

文章编号: 0253-4339(2026)02-0043-08
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20241024002

R290 替代 R134a 新能源汽车压缩机仿真分析和实验研究

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 由于新能源汽车的驱动方式与传统汽车不同,新能源汽车的电力来源方式可以多样化。由于制冷剂 R290 的全球变暖潜值(GWP)和臭氧损耗潜值(ODP)比 R134a 低,R290 已成为新能源汽车空调发展的重要选择之一。通过搭建一套新能源汽车空调压缩机性能测试系统,针对不同的蒸发温度、冷凝温度、压缩机转速等,研究了不同工况下 2 种制冷剂 R134a 和 R290 的压缩机性能,并分析了 2 种制冷剂的仿真预测值和实验值的变化。结果表明:冷凝温度对 R290 和 R134a 压缩机的功率影响较大,冷凝温度上升 1 °C,压缩机功率约增加 3%;蒸发温度对 R290 和 R134a 压缩机的功率影响较小,蒸发温度上升 1 °C,压缩机功率降低约 0.3%。仿真模型对 R134a 及 R290 的压缩机功率预测误差分别为 5% 和 10%。在相同的温差条件下,R290 比 R134a 的压缩机性能有显著提高,等熵效率高 10%~15%,容积效率高 6%~9%。在相同的压比工况下,R290 与 R134a 的压缩机性能相近。在变速压缩机的测试过程中,R290 和 R134a 的压缩机性能随着转速的变化趋势基本一致。但半经验的仿真模型对变速压缩机的适用性还需要进一步优化,特别是在高转速时还需要考虑其他因素的影响。

关键词 R290; 压缩机; 等熵效率; 容积效率; 仿真模型

中图分类号: TB652; U469.72

文献标识码: A

Simulation Analysis and Experimental Study on Substituting R134a with R290 in Electric Vehicle Compressors

Chen Jianhong^{1,2,3} Tao Leren^{1,2} Huang Lihao^{1,2} Wang Xiaofei⁴ Li Xingjiang¹ Chen Haonan¹

(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 Co., Ltd., 323010, China; 4. School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract Because the driving method of electric vehicles differs from that of conventional ones, the power sources of electric vehicles can be diversified. The Global Warming Potential (GWP) and ozone depletion potential (ODP) values of the refrigerant R290 are lower than those of R134a. Consequently, R290 has become an important option for electric vehicle air-conditioners. In this study, an electric vehicle air-conditioning compressor test system was set up to study the compressor performance of two refrigerants (R134a and R290) under variable evaporating temperatures, condensing temperatures, and compressor speeds. The simulated and experimental values for the two refrigerants were also analyzed. The results reveal that the condensing temperature significantly affected the compressor powers of R134a and R290. As the condensing temperature increased by 1 °C, the compressor power increased by ~3%. The evaporating temperature had a smaller effect on the compressor powers of R134a and R290: as the evaporating temperature increased by 1 °C, the compressor power decreased by ~0.3%. The prediction errors of compressor power for R134a and R290 were approximately 5% and 10%, respectively. For the same temperature difference, the compressor performance of R290 was significantly better than that of R134a. Furthermore, the isentropic and volumetric efficiencies of R290 were 10%~15% and 6%~9% higher, respectively. At the same pressure ratio, the compressor performance of R290 was similar to that of R134a. In addition, the compressor performances of R290 and R134a were essentially the same at different compressor speeds. However, further optimization is necessary for the applicability of semi-empirical simulation models in variable-speed compressors, particularly at high compressor speeds.

Keywords R290; compressor; isentropic efficiency; volumetric efficiency; simulation model

基金项目: 国家自然科学基金(52006147)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52006147).) 收稿日期: 2024-10-24; 修回日期: 2024-11-28; 录用日期: 2024-12-11

根据《蒙特利尔议定书》的要求,制冷剂的使用指标主要是 ODP(臭氧损耗潜值, ozone depletion potential)和 GWP(全球变暖潜值, Global Warming Potential)。因此,寻找具有保护臭氧层和减排温室气体双重环境效益的制冷剂被推上历史舞台^[1]。我国是 HCFCs(氢氯氟烃, hydrochlorofluorocarbons)生产和消费最大的国家,2010年我国 HCFCs 生产总量已占全球的 78.5%,使用量达到全球的 48.4%^[2]。2019年我国房间空调器总产量不低于 15 062.7万台^[3],在巨大的产品生产和消费压力下,造成的环境问题更加明显。为履行第 19 届《蒙特利尔议定书》缔约会上关于加速淘汰 HCFCs 的决议,截至 2019 年,我国已实现淘汰 HCFCs 类制冷剂超过 36 000 t^[4]。R134a 最早被广泛应用于汽车空调制冷剂,但其 GWP 为 1 300。自 2011 年 1 月 1 日起,欧盟已禁止在新设计车型上使用 GWP>150 的制冷剂,而自 2017 年 1 月 1 日起,在欧盟境内生产和销售的所有新车,将禁止使用 GWP>150 的制冷剂^[5]。

