

DOI: 10.11949/0438-1157.20251461

锂离子电池组相变-对流耦合热管理系统的模拟及优化

张旭, 杨道明, 阿里·阿克巴, 李平, 叶光华, 周兴贵

(华东理工大学化学工程与低碳技术全国重点实验室, 上海 200237)

摘要: 电池组热管理系统是保障高功率锂离子电池安全稳定运行的核心关键技术, 其中基于相变材料 (PCM) 的相变-对流耦合热管理系统是目前重点研发方向之一。建立了锂离子电池组 PCM-空气和 PCM-水耦合冷却系统的仿真模型, 并对比了这些热管理系统与传统空气和水冷却系统的性能差异。模拟结果显示, 相较于传统空气冷却系统, PCM-空气耦合冷却系统的平均温度和最高温度在 4 C 高放电倍率下, 分别降低 40.8 °C 和 49.7 °C; 对比传统水冷系统, PCM-水耦合冷却系统在 4 C 下, 也能使电池平均温度与最高温度降低 11.9 °C 和 24.0 °C。针对 PCM-空气和 PCM-水耦合冷却系统, 进一步研究了流体流速、放电倍率等操作条件, 以及 PCM 厚度、形状、流道设计等结构参数对冷却性能的影响, 获得了较优的操作条件和结构参数。这些研究结果可为锂离子电池组热管理系统的设计开发提供强大的模型工具和实用的理论基础。

关键词: 锂离子电池; 电池热管理系统; 相变材料; 模拟

中图分类号: TM 912

文献标志码: AA

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-16

Simulation and optimization of phase change-convection coupled thermal management system for lithium-ion battery packs

ZHANG Xu, YANG Daoming, AKBAR Ali, LI Ping, YE Guanghua, ZHOU Xingui

(State Key Laboratory of Chemical Engineering and Low-Carbon Technology, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China)

Abstract: Battery thermal management systems represent core technologies for ensuring the safe and stable operation of high-power lithium-ion batteries. Among these, phase change-convection coupled thermal management systems utilizing phase change materials (PCM) are currently a key research focus. This paper establishes simulation models for PCM-air and PCM-water coupled cooling systems in lithium-ion battery packs, comparing their performance against conventional air and water cooling systems. Simulation results indicate that compared to conventional air cooling systems, the PCM-air coupled cooling system reduces average and peak temperatures by 40.8 °C and 49.7 °C, respectively, at a 4 C high discharge rate. When compared to traditional water cooling systems, the PCM-water coupled cooling system also lowers battery average and peak temperatures by 11.9 °C and 24.0 °C at 4 C. For both PCM-air and PCM-water coupled cooling systems, further investigations examine the influence of operational conditions—such as fluid flow rate and discharge rate—along with structural

收稿日期: 2025-12-25 修回日期: 2026-03-05

通信作者: 叶光华(1987—), 男, 博士, 副教授, guanghuaye@ecust.edu.cn

第一作者: 张旭(2000—), 男, 硕士研究生, Y82230057@mail.ecust.edu.cn; 杨道明(2000—), 男, 硕士研究生, Y20230029@mail.ecust.edu.cn

基金项目: 国家重点研发计划(2023YFB4006101)

引用本文: 张旭, 杨道明, 阿里·阿克巴, 李平, 叶光华, 周兴贵. 锂离子电池组相变-对流耦合热管理系统的模拟及优化[J]. 化工学报, DOI: 10.11949/0438-1157.20251461

Citation: ZHANG Xu, YANG Daoming, AKBAR Ali, LI Ping, YE Guanghua, ZHOU Xingui. Simulation and optimization of phase change-convection coupled thermal management system for lithium-ion battery packs[J]. CIESC Journal, DOI: 10.11949/0438-1157.20251461

parameters including PCM thickness, shape, and flow channel design on cooling performance. Optimal operational conditions and structural parameters are identified. These findings provide robust modeling tools and practical theoretical foundations for the design and development of thermal management systems for lithium-ion battery packs.

Keywords: lithium-ion battery; battery thermal management system; phase change material; simulation

引 言

随着全球范围内“双碳”目标的稳步推进及能源结构的转型升级,新能源汽车产业发展势头迅猛,对高效、安全且可靠的储能系统的需求愈发迫切。锂离子电池因其能量密度高、循环寿命长以及充放电效率高等优势,已成为新能源汽车动力系统的主流选择之一^[1-3]。然而,随着电池能量密度和功率输出水平的不断提升,电池在运行过程中所面临的热管理问题日益突出,已成为制约其性能发挥与安全应用的关键因素^[4]。在电池充放电过程中,电化学反应产生的反应热以及由内阻引起的焦耳热会导致电池内部持续生热,尤其在高倍率充放电工况下,电池温度可能在短时间内迅速升高。如果热量不能及时有效地被移除,不仅会加速电池老化、引起容量衰减,还可能诱发热失控,进而导致起火甚至爆炸等严重安全事故^[5-6]。已有研究表明,锂离子电池的适宜工作温度应保持在 20~40 °C 范围内^[7-8],同时电池组内部单体间的温差应控制在 5 °C 以内^[9-10]。因此,如何在复杂工况下同时实现对电池最高温度和温度均匀性的有效控制,已成为电池热管理系统(BTMS)设计中的核心问题^[11-12]。

围绕锂离子电池的 BTMS 已有较多研究^[13-16]。根据冷却介质的不同,BTMS 可以分为空气冷却^[17]、液体冷却^[18]、相变材料冷却^[19]和耦合式冷却^[20]等。空气冷却通过空气流动带走电池表面的热量,可分为自然对流和强制对流两种形式。该类系统结构简单、成本较低,因而在早期电动汽车中得到了广泛应用。然而,由于空气的比热容和导热系数较低,其散热能力受限,难以满足高功率电池系统在苛刻工况下的热管理需求^[21]。液体冷却则通过具有较高比热容和导热系数的液体介质实现高效散热,主要包括直接冷却和间接冷却方式。相较于空气冷却,液体冷却在温度控制能力和系统稳定性方面具有明显优势,但其系统结构较为复杂,制造和维护成本较高,同时还存在漏液、流动分配不均等潜在问题^[22]。相变材料(PCM)冷却技术利用材料在相变过

程中吸收和释放大潜热,从而在较小温升条件下实现对电池温度的有效调控。尽管 PCM 在降低电池温度和改善温度均匀性方面表现突出,但仍存在相变完成后散热能力显著下降、接触热阻较大以及系统质量和体积增加等不足^[23]。为克服单一冷却方式的局限性,耦合冷却技术通过将 PCM 与空气冷却或液体冷却相结合,兼顾潜热调控和显热传输优势,逐渐成为电池热管理研究的重点方向^[24]。耦合冷却系统在提高散热效率、增强温度均匀性以及延长电池在安全温度区间内的运行时间方面展现出良好潜力。然而,从工程应用角度来看,耦合冷却系统通常结构较为复杂,对流动道设计和运行参数匹配要求较高,其成本、控制策略精度及长期运行可靠性仍然面临挑战^[25]。

目前,耦合冷却 BTMS 的研发主要还是依赖于实验试错的方法。实验试错方法通常存在研发周期长、成本高、难以开展多参数耦合优化等问题。相比之下,基于数值模拟的研究方法能够在充分认识生热机制与耦合传热过程的基础上,对电池传热过程进行预测和分析,在优化结构设计和运行条件方面具有明显优势。近年来,已有学者针对耦合冷却 BTMS 开展了少量的理论与数值研究工作^[26-28]。例如,An^[26]等基于计算流体动力学(CFD)数值模拟,开发了集成热管理系统(ITMS),该系统结合了复合相变材料(CPCM)和液体冷却技术,以提高电池包的散热性能。Mehrabi-Kermani^[27]等则将石蜡相变材料嵌入铜泡沫中,并结合强制空气对流冷却技术,通过实验和模拟评估了这种耦合热管理系统的性能。这些研究证明了耦合冷却系统在提高散热效率和改善温度均匀性方面的潜在优势。然而,现有模型并未耦合相变传热、强制对流传热以及电池放热过程,并且未考虑流动道结构对耦合冷却系统整体性能的影响。因此,为了开发高性能锂离子电池组相变-对流耦合热管理系统,仍需要建立可靠的数值模型。

本文针对锂离子电池组,基于有限元方法,建立了 PCM-空气和 PCM-水耦合热管理系统,以及传

统空气和水热管理系统的仿真模型。通过对比电池组最大温度、平均温度、温差及温度分布均匀性,系统分析了不同冷却系统的热管理优势与适用性。与此同时,进一步探讨了放电倍率、流体流速等运行参数,以及PCM厚度、几何形状和流道结构等关键设计参数对耦合冷却系统性能的影响规律。相关研究结果可为高功率锂离子电池BTMS的工程设计与优化提供理论依据与参考。

1 建模与求解

1.1 几何结构

本研究选取35个圆柱形锂离子电池组成的电池组作为模拟域。单个锂离子电池及整体电池组的结构参数见表1。图1展示了本研究中锂离子

BTMS的结构示意图。在空气冷却式BTMS中,层流空气由电池组左侧入口进入流道,与电池单体表面充分换热后从右侧出口排出,如图1(a)所示。液体冷却式BTMS采用间接冷却方式,以水作为冷却介质,冷却液在流体通道内流动,并通过导热介质与电池单体进行热交换,其结构示意如图1(b)所示。PCM-Air冷却式BTMS将相变材料相变吸热与空气强制对流冷却相结合:电池单体被PCM材料包裹,电池产生的热量首先传导至PCM中并被吸收,随后通过空气流动带走,如图1(c)所示。PCM-Water冷却式BTMS则将相变材料相变吸热与水强制对流冷却相结合:电池单体及冷却流道被整体封装于充填PCM的结构中,水作为冷却介质在流道内流动,实现与电池和PCM的间接换热,其结构如图1(d)所示。

