

基于R290工质的电动汽车集成式热管理系统性能研究

罗毅, 马文彬, 苏岭, 刘月桥, 肖波
(中国长安汽车集团有限公司, 北京 100142)

[摘要] 为了满足电动汽车严苛的热管理需求和应对全球气候变暖问题, 本文开发了基于R290工质的电动汽车集成式热管理系统, 采用仿真和试验的方法对系统性能进行分析和验证。结果表明: R290双侧间接式热管理系统的制冷和制热量随压缩机转速增加而增加, 能效比COP随压缩机转速增加而减小; 压缩机热气旁通制热量随着系统高低压压力的增大而增大; 40℃高温制冷工况, 系统最大制冷量为9.25 kW; -18℃下低温制热工况, 最大制热量为7.24 kW; -20℃时极低温压缩机热气旁通最大制热量为4.3 kW。

关键词: 电动汽车; 集成式热管理系统; R290; 热气旁通

Research on the Performance of an Integrated Thermal Management System for Electric Vehicles Based on R290 Refrigerant

Luo Yi, Ma Wenbin, Su Ling, Liu Yueqiao & Xiao Bo

China Changan Automobile Group Co., Ltd., Beijing 100142

[Abstract] To meet the stringent thermal management requirements of electric vehicles and address global climate change issues, in this paper an integrated thermal management system is developed for electric vehicles based on R290 refrigerant. The system's performance is analyzed and validated through simulation and experiments. The results show that the cooling and heating capacities of the R290 dual-side indirect thermal management system increase with the increase of the compressor speed, while the coefficient of performance (COP) decreases with the increase of the compressor speed. The heating capacity from the compressor's hot gas bypass increases with higher system pressures. Under high-temperature cooling conditions at 40 °C, the system's maximum cooling capacity is 9.25 kW. Under low-temperature heating conditions at -18 °C, the maximum heating capacity is 7.24 kW. At extremely low temperatures of -20 °C, the maximum heating capacity from the compressor's hot gas bypass is 4.3 kW.

Keywords: electric vehicles; integrated thermal management system; R290; hot gas bypass

前言

如今, 纯电动汽车因环保和节能的优势迅速发展, 根据乘联会预测, 国内新能源乘用车渗透率在2025年有望达到50%^[1]。但由于没有发动机余热可利用, 电动汽车冬季使用PTC采暖会严重消耗电池

能量, 导致冬季续航里程减少50%。随之, 可搬运外界环境热量的热泵空调系统成为了解决这个问题的关键^[2-3]。然而, 传统的冷媒工质R134a在环境温度降低时, 制热性能会显著下降, 在环境温度-10℃以下无法为乘员舱提供足够的热量满足乘客对乘坐舒适性的要求。并且, 传统R134a制冷剂正面临被逐渐替代的问题, 按照《基加利修正案》的履约要求, 我

国应自2024年将第3代制冷剂氢氟碳化物(HFCs)的生产和使用“冻结”在基线水平值^[4]。从全球行业研究报告中可以看出,第4代环保制冷剂中R290和R744是呼声最高的两个替换制冷剂^[5]。当环境温度为-20℃时,R744热泵系统的制热量仍可高达3.6kW,且COP为3.1,表明了其超低温制热性能的优越性^[6]。但是,许多研究表明R744热泵系统存在高温性能差、系统压力高、成本增加数十倍等问题^[7-8]。R290可以更好地兼顾冬季和夏季环境,具有环保、高效、无毒、温域广、易回收、低成本等优点,成为切换环保冷媒背景下最佳的方案^[9-10]。因此,国内外学者对R290工质及其应用展开了大量研究。

Liu等^[11]试验研究了电动汽车不同工质热泵在不同环温下的性能表现,结果表明R290热泵系统在室外环温高于-10℃时是最具竞争力的方案,R744热泵系统在环温为-20℃时性能表现更好。黄广燕等^[12]建立了带水回路的R290电动汽车热泵空调试验平台,研究了系统在不同工况下的制冷和制热性能。结果表明,采用带水回路的系统提高了系统的安全可靠性,但与常规循环系统相比系统性能略有下降,制冷量减少300-500W,制热量减少200-400W。Zhang等^[13]通过试验研究了R290在不同泄漏条件下的乘客舱分布情况。研究结果显示,蒸发器泄漏是最危险的情况,导致R290泄漏至乘客舱,使环境中的R290浓度超过下限可燃浓度。

目前,关于R290制冷剂在电动汽车热管理系统的应用研究停滞在对热泵空调系统的性能分析,但随着车用热管理系统集成化、智能化的发展趋势,对车用R290新冷媒的应用研究不能仅分析其在空调系统的性能表现。本文创新性地对热泵系统的冷媒回路和冷却液回路实施零部件级架构重组,制定了多热源耦合系统架构,实现热量协同分配,研究了采用R290新冷媒工质的集成式热管理系统在整车极端边界条件下的性能表现。

本文首先对R290制冷剂的高低温物性进行了研究,并调研了国内外最新的R290热系统架构,制定了双侧间接集成式热系统架构。接着,搭建了系统1D仿真模型,对热系统的性能进行了仿真研究,分析了不同边界条件下系统制冷和制热性能的变化趋势。最后,搭建了热系统焓值差试验台架,验证了不同工况下热系统的运行可靠性,及其在极高温和极低温边界条件下的优越性能。

