

电动车辆间接热系统快速除湿响应迟滞机理及优化控制策略

刘宇轩¹, 宗硕¹, 张翌晨¹, 曹志简¹, 陈恩², 殷翔¹, 曹锋¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 合肥通用机械研究院有限公司事业部, 230031, 合肥)

摘要: 针对高湿环境下电动车辆挡风玻璃易结雾而影响行车安全的问题, 为提升电动车辆间接热管理系统切换至除湿模式时的除湿动态响应速度, 提出一种快速实现低湿空气送风的优化控制策略。通过搭建跨临界 CO₂ 系统实验平台并建立高精度动态仿真模型, 基于所建模型的仿真数据结果, 对比直接式与间接式热管理系统的性能差异, 揭示间接系统快速除湿响应的迟滞机理; 分析水冷蒸发器流量、水冷冷凝器流量及前端体积风量对动态除湿量的影响, 提出一种基于时序协同的优化控制策略。研究结果表明, 因水路热惯性, 间接系统送风温度达到露点温度的时间延长、出现温度回弹引发除湿风温升高, 使其动态累计除湿量较直接系统低 59.8%; 将水冷冷凝器流量和前端体积风量切换值调整至 4.8 L/min 和 0, 可分别提升动态累计除湿量 90.9% 和 77.9%; 通过优化水冷蒸发器流量、水冷冷凝器流量及前端体积风量在模式切换瞬态的调整时序, 发现切换后 8、30 s 分别调整蒸发器流量、前端体积风量, 可使间接系统累计除湿量较原方案提升 203.1%, 并超过直接系统 22.2%, 显著提升了除雾工况下的快速低湿送风能力。该研究结果为间接热管理系统在实际应用中的快速除湿动态响应提供了有效的策略参考。

关键词: 电动车辆热管理; 跨临界 CO₂ 系统; 间接系统; 除湿动态响应

中图分类号: TK11 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202607013 **文章编号:** 0253-987X(2026)07-0135-13

Mechanism and Optimal Control Strategy for Hysteresis in Rapid Dehumidification Response of Indirect Thermal Systems in Electric Vehicles

LIU Yuxuan¹, ZONG Shuo¹, ZHANG Yichen¹, CAO Zhijian¹, CHEN En²,

YIN Xiang¹, CAO Feng¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Business Division, Hefei General Machinery Research Institute Co., Ltd., Hefei 230031, China)

Abstract: Because the windshield of electric vehicles (EVs) tends to fog under very humid conditions, compromising driving safety, a control strategy for the supply of low-humidity air was proposed to accelerate the dynamic dehumidification response of the EV's indirect thermal management systems during a switch to dehumidification mode. An experimental platform for transcritical CO₂ systems was built up, and a dynamic simulation model with high precision was developed. Based on the results from this simulation model, performance differences between direct and indirect

收稿日期: 2025-08-15。 作者简介: 刘宇轩(1997—), 男, 博士生; 殷翔(通信作者), 男, 副教授。 基金项目: 广东省重点领域研发计划资助项目(2023B0909050005)。

网络出版时间: 2026-05-09

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.t.20260508.0926.002>

systems were compared to reveal the hysteresis mechanism of the dynamic dehumidification response in indirect systems. The effects of the liquid-cooled evaporator (LCEVP) flow rate, liquid-cooled gas cooler (LCGC) flow rate, and front air volume on the dynamic dehumidification capacity were analyzed, leading to the proposal of an optimal control strategy based on time-sequenced collaboration. The results show that due to the thermal inertia of the water circuit, the time required for the air supply temperature to reach the dew point is prolonged, and a temperature rebound occurs, leading to an increase in dehumidification air temperature. Consequently, the dynamic cumulative dehumidification capacity of the indirect system was found to be 59.8% lower than that of the direct system. By adjusting the LCGC flow rate and front air volume to 4.8 L/min and 0 m³/h, respectively, the dynamic cumulative dehumidification capacity was increased by 90.9% and 77.9%. Furthermore, by optimizing the time sequence to adjust the LCEVP flow rate, LCGC flow rate, and front air volume at the moment of switching, it was observed that adjusting the LCEVP flow rate and front air volume 8s and 30 s after the switch, respectively, increased the cumulative dehumidification capacity by 203.1% compared to the original scheme. This optimized performance exceeded that of the direct system by 22.2%, significantly enhancing the rapid low-humidity air supply capability under defogging conditions. These findings offer effective strategic guidance for rapid dynamic dehumidification responses in practical applications of indirect thermal management systems.

Keywords: electric vehicle thermal management; transcritical CO₂ system; indirect system; dehumidification dynamic response

随着化石燃料过度使用导致的能源与环境问题日益严峻^[1],开发清洁能源技术以实现碳中和已成为全球共识^[2-3]。中国交通领域正积极推动由传统燃油车向电动车辆的转型,显著降低了对化石燃料的依赖,并大幅减少了温室气体排放^[4]。作为一种节能减排方案^[5],电动车辆正在成为全球可持续发展战略的关键。电动车辆热管理系统需应对多热源复杂工况,同时对电池、电机及电控系统的温度管理提出了更高要求。乘员舱的制冷、制热等功能完全依赖电池供能,为提高续航能力,热泵空调系统能效亟待提升。传统燃油车空调系统的制冷剂 R134a 因低温加热性能不足,导致电动车辆冬季续航里程显著缩短^[6-7]。此外,由于较高的全球变暖潜能值(GWP),其受到 2016 年《基加利修正案》及 2023 年欧盟 PFAS 限制提案的约束^[8],需逐步淘汰。因此,电动车辆热管理系统需满足绿色高效化、功能一体化及结构模块化等更高要求。

电动车辆热系统目前已在新的低 GWP 冷媒的研究与应用上取得进展(如 CO₂、R290 等)。这些热系统已被研究证明具有优异的环保性能和低温加热性能,有效缓解了正温度系数(PTC)加热器或其他制冷剂系统相关的冬季续航焦虑问题^[9-11]。目前这些新型热管理系统的优化研究大部分集中于直接系统。

Wang 等^[1]提出了一种串联气冷器的热泵系统,在 -20℃ 极低温环境的制热量达到 5.6 kW,最大制热性能系数为 1.8。Dong 等^[13]研究发现,在特定制冷工况下,新型热管理系统的制冷量与性能可与 R134a 系统相当,而在制热工况下,其制热量较 R134a 系统提升了 82.7%。考虑电池协同热管理的综合系统,宗硕等^[14]研究结果表明,在 -25℃ 低温环境下,新型热管理系统的续航里程较 R134a 系统提升了 44.5%。电动车辆直接热管理系统的冬季制热性能优异,但其存在制冷剂泄漏风险,影响系统整体性能,如 CO₂ 冷媒因高运行压力可能引发乘员舱 CO₂ 浓度超标的安全隐患^[14],R290 冷媒因易燃性可能引发安全风险^[15]。其他规避制冷剂泄漏安全风险方案,已成为当前产业界与学术界的重点研究课题。

研究表明,间接系统可有效解决制冷剂泄漏引发的安全隐患^[16-18]。在间接系统中,制冷剂将热量传递给载冷剂(如乙二醇溶液),载冷剂与空气换热后将冷量或热量输送至乘员舱,避免了制冷剂进入乘员舱,从而降低了泄漏风险及环境影响。与直接热泵系统相比,间接热泵系统在安全性和环保性方面具有显著优势。Kaiser 等^[19]通过搭建间接系统实验平台,发现其紧凑的制冷剂回路设计具备集成热管理和余热回收潜力,且间接系统的制冷剂