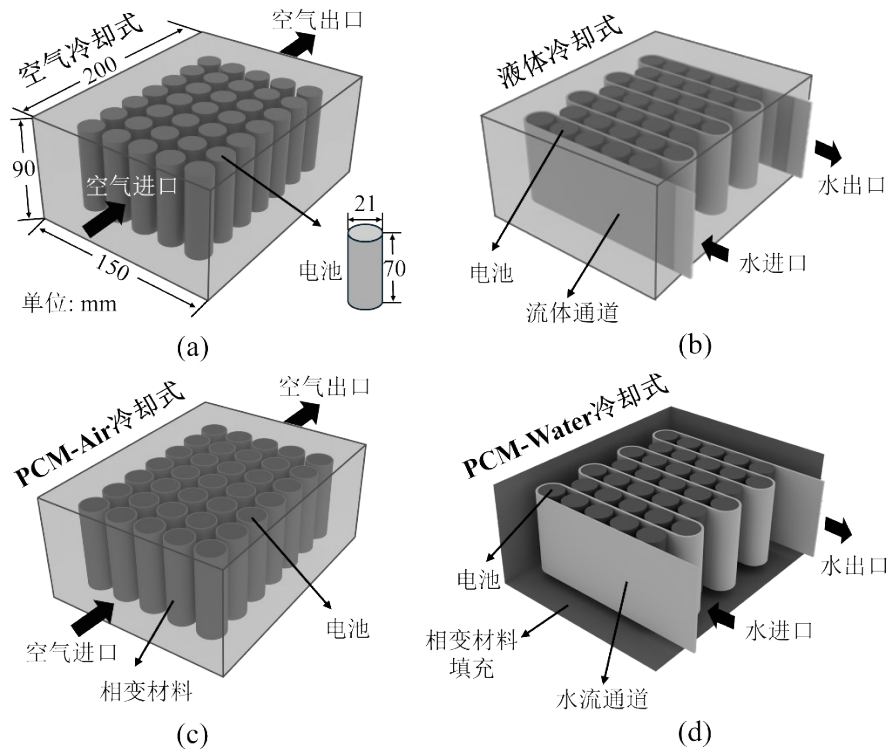


图1 电池热管理系统的结构示意图:(a)空气冷却式;(b)液体冷却式;(c)PCM-Air冷却式;(d)PCM-Water冷却式

Fig.1 Schematic diagrams of BTMS structures: (a) air cooling; (b) liquid cooling; (c) PCM-Air cooling; (d) PCM-Water cooling

1.2 模型方程

在数值模型中,考虑气相(空气)与液相(水)内的流动与换热过程,以及固相内的产热(电池单元)与相变换热(PCM)过程。各相所遵循的控制方程分别第1.2.1~1.2.4节中给出。

1.2.1 空气相模型方程 假设空气流动保持层流且不可压缩,则空气相满足质量、动量和能量守恒

方程:

$$\nabla \mathbf{v}_{\text{air}} = 0 \quad (1)$$

$$\rho_{\text{air}} \left(\frac{\partial \mathbf{v}_{\text{air}}}{\partial t} + \mathbf{v}_{\text{air}} \cdot \nabla \mathbf{v}_{\text{air}} \right) = -\nabla P + \nabla (\mu_{\text{air}} \nabla \mathbf{v}_{\text{air}}) \quad (2)$$

$$\rho_{\text{air}} C_{p,\text{air}} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{v}_{\text{air}} \cdot \nabla T \right) = \nabla (K_{\text{air}} \nabla T) \quad (3)$$

式中, $\mathbf{v}_{\text{air}}$ 为空气流速, ρ_{air} 为空气密度, μ_{air} 为空气

表1 锂离子电池BTMS的几何参数

Table 1 Geometry parameters for BTMS of lithium-ion batteries

参数	符号	数值	单位
单电池高度	h_{cell}	70	mm
单电池直径	d_{cell}	21	mm
电池组高度	h_{pack}	90	mm
电池组尺寸	$a*b$	200*150	mm
电池间距	d_{cc}	4	mm
水流道宽度	w_{c}	2	mm

动力黏度, P 为压力, $C_{p,\text{air}}$ 为空气热容, K_{air} 为空气导热系数。

1.2.2 水相模型方程 液体冷却系统采用水作为液体冷却剂,并假设水保持层流状态,且不可压缩。同时,假设电池与冷却通道紧密贴合,其接触热阻可以忽略不计。水相内的质量、动量和能量守恒方程为:

$$\nabla \mathbf{v}_{\text{water}} = 0 \quad (4)$$

$$\rho_{\text{water}} \left(\frac{\partial \mathbf{v}_{\text{water}}}{\partial t} + \mathbf{v}_{\text{water}} \nabla \mathbf{v}_{\text{water}} \right) = -\nabla P + \nabla (\mu_{\text{water}} \nabla \mathbf{v}_{\text{water}}) \quad (5)$$

$$\rho_{\text{water}} C_{p,\text{water}} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{v}_{\text{water}} \nabla T \right) = \nabla (K_{\text{water}} \nabla T) \quad (6)$$

式中, $\mathbf{v}_{\text{water}}$ 为水流速, ρ_{water} 为水密度, μ_{water} 为水动力黏度, $C_{p,\text{water}}$ 为水热容, K_{water} 为水导热系数。

1.2.3 PCM模型方程 本文采用十九烷作为PCM材料,其物性参数由文献^[29]给出。忽略PCM和电池之间的接触热阻,并且不考虑由于相态变化导致的体积变化。PCM相的能量守恒方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \nabla(\rho H \mathbf{v}) = \nabla(K \nabla T) \quad (7)$$

式中, ρ 为液相PCM的密度, $\mathbf{v}$ 为液相PCM的流速, K 为导热系数。 H 为PCM的焓,由式(8)给出:

$$H = h_{\text{ref}} + \int_{T_{\text{ref}}}^T C_{\text{PCM}} dT + \gamma L \quad (8)$$

式中, L 为相变潜热, T_{ref} 为参考温度, h_{ref} 为 T_{ref} 处的焓, γ 为PCM液体馏分,由式(9)给出:

$$\gamma = \begin{cases} 0 & T < T_s \\ \frac{T - T_s}{T_l - T_s} & T_s \leq T \leq T_l \\ 1 & T > T_l \end{cases} \quad (9)$$

$\gamma = 0$ 时,PCM处于固态; $\gamma = 1$ 时,PCM转变为液态。 γ 介于0到1之间时,PCM处于从固态过渡到液态的糊化阶段。式中, T_s 代表PCM开始熔化的温度下限,而 T_l 表示PCM熔化完成的温度上限。

1.2.4 电池模型方程 电池的能量守恒方程为:

$$\rho_b C_{p,b} \frac{\partial T_b}{\partial t} + \nabla (K_b \nabla T_b) = Q_{\text{gen}} \quad (10)$$

式中, ρ_b 为电池密度, $C_{p,b}$ 为电池热容, T_b 为温度, K_b 为电池导热系数。鉴于电池内部为多层叠片结构,其导热特性表现出明显的各向异性。这里假设电池在竖直与水平方向上的导热性能存在显著差异,分别采用 $K_{b,i}$ 和 $K_{b,e}$ 表示竖直和水平方向的等效导热系数。 Q_{gen} 为放电过程产生的电化学反应热,可由式(11)计算^[30]:

$$Q_{\text{gen}} = Q_{\text{irr}} + Q_{\text{rev}} \quad (11)$$

式中, Q_{irr} 为不可逆热,由电池过电位引起^[31]。而 Q_{rev} 为可逆热,由熵热损失引起^[32]。不可逆热可由焦耳定律计算:

$$Q_{\text{irr}} = I(E_{\text{oc}} - E) = I^2 R_e \quad (12)$$

式中, I 为放电电流。 E_{oc} 为开路电压, E 为工作电压, R_e 为电阻,可由式(13)计算^[33]:

$$R_e [\Omega] = [12.407 - 0.5345T + 0.0134T^2 - 0.0001T^3] \times 10^{-3} \quad (13)$$

可逆热 Q_{rev} 可由式(14)计算:

$$Q_{\text{rev}} = -IT_b \frac{dE_{\text{oc}}}{dT} \quad (14)$$

式中, $\frac{dE_{\text{oc}}}{dT}$ 为熵系数,它与电池的荷电状态、温度和密度有关,取恒定值 0.00028 V/K ^[34]。

1.2.5 初始条件和边界条件 所有模拟域的初始条件如式(15)~(17)所示:

$$T = T_0 \quad (15)$$

$$P = P_0 \quad (16)$$

$$\text{SOC} = \text{SOC}_{\text{in}} \quad (17)$$

对于流动的冷却介质(空气或水),其进口与出口,采用Dirichlet边界条件:

$$u = u_i (i = \text{air, water}) \quad (18)$$

$$T = T_{\text{in}} \quad (19)$$

对于PCM与冷却介质、电池单元与冷却介质边界,施加连续性边界条件,即:

$$T_{\text{PCM}} = T_{\text{fluid}} \quad (20)$$

$$T_{\text{cell}} = T_i (i = \text{Air, Water, PCM}) \quad (21)$$

对于其他边界,施加零通量边界条件。

1.3 模型计算

本研究使用COMSOL Multiphysics软件,在配备32核CPU与256GB内存的工作站上对空气冷却、水冷却以及耦合冷却(PCM-Air与PCM-Water)BTMS模型进行数值模拟,以评估其热管理性能。采用有限元方法分别求解传热、相变与流体流动控制方程,模型参数见表2。图2(a)给出了在1C放电

