

文章编号:0253 – 4339(2018) 05 – 0105 – 07
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2018. 05. 105

新型电动汽车热泵系统除湿再热性能实验研究

程 怡 周国梁 兰 娇 唐启天

(上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093)

摘 要 本文设计了一种具备两种除湿再热模式的电动汽车热泵系统,在不同实验工况下研究了两种除湿再热模式的除湿性能与再热性能。结果表明:热泵系统的功耗低于 2.0 kW, COP 大于 2.0;除湿再热模式 A 的除湿率为 0.41 ~ 0.83 kg/h,制热量为 1.7 ~ 3.0 kW;除湿再热模式 B 的除湿率为 0.25 ~ 0.55 kg/h,制热量为 2.0 ~ 3.4 kW。因此除湿再热模式 A 具备良好的除湿性能,除湿模式 B 具备良好的再热性能;根据两种除湿再热模式的特点,提出了一种既能满足乘员舱除湿供暖要求,又相对节能的运行策略。

关键词 汽车空调;热泵;除湿;性能系数

中图分类号: TB657.5; TU834.9; U270.38⁺³ **文献标识码:** A

Experimental Research on Dehumidifying and Reheating Characteristics of a Novel Heat Pump System for Electric Vehicle

Cheng Qia Zhou Guoliang Lan Jiao Tang Qitian

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

Abstract In this study, a heat pump system with two dehumidifying and reheating modes for electric vehicles was set up, and the operating characteristics of the heat pump system were compared in two dehumidifying and reheating modes under various test conditions. Test results showed that energy consumption of the heat pump system was below 2.0 kW, and COP was above 2.0 under all test conditions. The dehumidifying and reheating mode A has better dehumidification performance with moisture extraction rate ranging from 0.41 – 0.83 kg/h and heating capacity ranging from 1.7 – 3.0 kW, while dehumidifying and reheating mode B has better reheating performance, with moisture extraction rate ranging from 0.25 – 0.55 kg/h and heating capacity ranging from 2.0 – 3.4 kW. Based on the characteristics of two modes, an energy saving strategy was proposed as a possible option for realization of energy conservation without sacrifice of thermal comfort for passengers.

Keywords automotive air-conditioning; heat pump; dehumidification; coefficient of performance

随着能源危机及环保问题的日益严峻,逐步取代传统燃油汽车的呼声渐高。电动汽车逐渐替代传统发动机汽车,受到各国政府和厂商的青睐。同时汽车空气调节系统面临新的挑战^[1]。空气调节系统的主要功能是保证乘客的舒适性及车前窗视线清晰以确保驾驶安全性。电动汽车通过消耗电池的电能驱动,没有传统汽车的发动机,不能利用发动机余热进行供暖。冬天当挡风玻璃温度低于空气露点温度时,车窗玻璃结雾会影响驾驶员视线,需要进行除湿。此时车内空气经过蒸发器除湿后,经 PTC 电加热器进行再热。空气经过蒸发器后温度降低,导致 PTC 电热器的耗电量显著增加。同时 PTC 电加热器自身耗电量较高,对电动汽车的续航能力造成很大影响。研究

表明,PTC 电热器的开启将减少电动汽车 24% ~ 50% 的行驶里程^[2-4]。因此,电动汽车需要更加高效的除湿再热系统。

热泵系统效率高(COP > 1),可替代 PTC 电加热系统,国内外很多学者研究了电动汽车热泵系统。李丽等^[5]针对纯电动汽车设计了一套蒸气压缩式冷暖双模式热泵空调系统,并搭建实验台分析了不同环境温度下系统的制热模式,结果表明该系统可在短时间内达到车室内温度需求。热泵空调的性能受外界环境影响较大,环境温度越低,系统压力越低,压缩机排气温度越低,单位时间内制热量越少。彭庆丰等^[6]设计并研制了一种采用二级压缩喷射热泵的电动汽车热泵空调系统,并与 PTC 采暖方式进行了实车对