1 R290集成式热管理系统设计

1.1 系统架构及功能模式

R290制冷剂应用的主要挑战是其易燃易爆的安全性问题,为应对这个潜在风险并利用其高性能特点,本文基于平台化、低风险、高效性开发适配R290工质的一体化双侧间接式热管理系统架构,如图1所示。其主要创新点如下:打破常规直接或间接式热泵系统架构设计思路,对热泵系统的冷媒回路和冷却液回路实施零部件级架构重组,极大地简化冷媒回路复杂性,减少其零部件和管路数量,集成为一个最小制冷循环,可降低系统冷媒充注量;利用冷却液多通阀配合水泵动力模块完成冷媒回路和乘员舱、电机、电池各负载的连接,从而实现整车各功能场景需求;综合余热利用+压缩机热气旁通技术,不需要PTC即可满足整车极寒采暖需求;实现多热源、多负载、多部件综合利用耦合,满足整车极致能量回收及能耗最小化运行模式功能实现。

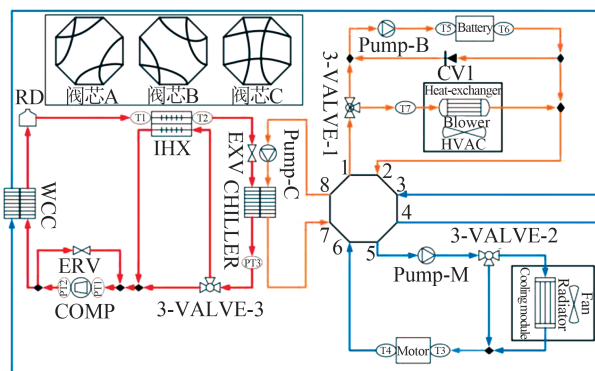


图1 整车热管理系统原理图

制冷工况工作原理如图2所示,热量传递路径为:电池/乘员舱→Chiller→WCC+Motor→Radiator→环境。电池冷板与HVAC内的Heat-exchanger并联设计,通过三通阀1的开度调控,可实现电池和乘员舱的同时制冷或分别单独制冷功能,电池水泵Pump-B和单向阀CV1功能在于调节电池水路的流量和温度,以满足乘员舱和电池不同的冷却液温度和流量请求。在散热端,电驱Motor流道和水冷冷凝器WCC串联设计,大功率散热器Radiator可同时将空调回路和电驱Motor热量散至外界环境。

制热工况工作原理如图3所示,热量传递路径为:环境→Radiator+Motor→Chiller→WCC→电池/乘员舱。与制冷工况工作原理类似,制热端高温冷却

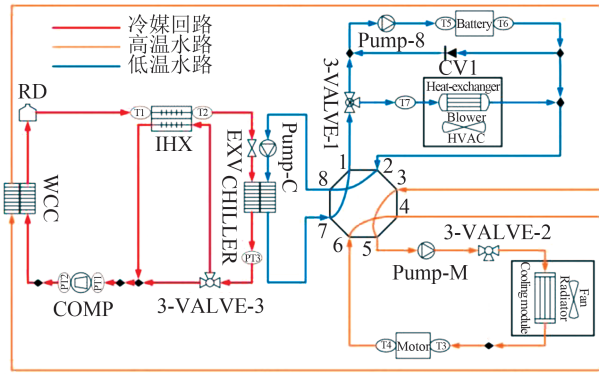


图2 整车热管理系统制冷模式

水通过三通阀1、电池水泵 Pump-B 及单向阀 CV1 的配合来满足电池和乘员舱不同的制热需求和优先等级。在吸热端,三通阀2根据水温 and 环温控制两侧流量分配,保证系统热源的稳定性。在极低温工况下,压缩机大口径旁通阀 ERV 打开,散热器侧冷却液不循环,直接利用压缩机做工热源制热乘员舱或电池。

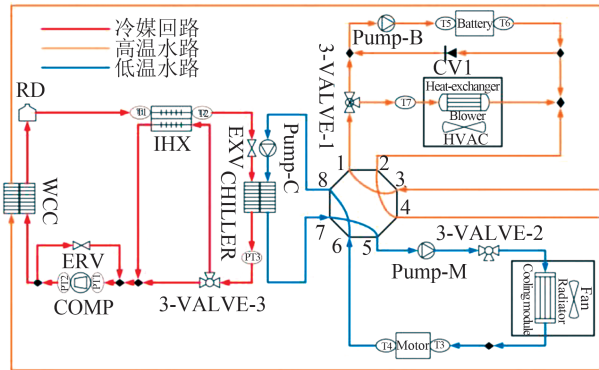


图3 整车热管理系统制热模式

本文制定的热系统工作模式多,通过八通阀模式切换及各个三通阀及水泵的调控实现整车热管理功能模式切换,可满足整车全年不同高低温环境下的热管理需求。热系统其余功能模式本文不再赘述。

1.2 零部件参数及性能测试

首先,根据制定的热系统架构和系统性能目标要求,对零部件进行选型,参数匹配如表1所示。然后,本文基于零部件单体的台架性能测试数据,使用SIEMENS公司开发的机电液一体化仿真软件AMESIM对零部件的关键性能参数进行标定。

压缩机的性能主要取决于其机械效率、等熵效率、容积效率,本文基于压缩机单体性能台架试验数

表1 热系统零部件参数

零部件	类型	主要参数
压缩机 COMP	定排量 涡旋式	排量:34cc 冷媒:R290 最高转速:10 000 r/min 额定制冷量:5 kW(6 500 r/min)
电子膨胀阀 EXV	步进式	最大口径:2.1 mm
大口径旁通阀 ERV	步进式	最大口径:4.5 mm
水冷冷凝器 WCC	板式 换热	长×宽×高:170 mm×73.7 mm×80 mm 通道数量:33×32(水路×冷媒路) 额定换热量:12 kW
电池冷却器 Chiller	板式 换热	长×宽×高:170 mm×73.7 mm×110 mm 通道数量:33×32(水路×冷媒路) 额定换热量:10 kW
换热器 Heat-exchanger	板翅式	长×高×厚:233 mm×155 mm×27 mm 扁管:数量50 厚度1.6 mm 翅片:间距1.2 mm 厚度0.1 mm
散热器 Radiator	板翅式	宽×高×厚:650 mm×500 mm×21 mm 扁管:数量16 厚度6 mm 翅片:间距0.5 厚度0.1 mm

