变房间空调器中 R290 代替 R410A 的烟和环境评估。结果表明：利用年能耗(annual energy consumption，AEC)计算间接排放的方法影响 TEWI 的结果，使用 R410A 的变频机组的 TEWI 较使用 R290 的常规机组的高 50%，显示出 R290 制冷剂的优势。Huang 等[6] 的实验研究表明，R290 在高温(55 ℃)和低温(−20 ℃)时，电动汽车热泵空调系统的制冷或热泵性能均优于 CO_2 系统。黄广燕等[7] 实验研究了带回热器的纯电动汽车 R290 热泵空调系统的夏季制冷、冬季制热性能，揭示了环境温度是影响制冷工况性能的主要因素，使用回热器有利于改善系统制冷性能。胡敏东等[8] 实验研究了 R290 替代 R134a 热泵热水器的性能，R290 系统所需的充注量可大幅度减少。Zhong 等[9] 改进了压缩机的内部结构，有效减少了过压缩并将循环的热力提高了 7.85%。Sotomayor 等[10] 基于基本守恒定律，并考虑吸入和排放管路中的

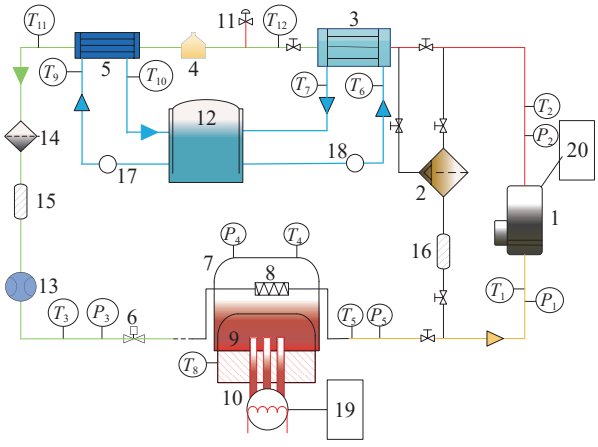
压降和传热，建立了汽车空调 R290 开式活塞压缩机的半经验表征和仿真模型，并利用 Navarro-Esbri 等[11]的实验数据确定压缩机模型的特性参数，最后将预测值与实验值对比，证明该模型适用于新型环保制冷剂。

R290 属于 A3 类制冷剂，是一种无毒、高度易燃的制冷剂，只要保证系统的密封，最大限度地减少充注量，并适当通风，就可以保证 R290 的安全使用。目前，R290 制冷剂在家用空调中应用广泛，但在电动汽车热泵空调系统中的应用仍需进一步研究。开发清洁环保的制冷剂对电动汽车热泵空调行业的发展具有重要意义。基于此，本文搭建了 R290 电动汽车压缩机制冷系统性能测试装置，测试蒸发温度、冷凝温度、压缩机转速等对系统性能的影响。

1 实验装置及数据处理

1.1 实验装置

图 1 为 R290 电动汽车压缩机制冷系统性能测试装置图。测试装置由 R290 制冷剂循环、第二制冷剂（R245fa）循环和恒温水循环组成。低温低压制冷剂蒸汽由蒸发器出口进入压缩机压缩，成为高温高压蒸汽，进入冷凝器冷凝，冷凝后的液态制冷剂经过储液器，再进入过冷器过冷，之后过冷的制冷剂进入气动调节阀节流，形成低温低压



1—电动汽车压缩机 (EVS36 系列，同款压缩机)；2—油分离器；3—冷凝器；4—高压储液器；5—过冷器；6—气动调节阀；7—量热器；8—蒸发器；9—第二制冷剂；10—电加热器；11—安全阀；12—恒温水箱；13—制冷剂质量流量计；14—过滤器；15—视液镜；16—钢化玻璃管；17—浮子流量计 1；18—浮子流量计 2；19—功率计 1；20—功率计 2