充注量较直接系统最多可减少 28%,进一步降低了泄漏风险。Wang 等^[20]同样证实了间接热泵空调系统在环保性、安全性和经济性方面的综合优势。Li 等^[21]通过实验证实,间接系统具备优异的防结霜性能,在极端结霜条件下可保持 5 h 的稳定高效运行。与直接系统的性能相比,Zong 等^[22]发现间接系统因增加换热环节,制冷性能降低 10.8%;Zhang 等^[23]指出其制热性能降低 9.0%,但通过热回收可实现性能持平。Wang 等^[24]研究结果表明,间接系统的性能衰减对续航里程的影响较小,仅降低不到 20 km。以上研究结果表明,间接系统在安全性和性能方面表现优异,具备更高的集成度、控制精度和可靠性,且性能衰减对续航影响有限,有助于优化整车热管理,具有广阔的发展前景。

除续航里程和安全性能外,电动车辆在冬季还面临潮湿空气导致的挡风玻璃起雾现象,严重威胁驾驶安全。由于电动车辆缺乏发动机余热,需完全依赖电池供电,通过热泵对空调箱的进风空气除湿后再加热,导致额外能耗^[13]。因此,提升除湿效率成为电动车辆热泵研究的重点之一。程恰等^[25]设计了一种具备两种除湿再热模式的热泵系统,分别实现了优异的除湿和再加热性能。任学铭等^[26]研究结果表明,蒸发压力是决定除湿效果的关键因素,优化该参数可显著提升除湿性能。Yu 等^[27]提出了一种双蒸发温度的除湿系统,可显著降低除湿过程能耗,较传统单蒸发器系统节能高达 42.7%。Li 等^[28]对比分析了双蒸发器与单蒸发器串联系统,研究结果表明,当空气相对湿度低于 70% 时,双蒸发器系统在适用性和加热性能方面均表现优异。Liu 等^[29]对比了几种除湿架构,在优化性能的基础上,明确了不同除湿架构的运行边界。

当前研究现状表明,目前除雾除湿的研究主要集中在直接系统。然而,间接系统由于存在热量传递延迟问题,会降低除雾的快速响应速度。此外,当前电动车辆除湿除雾的研究多集中于稳态性能,而对于高湿环境下挡风玻璃结雾时,从制热模式切换到除湿模式的动态快速除雾实际应用场景的研究仍显不足。由于除湿响应速度对结雾场景的行车安全至关重要,因此亟待对间接系统的快速除湿响应特性展开深入研究。针对上述问题,本研究通过搭建 CO₂ 热管理系统实验平台并建立高精度仿真模型,针对结雾场景,热系统应快速响应除湿需求,在短时间内实现低湿空气送风,以满足除雾要求。本文基于所建仿真模型,通过仿真数据结果分析了间接系统动态除湿

能力受限的原因,并研究了水冷蒸发器流量、水冷冷凝器流量及前端体积风量在模式切换时的调整值对送风含湿量的影响。此外,提出了一种间接系统动态除湿能力的切换控制策略,显著提升了除雾场景下的除湿能力响应速度。本研究为间接系统在实际除雾应用中的除湿快速响应提供了有效的解决方案。

1 热管理除湿再热系统

1.1 直接与间接除湿再热系统原理及实验台架

图 1(a)给出了直接系统制热和除湿再热模式的工作原理。制热模式下,高温制冷剂在室内气冷器和蒸发器中共同加热空气以提升制热量;除湿再热模式时,CO₂ 先在气冷器再热空气,随后在蒸发器冷却除湿,最终返回压缩机,实现除湿再热。图 1(b)展示了

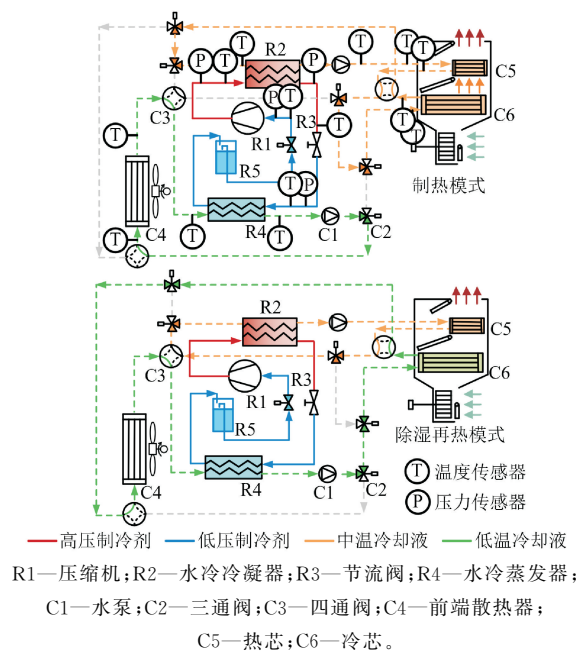
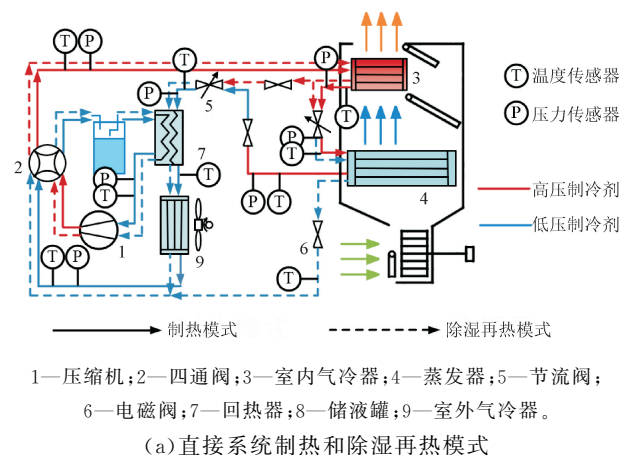


图 1 直接与间接除湿再热系统原理图

Fig. 1 Schematic of direct and indirect dehumidification and reheating systems

间接系统制热和除湿再热模式的工作原理。制热模式下,冷却液在水冷冷凝器(LCGC)中吸收高温 CO_2 的热量,并在空调箱内将热量传递给进风空气。同时低压制冷剂以冷却液为介质,在前端散热器中间从环境吸热。当系统从制热模式切换至除湿再热模式时,三通阀切换流向,使水冷蒸发器(LCEVP)的低温冷却液流入冷芯,空气在此冷却除湿。LCGC 的高温流体仅在热芯中放热,对除湿后的低温空气进行加热,实现除湿再热。

图 2 为除湿再热模式下空气处理过程的焓湿图。空气经历两个热力学过程:首先从状态 A 到 C,空气在冷芯中经历冷却过程($A \rightarrow B$),并保持定含湿量直至达到 B 点的露点温度;随后进入冷却除湿阶段($B \rightarrow C$),冷芯表面发生冷凝。最后从状态 C 到 D,空气在热芯中再热,达到目标送风温度。