据对压缩机进行标定,压缩机标定的本质是不断调节上述几项数据,使得压缩机出口冷媒的压力和温度仿真数据与试验数据保持一致。本文将压缩机机械效率、等熵效率、容积效率均定义为其排量和压比的函数,标定后得到的关系式如下:

$$\eta_{mech} = -0.16 + 0.37 \cdot \varepsilon - 53 \cdot e^{-6} \cdot RPM - 0.038 \cdot \varepsilon^2 - 9.48 \cdot e^{-9} \cdot RPM^2 + 2.07 \cdot e^{-6} \cdot \varepsilon \cdot RPM \quad (1)$$

$$\eta_{is} = 0.87 - 0.5 \cdot \varepsilon + 2.29 \cdot e^{-6} \cdot RPM + 0.007 \cdot \varepsilon^2 - 3.66 \cdot e^{-9} \cdot RPM^2 + 2.4 \cdot e^{-6} \cdot \varepsilon \cdot RPM \quad (2)$$

$$\eta_v = 0.95 - 0.04 \cdot \varepsilon + 2.7 \cdot e^{-5} \cdot RPM + 0.00046 \cdot \varepsilon^2 - 4.76 \cdot e^{-9} \cdot RPM^2 + 3.12 \cdot e^{-6} \cdot \varepsilon \cdot RPM \quad (3)$$

式中: η_{mech} 为机械效率; η_{is} 为等熵效率; η_v 为容积效率; ε 为压缩机压比; RPM 为压缩机转速。

为使热系统换热器的仿真和实际性能更贴合,本文使用AMESim软件的HEX calibration工具对散热器换热性能进行标定。首先在AMESim中将换热部件的对流传热方式定义为采用努塞尔系数经验公式,得到冷却水与换热器壁面的热交换量:

$$\varphi = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{dim}} \cdot S_{cearea} \cdot (T_{coolent} - T_{wall}) \quad (4)$$

式中： φ 为换热功率； λ 为冷却水导热系数； d_{dim} 为换热器特征长度，即水力直径； S_{cearea} 为对流换热面积； T_{coolen} 为冷却水温度； T_{wall} 为换热壁面温度； Nu 为努塞尔系数，表征换热过程中对流传热与纯导热比例。

其中努塞尔系数表达式为

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c \quad (5)$$

式中： Re 为冷却水侧的雷诺数，表征湍流和层流换热的无量纲参数； Pr 为冷却水侧的普朗特数，用于评估流体的动量传递和热传递特性； a 、 b 、 c 均为换热器单体特性无量纲常数，通过标定得出具体的数值。

在水冷冷凝器的仿真标定中，通过优化努塞尔系数、换热比例系数和压降比例系数，得到试验与仿真的压降及换热量对比，如图4所示，可认为经过标定后的水冷冷凝器试验与仿真的最大误差在可接受范围内，标定完成。

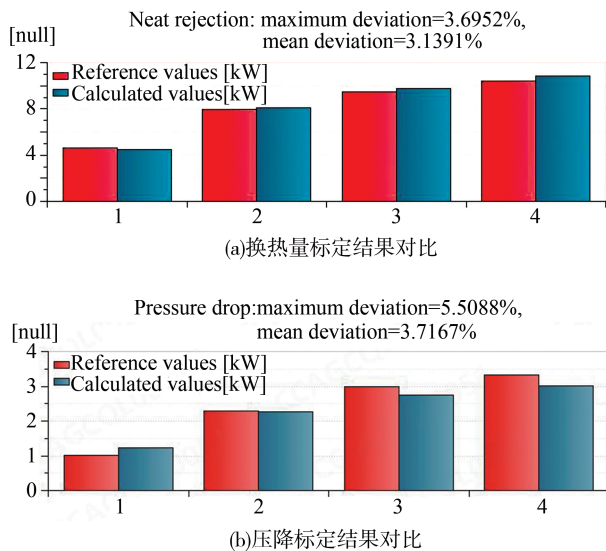


图4 换热器标定结果对比

2 R290集成式热管理系统仿真研究

针对基于R290工质设计的热系统架构，设置仿真应用场景展开热系统架构方案论证，分析不同边界条件下系统制冷和制热性能的变化趋势。

2.1 系统制冷性能仿真

图5所示为单电池制冷工况仿真模型，模型内零部件结构数据按照实际尺寸填写，性能数据根据零部件单体性能试验标定所得。压缩机转速控制目标为电池进水温度20℃，电子膨胀阀开度控制目标为压缩机入口冷媒过热度5℃。设置系统冷媒充注量为0.2 kg，环温40℃，环境相对湿度40%，压缩机转速上限10 000 r/min，电池冷板水流量25 L/min，散热器水流量30 L/min，散热器进风风速4 m/s。为分析R290热系统高温环境下的最大制冷能力，本文针对表2所示的10组电池制冷工况进行仿真分析，仿真结果如表3所示。

表2 电池制冷工况边界条件参数

测试工况	环境温度/℃	电机生热量/kW	电池生热量/kW	电池冷板进水流量/(L·min ⁻¹)	散热器水流量/(L·min ⁻¹)	散热器进风风速/(m·s ⁻¹)
1-5	40	3	4、6、8、10、11	25	30	4
6-8	40	0	9、10、11	25	30	2

