

文章编号:0253-4339(2018)02-0014-08

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2018.02.014

适用于 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境的 CO_2 汽车热泵系统的开发及性能测试

王丹东^{1,2} 张 科¹ 俞彬彬¹ 胡记超¹ 陈 亮¹ 施骏业^{1,2} 陈江平^{1,2}

(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 开发 CO_2 跨临界汽车热泵,是解决 R134a 汽车热泵在低温环境下制热量不足、无法正常工作问题的有效措施。本文理论分析了影响 CO_2 汽车热泵性能的关键因素,在最低为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的环境温度下实验研究了 CO_2 汽车热泵的性能。结果表明:开发的 CO_2 汽车热泵系统在低温环境下稳定运行,具有较好的制热性能;在相同压缩机转速条件下,室内进风温度对制热 COP (COP_h) 影响更大,室外环境温度对制热量影响更大;在 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境冷启动工况下 COP_h 可达到 3.15、制热量为 3.6 kW;进风 ($T_{g,a,in}$) 和出风 ($T_{g,a,out}$) 温度分别为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, COP_h 最低为 1.72。因此,与 R134a 相比, CO_2 车用热泵系统的低温制热性能有显著的优势,该系统在电动汽车上具有较好的应用潜力。

关键词 汽车热泵;制热性能测试; CO_2 制冷剂;跨临界循环;电动汽车

中图分类号:TB64;TQ051.5

文献标识码:A

Development and Performance Evaluation of CO_2 Automotive Heat Pump System Applied to $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ Environment

Wang Dandong^{1,2} Zhang Ke¹ Yu Binbin¹ Hu Jichao¹ Chen Liang¹
Shi Junye^{1,2} Chen Jiangping^{1,2}

(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 Automotive heat pump systems with the R134a refrigerant cannot provide sufficient heating capacity and even stop working in a low ambient temperature. Developing a transcritical CO_2 automotive heat pump system would be an effective method to solve this problem. This study theoretically analyzed the impacts of key factors on the performance of a CO_2 heat pump system, and experimentally investigated the developed heat pump in a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ environment. Experimental results showed that the developed heat pump system ran stably at low temperatures and had a good heating performance. Under the same compressor speed, the indoor environment temperature had a greater impact on the heating coefficient of performance (COP_h), while the outdoor environment temperature had a greater impact on the heating capacity. Under a cold condition at $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, the COP_h reached 3.15 and the heating capacity reached 3.6 kW. When the indoor inlet and outlet air temperatures are $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectively, the COP_h was at least 1.72. Therefore, compared to R134a, the CO_2 heat pump system has a great heating performance in a low temperature environment, and thus has good application potential for electric vehicles.

Keywords automotive heat pump; heating performance experiment; CO_2 refrigerant; transcritical cycle; electric vehicle

针对电动汽车在冬季行驶时采用 PTC 加热乘客舱空气会消耗较多的电能,从而严重降低冬季续航里程的问题^[1],近些年国内外汽车厂商逐渐采用热泵技术来有效提升电动汽车冬季制热能效,应用热泵技术的车型有宝马 i3、Nissan Leaf、荣威 e550 等。但是,采用 R134a 制冷剂的汽车热泵存在随着室外环境温度下降,制热量和 COP 衰减严重的现象,在低温环境下 ($< -10\text{ }^{\circ}\text{C}$) 不能满足实际的制热需求、甚至无法正常运行、难以达到依靠汽车热泵延长冬季续航里程的目的^[2-4]。因此,如何在低温环境下确保汽车热泵

能够提供足够的热量且达到一定的制热能效,是目前汽车热泵系统应用亟待解决的问题。开发 CO_2 跨临界汽车热泵,利用 CO_2 制冷剂在低温环境下的热泵运行优势,是解决该问题的有效手段。

天然工质 CO_2 不破坏臭氧层 ($\text{ODP} = 0$),温室气体会效应极低 ($\text{GWP} = 1$),无毒,不可燃,且具有良好的传热性能、较低的流动阻力及单位制冷量大等优点^[5-7]。同时,由于 CO_2 制冷剂临界温度低 ($31\text{ }^{\circ}\text{C}$)、跨临界循环压力高 ($> 7.4\text{ MPa}$)、节流损失大,使 CO_2 系统也存在高压、高温下制冷循环效率

低等限制其应用的缺陷。目前,CO₂制冷剂的应用领域主要包括超市冷柜、热泵热水器和复叠循环系统等。在汽车空调领域,近些年国内外汽车零部件厂商重新开发了CO₂紧凑型微通道换热器、电子膨胀阀、电动压缩机等,逐渐克服了CO₂车用空调系统稳定性、安全性等限制因素。在欧盟对汽车空调制冷剂GWP的限制规定^[8]下,德国奔驰在2017年率先向德国市场推出了搭载CO₂空调系统的汽车^[9]。另一方面,电动汽车快速发展带来的低温制热需求也引起了国内外车企对CO₂热泵系统的高度关注,CO₂被视为在车用热泵领域最具应用潜力的制冷剂。