图 1 实验装置示意图

Fig.1 Schematic of experimental apparatus

的湿蒸汽，进入蒸发器加热蒸发，完成一个循环。其中，量热器内的第二制冷剂控制制冷量及蒸发压力；恒温水箱控制冷凝压力及过冷度。T_1～T_{12} 为各测点的温度；P_1～P_5 为各测点的压力。表 1 为实验工况。当测试装置测试的制冷剂为 R134a 时，对应的润滑油为 POE68；测试装置测试的制冷剂为 R290 时，对应的润滑油为 RFL46EPH。

表 1 实验工况

Tab.1 Experimental conditions

参数	工况
蒸发温度/℃	0, 5, 10
冷凝温度/℃	45, 50, 55
节流前过冷度/℃	5
吸气过热度/℃	10
压缩机转速/(r·min^{-1})	1 000～6 000

1.2 数据处理

实验过程保持量热器双侧制冷量热平衡，即制冷剂侧制冷量与第二制冷剂侧电加热功率的误差在 5% 以内，表明该测试装置符合热损失要求。R290 工质的物性可由 REFPROP 9.0 获得[12]。制冷剂侧制冷量 Q_0 为

$$Q_0 = G_m(h_1 - h_2)/3\,600 \tag{1}$$

式中：G_m 为质量流量计测得的制冷剂流量；h_1 为蒸发器出口焓值；h_2 为气动调节阀前焓值；第二制冷剂侧电加热功率 Q_1 由功率计 1 测得。

系统的制冷性能系数 COP 计算式为

$$\varepsilon = \frac{Q_0 + Q_1}{2P} \tag{2}$$

式中，P 为压缩机耗功。

压缩机的等熵效率 η 为

$$\eta = \frac{h_{3,\mathrm{iso}} - h_1}{h_3 - h_1} \tag{3}$$

式中：$h_{3,\mathrm{iso}}$ 为压缩机出口理论焓值；h_3 为压缩机出口实际焓值。

2 测试装置的热平衡校核及不确定度分析

2.1 热平衡校核

为了确保实验数据的可靠性，对实验系统的热平衡进行校核。以蒸发温度 0 ℃，冷凝温度 60 ℃，变压缩机转速开展装置热平衡校核实验。

制冷剂吸气过热度 10 ℃，节流前过冷度 5 ℃。采用式 (1) 计算制冷剂侧制冷量，并通过功率计 1 获得第二制冷剂侧电加热功率，校核结果如图 2 所示。可以看出，两侧制冷量偏差在±5% 误差线内，表明实验系统漏热率很小，该实验台测量的实验数据具有可靠性。

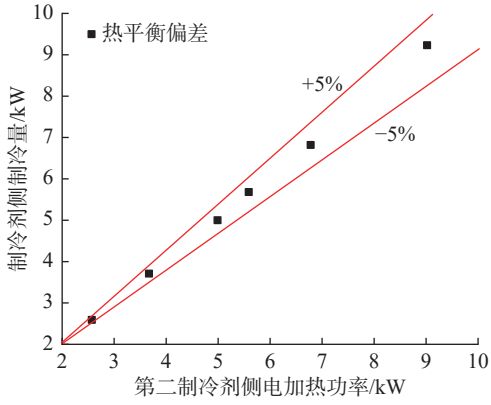


图 2　制冷剂侧制冷量与电加热功率对比

Fig.2　Comparison of refrigerant capacity on refrigerant side and electric heating power