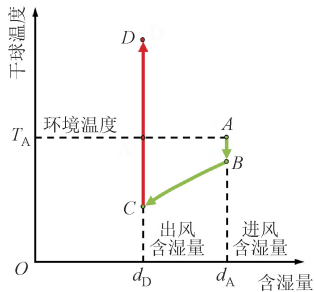


图 2 空调箱内除湿再热过程的焓湿图

Fig. 2 Psychrometric chart of air dehumidification and reheating in HVAC

除湿再热过程中有两个能量收益:一是除湿过程中高湿空气损失的潜热($\dot{m}_a \Delta h_1$),二是空调箱进出口空气的净显热。除湿再热性能系数(DHCOP, 设为 D_{HCOP})可用于定量评价该过程的性能,其定义为总能量收益(潜热与净显热之和)与压缩机输入功率 W_{comp} 的比值^[30],表达式如下

$$D_{\text{HCOP}} = \frac{\dot{m}_a (\Delta h_3 - \Delta h_2)}{W_{\text{comp}}} \quad (1)$$

式中: Δh_2 为再热过程中空气温度由冷芯出口 C 点升温至与进风 A 点相同温度时的焓差; Δh_3 为空调箱进风 A 点与出风 D 点的焓差。

单位时间除湿量(MER, 设为 M_{ER})通过冷芯进出口的空气质量流量 $\dot{m}_a$ 与湿空气绝对含湿量 ω 计算,将单位时间除湿量在时间上进行积分计算得到累计除湿量(TMER, 设为 T_{MER}),计算公式如下

$$M_{\text{ER}} = \dot{m}_a (\omega_i - \omega_o) \quad (2)$$

$$T_{\text{MER}} = \int_{t_1}^{t_2} M_{\text{ER}} dt \quad (3)$$

式中: ω_i 表示冷芯进口空气绝对含湿量; ω_o 表示冷芯出口空气绝对含湿量。

本文通过仿真对间接系统动态除湿性能进行研究。为确保仿真精度,基于如图 3 所示 CO_2 热管理系统实验台搭建高精度仿真模型,并通过实验数据进行标定。实验系统包含压缩机、室内外气冷器、蒸发器、水冷冷凝器、水冷蒸发器、节流阀及冷却液泵等部件,该系统依照国际汽车工程师协会(SAE)测试工况进行了能效测试。主要部件的参数和测量设备精度分别见表 1、表 2。

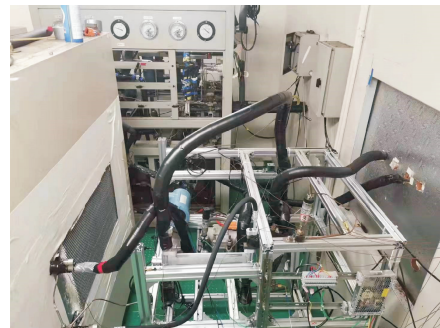


图 3 CO_2 热管理系统实验台

Fig. 3 Experimental setup of the CO_2 system

表 1 主要部件参数

Table 1 Parameters of the main components

部件	关键参数
压缩机	电动涡旋压缩机,排量 6.8 cm^3
室外气冷器	微通道换热器, $300 \text{ mm} \times 600 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$
蒸发器	微通道换热器, $200 \text{ mm} \times 218 \text{ mm} \times 38 \text{ mm}$
室内气冷器	微通道换热器, $156 \text{ mm} \times 142 \text{ mm} \times 32 \text{ mm}$
回热器	套管换热器, $300 \text{ mm} \times 58 \text{ mm} \times 60 \text{ mm}$
水冷冷凝器	平板换热器, $270 \text{ mm} \times 75 \text{ mm} \times 87 \text{ mm}$
前端散热器	微通道换热器, $600 \text{ mm} \times 525 \text{ mm} \times 40 \text{ mm}$
换热芯体	微通道换热器, $172 \text{ mm} \times 273 \text{ mm} \times 29 \text{ mm}$
节流阀	0~576 步,步进电机

表 2 测量设备量程及精度

Table 2 Ranges and accuracies of measuring equipment

测量设备	被测参数	量程	精度
T 型热电偶	流体温度/℃	-50~200	±0.5℃
PT100 热电阻	空气温度/℃	-50~200	±0.15℃
MPM489 压力传感器	制冷剂压力/MPa	0~20	±0.25%
WT500 功率计	压缩机功率/W	15~40 000	±0.1%
Micro Motion 流量计	制冷剂质量流量/(kg·h ⁻¹)	0~11 500	±1%
涡轮流量计	冷却液质量流量/(kg·h ⁻¹)	0.2~1.2	±0.5%

1.2 压缩机模型

为研究电动车辆 CO₂ 间接热系统动态除湿性能,本文基于 GT-SUITE 软件建立仿真模型。压缩机模型通过排量 V_d 、容积效率 η_v 、等熵效率 η_i 和机械效率 η_m 等计算功率 W_{comp} 和质量流量 $\dot{m}_r$, 计算公式为

$$\dot{m}_r = \rho_{\text{suc}} \eta_v n V_d \quad (4)$$

$$W_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_r (h_{\text{dis}} - h_{\text{suc}})}{\eta_i \eta_m} \quad (5)$$

式中: ρ_{suc} 为吸气密度; n 为转速; h_{dis} 、 h_{suc} 分别为排气焓、吸气焓。

压缩机效率及其他主要部件的校核均基于前期工作的台架实验数据建模,实验包括制冷模式(环境温度 30~45℃)与制热模式(环境温度 -20~15℃)工况。研究结果表明其效率与压力比 r 、压缩机转速 n 及吸气压力 p_{suc} 相关^[31],具体拟合关系为

$$\eta_v = 0.54 + 0.0216e^{-n/5221.28} + 0.92128e^{-r/1.89} + 0.22547e^{-p_{\text{suc}}/2.518} \quad (6)$$

$$\eta_i = 0.56 + 0.39915e^{-n/3723.13} + 0.29389e^{-r/1.48} + 0.01218e^{-p_{\text{suc}}/1.887} \quad (7)$$

$$\eta_m = 0.7 - 0.585e^{-n/6500} + 0.67229e^{-r/10} \quad (8)$$

1.3 换热器模型

换热器模型采用移动边界法建模,其换热关联式的换热系数基于实验数据确定。空气侧换热系数采用 Chang-Wang 关联式^[32]计算,制冷剂侧的超临界态和两相态换热系数分别采用 Sieder-Tate^[33]和 Shah 关联式^[34]计算,单相流体采用 Dittus-Boelter 公式^[35]计算。换热器换热计算公式如下

$$Q_{a-r} = \sum_{j=1}^N k_{a-r,j} A_j (t_{r,j} - t_{a,j}) \quad (9)$$

$$k_{a-r,j} = \left(\frac{1}{k_{a,j}} + \frac{1}{k_{r,j}} \right)^{-1} \quad (10)$$

式中: Q_{a-r} 为空气与制冷剂的换热量; k_j 为第 j 个微元段的换热系数; A_j 为第 j 个微元段的换热面积; T_j 表示第 j 个微元段的温度。

换热系数基于上述关联式计算,并依据实验数据进行了研究范围内的修正。室外气冷器、室内气冷器和蒸发器的换热修正系数分别为 1.2、0.82 和 0.8,压降修正系数按默认值 1 设置。

在前端散热器、热芯和冷芯中,空气和冷却液进行换热,计算公式如下

$$Q_{a-c} = \sum_{j=1}^N k_{a-c,j} A_j (t_{a,j} - t_{c,j}) \quad (11)$$

$$k_{a-c,j} = \left(\frac{1}{k_{a,j}} + \frac{1}{k_{c,j}} \right)^{-1} \quad (12)$$