现有关于CO₂汽车空调的研究,主要集中在常规的汽车空调系统。陈江平等^[10-11]建立了CO₂汽车空调仿真模型,分析了系统稳态和动态特性,研究了国内第一台CO₂汽车空调系统装车样机。胡兵等^[12]在KULI汽车热管理的平台上构建了CO₂汽车空调模型,分析了中间换热器节流面积对系统性能的影响,获得最优系统匹配并开展了台架的验证实验。CO₂热泵系统的研究,主要集中在CO₂热泵热水器。日本Eco-cute系列热泵热水器^[13]实现了90℃的出水水温并达到了较高的系统能效(-10℃环境COP=1.94,10℃环境COP=2.98)。针对CO₂汽车热泵系统,S. C. Kim等^[14-15]实验研究了燃料汽车热泵系统性能,对比了燃料电池热源换热器和室外换热器的结构布置方式,研究表明采用CO₂热泵和PTC结合的系统能效最高,采用燃料电池废热对室外蒸发器预热可以使COP提升22%。H. Hammer等^[16]对采用CO₂热泵系统的整车开展风洞升温实验,表明CO₂热泵制热效果优于PTC直接加热,甚至优于燃油车暖风芯体供热效果。

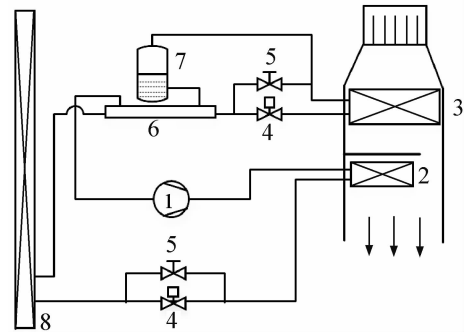
CO₂汽车热泵系统具有非常好的应用潜力,但由于CO₂热泵系统和常规的汽车空调、热泵热水器都存在非常大的运行环境、设计目标的差异,现有针对电动汽车开发的CO₂汽车热泵系统的公开文献很少,因此需要对其开展深入的系统循环理论分析以及实验研究。

本文根据电动汽车冬季制热的实际需求,开发了适用于-20℃低温环境的CO₂汽车热泵的关键零部件及系统。采用理论分析和实验验证相结合,研究了室内外环境温度、高压控制等因素对CO₂低温热泵制热性能的影响规律,总结了-20℃低温环境下CO₂热泵运行的系统循环规律。为CO₂汽车热泵的推广应用、零部件的优化设计以及系统的控制策略开发奠定良好的理论和实验基础。

1 CO₂汽车热泵循环

1.1 CO₂汽车热泵系统

现有的三换热器汽车热泵系统是在原有的R134a汽车空调基础上进行开发,加热模块采用增加室内换热器或者通过板式换热器加热冷却液的方式,借助电磁阀的切换和电子膨胀阀以及水泵的调节,实现制冷和制热模式的切换。采用三换热器形式的CO₂汽车热泵系统,与常规的三换热器热泵系统相类似,区别在于CO₂系统需安装中间换热器,如图1所示。



1 压缩机;2 室内气冷器;3 蒸发器;4 膨胀阀;5 电磁阀;
6 中间换热器;7 储液器;8 室外换热器。

图1 采用三换热器形式的CO₂汽车热泵系统

Fig.1 CO₂ automotive heat pump system with the three heat exchangers

本文主要研究CO₂热泵系统低温制热性能,CO₂热泵制热与常规汽车空调制冷在运行换热器的布局、工况环境等方面存在明显的区别。从换热器布局角度,热泵制热循环的气冷器位于HVAC内部,属于高压侧,主要特点为空间约束较为苛刻,风量受鼓风机的限制;蒸发器位于前端模块,属于低压侧,安装空间相对较大,风速则与汽车行驶速度有关。从运行工况环境角度,CO₂热泵空调主要考虑适用于低温环境下的制热能力,室外侧的温度变化范围在-20~10℃,室内侧的温度考虑汽车冷启动和稳态运行的状态,温度变化范围在-20~20℃。因此,CO₂热泵制热与常规制冷在换热器布局、运行工况、设计目的等方面均存在明显的区别,需要根据相应的特点进行理论分析和实验研究。

图2和图3分别为采用CO₂和常规R134a制冷剂的热泵理论循环lgp-h和T-S图。由图2可知,R134a在高压侧存在冷凝相变过程,而CO₂制冷剂高压侧则存在非常大的温度滑移,CO₂热泵循环的压缩机压比远小于R134a的压比。二者物性的差异决定了热泵系统设计的区别。对于CO₂汽车热

泵系统,需要结合制热运行工况、利用 CO_2 的温度滑移特性,才能提升 CO_2 汽车热泵系统性能。日本的 Eco-cute 系列热泵热水器通过采用高效的三段式加热的气冷器结构,有效提升了 CO_2 热泵性能且出水温度达到 $90\text{ }^\circ\text{C}$ 。开发高效的风冷室内气冷器以及构建合理的室内换热器布局是 CO_2 热泵系统开发的关键。

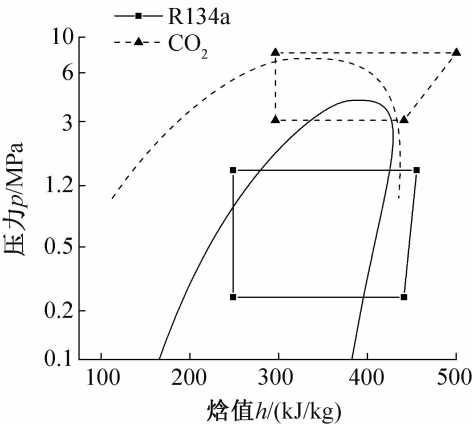


图 2 CO_2 和 R134a 的热泵理论循环 $\lg p$ - h 图
Fig. 2 $\lg p$ - h diagram of CO_2 and R134a heat pump theoretical cycles