2.2　不确定度分析

在进行温度、压力、流量等参数测量时，测量仪器本身存在一定的精度，因此测量的结果存在一定的偏差，即不确定度。利用这些基本量获得焓、制冷量、COP 等值时，必然存在误差的传递。式 (4) 为误差传递的基本公式，采用微分法计算不确定度[13]。

$$z = f(x,y) = xy$$

$$\Rightarrow \left(\frac{\partial f}{\partial x}\right) = y = \frac{z}{x}, \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right) = x = \frac{z}{y}$$

$$(\alpha_z)^2 = \left(\frac{z}{x}\right)^2 (\alpha_x)^2 + \left(\frac{z}{y}\right)^2 (\alpha_y)^2$$

$$\Rightarrow \frac{\alpha_z}{z} = \sqrt{\left(\frac{\alpha_x}{x}\right)^2 + \left(\frac{\alpha_y}{y}\right)^2} \tag{4}$$

式中：x、y、z 为变量；α_z、α_x、α_y 为相应变量的误差。

测试装置基本参数及不确定度如表 2 所示。

表 2　不确定度分析

Tab.2　Uncertainty analysis

类别	参数	不确定度/(%)
直接测量值	温度/℃	±0.1
	压力/MPa	±0.2
	制冷剂质量流量/(kg·h^{-1})	±0.1
	压缩机功耗/kW	±0.15
	电加热功率/kW	±3.75
间接测量值	制冷剂侧焓差/(kJ·kg^{-1})	±0.218
	制冷量/kW	±2.01

3　实验结果及分析

3.1　蒸发温度对系统性能的影响

图 3 为冷凝温度 55 ℃，不同蒸发温度下，系统的制冷量及 COP 随压缩机转速的变化曲线。随着压缩机转速的增加，制冷剂质量流量增大，系统的制冷量不断上升，而 COP 迅速增加后逐渐平缓。蒸发温度为 10 ℃，压缩机转速从 1 200 r/min 增加到 4 800 r/min 时，制冷量从 2.3 kW 增加到 9.9 kW，而 COP 从 2.81 增加到 3.56；蒸发温度为 5 ℃，压缩机转速从 1 800 r/min 增加到 5 400 r/min 时，制冷量从 3.1 kW 增加到 9.6 kW，而 COP 从 2.68 增加到 3.16；蒸发温度为 0 ℃，压缩机转速从 1 800 r/min 增加到 6 000 r/min 时，制冷量从 2.6 kW 增加到 9.7 kW，而 COP 从 2.3 增加到 2.81。随着蒸发温度的升高，压比减小，制冷剂质量流量增加，从而导致制冷量增加。当压缩机转速超过额定转速 3 000 r/min 时，制冷量的增加幅度减小，而耗功的增加基本不变，因此，COP 缓慢增加并趋于平缓。

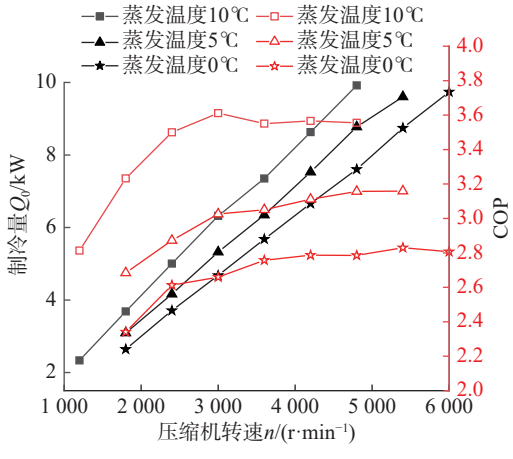


图 3　变蒸发温度，制冷量及 COP 与压缩机转速的变化曲线

Fig.3　Refrigerating capacity and COP in terms of the compressor speed with variable evaporating temperature

图 4 为冷凝温度 55 ℃，不同蒸发温度下，压缩机耗功及制冷剂质量流随压缩机转速的变化曲线。如图所示，转速越高，质量流量越大，压缩机耗功越高；不同蒸发温度下，压缩机耗功变化不大。