比实验。结果表明,与 PTC 采暖系统相比,新型热泵空调系统节能 15%,整车续航里程延长 15 km。王颖等^[7]研究了三换热器与四通阀的电动汽车热泵系统。从结构上看,三换热器系统在除霜、除湿方面更具优势;从性能上看,两个系统在不同工况下的制冷/制热能力相近,但四通阀系统的 COP 比三换热器系统高 7%~15%。制冷工况时,三换热器系统的流量大于四通阀系统,因此功耗更大。制热工况时,三换热器系统的连接管路更长、阻力更大,造成压缩机压比更大,功耗增加,需要优化部件管路。K. Y. Kim 等^[8]设计了一种电动汽车使用的 PTC 电加热器与热泵系统相组合的系统,研究了该系统的稳态性能与动态性能。结果表明:该系统在压缩机转速为 2 500 r/min 时制热量达到最大,当环境温度为 20 ℃ 时,与 PTC 电加热器相比,该系统的制热量和 COP 分别提高 59% 和 100%。D. Y. Lee 等^[9]研究了电动汽车热泵系统,通过改变制冷模式下的制冷剂充注量与调节制热模式下的 EXV 开度来达到该系统的最佳性能,结果表明,当环境温度为 -10 ℃ 时,系统可提供 3.10 kW 的制热量,COP 为 3.26。Wang Zhixing 等^[10]研究了制冷剂分别为 R134a 与 R407C 的电动汽车热泵系统的性能差异。当环境温度为 -10 ℃ 时,可满足电动汽车的供暖要求,相比于 R134a 系统,R407C 热泵系统的制热量与压缩机功耗高,效率比低。

上述研究集中在如何提高电动汽车热泵系统的制热效果,较少涉及如何提高系统的除湿再热性能。本文设计了具备两种除湿再热模式的新型电动汽车热泵系统,在不同工况下对两种除湿再热模式的除湿再热效果进行了实验对比研究,并提出一种根据实际工况应变,既能满足乘员舱除湿供暖要求,又相对节能的运行策略。

1 实验装置和方法

1.1 实验装置

图 1 为实验装置及测试系统,制冷剂采用 R134a。实验在汽车空调焓差实验室进行,实验室包含室内侧和室外侧两个环境室,并通过单独的制冷系统和加热加湿系统控制环境状态。热泵系统由室外换热器、热泵换热器、室内蒸发器、热芯、电动涡旋压缩机、电子膨胀阀(EXV)等组成,通过电磁阀(SV)的通断来切换两种除湿再热模式。当运行除湿再热模式 A 时,图 1(a)中虚线代表没有制冷剂的流动,室外换热器不起作用,SV2、SV3 开启,SV1、SV4、SV5、SV6 关闭。此时,压缩机排出的高温高压制冷剂气体在热泵换热器中与冷却水换热,加热后的冷却水由水泵驱

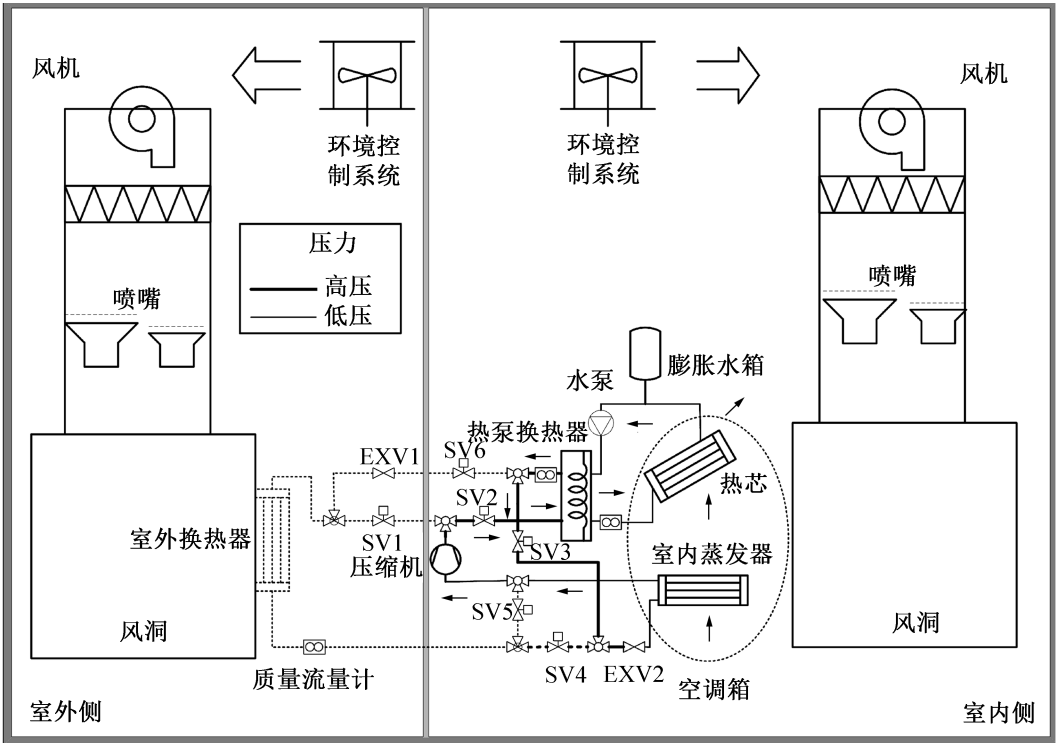
动,在热芯中与空气换热给乘员舱供暖,从热泵换热器出来的过冷制冷剂液体经 SV3 被 EXV2 节流后进入室内蒸发器蒸发成过热气体返回压缩机,需处理的空气经过室内蒸发器冷凝去除水分达到除湿目的。当运行除湿再热模式 B 时,图 1(b)中 SV2、SV3、SV5、SV6 同时开启,SV1、SV4 关闭。从热泵换热器出来的制冷剂液体分为两部分,一部分经 SV6 被 EXV1 节流后在室外换热器中蒸发吸收车外空气热量,另一部分经 SV3 被 EXV2 节流,在室内蒸发器内蒸发,需处理的空气仍经室内蒸发器冷凝去除水分达到除湿目的,蒸发后的两部分制冷剂气体汇合后返回压缩机完成循环。两种除湿再热循环均可利用除湿的废热进行供暖,有效提高了能源利用率。