R290 的 ODP 为 0,且 GWP 为 3,即非常低的温室效应指数,并且性能良好。目前,R290 作为环保替代制冷剂已越来越多地应用于小型空调设备,尤其新能源汽车空调,由于其对整车质量和体积的要求,以及空调系统性能的需求,越来越多的新能源汽车将 R290 作为空调制冷剂的选择之一。宁静红等^[6-7]详细分析和总结了 R290 制冷空调系统现状,包括国内外针对 R290 制冷剂相关的冷凝和沸腾传热、制冷装置、压缩机、充注量、润滑油以及制冷空调系统等的研究,R290 的热力学性能优越,装置的体积更小,通过安全措施改进,可有效避免安全性问题,凭借优于传统制冷剂的性能和效果,R290 可以广泛应用。向璨等^[8]研究了在中高温热泵中 R290 混合制冷剂替代 R134a 的应用,结果表明,R290 混合工质的循环性能和 R134a 基本一致,单位容积制热量略低于 R134a,COP(性能系数,coefficient of performance)高于 R134a,综合性能更优越,适合于 70~90 °C 的高冷凝温度热泵的应用。胡敏东等^[9]实验研究了 R290 制冷剂在热泵热水器中替代 R134a 的性能,研究结果表明,R290 单位制热量和制热性能均高于 R134a,R290 系统的充注量可大幅减少;但 R290 的单位理论 COP 低于 R134a。黄广燕等^[10]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。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。Zhong Hua 等^[11]改进了压缩机的内部结构,有效减少了过压缩,并将循环的热力完善提高了 7.85%。P. A. Domanski

等^[12]对比了 R600a、R290、R134a、R22、R410A 和 R32 制冷工质在翅片管式蒸发器的热力特性,分析不同翅片蒸发器对系统性能的影响。R290 系统的性能比 R22 系统增加 3.5%。K. Mani 等^[13]研究了 R290/R600a 混合制冷剂替代 R134a 和 R12 气压缩制冷系统,结果表明 R290/R600a 混合制冷剂系统比 R134a 系统的制冷量增加 28.6%~87.2%。范晓伟等^[14]建立了 R290 太阳能喷射制冷系统性能分析计算模型,并与 R134a 系统进行对比。相同制冷工况及环境时,R290 系统的制冷量提高 5%。P. O. Sotomayor 等^[15]采用 R134a、R1234yf 和 R290 对汽车空调活塞压缩机进行了仿真分析,结果表明,基于实验数据得到的 R134 仿真模型参数,应用于 R1234yf 和 R290 制冷剂时,实验数据和仿真模型预测值的一致性较好。R290 作为一种无毒且 ODP 和 GWP 良好的制冷剂,由于其属于 A3 类制冷剂,因此在制冷系统中,需要保证系统的密封性,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。根据 EN-378 标准,应用式(1)进行可燃制冷剂最大充注量计算^[16]:

$$M_{\max} = 2.5L_m^{1.25}hA^{0.5} \quad (1)$$

式中: M_{\max} 为房间内所允许的最大充注量,kg; L_m 为燃烧下限,kg/m³;A 为房间面积,m²;h 为装置的高度,m。

目前,R290 在新能源汽车空调系统中的应用还处于研究阶段,为了节约实验成本,本文通过压缩机仿真模型对比制冷剂 R134a 和 R290 的热力学性能,之后搭建一套新能源汽车压缩机性能实验系统对比压缩机转速、蒸发温度、冷凝温度等对压缩机性能的影响,并对比验证仿真和实验结果,为后期的仿真压缩机模型提供理论基础。

1 压缩机性能仿真模型

压缩机性能指标主要由流量和功率 2 个参数来体现,根据 AHRI 标准(The Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute,美国制冷空调与供暖协会)以及压缩机设计方法,通常采用九系数或十系数多项式模型来表示:

$$X = c_1 + c_2 p_s + c_3 p_d + c_4 p_s^2 + c_5 p_s p_d + c_6 p_d^2 + c_7 p_s^3 + c_8 p_s^2 p_d + c_9 p_s p_d^2 + c_{10} p_d^3 \quad (2)$$

式中: $c_1 \sim c_{10}$ 为无量纲系数; p_d 为压缩机的排气压力,kPa; p_s 为压缩机的吸气压力,kPa; X 为压缩机的流量(m³/h)或功率(kW)。

由于九系数或十系数多项式模型需要大量的测试数据来最终拟合多个参数,因此带来的测试数据量极大,在不具备条件的情况下,可以采用理论压缩机流量和等熵压缩,并通过对比测试结果拟合出容

积效率和等熵效率的方法,并通过实验对比分析仿真结果和测试数据。

压缩机的实际体积流量定义式:

$$q_v = \eta_v 60nV_d \quad (3)$$

式中: q_v 为压缩机的理论体积流量, m^3/s ; n 为压缩机的转速, r/min ; V_d 为压缩机的排量, mL/r ; η_v 为压缩机的容积效率。