式中: Q_{a-c} 为空气与冷却液的换热量。

间接系统前端散热器、热芯和冷芯的换热修正系数分别为 1.75、1.95 和 0.95。

在水冷冷凝器和水冷蒸发器中,冷却液和制冷剂进行换热,计算公式如下

$$Q_{c-r} = \sum_{j=1}^N k_{c-r,j} A_j (t_{r,j} - t_{a,j}) \quad (13)$$

$$k_{c-r,j} = \left(\frac{1}{k_{c,j}} + \frac{1}{k_{r,j}} \right)^{-1} \quad (14)$$

式中: Q_{c-r} 表示冷却液与制冷剂的换热量。

水冷冷凝器和水冷蒸发器的换热修正系数分别为 1.18 和 0.82。

1.4 节流阀模型

节流阀模型采用孔口阀建模,其将摩擦损失系数 K 引入动量方程,表达式为

$$K = M_L M_g \frac{6\pi[M_1(1-S_1) + M_2(1-S_2)]}{Re} \quad (15)$$

式中: M_L 为层流表面摩擦系数; M_g 表示全局摩擦系数; S_1 和 S_2 分别为孔口面积与上游、下游管路面积的比值; M_1 和 M_2 分别为管路及分流段的摩擦系数。

1.5 储液器模型

储液器模型采用罐模型建模,其液态体积分数受到内部出口的高度限制,最大值设定为 95%。液态体积分数 φ 的计算式为

$$\varphi = \frac{V_1}{(V_1 + V_v)} \tag{16}$$

式中： V_1 和 V_v 分别为液态 CO_2 与气态 CO_2 的体积。

1.6 模型验证

本文基于前期实验数据对热管理系统仿真模型进行了验证^[31]，其换热量和性能系数(COP)的不确

定度分别为 3.828%和 3.846%。表 3 展示了台架实验数据和仿真验证的部分工况,图 4 展示了直接系统和间接系统在测试工况下的实验值和仿真值的误差。结果表明,压缩机功率、换热量与 COP 偏差均不超过 6%。这说明仿真模型具有较高的准确性,为后续间接热管理系统动态除湿性能研究提供了可靠基础。

表 3 台架实验与仿真验证部分工况
Table 3 Some operating conditions from experimental tests

工况模式	气冷器进风温度/℃	气冷器进风风速/(m·s ⁻¹)	蒸发器进风温度/℃	蒸发器进风相对湿度/%	蒸发器进风量/(kg·min ⁻¹)	送风温度/℃
制冷	45	3	35	25	9	3
	35	3	35	40	9	3
除湿	25	3	25	80	6.5	3,10
	15	1.5	15	80	6.5	3,10
制热	15	2.5	15	20	4	40
	5	2.5	5	20	4	50
	-10	2.5	5	20	6	50

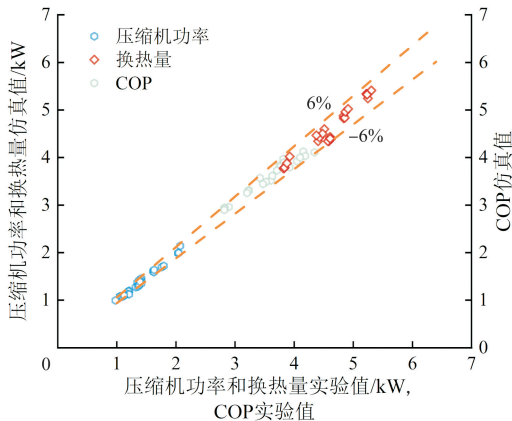


图 4 仿真模型误差验证

Fig. 4 Validation of the simulation model

2 结果与讨论

本研究基于高精度仿真模型对电动车辆间接热系统开展动态除湿特性研究。通过采用与实际台架完全一致的参数构建仿真模型,并依据 1.6 节所述的标定流程对模型进行精确校准以确保模型可靠性。

根据 GB 11555—2025 标准《汽车风窗玻璃除霜和除雾系统技术规范》,除雾性能需在规定时间内,在挡风玻璃的特定区域内实现除雾。研究结果

表明^[36],空调箱向挡风玻璃送风的含湿量越低,越有利于快速除雾。因此,需重点研究间接系统存在的热惯性问题,当系统从制热模式切换至除湿再热模式时,冷芯需要经历从高温到低温的过渡阶段,此过程会导致除湿启动延迟。为量化系统性能,采用动态累计除湿量作为评价指标。参考 Yu 等^[27]的工作和 SAE 测试标准,选取 15℃、90%湿度的高湿空气作为进风条件,室外进风体积流量为 2 000 m³·h⁻¹,室内进风质量流量为 400 kg·h⁻¹。仿真中,直接与间接系统均先运行在制热模式,待完全稳定运行 100 s 时,直接切换到除湿再热模式。

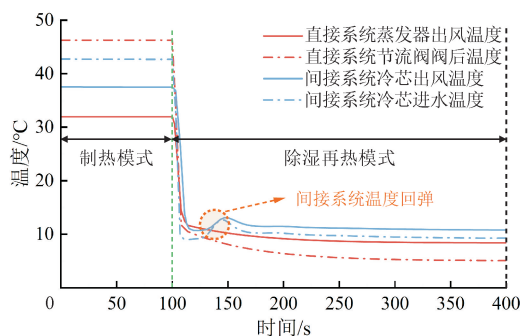
2.1 直接系统与间接系统快速除湿响应特性

图 5(a)给出了直接系统与间接系统在切换到除湿再热模式后,换热器进水温度与出风温度的变化。切换后 10 s 内,直接与间接系统冷芯的进水温度均快速下降,分别降低到 11.1℃和 9.1℃。随后,直接系统的进水温度缓慢下降并最终稳定在 5.2℃。间接系统的进水温度快速下降后,在 15~50 s 间反而逐渐升高,出现温度回弹现象。50 s 后,间接系统的进水温度才开始缓慢降至 9.2℃,明显高于直接系统的蒸发温度,导致其最终除湿风温度比直接系统高 2.4℃。在动态除湿响应速度方面,直接系统的送风温度达到对应进风露点温度的响应时间为 7.2 s,而间接系统则为 11.4 s,

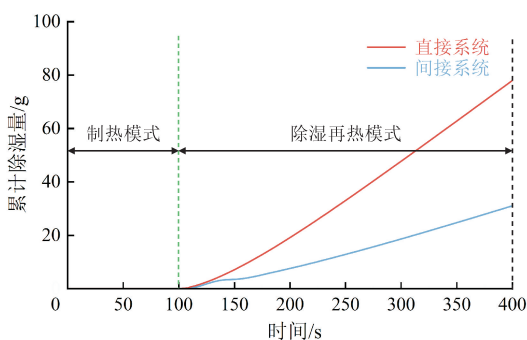
表明间接系统的响应速度显著低于直接系统。

图 5(b)显示,0~10 s 内,由于直接与间接系统的进水温度均快速下降,累计除湿量无明显差异。10~50 s 内,间接系统的温度回弹导致除湿风温升高,降低了除湿效率,因此其累计除湿量增长减缓。50 s 后,随着进水温度的再次降低,除湿风温下降,间接系统的累计除湿量快速增加。然而,较高的除湿风温使其累计除湿量远低于直接系统。切换后 300 s 时,直接系统累计除湿量为 77.6 g,间接系统为 31.2 g,比直接系统低 59.8%。