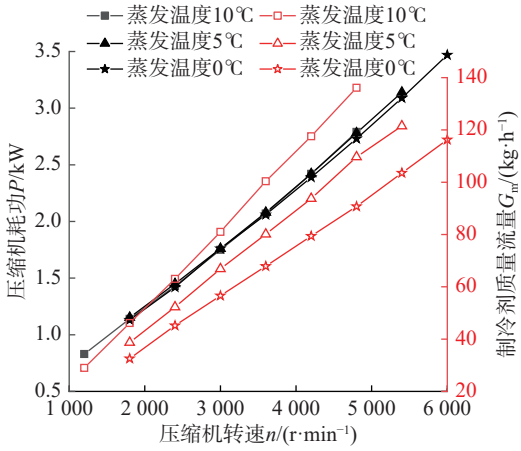


图 4 变蒸发温度，压缩机耗功及制冷剂质量流量与压缩机转速的变化曲线

Fig.4 Compressor power consumption and refrigerant mass flow rate in terms of the compressor speed with variable evaporating temperature

图 5 为冷凝温度 55 ℃，不同蒸发温度下，压缩机等熵效率随压缩机转速的变化曲线。随着转速的增大，等熵效率也逐渐增加；当转速大于 3 000 r/min 后，等熵效率的增加趋于平缓。主要是因为，随着压缩机转速的增加，系统的油循环量也增加，造成压缩机内的油含量下降，变频压缩机在额定转速 3 000 r/min 以下时，压缩机内的油含量能满足压缩机的运行要求，而当转速大于 3 000 r/min 后，压缩机内的油含量下降，影响压缩机的性能；另一方面，如图 5 所示，蒸发温度上升，降低了压缩机的吸排气压比，从而提高了压缩机的等熵效率。

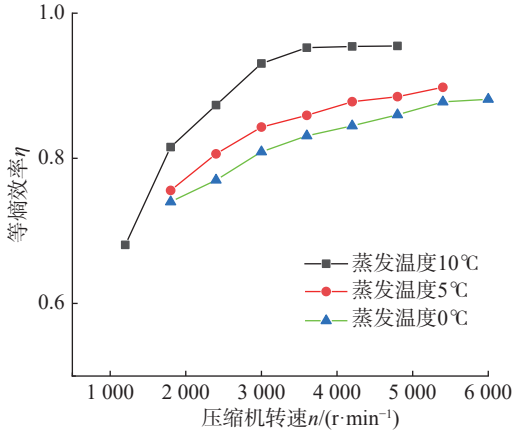


图 5 变蒸发温度，压缩机等熵效率与压缩机转速的变化曲线

Fig.5 Compressor isentropic efficiency in terms of the compressor speed with variable evaporating temperature

3.2 冷凝温度对系统性能的影响

图 6 为蒸发温度 10 ℃，不同冷凝温度下，系统的制冷量及 COP 随压缩机转速的变化曲线。随着压缩机转速的增加，制冷剂质量流量增大，系统的制冷量不断上升，而 COP 在迅速增加后缓慢下降。压缩机转速从 1 200 r/min 增加到 4 800 r/min，冷凝温度分别为 55、50、45 ℃ 时，制冷量分别从 2.3 kW 增加到 9.9、2.6 kW 增加到 11.1 kW 以及 2.8 kW 增加到 11.6 kW；而 COP 分别从 2.81 增加到 3.56、3.58 增加到 4.39 以及 4.6 增加到 5.2。随着冷凝温度的升高，压比增大，制冷剂质量流量减小，从而导致制冷量下降。当压缩机转速超过额定转速 3 000 r/min 时，制冷量的增加幅度减小，而耗功逐渐增加，因此，COP 缓慢下降。

