



纯电动汽车 CO₂热泵空调及整车热管理概述

李江峰^{1,2}, 李帅旗¹, 阮先轸³, 徐 磊³, 张孝春³, 宋文吉¹, 冯自平¹

(¹中国科学院广州能源研究所, 广东 广州 510640; ²中国科学院大学, 北京 100049;

³广汽集团汽车工程研究院, 广东 广州 510640)

摘 要: 随着“碳达峰”和“碳中和”目标的提出, 交通运输业电气化的目标进一步加快。其中电动汽车现在面临着由于低温采暖而造成的续航里程衰减严重和制冷剂选择等难题。本文通过总结相关文献, 综述了提高电动汽车续航里程的 CO₂热泵空调技术和电动汽车整车热管理系统。在制冷剂选择上, 分析了 R134a、R1234yf、R290、CO₂ 4 种新型制冷剂的优缺点; 在 CO₂ 循环系统中, 介绍了基本跨临界 CO₂ 循环系统的特点, 重点阐述了对基本跨临界 CO₂ 循环系统的优化, 其中包含带回热器的跨临界 CO₂ 循环系统及使用补气增焓技术的跨临界 CO₂ 循环系统; 对于热泵空调在电动汽车上的应用, 分析了直接热泵的三换热器系统和二次回路系统的工作模式和各自的特点; 对于 CO₂ 热泵空调在整车热管理上, 介绍了电动汽车乘员舱、动力电池和驱动电机热管理的需求, 展示了直冷直热系统和二次回路系统的优缺点; 最后总结指出 CO₂ 热泵空调系统将有效解决电动汽车冬季续航里程衰减严重的问题且能在整车热管理上发挥巨大作用, 同时仍亟需在高温工况制冷、耐压、密封、控制和集成等问题上进一步探索。

关键词: 电动汽车; CO₂; 热泵; 空调; 热管理

doi: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2022.0123

中图分类号: TB 657

文献标志码: A

文章编号: 2095-4239 (2022) 09-2959-12

Review of CO₂ heat pump and thermal management for pure electric vehicle

LI Jiangfeng^{1,2}, LI Shuaiqi¹, RUAN Xianzhen³, XU Lei³, ZHANG Xiaochun³, SONG Wenji¹,
FENG Ziping¹

(¹Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, Guangdong, China;

²University of Chinese Academy of Science, Beijing 100049, China; ³GAC R&D Center, Guangzhou 510640, Guangdong, China)

Abstract: “Carbon peak” and “Carbon-neutrality” goals have accelerated the electrification goal of the transportation industry. Electric vehicles face severe range degradation and refrigerant selection problems due to low-temperature heating. Therefore, this paper summarizes the CO₂ heat pump air-conditioning technology and the entire vehicle thermal management system to improve the electric vehicle range. The advantages and disadvantages of four new refrigerants, R134a, R1234yf, R290, and CO₂, are analyzed. The characteristics of the basic transcritical CO₂ cycle system are introduced, and the optimization of the basic transcritical CO₂ cycle system is emphasized; it includes the transcritical CO₂ cycle system with a regenerator and with the technology of adding gas and increasing enthalpy. To apply heat pump air conditioning in electric vehicles, the working modes and characteristics of the direct

收稿日期: 2022-03-09; 修改稿日期: 2022-04-01。

第一作者: 李江峰 (1998—), 男, 硕士研究生, 研究方向为电动汽车 CO₂ 热泵性能优化, E-mail: lijiafengqaz@163.com; 通讯作者:

宋文吉, 研究员, 硕士生导师, 研究方向为空调热泵、蓄能、潜热输送、联合循环、工业节能等, E-mail: songwj@ms.giec.ac.cn。

heat pump with three heat exchanger systems and the secondary loop system are described. For the whole vehicle thermal management of CO₂ heat pump air conditioning, the requirements of the occupant compartment, power battery, and drive thermal motor management of electric vehicle are introduced. Finally, it is concluded that the CO₂ heat pump air conditioning system will effectively solve the serious problem of the battery range attenuation of electric vehicles in the winter and play a significant role in vehicle thermal management. At the same time, the problems of refrigeration, pressure resistance, sealing, control, and integration under high-temperature conditions require further exploration.

Key words: electric vehicle; CO₂; heat pump; air conditioning; heat management

由于传统燃油汽车消耗大量石油并排放汽车尾气,为了应对化石能源短缺、环境持续恶化等问题和达到“碳达峰”和“碳中和”的目标,发展新能源汽车是当前缓解两大难题的有效途径^[1]。随着科技革命与产业变革的不断推进,交通运输业电气化将是汽车产业的发展潮流和趋势,同时发展电动车是未来我国汽车工业产业结构调整与转型升级的重要战略举措^[2]。

续航里程不足和难以提高是当前限制纯电动汽车发展的主要因素。空调系统作为纯电动车仅次于电动机的耗能系统,其能耗的降低将对续航里程的提升至关重要,且空调系统的性能也已成为现代汽车消费者的基本要求。

不同于燃油车的是纯电动汽车由于没有内燃机,所以在冬季的乘员舱采暖无法使用内燃机的余热。目前,电动汽车空调系统普遍是夏季时采用蒸汽压缩式空调制冷和冬季时利用电池对正温度系数(positive temperature coefficient, PTC)材料通电加热以满足乘员舱的采暖需求。根据美国汽车工业协会(SAE)研究^[3],采用空调制冷和PTC材料制热的能源消耗占整车能源消耗的33%。同时Lee等^[9]研究指出纯电动汽车在冬季动力电池衰减严重且采用加热PTC材料采暖情况下满负荷运转,其续航里程将降低近50%。此外,通过PTC材料将电能转化为热能COP是不可能超过1.0,但热泵系统的理论运行COP可以大于1.0。若电动汽车采用热泵型空调系统代替加热PTC材料满足冬天的取暖需求,将可以显著提高行驶里程,推动电动汽车快速发展。

目前,电动汽车空调的制冷剂使用的是R134a,该制冷剂是一种无氯氟利昂,不会破坏臭氧层,但是其是一种高温室效应气体,GWP(全球变暖潜能值)高达1350。欧盟于2006年5月出台了关于汽车

空调MAC指令2006/40/EC,指令规定2017年之后所有汽车空调的制冷剂GWP值不得高于150^[6],基本禁止了R134a的使用。美国环保部也于2021年将R134a从重大新代替品政策计划(significant new alternative program, SNAP)目录中删除^[6]。因此,为应对全球气候变暖,急需寻找新型制冷剂代替R134a。其中,自然工质CO₂重新回到人们的视线,其ODP(消耗臭氧潜能值)为0,GWP仅为1,泄漏的CO₂对环境的影响也微乎其微,表现出对环境的友好性。前国际制冷学会主席Lorentzen等^[7]对自然工质进行了大量研究,他认为CO₂有望在汽车空调领域得到大量应用。所以CO₂将是电动汽车空调制冷剂R134a的优秀替代品。

纯电动汽车中的热管理主要分为电池系统热管理、电机系统热管理和空调系统热管理。在传统的电动汽车中,三大系统的热管理通常是各自独立的,缺乏对整车热量的统一管理,热管理效率较低。所以需在新一代电动汽车设计之初便利用热泵型空调产生的冷量和热量完成乘员舱制冷与供暖、动力电池与电机的温度控制,实现整车热量进行集成式管理,从而大幅提高车辆整车的热管理效率,提高整车能量利用率。

