

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-08
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250923001

低温环境下 R290 电动汽车压缩机制热性能实验研究

王传玉¹ 黄理浩^{1,2} 陶乐仁^{1,2} 李兴江¹ 陈建红^{1,2,3}

(1 上海理工大学能源与动力工程学院 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 浙江中广电气集团股份有限公司 丽水 323010)

摘要 为研究 R290 制冷剂在低温环境下电动汽车压缩机的制热性能特性,本文搭建了一套电动汽车空调压缩机性能测试系统,系统研究了 R290 压缩机在低温工况下的功率、制热量、等熵/容积效率、COP、油循环率与排气温度的变化规律。结果表明:功率和制热量随转速线性上升,蒸发温度每降 5 °C,制热量下降 13.6%~15.3%;等熵效率随转速下降 6.2%~9.3%,相比冷凝温度,受蒸发温度的影响更显著;容积效率先升后降,蒸发温度每降 10 °C 容积效率下降 3.5%~4.9%,冷凝温度每升 10 °C 容积效率仅降 0.4%~1.2%;COP 随转速下降,蒸发温度每降 5 °C 与冷凝温度每升 10 °C, COP 分别降低约 0.15~0.40 和 0.25~0.45;油循环率随转速单调上升,受蒸发温度影响显著,受冷凝温度影响较小;排气温度随转速增大而上升,但转速变化带来的温升远小于温度工况变化。研究表明,R290 压缩机在低温工况下能保持较好的制热性能,同时也验证了 R290 作为环保制冷剂在电动汽车空调系统中应用的可行性。

关键词 R290; 压缩机; 低温工况; 制热性能

中图分类号: TB652; U469.72; U463.85+1

文献标识码: A

Experimental Research on the Heating Performance of Electric Vehicle Compressors with R290 under Low-Temperature Conditions

Wang Chuanyu¹ Huang Lihao^{1,2} Tao Leren^{1,2} Li Xingjiang¹ Chen Jianhong^{1,2,3}

(1. School of Energy and Power Engineering, 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., Lishui, 323010, China)

Abstract To investigate the heating performance characteristics of R290 refrigerants in electric vehicle compressors under low-temperature conditions, a comprehensive performance testing system for electric vehicle air-conditioning compressors was established. The variation patterns of power consumption, heating capacity, isentropic/volumetric efficiency, COP, oil circulation rate, and discharge temperature of R290 compressors under low-temperature operating conditions were investigated. The results demonstrate that power consumption and heating capacity increase linearly with rotational speed, with heating capacity decreasing by 13.6%–15.3% for every 5 °C reduction in evaporation temperature; isentropic efficiency decreases by 6.2%–9.3% with increasing speed and is more significantly affected by evaporation temperature than by condensing temperature; volumetric efficiency initially increases and then decreases, dropping by 3.5%–4.9% for every 10 °C decrease in evaporation temperature and only 0.4%–1.2% for every 10 °C increase in condensing temperature; COP decreases with rotational speed, with reductions of approximately 0.15–0.40 and 0.25–0.45 every 5 °C decrease in evaporation temperature and every 10 °C increase in condensing temperature, respectively; oil circulation rate increases monotonically with speed, being significantly influenced by evaporation temperature while being less affected by condensing temperature; and discharge temperature rises with increasing speed, although the temperature rise induced by speed variation is considerably smaller than that caused by thermal operating condition changes. In this study, we demonstrate that R290 compressors maintain satisfactory heating performance under low-temperature conditions, while validating the feasibility of R290 as an environmentally friendly refrigerant for electric-vehicle air conditioning systems.

Keywords R290; compressor; worst cold case; heating performance

在能源安全与环境问题日趋严峻的情况下,具有节能、环保等优点的电动汽车,近年来得到了很大发展^[1]。在冬季特别是气温较低或极寒地区,电动汽车使用PTC采暖会严重消耗电池能量,导致行驶里程变短^[2]。为此,能够从外部环境转移热量的热泵空调系统被认为是突破该难题的重要途径^[3]。而压缩机作为热泵空调系统的核心部件,其性能优劣以及选用合适的制冷剂将直接影响该系统的制热性能。《蒙特利尔议定书》的生效及《基加利修正案》的颁布,使世界范围内的制冷剂环境保护需求日益增加^[4]。目前常用的制冷剂,如R134A、R1234YF、R410A等,不会破坏臭氧层,但其GWP(全球变暖潜值, Global Warming Potential)偏高^[5-6]。自然工质R290不仅具有ODP(臭氧损耗潜值, ozone depletion potential)为0、GWP为3的环保优势,还兼具低黏度、低分子量和高汽化潜热等优异热物理特性,成为切换环保冷媒背景下的理想选择^[7-8]。因此,国内外学者对R290工质及其在电动汽车热泵空调方面的应用展开了大量研究。