在电动汽车热泵系统各个测点布置铂电阻与压力传感器来测量制冷剂侧的温度和压力,采用科式质量流量计测量制冷剂质量流量,采用体积流量计测量水的体积流量,采用功率计测量消耗的功率,电压表与电流表测量压缩机的运行电压与电流,各测量精度如表 1 所示,通过计算机软件进行数据采集和处理。

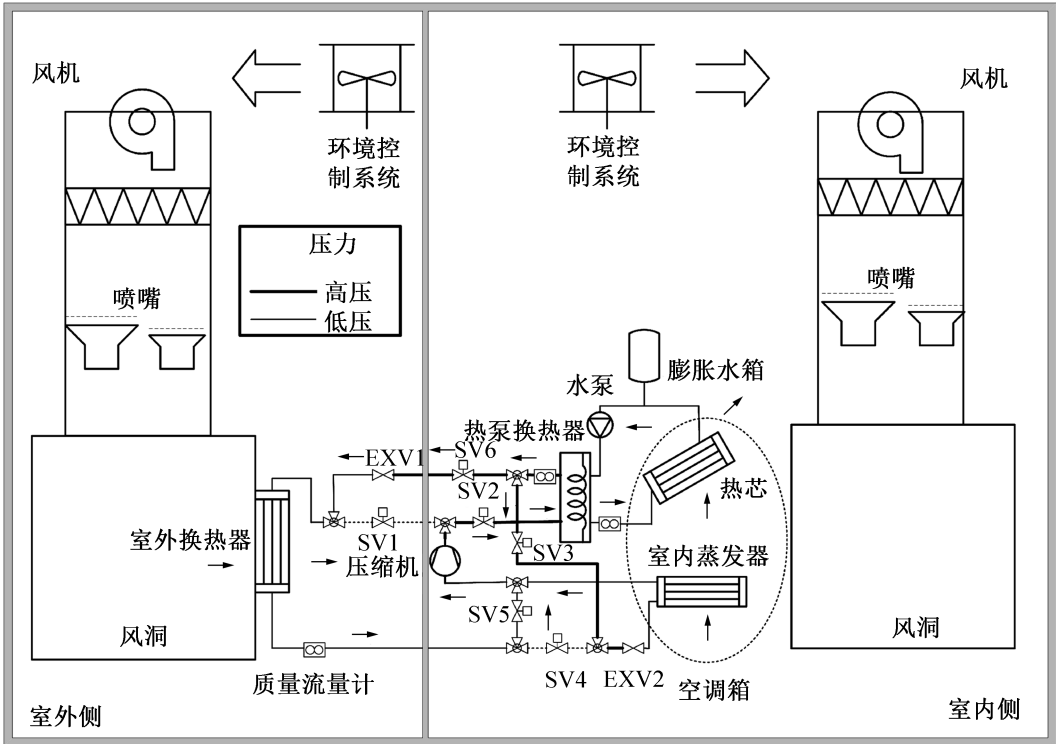
表 1 实验台主要参数测量精度
Tab.1 Measured parameters and the precision