条件下水冷模型的网格敏感性分析结果。当网格单元数超过4194521时,电池的最高温度 $T_{\max}$ 和温差 ΔT 均趋于收敛。为了验证模型的准确性,对比了模型计算结果和文献^[35]中的实验结果,模型验证中使用的参数均来自该文献^[35]。由图2(b)可知,1 C放电倍率下模型计算最高温度和实验测量最高温度的相对偏差小于1.5%,表明所提出的模型是合理且准确的。

表2 BTMS模型模拟所用参数

Table 2 Parameters used for BTMS simulations

参数	符号	数值	单位
电池额定电压	V_n	3.6	V
电池密度	ρ_b	2007.7	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
电池额定容量	C_n	4	A·h
电池内竖直导热系数	$K_{b,i}$	32	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
电池内水平导热系数	$K_{b,e}$	1	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
电池比热容	$C_{p,b}$	837.4	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
初始充电状态	SOC_{in}	1	—
初始温度	T_0	25	$^{\circ}\text{C}$
进风/进水温度	T_{in}	20	$^{\circ}\text{C}$
初始压力	P_0	101325	Pa
进出口空气流速	u_{air}	0.03~0.1	m/s
进出口水流速	u_{water}	0.001~0.008	m/s
放电倍率	C-rate	1~4	—

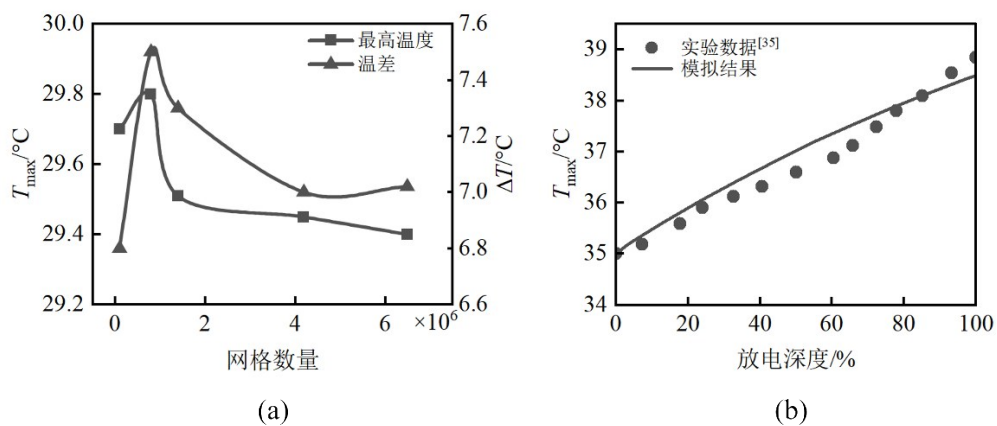
2 结果与讨论

2.1 耦合冷却和单一冷却系统对比

为了研究耦合冷却系统和单一冷却系统在热管理方面的差异,图3对比分析了在1~4 C放电倍率条件下,PCM-Air耦合冷却系统与单一空气冷却系统的热性能差异。计算中空气流速保持0.1 m/s,

PCM-Air系统中PCM层厚度设为3 mm。图3(a)、(b)给出了两种冷却方式下电池组的温度分布特征。结果表明,在两种冷却系统中,靠近空气出口位置的电池温度均高于入口侧电池,且随着放电倍率的提高,电池整体温度明显上升。进一步对比可发现,在相同工况下,PCM-Air冷却系统中电池温度整体低于空气冷却系统,表明PCM的引入有效降低了电池组温度。图3(c)、(d)展示了不同放电倍率下两种冷却系统的平均温度和最高温度变化规律。随着放电倍率由1 C提升至4 C,两种系统的平均温度和最高温度均呈现持续上升趋势,说明高倍率放电显著增加了系统热负荷。与空气冷却系统相比,PCM-Air冷却系统在相变温度区间内表现出明显的热缓冲特性,其温升曲线出现相对平缓的平台阶段,表明PCM通过吸收相变潜热有效延缓了温度上升过程,从而降低了热失控风险。即使在4 C高倍率放电条件下,PCM-Air冷却系统电池最高温度仍能控制在40 $^{\circ}\text{C}$ 以内。图3(e)为两种冷却系统在不同放电倍率下的温差变化。这里的温差定义为系统最高温度与最低温度的差值。结果显示,随着放电倍率从1 C升至4 C,空气冷却系统的温差从22.9 $^{\circ}\text{C}$ 增至33.0 $^{\circ}\text{C}$,而PCM-Air系统温差变化平缓,4 C高倍率下仍控制在5 $^{\circ}\text{C}$ 以内,凸显PCM对电池温度均匀性的显著改善作用。图3(f)表明,PCM的液相分率随着放电深度的增加而增加。此外,放电倍率升高会加速PCM的熔化,放电结束时的液相分数从1 C时的0.102增加到4 C时的0.659。这是由于高放电倍率显著增加了系统的热负荷,需要更多的相变过程来吸收所释放的热量。

图4进一步比较了不同放电倍率下,两种冷却

图2 (a) 网格敏感性分析;(b) 1 C放电倍率下模型计算值与实验值^[35]的对比Fig.2 (a) Mesh sensitivity analysis; (b) Comparison of model calculations and experimental values^[35] at 1 C discharge rate

系统在放电结束时的平均温度和最高温度。结果显示,在1 C放电条件下,PCM-Air冷却系统可将电池组平均温度维持在30.2 °C,相比于传统的空气冷却系统降低6 °C。随着放电倍率的增加,PCM-Air冷却系统的优势愈加显著。当放电倍率达到4 C时,PCM-Air冷却系统的平均温度为34.7 °C,而空气冷却系统则高达75.4 °C。在最高温度方面,PCM-

Air冷却系统的最高温度由1 C时的31.8 °C缓慢上升至4 C时的35.7 °C;而传统空气冷却系统的最高温度则由46.8 °C急剧升高至85.4 °C。此外,在不同放电倍率下,PCM-Air冷却系统对应电池的温度更低,并且随放电倍率的变化幅度更小。因此,相较于传统空气冷却,PCM-Air耦合冷却在不同放电倍率下均展现出更优的降温与热缓冲性能。

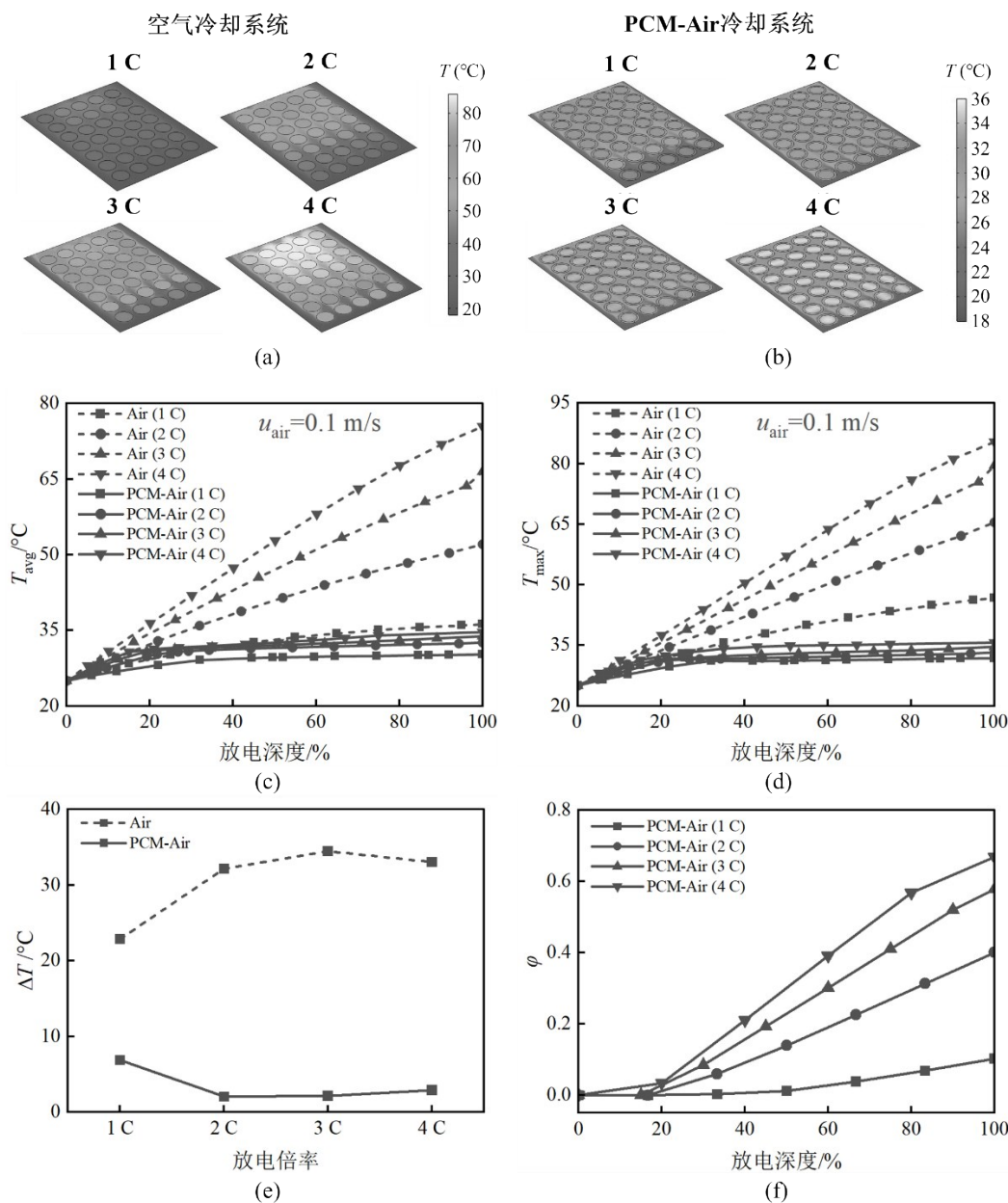


图3 空气冷却系统和PCM-Air冷却系统在不同放电倍率下的移热性能对比:(a) 空气冷却系统的温度分布;(b) PCM-Air冷却系统的温度分布;(c) 平均温度;(d) 最高温度;(e) 温差;(f) 相变材料液相分数