Liu Cichong等^[9]通过实验研究了低温环境下R290热泵系统的制热特性,并对比了几种热泵方案的优缺点。结果表明:在环境温度高于-10℃时,丙烷系统的综合性能最好,被认为是电动汽车领域最具竞争力的解决方案。黄广燕等^[10]构建了带水环集成回路的R290电动汽车热泵空调实验装置,并对其多工况运行特性展开测试与评估。研究发现:水环路虽提高了系统安全性,但导致性能轻微衰减,制冷量减少300~500W,制热量减少200~400W。赵洋等^[11]对在R290空调器的应用特性进行了深入研究。结果显示:与R22、R410A、R32、R134a及R600a等制冷工质相比,R290可实现相当甚至更优的性能。Huang Yue等^[12]搭建了R290水环热泵系统的实验平台,验证了该系统的可行性与优势。结果表明:在低温(-20℃)制热条件下,系统等熵效率超过80%,且加热性能更优且更稳定。陈建红等^[13]通过实验对比了R134a与R290在不同工况下的压缩机性能。结果表明:冷凝温度每升高1℃,2种制冷剂的压缩机功率增加约3%;蒸发温度每升高1℃,功率降低约0.3%。R134a和R290的仿真预测误差分别为5%、10%。在相同温差下,R290的等熵效率高出10%~15%、容积效率高出6%~9%;相同压比下,两者性能相近。Zheng Huifan等^[14]通过对比实验测试了R290和R134a系统,结果表明,R290系统单位容积制冷量更高,COP(性能系数, coefficient of performance)相当,且压力比和排气温度更低。K. J. Vaghela^[15]分别采用R290和R134a制冷剂的电动汽车空调系统进行对

比测试,研究结果与Zheng Huifan等基本一致。因此,R290在实际应用中的可行性进一步得到验证。

R290作为A3类可燃制冷剂,具有易燃易爆的特点,因此充注量需要严格限制,少充注可直接降低安全风险。可燃制冷剂最大充注量可根据式(1)计算:

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

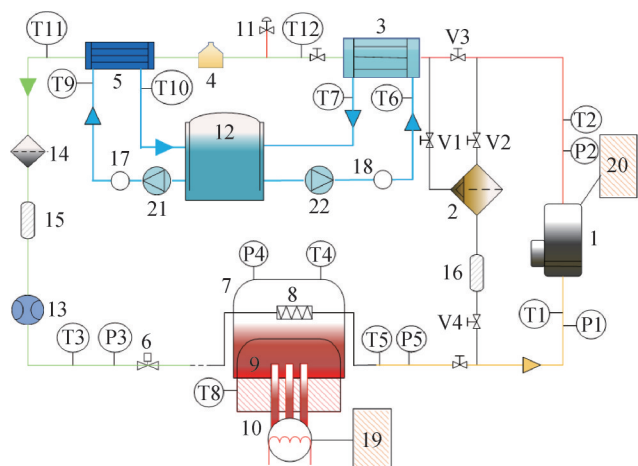
式中: M_{\max} 为所处空间内允许的系统最大充注量,kg; L_m 为燃烧下限,kg/m³; H 为装置的高度,m; A 为房间面积,m²。

目前,关于R290在电动汽车热泵空调系统的应用尚处于研究阶段,尤其在低温环境下低蒸发、高冷凝的严苛工况的研究较少。本文搭建了电动汽车压缩机性能测试系统实验台,测试压缩机转速、蒸发温度、冷凝温度等对压缩机的制热性能的影响。

1 实验装置及参数测量

1.1 实验装置

本研究搭建了电动汽车压缩机制热性能测试平台,实验装置如图1所示。系统由3部分回路构成:主制冷剂回路、第二制冷剂(R245fa)回路以及恒温水循环。其中,量热器中的第二制冷剂通过调节电加热用以调节制冷量与蒸发压力,恒温水循环系统通过调节三通阀负责稳定冷凝压力与过冷度。各项测试工况如表1所示,所用压缩机主要技术参数为:排量45 mL/r,转速600~10 000 r/min,工作电压:400~900 V。



1 电动汽车压缩机; 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; 21 水泵1; 22 水泵2; V1~V4 阀门; T1~T12 温度计; P1~P6 压力表。

图1 实验装置

Fig.1 Experimental device

表 1 测试工况
Tab.1 Experimental conditions

蒸发温度/°C	冷凝温度/°C	压缩机转速/(r/min)	过热度/°C	过冷度/°C
-10、-15、-20	40、50	3 000~7 500	10	5

1.2 参数测量

采用 R290 制冷剂测试低温环境下的热泵压缩机制热性能,具体工况如表 1 所示。通过调控压缩机转速、蒸发温度及冷凝温度,对吸排气温度、压力、质量流量等关键参数进行测量,压缩机功率由功率计直接测量得出。实验中需保证冷凝器制冷剂侧与恒温水侧的热量平衡,两侧换热量偏差需控制在 5% 以内,以达到热损失控制标准。R290 的热物性参数均来自 NIST REFPROP 9.0,并通过制冷剂和油的互溶特性和密度修正方法得到混合物中的 OCR(油循环率, oil circulation rate)。