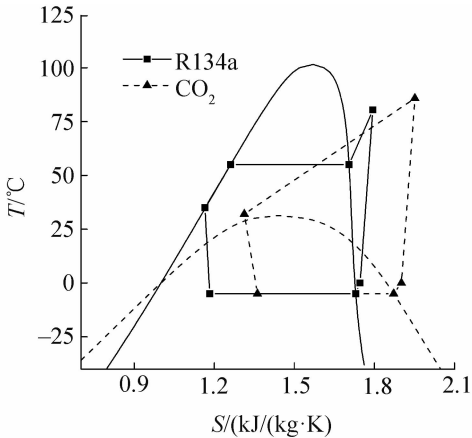


图 3 CO_2 和 R134a 的热泵理论循环 T - S 图
Fig. 3 T - S diagram of CO_2 and R134a heat pump theoretical cycles

1.2 CO_2 汽车热泵性能影响因素分析

针对低温环境下使用的汽车热泵,制热量和制热 $\text{COP}(\text{COP}_h)$ 是衡量热泵系统性能的重要指标。由于吸气比容、高压压力、气冷器出口温度 ($T_{g,\text{out}}$)、蒸发温度 (T_e) 等因素对制热量和 COP_h 影响较大,因此首先需要明确这些因素对 CO_2 汽车热泵的影响。

图 4 所示为 CO_2 和常规 R134a 制冷剂的吸气密度与 T_e 的关系(假设吸气过热度均为 $5\text{ }^\circ\text{C}$,以 $0\text{ }^\circ\text{C}$ 的吸气密度作为参考基准)。由图 4 可知, T_e 每降低

$5\text{ }^\circ\text{C}$, CO_2 制冷剂的吸气密度平均降低 15% , R134a 制冷剂的吸气密度平均降低 18% 。当 T_e 从 $0\text{ }^\circ\text{C}$ 降低到 $-25\text{ }^\circ\text{C}$, CO_2 制冷剂的吸气密度降低 53% 。当 $T_e = -25\text{ }^\circ\text{C}$ 时,相比于 R134a, CO_2 吸气密度比高 27% 。吸气密度和制冷剂流量呈正比关系,温度对吸气密度的影响是热泵系统制热量在低温环境下大幅度衰减的主要原因。由于 CO_2 吸气密度受温度影响程度低于 R134a,因此采用 CO_2 作为制冷剂的低温热泵系统流量、制热量会远高于 R134a。

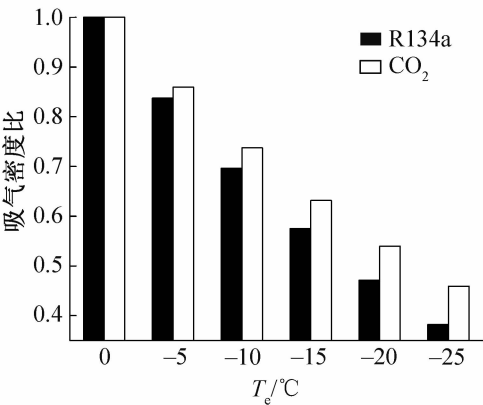


图 4 CO_2 和 R134a 的吸气密度与 T_e 的关系
Fig. 4 Relations between suction density and evaporation temperature of CO_2 and R134a

图 5 所示为在不同 $T_{g,\text{out}}$ 下 COP_h 与系统高压压力的关系(设定 $T_e = -10\text{ }^\circ\text{C}$,假设压缩机的等熵效率 $=0.7$,忽略所有部件的压降和热损失)。由图 5 可知, $T_{g,\text{out}}$ 每升高 $5\text{ }^\circ\text{C}$,最佳系统高压压力平均升高 1 MPa ,最佳 COP_h 平均降低 15% 。当 $T_{g,\text{out}} < 30\text{ }^\circ\text{C}$ 时(小于临界温度 $31\text{ }^\circ\text{C}$),最佳系统高压接近 $T_{g,\text{out}}$ 对应的平衡压力,这是由于高压侧处于亚临界状态,与

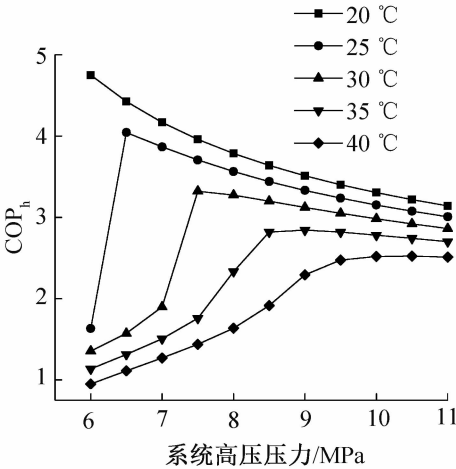


图 5 不同 $T_{g,\text{out}}$ 时 COP_h 与系统高压压力的关系
Fig. 5 Relations between COP_h and discharge pressure under different gas cooler outlet temperatures