Li Wenhua^[17]认为压缩机的容积效率可以用式(4)表示:

$$\eta_v = b_1 + b_2 \left[\frac{p_{\text{dis}}}{p_{\text{suc}}(1 - dp)} \right]^{1/k} \quad (4)$$

式中: b_1 、 b_2 为压缩机的容积效率系数,分别为 1.047、-0.051;根据文献[17]可知, dp 为 0 (dp 表示蒸发压力与吸气压力之差除以吸气压力的比值); p_{dis} 为压缩机的排气压力, kPa ; p_{suc} 为压缩机的吸气压力, kPa ; k 为制冷剂的等熵指数。

根据 ASHRAE Toolkit^[18],压缩机的轴功率可以表示为:

$$W = (1 + \alpha)W_1 + W_{\text{loss}} \quad (5)$$

式中: W_{loss} 为机械效率导致的损耗功率常数, kW (根据文献[17], W_{loss} 取值为 0.214 kW); α 为机械损失与功耗 W_1 的比值。

C. O. R. Negrão 等^[19]和 D. I. Jähnig^[20]等在式(5)的基础上,将压缩机轴功率通过式(6)计算:

$$W = p_{\text{suc}} V_{\text{suc}} a_1 \left[\left(\frac{p_{\text{dis}}}{p_{\text{suc}}} \right)^{a_2 + \frac{k-1}{k}} + \frac{a_3}{p_{\text{dis}}} \right] + W_{\text{loss}} \quad (6)$$

因此,压缩机的等熵效率可以通过下式计算:

$$\eta_{\text{is}} = \frac{V_{\text{suc}}(h_{\text{is}} - h_{\text{suc}})}{v_{\text{suc}}W} \quad (7)$$

式中: a_1 、 a_2 、 a_3 为压缩机的轴功率系数,分别为 0.333、1.197、440.393; η_{is} 为压缩机的等熵效率; V_{suc} 为压缩机的吸气容积, m^3/s ; v_{suc} 为压缩机的吸气比容, m^3/kg ; W 为压缩机的功率, kW ; h_{is} 为压缩机出口理论焓值, kJ/kg ; h_{suc} 为压缩机吸气口焓值, kJ/kg 。

上述公式适用于某一个确定频率下的压缩机或变频压缩机在额定频率下运行时,因此对于变频压缩机在非额定频率下运行时,需要通过转速或频率对压缩机的容积效率和等熵效率进行修正,可采用式(8)和式(9)计算:

$$\frac{\eta_v}{\eta_{v,\text{ref}}} = d_1 + d_2 \frac{N}{N_{\text{ref}}} + d_3 \left(\frac{N}{N_{\text{ref}}} \right)^2 \quad (8)$$

$$\frac{\eta_{\text{is,ref}}}{\eta_{\text{is}}} = e_1 + e_2 \frac{N}{N_{\text{ref}}} + e_3 \left(\frac{N}{N_{\text{ref}}} \right)^2 \quad (9)$$

式中: d_1 、 d_2 、 d_3 为变频压缩机的容积效率系数,分别

为 0.693、0.543、-0.236,且 $d_1+d_2+d_3=1$; e_1 、 e_2 、 e_3 为变频压缩机的等熵效率系数,分别为 1.599、-1.06、0.461,且 $e_1+e_2+e_3=1$; $\eta_{v,\text{ref}}$ 为对应变频转速下压缩机的容积效率; $\eta_{\text{is,ref}}$ 为对应变频转速下压缩机的等熵效率; N_{ref} 为变频压缩机的转速, r/min ; N 为变频压缩机的额定转速, r/min 。

由上述仿真模型可知,压缩机的容积效率与压缩机吸排气的压比成正比,与制冷剂种类相关。压缩机的等熵效率与制冷剂的吸气比容负相关,与吸排气等参数相关。为了满足上述仿真模型,接下来通过建立新能源汽车压缩机实验装置,建立实验工况,结合仿真结果以及实验数据,分析 R290 替代 R134a 制冷剂的可行性和方向。

2 实验装置及数据处理

2.1 实验装置

图 1 所示为新能源汽车压缩机制冷系统性能测试装置图。测试装置由制冷剂循环、第二制冷剂 (R245fa) 循环及恒温水循环组成。低温低压制冷剂蒸气由蒸发器出口进入压缩机压缩,成为高温高压蒸气,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,形成低温低压的湿蒸气,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。表 1 为测试工况,表 2 为制冷剂及润滑油的充注量。压缩机的基本参数:排量 42 mL/r ,转速 900 ~ 9 000 r/min ,电压 400 ~ 750 V 。

2.2 数据处理

首先,采用 R134a 制冷剂对压缩机进行测试,工况测试如表 1 所示,并通过调节压缩机转速测试压缩机吸排气温度、压力和质量流量等参数。然后,更换 R290 制冷剂对压缩机进行对比测试。

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 和 R134a 工质的物性可由 REFPROP9.0 获得^[21]。压缩机的功率 W 由电功率计测得。