压缩机的容积效率 η_v :

$$\eta_v = \frac{G_m}{\rho_{\text{suc}} q_v} \quad (2)$$

压缩机的等熵效率 η_{is} :

$$\eta_{\text{is}} = \frac{h_{2,\text{iso}} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

冷凝器制冷剂侧制热量 $Q_{\text{con,r}}$:

$$Q_{\text{con,r}} = \frac{G_m (h_2 - h_3)}{3\,600} \quad (4)$$

冷凝器循环水侧换热量 $Q_{\text{con,w}}$:

$$Q_{\text{con,w}} = \frac{G_w c_{p,m} (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}{3\,600} \quad (5)$$

理论 COP:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{con,r}}}{W} \quad (6)$$

润滑油循环率 ω_o :

$$\omega_o = \frac{m_o}{m_o + G_m} \quad (7)$$

式中: W 为压缩机的功率, kW; G_m 为制冷剂质量流量, kg/h; h_1 为压缩机进口焓值, kJ/kg; h_2 为压缩机出口实际焓值, kJ/kg; ρ_{suc} 为压缩机吸气密度, kg/m³; $h_{2,\text{iso}}$ 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; h_3 为冷凝器出口实际焓值, kJ/kg; $Q_{\text{con,r}}$ 为冷凝器制冷剂侧制热量, kW; $Q_{\text{con,w}}$ 为冷凝器循环水侧换热量, kW; G_w 为冷凝器循环水侧水流量, kg/h; $c_{p,m}$ 为水的比定压热容, kJ/(kg·K); T_{in} 和 T_{out} 分别为冷凝器循环水侧水的进口温度和出口温度, °C; ω_o 为油循环率(后文简称 OCR); m_o 为润滑油质量流量, kg/h。

2 热平衡校核及不确定度分析

2.1 热平衡校核

开展系统热平衡校核,确保实验数据准确可靠。从理论上讲,冷凝器内的制冷剂所散发的热量,要全部输送到循环水中去。由于冷凝器外表面具备良好保温措施,热损失较小,所以两侧换热量差值主要反映了测量误差和系统热损失的共同作用。以蒸发温度 -10 °C,冷凝温度 40 °C 的工况为例,结合式(4)和式(5),通过改变压缩机转速,对其制热量进行校核。结合图 2 的热平衡偏差对比,所有数据点均分布在理想平衡线附近,表明制冷剂放热量和水侧吸热量基本一致,最大热平衡偏差为 +3%,最小偏差为 +1.32%,均远小于 ±5% 的工程允许值。

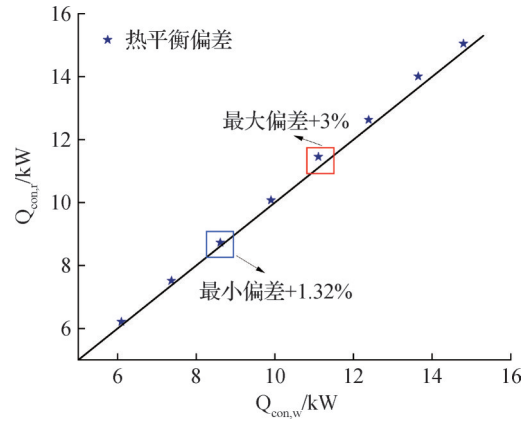


图 2 热平衡偏差对比

Fig.2 Comparison of thermal balance deviations

2.2 不确定度分析

在本实验研究中,各类物理量的测量,如使用压力、温度传感器、功率计等不可避免地受到仪器精度、环境变化等多种因素的影响,从而导致最终结果存在一定的不确定性。因此,利用这些基本量获得焓值等物性以及制热量等物理量时,必然存在误差的传递。

表 2 列出了直接测量的仪器精度和通过多样本分析法获得的不确定度结果。不确定度分析采用各分量不确定度的 Pythagorean summation 公式^[16]进行,如式(8)所示。

$$\omega_f = \sqrt{\left(\omega_{y_1} \frac{\partial f}{\partial y_1}\right)^2 + \dots + \left(\omega_{y_n} \frac{\partial f}{\partial y_n}\right)^2} \quad (8)$$

式中: ω_f 表示函数 f 的合成不确定度, f 由 y_1, \dots, y_n 等多个参数的不确定度和 $\omega_{y_1}, \dots, \omega_{y_n}$ 等离散不确定度共同影响。