本文介绍了跨临界CO₂热泵系统及其在电动汽车上的应用,首先简介了CO₂作为制冷剂逐步得到推广的原因,重点分析了跨临界CO₂循环及其优化,其次介绍了CO₂热泵循环在电动汽车上的应用和集成式的整车热管理系统,最后提出了CO₂热泵系统在电动汽车上应用亟需解决的问题。

1 制冷剂的选择

随着《蒙特利尔协定书》的签订,以R134a、R410a和R407C为代表的无氯氟利昂制冷剂得到

广泛使用，其中 R134a 的 ODP 为 0，在汽车空调领域使用十分广泛。但 R134a 的 GWP 偏高，已经成为造成温室效应的重要因素之一。欧盟规定 2017 年之后的车用制冷剂的 GWP 不能大于 150，基本上禁止了 R134a 的使用。《〈蒙特利尔协定书〉基加利修正案》指出中国需在 2024 年将氢氟碳化物的生产和消费冻结在基线水平。所以急需寻找安全可靠且 ODP 和 GWP 符合规定值的制冷剂。其中 R1234yf、R744 和 R290 由于 ODP 为 0、GWP 低和具备制冷剂所需物性的特点成为了研究重点，表 1 展现了这 3 种制冷剂和 R134a 的基本物性。但这 3 种制冷剂各有优缺点，现阶段对于下一代制冷剂的选取仍存在争议。

表 1 电动汽车空调制冷剂物性

Table 1 Physical properties of air-conditioning refrigerant for electric vehicle

物性	R134a	R1234yf	R744	R290
分子式	CH ₂ FCF ₃	C ₃ H ₂ F ₄	CO ₂	C ₃ H ₈
沸点/℃	-26.1	-29.4	-78.5	-42.2
临界温度/℃	101.1	94.7	31.1	96.7
临界压力/MPa	4.1	3.4	7.4	4.2
安全等级	A1	A2L	A1	A3
ODP	0	0	0	0
GWP	1300	4	1	3

R1234yf 具有微弱的可燃性，其热物理性质与 R134a 十分接近。有学者对两者的性能进行了对比，Aral 等^[6]在电动汽车热泵空调系统中分别对 R134a 和 R1234yf 的制热性能进行了研究，实验结果表明：R1234yf 的 COP 比 R134a 低 3.6%，制热量相较于 R134a 略高。由此可见 R1234yf 与 R134a 的基本物性与性能都十分接近，如使用 R1234yf 代替 R134a，现在的电动汽车热泵空调系统不需要改变，缩短研发周期。但是 R1234yf 与 R134a 相同，其在低温环境下 COP 低、制热量不足，且 R1234yf 价格相对于其他制冷剂价格高，经济性较差。对于我国幅员辽阔，南北气温差异大，极大限制了 R1234yf 的大规模推广。

R290(丙烷)是一种可以直接在液化气中获取的天然碳氢工质，其来源广泛，价格低廉，且 ODP 为 0、GWP 仅为 3，表现出对环境的友好性。Shi 等^[9]对 R134a 和 R290 在电动汽车热泵空调中的应用进行了理论分析，并利用软件对两种工质进行了

数值模拟。模拟结果表明：在蒸发温度为 -20 ℃ 时，R290 的制热量相较于 R134a 系统提高了 51.3%，COP 提高了 3.7%。由此可见 R290 可以克服 R134a 在低温环境下制热量不足的问题，十分适合于电动汽车空调。但是 R290 在密闭空间中的浓度在 2.1%~9.5% 范围内存在爆炸的危险，在汽车狭小密封的环境中，R290 会增加行驶过程的安全隐患。

CO₂是天然制冷剂，化学性质稳定，作为制冷剂的安全等级为 A1，其 ODP 为 0，GWP 仅为 1，对环境影响极小。此外，CO₂作为制冷剂的热力学性能良好，在制冷量以及流动阻力方面优于其他制冷剂，此外，其在低温下的制热性能优良的特点十分适合用在纯电动汽车的空调系统。因此传统制冷剂 CO₂再次回到了人们的考虑范围。

2 车用 CO₂热泵系统

2.1 跨临界 CO₂热泵简介

CO₂与传统制冷工质热物性有很大不同，它的临界温度仅为 31.1 ℃，临界压力为 7.37 MPa。对于车用 CO₂热泵系统而言，其高压侧的放热过程在临界点之上的超临界区域内，低压侧的蒸发吸热过程在亚临界区域内，所以车用 CO₂热泵系统只能采用跨临界循环。在跨临界 CO₂循环中，高压侧 CO₂在放热过程中一直处于超临界区域只进行显热的交换不发生相变，所以在跨临界 CO₂循环中将冷凝器称为气体冷却器。跨临界 CO₂循环系统与传统工质热泵系统在装置组成上区别不大，主要由压缩机、气体冷却器、蒸发器和节流装置 4 部分组成，此外，有时会设置气液分离器、控制系统和自动控制装置等辅助装置，跨临界 CO₂热泵系统的基本流程图和 *p-h* 图如图 1 所示。

理论上，与传统的蒸汽压缩循环相比，跨临界 CO₂循环在相同条件下效率较低，主要是由两个因素造成的：其一是在跨临界 CO₂循环中 CO₂在气体冷却器中的平均温度高，导致在冷却过程中热损失较大；另一个因素是由于跨临界 CO₂循环中 CO₂在膨胀装置前后压差大，节流过程中熵增较大^[10]。对于跨临界 CO₂压缩机，由于 CO₂工作压力高、压差大，所以对 CO₂压缩机的强度、密封和润滑等方面提出了新的要求。虽然跨临界 CO₂循环压差大，但是其压比仅为 3 左右(其他车用制冷剂压缩循环压比

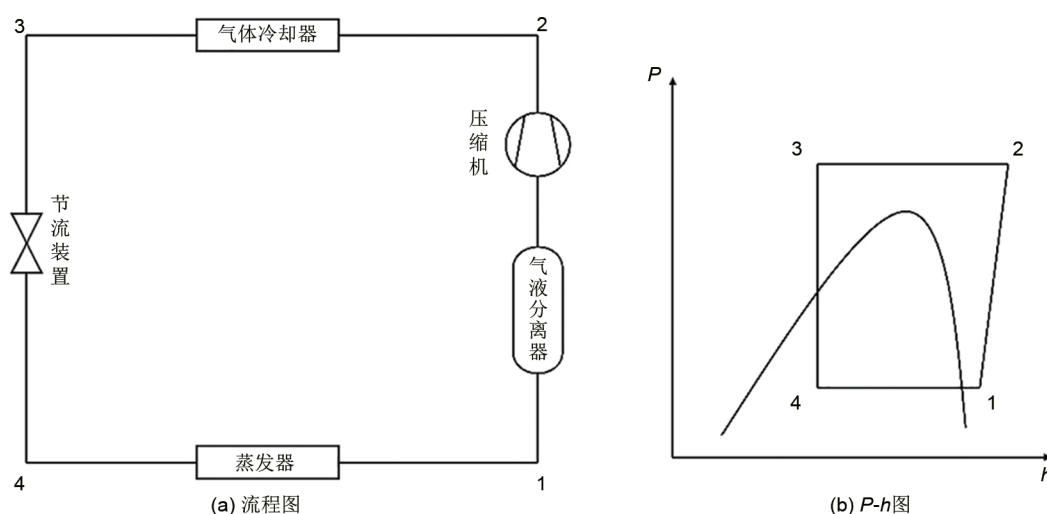


图1 跨临界 CO_2 循环系统图
Fig. 1 Diagram of transcritical CO_2 circulation system

达到8左右), 因此跨临界 CO_2 循环的压缩机有更高的效率, 且余隙容积小, 压缩机的尺寸可以减小^[11]。 CO_2 在气体冷却器中的冷却过程是在超临界状态下的单相传热, 定压比热容是影响其传热的重要因素, CO_2 在临界点附近定压比热容值较高, 因而控制 CO_2 在气体冷却器中传热在临界点附近能有效提高换热效率。并且 CO_2 在气体冷却器中的进出口温度对整个系统的COP具有重要影响, CO_2 气体冷却器出口温度每下降 1°C , COP大约提高5%, 故在设计 CO_2 气体冷却器时, 因尽量使气体冷却器出口温度接近空气进口温度^[12]。