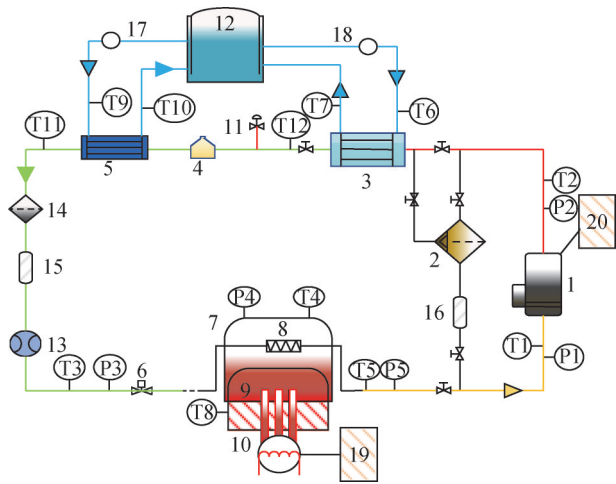
$$W = G_m(h_3 - h_1) \quad (10)$$

压缩机的容积效率 η_v :

$$\eta_v = \frac{G_m}{\rho_{\text{suc}} q_v} \quad (11)$$

压缩机的等熵效率 η_{is} :

$$\eta_{\text{is}} = \frac{h_{3,\text{iso}} - h_1}{h_3 - h_1} \quad (12)$$



1 电动汽车压缩机(EVS36系列); 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; T 温度; P 压力。

图 1 实验装置

Fig.1 Experimental device

表 1 实验工况

Tab.1 Experimental conditions

参数	蒸发温度/℃	冷凝温度/℃	压缩机转速/(r/min)
工况范围	0、10	45、55	1 000 ~ 6 000

表 2 制冷剂及润滑油的充注量

Tab.2 Refrigerant and lubricating oil charge

工质	充注量/g	工质	充注量/g
R134a	5 350	R290	2 050
润滑油(HAF68)	1 248	润滑油(RFL46)	1 095

即:

$$\eta_{is} = \frac{G_m(h_{3,iso} - h_1)}{W} \quad (13)$$

式中: G_m 为质量流量计测得的制冷剂流量, kg/h; h_1 为压缩机进口焓值, kJ/kg; h_2 为压缩机出口焓值, kJ/kg; h_3 为压缩机出口实际焓值, kJ/kg; ρ_{suc} 为压缩机吸气密度, kg/m³; $h_{3,iso}$ 为压缩机出口理论焓值, kJ/kg, q_v 为压缩机吸气体积流量, m³/h。

3 测试装置的热平衡校核及不确定度分析

3.1 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。以蒸发温度为 0℃,冷凝温度为 60℃,变压缩机转速开展装置热平衡校核实验。制冷剂过热度为 10℃,过冷度为 5℃。采用焓差和流

量计算被测制冷剂侧制冷量,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,因此该实验台测量的实验数据具有可靠性。

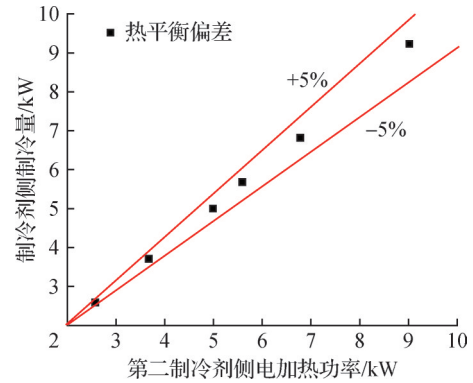


图 2 制冷剂侧制冷量与电加热功率对比

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

3.2 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,因此测量出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值等物性以及制冷量、COP 等物理量时,必然存在误差的传递。式(14)和式(15)为误差传递的基本公式,采用微分法计算不确定度^[22]。

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

$$\Rightarrow \left(\frac{\partial f}{\partial x}\right) = y = \frac{z}{x}, \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right) = x = \frac{z}{y} \quad (14)$$

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

$$\Rightarrow \frac{\alpha_z}{z} = \sqrt{\left(\frac{\alpha_x}{x}\right)^2 + \left(\frac{\alpha_y}{y}\right)^2} \quad (15)$$

式中: x, y, z 代表变量; $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$ 分别为变量 x, y, z 的不确定度, $\alpha_x/x, \alpha_y/y, \alpha_z/z$ 分别为 x, y, z 的相对不确定度。

测试装置基本参数及不确定度如表 3 所示。

4 仿真结果和实验结果的对比分析

4.1 压缩机功率的仿真和实验结果对比

仿真预测在不同冷凝温度下,制冷剂分别为 R134a 和 R290 运行时压缩机功率随转速的变化如图 3 所示。由图 3 可知,2 种制冷剂的压缩机功率随着转速的增加而增加,变化规律基本趋于线性。并且随着冷凝温度的提高,压缩机功率也随之增加,冷凝温度从 45℃ 升至 55℃,每升高 1℃,功率约增加 3%。