常规 R134a 制冷剂高压侧冷凝相变换热过程中, 高低换热温度可以提升系统性能的规律一致; 当 $T_{g,out} > 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时(大于临界温度 $31.4\text{ }^{\circ}\text{C}$), 高压侧处于超临界状态, 存在最佳系统高压压力, 与常规 CO_2 跨临界制冷循环的最佳系统高压受 $T_{g,out}$ 的影响规律一致。

图 6 所示为不同 T_e 下 COP_h 与系统高压压力的关系($T_{g,out} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, 假设压缩机的等熵效率 $= 0.7$, 忽略所有部件的压降和热损失)。由图 6 可知, T_e 每降低 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, 最佳系统高压压力基本保持不变, 最佳 COP_h 平均降低 10% 。因此最佳系统高压主要和 $T_{g,out}$ 有关, 在理论假设条件下 T_e 的改变对最佳的系统高压无影响; T_e 的降低则会增加压缩机压比, 增加功耗, 使 COP_h 下降。

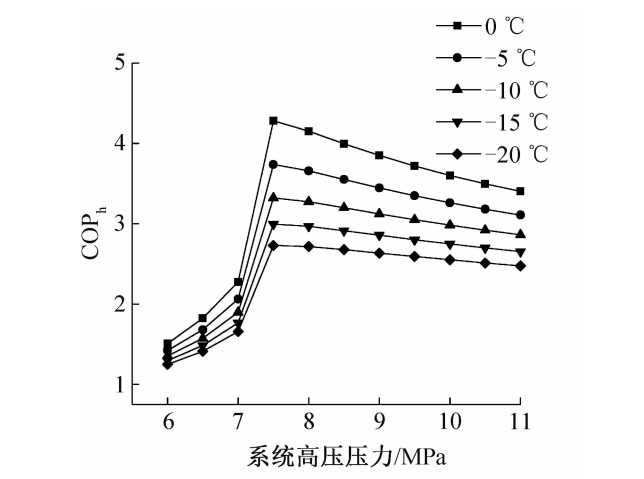


图 6 不同 T_e 下 COP_h 与系统高压压力的关系
Fig. 6 Relations between COP_h and discharge pressure under different evaporation temperatures

2 CO_2 汽车热泵实验台架

2.1 测试系统

本文以 CO_2 汽车热泵的制热性能为研究重点, 在满足现有车用空调的安装空间尺寸的前提下, 根据 CO_2 制冷剂的物性, 开发了适用于 CO_2 汽车热泵系统的关键零部件。图 7 所示为 CO_2 热泵测试系统, 根据该系统开展系统制热性能实验。室内气冷器和室外蒸发器为微通道平行流换热器, 采用高耐压扁管材料、扁管折弯工艺、集流管新型设计等, 使室内气冷器最大工作压力达到 11 MPa , 室外换热器最大工作压力达到 15 MPa , 克服了微通道换热器用于 CO_2 汽车空调耐高压的技术挑战, 芯体尺寸宽度 $\times$ 长度 $\times$ 厚度分别为 $314\text{ mm} \times 225\text{ mm} \times 65\text{ mm}$ 和 $645\text{ mm} \times 456\text{ mm} \times 16\text{ mm}$; 压缩机为直流变频的滚动转子式压缩机, 排量为 $6\text{ cm}^3/\text{r}$, 转速范围为 $1\text{ }800 \sim 7\text{ }200\text{ r/min}$, 压缩机排气温度 $\leq 120\text{ }^{\circ}\text{C}$; 节流机构采用 CO_2

专用电子膨胀阀 (EXV), 通过手动控制 EXV 的开度来调节系统流量, 以此灵活改变系统高压; 回热器采用不锈钢板式换热器, 具有结构紧凑、体积小、高耐压的特点, 外形尺寸 (宽度 $\times$ 长度 $\times$ 厚度) 为 $111\text{ mm} \times 310\text{ mm} \times 28.2\text{ mm}$ 。

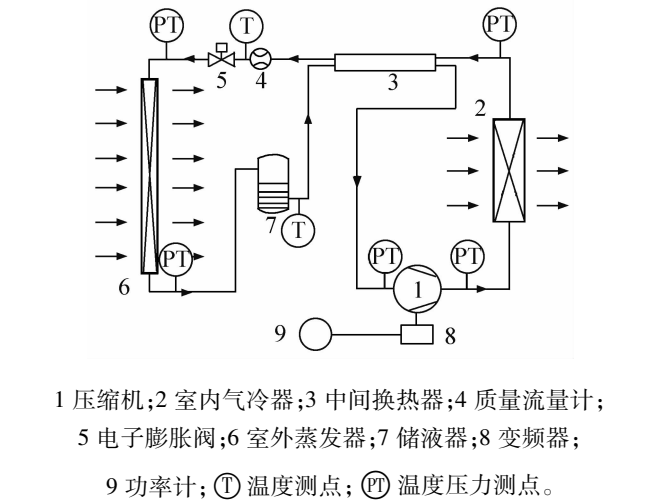


图 7 CO_2 汽车热泵测试系统
Fig. 7 Schematic diagram of CO_2 automotive heat pump test rig

CO_2 汽车热泵系统的实验测试在汽车空调焓差性能实验台上进行。气冷器和蒸发器分别安装在包括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极调速。所用传感器和精度分别为: 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范围分别为 2.5% 、 1.0% 和 3.5% 。