2.2 跨临界 CO_2 循环的优化

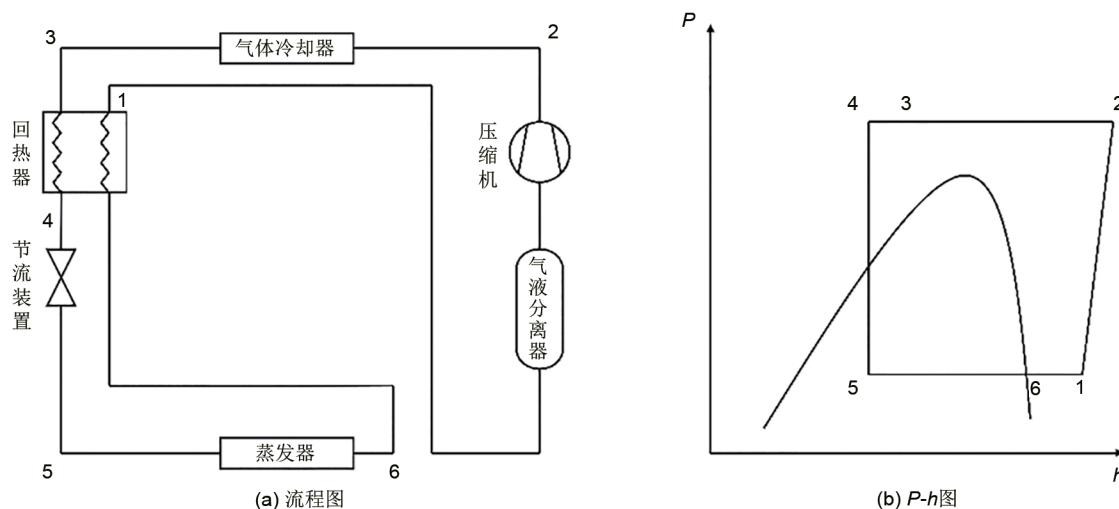
单纯的跨临界 CO_2 循环相较于其他制冷剂循环是没有优势的, 所以需要对跨临界 CO_2 循环系统进行优化。在跨临界 CO_2 循环中, 气体冷却器侧的放热压力可高达10 MPa左右, 蒸发器侧的吸热压力在4 MPa左右, 所以通过节流装置的压差可达6 MPa左右, 远远高于传统氟利昂制冷剂的节流压差。Yang等^[13]研究发现从超临界区到两相区的等焓节流过程的损失是整个跨临界 CO_2 循环最主要的不可逆损失, 减少节流损失或回收膨胀功是提高整个循环效率的关键。现阶段适用于提高电动汽车 CO_2 热泵空调系统性能的方案主要是在系统内加入回热器和引入补气增焓技术, 本文将对这几种技术作简要介绍。

2.2.1 加入回热器的跨临界 CO_2 循环

在热泵系统中加入回热器会产生两种影响: 从

对循环系统产生积极效应方面分析, 从气体冷却器内流出的超临界 CO_2 气体, 在回热器内部进行等压降温冷却, 降低蒸发器入口的焓值和干度, 蒸发器进出口焓值变大, 增加了单位制冷量, 同时干度的降低使制冷剂在蒸发器内的换热效果更好。此外, 由于回热器的加入, 流入压缩机的 CO_2 气体保持一定过热度, 这有利于压缩机安全稳定地运行; 从不利方面看, 回热器的引入会提高压缩机的吸气温度, 使得制冷剂流量减小, 压缩机排气温度高, 单位制冷剂的耗功增大。在两种影响的综合作用下, 回热器的引入既有可能提高循环系统性能, 也有可能降低循环系统性能, 提高还是降低将取决于所选工质的热物性^[14]。为了减少跨临界 CO_2 循环的节流损失, Robinson等^[15]在循环系统中加入回热器, 研究发现, 回热器的加入可以提高跨临界 CO_2 循环的COP。加入回热器的跨临界 CO_2 循环系统流程图和p-h图如图2所示。

由于回热器的引入会对热泵系统产生两种影响, 大量学者对在不同工况下回热器对跨临界 CO_2 系统的影响作了研究。Rigola等^[16]进行了跨临界 CO_2 循环系统在环境温度为25、35、43 $^\circ\text{C}$ 时的理论与实验研究, 结果表明具有合理尺寸的回热器可以大大提高系统的COP, 且环境温度越高, COP提高越明显。Cho等^[17]证实回热器的使用不仅可以提高系统的COP, 还可以增加系统的制冷量。在设计工况下, 相较于无回热器的跨临界 CO_2 循环系统COP可提升6.2%~11.9%。系统制冷量可增加

图2 加入回热器的跨临界 CO₂ 循环系统Fig. 2 Transcritical CO₂ cycle system with IHX

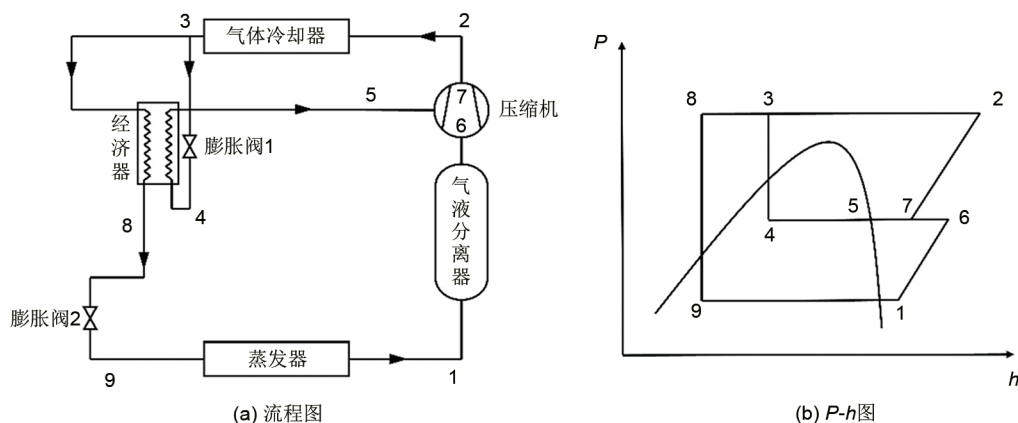
1.7%~9.1%。Torrella 等^[18]指出回热器的加入使得跨临界 CO₂ 循环系统的 COP 升高达 12%。根据实验结果可以得出, 回热器的热效率与蒸发温度密切相关。此外, 回热器与压缩机耗功两者之间没有明显的关联。赵玲华等^[19]对加入回热器的跨临界 CO₂ 热泵系统进行了实验研究, 并提出了回热率这一概念来评估回热器对系统性能的影响。研究结果指出: 如果系统获得最大 COP 为设计目标, 系统回热率取 15% 左右为宜。Chen 等^[20]基于焓差推导出一个有效表达回热器效率的方法, 其理论计算结果表明在跨临界 CO₂ 系统中高效的回热器是获得高系统性能的一个重要因素。