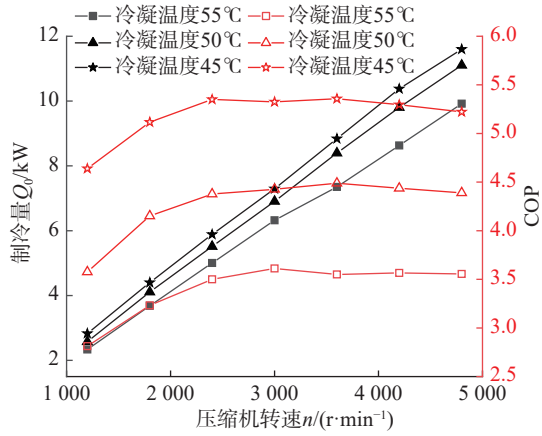


图 6 变冷凝温度，制冷量及 COP 与压缩机转速的变化曲线

Fig.6 Refrigerating capacity and COP in terms of the compressor speed with variable condensing temperature

图 7 为蒸发温度 10 ℃，不同冷凝温度下，压缩机耗功及制冷剂质量流量随压缩机转速的变化曲线。如图所示，转速越高，质量流量越大，压缩机耗功越高；冷凝温度越高，压比越大，压缩机耗功增加。

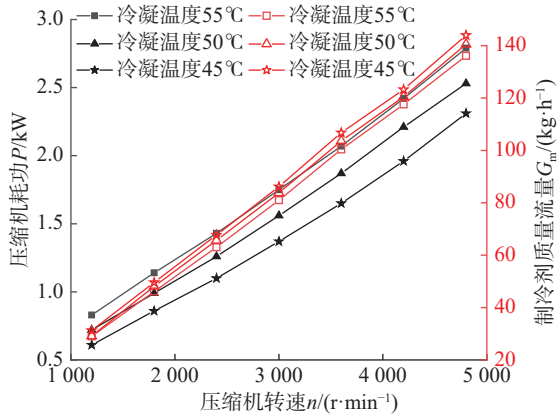


图 7 变冷凝温度，压缩机耗功及制冷剂流量与压缩机转速的变化曲线

Fig.7 Compressor power consumption and refrigerant mass flow rate in terms of the compressor speed with variable condensing temperature

图 8 为蒸发温度 10 ℃，不同冷凝温度下，压缩机等熵效率随压缩机转速的变化曲线。随着转速的增大，等熵效率也增加；当转速大于 3 000 r/min 后，等熵效率的增加趋于平缓。主要是因为，随着压缩机转速的增加，系统的油循环量也增加，造成压缩机内的油含量下降，变频压缩机在额定转速 3 000 r/min 以下时，压缩机内的油含量能满足压缩机的运行要求，而当转速大于 3 000 r/min 后，压缩机内的油含量下降，影响压缩机的性能；另一方面，如图 8 所示，冷凝温度上升，提高了压缩机的吸排气压比，从而降低了压缩机的等熵效率；而随着压比的提高，压缩机出口的排气温度也上升，润滑油的性能恶化，进一步的降低了压缩机的等熵效率。

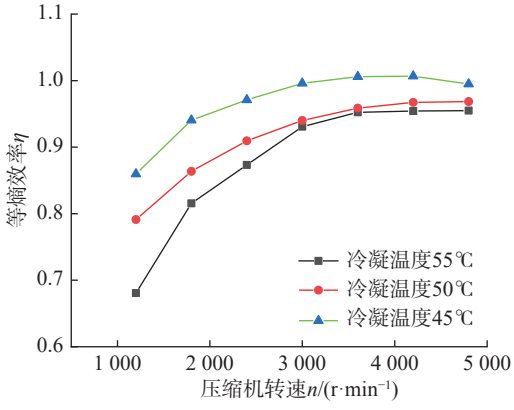


图 8　变冷凝温度，压缩机等熵效率与压缩机转速的变化曲线

Fig.8　Compressor isentropic efficiency in terms of the compressor speed with variable condensing temperature

