

文章编号:0253 – 4339(2018) 05 – 0047 – 06
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2018. 05. 047

CO₂ 车用热泵空调系统技术研发及性能提升

王丹东¹ 陈江平^{1,2} 俞彬彬¹ 施骏业^{1,2} 李万勇¹ 蒋甫政¹

(1 上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240; 2 上海高效冷却系统工程技术中心 上海 200240)

摘 要 本文研发了一套 CO₂ 跨临界车用热泵空调系统,该系统采用 CO₂ 车用电动压缩机、微通道换热器、电子膨胀阀等关键部件,克服了 CO₂ 车用热泵空调系统高压和高排气温度的技术挑战。实验研究了系统充注量对 CO₂ 车用热泵空调系统性能、循环特征及膨胀阀开度的影响。提出在热泵模式下将室内换热器串联来提高高压侧的换热能力,并实验验证了该方法对车用热泵空调系统性能的提升作用。结果表明:相比于单一气冷器,采用串联气冷器的车用热泵空调系统的制热量和 COP_h 分别提升了 17% ~ 31% 和 20% ~ 33%;该系统在 -20 ℃ 全新风环境下,出风温度可达 40.4 ℃,COP_h 为 1.8。因此该系统能够满足电动汽车在低温环境下的乘客舒适性和整车负荷需求,且在制热能效方面优势显著。

关键词 车用热泵;制热性能测试;CO₂ 制冷剂;跨临界循环;电动汽车

中图分类号:TQ051.5;TU831.3;U469.72 文献标识码:A

Technology Development and Performance Improvement of CO₂ Automobile Heat Pump Air-conditioning System

Wang Dandong¹ Chen Jiangping^{1,2} Yu Binbin¹ Shi Junye^{1,2} Li Wanyong¹ Jiang Fuzheng¹

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China; 2. Shanghai High Efficient Cooling System Research Center, Shanghai, 200240, China)

Abstract This study develops a set of CO₂ transcritical automobile heat pump air-conditioning systems, which adopts a CO₂ vehicle electrical compressor, micro-channel heat exchanger, electronic expansion valve and other key components. This is to overcome technical challenges brought by CO₂ automobile's heat pump air-conditioning system such as high pressure and high exhaust temperature. The effects of the amount of system refrigerant charge on the system performance, circulation characteristics, and the expansion valve opening of the CO₂ automobile heat pump air-conditioning are studied in this paper. In addition, this paper proposes a series of indoor heat exchangers to increase the heat transfer capacity of the high-pressure side in the heat pump mode, and experimentally verifies the effect of this method on automobile heat pump air-conditioning system performance. Results show that compared with the single gas cooler, the automobile heat pump air-conditioning system with series gas coolers achieves an increase in heating capacity of 17% – 31% and coefficient of performance (COP_h) of 20% – 33%. The system can generate 40.4 ℃ gas cooler outlet air and COP_h = 1.8 under the environment of -20 ℃ fresh air mode. Therefore, the developed CO₂ automobile heat pump air-conditioning system can satisfy passenger comfort and vehicle load demand under a low-temperature environment for electric vehicles and has a very significant advantage in heating energy efficiency.

Keywords automotive heat pump; heating performance experiment; CO₂ refrigerant; transcritical cycle; electric vehicle

针对电动汽车冬季续航里程衰减严重的问题^[1],近些年国内外汽车主机厂及主要空调系统供应商纷纷研发新型车用热泵空调技术。R134a/R1234yf 的物理性质决定了常规热泵在 -20 ℃ 低温环境无法满足整车制热需求,补气增焓技术提升了其制热能力,但因系统复杂性和可靠性等问题,量产难

度较大^[2-5]。目前,CO₂ 车用热泵空调系统受到广泛关注,被视为新一代热泵空调技术。一方面,天然工质 CO₂ 不破坏臭氧层(ODP = 0),温室气体效应极低(GWP = 1),无毒、不可燃、具有良好的传热性能、较低的流动阻力及较大的单位制冷量等优点^[6-8];另一方面,CO₂ 制冷剂适用于低温的运行环境,CO₂ 热