每个测量值的总不确定度可通过随机误差

(ω_{rand})和系统误差(ω_{sys})得到^[17],如式(9)所示。

$$\omega_{\text{total}} = \sqrt{\omega_{\text{rand}}^2 + \omega_{\text{sys}}^2} \quad (9)$$

系统误差由各测量仪器的准确度指标确定,随机误差根据95.5%置信水平下的分布情况计算,具体如式(10)所示。

$$\omega_{\text{rand},y} = 2 \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (10)$$

表2 不确定度分析

Tab.2 Uncertainty analysis

参数	不确定度
温度/°C	±0.1 °C
压力/MPa	±0.2%
制冷剂质量流量/(kg/h)	±0.1%
压缩机功率/kW	±0.15%
电加热功率/kW	±0.15%
制冷剂侧焓差/(kJ/kg)	±0.785
制热量/(kW)	±2.01%

3 实验的结果与分析

3.1 压缩机功率随工况的变化分析

电动汽车变频压缩机的转速可宽范围调节,明确功率随转速和温度的变化规律是实现负荷匹配、延长续航的技术基础。图3所示为压缩机在蒸发温度为-10、-15、-20 °C,冷凝温度为40、50 °C的不同工况下,压缩机功率随转速升高的变化。为保证实验数据均在稳定的油循环率条件下,不同工况下的起始转速存在差异。随着压缩机转速的上升,不同工况下的功率均呈现线性增长趋势。

蒸发温度不变,冷凝温度从40 °C升至50 °C时,压缩机功率显著升高。冷凝温度升高导致压缩比增大,压缩机需要做更多的功来完成压缩过程,因此输入功率增大。而在相同冷凝温度和转速条件下,蒸发温度越低,功率也更低,这是由于制冷剂质量流量与单位质量压缩功综合影响的结果。以冷凝温度40 °C为例,蒸发温度从-10 °C降至-20 °C,R290的饱和吸气密度从7.63 kg/m³降至5.51 kg/m³,降幅达38.6%。同时,蒸发温度为-10 °C工况的平均容积效率为0.93,相比蒸发温度为-20 °C工况的0.88高出5.7%。考虑吸气密度和容积效率的变化,蒸发温度为-10 °C工况的理论质量流量相比蒸发温度为-20 °C工况增加约46.5%。因此,虽然蒸发温度为-20 °C工况的压缩比(5.60)显著高于蒸发温度为-10 °C工况(3.99),压缩比增长40.4%,使得单位质量压缩功相

应增加,但该增幅明显小于质量流量下降的46.5%。在本测试工况总功率的计算中,质量流量的显著下降成为决定性因素,导致蒸发温度为-20 °C工况的总功率反而低于蒸发温度为-10 °C工况。因此,在低温环境下,维持较高的质量流量比单纯降低压缩比对系统总功率的影响更为显著。

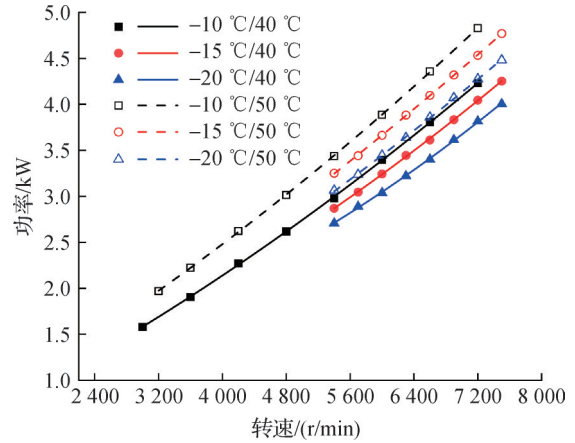


图3 不同工况下压缩机功率随转速的变化

Fig.3 Variation of compressor power with rotational speed under different operating conditions

3.2 压缩机制热量随工况的变化分析

不同工况下压缩机制热量随转速的变化如图4所示。在所有实验工况下,压缩机制热量均随转速的提升近似呈现线性递增趋势,这主要归因于转速提升直接驱动制冷剂质量流量的增加,进而推动制热量的同步增长。各工况在相同的转速区间(5 400~7 200 r/min)内制热量增长速率为1.56~2.78 kW/(1 000 r/min),其中蒸发温度为-15 °C工况的单位转速变化所带来的制热量提升最为显著。