温度回弹现象源于间接系统冷却液的迟滞特性。模式切换前,冷芯内部为高于 40℃ 的高温冷却液;切换后,这部分冷却液流入前端散热器向外界散热。然而,由于冷却液热容较大,该冷却液回路各部件先后出现不同程度的温度回弹。该温度波动在 30 s 时首次传递至冷芯进口,导致进水温度的回弹现象。



(a) 冷芯进水温度与出风温度的变化



(b) 累计除湿量变化

图 5 直接与间接系统除湿关键参数特性

Fig. 5 Key parameter characteristics of direct and indirect system dehumidification

图 6 给出了间接系统在快速除湿过程中出现响应迟滞及温度回弹现象的机理。在 0~100 s 的制热模式,高温冷却液流经冷芯以实现乘员舱供暖。当系统切换至除湿模式后,虽然水冷蒸发器输出的低温冷却液开始注入冷芯,但由于冷芯内残留部分

高温冷却液,加之管路系统与金属芯体的热容效应产生热惯性,冷却液进口温度经历 6.9 s 才降至最低。受冷芯结构尺寸的换热限制,未充分冷却的流体以较高温度(峰值 36.2℃)持续 11.8 s 流入前端散热器。该部件虽散去大部分热量,但未完全冷却的余热流体在水冷蒸发器进口形成持续 26.5 s、峰值 19.6℃ 的二次温升。这部分余热流体重新进入冷芯后,引发温度回弹现象。温度回弹峰值随着流体流经各换热器而逐级衰减,但持续时间相应延长。通过优化系统设计,如减小回路热容、增强前端散热器与水冷蒸发器的散热,可有效抑制温度回弹现象。

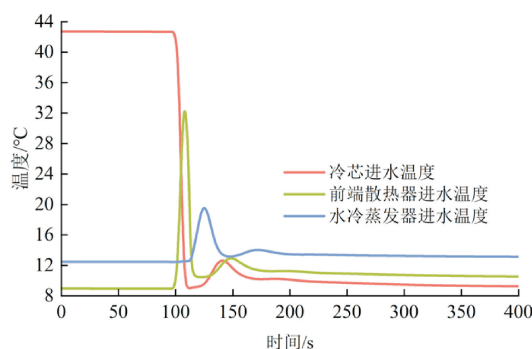


图 6 间接系统温度回弹迟滞机理

Fig. 6 Temperature rebound hysteresis mechanism of indirect systems

图 7 对比了不同进风温度下直接系统与间接系统的累计除湿量。间接系统的累计除湿量均低于直接系统,这源于其较高的进水温度。进风温度为 12℃ 和 21℃ 时,间接系统的累计除湿量比直接系统分别低 51.5% 和 72.8%。此外,在不同进风温度下,间接系统在模式切换后 30~60 s 内的累计除湿量增长最为缓慢,这表明温度回弹现象始终存在。

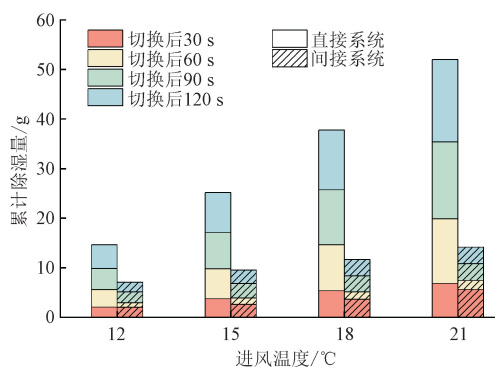


图 7 不同进风温度直接与间接系统的累计除湿量

Fig. 7 Cumulative dehumidification capacity of direct and indirect systems with different inlet air temperatures

上述分析结果表明,间接系统的快速除湿响应主要受以下3个因素影响:前期进水温度的降低速率;中期进水温度回弹现象;后期进水温度较高。

2.2 间接系统快速除湿响应影响因素

水冷冷凝器的冷却液流量是影响间接系统性能的关键参数之一。图8给出了模式切换后不同流量下冷芯进水温度与累计除湿量的变化。切换初期(40 s内),不同流量下的进水温度响应基本一致,表明流量变化对降温速率无显著影响。随后均出现温度回弹现象,但随着流量降低,回弹幅度略有减弱:流量从14.4 L/min降至2.4 L/min时,温度回弹峰值由12.71℃降至12.26℃。由于回弹减弱有限,70 s内累计除湿量差异不明显。随着流量进一步降低,阀前温度下降引起蒸发温度降低,进水温度随之下降。2.4 L/min流量下进水温度较14.4 L/min低1.22℃,300 s内累计除湿量提高24.6%。

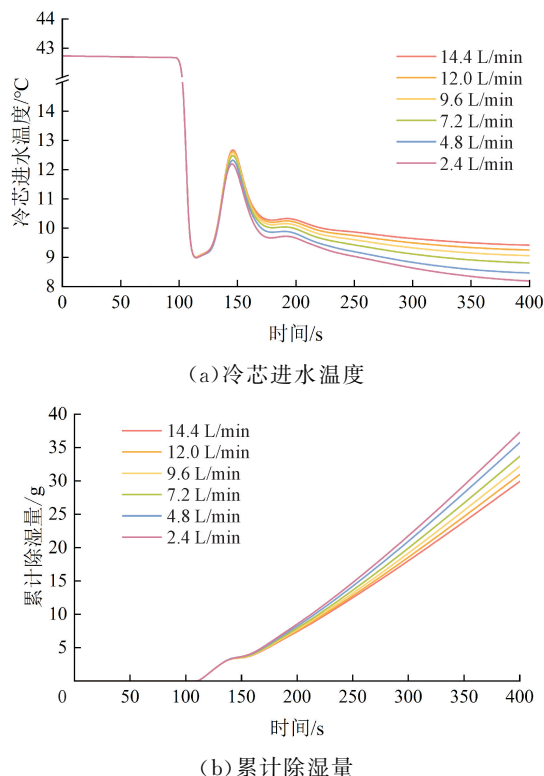


图8 不同水冷冷凝器流量切换值对动态除湿的影响
Fig. 8 Influence of different flow switching values of LCGC on dynamic dehumidification

图9展示了模式切换时不同水冷蒸发器冷却液流量对冷芯进水温度及累计除湿量的影响。切换初期,冷却液流量越低,降温速率越慢。14.4 L/min流量下送风温度达到进风露点仅需11.4 s,而2.4 L/min流量则需32.4 s,表明大流量有助于水路快速稳定,让系统更快进入除湿状态。随着流量降

低,进水温度回弹现象减弱,且出现时间延迟,这是由于低流量下冷却液在前端散热更充分,温度更低,低流速延缓了回弹发生。图9(b)说明流量低于7.2 L/min时,温度回弹对累计除湿量影响不显著。低流量下蒸发器内换热不充分降低了蒸发温度和进水温度,从而提高除湿量。然而,2.4 L/min流量因初期降温缓慢,其200 s内累计除湿量始终低于4.8 L/min流量。水冷蒸发器冷却液流量对除湿量影响显著,流量降低可减弱温度回弹、降低后期进水温度,但会减缓初期降温速率。综合来看,切换至4.8 L/min流量时除湿效果最优。