泵系统具有较高的能效水平,超市低温冷冻系统和热泵热水器是目前 CO_2 制冷剂广泛应用的领域。

CO_2 车用热泵空调系统应用潜力巨大,但由于国内缺乏 CO_2 关键零部件的研发基础,相关研究较少^[9-14]。随着近两年一些国内汽车零部件企业大力投入研发,目前已逐渐具备相应的基础研究条件,可以有针对性的开展深入的理论研究,并推动新一代车用热泵空调技术的发展。

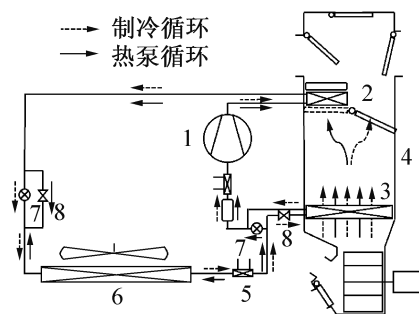
本文研发了一套 CO_2 车用热泵空调系统,满足实车空间和布局要求;研究该系统中充注量的特殊影响规律,包括对气冷器压力、电子膨胀阀 (electronic expansion valve, EEV) 开度及系统性能的影响;实验采用单一气冷器和串联气冷器两种形式的 CO_2 车用热泵空调系统,在最低 $-20\text{ }^\circ\text{C}$ 的测试环境下对比低温车用热泵空调系统性能,揭示串联气冷器的形式对 CO_2 车用热泵空调系统性能提升的重要性。

1 CO_2 车用热泵空调系统实验台

有别于常规制冷剂在高压侧的相变冷凝过程, CO_2 超临界散热过程存在非常大的温度滑移。该特殊的物理性质使气冷器的入口温度更接近于第二流体的出口温度、或气冷器的出口温度更接近于第二流体的入口温度,因此当 CO_2 车用热泵空调系统在第二流体出口温度高或温升大的应用中能取得较高的系统能效,如 CO_2 热泵热水器。但同时如何匹配和优化高压气冷器,使制冷剂和第二流体能够高效换热,是提升 CO_2 车用热泵空调系统性能的关键之一。

针对 CO_2 车用热泵空调系统,第二流体 (室内风、全新风) 在低温环境的温升高达 $60\text{ }^\circ\text{C}$ 以上 (如进风 $-20\text{ }^\circ\text{C}$, 出风 $40\text{ }^\circ\text{C}$), 因此需要有针对性的研发高压侧气冷器,使其能够达到温升需求。根据常规车用热泵空调系统设计 (如图 1 所示), 热泵模式状态下制冷剂由压缩机排气进入室内气冷器散热,再经过 EEV 后进入室外蒸发器吸热蒸发,然后将室内蒸发器旁通,制冷剂直接流过气液分离器后回到压缩机,因此热泵模式下高压侧制冷剂只流过单一室内气冷器进行散热。在不改变车用空调 HVAC 内部结构的前提下,采用车用热泵空调系统的室内气冷器替代常规空调的室内暖风芯体,导致该气冷器的传热面积受限,因此本文提出了将室内气冷器和室内蒸发器串联来提高高压侧的换热能力,车用热泵空调循环如图 2 所示。该方法没有改变 HVAC 的内部结构,对制冷模式系统循环无影响,但是可有效利用原蒸发器的安装空间,增大了气冷器的传热面积;也通过增加气冷器的层数 (2 层到 4 层) 加强了室内风和制冷剂之间