2.2 实验设计

考虑汽车热泵系统需要适用于恶劣的室外环境工况, 开发的 CO_2 汽车热泵系统在最低为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的环境中进行测试。考虑汽车冷启动、混入新风、乘客舱稳态等不同工况下的室内侧进风温度, 研究了不同室外温度下室内温度的变化对热泵性能的影响。此外, $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 被认为是满足乘客舒适度要求的室内换热器出风温度, 还研究了在气冷器进风温度 ($T_{g,a,in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$) 和气冷器出风温度 ($T_{g,a,out} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$)

条件下,室外温度的变化对热泵性能的影响。表 1 所示为详细的 CO₂ 热泵系统实验测试控制条件。另外室内侧风量保持为 350 m³/h,室外侧迎风风速保持为 3 m/s。

表 1 热泵系统实验测试控制条件
Tab.1 Control conditions of heat pump experiment

控制条件	压缩机转速/(r/min)	室外侧温度/℃	室内侧进风温度 $T_{g,a,in}$ /℃	室内侧出风温度 $T_{g,a,out}$ /℃
对比 1	3 900	-20	-20、-10、0、10、20	—
对比 1	3 900	-10	-10、0、10、20	—
对比 3	3 900	0	0、10、20	—
对比 4	—	-20、-15、-10、-5、0	20	40

根据 CO₂ 热泵循环理论分析可知,需要调整系统高压压力才能达到最优 COP_h。充注量、EXV 开度是影响系统高压压力的关键变量。在测试过程中,发现若充注量过多,压缩机吸气过热器会降低,使 EXV 调整到最佳高压压力时吸气无过热度;若充注量过少,吸气过热度会增大,使 EXV 调整到最佳高压压力时排气温度 >120 ℃。因此某一低温工况环境下,调节充注量和 EXV 开度使其同时满足达到最佳系统高压、排气温度 ≤110 ℃、吸气过热度 >5 ℃,以此确定最佳的充注量。在其他实验工况下,满足排气温度 >120 ℃、吸气过热的前提下,调节 EXV 的开度,系统在不同的高压压力下运行,选择使 COP_h 达到最大高压压力作为系统性能的测试点。最佳的系统高压点根据理论计算和多次实验测试结果确定。

3 实验结果及分析

3.1 室内外环境温度对系统制热性能的影响

为了研究室内外环境温度对系统制热性能的影响,实验在确定的系统充注量和固定的压缩机转速下(3 900 r/min)进行,详细的测试控制条件如表 1 所示。在 COP_h 达到最大高压压力作为系统性能的测试点。图 8 所示为室内外环境温度对系统制热量和 COP_h 的影响。随着 $T_{g,a,in}$ 的增加或室外温度的降低,系统制热量和 COP_h 均下降。当 $T_{g,a,out}$ = 20 ℃,随着室外温度从 10 ℃ 下降到 -20 ℃,制热量下降 36.3% (4.0 ~ 2.6 kW), COP_h 下降 27.4% (2.12 下降到 1.54),说明室外温度的变化对制热量的影响程度大于对 COP_h 的影响。这是由于室外温度的变化直接引起 T_e 、吸气密度、制冷剂流量的改变,因此对制热量的影响更大。当室外温度为 -20 ℃,随着 $T_{g,a,in}$ 从 -20 ℃ 增加到 20 ℃,制热量下降 28.8% (从 3.6 kW 下降到 2.6 kW), COP_h 下降 49.5% (从 3.05 下降到 1.54),说明 $T_{g,a,in}$ 的变化对制热量的影响程度小于对 COP_h 的影响。这是由于 COP_h 由制热量/压缩机功耗

得到,随着 $T_{g,a,in}$ 的增加,排气压力也随之升高,压缩机功耗增加。因此当 $T_{g,a,in}$ 增加时, COP_h 的衰减程度会大于制热量的衰减。

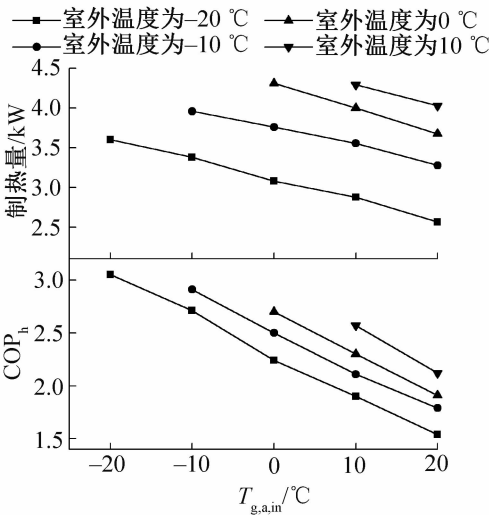


图 8 室内外环境温度对系统制热量和 COP_h 的影响
Fig.8 Impacts of indoor and outdoor environment temperatures on heating capacity and COP_h