Fig.3 Thermal performance of Air cooling system and PCM-Air cooling system under various C-rates: (a) Temperature distribution of Air cooling system; (b) temperature distribution of PCM-Air cooling system; (c) average temperature; (d) maximum temperature; (e) temperature difference; (f) liquid fraction of PCM

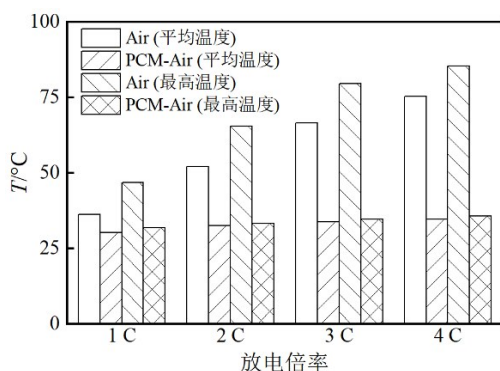


图4 不同放电倍率下PCM-Air冷却系统和空气冷却系统放电结束时的平均温度和最高温度

Fig.4 Average and maximum temperatures at the end of discharge process for the PCM-Air cooling system and Air cooling system at different discharge rates

图5对比了传统水冷却系统和PCM-Water耦合冷却系统的性能差异,其中进水流速设为0.003 m/s。图5(a)、(b)显示在各放电倍率下,PCM-Water冷却系统中电池的整体温度水平低于单独水冷系统。图5(c)、(d)进一步比较了不同放电倍率下两种冷却系统的平均温度和最高温度。结果表明,无论是平均温度还是最高温度,PCM-Water冷却系统均显著低于传统水冷系统。相变材料可吸收相变潜热,再结合水的对流移热,能有效延缓温度上升速率;而传统水冷却系统只能依赖对流传热进行散热,这在高倍率放电条件下热响应相对滞后,容易出现温度快速上升及热点集中的现象。图5(e)表明,随着放电倍率从1 C升至4 C,单一水冷却系统的温差急剧上升,从8.5 °C上升至43.9 °C。而PCM-Water耦合冷却系统的温差仍维持在较低水平。这一结果表明,相变材料的引入可有效优化液体冷却系统的温度分布均匀性,避免高放电倍率下局部热点导致的较大温差问题。图5(f)显示,PCM的熔化速率随放电倍率升高而加快,放电结束时的液相分数显著提升。此外,PCM-Water系统的PCM液化程度要明显小于PCM-Air系统(见图3(f)和图5(f))。这是由于水冷却的性能本就优于空气冷却系统。因此,在热负荷不变的情况下,水会移走更多的热量,从而减少PCM的液化程度。

图6展示了不同放电倍率下,PCM-Water冷却系统与水冷却系统在放电结束时的平均温度和最高温度。在1 C放电条件下,PCM-Water冷却系统的平均温度为25.2 °C,与单独水冷系统相近。这是由于低放电倍率下电池产热较少,尚不足以触发

PCM的熔化过程,此时水冷已能够满足散热需求。当放电倍率提高至2 C时,电池产热量增加并达到PCM的相变条件,PCM开始熔化并吸收热量,使PCM-Water冷却系统的平均温度降低至30.2 °C,低于单一水冷系统的32.8 °C。当放电倍率进一步提高至4 C时,PCM-Water冷却系统的平均温度为39.2 °C,而单一水冷系统则高达51.1 °C,两者之间的差异充分体现了耦合冷却策略在高热负荷工况下的优势。在最高温度方面,随着放电倍率由1 C增加至4 C,PCM-Water冷却系统的最高温度由28.8 °C升至45.0 °C;相比之下,单一水冷系统的最高温度则由29.3 °C急剧上升至69.0 °C。此外,在不同放电倍率下,PCM-Water冷却系统对应电池的温度更低,并且随放电倍率的变化幅度更小。因此,相较于传统水冷却系统,PCM-Water耦合冷却系统在高放电倍率下仍具有明显的降温与热缓冲优势。

为深入揭示相变-对流耦合冷却系统的协同散热机理,比较了耦合系统内PCM相变潜热吸收与流体对流传热的分配占比。其中,电池总放热量 Q_{gen} 、PCM吸收的热量 Q_{PCM} 、流体带走的热量 Q_{fluid} 和系统显热储存量 Q_{sens} 应满足以下平衡关系:

$$Q_{\text{gen}} = Q_{\text{PCM}} + Q_{\text{fluid}} + Q_{\text{sens}} \quad (22)$$

在放电中后期,系统的温度趋于平缓时, Q_{sens} 占比显著降低,此时以 Q_{PCM} 和 Q_{fluid} 为主。图7为不同放电倍率下PCM-Air冷却系统中对流传热和PCM相变的热量,从图中可以看出,流体的移热量基本恒定不变,PCM的移热量随着放电倍率的增大而增大。在低放电倍率下 Q_{PCM} 明显小于 Q_{fluid} ,此时,热流分配以流体对流为主,耦合系统的热平衡核心为“流体及时移除热量+PCM抑制局部温升”。当放电倍率提高到4 C时, Q_{PCM} 大于 Q_{fluid} ,电池产热速率远超单一流体的散热极限,PCM通过大量吸收相变潜热快速移除电池产热,使瞬时产热与散热重新达成平衡,而流体的核心作用是持续带走PCM吸收的潜热,避免PCM因相变饱和导致散热能力骤降,从而实现“PCM快速吸热+流体持续移热”的协同散热。

2.2 流体流速的影响

图8显示了流体流速对耦合冷却与单一冷却系统性能的影响,其中放电倍率均为2 C。如图8(a)所示,在不同气流速度条件下,PCM-Air冷却系统和空气冷却系统在放电结束时的平均温度和最高温度均随风速增大而下降,但两者对风速变化的响应程度存在显著差异。当风速由0.03 m/s提高至0.10 m/s

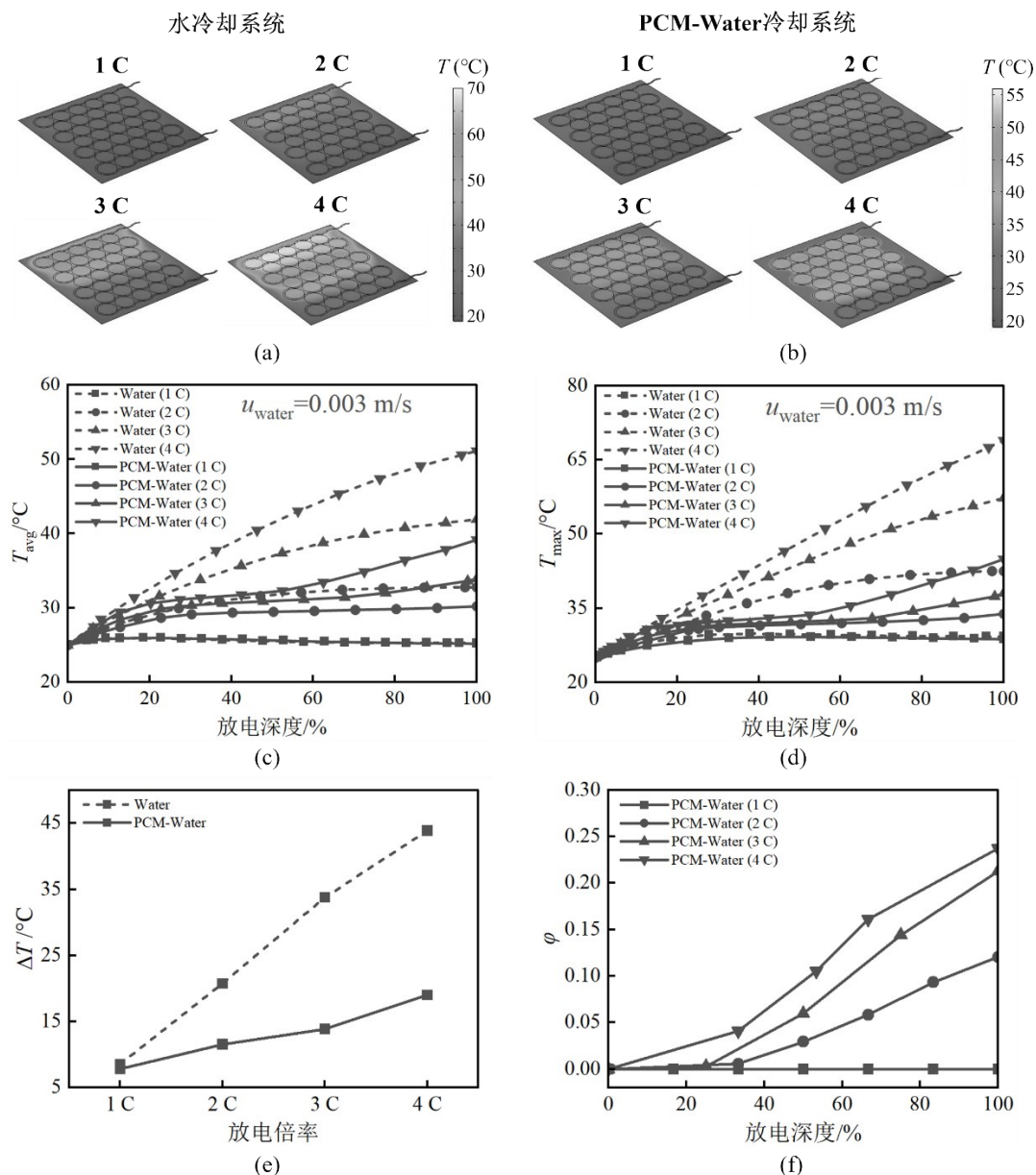


图5 水冷却系统和PCM-Water冷却系统在不同放电倍率下的移热性能对比:(a)水冷却系统的温度分布;(b)PCM-Water冷却系统的温度分布;(c)平均温度;(d)最高温度;(e)温差;(f)相变材料液相分数