2.2.2 加入补气增焓技术的跨临界 CO₂ 循环

补气增焓技术能明显提升热泵空调在寒冷地区的适应性^[21]。补气增焓技术的系统应用形式主要分

为加入经济器和加入闪蒸器两种。其工作原理是将出气体冷却器的一部分制冷剂经闪蒸器闪蒸或经济器换热后喷入压缩机。

两种跨临界 CO₂ 热泵补气增焓系统循环流程图及 $p-h$ 图分别如图 3 和图 4 所示。在经济器系统中, CO₂ 从气体冷却器流出后经经济器和回热器后分成两路: 一路经过膨胀阀 1 部分节流至中间压力(状态点 4), 然后进入经济器进行换热, 后由补气口喷入压缩机; 另一路 CO₂ 气体经过经济器后, 由膨胀阀 2 完全节流后进入蒸发器蒸发吸热流出, 后通过回热器换热进入气液分离器, 从气液分离器出来的 CO₂ 气体进入压缩机经一级压缩, 与从补气口进入的气体混合完成二级压缩变成高温高压 CO₂ 气体。与经济器系统不同之处在于, 加入闪蒸器的系统 CO₂ 从气体冷却器中流出(状态点 3), 经过膨胀阀节流(状

图3 经济器型补气增焓跨临界 CO₂ 热泵系统Fig. 3 Vapor injection with economizer for transcritical CO₂ heat pump

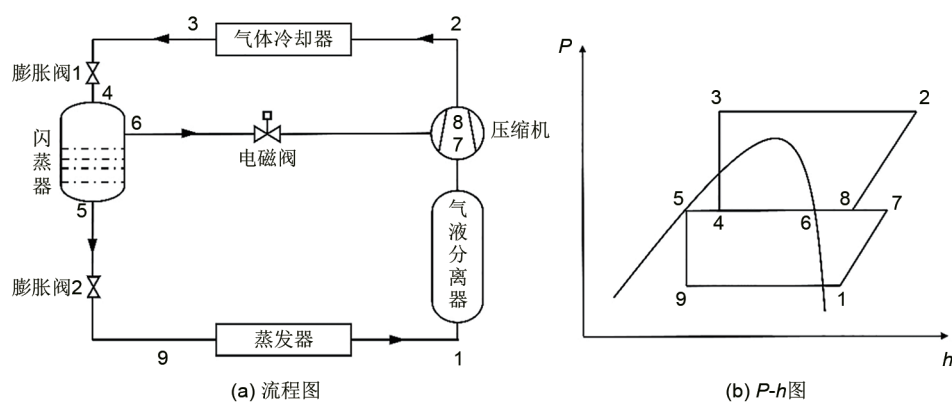


图4 闪蒸器补气增焓临界 CO_2 热泵系统
Fig. 4 Vapor injection with flash tank for transcritical CO_2 heat pump

态点4)进入闪蒸器闪蒸, 气态 CO_2 (状态点6)与部分压缩的 CO_2 (状态点7)混合(状态点8)。液态 CO_2 (状态点5)经节流阀2节流后(状态点9)进入蒸发器。

引入补气增焓的跨临界 CO_2 热泵系统, 首先降低了蒸发器的入口焓值, 从而增大了蒸发器的进出口焓差。同时中间补气过程能增加经过气体冷却器的制冷剂流量, 从而提高系统低温工况的制热量和高温工况的制冷量。此外中间补气制冷剂温度低于一级压缩制冷剂温度, 因此补气系统能有效降低压缩机的排气温度从而避免过热^[22]。

补气增焓系统最早是于1976年首次引入并建立了一系列数学模型。随后有学者对补气增焓技术展开了一系列研究。Baek等^[23]研究了补气型 CO_2 热泵系统, 研究显示相比于传统热泵系统, 补气型 CO_2 热泵系统的COP和制冷量分别提升了24%和45%, 且使用补气增焓技术使系统在低温环境下的性能要高于传统单级压缩系统。Cho等^[24]研究对比了以 CO_2 为制冷剂带喷气增焓热泵系统与普通双级压缩热泵系统的制冷性能, 研究表明在相同工况下, 带补气增焓技术的热泵系统的EER比普通双级压缩热泵系统提高了16.5%, 且压缩机的排气温度降低了5~7℃。Heo等^[25]研究了采用闪蒸器的补气增焓热泵系统的制热性能, 实验结果表示: 在-15℃工况下, 相较于普通单级热泵系统, 该系统的制冷剂流量增加了30%~38%, COP和制冷量分别提升了10%和25%。Tello-oquendo等^[26]对比了补气型压缩机和双级压缩机在不同压缩比情况下热泵系统的运行性能。研究结果显示: 当压缩比小于5时, 补气型压缩系统运行性能要优于双级压缩系统; 当压缩比更高时, 双级压缩系统的运行性

能更佳。Wang等^[27]提出闪蒸罐系统运行控制更困难, 内压力低于补气压力时容易产生回流, 而经济器不会产生回流, 适应更大的运行范围。Jung等^[28]将喷气增焓热泵系统应用于电动汽车, 研究了不同结构参数的补气口对系统的影响。研究表明: 补气口的结构参数对系统的性能有很大的影响。

3 CO_2 热泵在电动汽车上的应用及整车热管理

3.1 电动汽车用 CO_2 热泵系统

传统的电动汽车空调系统采用的是夏季使用压缩式空调制冷, 冬季利用PTC电加热方式采暖, 分为水暖PTC和风暖PTC, 其系统如图5所示。由于PTC是热敏电阻材料, 所以采用电加热PTC的方式采暖实际过程中热效率是要小于1。由于冬季动力电池的性能衰减以及使用PTC电加热的方式采暖, 电动汽车的续航里程将减少50%^[9]。由于热泵型空调节能高效, 所以热泵型空调将成为新能源汽车行业的重要发展趋势。其中, 热泵空调系统分为直接热泵系统和二次回路系统, 本文将对两种系统作简要概述。

3.1.1 直接热泵系统

家用型热泵空调是采用室内室外各一个换热器, 采用四通换向阀来切换制冷剂的流动方向。但是电动汽车不同的是, 当冬天空调系统从除霜模式切换为制热模式时, 车内的换热器的冷凝水将会蒸发并随着新风吹到车内的挡风玻璃上起雾, 会给行车带来安全隐患。于是Suzuki等^[29]开发了一套电动汽车热泵系统, 系统结构如图6所示。该系统使用了3个换热器, 其中2个换热器布置在电动汽车风