图 9 所示为室内外环境温度对气冷器出口压力 ($p_{g,out}$) 及 $T_{g,a,out}$ 的影响。随着 $T_{g,a,in}$ 增加或室外温度的升高, $p_{g,out}$ 和 $T_{g,out}$ 均增加。 $T_{g,a,in}$ 的增加,会直接引起 $T_{g,a,out}$ 的增加,从而引起 $T_{g,out}$ 、 $p_{g,out}$ 的增加;室外温度的增加,会引起系统流量、制热效率的增加,从而引起 $T_{g,a,out}$ 、 $T_{g,out}$ 、 $p_{g,out}$ 的增加。在 3 900 r/min 压缩机转速下,当室内外均为 -20 ℃ 时, $T_{g,a,out}$ 达到 12.1 ℃, COP_h 为 3.15;当室内外均为 -10 ℃ 时, $T_{g,a,out}$ 达到 24.3 ℃, COP_h 为 2.91,说明 CO₂ 汽车热泵系统在低温冷启动的环境中具有显著的性能优势。当 $T_{g,a,in}$ = 20 ℃, $T_{g,a,out}$ 均达到 43 ℃ 以上,最高达到 59.7 ℃;但同时 $T_{g,out}$ 也随之增加 (>34 ℃),使得系统最优高压压力也不断升高 (>8.6 MPa),系统高压的升高会引起排气温度的增加,由于压缩机排气温度的限制,

在相当高的 $T_{g,a,out}$ 下无法进一步提高排气压力,使得系统效率未达到最优状态。在后续针对 CO_2 热泵系统开发中,压缩机极限排气温度须达到 $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上,才能保证在低温环境、高 $T_{g,a,out}$ 要求下热泵系统效率达到最佳点。

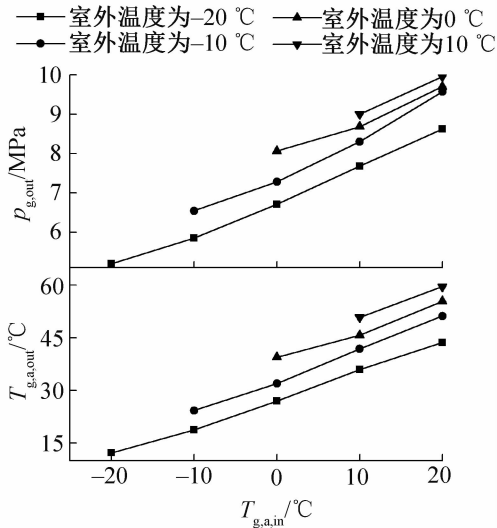


图 9 室内外环境温度对 $p_{g,out}$ 和 $T_{g,a,out}$ 的影响
Fig. 9 Impacts of indoor and outdoor environment temperatures on outlet pressure of gas cooler and outlet air temperature

3.2 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 室外环境的热泵系统循环

针对 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的低温环境工况,进一步对上述实验结果进行系统循环分析,明确 CO_2 汽车热泵系统在 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境的运行特征。随着室内温度的变化 ($-20\sim 20\text{ }^{\circ}\text{C}$),只改变阀的开度, CO_2 汽车热泵系统均能够稳定正常运行,且实现了 $23\sim 32\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的升温, COP_h 为 $1.54\sim 3.05$,说明开发的 CO_2 汽车热泵系统能够完全适应低温环境工况,且能满足低温汽车制热需求。

图 10 和图 11 分别表示随室内 $T_{g,a,in}$ 变化的热泵循环 $\lg p-h$ 和 $T-S$ 图 (室外温度为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$)。随着 $T_{g,a,in}$ 的增加,排气压力从 5.9 MPa 增加到 9.2 MPa , $T_{g,out}$ 从 $10.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 增加到 $36.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,排气温度从 $86\text{ }^{\circ}\text{C}$ 增加到 $107\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。从高压侧分析:当 $T_{g,a,in}$ 较低时,系统处于亚临界状态运行,冷凝温度和 $T_{g,a,out}$ 的温差仅为 $1\sim 3\text{ }^{\circ}\text{C}$,系统过冷度为 $2\sim 7\text{ }^{\circ}\text{C}$;当 $T_{g,a,in}$ 较高时,系统处于跨临界状态运行, $T_{g,out}$ 可低于 $T_{g,a,out}$ 约 $6\sim 8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。说明设计的微通道气冷器已经具有很好的换热性能,若后续对气冷器进一步的优化设计,则可以进一步提升系统性能。

从低压侧分析:蒸发器的入口干度为 $0.10\sim 0.25$,出口干度约为 $0.74\sim 0.89$ 。由于中间换热器

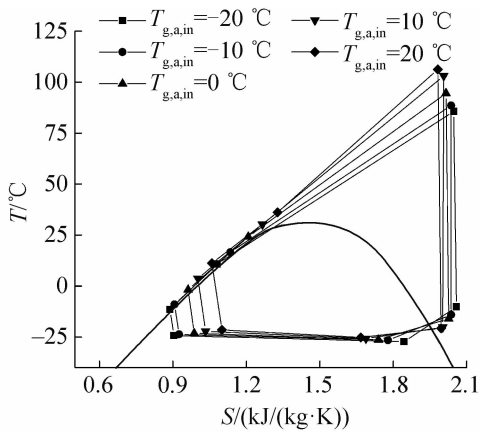


图 10 随 $T_{g,a,in}$ 的热泵循环 $T-S$ 图 (室外温度 $= -20\text{ }^{\circ}\text{C}$)
Fig. 10 $T-S$ diagram of heat pump cycles varying with indoor air temperature (outdoor temperature is $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$)