不同温度工况对制热能力的影响同样显著。在-10 °C/40 °C(蒸发温度/冷凝温度)工况下测得最大绝对制热量(14.80 kW),而在-20 °C/50 °C极端工况下最低(11.01 kW),二者相对差异为25.6%。此外,蒸发温度每降低5 °C,制热量降幅为13.6%~15.3%;冷凝温度由40 °C升至50 °C,制热量下降0.7%~1.1%。蒸发温度的显著影响在于其直接决定吸气状态,温度升高使制冷剂密度增大、比焓差扩大,从而提升质量流量与单位制冷剂的制热贡献。冷凝温度影响相对较小的原因是其主要通过改变压缩比影响压缩功,而对影响制热量的质量流量影响有限。整体来看,蒸发温度对制热量的影响更为显著,冷凝温度变化影响相对较小。

3.3 压缩机等熵效率随工况的变化分析

不同工况下压缩机等熵效率随转速的变化如图

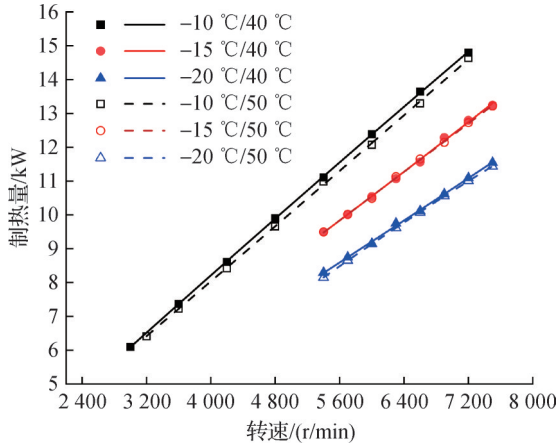


图4 不同工况下压缩机制热量随转速的变化

Fig.4 Variation of compressor heating capacity with rotational speed under different operating conditions

5所示。所有工况下的等熵效率均随转速提升呈现下降趋势,这主要归因于更高转速加剧了压缩机内部的机械损失、流动损失与泄漏等不可逆过程。在低速区间,效率下降速率相对平缓,而当转速进入中高区间后,等熵效率的衰减速率明显加剧。

不同的温度条件下,等熵效率有明显的变化。冷凝温度不变,蒸发温度越低,等熵效率的总体水平也越低。这表明,随着蒸发温度的降低,压缩机的压比和吸气比容增大,实际压缩过程中的不可逆损失增加,等熵效率降低。

而在相同蒸发温度下,随冷凝温度升高等熵效率表现出不同的变化趋势。蒸发温度为 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 工况下,冷凝温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 对应的等熵效率高于冷凝温度为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的等熵效率,在转速达到约 $4\text{ }700\text{ r/min}$ 后,冷凝温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的等熵效率整体低于 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 对应的等熵效率,并且降幅不断增加。蒸发温度为 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,2种冷凝工况在初始转速时效率相等,随后冷凝温度为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 对应的等熵效率均高于冷凝温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的等熵效率。蒸发温度为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,等熵效率两者相差较小,冷凝温度为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时等熵效率呈现轻微波动趋势。值得注意的是,等熵效率在 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}/50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的高压比工况高于 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}/40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的低压比工况。结合图3和图4可知,在蒸发温度为 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 工况下,冷凝温度为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的功率整体高于冷凝温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的功率,而二者的制热量几乎完全重合。冷凝温度从 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升至 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,压比增大,理想等熵功和单位质量实际压缩功也相应地增大。而2种工况的制热量几乎完全相同,所以压缩机单位质量的实际压缩功的增幅,小于其单位质量的理想等熵功的增幅,这主要归因于质量流量的显著变化。冷凝温度升高,壳体温度上升,对吸入蒸气的加热作用更强,导致吸气密度下降,这

是冷凝温度为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 工况质量流量下降的主要原因。

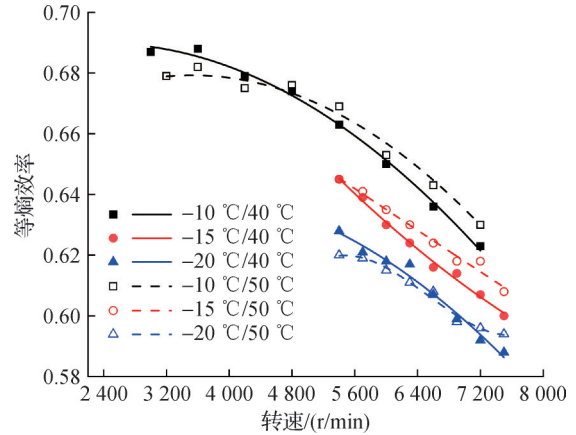


图5 不同工况下压缩机等熵效率随转速的变化

Fig.5 Variation of compressor isentropic efficiency with rotational speed under different operating conditions