3.3　不同制冷剂的性能对比

图 9 和图 10 分别为冷凝温度 55 ℃ 时，制冷量和 COP 及压缩机耗功和制冷剂质量流量随压缩机转速的变化曲线。从图中可以看出，相同蒸发/冷凝温度下，R290 的制冷量及 COP 均高于 R134a；R290 的压缩机耗功高于 R134a，而质量流量较 R134a 小。相同工况及转速下，压缩机的排量一样，而 R290 的密度更小 (约为 R134a 的 71.7%)，导致 R290 的质量流量低于 R134a，因此，相同机组 R290 的充注量更小；另一方面，相同工况下，R290 的潜热约为 R134a 的 1.89 倍，故 R290 的制冷量更大，约为 R134a 的 1.5 倍，虽然 R290 的压缩机耗功约为 R134a 的 1.3 倍左右，但 R290 的制冷量增加倍率更高，所以相同机组 R290 的 COP 高于 R134a(约为 1.15 倍)。如图 10 所示，相同蒸发/冷凝温度下，R290 和 R134a 的压缩机排量相

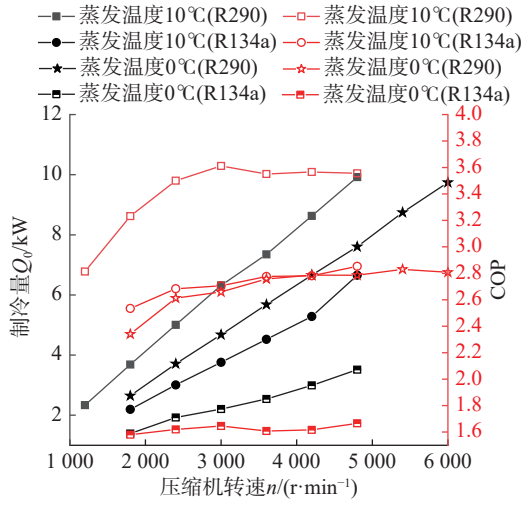


图 9　变制冷剂，制冷量及 COP 与压缩机转速的变化曲线

Fig.9　Refrigerating capacity and COP in terms of the compressor speed with variable refrigerants

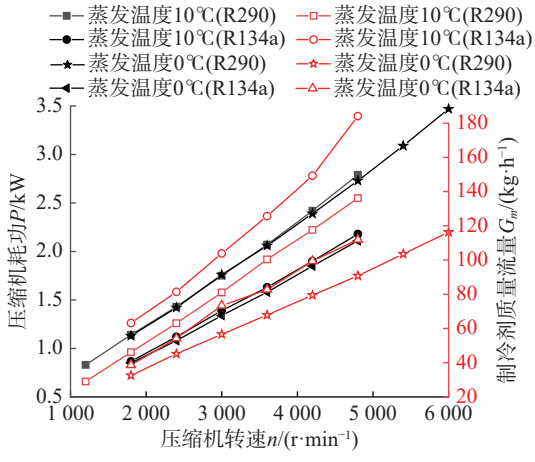


图 10　变制冷剂，压缩机耗功及制冷剂质量流量与压缩机转速的变化曲线

Fig.10　Compressor power consumption and refrigerant mass flow rate in terms of the compressor speed with variable refrigerants

同，但两者压差不同，R290 的压差更大。因此，同样排量下，R290 的压缩机耗功大。然而，R290 的质量流量与充注量更小，且制冷量及 COP 均优于 R134a。因此，R290 可作为 R134a 在电动汽车热管理系统的替代工质。

图 11 为不同制冷剂的排气温度随压缩机转速的变化曲线。如图所示，随着压缩机转速的增加，R290 和 R134a 的排气温度下降，而 R290 的排气温度低于 R134a 的排气温度。主要是因为压缩机转速增加，系统内的油循环率也上升，润滑油内液体制冷剂的含量也增加；压缩过程中，液体制冷剂逐渐分离并参与压缩机腔的冷却，从