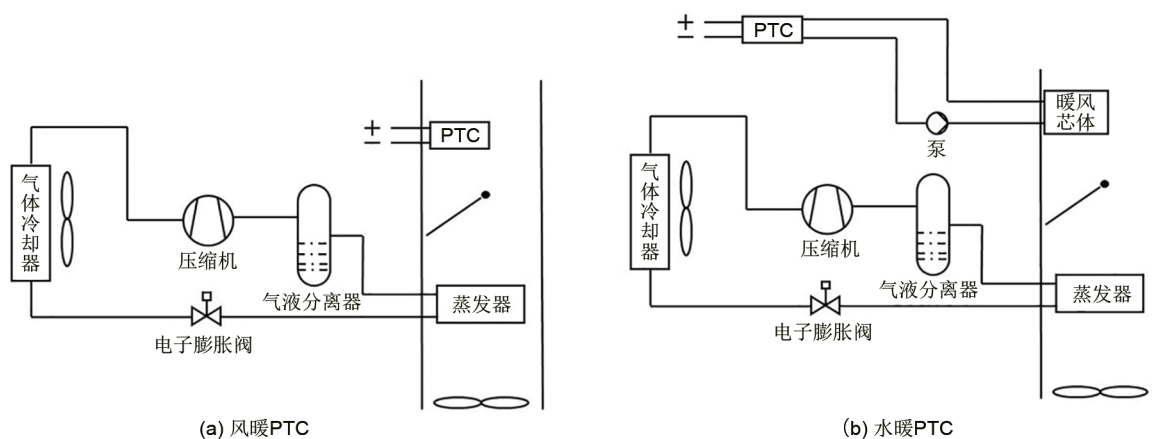


图5 带PTC的电动汽车空调系统

Fig. 5 Electric vehicle air conditioning system with PTC

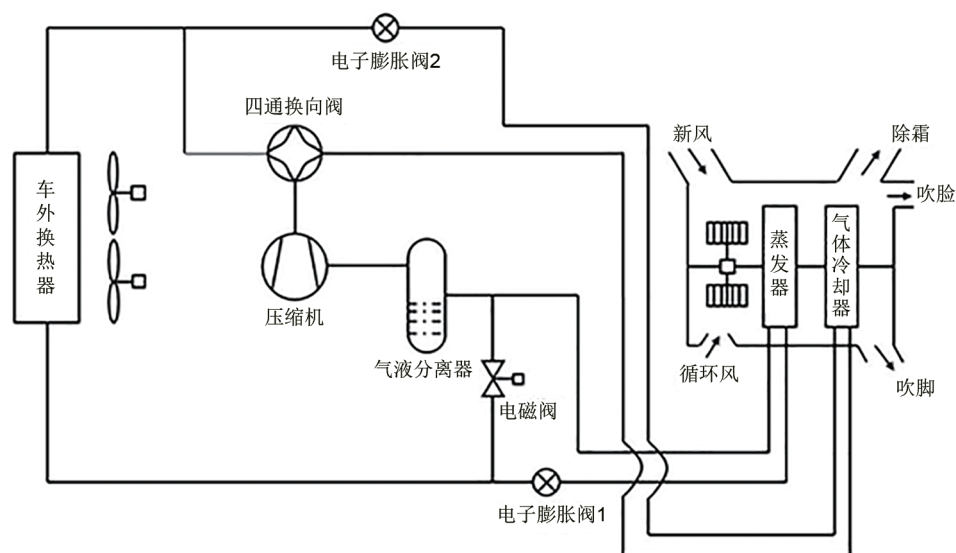


图6 带四通换向阀的电动汽车热泵空调系统

Fig. 6 Heat pump air conditioning system with four-way reversing valve for electric vehicle

道内。该系统可以实现制冷、采暖和除霜除湿的自由切换，而且有效防止了冬天除霜制热切换时的挡风玻璃起雾问题，解决了行车中的安全隐患。

该系统制冷时，制冷剂经电动压缩机压缩后通过四通阀流向车外换热器放热，经电子膨胀阀1节流，流向车内蒸发器蒸发吸热后进入压缩机，实现车内的制冷；采暖时制冷剂从四通阀流出后流入车内冷凝器放热，经过电子膨胀阀2在车外换热器吸热后经电磁阀进入压缩机完成制热循环；除霜除湿模式下，制冷剂流经三个换热器，首先制冷剂流经车内蒸发器完成湿空气的除湿，然后流入压缩机压缩后经四通阀进入车内冷凝器将除湿后的空气加热，流出车内冷凝器后经电子膨胀阀2一次节流后

流入车外换热器放热融霜，最后经过电子膨胀阀1二次节流后进入车内蒸发器完成除霜除湿循环，该循环不仅实现了室外换热器的除霜，还完成了车内新风的除湿避免了挡风玻璃的起雾。

现有四通换向阀是铜制品，主要是提供给家用热泵空调，与汽车空调上的铝材焊接性差，导致其容易腐蚀、抗震动性差，从而在高压与低压间频繁切换存在泄漏的风险^[30]。日本电装公司设计了一种旁通阀系统来代替四通换向阀切换制冷剂方向的车用热泵空调系统^[31]，系统结构如图7所示。

在制冷模式下，电磁阀2关闭，制冷剂经车内冷凝器，由电磁阀1流入外部换热器，经过电子膨胀阀1节流进入车内蒸发器，再由气液分离器回到

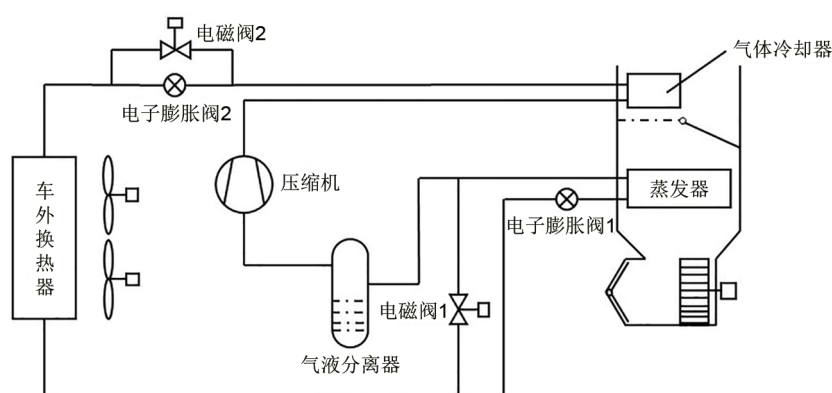


图7 不使用四通换向阀的电动汽车热泵空调系统

Fig. 7 Heat pump air conditioning system without four-way reversing valve for electric vehicle

压缩机。制热模式下，电磁阀1关闭，制冷剂通过车内冷凝器经电子膨胀阀2进入车外换热器，通过电磁阀2，经气液分离器回到压缩机完成循环。除湿模式下，电磁阀1、2关闭，制冷剂经过车内蒸发器经分离器进入压缩机，再进入车内冷凝器经电子膨胀阀2进入外部换热器，最后再次进入车内蒸发器。

图8是带补气增焓的电动汽车直接热泵空调系统，并搭载在了2017年款的普锐斯Prime中，该

系统提高了在低温环境下乘客舱的采暖性能，并在没有电加热辅助的情况下实现了除湿的功能。相比于不带补气增焓的热泵系统，在压缩机相同转速下，带补气增焓的热泵空调系统制热量将提高26%。此外相较于带PTC的热泵空调系统，在相同制热量的情况下带补气增焓的热泵空调系统能耗比要低63%，可以使电动汽车的行驶里程提高21%^[32]。