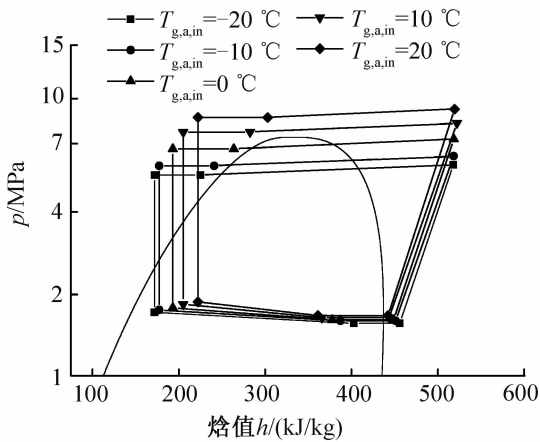


图 11 随 $T_{g,a,in}$ 变化的热泵循环 $\lg p-h$ 图 (室外温度 $= -20\text{ }^{\circ}\text{C}$)
Fig. 11 $\lg p-h$ diagram of heat pump cycles varying with indoor air temperature (outdoor temperature is $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$)

使气冷器出口温度降低约 $20\sim 25\text{ }^{\circ}\text{C}$,从而入口干度得到有效降低,说明设计的中间换热器对降低入口干度、提升蒸发器的换热效率起到重要作用,尤其对于 $T_{g,a,out}$ 较高的情况。另一方面,蒸发器和 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 低温空气的换热温差为 $5\sim 7\text{ }^{\circ}\text{C}$,而采用 R134a 的低温热泵蒸发侧的换热温差在 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上,这说明设计的 CO_2 室外蒸发器在低温环境下仍能保持非常好的换热性能,与中间换热器、 CO_2 物性、蒸发器设计有关。

3.3 稳态工况下室外温度对 COP_h 的影响

针对汽车热泵稳态的运行工况 ($T_{g,a,in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{g,a,out} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$),实验在确定的系统充注量和固定室内进风温度下进行,在不同的室外温度下,通过改变压缩机的频率以及电子膨胀阀的开度,使 $T_{g,a,out} > 40\text{ }^{\circ}\text{C}$,且系统制热性能达到最佳。详细的测试控制条件如表 1 所示。由于室内侧风量、 $T_{g,a,in}$ 均为环境控制变量,实验控制的 $T_{g,a,out}$ 在 $40\sim 41\text{ }^{\circ}\text{C}$,制热量基

本保持不变为 2.2 ~ 2.3 kW。

图 12 所示为稳态工况室外温度对 COP_h 、功耗和压缩机转速的影响。随着室外温度从 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 增加到 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 压缩机功耗从 1.3 kW 下降到 0.9 kW, COP_h 从 1.72 增加到 2.51。这主要是由于制热量基本保持不变, 而压缩机转速从 3 240 r/min 降至 2 040 r/min, 引起压缩机功耗下降, COP_h 增加。从压缩机转速角度分析, 若环境温度从 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下降到 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, 则压缩机转速需要提升 59%, 根据 1.2 节分析的吸气密度的变化, 若不考虑换热温差, 则吸气密度降低约 53%, 因此对于 CO_2 热泵系统, 低温环境下转速的提升主要由吸气密度引起, 压缩机容积效率的降低、换热温度增大对转速相对较小。从稳态工况热泵性能角度分析, 开发的 CO_2 热泵系统在 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境下 COP_h 达到 1.72, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境下达到 2.51, 优于常规 R134a 的热泵系统性能。

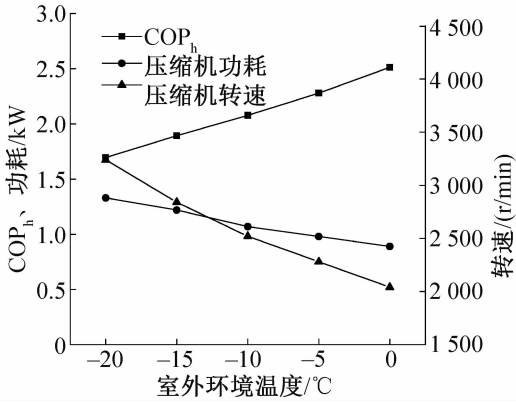


图 12 稳态工况室外温度对 COP_h 、功耗和压缩机转速的影响

Fig. 12 Impacts of outdoor temperature on COP_h , compressor work and compressor speed under stable conditions

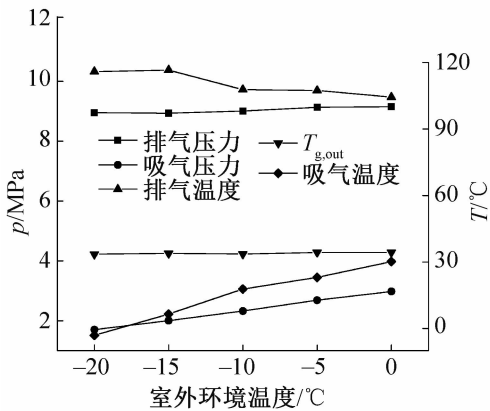


图 13 稳态工况室外温度对各个点温度和压力的影响
Fig. 13 Impacts of outdoor temperature on temperatures and pressures at different points under stable conditions