3.4 压缩机容积效率随工况的变化分析

不同工况下压缩机容积效率随转速的变化如图6所示。容积效率随压缩机转速的提升呈现“先略升后缓降”的趋势,峰值出现在中等转速区间。在低转速区间,容积效率随转速的提升而小幅上升,这主要是因为单次压缩时间缩短,泄漏减少,适量的油循环率提升使得密封效果增强,一定程度上提高了容积效率。然而,进入高转速阶段后,吸气阻力急剧增大,并且动态泄漏增大,容积效率下降。另一方面,较高的油循环率导致更多的润滑油占据有效压缩空间,产生负面影响,最终导致容积效率下降。因此,对于不同的低温工况,存在一个最优转速区间,压缩机的容积效率达到峰值。

压缩机的容积效率受蒸发温度和冷凝温度的影响程度不同。当蒸发温度固定时,冷凝温度每升高 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$,容积效率下降 $0.4\%\sim 1.2\%$ 。若保持冷凝温度不变,蒸发温度每降低 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$,容积效率的减少更明显,达 $3.5\%\sim 4.9\%$ 。因此,蒸发温度变化对容积效率的作用远大于冷凝温度。此外,即便在最恶劣工况(蒸发温度为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、冷凝温度为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$)下,压缩机的容积效率仍能维持在 0.87 以上,表现出较强的运行稳定性与宽工况适应性。

3.5 压缩机 COP 随工况的变化分析

不同工况下 COP 随转速的变化如图7所示,压缩机 COP 随转速提升总体呈线下降趋势。低压压缩比工况($-10\text{ }^{\circ}\text{C}/40\text{ }^{\circ}\text{C}$)始终获得最高能效,最大 COP 达 3.87 ;而高压压缩比工况($-20\text{ }^{\circ}\text{C}/50\text{ }^{\circ}\text{C}$)的最小 COP 为 2.55 ,二者相差 34% 。不同工况下,单位转速增加 $1\text{ }000\text{ r/min}$ 所导致的平均 COP 降幅为 $0.08\sim 0.21$,其

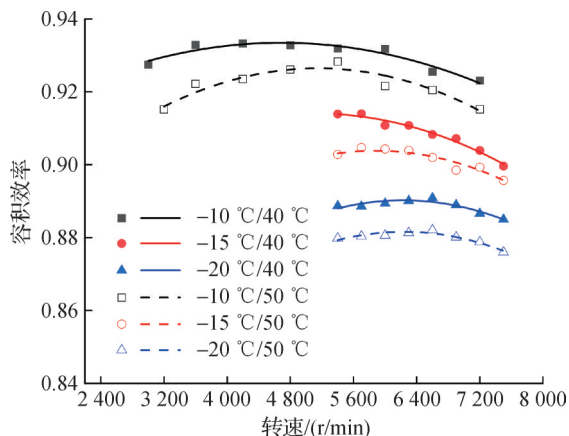


图6 不同工况下压缩机容积效率随转速的变化

Fig.6 Variation of compressor volumetric efficiency with rotational speed under different operating conditions

中蒸发温度较高时性能损失最为显著。

在固定转速7 200 r/min下,冷凝温度不变时,COP随蒸发温度下降而加速递减:-10 °C/40 °C工况下COP为3.31,-15 °C/40 °C工况下COP为3.16,-20 °C/40 °C工况下COP仅为2.91。相同蒸发温度下提高冷凝温度同样降低COP,例如,蒸发温度为-10 °C工况冷凝温度由40 °C升至50 °C时,COP由3.31减至3.03,降幅为8.5%;蒸发温度为-15 °C和-20 °C时的降幅分别为12.3%与14.1%。蒸发温度每降低5 °C或冷凝温度每升高10 °C,COP额外下降约0.15~0.40和0.25~0.45,说明温度工况对COP的影响明显大于转速。

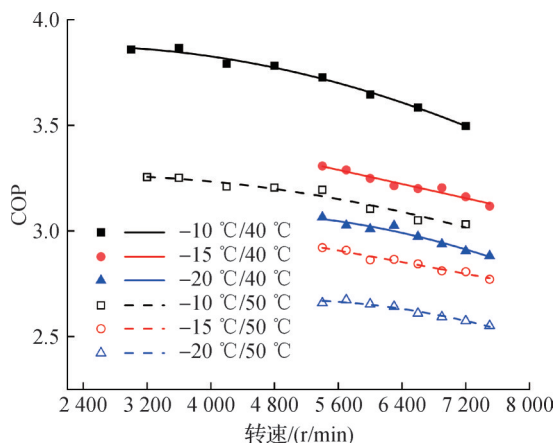


图7 不同工况下COP随转速的变化

Fig.7 Variation of COP with rotational speed under different operating conditions