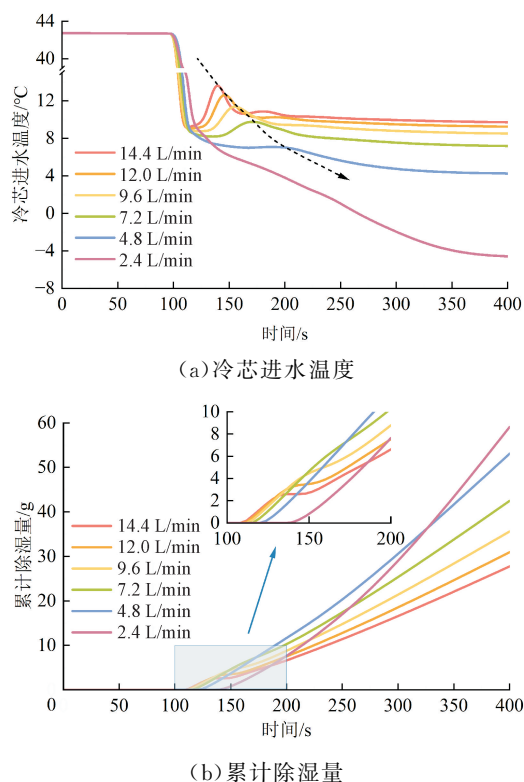
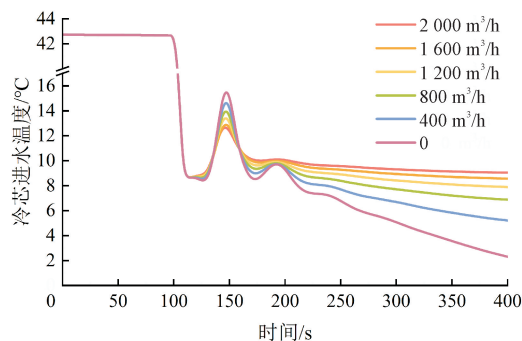


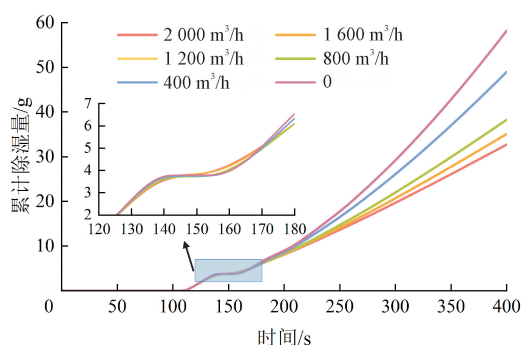
图9 不同水冷蒸发器流量切换值对动态除湿的影响
Fig. 9 Influence of different flow switching values of LCEVP on dynamic dehumidification

图10展示了不同前端体积风量对模式切换时冷芯进水温度及累计除湿量的影响。切换初期,前端风量变化对冷芯进水温度降低速率影响不显著,前端风量降低会加剧温度回弹现象,0风量下的回弹峰值比2000 m³/h风量高3.2℃,并在切换后40~60 s内导致除湿停止。风量减小阻碍了冷却液回路中高温水流的散热,余热影响增强,甚至引发二次温度回弹。然而,低前端风量也减弱了蒸发器换热强度,降低蒸发温度并提高冷芯冷量占比,从而提升后期累计除湿量。0风量下300 s累计除湿量达58.2 g,较2000 m³/h提高77.9%。0风量可能导

致电控系统无法被动冷却,引发该短时工况的整车热风险。因此可在前端散热器水路进出口增设旁通阀作为替代方案,通过阻断冷却液流经前端散热器实现类似效果,同时避免风量完全关闭带来的安全隐患。



(a) 冷芯进水温度



(b) 累计除湿量

图10 不同前端体积风量切换值对动态除湿的影响

Fig. 10 Influence of different front air flow switching values on dynamic dehumidification

图11展示了不同部件切换值的DHCOP。水冷冷凝器流量越低,阀前温度越低,DHCOP越大。由于水冷冷凝器流量对累计除湿量的影响较小,因

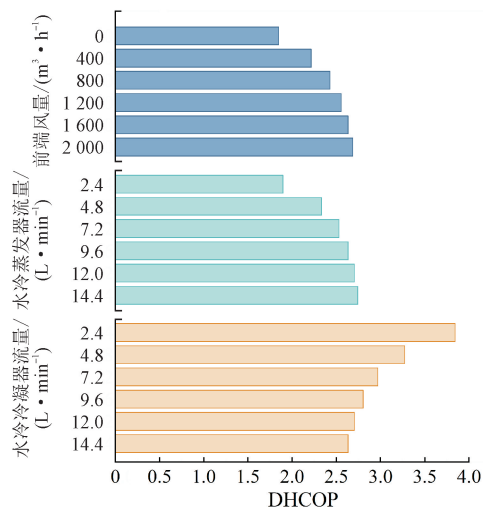


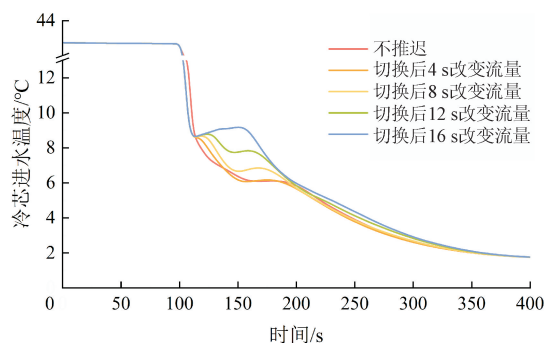
图11 不同变量切换值下的除湿再热性能系数

Fig. 11 DHCOP under different variable switching values

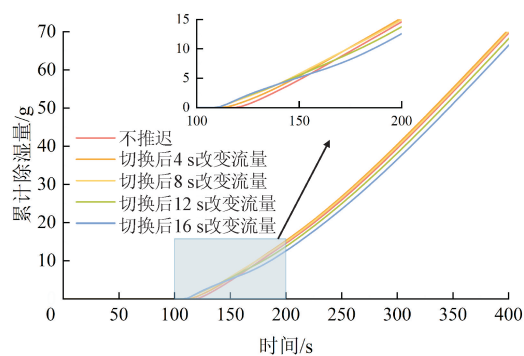
此可选定2.4 L/min作为切换流量。前端风量和水冷蒸发器流量越低,DHCOP越小,但对累计除湿量的影响显著。基于快速除湿响应的要求,水冷蒸发器切换流量选定为4.8 L/min,前端体积风量切换值选定为0。

2.3 间接系统快速除湿响应控制策略

根据图9的分析,低水冷蒸发器流量可削弱温度回弹,但高流量有助于提升前期降温速率,适当推迟切换时间可提高全期除湿量。图12说明水冷蒸发器流量不推迟切换时降温速率较低,导致0~50 s内累计除湿量为最小值。推迟时间过长(如16 s)则难以有效抑制温度回弹。相比之下,切换后4 s和8 s调整流量的策略在完全避免温度回弹的同时,显著提高了初期降温速率。其中,切换后8 s改变流量的方案在初期和后期均实现了最大累计除湿量,300 s累计除湿量达70.5 g,较不推迟切换提升6.5%。