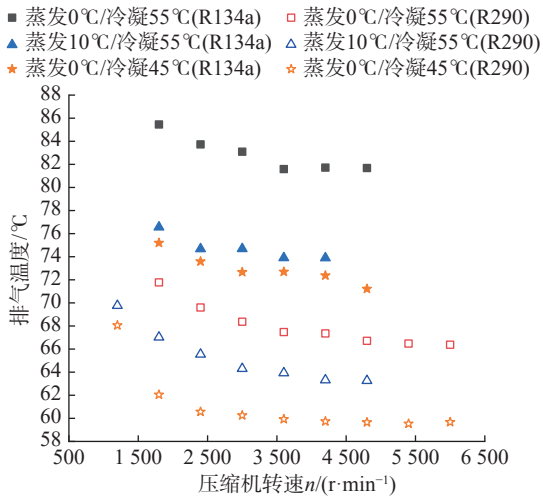


图 11 不同制冷剂的排气温度随压缩机转速的变化曲线

Fig.11 Discharge temperature in terms of the compressor speed with variable refrigerants

而降低排气温度；后期随着油循环量不断增加，润滑油在压缩腔内占据部分工作容积，而压缩机内油含量下降，等熵效率的增加趋于平缓，因此，排气温度也平稳下降。相同蒸发/冷凝温度下，R290 的压比较小；相同的压缩机入口温度时，R290 的理论排气温度小于 R134a。因此，在相同条件下，R290 的排气温度实际值也低于 R134a 的排气温度。

4 结 论

本文建立 R290 电动汽车压缩机制冷系统性能测试装置，实验研究了变压缩机转速、蒸发温度及冷凝温度对压缩机及制冷系统性能的影响，得出以下结论：

a. 压缩机的 COP 及等熵效率随蒸发温度上升而增大，并随着压缩机转速的增加而增加。当压缩机转速超过 3000 r/min 时，COP 及等熵效率缓慢增加并趋于平缓。压缩机转速增加，减少压缩机内的油含量，进而影响压缩机的等熵效率。蒸发温度越高，制冷量越大而压缩机耗功变化不大。蒸发温度为 10 ℃，相同压缩机转速每增加 600 r/min 时，制冷量增加率约为 15%～58%。

b. 压缩机的 COP 及等熵效率随冷凝温度上升而减小，并随着压缩机转速的增加，先上升后缓慢减小。当压缩机转速超过 3 000 r/min 时，COP 及等熵效率缓慢下降。压缩机转速增加，减少压缩机内的油含量，进而影响压缩机的等熵效率。冷凝温度越高，制冷量越小而压缩机耗功增大。冷凝温度为 45 ℃时，压缩机转速每增加 600 r/min 时，制冷量增加率约为 12%～55%。

c. 相同蒸发/冷凝温度下，R290 的排气温度低于 R134a 的排气温度，其制冷量约为 R134a 的 1.5 倍，而 COP 约为 R134a 的 1.15 倍，且 R290 的质量流量与充注量更小，因此，R290 可作为 R134a 在电动汽车热管理系统的替代工质。

R290 替代 R134a 是当前的主要热点之一。目前，针对制冷空调、热泵系统的国际标准最大允许充注量为 334 g，但采取额外安全措施，如添加保护器、阻燃继电器，提高系统密封性，采用间接载冷系统等，可以实现更大的 R290 制冷剂充注量。而对于新能源汽车热泵空调系统，其负荷较小，系统没有储液器，且其蒸发、冷凝器使用板式换热器作为换热装置，大大降低系统的充注量，优化系统的设计及运行，从而克服了 R290 的安全等级为 A3 的弊端，具有很好的应用前景。

参考文献：

[1] 叶茂杰. 3 种混合工质替代汽车空调制冷剂 R134a 的理论循环性能研究 [D]. 南昌: 南昌大学, 2017: 1–8.

[2] IBRAHIM O A A M, KADHIM S A, HAMMOODI K A, et al. Review of hydrocarbon refrigerants as drop-in alternatives to high-GWP refrigerants in VCR systems: The case of R290[J]. Cleaner Engineering and Technology, 2024, 23: 100825.