测试工况1-5为电池制冷+驱动回路散热工况，模拟整车高温行驶电机和电池散热工况，电机生热量3 kW，电池生热量从4逐渐增加至11 kW。在设定的边界条件下，当电池生热量增加至11 kW时，压缩机转速升高至上限10 000 r/min，不能满足电池冷板进水20℃的要求；即在行车电池制冷工况下，系统最大满足电池10 kW的散热需求。测试工况6-8为单电池制冷工况，电机生热量为0，模拟驻车电池

表3 电池制冷工况仿真结果

测试工况	压缩机转速/(r·min ⁻¹)	压缩机功率/W	电池冷板进水温度/℃	Chiller换热量/W	WCC换热量/W	Radiator换热量/W	COP
1	2 170.24	1 007.81	20.00	4 016.24	4 879.95	7 890.90	3.99
2	3 705.75	1 920.40	20.00	6 016.24	7 648.71	10 666.57	3.14
3	5 733.47	3 219.59	20.00	8 016.24	10 753.10	13 770.87	2.49
4	8 760.04	5 230.50	20.00	10 016.24	14 462.50	17 480.15	1.91
5	10 000.00	6 194.78	21.70	11 016.20	16 282.14	19 299.74	1.78
6	6 801.35	3 841.96	20.00	9 016.24	12 282.15	12 299.87	2.35
7	8 449.62	4 949.02	20.00	10 016.24	14 223.21	14 240.87	2.02
8	10 000.00	6 091.06	20.00	11 016.21	16 193.99	16 211.56	1.81

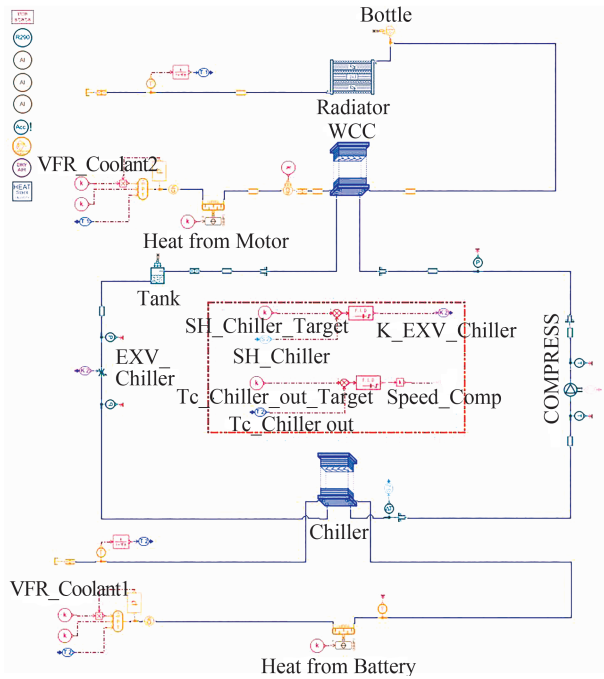


图5 电池制冷工况仿真模型

高温快充。散热器进风风速相对于行车工况减小至 3 m/s,在设定的边界条件下,当电池生热量增加至 11 kW 时,压缩机转速升高至上限 10 000 r/min,不能满足电池冷板进水 20 °C 的要求,即在驻车充电工况下,系统最大满足电池约 10 kW 的散热需求。

如图 6 所示,在电池制冷+驱动回路散热工况下,随着电池生热量从 4 增加至 10 kW,压缩机转速从 2 170.24 增至 8 760.04 r/min,压缩机功率从 1 007.81 增加至 5 230.50 W,空调系统 COP 从 3.99 减小至 1.91。在单电池制冷工况下,系统性能有同样的变化趋势,即随着压缩机转速的增加,系统制冷

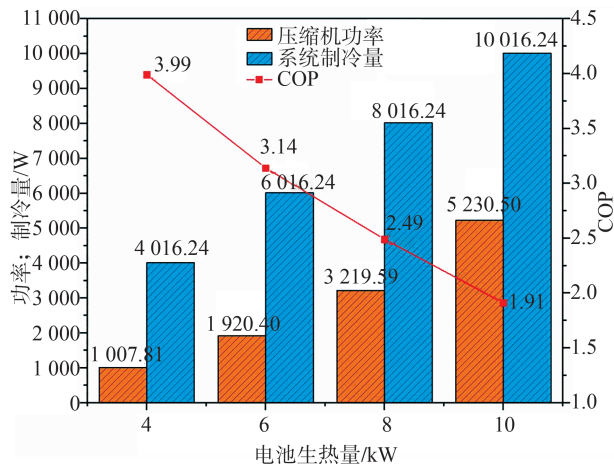


图6 电池制冷工况系统性能变化趋势

量增加,系统能效比 COP 降低。

2.2 系统制热性能仿真

本文制定的 R290 热系统架构在冬季寒冷工况可吸收环境热源、电驱热源、压缩机热气旁通热源的热为乘员舱和电池提供热量,为分析 R290 热系统在低温环境下的制热能力而展开低温热泵吸热仿真研究,为寻找 R290 热系统最低适用温度而开展热气旁通仿真研究。

2.2.1 热泵制热仿真

在冬季低温工况,由于电池充放电自产热和乘员舱舒适性要求更高的原因,乘员舱制热需求远大于电池,故本文热泵制热仿真测试分析单乘员舱制热工况。仿真测试边界条件设置:系统充注量为 0.2 kg,暖风芯体 HTC 进风量为 300 m³/h,进风温度为环境温度,水流量为 30 L/min,低温散热器进风风速为 4 m/s,进风温度为环境温度,进水流量为 25 L/min,电机热量为 0 或 3 kW,压缩机控制目标为暖风芯体出风温度 45 °C,电子膨胀阀控制目标为压缩机入口冷媒过热度 5 °C,设置 0、-5、-10、-15 °C 4 组不同环境温度测试系统制热性能。