3.6 压缩机油循环率随工况的变化分析

图8所示为不同工况下压缩机OCR随转速的变化。油循环率随转速升高而增大,这是因为随转速升高,压缩机排气通道的气相动量与剪切增强,油膜

更易被卷吸并雾化为小粒径油滴,分离器的聚结与驻留时间受限,致使随气排出的油分增加,故OCR随速上升。

在相同冷凝温度和转速条件下,蒸发温度降低使OCR明显下降。以冷凝温度40 °C、转速6 000 r/min为例,当蒸发温度从-10 °C降至-20 °C时,OCR从0.109降至0.064,降幅达41.3%。其原因在于蒸发温度降低使吸气压力与密度下降、系统平均油温降低且黏度上升,携油能力减弱,OCR降低。相比之下,冷凝温度对OCR的影响相对较小,随冷凝温度的升高,油循环率也相对更高。在蒸发温度为-10 °C、转速为6 000 r/min工况下,冷凝温度从40 °C升至50 °C时,OCR从0.109增至0.114,增幅仅为4.6%。该现象可归因于冷凝温度升高使油温上升,黏度下降,携油倾向增强,因而油循环率升高,但其对OCR的影响幅度远小于蒸发温度。

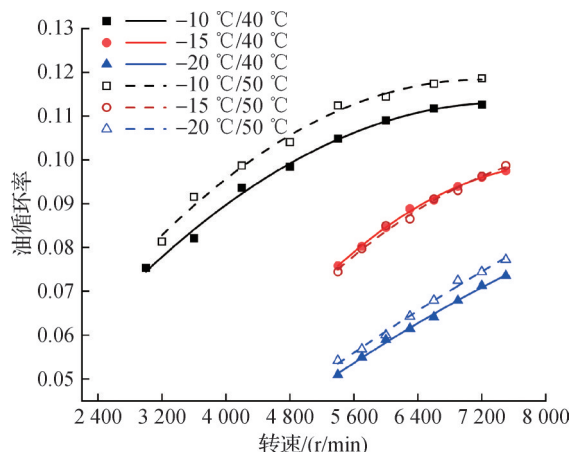


图8 不同工况下压缩机油循环率随转速的变化

Fig.8 Variation of compressor oil circulation rate with rotational speed under different operating conditions

3.7 压缩机排气温度随工况的变化分析

图9所示为压缩机排气温度对不同工况和转速的响应特性。最显著的特征是,排气温度受蒸发温度和冷凝温度的影响较大。在固定转速下,降低蒸发温度或升高冷凝温度均导致排气温度大幅上升。例如,当转速和冷凝温度分别为7 200 r/min和40 °C时,蒸发温度从-10 °C降至-20 °C,排气温度从64.8 °C升至77.9 °C,增加了20.2%。同样,当蒸发温度为-20 °C时,冷凝温度从40 °C升至50 °C,排气温度从77.9 °C增至89.1 °C,增幅达14.3%。

在各温度工况下,排气温度随转速增加缓慢上升。整个测试区间内,由转速变化引起的温升幅度远小于工况变化所带来的影响。

根据多变压缩理论分析,温度工况变化通过直

接改变压缩比来影响排气温度。此外,转速上升会增加油循环率,润滑油会降低制冷剂比热比,使多变指数增大,促进温升;但油的润滑密封作用和热容吸热效应对温升有一定的抑制作用。因此,压缩机排气温度在低温工况表现为温度工况主导、转速影响较小的温升特征。

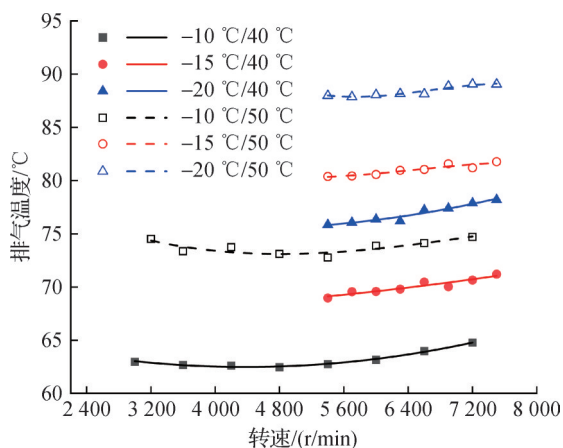


图9 不同工况下压缩机排气温度随转速的变化

Fig.9 Variation of compressor discharge temperature with rotational speed under different operating conditions

4 结论

本文实验研究了用于纯电动汽车热泵空调系统的R290涡旋压缩机在低温工况下的制热性能,得到如下结论:

1)在本测试工况下,压缩机功率随转速近似线性增加。蒸发温度不变,压缩机功率随冷凝温度的升高而增加,而冷凝温度不变时,蒸发温度越低对应的压缩机功率也更低。

2)制热量随转速高度线性增长,增率约为1.56~2.78 kW/(1 000 r/min)。蒸发温度每降低5°C,制热量下降约13.6%~15.3%,其影响强于冷凝温度变化。