Fig.5 Thermal performance of Water cooling system and PCM-Water cooling system under various C-rates: (a) temperature distribution of Water cooling system; (b) temperature distribution of PCM-Water cooling system; (c) average temperature; (d) maximum temperature; (e) temperature difference; (f) liquid fraction of PCM

s时,空气冷却系统的平均温度由63.3 °C降低至52.1 °C,降幅11.2 °C;相比之下,PCM-Air冷却系统的平均温度仅由32.9 °C微降至32.5 °C。在最高温度方面亦呈现相同趋势,空气冷却系统由71.6 °C降至65.6 °C,而PCM-Air冷却系统仅由33.4 °C下降至33.1 °C。该结果表明,传统空气冷却系统主要依赖对流换热,其冷却效果对风速变化高度敏感;而在引入PCM后,电池放出的热量被PCM吸收为潜热,

温升显著减缓,使其在低风速、对流散热能力受限的条件下仍能维持较低且稳定的工作温度。

图8(b)给出了不同水流速度下PCM-Water冷却系统与传统水冷却系统的平均温度和最高温度变化情况。随着水速由0.001 m/s逐步增加至0.008 m/s,两种系统的温度均呈下降趋势,但耦合冷却系统的温度下降幅度明显更小,这与图8(a)中的结果和原因一致。当水流速度较低时,PCM-Water的热管理

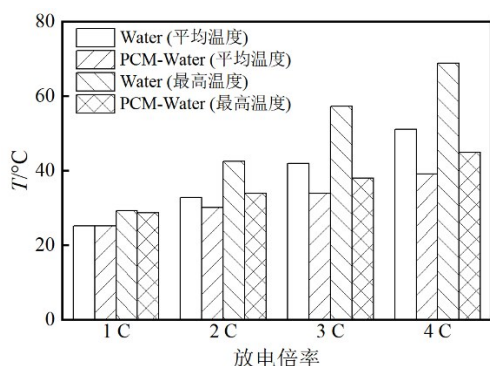


图6 不同放电倍率下PCM-Water冷却系统和水冷却系统放电结束时的平均温度和最高温度

Fig.6 Average and maximum temperatures at the end of discharge process for PCM-Water cooling system and Water cooling system at different discharge rates

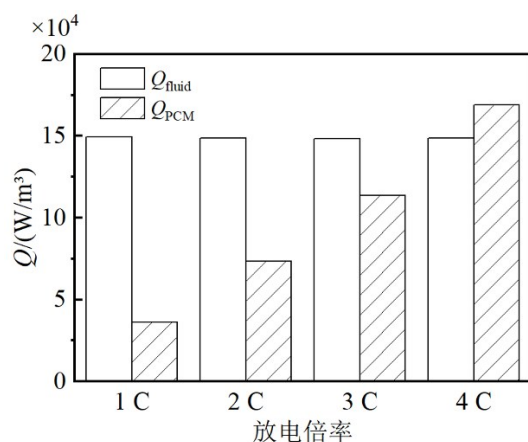


图7 不同放电倍率下PCM-Air冷却系统中流体对流和PCM相变的移热量

Fig.7 Heat transfer rates of fluid and PCM in the PCM-Air cooling system at different discharge rates

优势仍很明显。例如,当水流速度为0.001 m/s时,水冷系统的平均温度和最高温度分别达到47.1 °C和56.3 °C,而PCM-Water冷却系统则将平均温度和最高温度分别控制在33.0 °C和34.9 °C,温度差异分别为14.1 °C和21.4 °C。随着水流速度的增加,两种系统之间的温差逐渐缩小,在水流速度为0.006 - 0.008 m/s 区间内,平均温度和最高温度已基本接近。这些结果表明在高流速条件下,主动对流换热占据主导,而在低流速工况下,PCM通过潜热的储存与释放,实现了被动冷却与液冷系统的有效协同,从而显著拓宽了系统的安全运行窗口。

图8(c-f)显示了2 C放电工况下,流体流速对耦合冷却系统温差和PCM液相分数的影响,空气流速提升时,空气冷却系统温差变化不大(26.6 °C~

32.2 °C),而PCM-Air冷却系统的温差始终稳定在低水平区间(1.7 °C~2.1 °C)。水流速提升时,传统水冷冷却系统的温差呈明显下降趋势,PCM-Water耦合系统的温差也稳定在低水平区间,波动平缓,表明PCM的引入能有效提高系统的温度均匀性。与此同时,PCM液相分数随放电深度逐步递增,在PCM-Air系统中,随着风速增大,PCM的液相分数略微下降,这是因为强制对流带走更多热量,减轻了PCM的热负荷。在PCM-Water系统中也呈现相似规律,水流速越高,PCM液相分数越低,表明主动对流换热在高流速条件下逐渐占据主导地位,PCM则作为辅助热缓冲层发挥作用。

2.3 PCM厚度的影响

图9展示了PCM厚度对PCM-Air冷却系统中电池温度的影响。由图9(a)可知,在1 C放电条件下,随着PCM厚度由1 mm逐步增加至3.5 mm,系统的平均温度和最高温度均呈现持续下降趋势。其中,平均温度由34.1 °C降至30.1 °C,降幅为4.0 °C;最高温度由42.2 °C降至31.8 °C,降幅达10.4 °C,表明增大PCM厚度能够有效增强系统的热缓冲能力并延缓电池温升过程。这主要是由于较厚的PCM层具备更高的潜热储存能力,可在相同放电周期内吸收更多的热量。在3 C放电条件下,尽管系统整体温度水平高于1 C工况,但PCM厚度增加所带来的降温效果更为显著。随着PCM厚度由1 mm增加至3.5 mm,系统平均温度由50.0 °C降至33.4 °C,降幅达到16.6 °C;最高温度由61.6 °C降至34.1 °C,降幅为27.5 °C。该结果表明,在高倍率放电条件下,PCM在抑制温升和缓解热积累方面发挥着更为关键的作用。另外,由热阻公式($R_{\text{cond}} = \delta / (AK)$)可以看出,增加PCM厚度 δ 虽然会增大导热热阻,但更重要的是显著提升了系统的储热容量,使PCM能在整个放电周期内持续发挥相变吸热作用。从热阻网络角度看,较薄的PCM层虽导热热阻低,但储热能力不足,容易在高倍率放电后期完全熔化而失效。而适当增加厚度可在热阻网络中引入有效的“热缓冲支路”,通过相变潜热吸收大量热量,从而显著降低电池温升。值得注意的是,这种改善呈现边际递减效应,以1 C放电条件下的最高温度为例,当厚度从1 mm增至2.5 mm时,其值由约42.2 °C降至32.2 °C,降幅接近10 °C,储热容量的增加占主导,降温效果显著;但PCM厚度继续由2.5 mm增加至3.5 mm时,导热热阻的上升逐渐成为主导因素,继续增