表 3 不确定分析
Tab.3 Uncertainty analysis

	参数	不确定度
直接测量值	温度/ $^{\circ}\text{C}$	$\pm 0.1^{\circ}\text{C}$
	压力/MPa	$\pm 0.2\%$
	制冷剂质量流量/(kg/h)	$\pm 0.1\%$
	电加热功率/kW	$\pm 0.15\%$
间接测量值	制冷剂侧焓差/(kJ/kg)	± 0.218
	电加热功率 Q_1 /kW	$\pm 3.75\%$
	制冷量 Q_0 /kW	$\pm 2.01\%$

R290 制冷剂运行时压缩机的功率比 R134a 高 23%~27%,随着冷凝温度的升高,R290 比 R134a 运行功率的增幅略有减弱。

仿真预测在不同蒸发温度下,R134a 和 R290 制冷剂运行时压缩机功率随转速的变化如图 4 所示。由图 4 可知,随着蒸发温度的提高,压缩机功率略有下降,蒸发温度升高 10°C ,R290 的功率降低约 5%,R134a 的功率降低约 3%。相同蒸发温度时,R290 的运行功率比 R134a 高约 23%~25%。

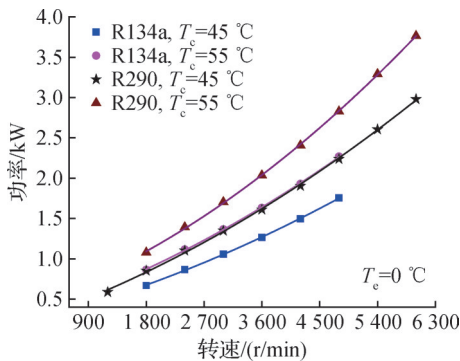


图 3 不同冷凝温度下压缩机功率随转速的变化
Fig.3 Variation of compressor power with speed for different condensate temperature

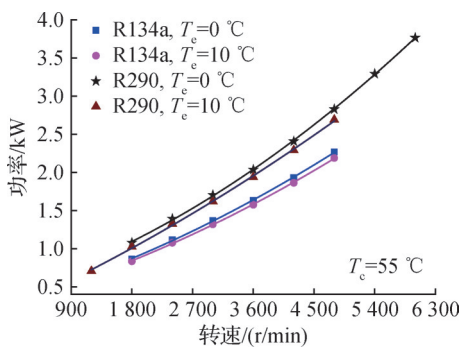


图 4 不同蒸发温度下压缩机功率随转速的变化
Fig.4 Variation of compressor power with speed for different evaporation temperature

R134a 在测试工况下压缩机功率的仿真值和实验值的对比如图 5 所示,R134a 的仿真数据和实验值的数据所有偏差在 5% 以内,平均值为 1%,最大偏差为 5%。

R290 在测试工况下压缩机功率的仿真值和实验值的对比如图 6 所示,R290 的仿真数据和实验值的数据偏差约为 10%,平均值为 4%,最大偏差发生在低转速 1200 r/min ,为 14%。在高转速时,仿真值高于实验值;在低转速时,R290 的实验值高于仿真值。

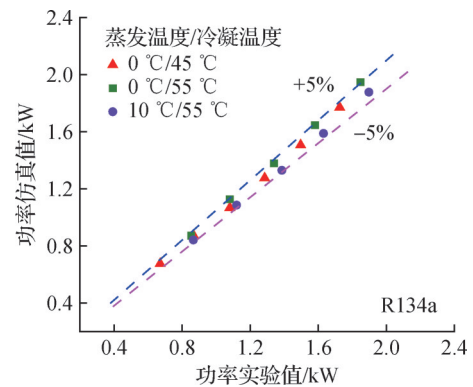


图 5 R134a 压缩机功率的仿真值和实验值对比
Fig.5 Comparison of simulation and experimental values of R134a compressor power

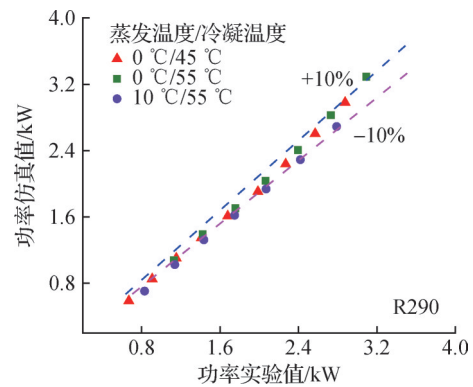


图 6 R290 压缩机功率的仿真和实验值对比
Fig.6 Comparison of simulation and experimental values of R290 compressor power

结合图 5 和图 6 制冷剂 R134a 和 R290 的功率仿真值和实验值的对比,可知式(7)对功率的仿真具有较好的适用性,特别是在高转速的情况下仿真值的准确性更高。结合图 3 和图 4 可知,对 R290 和 R134a,冷凝温度和蒸发温度的上升对功率的影响变化规律基本一致,因此仿真模型对 2 种制冷剂的预测数值较好。同时,由于蒸发温度对 R290 的影响相比 R134a 略大,因此采用 R134a 的仿真模型应用于 R290 时,在蒸发温度变化的情况下,功率的误差会更大。