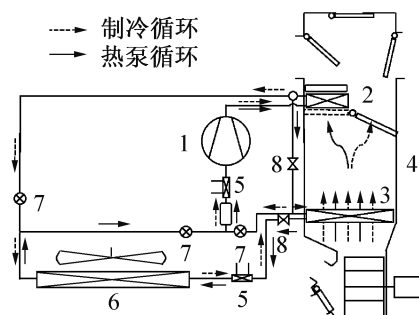
的逆流程度。



1 压缩机;2 室内气冷器;3 室内蒸发器;4 HVAC;
5 中间换热器;6 室外气冷器;7 电磁阀;8 EEV。

图 1 采用单一气冷器的 CO_2 车用热泵空调系统

Fig.1 CO_2 automobile heat pump air conditioning system
with a single gas cooler



1 压缩机;2 室内气冷器;3 室内蒸发器;4 HVAC;
5 中间换热器;6 室外气冷器;7 电磁阀;8 EEV。

图 2 采用串联气冷器的 CO_2 车用热泵空调系统

Fig.2 CO_2 automobile heat pump air conditioning
system with series gas cooler

本文以 CO_2 车用热泵空调系统的制热性能为研究重点,在满足某车型原 R134a 空间安装布局的前提下研发了一套车用热泵空调系统。采用的关键零部件能够满足实车安装要求,同时基本满足 CO_2 车用热泵空调系统的可靠性及运行条件要求;包括新研发的车用 CO_2 电动压缩机,排量为 $6.8\text{ cm}^3/\text{r}$,最高转速为 $8\ 000\text{ r/min}$,质量与 R134a 压缩机相当,排气温度最高可达 $150\text{ }^\circ\text{C}$;微通道平行流换热器 (气冷器和蒸发器),爆破压力可达 31 MPa ,克服了微通道扁管和集流管的耐高压技术挑战; CO_2 车用 EEV,克服了高压差条件阀针偏移卡死及震荡等技术挑战。

CO_2 车用热泵空调系统的实验测试在汽车空调焓差性能实验台上进行^[12]。气冷器和蒸发器分别安装在室内侧和室外侧的风道入口处,通过制冷机组、加热器和加湿器的自动调节来控制室内侧和室外侧环境的温湿度。由变频器分别控制气冷器、蒸发器风道的风机转速,调节气冷器和蒸发器的风量 (即调节

迎面风速)。压缩机的转速通过直流变频器进行无级调节。所用传感器及其精度分别为:K 型热电偶 $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$;压阻式压力传感器 $\pm 0.5\%$;功率计 $\pm 0.05\text{ kW}$;压缩机转速由变频器输出频率换算得到;压缩机功耗(包含压缩机和变频器)由直接测量变频器的输入功率得到;系统制热量由室内气冷器空气侧比热容法计算得到。在本文的实验测试范围内,制热量、压缩机功耗、COP_h 测试的相对不确定度分别为 2.5%、1.0% 和 3.5%。

2 实验结果及分析

2.1 充注量对车用热泵空调系统性能的影响

对于常规蒸气压缩式系统,系统最优的充注量通常由冷凝压力和过冷度随充注量的变化确定;但对于跨临界 CO₂ 系统,系统高压对系统能效影响较大,而气冷器的高压依赖于系统充注量和第二流体;车用热泵空调系统循环的应用存在特殊性,第二流体的出口温度(即出风温度)需达到 40 °C 以上以满足乘客的舒适性要求,因此需要在考虑 p_{dis} 和 $T_{\text{g,o}}$ 的前提下研究跨临界 CO₂ 系统充注量。表 1 为充注量实验的测试工况。为避免压缩机因入口干度过低而发生液击,防止因蒸发器出口过热度过高而降低换热效率,实验过程中调节 EEV 使压缩机的吸气过热度保持 5 °C 左右。

表 1 充注量实验的测试工况

Tab.1 Operation conditions of refrigerant charge experiment

参数	数值
充注量/kg	0.6、0.7、0.8、0.9
室内侧进风温度/°C	0
室内侧风量/(kg/h)	337
室外侧进风温度/°C	0
室外侧风速/(m/s)	4
压缩机转速/(r/min)	4 000

图 3 所示为充注量对 Q_h 、 $T_{\text{g,o}}$ 和 COP_h 的影响。随着 CO₂ 的充注量从 0.6 kg 增至 0.9 kg, Q_h 增加 20.7% (3.6 ~ 4.3 kW), COP_h 下降 10.5% (2.3 ~ 2.0), $T_{\text{g,o}}$ 增加 8.6 °C (37.3 ~ 45.9 °C), 说明充注量的增加有利于 Q_h 和 $T_{\text{g,o}}$, 但不利于 COP_h。图 4 所示为不同充注量下的热泵循环 p - h 图。由图 4 可知,气冷器进出口的焓差随着充注量的增加而不断增加。又由于高压侧气冷器的制热能力 Q_h 为气冷器的进出口焓差和制冷剂流量(m_r)的乘积,因此 Q_h 也随着