(a) 冷芯进水温度



(b) 累计除湿量

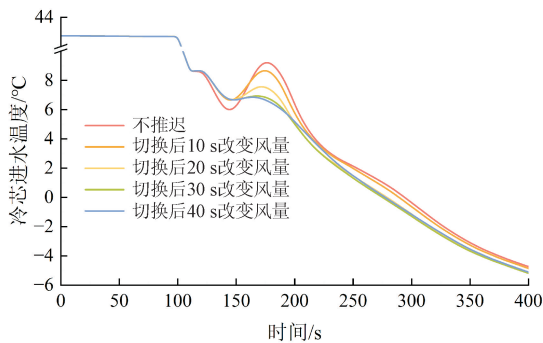
图12 不同水冷蒸发器流量切换时间对动态除湿的影响

Fig. 12 Influence of different flow switching times of LCEVP on dynamic dehumidification

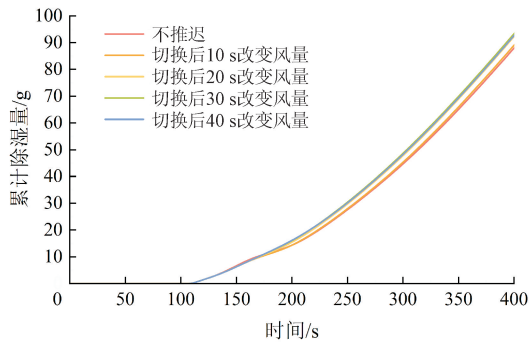
根据2.2节的分析选定前端体积风量为0,但小前端风量无法有效抑制温度回弹现象,需要确定前端风量的切换时间,以避免小风量引发的温度回弹问题,进一步提高累计除湿量。

图13为确定不同前端风量切换时间对动态除

湿的影响,由图 13 可见,随前端风量推迟切换时间的增加,温度回弹现象逐渐减弱。这表明,小前端风量会再次引发水冷蒸发器流量抑制的温度回弹现象。因此,在前期维持大风量一段时间后再切换为 0 风量可提高除湿量。在模式切换 30 s 后切换前端风量,则不会再次引发温度回弹,并可显著降低后期的进水温度,并实现了全期最大除湿量,其切换后 300 s 的累计除湿量为 93.8 g,较不推迟的情况提升了 6.1%。考虑到台架实验中三通阀与水泵均可在 2 s 内完成切换响应,因此采用分时切换控制:模式切换后 8 s 将水冷蒸发器流量调至 4.8 L/min,模式切换后 30 s 将前端风量调到 0;工程实践结果表明,前述分析得到的最优控制方案具备可行性。



(a) 冷芯进水温度



(b) 累计除湿量

图 13 不同前端风量切换时间对动态除湿的影响

Fig. 13 Influence of different switching times of front air flow on dynamic dehumidification

上述分析得到的最优控制的时序协同策略流程如图 14 所示。在制热模式切换至除湿模式时,水路三通阀首先切换至除湿模式,同时将水冷冷凝器流量调整为 2.4 L/min;8 s 后将水冷蒸发器流量切换至 4.8 L/min;模式切换后 30 s,前端体积风量切换为 0,随后维持上述参数直至退出除湿模式。

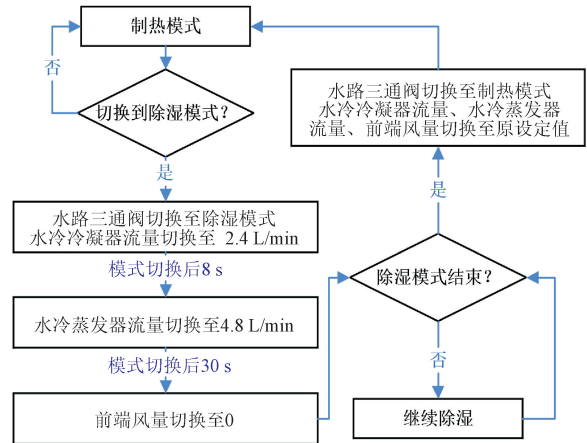


图 14 除湿切换控制时序协同策略流程

Fig. 14 Dehumidification switching control spatio-temporal sequential strategy

表 4 对比了使用本文优化控制策略的间接系统、直接系统及初始间接系统的累计除湿量。在制热模式切换到除湿再热模式时,本文策略切换控制的间接系统较原间接系统的累计除湿量显著提升,300 s 时累计除湿量提升了 203.1%;与直接系统相比在 200 s 前略低,但在 300 s 时的累计除湿量较直接系统提升了 22.2%。结果表明,采用本文控制策略的间接系统具有优异的快速除湿响应能力,能够在短时间内实现高除湿量,且在切换至除湿模式后的 300 s 内,冷芯表面温度由 43.2 °C 迅速下降至 10.9 °C,随后缓慢降至 0.7 °C,未出现凝霜风险。同时,最终送风湿度为 5.7%,对应含湿量较低,不存在空气再饱和的潜在风险。

表 4 采用本文优化控制策略的切换控制间接系统与原系统对比

Table 4 Comparison between the system with optimized switching control strategy proposed in this paper and the original system

时间/s	累计除湿量/g			较直接系统 提升率/%	较原间接系统 提升率/%
	直接系统	间接系统	本文策略切换控制间接系统		
0	0	0	0		
50	7.2	3.5	6.7	-6.1	89.8
100	19.7	7.5	17.19	-12.6	128.0
150	33.7	13.0	30.5	-9.3	134.6
200	47.8	18.5	48.4	1.4	161.1
250	62.2	24.9	70.8	13.8	184.4
300	76.8	30.9	93.8	22.2	203.1

3 结 论

本文基于实验数据验证的高精度模型,采用仿真方法研究了电动车辆间接热系统的快速除湿响应影响因素及优化控制策略。分析了水冷冷凝器流量、水冷蒸发器流量及前端体积风量对制热模式切换到除湿再热模式时快速除湿响应的影响,并提出一种显著提升间接系统除湿量的控制方案,主要结论如下。

(1)间接系统从制热模式直接切换到再热除湿模式时,其累计除湿量显著低于直接系统,降幅达59.8%。其除湿量受限的主要原因有3点:①切换后前期进水温度降低速率较慢;②中期进水温度回弹导致除湿风温升高;③后期进水温度较高导致除湿速率较低,进而导致间接热系统除雾效率较低。

(2)降低水冷蒸发器流量可抑制温度回弹并降低进水温度,但会延长进风露点响应时间,4.8 L/min流量的累计除湿量提升90.9%。降低前端风量虽会引发温度回弹,但可降低进水温度,0风量下的累计除湿量提升77.9%。将水冷冷凝器流量、水冷蒸发器流量及前端体积风量切换至2.4 L/min、4.8 L/min及0,可显著提升间接热系统快速除湿响应速度。

(3)水冷蒸发器流量与前端风量的切换时间存在最优值。当间接系统模式切换后8 s调整水冷蒸发器流量、30 s调整前端风量,可获得最快除湿响应。在300 s内,累计除湿量较原间接系统提升203.1%,较直接系统提升22.2%,能够在短时间内实现低湿空气送风,从而显著提升除雾效率。

本文针对电动车辆间接热管理系统,研究了其快速除湿响应机理及控制优化方法,提出了一种可显著提升除湿响应速度并超越直接系统的控制策略。该策略为间接系统在实际除雾场景中的高效除湿提供了有效解决方案。然而,本研究目前集中于热管理系统层面的参数与策略优化,尚未涉及与整车多系统协同作用。实际应用中,风量及冷却液流量分配可能影响关键部件的散热需求。未来工作可围绕多系统协同开展,综合考虑出风参数约束与系统综合能耗等评价指标,进一步研究间接系统在快速除湿方面的优化潜力。

参考文献:

[1] Carley S, Konisky D M. The justice and equity impli-

cations of the clean energy transition [J]. *Nature Energy*, 2020, 5(8): 569-577.