4.2 压缩机等熵效率仿真和实验结果的对比分析

图 7 对比了制冷剂 R134a 和 R290 在蒸发温度为 0 °C、冷凝温度为 55 °C 相同工况下压缩机等熵效率随压缩机转速的变化。由图 7 可知,随着转速的变化,2 种制冷剂的仿真值先升高后下降,但实验值先升高后趋于平缓或略有升高。无论是仿真值还是实验值,压缩机在 R290 制冷剂运行时,等熵效率比 R134a 高约 12%。在实验的蒸发温度和冷凝温度时,R134a 和 R290 的压比分别为 5.09 和 4.02,由此可知,压缩机的压比越大,压缩机的等熵效率越低。

图 8 对比了制冷剂 R134a 和 R290 在同一压比下压缩机等熵效率的仿真值和实验值的变化,此时 R134a 的蒸发温度和冷凝温度分别为 10 °C/55 °C, R290 的蒸发温度和冷凝温度分别为 0 °C/50 °C。由图 8 可知,仿真值和实验值在额定转速以下几乎无差异,但超过额定转速之后,仿真值会随着转速的升高而下降,但实验值基本趋于平缓或略有上升。

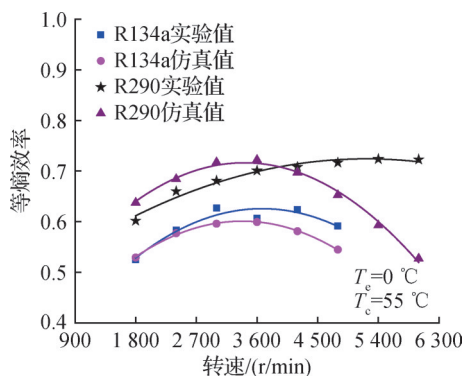


图 7 相同温度工况下 R134a 和 R290 等熵效率随压缩机转速的变化

Fig.7 Variation of isentropic efficiency of R134a and R290 with compressor speed at the same temperature conditions

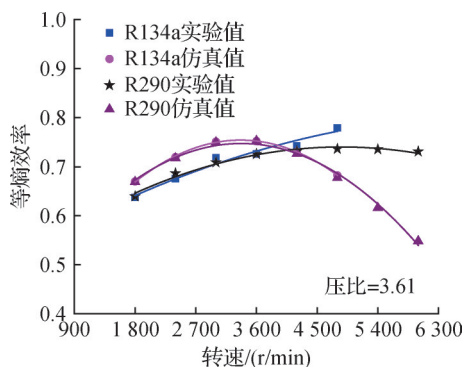


图 8 相同压比下 R134a 和 R290 等熵效率随压缩机转速的变化

Fig.8 Variation of isentropic efficiency of R134a and R290 with compressor speed at the same pressure ratio

从上述结果可知,R290 制冷剂在相同蒸发温度和冷凝温度下压比更小,压缩机的性能更优。在相同压比下,R290 和 R134a 的压缩机性能相近,仿真预测值随着转速的增加误差更大,主要原因是随着转速的增加,压缩机从油池中带油更多,从而缓解了压缩机因转速增加而造成的摩擦损失增加。

4.3 压缩机容积效率仿真和实验结果的对比分析

图 9 对比了 R290 和 R134a 在蒸发温度为 0 °C、冷凝温度为 55 °C 相同工况下压缩机的容积效率随压缩机转速的变化。由图 9 可知,随着转速的变化,2 种制冷剂的容积效率仿真值先缓慢升高后下降,但实验值先处于缓慢上升,等过了额定转速时趋于平缓。无论是仿真还是实验值,压缩机在 R290 制冷剂运行时,容积效率比 R134a 高约 8%。

图 10 对比了 2 种制冷剂 R134a 和 R290 在同一压比下压缩机容积效率的仿真值和实验值的对比。压缩机容积效率在相同压比下 2 种制冷剂的仿真值基本一致。在额定转速以下时,2 种制冷剂的实验值与仿真值差值在 5% 以内,当转速超过 4 200 r/min 之后,实验值与仿真值差异越来越大。

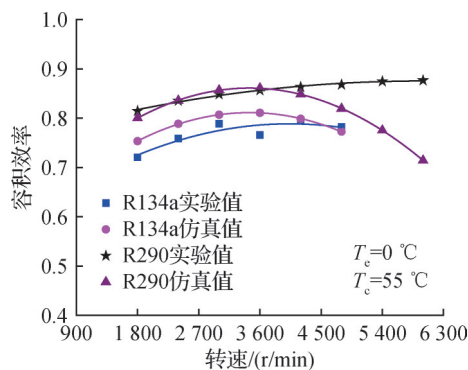


图 9 相同温度工况下 R134a 和 R290 容积效率随压缩机转速的变化

Fig.9 Variation of volumetric efficiency of R134a and R290 with compressor speed at the same temperature conditions