充注量的增加而不断提升。

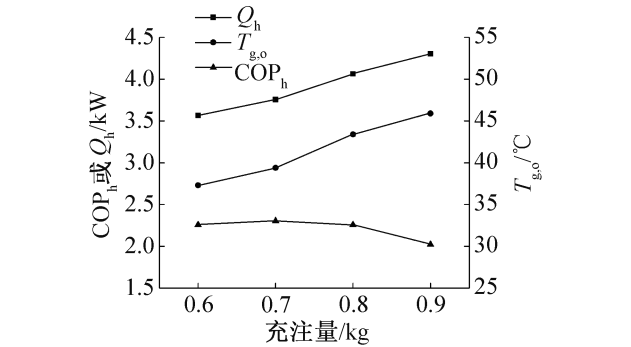


图 3 充注量对车用热泵空调系统性能的影响
Fig.3 Impacts of refrigerant charge on automobile heat pump air-conditioning system performance

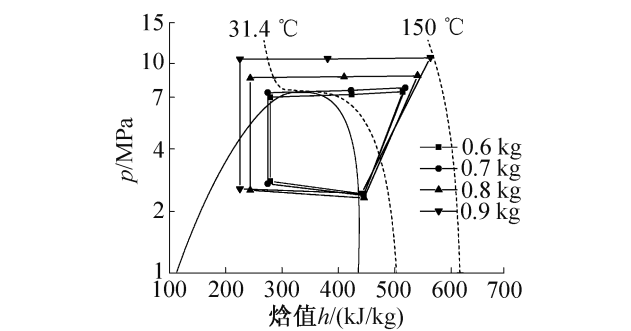


图 4 不同充注量下的热泵循环 p - h 图
Fig.4 p - h diagram of heat pump cycles with various refrigerant charge

由图 4 可知充注量对排气压力(p_{dis})的影响。充注量从 0.6 kg 起,每增加 0.1 kg, p_{dis} 分别增加 0.3、1.1、1.8 MPa。当充注量达到 0.9 kg 时, T_{dis} 增至 145 °C, 接近临界值 150 °C。说明 p_{dis} 的变化幅度随着充注量的增加而增加, 导致充注量过多时, p_{dis} 或 T_{dis} 易突然达到临界值。由于 CO₂ 系统受 p_{dis} ($< 12.5\text{ MPa}$) 和 T_{dis} ($< 150\text{ }^{\circ}\text{C}$) 的临界限制, 因此在系统控制时需特别关注充注量过多的情况。此外, 随着充注量的增加, CO₂ 车用热泵空调系统将从亚临界循环变化到跨临界循环。当充注量为 0.6 kg 和 0.7 kg 时, 系统为亚临界循环, 过冷度分别为 1.7 °C 和 4.0 °C。当充注量为 0.8 kg 和 0.9 kg 时, 系统为跨临界循环, 气冷器出口温度分别为 19.3 °C 和 13.2 °C。可以发现, 气冷器的入口焓值随着充注量的增加而增加, 且气冷器的出口焓值不断减小, 使气冷器进出口的焓差随充注量的增加不断增加, 从而提升了制热量。 p_{dis} 随充注量的变化也引起压缩机进出口焓差的增加, 且高压比下压缩机效率降低, 导致充注量增加, COP_h 降低。

图 5 所示为充注量对 m_r 和 EEV 开度的影响。 m_r 随充注量的增加降低 21% (73 ~ 58 kg/h), 由图 4

可知压缩机入口的状态变化不大,因此 m_r 的下降主要是由于压缩机容积效率随着排气压力的增加而衰减。EEV 开度随充注量的增加从 0.69 降至 0.08 (全开时为 1),变化显著。 CO_2 制冷剂的 EEV 流量特性的影响机制较为复杂,主要受几何参数(阀口面积、阀针形状等)和工况参数(阀前的温度、压力、阀后的压力)的影响,同时涉及闪发和壅塞流动、超临界以及亚临界流态^[15]。由实验结果可知,随着充注量的增加,阀前温度的降低(26.9 ~ 13.2 °C)和阀前压力的增加(7.4 ~ 10.6 MPa)均会引起相同开度下流量的增加,由于 m_r 下降 21%,三者叠加引起 EEV 开度显著下降。此外,实验采用的 EEV 的几何参数一定程度上也对该现象造成影响。EEV 的精确高效控制对 CO_2 系统的稳定运行至关重要,车用热泵空调系统的工况变化幅度较大,因此有必要在后续研究中进一步研究 EEV 的流量影响机制及其开度控制对 CO_2 车用热泵空调系统的影响。