[2] Zhou Yuekuan. Worldwide carbon neutrality transition? Energy efficiency, renewable, carbon trading and advanced energy policies [J]. *Energy Reviews*, 2023, 2(2): 100026.

[3] Fang Jianmin, Yin Xiang, Guan Jiajia, et al. Comparative study on the thermal performance of the battery two-phase direct CO₂ cooling system with parallel and half-series configuration for electric vehicles [J]. *Renewable Energy*, 2025, 242: 122461.

[4] Yao Ming, Da Danning, Lu Xinchun, et al. A review of capacity allocation and control strategies for electric vehicle charging stations with integrated photovoltaic and energy storage systems [J]. *World Electric Vehicle Journal*, 2024, 15(3): 101.

[5] Teng Haixu, Li Ming, Wang Jun, et al. Energy utilization of CO₂ thermal management system for electric vehicles in cold climate: assessment of different heat source modes [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2025, 174: 359-371.

[6] Wang Yibiao, Dong Junqi, Jia Shiwei, et al. Experimental comparison of R744 and R134a heat pump systems for electric vehicle application [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2021, 121: 10-22.

[7] Feng Lili, Hrnjak P. Experimental study of an air conditioning-heat pump system for electric vehicles [C]// SAE 2016 World Congress and Exhibition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2016:2016-01-0257.

[8] 任兆龙, 管燕, 殷翔, 等. 新PFASs限制法案提案下汽车空调替代制冷剂的对比与展望 [J]. *制冷学报*, 2024, 45(4): 1-13.

Ren Zhaolong, Guan Yan, Yin Xiang, et al. Comparison and prospect of alternative refrigerants for MAC based on new PFASs restriction regulation proposal [J]. *Journal of Refrigeration*, 2024, 45(4): 1-13.

[9] Wang Haidan, Song Yulong, Valdiserri P, et al. Performance analysis of CO₂ thermal management system for electric vehicles in winter [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 236(Part C): 121700.

[10] Song Yulong, Wang Haidan, Ma Yuan, et al. Energetic, economic, environmental investigation of carbon dioxide as the refrigeration alternative in new energy bus/railway vehicles' air conditioning systems [J]. *Applied Energy*, 2022, 305: 117830.

[11] Yang Yuzhuo, Shi Lingfeng, Tian Hua, et al. Improving the long-term performance of electric vehicles CO₂ heat pump through correcting discharge pressure [J].

- Journal of Cleaner Production, 2024, 436: 140589.
- [12] Wang Dandong, Yu Binbin, Li Wanyong, et al. Heating performance evaluation of a CO₂ heat pump system for an electrical vehicle at cold ambient temperatures [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 142: 656-664.
- [13] Dong Junqi, Wang Yibiao, Jia Shiwei, et al. Experimental study of R744 heat pump system for electric vehicle application [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 183(Part 1): 116191.
- [14] 宗硕, 肖迪, 王海丹, 等. 电动车辆热管理系统中 CO₂ 工质替代方案对续航里程的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(12): 1-10.
- Zong Shuo, Xiao Di, Wang Haidan, et al. Impact of CO₂ refrigerant substitution scheme in the thermal management system of electric vehicles on driving range [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(12): 1-10.
- [15] Li Yalun, Yang Jialiang, Wu Xilei, et al. Explosion risk analysis of R290 leakage into a limited external space [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 225: 120122.
- [16] Zhang Yun, Liu Cichong, Lu Daxiong, et al. Heat recovery design and test for the secondary loop heat pump Mac system [J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 123: 45-51.
- [17] Zhang Yun, Liu Cichong, Wang Tianying, 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.
- [18] Li Gang, Eisele M, Lee H, et al. Experimental investigation of energy and exergy performance of secondary loop automotive air-conditioning systems using low-GWP (global warming potential) refrigerants [J]. Energy, 2014, 68: 819-831.
- [19] Kaiser D J. Secondary loop reversible AC/HP system for electric vehicles [D]. Champaign, USA: University of Illinois at Urbana-Champaign, 2015.
- [20] Wang Kai, Eisele M, Hwang Y, et al. Review of secondary loop refrigeration systems [J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(2): 212-234.
- [21] Li Wanyong, Liu Yusheng, Liu Rui, et al. Performance evaluation of secondary loop low-temperature heat pump system for frost prevention in electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 182: 115615.
- [22] Zong Shuo, Yin Xiang, Miao Tongyu, et al. Experimental investigation on the cooling performance of direct and secondary loop CO₂ air conditioning systems for electric vehicles [J]. International Journal of Refrigeration, 2023, 152: 376-386.
- [23] Zhang Yun, Liu Cichong, Lu Daxiong, et al. Heat recovery design and test for the secondary loop heat pump Mac system [J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 123: 45-51.
- [24] Wang Haidan, Cao Feng, Jia Fan, et al. Potential assessment of transcritical CO₂ secondary loop heat pump for electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 224: 119921.
- [25] 程恰, 周国梁, 兰娇, 等. 新型电动汽车热泵系统除湿再热性能实验研究 [J]. 制冷学报, 2018, 39(5): 105-111.
- Cheng Qia, Zhou Guoliang, Lan Jiao, et al. Experimental research on dehumidifying and reheating characteristics of a novel heat pump system for electric vehicle [J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(5): 105-111.
- [26] 任学铭, 武卫东, 朱群东, 等. 纯电动汽车热泵型空调系统除湿试验研究 [J]. 汽车工程学报, 2020, 10(5): 377-383.
- Ren Xueming, Wu Weidong, Zhu Qundong, et al. Experimental investigation of dehumidification of heat pump air-conditioning system for pure electric cars [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2020, 10(5): 377-383.
- [27] Yu Tianchan, Wang Baolong, Li Xianting, et al. Performance analysis and operation strategy of a dual-evaporation temperature heat pump system for electric vehicles in winter [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 219(Part B): 119594.
- [28] Li Kang, Tan Mingfei, Man Yuan, et al. Investigating dehumidification and heating performance in a dual evaporator heat pump system for electric vehicles [J]. International Journal of Refrigeration, 2024, 168: 620-631.
- [29] Liu Yuxuan, Jia Fan, Yin Xiang, et al. Evaluation of dehumidification capacity and operation boundary constraints for different thermal management systems for electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 279, Part B: 127627.
- [30] Wang Haidan, Song Yulong, Cao Feng, et al. Performance evaluation of transcritical CO₂ desiccant heat pumps for electric vehicles [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2023, 2648(1): 012032.
- [31] Jia Fan, Yin Xiang, Cao Feng, et al. Enhancing control disorder and implementing V2X-Based suppression methods for electric vehicle CO₂ thermal management systems [J]. eTransportation, 2024, 21: 100336.

- [32] Chang Y J, Wang Chichuan. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(3): 533-544.
- [33] Sieder C A, Rouse M W. A convenient correlation for heat transfer to constant and variable property fluids in turbulent pipe flow [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1975, 18(5): 677-683.
- [34] Shah M M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study [J]. ASHRAE Transactions, 1982, 88(1): 185-196.
- [35] Dittus F W, Boelter L M K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 1985, 12(1): 3-22.
- [36] 王永珍. 风窗玻璃霜雾结解过程传热及其解化特性研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2011.
- (编辑 武红江)