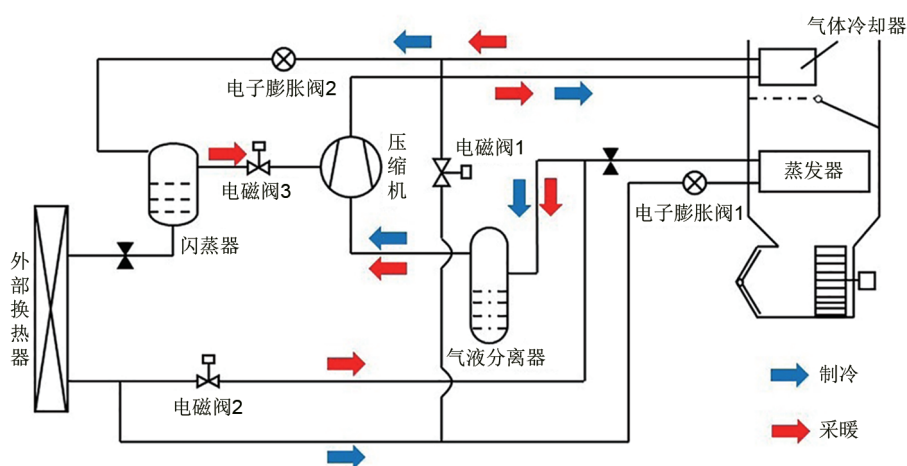


图8 带补气增焓的电动汽车热泵空调系统

Fig. 8 Heat pump air conditioning system with vapor injection for electric vehicle

相较于不带补气增焓技术的热泵空调系统，该系统在采暖模式时经电子膨胀阀2部分节流的制冷剂会在闪蒸罐内闪蒸并分为两部分，闪蒸后的气态制冷剂经电磁阀3进入压缩机再压缩，液态制冷剂经闪蒸罐后的压力阀节流后流入外部换热器，从外界环境吸收热量，通过该方式增加了通过冷凝器的制冷剂流量，从而提高了制热性能。该系统的除湿

有串联和并联两种模式可供选择，在串联除湿模式中，制冷剂在冷凝器内放热，经电子膨胀阀2部分节流后进入外部换热器换热，再经电子膨胀阀1节流后进入蒸发器蒸发吸热，蒸发后的制冷剂经压缩机压缩后再次进入冷凝器。该模式下是通过蒸发器将空气进行冷却除湿，然后通过冷凝器加热至目标温度；此模式下外部换热器向外部环境吸收热量或

者将热量散发到外部环境中,这将取决于两个电子膨胀阀的控制。与串联模式不同的是,当系统处于并联除湿工作模式时,从冷凝器中放热的后制冷剂将会分为两部分,一部分经电子膨胀阀2节流后进入外部换热器从外界环境吸收热量,经电磁阀2返回压缩机再压缩,另一部分制冷剂经电磁阀1由电子膨胀阀1节流后进入蒸发器,最后回到压缩机。该模式下位于蒸发器后的压力阀可以控制蒸发温度防止结霜,此外,此时外部换热器的蒸发温度可以低于蒸发器的蒸发温度,并可从外部环境中吸收更多的热量,将除湿后的空气加热到更高的温度,可以保持系统在低温环境仍然可以稳定工作。

3.1.2 二次回路热泵系统

由于电动汽车热泵空调的阀件较多,而CO₂热泵系统需要以跨临界循环运行,系统的运行压力较高,对阀体的密封性及材料要求较高。图8所示是二次回路电动汽车热泵空调系统的设计思路,制冷剂不会直接进入乘员舱制冷或制热。系统将分为制冷剂回路和载冷剂回路,由冷凝器、蒸发器、压缩机、气液分离器和电子膨胀阀构成制冷剂回路,其中制冷剂回路只有一个膨胀阀,可以极大地减少高压阀的数量。当乘员舱有制冷或采暖需求时,载冷剂将流入冷凝器或蒸发器进行换热后将乘员舱内的空气加热或冷却,以此达到制冷或采暖的需求。

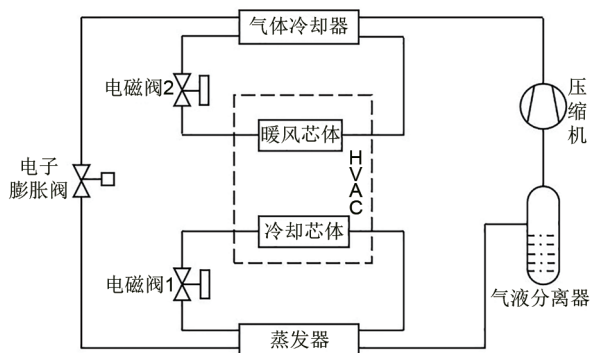


图8 二次回路电动汽车热泵空调系统设计思路

Fig. 8 Design of heat pump air conditioning system for electric vehicle with secondary loop

二次回路的电动汽车热泵空调系统可以减少高压阀的数量,但是同样二次回路将会增加能量的损失,系统的COP会略低于直接热泵。现阶段对于CO₂热泵空调系统采用直接热泵还是二次回路存在

争议,两种方案都存在明显的优缺点,对于最终的选择将需要进一步的研究论证。

3.2 基于CO₂热泵的电动汽车热管理

电动汽车与燃油汽车不同,不仅乘员舱需要进行热量管理,电池和电机的安全性和效率都与其温度密切相关,电池包内部热量不能及时散出会导致电池温度上升、电池温度变大,甚至引起热失控,因此电池和电机的温度控制对电动汽车尤为重要^[3]。所以对于电动汽车需要利用热泵空调产生的热量和冷量对乘员舱进行温湿度控制和动力电池及电机的温度控制,实现电动汽车整车热量集成式管理,提高整体能量利用率。

图9所示是一套使用CO₂热泵空调的整车热管理系统。该系统热泵空调主要采用直冷/直热构架,制冷蒸发器与热泵冷凝器直接进入乘员舱内实现温度的调节。此外,该系统的电池与电机回路通过三通阀(TV)的切换可实现水路的串联和并联,使得电池散热可以采用自然散热和主动制冷两种方式。在低温环境下,采用水路热力阀(TRV)旁通散热水箱(Radiator)利用电机余热对电池进行加热,降低电池制热模式下对水路低压PTC的需求,进一步降低整车热管理能耗,提升低温续航。乘员舱和电池混合制冷的模式下,电池Chiller前的EXV2主要用于制冷剂流量的分配。

图10是苹果电动汽车的整车热管理系统^[34],该系统采用二次回路的方案对乘员舱、动力电池和电机进行整车的热量管理。其一次回路使用CO₂作为制冷剂独立设计,二次回路将水作为载冷剂,包含加热回路、冷却回路、电池回路和电机回路,可实现乘员舱采暖制冷、电机散热和加热、电池冷却和加热等功能。该系统分别通过气液热交换器(liquid cooled gas cooler, LCGC)和制冷剂-水热交换器(Chiller)与制冷剂回路进行热量和冷量的交换。二次回路在气液热交换器获得的热量可通过三通阀选择被利用或流向车外换热器排出。当乘员舱需要采暖时,泵1开启利用载冷剂将热量携带至空调箱内的暖风芯体加热乘员舱内的空气;在温度极低的情况下,在给乘员舱供暖的同时另需要加热电池,此时利用加热PTC材料辅助加热,此时载冷剂将在暖风芯体内释放热量的同时通过热交换器1换热,泵3开启加热动力电池。冷量通过Chiller传递到二次回路,此时泵2开启,当乘员舱需要制冷时可将