测量参数	测量精度
温度/℃	±0.5
制冷剂侧压力/kPa	±10
空气侧压差/Pa	±6.5
制冷剂质量流量/(kg/h)	±0.5
水体积流量/(L/min)	±0.1
功率/W	±6
电压/V	±0.1
电流/A	±0.005

实验采用车用电动涡旋式压缩机,供电电压为直流 380 V,转速调节范围为 1 000~4 000 r/min,使用自带的 24 V 低压直流控制器进行转速调节。室外换热器为单排两流程微通道平行流冷凝器,外形尺寸(长×宽×高)为 240 mm×20 mm×350 mm;热泵换热器为板式换热器,外形尺寸(长×宽×高)为 206 mm×78 mm×101 mm,最大换热量为 8.5 kW;热芯换热量不小于 4.5 kW,外形尺寸(长×宽×高)为 295 mm×27 mm×130 mm。水泵为 12 V 直流无刷型,最大体积流量为 21 L/min,通过自带的控制器调节体积流量;电磁阀均为直流 12 V 驱动常闭型。



(a) 除湿模式A



(b) 除湿模式B

EXV 电子膨胀阀;SV 电磁阀。

图 1 实验装置及测试系统

Fig. 1 Experimental device and test system

1.2 实验方法

系统的制冷剂充注量通过实验确定为 1.1 kg, 判断依据为制冷模式与制热模式下过冷过热度达到平

台对应的制冷剂充注量范围的交叉点^[11]。测试工况如表 2 所示, 水体积流量固定为 6 L/min, 调节 EXV2 的开度使室内蒸发器出口制冷剂过热度保持 5 ~

8℃,调节 EXV1 的开度使室外换热器内制冷剂的蒸发温度低于室内蒸发器内制冷剂的蒸发温度,这样能扩大室外换热器与室外空气的温差从而提高换热量^[12]。

表 2 实验工况
Tab. 2 Test conditions

项目	参数
室内送风温度/℃	5、10、15、20
室内送风相对湿度/%	85
室内送风风量/(m ³ /h)	350
室外送风温度/℃	5
室外送风风量/(m ³ /h)	1 400
压缩机转速/(r/min)	2 000、4 000

除湿率 (moisture extraction rate, MER) 与制热量 (Q) 用来衡量该热泵系统的除湿能力与再热能力,除湿率与通过室内蒸发器后空气的含湿量有关 (见式 (1));制热量取制冷剂侧制热量与水侧制热量的平均值 (见式 (4));制冷剂焓值由 D. P. Wilsion 等^[13]提出的计算方法获得。单位能耗除湿率 (specific moisture extraction rate, SMER) 与 COP 用来衡量该热泵系统的除湿效率与再热效率,它们都与压缩机功耗 (W_{comp}) 有关。

$$MER = V_{\text{air}} \rho_{\text{air}} (HR_{\text{air, in}} - HR_{\text{air, out}}) \tag{1}$$

$$Q_{\text{ref}} = \frac{m_{\text{ref}} (h_{\text{cond, in}} - h_{\text{cond, out}})}{3\,600} \tag{2}$$

$$Q_{\text{w}} = \frac{V_{\text{w}} \rho_{\text{w}} c_p (t_{\text{in}} - t_{\text{out}})}{3\,600} \tag{3}$$

$$Q = \frac{Q_{\text{ref}} + Q_{\text{w}}}{2} \tag{4}$$

$$\text{SMER} = \frac{MER}{W_{\text{comp}}} \tag{5}$$

$$\text{COP} = \frac{Q}{W_{\text{comp}}} \tag{6}$$

式中:MER 为除湿率,kg/h; V_{air} 与 V_{w} 分别为空气与水的体积流量,m³/h; ρ_{air} 与 ρ_{w} 分别为空气与水的密度,kg/m³; $HR_{\text{air, in}}$ 与 $HR_{\text{air, out}}$ 分别为室内蒸发器进风与出风含湿量,kg/(kg 干空气); Q_{ref} 、 Q_{w} 、 Q 分别为制冷剂侧制热量、水侧制热量、制冷剂侧制热量与水侧制热量的平均值,kW; $h_{\text{cond, in}}$ 与 $h_{\text{cond, out}}$ 分别为热泵换热器进、出口制冷剂焓值,kJ/kg;SMER 为单位能耗除湿率,kg/(kW·h); W_{comp} 为压缩机功耗,kW; m_{ref} 为制冷剂质量流量,kg/h; c_p 为水的比热容,kJ/(kg·℃); t_{in} 与 t_{out} 分别为热芯进、出水温度,℃。