容积效率和等熵效率在额定转速之前的仿真值和实验值匹配较好,在额定转速后,仿真值偏离实验值较大,并且随着转速的升高,偏差越来越大。造成该现象的主要原因是:在额定转速以下时,随着压缩机的转速增加,系统的油循环量也增加,油循环量的增加会提高压缩机的密封性和润滑效果,导致压缩机的容积效率提高,机械损失减少。但随着变频压缩机在额定转速以上时,压缩机油缸内的油含量下降,对压缩机的性能起到了反向作用,综合油循环量的增加和油缸油量的降低而导致在额定转速以上

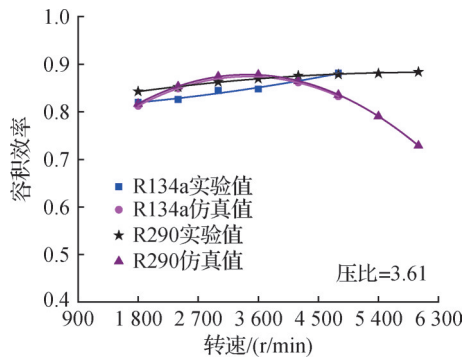


图 10 相同压比下 R134a 和 R290 容积效率随压缩机转速的变化

Fig.10 Variation of volumetric efficiency of R134a and R290 with compressor speed at the same pressure ratio

时,压缩机的性能趋于平缓或略有升高。

5 结论

本文搭建了一套新能源汽车压缩机制冷系统性能测试装置,并建立压缩机仿真模型,对比研究了 R134a 和 R290 这 2 种制冷剂在相同工况下的压缩机功率随蒸发温度和冷凝温度的变化,并分析了预测值和实验值。对比了 2 种制冷剂在相同温差下蒸发温度为 0 °C、冷凝温度为 55 °C 时压缩机性能的仿真值和实验值,还对比了在相同压比下压缩机性能的仿真值和实验值,得到如下结论:

1) 冷凝温度为 55 °C 时,蒸发温度从 0 °C 升至 10 °C 情况下,2 种制冷剂 R134a 和 R290 压缩机功率下降约 3%~5%,R134a 的功率变化相比 R290 更小,约在 3% 以内。蒸发温度为 0 °C 时,冷凝温度从 45 °C 升至 55 °C 的过程中,无论是 R290 还是 R134a,冷凝温度每上升 1 °C,压缩机功率约上升 3%。

2) 仿真模型的预测值与实验值吻合较好,R134a 的功率预测值在 5% 以内。R290 的功率预测值在蒸发温度为 10 °C 时,低转速下的误差范围为 7%~9%。该仿真模型可用于研究 R290 替代 R134a 的压缩机性能测试。

3) 压缩机的等熵效率和容积效率在相同温度工况下(即蒸发温度为 0 °C,冷凝温度为 55 °C),R290 的等熵效率和容积效率较 R134a 显著提高,等熵效率和容积效率分别增加 10%~15% 和 6%~9%。R290 更适用于制冷空调系统,特别是制热工况下 R290 的性能更优。

4) 在相同压比情况下,R290 和 R134a 压缩机等熵效率和容积效率差异较小,在 3% 以内。因此,R290 替代 R134a 使用后,在相同压比时压缩机的性能基本一致。

5) R290 和 R134 压缩机性能随转速的变化规律基本一致。同时,在额定转速以内,仿真值和实验值的误差范围小于 6%,但超过额定转速后,误差增大,在最高转速为 6 000 r/min 时,误差甚至达到约 20%。因此,在高转速时压缩机性能仿真模型需要考虑更多的影响因素,例如高转速下润滑油的影响等。

本文受上海市动力工程多相流动与传热重点实验室(13DZ2260900)资助。(The project was supported by the Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power Engineering (No. 13DZ2260900).)

参考文献

- [1] 中国家用电器协会综合业务部. 中国加入《蒙特利尔议定书》30 周年 中国家用制冷行业以碳氢制冷剂推进臭氧层保护与温室气体减排[J]. 电器, 2021(6): 48-49. (Comprehensive Business Department of China Household Electrical Appliances Association. On the 30th anniversary of China's accession to the Montreal Protocol, the Chinese household refrigeration industry promotes ozone layer protection and greenhouse gas emissions reduction through hydrocarbon refrigerants[J]. China Appliance, 2021(6): 48-49.)
- [2] 肖学智,周晓芳,徐浩阳,等. 低 GWP 制冷剂研究现状综述[J]. 制冷技术, 2014, 34(6): 37-42. (XIAO Xuezhi, ZHOU Xiaofang, XU Haoyang, et al. An overview on the research progress of low GWP alternatives to HCFCs [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2014, 34(6): 37-42.)
- [3] 中国制冷空调工业协会,北京智信道科技股份有限公司. 2019 年中国制冷空调产业发展白皮书[M]. 北京:中国制冷空调工业协会, 2020. (China Refrigeration and Air Conditioning Industry Association, Beijing Zhidao Technology Co., Ltd. 2019 White paper on the development of China's refrigeration and air conditioning industry [M]. Beijing: China Refrigeration and Air Conditioning Industry Association, 2020.)
- [4] 中国制冷空调工业协会. 制冷空调行业“十四五”规划[J]. 制冷与空调(北京), 2021, 21(4): 1-15. (China Refrigeration and Air Conditioning Industry Association. 14th Five-Year Plan for the refrigeration and air conditioning industry [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2021, 21(4): 1-15.)
- [5] REASOR P, AUTE V, RADERMACHER R. Refrigerant R1234yf performance comparison investigation [C]//13th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University. West Lafayette, Indiana, US, 2010.
- [6] 宁静红,刘圣春,彭苗,等. R290 制冷空调系统的现状