3)等熵效率随转速的提升而下降,低转速区间下降速率相对平缓,中高转速区间下降速率明显加剧。同时,蒸发温度对等熵效率的影响较冷凝温度更为明显。容积效率随转速呈“先略升后缓降”趋势,在中等转速区间达到峰值;蒸发温度每降低10°C,容积效率下降约3.5%~4.9%,而冷凝温度每升高10°C仅下降约0.4%~1.2%。

4)COP随转速上升而下降。温度工况的变化对COP的影响大于转速:蒸发温度每降低5°C,COP降约0.15~0.40;冷凝温度每升高10°C,COP降约0.25~0.45。

5)油循环率随转速单调上升,受蒸发温度影响

显著,受冷凝温度影响较小。排气温度随转速增大而上升,但转速变化带来的温升远小于温度工况带来的变化。

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] Kim D, Jeon Y, Jang D S, et al. Performance comparison among two-phase, liquid, and vapor injection heat pumps with a scroll compressor using R410A [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 137: 193-202.
- [2] Kwon C, Kim M S, Choi Y, et al. Performance evaluation of a vapor injection heat pump system for electric vehicles [J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 74: 138-150.
- [3] 罗毅, 马文彬, 苏岭, 等. 基于R290工质的电动汽车集成式热管理系统性能研究[J]. 汽车工程, 2025, 47(5): 931-939. (Luo Yi, Ma Wenbin, Su Ling, et al. Research on the performance of an integrated thermal management system for electric vehicles based on R290 refrigerant [J]. Automotive Engineering, 2025, 47(5): 931-939.)
- [4] 张朝晖, 陈敬良, 高钰, 等. 《蒙特利尔议定书》基加利修正案对制冷空调行业的影响分析[J]. 制冷与空调(北京), 2017, 17(1): 1-7. (Zhang Zhaohui, Chen Jingliang, Gao Yu, et al. Analysis on the influence of Kigali Amendment to Montreal Protocol to refrigeration and air-conditioning industry [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2017, 17(1): 1-7.)
- [5] Kandhaswamy K, Periasamy S, Mayilsamy S, et al. Experimental investigations on automobile air conditioners working with R134a and R290/R600a as an alternative [J]. Thermal Science, 2017, 21(Suppl. 2): 515-522.
- [6] Zendejboudi A, Mota-Babiloni A, Makhnatch P, et al. Modeling and multi-objective optimization of an R450A vapor compression refrigeration system [J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 100: 141-155.
- [7] Nawaz K, Shen Bo, Elatar A, et al. R290 (propane) and R600a (isobutane) as natural refrigerants for residential heat pump water heaters [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 127: 870-883.
- [8] Yang Yunchun, Shao Wencong, Yang Tianyang, et al. Performance analysis of an R290 vapor-injection heat pump system for electric vehicles in cold regions [J]. Science China Technological Sciences, 2024, 67(12): 3673-3681.

- [9] Liu Cichong, Zhang Yun, Gao Tianyuan, et al. Performance evaluation of propane heat pump system for electric vehicle in cold climate [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 95: 51–60.
- [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] 赵洋, 杨双, 蔡宁, 等. R290房间空调器安全与性能研究综述[J]. *制冷技术*, 2023, 43(1): 81–86. (Zhao Yang, Yang Shuang, Cai Ning, et al. Review of research on safety and performance of R290 room air conditioner [J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2023, 43(1): 81–86.)
- [12] Huang Yue, Wu Xiuchun, Jing Jiahao. Research on the electric vehicle heat pump air conditioning system based on R290 refrigerant[J]. *Energy Reports*, 2022, 8: 447–455.
- [13] 陈建红, 陶乐仁, 黄理浩, 等. R290替代R134a新能源汽车压缩机仿真分析和实验研究[J/OL]. *制冷学报*: 1–8. <https://www.zhilengxuebao.com/zh/article/doi/10.12465/issn.0253-4339.20241024002/>. (Chen Jianhong, Tao Leren, Huang Lihao, et al. Simulation analysis and experimental study of R290 replacing R134a in new energy vehicle compressor[J/OL]. *Journal of Refrigeration*: 1–8. <https://www.zhilengxuebao.com/zh/article/doi/10.12465/issn.0253-4339.20241024002/>.)
- [14] Zheng Huifan, Tian Guoji, Zhao Yahui, et al. Experimental study of R290 replacement R134a in cold storage air conditioning system [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2022, 36: 102203.
- [15] Vaghela J K. Comparative evaluation of an automobile air-conditioning system using R134a and its alternative refrigerants[J]. *Energy Procedia*, 2017, 109: 153–160.
- [16] JCGM 100:2008 Evaluation of measurement data—Guide to the expression of uncertainty in measurement [S].
- [17] 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.

(责任编辑:田甜)