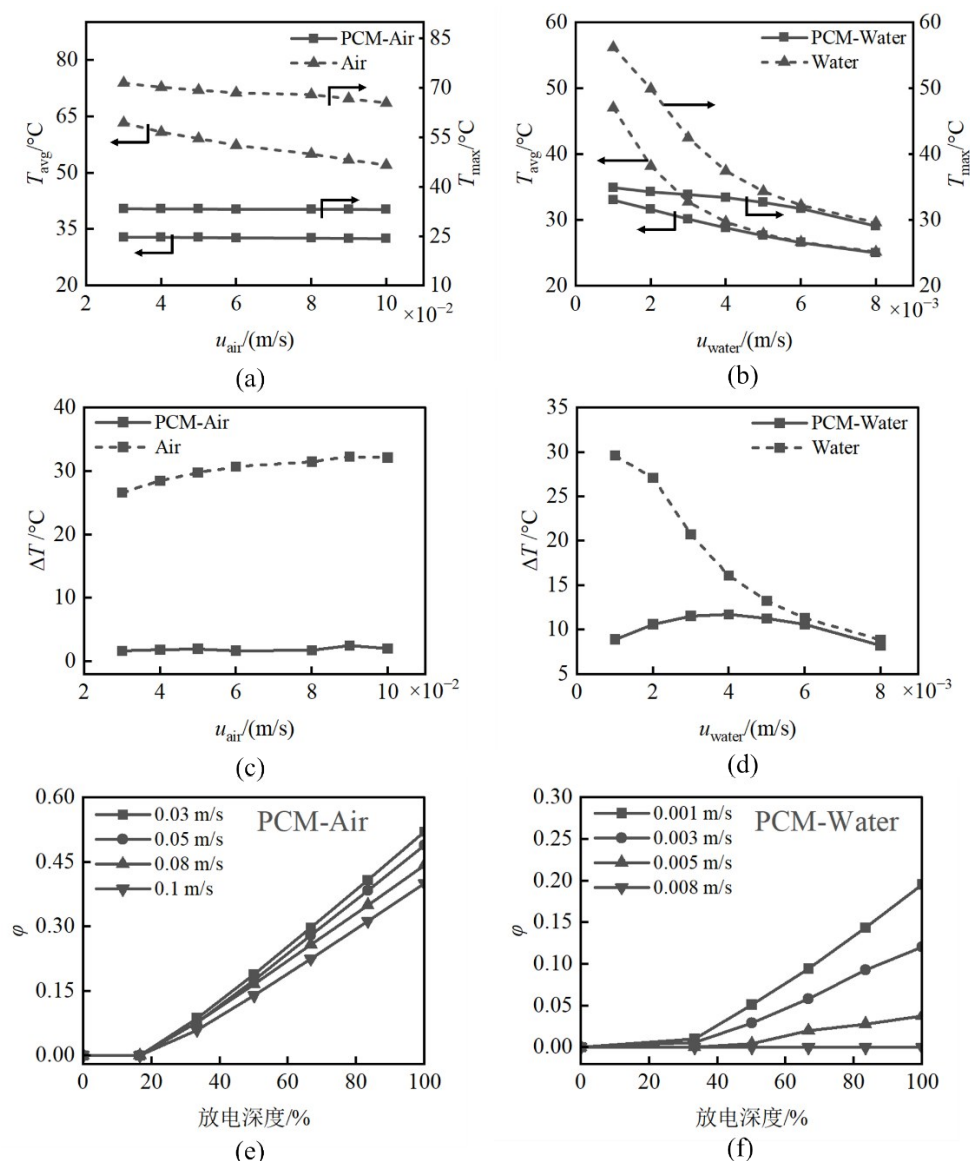


图8 流体流速对PCM-Air冷却系统和空气冷却系统以及PCM-Water冷却系统和水冷却系统移热性能的影响:(a)、(b)放电结束时平均温度和最高温度;(c)、(d)温差;(e)、(f)相变材料液相分数(放电倍率为2 C)

Fig.8 Effects of fluid flow rate on heat transfer performance in PCM-Air cooling system, Air cooling system, PCM-Water cooling system and Water cooling system: (a),(b) average and maximum temperatures at the end of discharge; (c),(d) temperature difference; (e), (f) liquid fraction of PCM (discharge rate:2 C)

厚带来的降温收益趋缓,最高温度仅由32.2℃小幅下降至31.8℃,降幅仅为0.4℃。在3 C放电工况下亦呈现相同趋势,最高温度在1~2.5 mm区间内降低约24℃,而在2.5~3.5 mm区间内仅进一步降低约4.2℃。图9(b)显示了PCM厚度对PCM-Air冷却系统温差的影响规律,1 C放电倍率下,随着PCM厚度从1 mm增至3.5 mm,电池温差呈下降趋势,3 C放电倍率下,降幅更为显著。这一特征表明,热负荷越高的工况下,增加PCM厚度对优化温度均匀性的作用越突出,证明了厚PCM层在高热负荷场景中对

温度梯度的抑制作用。图9(c)显示,相同放电倍率下,PCM厚度与放电结束时的液相分数呈负相关,PCM越厚,液相分数越低。主要原因在于厚PCM层具备更大的潜热储存容量,在电池产热量相同的条件下,其熔化程度更低,能够为热管理系统预留更充足的安全裕度,保障系统在宽工况范围内的稳定运行。上述结果表明,PCM厚度是调控PCM-Air冷却系统热行为的重要参数,其对系统温度的调控效果在高放电倍率条件下尤为显著。

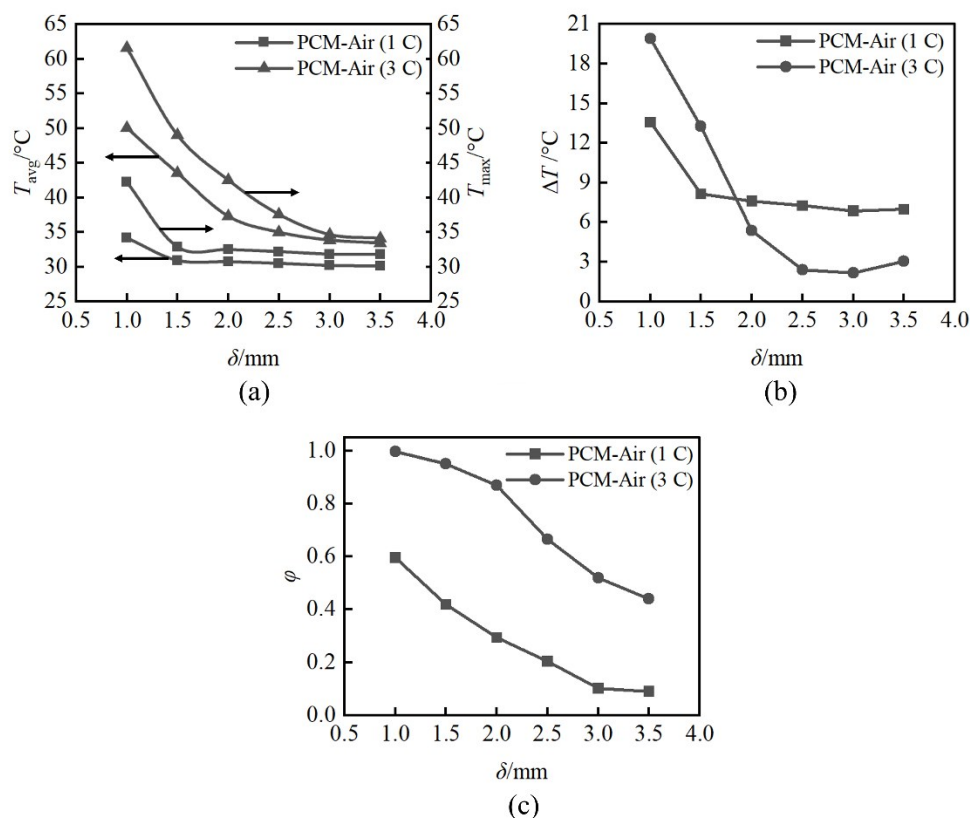


图9 PCM厚度对PCM-Air冷却系统移热性能的影响:(a)放电结束时平均温度和最高温度;(b)温差;(c)相变材料液相分数
Fig.9 Effect of PCM thicknesses on heat transfer performance in PCM-Air cooling system: (a) average and maximum temperatures at the end of discharge; (b) temperature difference; (c) liquid fraction of PCM

2.4 PCM形状的影响

图10展示了PCM形状对PCM-Air冷却系统中电池温度特性的影响。本节选取了三种体积相同的PCM几何形状进行对比分析,分别为圆形、正方形1(0° 取向)和正方形2(45° 取向),其中圆形PCM的半径为2.5 mm,其几何示意如图10所示。从平均温度变化情况来看,在所有放电倍率下,采用圆形PCM包覆的电池组具有最低的平均温度。并且随着放电倍率的增大,不同形状PCM之间的温度差异变大。例如,在1 C放电倍率下,圆形PCM包覆下电池组的平均温度为 30.0°C ,正方形1和正方形2分别为 30.4°C 和 30.2°C 。而在4 C工况下,圆形PCM结构的平均温度为 36.8°C ,正方形1和正方形2分别上升至 41.4°C 和 40.8°C ,最大平均温度差扩大至 4.6°C 。不同PCM形状对应的最高温度变化趋势与平均温度一致,圆形PCM在高放电倍率下对应的最高温度与其他PCM相比降低明显。该现象主要与PCM结构对气流组织及热量分布均匀性的影响有关。圆形PCM结构具有良好的轴对称性和连续曲率,有利于气流绕流与热量的均匀扩散,从而提高

相变材料的整体吸热效率和换热性能。相比之下,正方形2结构虽具有一定的规则性,但其棱角区域易形成局部热积聚;而正方形1结构由于形状取向较为狭长,可能导致局部气流受阻、热阻增大,从而限制了其散热能力。图10(c)呈现了PCM形状对PCM-Air冷却系统温差的影响规律,1 C低放电倍率下,三种结构对应的电池温差差异较小;随着放电倍率提升至4 C高负荷工况,圆形PCM包裹的电池温差显著低于两种正方形结构,凸显圆形PCM在高热负荷下维持温度均匀性方面的优势。图10(d)显示,随着放电倍率的增加,PCM的液相分数也有所增加,但三种结构PCM的液相分数的相对差距并不大。上述结果表明,在PCM-Air冷却系统中,PCM的几何形状对电池热管理性能具有显著影响,圆形PCM与电池具有良好的均匀贴合性和有利的气流接触特性,是较优的PCM形状。