- 与未来发展[J]. 流体机械, 2012, 40(7): 72-79.(NING Jinghong, LIU Shengchun, PENG Miao, et al. Today and future development of R290 refrigeration and air-conditioning system[J]. Fluid Machinery, 2012, 40(7): 72-79.)
- [7] 秦延斌, 张华, 邱金友, 等. 碳氢制冷剂 R290 最新研究进展[J]. 制冷技术, 2015, 35(6): 45-51.(QIN Yanbin, ZHANG Hua, QIU Jinyou, et al. Latest research progress of hydrocarbon refrigerant R290 [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2015, 35(6): 45-51.)
- [8] 向璨, 常华伟, 段晨, 等. 中高温热泵混合工质 R131I/R290/R600a 替代 R134a 的理论研究[J]. 太阳能学报, 2018, 39(10): 2760-2766.(XIANG Can, CHANG Huawei, DUAN Chen, et al. Theoretical study on mixture R131I/R290/R600a for moderate and high temperature heat pump as alternative for R134a [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2018, 39(10): 2760-2766.)
- [9] 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.(HU Mindong, WANG Chang, HU Yifan, et al. Performance analysis and experimental study on R290 substituting for R134a heat pump water heater [J]. Fluid Machinery, 2014, 42(5): 67-70.)
- [10] 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.(HUANG Guangyan, ZOU Huiming, TANG Mingsheng, et al. Cooling and heating performance of an R290 heat pump system for electric cars[J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(6): 40-46.)
- [11] ZHONG Hua, LEI Bowen, ZHANG Li, et al. Performance research and improvement of ultra-high-speed R290 rotary compressor [J]. International Journal of Refrigeration, 2024, 165: 500-512.
- [12] DOMANSKI P A, YASHAR D, KIM M. Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6): 820-827.
- [13] MANI K, SELLADURAI V. Experimental analysis of a new refrigerant mixture as drop-in replacement for CFC12 and HFC134a [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2008, 47(11): 1490-1495.
- [14] 范晓伟, 郑慧凡, 张文全, 等. 太阳能喷射制冷在郑州地区的应用研究[J]. 暖通空调, 2008, 38(增刊): 181-184.(FAN Xiaowei, ZHENG Huifan, ZHANG Wenquan, et al. Application research of solar jet refrigeration in Zhengzhou area [J]. Journal of HV&AC, 2008, 38 (Suppl.): 181-184.)
- [15] 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.
- [16] YANG Zhao, WU Xi. Retrofits and options for the alternatives to HCFC-22[J]. Energy, 2013, 59: 1-21.
- [17] LI Wenhua. Simplified steady-state modeling for variable speed compressor [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 50:318-326.
- [18] BOURDHOUXHE J P H, GRODENT M, LEBRUN J. HVAC Toolkit: a tool kit for primary HVAC system energy calculation. Part 1: boiler model[J]. ASHRAE Transactions, 1994, 100(2): 759-773.
- [19] NEGRÃO C O R, ERTHAL R H, ANDRADE D E V, et al. A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(6/7): 1114-1124.
- [20] JÄHNIG D I, REINDL D T, KLEIN S A. A semi-empirical method for representing domestic refrigerator/freezer compressor calorimeter test data [J]. ASHRAE Transaction, 2000, 2: 122-130.
- [21] LEMMON E W, HUBER M L, MCLINDEN M O. NIST reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP[M]. Version 9.0. Boulder, Colorado: National Institute of Standards and Technology, 2010.
- [22] 张建方. 关于误差的传递公式[J]. 数理统计与应用概率, 1995(3): 57-70.(ZHANG Jianfang. On the formula of error transmission [J]. Mathematical Theory and Applied Probability, 1995(3): 57-70.)

通信作者简介

黄理浩,男,副教授,上海理工大学制冷及低温工程研究所,15021119832, E-mail: lihao_huang@usst.edu.cn。研究方向:电动汽车热管理、窄通道换热,余热回收。

About the corresponding author

Huang Lihao, male, associated professor, Institute of Refrigeration & Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, 86-15021119832, E-mail: lihao_huang@usst.edu.cn. Research fields: electric vehicle thermal management, narrow channel heat transfer, waste heat recovery.