2 实验结果及分析

2.1 两种除湿再热模式运行特性对比

图 2 所示为除湿再热模式 A/B 在室内送风温度为 5℃、压缩机转速为 4 000 r/min 时运行的系统循环 p - h 图。

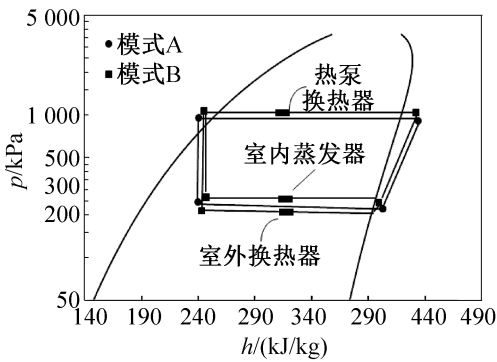


图 2 两种除湿再热模式的运行 p - h 图
Fig. 2 The system p - h diagram of two dehumidifying and reheating modes

由图 2 可知,模式 B 的吸气压力高于模式 A 的吸气压力,这是由于模式 B 既从室内空气吸收热量又从室外空气吸收热量,提高了制冷剂蒸发时的传热率^[14]。在模式 B 运行时,由于从热泵换热器出来的制冷剂分为两部分,一部分流入室内蒸发器而另一部分流入室外换热器,因此该模式运行时有两个独立的蒸发过程。为了获得更大的传热温差,通过调节 EXV1,使室外换热器内制冷剂的蒸发压力低于室内蒸发器内制冷剂的蒸发压力。在室内进风温度为 5℃、压缩机转速为 4 000 r/min 时,模式 A 与模式 B 室内蒸发器内制冷剂的蒸发压力分别为 0.231 MPa 与 0.265 MPa,对应的蒸发温度分别为 -6.4℃与 -2.9℃,当蒸发温度低于 0℃,而进风相对湿度很高时,室内蒸发器表面易结霜影响整个系统的运行。与模式 A 相比,模式 B 的室内蒸发器内制冷剂蒸发温度更高,且由于制冷剂质量流量分流小于模式 A 导致室内蒸发器制冷量减小,因此模式 B 较模式 A 室内蒸发器表面结霜的概率降低。

图 3 所示为两种除湿再热模式的压缩机功耗随室内进风温度的变化。

由图 3 可知,压缩机功耗随压缩机转速及室内进风温度的增加而升高,由制冷剂质量流量增加所致。与模式 A 相比,模式 B 的压缩机功耗更高,原因是模式 B 的吸气压力更高,因此吸气制冷剂密度更大,制冷剂质量流量更大导致压缩机功耗增加。此外,该热泵系统运行时压缩机功耗≤2.0 kW。PTC 加热器效

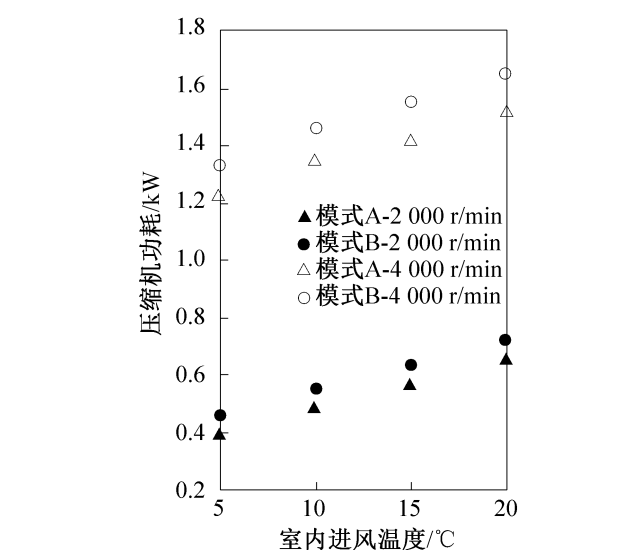


图 3 两种除湿再热模式压缩机功耗随室内进风温度的变化
Fig. 3 The energy consumption changes with indoor inlet air temperature in two dehumidifying and reheating modes

率 $\leq 100\%$,且效率会随着进风温度的降低而下降。在相同实验工况下,为达到与系统同等制热量,PTC电加热器功耗将高于 $2.0\text{ kW}^{[15]}$ 。而该除湿再热系统压缩机功耗最高为 1.65 kW 时的换热量可达 3.4 kW 。因此本文的热泵系统功耗低于 PTC 电加热器,在节能方面具有优势。