如表 4 和表 5 所示,测试工况 1-4 为不同环温下热泵纯环境吸热模式,根据仿真测试结果,当环温低至 -15 °C 时,压缩机转速升高至上限 10 000 r/min,暖风芯体 HTC 出风温度为 39.43 °C,不能满足乘客舱舒适性 45 °C 要求,即热泵纯环境吸热模式最低能下探 -15 °C 的环境温度,提供乘员舱 6 227.69 W 热量。测试工况 5-8 为不同环温下热泵和电机余热双热源加热乘员舱模式,当环温下探至 -15 °C 时,压缩机转速升高至上限 10 000 r/min,暖风芯体 HTC 出风温度为 43.48 °C,不满足乘客舱舒适性 45 °C 要求,即热泵和电机余热双热源模式最低适配 -15 °C 的环境温度,提供乘员舱 6 691.62 W 热量。

表4 乘员舱制热工况边界条件参数

测试工况	环境温度/°C	电机生热量/kW	散热器进风风速/(m·s ⁻¹)	暖风芯体进风风量/(m ³ ·h ⁻¹)	电机侧水流量/(L·min ⁻¹)	暖风芯体水流量/(L·min ⁻¹)
1-4	0、-5、-10、-15	0	4	300	25	30
5-8	0、-5、-10、-15	3	4	300	25	30

如图 7 所示,分析不同环温下热泵纯环境吸热模式系统典型参数,当环境温度分别为 0、-5、-10、-15 °C 时,压缩机功率分别为 1 644.32、2 133.92、

表5 乘员舱制热工况仿真结果

测试工况	压缩机转速/(r·min ⁻¹)	压缩机功率/W	HTC出风温度/°C	Radiator吸热量/W	Chiller换热量/W	WCC换热量/W	HTC换热量/W	COP
1	4 148.09	1 644.32	45.00	3 436.63	3 453.49	4 851.26	4 869.22	2.95
2	5 773.16	2 133.92	45.00	3 661.02	3 678.02	5 491.99	5 509.93	2.57
3	8 168.83	2 726.64	45.00	3 822.12	3 839.24	6 157.05	6 174.98	2.26
4	10 000.00	2 812.42	39.43	3 801.62	3 818.86	6 209.59	6 227.69	2.21
5	3 784.08	1 549.12	45.00	517.62	3 534.42	4 851.26	4 869.22	3.13
6	5 224.01	2 019.38	45.00	758.46	3 775.39	5 491.99	5 509.93	2.72
7	7 301.27	2 587.61	45.00	940.37	3 957.42	6 157.05	6 174.98	2.38
8	10 000.00	3 001.58	43.48	1 019.95	4 037.13	6 673.66	6 691.62	2.15

2 726.64、2 812.42 W,系统制热量分别为4 869.22、5 509.93、6 174.98、6 209.59 W,可以得出,压缩机功率和系统制热量随环境温度的降低而升高,相反系统能效比COP随环温的降低而降低,分别为2.95、2.57、2.26、2.21。

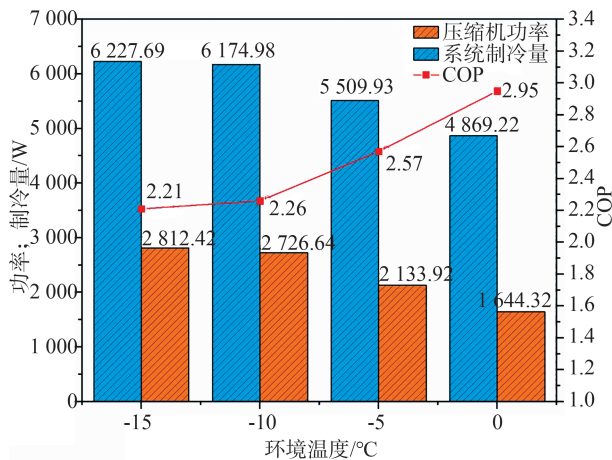


图7 乘员舱制热工况系统性能变化趋势

2.2.2 压缩机热气旁通仿真

压缩机热气旁通创热技术是解决极寒环境下热泵循环启动困难的有效方法,它是将压缩机做功时的机械能转换为热能传给乘员舱制热,且压缩机创热过程不受低温环境影响。热气旁通仿真边界条件设置如下:环境温度-20 °C、环境相对湿度40%,暖风芯体HTC进风温度-20 °C,进风风量300 m³/h,进水流量15 L/min。为分析系统高低压压力对旁通循环创热性能的影响,压缩机控制系统目标高压压力分别为26、28、30 barA,电子膨胀阀控制目标为系统低压压力6、8、10 barA,旁通阀控制目标为压缩机入口过热度5 °C,得到如图8所示的仿真结果。

在-20 °C极低温环境温度下,应用压缩机热气旁通技术,可以不受环境温度的影响,不需要低温热

源,最大可提供乘员舱8 173.8 W热量,暖风芯体出风温度最高可达50 °C。分析不同高低压压力对热气旁通制热效果发现,随着系统高低压压力的升高,压缩机功率、系统制热量、暖风芯体出风温度都随之升高。