2.5 流道形状的影响

图11展示了流道形状对PCM-Water冷却系统与传统水冷却系统中电池温度特性的影响。本节设计了两种典型的水流通道结构,分别为直流道与

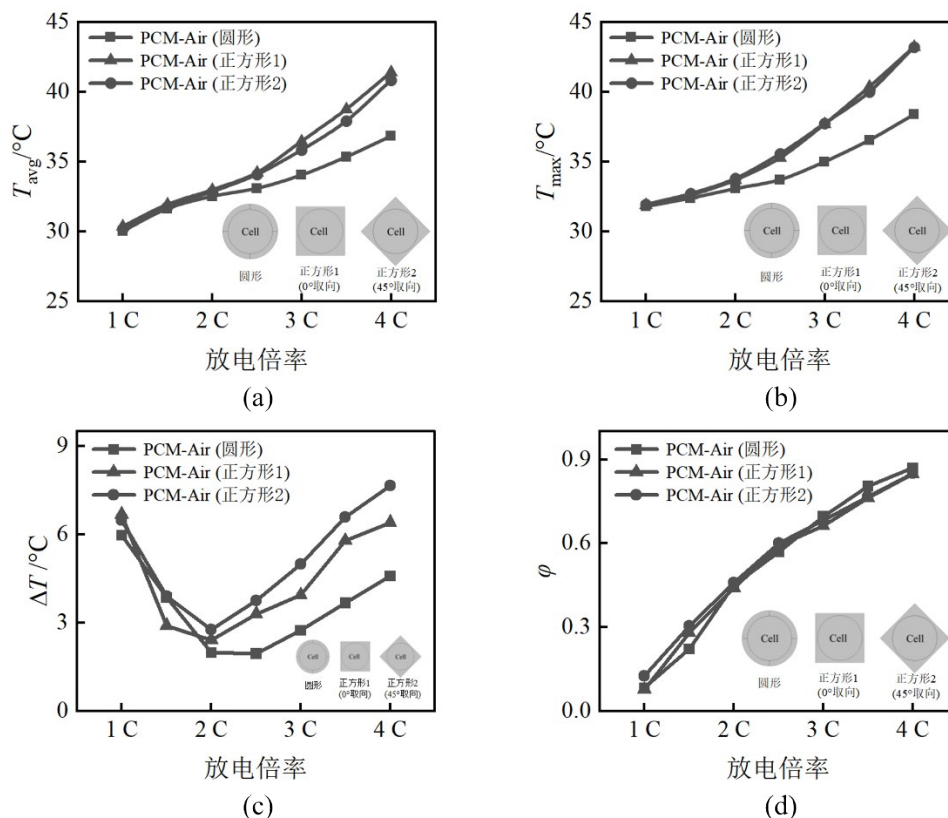


图10 PCM形状对PCM-Air冷却系统移热性能的影响:(a)放电结束时平均温度;(b)最高温度;(c)温差;(d)相变材料液相分数

Fig.10 Effect of PCM shapes on heat transfer performance in PCM-Air cooling system: (a) average temperatures; (b) maximum temperatures; (c) temperature difference; (d) liquid fraction of PCM

蛇形流道,其几何示意如图11所示。随着放电倍率由1 C提升至4 C,无论采用何种流道结构,电池平均温度和最高温度均呈现上升趋势,表明高倍率放电显著加剧了系统的热负荷。然而,不同冷却方式下流道结构对温度的影响存在明显差异。在传统水冷却系统中,蛇形流道在所有放电倍率下均表现出略微优于直流道的控温效果。当放电倍率由1 C增加至4 C时,直流道下的平均温度由25.7 °C升高至53.5 °C,而蛇形流道由25.3 °C升高至51.1 °C,二者的温差由0.4 °C扩大至2.4 °C。在最高温度方面,直流道由30.0 °C升至71.1 °C,蛇形流道则由29.3 °C升至68.9 °C,差值由0.7 °C增至2.2 °C。这些结果表明,对于传统水冷却系统,采用蛇形流道的移热性能略高于直流道,并且高放电倍率下,这一优势有所扩大。相比之下,在PCM-Water冷却系统中,两种流道结构呈现出与传统水冷系统相反的温度变化规律。在1 C放电条件下,直流道与蛇形流道的平均温度和最高温度基本一致;当放电倍率提高至2 C后,两种流道的性能差异逐渐显现。在3 C工况下,直流道的平均温度和最高温度分别为31.7 °C和

33.3 °C,而蛇形流道分别为33.9 °C和38.0 °C;在4 C条件下,直流道的平均温度和最高温度为33.3 °C和36.6 °C,显著低于蛇形流道的39.2 °C和45.0 °C。这表明在引入PCM后,直流道在高倍率放电条件下反而具备更优的控温能力。图11(c)表明,传统水冷却系统中蛇形流道与直流道的温差在各放电倍率下差异不大。然而,PCM-Water冷却系统中直流道在所有放电倍率下的温差均低于蛇形流道,4 C高倍率下优势尤为显著,证明直流道更利于PCM均匀填充与相变吸热。图11(d)显示,所有放电倍率下,PCM-Water系统中直流道对应的PCM液相分数均低于蛇形流道,说明其熔化速率更缓,潜热储存能力利用更充分,为温差控制提供了稳定支撑。

上述差异主要源于流道结构在不同冷却机制下所起作用的不同。在水冷却系统中,流道形状直接决定了冷却液与电池表面的接触路径与换热面积。蛇形流道通过连续弯曲延长了冷却水的流动路径,使冷却介质与电池表面保持更充分、持久的接触,从而强化对流换热,降低整体温度。然而,在PCM-Water冷却系统中,冷却机理由对流换热与相

变吸热共同主导。如图 11(e)所示, 1 C 放电倍率下, PCM 均未熔化。当放电倍率增加到 3 C 时, 直流道结构对应的 PCM 液相分数分布较为均匀; 而蛇形流道结构下, PCM 液相分数分布呈现出明显的不均匀性。蛇形流道的弯曲区域出现明显的液相分数偏高区域, 即蛇形流道存在 PCM 换热死角, 导致局部相变吸热效果减弱。该现象主要是因为直流道结构简单, 可保证 PCM 均匀填充, 从而增大 PCM 与电池及 PCM 与流道的有效换热面积, 使电池产热通过 PCM 快速传导至冷却液, 避免局部热阻积聚。而蛇形流道的弯曲区域易形成 PCM 填充空隙, 这不仅破

坏了传热路径的连续性, 更减小了有效换热面积, 部分电池表面无法通过 PCM 实现高效传热, 相变吸热作用被削弱, 尤其在高放电倍率下, 这种有效换热面积的缺陷会加剧温度不均, 使直流道的控温优势更为显著。

综上所述, 流道形状对电池热管理性能的影响高度依赖于具体冷却方式。在传统水冷却系统中, 蛇形流道因换热面积大、对流效率高而表现更优; 而在 PCM-Water 冷却系统中, 直流道由于更有利于 PCM 均匀填充与相变吸热, 展现出更为优异的温度控制效果。

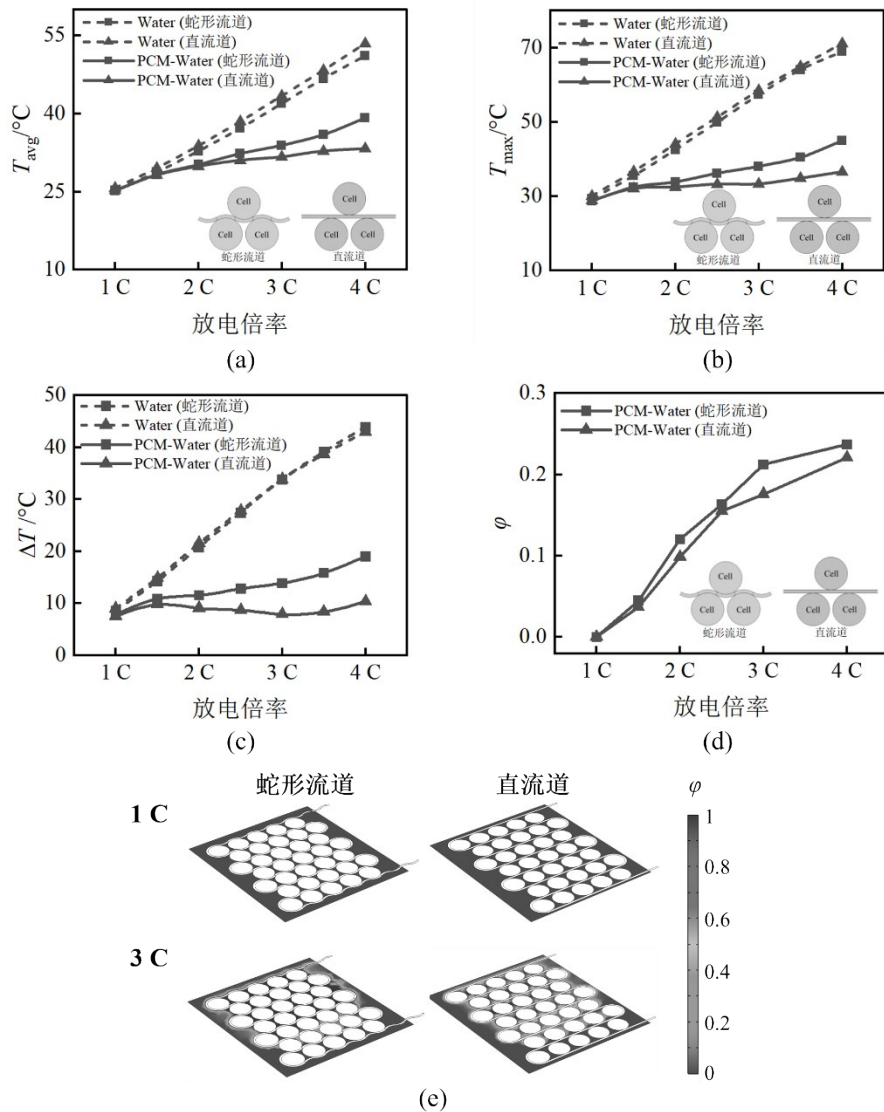


图 11 流道形状对 PCM-Water 冷却系统和水冷却系统移热性能的影响: (a) 放电结束时平均温度; (b) 最高温度; (c) 温差; (d) 相变材料液相分数的影响; (e) 相变材料液相分布

Fig.11 Effect of channel features on heat transfer performance in PCM-Water cooling system and Water cooling system: (a) average temperatures; (b) maximum temperatures; (c) temperature difference; (d) liquid fraction of PCM; (e) liquid-phase distribution of PCM