2.2 两种除湿再热模式除湿与再热能力对比

图 4 所示为两种除湿再热模式 MER 与制热量随室内进风温度的变化。MER 随压缩机转速与室内进风温度的增加而增加,由室内蒸发器的制冷量增加所致。模式 B 的除湿率明显低于模式 A,这是由于制冷剂分流使模式 B 的室内蒸发器制冷量小于模式 A 的室内蒸发器制冷量。当室内进风温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,模式 A 的 MER 最大可比模式 B 的 MER 高 35.7% 。在整个实验工况下,该热泵系统 MER 最小为 0.25 kg/h ,最大可达 0.83 kg/h 。冬季,为了满足乘客的舒适性,一般每人需要约 $20\text{ m}^3/\text{h}$ 的新鲜空气量,同时乘客的人体散湿量约为 $38\text{ g/h}^{[16]}$,人体较舒适的相对湿度约为 50% ,该热泵系统的除湿能力可除去空气中多余的水分,满足乘员舱的除湿要求。系统制热量也随着压缩机转速与室内进风温度的增加而升高,但模式 B 的制热量要高于模式 A 的制热量,这是由于模式 B 同时从室内外空气源吸收热量导致。

本文实验工况下,该热泵系统在室内进风温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时至少可提供 1.7 kW 的制热量,在压缩机转速为 4000 r/min 时制热量可达 3.1 kW ,系统最大制热量为 3.4 kW 。因此,在较低环境温度下,该热泵系统通过提高压缩机转速可以满足根据 Zhang Ziqi 等^[17]

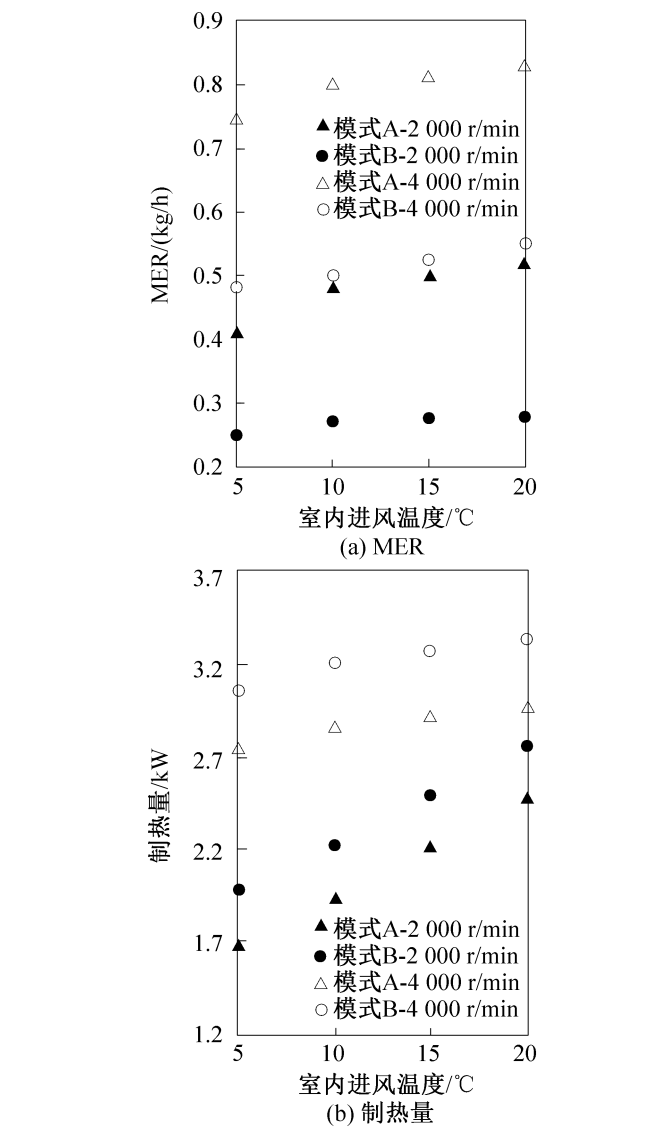


图 4 两种除湿再热模式 MER 与制热量随室内进风温度的变化
Fig. 4 The MER and heating capacity change with indoor inlet air temperature in two dehumidifying and reheating modes