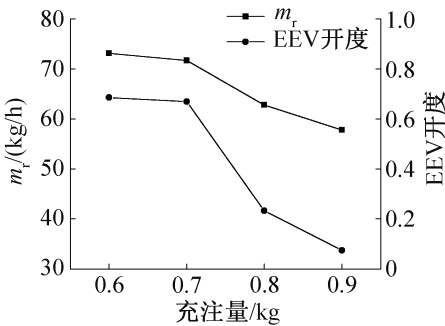


图 5 充注量对 m_r 和 EEV 开度的影响

Fig. 5 Impacts of refrigerant charge on refrigerant mass flow and EEV opening

2.2 气冷器形式对车用热泵空调系统性能的影响

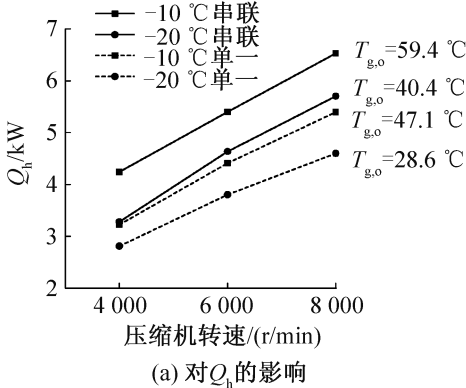
本文实验对比了采用单一气冷器和串联气冷器形式的 CO_2 车用热泵空调系统性能,分析了两者的性能差异。表 2 为不同气冷器形式的车用热泵空调系统的制热性能实验的测试工况。系统在 -10 °C 和 -20 °C 全新风工况下进行实验。充注量的确定以 Q_h 优先考虑,根据 0 °C 工况下最大充注量确定了单一气冷器和串联气冷器的车用热泵空调系统充注量分别为 0.6 kg 和 0.9 kg。

图 6 所示为不同压缩机转速、环境温度条件下气冷器形式对车用热泵空调系统 Q_h 和 COP_h 的影响。由图 6(a)可知,在不同的压缩机转速和环境温度下,采用串联气冷器的 CO_2 车用热泵空调系统 Q_h 高于采用单一气冷器的车用热泵空调系统的 17% ~

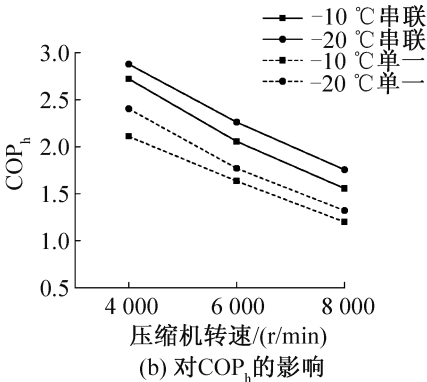
31%。由图 6(b)可知,在不同的压缩机转速和环境温度下,采用串联气冷器的 CO_2 车用热泵空调系统 COP_h 高于采用单一气冷器的车用热泵空调系统的 20% ~ 33%。因此,相比于单一气冷器的形式,采用串联气冷器可以显著提升 Q_h 和 COP_h 。该方法直接提升了 CO_2 车用热泵系统的制热能效,实现了降低能耗、延长冬季续航里程的设计目标。

表 2 车用热泵空调系统性能实验的测试工况
Tab.2 Operation conditions of automobile heat pump air-conditioning system performance experiment

参数	数值
充注量/kg	0.6、0.9
室内侧进风温度/℃	-10、-20
室内侧风量/(kg/h)	337
室外侧进风温度/℃	-10、-20
室外侧风速/(m/s)	4
压缩机转速/(r/min)	4 000、6 000、8 000



(a) 对 Q_h 的影响



(b) 对 COP_h 的影响

图 6 气冷器形式对车用热泵空调系统性能的影响

Fig. 6 Impacts of gas cooler type on the performance of automobile heat pump air-conditioning system

由图 6 还可知,当压缩机达到最高转速 8 000 r/min 时,采用串联气冷器的车用热泵空调系统,在

-10℃工况 $T_{g,o}$ 可以达到 59.4℃,COP=1.6;在-20℃工况 $T_{g,o}$ 可以达到 40.4℃,COP=1.8。这说明在-20℃的低温环境下,研发的 CO₂ 车用热泵系统可提供足够的制热量和达到出风温度的要求。因此,CO₂ 车用热泵空调系统在低温环境下可以不使用 PTC,进一步提升了高效热泵的使用工况范围,是现有 R134a 车用热泵空调系统无法比拟的^[3],因此研发的车用热泵空调系统应用潜力巨大。