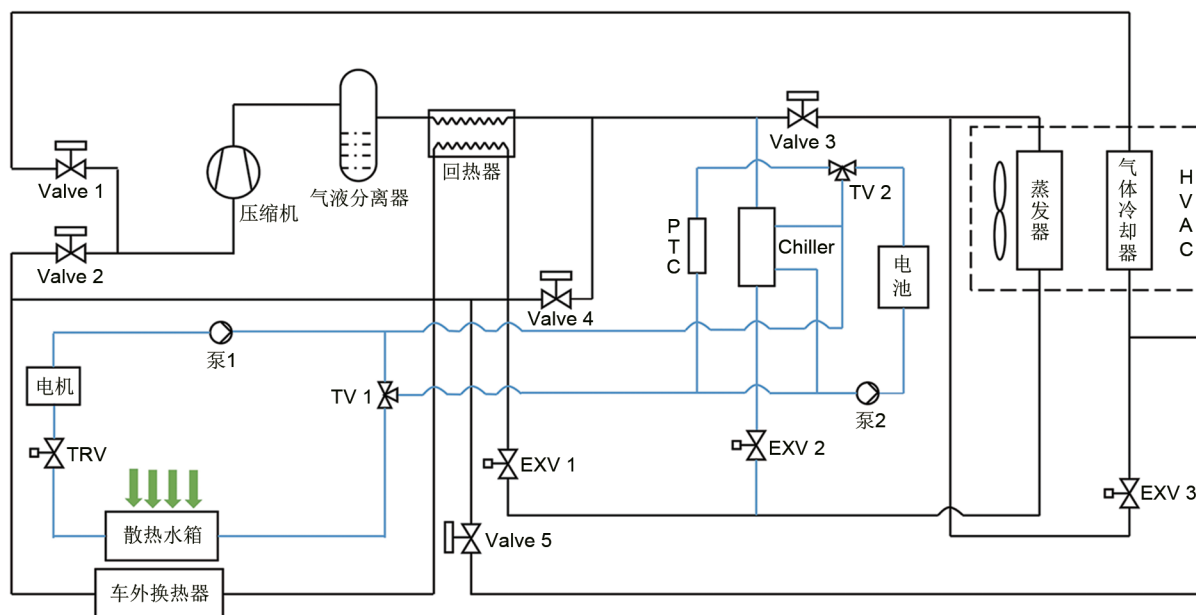
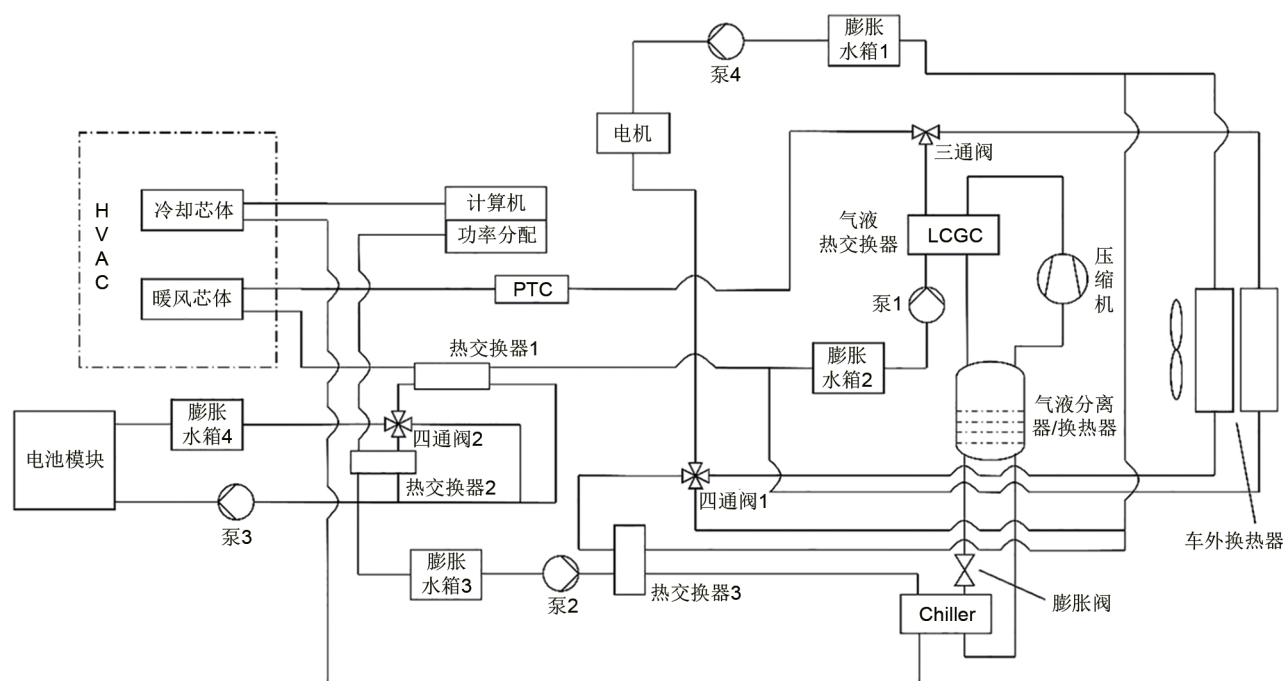
图9 CO₂热泵调整车热管理系统Fig. 9 Heat management system of CO₂ heat pump air conditioning vehicle

图10 苹果电动汽车整车热管理系统

Fig. 10 Apple Electric vehicle thermal management system

其携带至冷却芯体冷却乘员舱空气，同时在泵3开启的情况下可通过热交换器2将冷量传递到电池，在电池温度过高时可达降温的作用，冷量也可通过热交换器3经过四通阀传递到电机，以达到给电机降温的目的，当车辆无制冷需求时可通过车外换热器排出。

4 结论与展望

CO₂由于其环境友好性、来源广泛、安全系数好，将在制冷剂变更过程中发挥巨大作用。此外CO₂换热系数高和单位容积制冷量大的特点有利于减少换热器的体积和压缩机的排量，能有效减小系

统的体积,非常适合汽车空调。其次,CO₂热泵空调系统拥有良好的低温启动制热功能,在室外极低温情况下依然可以提供较大的制热量并维持较高的COP。所以CO₂热泵空调系统将是未来电动汽车热泵空调的发展方向。但是CO₂热泵系统若要在电动汽车领域大规模推广,未来的工作还需要解决以下几方面的问题。

(1) 跨临界CO₂系统在低温时有很高的制热量,但是在高温环境下的制冷模式时,气冷器的冷却效果有限,节流后干度较高,制冷性能较差。所以需要解决高温环境下的制冷量不足,COP下降的问题。

(2) 由于CO₂的临界压力为7.3 MPa,跨临界CO₂系统的运行压力高,低压侧为3~5 MPa,高压侧达到8~14 MPa。所以整个系统零部件需要解决耐高压的问题和高压下的寿命周期问题,此外还需考虑整个系统的密封问题,确保系统安全可靠地运行。

(3) CO₂在跨临界循环的气体冷却器中的放热过程处于超临界状态,不发生相变,放热后的温度与高压压力无关,且具有较大的温度滑移,给系统控制增加了难度。

电动汽车热泵空调不仅需要给乘员舱提供制冷、采暖、除霜和除湿的功能,还需要考虑电机和电池包的温度控制,所以需要设计高效简洁的整车集成式的热管理系统。此外,纯电动汽车整车热管理的阀体多、管路复杂,不仅成本提升还增加了系统所需的空間。所以对于多阀体和管路的集成将成为接下来工作的重点。