提出的电动汽车热负荷供暖要求。

2.3 两种除湿再热模式除湿与再热效率对比

图 5 所示为两种除湿再热模式 SMER 与 COP 随室内进风温度的变化。系统的 SMER 与 COP 随压缩机转速与室内进风温度的增加而降低,这是由于 MER 与制热量的增加速率小于压缩机功耗的增加速率。与模式 A 相比,模式 B 显示出更低的 SMER,但具有更高的 COP,这是因为模式 B 运行时较小的 MER 与较高的制热量造成的。当室内进风温度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,模式 A 的 SMER 最大可比模式 B 的 SMER 高 48% ,但 COP 最大可比模式 B 的 COP 低 3.7% 。该热泵系统在本文的实验工况中 $\text{COP} \geq 2.0$,最大可达

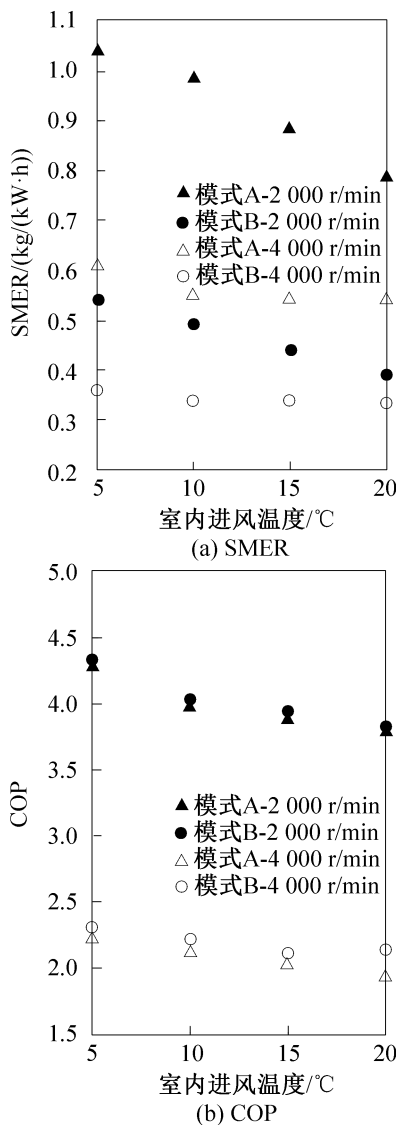


图 5 两种除湿再热模式 SMER 与 COP 随室内进风温度的变化

Fig. 5 The SMER and COP change with indoor inlet air temperature in two dehumidifying and reheating modes

4.3, 其效率高于 PTC 电加热器。

2.4 除湿再热模式运行策略

通过以上数据分析可知,模式 A 的除湿能力和除湿效率都具有优势,但再热能力与再热效率方面却较为欠缺,并且在压缩机高转速情况下模式 A 的室内蒸发器表面结霜概率较大,使运行模式 A 的工况受限。冬季电动汽车行驶过程中,热泵系统的主要作用是保证车窗不结雾及提供较高的出风温度,并且尽可能降低电池电能的使用量来增加电动汽车的行驶里程。鉴于模式 A 与模式 B 各自的特点,在实际除湿再热运行过程中,在开始的几分钟内压缩机高转速情况下切换为模式 A 达到快速除湿的目的,然后在压缩机低转速情况下切换为模式 B 提供较高的出风

温度,该运行策略既能够合理利用电池电能,又不牺牲驾驶安全性与乘员舒适性,具体的控制逻辑有待进一步研究与实验验证。

3 结论

本文搭建了以 R134a 为制冷剂的电动汽车热泵系统实验台,研究了热泵系统在两种不同除湿再热模式运行时的性能。通过改变室内送风温度及压缩机转速,对比了两种除湿再热模式的运行特性、除湿再热能力及除湿再热效率,得到如下结论:

1) 模式 A 与模式 B 均可利用除湿过程的废热进行供暖,模式 B 还可吸收室外空气源的热量。与模式 A 相比,模式 B 显示出较高的吸气压力及压缩机功耗。实验中,压缩机功耗小于 2.0 kW。

2) 在本文实验工况中,该热泵系统可提供 0.25 ~ 0.83 kW/h 的除湿率,1.7 ~ 3.4 kW 的制热量; SMER 为 0.33 ~ 1.04 kg/(kW·h),COP 可达 2.0 ~ 4.3。在压缩机功耗最高为 1.65 kW 情况下换热量可达 3.4 kW。由于 PTC 加热器效率 $\leq 100\%$,为达到与系统同等制热量,PTC 电加热器功耗将高于 2.0 kW。说明该热泵系统可满足电动汽车的除湿与再热要求,且功耗低于 PTC 电加热器,该热泵系统在节能方面具有优势。

3) 模式 A 具备更高的除湿能力与除湿效率,而模式 B 显示出更高的再热能力与再热效率,可以根据实际工况切换两种除湿再热模式达到能量合理利用的目的。

本文受上海市重点学科建设项目 (S30503) 资助。(The project was supported by the Shanghai Municipal Key Discipline Project (No. S30503).)