图 13 所示为稳态工况室外温度对各个温度和压力测点的影响。随着室外温度的变化, 排气压力、 $T_{g,out}$ 基本保持不变, 这主要是由于室内侧的进出风条件、气冷器的换热量控制相同, 因此 $T_{g,out}$ 、最优系统高压则基本不变。随着室外温度的增加, 吸气过热度从 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 增加到 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右, 排气温度从 $115\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降低到 $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, 系统一致保持在稳定的工作状态内。

4 结论

本文开发的 CO_2 汽车热泵系统在低温环境下稳定运行, 且具有非常好的制热性能, 得到如下结论:

1) CO_2 热泵系统制热性能与系统高压、室内外环境温度等因素有关, 室内温度 $T_{g,a,in}$ 对 COP_h 的影响大于对制热量的影响, 室外温度的影响则相反。

2) CO_2 热泵系统在汽车冷启动情况下性能优势最为显著, 室内外均为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时 COP_h 可达到 3.15, 制热量为 3.6 kW。

3) 在 $T_{g,a,in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 条件下, $T_{g,a,out}$ 均能达到 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上, COP_h 最低为 1.72; 设计的蒸发器、气冷器均具有较好的换热性能; 在低温环境下使用的 CO_2 压缩机转速提升幅度远小于 R134a。

4) 为进一步使 CO_2 汽车热泵系统适应于低温环境, 后续需要对 CO_2 压缩机排气温度提出更高的要求。

5) 基于 CO_2 汽车热泵在低温环境下的显著性能优势, 采用 CO_2 汽车热泵则可以解决目前 R134a 低温制热能力不足的问题, 延长电动车冬季续航里程; 相比于常规汽车, CO_2 制冷剂在电动汽车上推广使用更具有潜力。

符号说明

- p ——压力, MPa
- T ——温度, $^{\circ}\text{C}$
- COP_h ——制热 COP
- $T_{g,a,in}$ ——室内侧气冷器入风温度, $^{\circ}\text{C}$
- $T_{g,a,out}$ ——室内侧气冷器出风温度, $^{\circ}\text{C}$
- $T_{g,out}$ ——气冷器制冷剂出口温度, $^{\circ}\text{C}$
- $p_{g,out}$ ——气冷器制冷剂出口压力, MPa

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] 江挺候, 张胜昌, 康志军. 电动汽车热泵系统研究进展

- [J]. 制冷技术,2012, 32(2):75-78. (JIANG Tinghou, ZHANG Shengchang, KANG Zhijun. Study on heat pump system for electric vehicle[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology,2012, 32(2):75-78.)
- [3] 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.)
- [4] 韦伟,赵宇,陈江平,等. 车用热泵用小管径管片式换热器性能研究[J]. 制冷学报,2013, 34(1):35-39. (WEI Wei, ZHAO Yu, CHEN Jiangping, et al. Feasibility study of the Ø5 tube-and-fin heat exchanger in automotive heat pump system[J]. Journal of Refrigeration,2013, 34(1):35-39.)
- [5] 曾宪阳,王洪利,马一太. CO₂ 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 CO₂ transcritical compression cycle and freon refrigeration cycle[J]. Fluid Machinery, 2011, 39(6):80-85.)
- [6] 杨俊兰,马一太,李敏霞. 超临界 CO₂ 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 CO₂ fluid and the heat transfer performance[J]. Fluid Machinery, 2013, 41(5):66-71.)
- [7] 杨俊兰,马一太,李敏霞,等. 制冷剂 CO₂ 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 CO₂ [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(12):2065-2067.)
- [8] European Union. Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006[J/OL]. Official Journal of the European Union, (2006-06-14) [2017-03-19]. <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2006:161:0012:0018;EN:PDF>.
- [9] Daimler Group. From 2017: First vehicles with CO₂ air conditioning [R/OL]. (2017-01-01) [2017-03-19]. [https://www.daimler.com/sustainability/product/further-environmental-technologies/CO₂-air-conditioning-system.html](https://www.daimler.com/sustainability/product/further-environmental-technologies/CO2-air-conditioning-system.html).
- [10] 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 trans-critical carbon-dioxide automotive air-conditioning system[J]. Journal of Refrigeration,2002,23(3):14-17.)
- [11] 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 CO₂ automobile air conditioning system[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University,2006,40(8):1365-1368.)
- [12] 胡兵,赵宇,徐博,等. CO₂ 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 CO₂ air conditioning for vehicles[J]. Fluid Machinery,2011,39(4):54-57.)
- [13] 徐博,陈江平. 日本市场二氧化碳热泵热水器情况简介[J]. 家电科技,2008(3):36-38. (XU Bo, CHEN Jiangping. Brief introduction of carbon dioxide heat pump water heater in the Japanese market[J]. Household Appliance Technology,2008(3):36-38.)
- [14] KIM S C, MIN S K, HWANG I C, et al. Performance evaluation of a CO₂ heat pump system for fuel cell vehicles considering the heat exchanger arrangements[J]. International Journal of Refrigeration,2007,30(7):1195-1206.
- [15] KIM S C, MIN S K, HWANG I C, et al. Heating performance enhancement of a CO₂ heat pump system recovering stack exhaust thermal energy in fuel cell vehicles[J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(7):1215-1226.
- [16] HAMMER H, AUDI A G. Comparative study of AC-and HP-systems using the refrigerants R134a and R744[C]// Proceedings of VDA alternate Refrigerant Winter Meeting. Saalfelden, Austria, 2002.

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.