图 7 所示为不同气冷器形式的热泵循环 $p-h$ 图。其中压缩机转速为 6 000 r/min,环境温度分别为-10℃和-20℃。由图 7 可知,相比于单一气冷器,串联气冷器的节流等焓线位于更左边的位置。两者的阀前压力相近,但阀前温度差别较大。当环境温度为-10℃时,单一和串联气冷器的阀前温度分别为 28.6℃和 10.3℃;当环境温度为-20℃时,阀前温度分别为 18.8℃和-1.2℃。由此可见,相比于单一气冷器,采用串联气冷器阀前温度降低了 18~20℃,使其更接近于室内风的进口温度。阀前温度的降低增大了高压侧的焓差,提高了 COP_h。因此,采用串联气冷器的车用热泵空调系统显著增强了高压侧的换热能力,降低了气冷器出口温度。

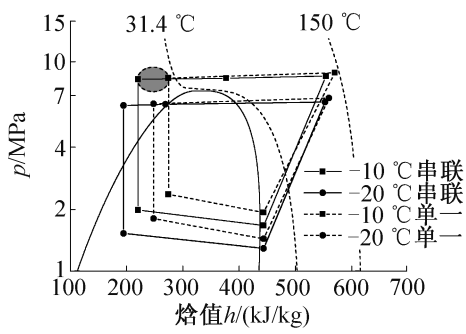


图 7 不同气冷器形式的热泵循环 $p-h$ 图

Fig. 7 $p-h$ diagram of heat pump cycles with various gas cooler type

另一方面,采用串联气冷器降低阀前温度也直接影响了系统充注量。如当环境温度为-10℃时,忽略高压压力的区别,采用串联气冷器比单一气冷器的热泵循环在气冷器上多出了从 28.6℃降至 10.3℃的过程(图 7 中椭圆部分),而由于该段制冷剂已经过超临界而处于纯液相状态,密度较高(700~900 kg/m³),使串联气冷器内的制冷剂充注量远高于单一气冷器。串联气冷器内容积的增大(两个换热器)以及气冷器出口段密度的增大(阀前温度不同)是引起串联气冷器充注量(0.9 kg)高于单一气冷器充注量(0.6 kg)的主要原因。

3 结论

本文基于实车的安装空间和布局,采用新研发的 CO₂ 系统车用关键零部件,研发了一套 CO₂ 跨临界的车用热泵空调系统,并研究了低温热泵性能,得到如下结论:

- 1)随着充注量从 0.6 kg 增至 0.9 kg, Q_h 增加 20.7%,COP_h 下降 10.5%。 p_{dis} 的变化幅度随着充注量的增加而增加,导致充注量过多时, p_{dis} 或 T_{dis} 易突然达到临界值。
- 2) m_r 随充注量的增加而降低 21%,主要是由于压缩机容积效率随着排气压力的增加而衰减。EEV 开度随充注量的增加从 0.69 降至 0.08,阀前温度的降低、阀前压力的增加及 m_r 的下降三者叠加引起了 EEV 开度显著下降。
- 3)热泵模式下将室内换热器串联来提高高压侧的换热能力,实验表明采用该方法能够实现 Q_h (17%~31%) 和 COP_h (20%~33%) 的显著提升。
- 4)相比于单一气冷器,采用串联气冷器增强了高压侧的换热能力,降低了气冷器的出口温度。由于气冷器出口段密度增大及气冷器内容积增大,采用串联气冷器的车用热泵空调系统的充注量高出 50%。
- 5)采用串联气冷器的 CO₂ 车用热泵空调系统,-10℃全新风环境下, $T_{g,o}$ 最高可达 59.4℃,COP=1.6;在-20℃全新风环境下, $T_{g,o}$ 最高可达 40.4℃,COP=1.8。

符号说明

- COP_h——制热 COP
- EEV——电子膨胀阀
- HVAC——采暖通风与空调
- m_r ——制冷剂质量流量,kg/h
- p ——压力,MPa
- p_{dis} ——压缩机排气压力,MPa
- Q_h ——制热量,kW
- T ——温度,℃
- $T_{g,o}$ ——气冷器空气侧出口温度,℃
- T_{dis} ——压缩机排气温度,℃

参考文献

[1] 张子琦,李万勇,张成全,等. 电动汽车冬季负荷特性研究[J]. 制冷学报,2016,37(5):39-44. (ZHANG Ziqi, LI Wanyong, ZHANG Chengquan, et al. A study on heat load character of EV in cold climate[J]. Journal of Refrigeration, 2016,37(5):39-44.)