参考文献

- [1] QI Zhaogang. Advances on air conditioning and heat pump system in electric vehicles-A review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 38: 754 - 764.
- [2] LEE J T, KWON S, LIM Y, et al. Effect of air-conditioning on driving range of electric vehicle for various driving modes [C]//Asia Pacific Automotive Engineering Conference. Michigan, 2013.
- [3] WANG Mingyu, CRAIG T, WOLFE E, et al. Integration and validation of a thermal energy storage system for electric vehicle cabin heating [C]//WCXTM 17: SAE World Congress Experience. 2017.
- [4] AHN J H, KANG H, LEE H S, et al. Heating performance characteristics of a dual source heat pump using air and waste heat in electric vehicles [J]. Applied Energy, 2014,

- 119;1-9.
- [5] 李丽,魏名山,彭发展,等. 电动汽车用热泵空调系统设计与实验[J]. 制冷学报,2013,34(3):60-63. (LI Li, WEI Mingshan, PENG Fazhan, et al. Design and experiment of a heat pump air-conditioning system for electric vehicles[J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(3): 60-63.)
- [6] 彭庆丰,赵韩,陈祥吉,等. 电动汽车新型热泵空调系统的设计与试验研究[J]. 汽车工程, 2015, 37(12): 1467-1470. (PENG Qingfeng, ZHAO Han, CHEN Xiangji, et al. Design and experimental study of novel heat pump air conditioning system for electric vehicle[J]. Automotive Engineering, 2015, 37(12): 1467-1470.)
- [7] 王颖,施骏业,陈江平,等. 采用三换热器和四通阀的两种车用热泵系统的对比研究[J]. 制冷学报,2014,35(1):71-76. (WANG Ying, SHI Junye, CHEN Jiangping, et al. Comparative study of two kinds of automotive air conditioning system with three heat exchangers and four-way valve[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(1): 71-76.)
- [8] KIM K Y, KIM S C, KIM M S. Experimental studies on the heating performance of the PTC heater and heat pump combined system in fuel cells and electric vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 13(6): 971-977.
- [9] LEE D Y, CHO C W, WON J P, et al. Performance characteristics of mobile heat pump for a large passenger electric vehicle[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 50(1): 660-669.
- [10] WANG Zhixing, WEI Mingshan, PENG Fazhan, et al. Experimental evaluation of an integrated electric vehicle AC/HP system operating with R134a and R407C[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 100: 1179-1188.
- [11] TUO H, HRNJAK P. Flash gas bypass in mobile air conditioning system with R134a[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(7): 1869-1877.
- [12] HIGUCHI Y, KOBAYASHI H, SHAN Z, et al. Efficient heat pump system for PHEV/BEV[C]//WCXTM 17: SAE World Congress Experience. 2017.
- [13] WILSON D P, BASU R S. Thermodynamic properties of a new stratospherically safe working fluid-refrigerant 134a[J]. Ashrae Transactions, 1988, 94(2): 2095-2118.
- [14] AHN J H, KANG H, LEE H S, et al. Performance characteristics of a dual-evaporator heat pump system for effective dehumidifying and heating of a cabin in electric vehicles[J]. Applied Energy, 2015, 146: 29-37.
- [15] PARK M H, KIM S C, et al. Heating performance characteristics of high-voltage PTC heater for an electric vehicle[J]. Energies, 2017, 10(10): 1494.
- [16] 阙雄才,陈江平. 汽车空调实用技术[M]. 北京:机械工业出版社,2003:66-74. (QUE Xiongcai, CHEN Jiangping. Automotive air conditioning practical technology[M]. Beijing: China Machine Press, 2003: 66-74.)
- [17] ZHANG Ziqi, LI Wanyong, ZHANG Chengquan, et al. Climate control loads prediction of electric vehicles[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 110: 1183-1188.

通信作者简介

程恰,女,硕士研究生,上海理工大学能源与动力工程学院,13641852527, E-mail: chengqia000@163.com。研究方向:车用空调与热泵技术。

About the corresponding author

Cheng Qia, female, postgraduate, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 13641852527, E-mail: chengqiaooo@163.com. Research fields: vehicle air-conditioning and heat pump technologies.