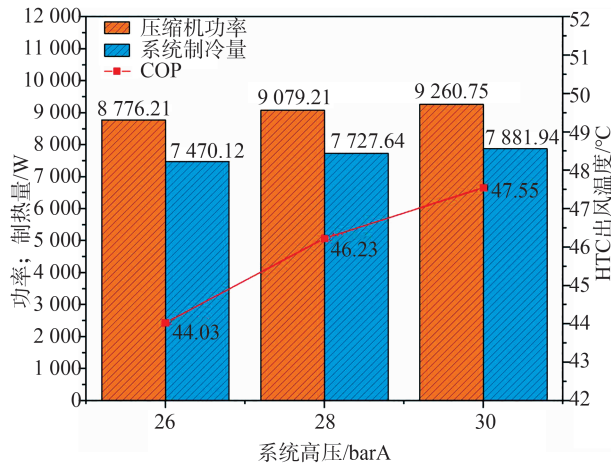
3 R290集成式热管理系统试验研究

3.1 试验台架

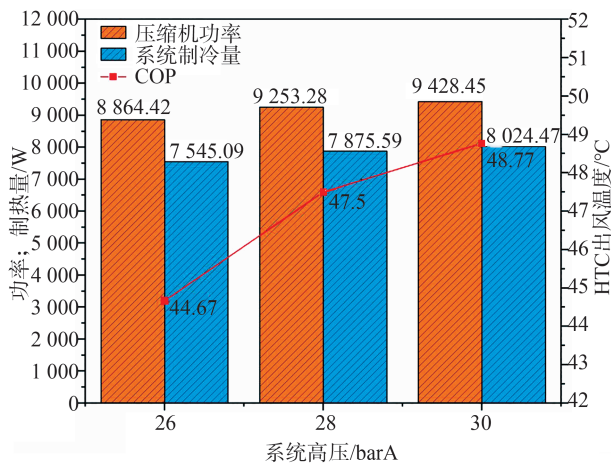
搭建热系统综合性能试验台架如图9所示,整个系统台架放置于焓差室的蒸发室内,室内环境条件由空调设备、电加热器及湿度控制设备组成的环境控制系统控制,可实现环境-20至60 °C、相对湿度20%至90%的调节与控制。热系统电子膨胀阀、水泵、三通水阀均为直驱控制,控制目标分别为电子膨胀阀步进电机步数、水泵转速、三通水阀开度比例;压缩机和代替电池电驱热源功能的PTC通过CAN通讯控制其转速和功率;前端散热风扇和冷暖风芯体的风量由焓差室控制工具控制,前端散热器通过控制风扇转速实现平均进风风速0~5 m/s调节,蒸发室风洞可调节冷暖风芯体进风量50~600 m³/h。热管理控制器控制框图如图10所示。

试验第一步须确定热系统台架的最佳充注量,R290热系统充注量起点设置为60 g,并以10 g的增量逐步充注至压缩机进气口,寻找系统最佳充注频段的试验工况分为制冷和制热工况,然后在两种工况的充注频段内选取系统最佳充注量,得到如图11所示的的试验结果。

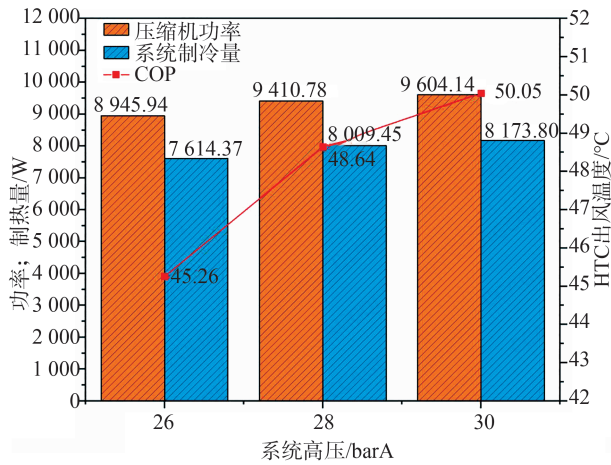
根据上述试验结果可以发现,单电池制冷模式下的充注平台频段为130~150 g,平台段制冷剂量约为20 g,单乘员舱热泵制热模式充注频段为105~145 g,平台段制冷剂量约为40 g。两种模式下重叠



(a) 低压6 barA@不同高压热气旁通效果



(b) 低压8 barA@不同高压热气旁通效果



(c) 低压10 barA@不同高压热气旁通效果

图8 压缩机热气旁通工况系统性能变化趋势

的区间为 130-145 g,因此本次最佳充注量取 140 g,本文后续试验均基于此最佳充注量进行。

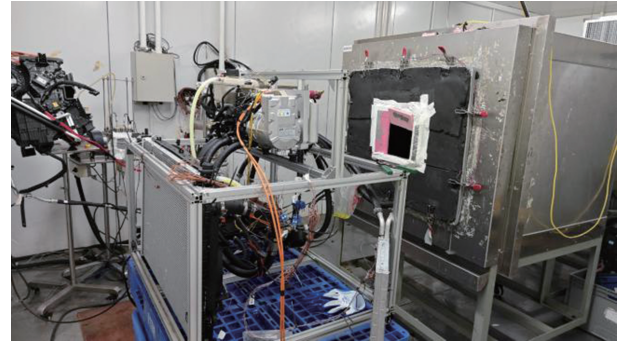


图9 热系统试验台架

3.2 试验结果

本文试验的目的主要是探寻热系统在极端环境下的性能表现,所以台架测试工况为 40 °C 环温乘员舱外循环制冷、40 °C 环温电池制冷工况、-18 °C 乘员舱外循环制热、-20 °C 压缩机热气旁通热源乘员舱外循环制热。