[3] KWON S, LEE D, CHUNG J Y, et al. Performance comparison of a direct heat pump using R1234yf and indirect heat pumps using R1234yf and R290 designed for cabin heating of electric vehicles[J]. Energy, 2024, 297: 131311.

[4] WU J, ZHOU G L, WANG M Y. A comprehensive assessment of refrigerants for cabin heating and cooling on electric vehicles[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 174: 115258.

[5] ANDRADE A, ZAPATA-MINA J, RESTREPO A. Exergy and environmental assessment of R-290 as a substitute of R-410A of room air conditioner variable type based on LCCP and TEWI approaches[J]. Results in Engineering, 2024, 21: 101806.

[6] HUANG Y, WU X C, JING J H. Research on the electric vehicle heat pump air conditioning system based on R290 refrigerant[J]. Energy Reports, 2022, 8(S7): 447−455.

[7] 黄广燕, 邹慧明, 唐明生, 等. R290 电动汽车热泵空调性能实验研究 [J]. 制冷学报, 2020, 41(6): 40−46.

[8] 胡敏东, 王昶, 胡懿梵, 等. R290 替代 R134a 热泵热水器的性能分析与试验研究 [J]. 流体机械, 2014, 42(5): 67−70.

[9] ZHONG H, LEI B W, ZHANG L, et al. Performance research and improvement of ultra-high-speed R290 rotary compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2024, 165: 500−512.

[10] SOTOMAYOR P O, PARISE J A R. Characterization and simulation of an open piston compressor for application on automotive air-conditioning systems operating with R134a, R1234yf and R290[J]. International Journal of Refrigeration, 2016, 61: 100−116.

[11] NAVARRO-ESBRÍ J, MENDOZA-MIRANDA J M, MOTA-BABILONI A, et al. Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(3): 870−880.

[12] LEMMON E W, HUBER M L, MCLINDEN M O. Reference fluid thermodynamic and transport properties. Ver. 9.0[CP/DK]. Gaithersburg, Maryland: NIST Standard Reference Database 23, 2010.

[13] 张建方. 关于误差的传递公式 [J]. 数理统计与应用概率, 1995, 10(3): 57−70.

（编辑：董　伟）

（上接第 675 页）

[17] ZENG S, LEE P S. Topology optimization of liquid-cooled microchannel heat sinks: an experimental and numerical study[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 142: 118401.

[18] ZHANG B, ZHU J H, GAO L M. Topology optimization design of nanofluid-cooled microchannel heat sink with temperature-dependent fluid properties[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 176: 115354.

[19] LI X L, WU K, ZHAO L Y, et al. Topology optimization of conjugate heat transfer problems considering temperature-dependent thermal properties[R]. Chicago: AIAA, 2022.

[20] YU P X, ZHANG W, WANG H, et al. Topology optimization of flow and heat transfer in coolant channels considering porous multi-heat source[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2024, 152: 107285.

[21] ZHANG T, JING T T, QIN F, et al. Topology optimization of regenerative cooling channel in non-uniform thermal environment of hypersonic engine[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 219: 119384.

[22] 李新磊, 吴坤, 赵林英, 等. 面向发动机再生冷却的流热耦合拓扑优化 [J]. 力学学报, 2023, 55(11): 2661−2674.

[23] HUBER M L. REFPROP, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerant Mixtures Database, Vision 4.0[DB]. Version 9.0, User's Guide, 2007.

[24] SVANBERG K. The method of moving asymptotes —a new method for structural optimization[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1987, 24(2): 359−373.

[25] DENG H W, ZHU K, XU G Q, et al. Isobaric specific heat capacity measurement for kerosene RP-3 in the near-critical and supercritical regions[J]. Journal of Chemical & Engineering Data, 2012, 57(2): 263−268.

（编辑：董　伟）