[2] 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.)
- [3] 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.
- [4] HIGUCHI Y, KOBAYASHI H, SHAN Z, et al. Efficient heat pump system for PHEV/BEV [R]. Detroit: SAE Technical Paper, 2017.
- [5] QIN F, XUE Q, VELEZ G M A, et al. Experimental investigation on heating performance of heat pump for electric vehicles at $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ambient temperature[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 102: 39–49.
- [6] 曾宪阳,王洪利,马一太. CO_2 跨临界循环和氟利昂制冷剂循环性能分析[J]. 流体机械, 2011, 39(6):80–85. (ZENG Xianyang, WANG Hongli, MA Yitai. Performance analysis of CO_2 transcritical compression cycle and freon refrigeration cycle[J]. Fluid Machinery, 2011, 39(6): 80–85.)
- [7] 杨俊兰,马一太,李敏霞. 超临界 CO_2 流体及其换热特性分析[J]. 流体机械, 2013, 41(5):66–71. (YANG Junlan, MA Yitai, LI Minxia. Analysis of supercritical CO_2 fluid and the heat transfer performance[J]. Fluid Machinery, 2013, 41(5):66–71.)
- [8] 杨俊兰,马一太,李敏霞,等. 制冷剂 CO_2 两相流动及沸腾传热特点分析[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(12): 2065–2067. (YANG Junlan, MA Yitai, LI Minxia, et al. Analysis of two phase flow and boiling heat transfer of refrigerant CO_2 [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(12): 2065–2067.
- [9] 陈江平,穆景阳,刘军朴,等. 二氧化碳跨临界汽车空调系统开发[J]. 制冷学报, 2002, 23(3):14–17. (CHEN Jiangping, MU Jingyang, LIU Junpu, et al. Development of the transcritical carbon-dioxide automotive air-conditioning system[J]. Journal of Refrigeration, 2002, 23(3): 14–17.)
- [10] 杨涛,陈江平,陈芝久. 跨临界二氧化碳汽车空调系统的动态仿真与实验研究[J]. 上海交通大学学报, 2006, 40(8): 1365–1368. (YANG Tao, CHEN Jiangping, CHEN Zhijiu. Dynamic simulation and experimental validation of a transcritical CO_2 automobile air conditioning system[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2006, 40(8):1365–1368.)
- [11] 胡兵,赵宇,徐博,等. CO_2 汽车空调系统匹配分析与试验研究[J]. 流体机械, 2011, 39(4):54–57. (HU Bing, ZHAO Yu, XU Bo, et al. Simulation research and experimental study on system matching of CO_2 air conditioning for vehicles[J]. Fluid Machinery, 2011, 39(4):54–57.)
- [12] WANG Dandong, YU Binbin, HU Jichao, et al. Heating performance characteristics of CO_2 heat pump system for electrical vehicle in a cold climate[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 85: 27–41.
- [13] KIM S C, MIN S K, HWANG I C, et al. Performance evaluation of a CO_2 heat pump system for fuel cell vehicles considering the heat exchanger arrangements[J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(7):1195–1206.
- [14] KIM S C, MIN S K, HWANG I C, et al. Heating performance enhancement of a CO_2 heat pump system recovering stack exhaust thermal energy in fuel cell vehicles[J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(7):1215–1226.
- [15] HOU Yu, LIU Changhai, MA Juanli, et al. Mass flowrate characteristics of supercritical CO_2 flowing through an electronic expansion valve[J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 47: 134–140.

通信作者简介

陈江平,男,教授,上海交通大学制冷与低温工程研究所, (021)34206775, E-mail: jpchen_sjtu@163.com。研究方向:汽车空调、汽车热管理。

About the corresponding author

Chen Jiangping, male, Ph. D., Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, +86 21-34206775, E-mail: jpchen_sjtu@163.com. Research fields: vehicle air conditioner, vehicle thermal management.