在 40 °C 环温乘员舱外循环制冷工况下,给定压缩机转速 8 500 r/min,冷风芯体进风温度 40 °C、风量 450 m³/h、水流量 12 L/min,试验启动后 150 s,冷风芯体出风温度从 40 降至 9.8 °C,降温速率为 12.08 °C/min,系统制冷量可达 9 259 W,系统能效比 1.54。乘员舱高温制冷降温速率、制冷量及能效比均较为理想。在 40 °C 环温电池制冷工况下,给定压缩机转速 8 500 r/min,散热器侧水流量 20 L/min,电池侧水流量 17 L/min,待试验稳定后电池进口水温为 23.5 °C,满足电池冷却状态对入水口温度的要求,空调系统制冷量为 8 580 W,能效比为 1.6。高温环境电池制冷工况系统制冷量满足要求,系统能效较高。在 -18 °C 乘员舱外循环制热工况下,调节压缩机转速 8 500 r/min,暖风芯体进风温度 -18 °C、进风风量 350 m³/h,进水流量 20 L/min,散热器侧水流量 17 L/min,试验启动 13 min 后达到稳定,HTC 出风温度 45 °C,温升速率 4.85 °C/min,满足乘员舱制热工况对空调箱出风口温度的最低要求,系统制热量 7 243 W,空调系统能效比 2.08。在 -20 °C 压缩机热气旁通热源乘员舱外循环制热工况下,给定压缩机转速 8 500 r/min,HTC 进风温度 -20 °C、进风风量 250 m³/h、进水流量 5 L/min,待试验工况稳定后,HTC 出风温度为 41 °C,系统制热量 4 300 W,系统能效比 0.81,但由于系统在对外放热前需要蓄热导致暖风芯体出风温度温升速率较慢。

总的来看,高温制冷工况制冷量、降温速率、能

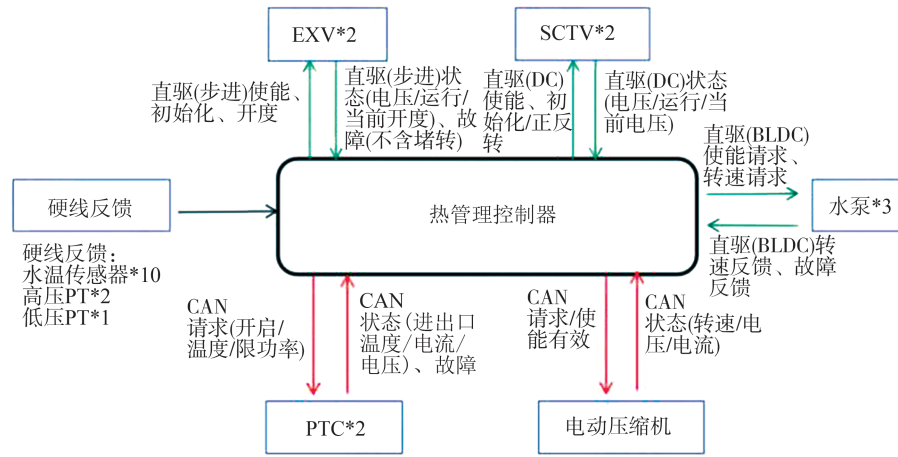
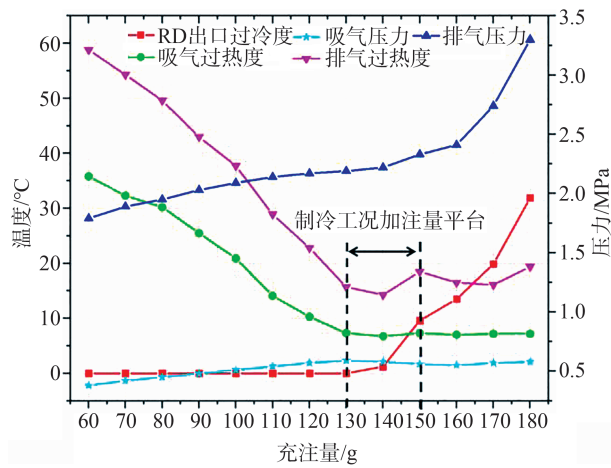
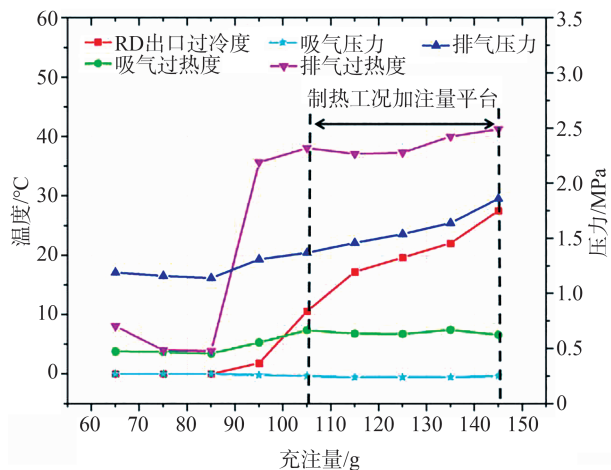


图10 热管理控制器控制框图



(a) 制冷加注量



(b) 制热加注量

图11 充注量试验结果

效比均比较理想,但极低温热泵制热工况系统的能效比和芯体出风温升速率有待提高。

4 结论

本文通过仿真和试验的方法对开发的R290热管理系统性能进行了研究。

(1)仿真结果表明,高温制冷工况下压缩机功率随热负荷的增加而增加,系统制冷量增加,系统能效比COP降低。在低温制热工况下压缩机功率和系统制热量随环境温度的降低而升高,系统能效比COP随环温的降低而降低。压缩机热气旁通制热量随着系统高低压压力的增大而增大。

(2)试验结果表明,所开发的R290双侧间接式热系统最佳充注量在140g左右,40℃高温乘员舱最大制冷量约9.25kW,-18℃低温乘员舱最大制热量约7.24kW,-20℃压缩机热气旁通最大创热量约4.3kW。高温制冷工况制冷量、降温速率、能效比均比较理想,但极低温热泵制热工况系统的能效比和芯体出风温升速率有待提高。

参考文献

[1] 王明赫.我国新能源汽车产业政策研究[D].长春:吉林大学,2023.DOI:10.27162/d.cnki.gjlin.2023.006977.
WANG Minghe. Research on China's new energy vehicle industry policy[D]. Changchun: Jilin University, 2023. DOI: 10.27162/d.cnki.gjlin.2023.006977.