参 考 文 献

- [1] 袁泉, 汤奕. 基于路-电耦合网络的电动汽车需求响应技术[J]. 中国电机工程学报, 2021, 41(5): 1627-1637.
YUAN Q, TANG Y. Electric vehicle demand response technology based on traffic-grid coupling networks[J]. Proceedings of the CSEE, 2021, 41(5): 1627-1637.
- [2] 胡建, 林春景, 郝维健, 等. 动力电池标准体系建设现状及建议[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(1): 313-320.
HU J, LIN C J, HAO W J, et al. Current status and suggestions for the construction of power battery standard system[J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(1): 313-320.
- [3] YOKOYAMA A, OSAKA T, IMANISHI Y, et al. Thermal management system for electric vehicles[J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2011, 4(1): 1277-1285.
- [4] LEE J T, KWON S, LIM Y, et al. Effect of air-conditioning on driving range of electric vehicle for various driving modes[C]// SAE Technical Paper Series. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International, 2013.
- [5] 王正, 张俊华. 欧盟汽车空调指令对汽车企业的影响分析[J]. 制冷与空调(四川), 2014, 28(4): 491-495.
WANG Z, ZHANG J H. The effect analysis of EU vehicle air-condition directives to civil automobile companies[J]. Refrigeration & Air Conditioning, 2014, 28(4): 491-495.
- [6] 王雷, 窦艳伟, 王黎. 美国 SNAP 在制冷剂 HCFC 替代中的作用[J]. 电器, 2016(2): 64-65.
- [7] LORENTZEN G, PETTERSEN J. A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning[J]. International Journal of Refrigeration, 1993, 16(1): 4-12.
- [8] ARAL M C, SUHERMANTO M, HOSOZ M. Performance evaluation of an automotive air conditioning and heat pump system using R1234yf and R134a[J]. Science and Technology for the Built Environment, 2021, 27(1): 44-60.
- [9] SHI J Y, GAO T Y, LU B Q, et al. Researches on heat pump system using rotary compressor in electric vehicle[C]// 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2016.
- [10] YU B B, YANG J Y, WANG D D, et al. An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO₂ refrigeration cycle[J]. Energy, 2019, 189: doi: 10.1016/j.energy.2019.116147.
- [11] 李敏霞, 马一太, 李丽新, 苏维城. CO₂跨临界循环制冷压缩机的研究进展[J]. 压缩机技术, 2004(5): 38-42.
LI M X, MA Y T, LI L X, et al. Reviews of refrigeration compressor in CO₂ transcritical cycle[J]. Compressor Technology, 2004(5): 38-42.
- [12] PETTERSEN J, HAFNER A, SKAUGEN G, et al. Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems[J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(3): 180-193.
- [13] YANG J L, MA Y T, LI M X, et al. Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander[J]. Energy, 2005, 30(7): 1162-1175.
- [14] RIGOLA J, ABLANQUE N, PÉREZ-SEGARRA C D, et al. Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence on CO₂ trans-critical cycle performance[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(4): 664-674.
- [15] ROBINSON D M, GROLL E A. Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine[J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(7): 577-589.
- [16] RIGOLA J, ABLANQUE N, PÉREZ-SEGARRA C D, et al. Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence on CO₂ trans-critical cycle performance[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(4): 664-674.
- [17] CHO H, RYU C, KIM Y. Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger[J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(4): 664-671.
- [18] TORRELLA E, SÁNCHEZ D, LLOPIS R, et al. Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data[J]. International

- Journal of Refrigeration, 2011, 34(1): 40-49.
- [19] 赵玲华, 魏新利, 杨凌晓, 等. 回热对跨临界 CO₂ 热泵系统性能影响的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2020, 41(1): 186-195.
- ZHAO L H, WEI X L, YANG L X, et al. Experimental study on the compacts of regenerative heat on the performance of the transcritical CO₂ heat pump system[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2020, 41(1): 186-195.
- [20] CHEN Y, GU J J. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(8): 1238-1249.
- [21] LU S X, LIANG R B, ZHANG J L, et al. Performance improvement of solar photovoltaic/thermal heat pump system in winter by employing vapor injection cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 155: 135-146.
- [22] 何俊, 陶乐仁, 虞中旸. 降低制冷系统压缩机排气温度的方法研究[J]. 轻工机械, 2018, 36(2): 77-81.
- HE J, TAO L R, YU Z Y. Research on method of reducing compressor exhaust temperature in refrigeration system[J]. Light Industry Machinery, 2018, 36(2): 77-81.
- [23] BAEK C, LEE E, KANG H, et al. Experimental study on the heating performance of a CO₂ heat pump with gas injection[C]// International and Air Conditioning Conference at Purdue, 2008.
- [24] CHO H, BAEK C, PARK C, et al. Performance evaluation of a two-stage CO₂ cycle with gas injection in the cooling mode operation[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(1): 40-46.
- [25] HEO J, JEONG M W, KIM Y. Effects of flash tank vapor injection on the heating performance of an inverter-driven heat pump for cold regions[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(4): 848-855.
- [26] TELLO-QUENDO F M, NAVARRO-PERIS E, GONZÁLEZ-MACIÁ J. Comparison of the performance of a vapor-injection scroll compressor and a two-stage scroll compressor working with high pressure ratios[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 160: doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114023.
- [27] WANG X, YU J L, XING M B. Performance analysis of a new ejector enhanced vapor injection heat pump cycle[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 100: 242-248.
- [28] JUNG J, JEON Y, CHO W, et al. Effects of injection-port angle and internal heat exchanger length in vapor injection heat pumps for electric vehicles[J]. Energy, 2020, 193: doi: 10.1016/j.energy.2019.116751.
- [29] SUZUKI T, ISHII K. Air conditioning system for electric vehicle[C]// SAE Technical Paper Series. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International, 1996.
- [30] 何贤, 胡静, 钱程, 等. 纯电动汽车两种热泵空调系统的实验研究[J]. 制冷学报, 2018, 39(3): 79-84.
- HE X, HU J, QIAN C, et al. Experimental study on two kinds of heat-pump air-conditioning system used in pure electric vehicle[J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(3): 79-84.
- [31] ITOH S, IRITANI K. Heat pump type refrigerant cycle system for electric vehicle air conditioner: US 6237351-B1[P]. 2001-05-29.
- [32] HIGUCHI Y, KOBAYASHI H, SHAN Z W, et al. Efficient heat pump system for PHEV/BEV[C]//SAE Technical Paper Series. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International, 2017.
- [33] 徐晓斌, 徐业飞, 张恒运, 等. 风冷电池模组热性能及成组效率的多目标优化[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(2): 553-562.
- XU X B, XU Y F, ZHANG H Y, et al. Multiobjective optimization of thermal performance and grouping efficiency for air cooling battery module[J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(2): 553-562.
- [34] 胡志林, 张天强, 杨飏. 苹果电动汽车热管理技术研究[J]. 汽车文摘, 2021(1): 37-41.
- HU Z L, ZHANG T Q, YANG F. Research on thermal management technology of apple electric vehicle[J]. Automotive Digest, 2021(1): 37-41.