[2] 高福旺.基于热泵技术的纯电动汽车集成热管理系统研究[D].长春:吉林大学,2021.DOI:10.27162/d.cnki.gjlin.2021.004390.
GAO Fuwang. Research on integrated thermal management system for pure electric vehicles based on heat pump technology[D]. Changchun: Jilin University, 2021. DOI: 10.27162/d.cnki.gj-

- lin.2021.004390.
- [3] 工业和信息化部装备工业发展中心,浙江吉利控股集团有限公司.中国汽车产业与技术发展报告[M].北京:电子工业出版社,2021:407.
Equipment Industry Development Center of the Ministry of Industry and Information Technology, Zhejiang Geely Holding Group Co., Ltd. Report on the development of China's automobile industry and technology[M].Beijing: Electronic Industry Press, 2021: 407.
- [4] 朱仲文,汪鑫,江维海,等.氢燃料电池汽车整车集成式热管理系统研究[J].汽车工程, 2023, 45(11):1991-2000.
ZHU Zhongwen, WANG Xin, JIANG Weihai, et al. Research on integrated thermal management system of hydrogen fuel cell vehicle[J]. Automotive Engineering, 2023, 45(11): 1991-2000.
- [5] ZHANG X P, WANG F, FAN X W, et al. Determination of the optimum heat rejection pressure in transcritical cycles working with R744/R290 mixture [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 54 (1) : 176-184. DOI: 10.1016/j. appltherm-leng.2013.02.006.
- [6] DAI B, YANG H, LIU S, et al. Hybrid solar energy and waste heat driving absorption subcooling supermarket CO₂ refrigeration system: energetic, carbon emission and economic evaluation in China[J].SolarEnergy, 2022.DOI:10.1016/j.solener.2022.10.009.
- [7] PURJAM K M T. Thermodynamic modeling of an improved transcritical carbon dioxide cycle with ejector: aiming low-temperature refrigeration [J]. Applied Thermal Engineering: Design, Processes, Equipment, Economics, 2021, 188(1).
- [8] 孙志利.热泵系统用二氧化碳混合制冷剂的理论分析与实验研究[D].天津:天津大学[2024-08-22].
SUN Zhili. Theoretical analysis and experimental research on carbon dioxide mixed refrigerants for heat pump systems [D]. Tianjin: Tianjin University, 2024.
- [9] WU Jianhua, DUAN Jyuan, LI Xiaoyan, et al. Experimental study on the oil return characteristics of miscible or partially miscible oil in R290 room air conditioners [J]. Applied thermal engineering: Design, Processes, Equipment, Economics, 2021, 182(1).
- [10] PUROHIT N. CO₂ Refrigeration system in warm climate: experimental investigation, parameter optimization and supermarket application [J]. 2018. DOI: 10.13140/RG.2.2.32893.61923.
- [11] LIU C, ZHANG Y, GAO T, et al. Performance evaluation of propane heat pump system for electric vehicle in cold climate [J]. International Journal of Refrigeration, 2018:S0140700718303165-. DOI:10.1016.
- [12] 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. Experimental study on the performance of R290 heat pump air-conditioning system for electric vehicles [J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(6): 40-46.
- [13] ZHANG Y, LIU C, WANG T, et al. Leakage analysis and concentration distribution of flammable refrigerant R290 in the automobile air conditioner system [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 110: 286-294.

~~~~~  
(上接第930页)

- [11] PARK M H, KIM S C. Thermal characteristics and effects of oil spray cooling on in-wheel motors in electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 152: 582-593.
- [12] LIU C, XU Z Y, GERADA D, et al. Experimental investigation on oil spray cooling with hairpin windings [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 67(9): 7343-7353.
- [13] ZHANG F Y, GERADA D, XU Z Y, et al. A thermal modeling approach and experimental validation for an oil spray-cooled hairpin winding machine [J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2021, 7(4): 2914-2926.
- [14] LIU C, GERADA D, XU Z Y, et al. Estimation of oil spray cooling heat transfer coefficients on hairpin windings with reduced-parameter models [J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2021, 7(2): 793-803.
- [15] HOFFMANN F, BENDER J, PARCHE M, et al. Local heat transfer coefficient measurements on shaft spray cooled end windings [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2024, 60 (4): 5931-5940.
- [16] BOGLIETTI A, COSSALE M, POPESCU M, et al. Electrical machines thermal model: advanced calibration techniques [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2019, 55 (3) : 2620-2628.
- [17] 李兆宗,张硕,张承宁.基于遗传算法的车用轴向磁通电机温度模型优化[J].汽车工程, 2023, 45(4): 609-618.  
LI Z Z, ZHANG S, ZHANG C N. Optimization of temperature model in axial flux motor based on genetic algorithm for EVs [J]. Automotive Engineering, 2023, 45(4): 609-618.
- [18] IM S Y, LEE T G, KIM K W, et al. Thermal modeling with surrogate model-based optimization of direct oil cooling heat transfer coefficient for HEV motor [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2024, 60(1):332-342.
- [19] Road vehicles-functional safety: ISO 26262-1:2018[S]. 2018.