PCM-Air 与 PCM-Water 冷却系统在热管理性能上的显著优势已得到验证,但工程化应用需重点权衡结构复杂度、额外增重及电池包能量密度损失等关键因素。结构层面,PCM 的引入要求系统额外集成相变材料层与适配流道结构,导致封装工艺要求提升;尤其 PCM-Water 系统中,流道设计易引发 PCM 填充不均问题,需增设结构支撑部件,进一步增加系统复杂度与制造成本。重量与能量密度方面,PCM 及配套封装材料的加入会导致电池包显著增重,在整车轻量化设计需求下,这将直接造成电池包能量密度下降,进而可能影响电动汽车续航里程。因此,实际工程设计中需平衡热安全性与能量密度,通过优化 PCM 用量、优化流道布局及选用轻质复合材料等方式避免过度设计,最终实现热管理性能与工程实用性的协同提升,为耦合冷却系统的工业化应用提供技术支撑。

3 结 论

本文建立了锂离子电池组相变-对流耦合热管理系统的仿真模型,系统比较了 PCM-Air 和 PCM-Water 耦合冷却系统与传统空气和水冷却系统的性能差异,并探索了操作条件及结构参数对耦合冷却系统性能的影响规律,得出如下结论:

(1)耦合冷却系统相较于传统单一冷却方式在热管理性能上具有显著优势。PCM-Air 冷却系统在较宽放电倍率下均能有效控制电池温度,尤其在 4 C 高倍率放电时,其平均温度与最高温度远低于纯空气冷却系统,表现出优异的热缓冲能力和温度均匀性。PCM-Water 系统在高放电倍率下同样展现出更强的温度控制能力,有效抑制了温度峰值,提升了系统安全性。

(2)操作条件对冷却系统的性能具有重要影响。增大空气或水的流速均有助于降低系统温度,但耦合冷却系统在低流速条件下仍能保持较低温度,表现出更好的适应性。尤其在 PCM 相变区间内,系统温升趋于平缓,说明 PCM 材料在吸收和释放潜热过程中起到了关键的温度调节作用。

(3)结构参数对冷却效果具有显著影响。在 PCM-Air 冷却系统中,PCM 厚度及形状均影响散热性能,其中采用厚度较厚的圆形 PCM 包裹表现出最优的控温效果;在 PCM-Water 系统中,流道设计对温度控制效果具有显著的影响,直形流道在 PCM 填

充均匀性方面优于蛇形流道,展现出更好的温控性能。

这些研究成果能为锂离子电池组相变-对流耦合热管理系统的工程化开发提供重要的理论指导和模型支撑。

符 号 说 明

A	——传热面积, m^2
C_p	——比热容, J/kg/K
E	——工作电压, V
E_{oc}	——开路电压, V
H	——焓, J/kg
I	——电流, A
K	——导热系数, W/m/K
L	——相变潜热, J/kg
P	——压力, Pa
Q	——热流密度, W/m^2
R_{cond}	——热阻, K/W
R_e	——电阻, Ω
T	——温度, $^{\circ}\text{C}$
ΔT	——温差, $^{\circ}\text{C}$
u	——流体速度, m/s
δ	——相变材料厚度, mm
μ	——流体黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$
ρ	——密度, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
φ	——PCM 液相分数
下角标	
air	——空气
avg	——平均
b	——电池
l	——液态
max	——最大
PCM	——相变材料
ref	——参考值
s	——固态
water	——水

参 考 文 献

- [1] Franco A A, Rucci A, Brandell D, et al. Boosting rechargeable batteries R&D by multiscale modeling: myth or reality? [J]. Chemical Reviews, 2019, 119(7): 4569-4627.
- [2] Khan F M N U, Rasul M G, Sayem A S M, et al. Design and optimization of lithium-ion battery as an efficient energy storage device for electric vehicles: a comprehensive review[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 71: 108033.
- [3] 丁徐强, 陶琦, 罗鹰. 锂离子电池在新能源汽车中的设计及应用[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(5): 1751-1752.

Ding X Q, Tao Q, Luo Y. Design and application of lithium-ion

- battery in new energy vehicles[J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2023, **12**(5): 1751–1752.
- [4] 陈瑶, 詹森, 黄文姣, 等. 锂离子电池液冷散热通道拓扑优化设计研究[J]. *汽车工程学报*, 2025, **15**(4): 567–577.
- Chen Y, Zhan S, Huang W J, et al. Study on the topology optimization design of liquid cooling heat dissipation channels for lithium-ion batteries[J]. *Chinese Journal of Automotive Engineering*, 2025, **15**(4): 567–577.
- [5] Wang Q S, Ping P, Zhao X J, et al. Thermal runaway caused fire and explosion of lithium ion battery[J]. *Journal of Power Sources*, 2012, **208**: 210–224.
- [6] Yuksel T, Litster S, Viswanathan V, et al. Plug-in hybrid electric vehicle LiFePO₄ battery life implications of thermal management, driving conditions, and regional climate[J]. *Journal of Power Sources*, 2017, **338**: 49–64.
- [7] Chen K, Chen Y M, Li Z Y, et al. Design of the cell spacings of battery pack in parallel air-cooled battery thermal management system[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, **127**: 393–401.
- [8] Jiang Z Y, Qu Z G. Lithium-ion battery thermal management using heat pipe and phase change material during discharge-charge cycle: a comprehensive numerical study[J]. *Applied Energy*, 2019, **242**: 378–392.
- [9] Saw L H, Ye Y H, Tay A A O, et al. Computational fluid dynamic and thermal analysis of Lithium-ion battery pack with air cooling[J]. *Applied Energy*, 2016, **177**: 783–792.
- [10] Park H. A design of air flow configuration for cooling lithium ion battery in hybrid electric vehicles[J]. *Journal of Power Sources*, 2013, **239**: 30–36.
- [11] Ali H M. Thermal management systems for batteries in electric vehicles: a recent review[J]. *Energy Reports*, 2023, **9**: 5545–5564.
- [12] Kim J, Oh J, Lee H. Review on battery thermal management system for electric vehicles[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, **149**: 192–212.
- [13] Chen K, Chen Y M, She Y Q, et al. Construction of effective symmetrical air-cooled system for battery thermal management[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, **166**: 114679.
- [14] Wang H T, Tao T, Xu J, et al. Cooling capacity of a novel modular liquid-cooled battery thermal management system for cylindrical lithium ion batteries[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, **178**: 115591.
- [15] Wu W X, Liu J Z, Liu M, et al. An innovative battery thermal management with thermally induced flexible phase change material[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, **221**: 113145.
- [16] Choudhari V G, Dhoble A S, Panchal S. Numerical analysis of different fin structures in phase change material module for battery thermal management system and its optimization[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, **163**: 120434.
- [17] Chen K, Song M X, Wei W, et al. Structure optimization of parallel air-cooled battery thermal management system with U-type flow for cooling efficiency improvement[J]. *Energy*, 2018, **145**: 603–613.
- [18] Zhao C R, Cao W J, Dong T, et al. Thermal behavior study of discharging/charging cylindrical lithium-ion battery module cooled by channeled liquid flow[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, **120**: 751–762.
- [19] Ianniciello L, Biwolé P H, Achard P. Electric vehicles batteries thermal management systems employing phase change materials[J]. *Journal of Power Sources*, 2018, **378**: 383–403.
- [20] Wu W X, Yang X Q, Zhang G Q, et al. Experimental investigation on the thermal performance of heat pipe-assisted phase change material based battery thermal management system[J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, **138**: 486–492.
- [21] Pesaran A A. Battery thermal models for hybrid vehicle simulations[J]. *Journal of Power Sources*, 2002, **110**(2): 377–382.
- [22] Yuan H, Wang L F, Wang L Y. Battery thermal management system with liquid cooling and heating in electric vehicles[J]. *Journal of Automotive Safety and Energy*, 2012, **3**(4): 371–380.
- [23] Lazrak A, Fourmigué J F, Robin J F. An innovative practical battery thermal management system based on phase change materials: Numerical and experimental investigations[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, **128**: 20–32.
- [24] 李佳辉, 董志辉, 殷振波, 等. 相变材料-液冷复合式锂离子电池组散热性能研究[J]. *汽车零部件*, 2025(3): 1–6.
- Li J H, Dong Z H, Yin Z B, et al. Study on heat dissipation performance of phase-change liquid-cooling composite lithium-ion battery pack[J]. *Automobile Parts*, 2025(3): 1–6.
- [25] 张佩, 杨柳青. 锂离子电池热管理技术研究进展[J]. *河南科技*, 2024, **51**(15): 81–84.
- Zhang P, Yang L Q. Research progress of thermal management technology for lithium-ion batteries[J]. *Journal of Henan Science and Technology*, 2024, **51**(15): 81–84.
- [26] An Z G, Chen X, Zhao L, et al. Numerical investigation on integrated thermal management for a lithium-ion battery module with a composite phase change material and liquid cooling[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, **163**: 114345.
- [27] Mehrabi-Kermani M, Houshfar E, Ashjaee M. A novel hybrid thermal management for Li-ion batteries using phase change materials embedded in copper foams combined with forced-air convection[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2019, **141**: 47–61.
- [28] Lei S R, Shi Y, Chen G Y. A lithium-ion battery-thermal-management design based on phase-change-material thermal storage and spray cooling[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, **168**: 114792.
- [29] Kahwaji S, Johnson M B, Kheirabadi A C, et al. A comprehensive study of properties of paraffin phase change materials for solar thermal energy storage and thermal management applications[J]. *Energy*, 2018, **162**: 1169–1182.
- [30] Bernardi D, Pawlikowski E, Newman J. A general energy balance for battery systems[J]. *Journal of the Electrochemical Society*, 1985, **132**(1): 5–12.
- [31] Bandhauer T M, Garimella S, Fuller T F. Temperature-dependent electrochemical heat generation in a commercial lithium-ion battery[J]. *Journal of Power Sources*, 2014, **247**: 618–628.
- [32] Smith K, Wang C Y. Power and thermal characterization of a lithium-ion battery pack for hybrid-electric vehicles[J]. *Journal of Power Sources*, 2006, **160**(1): 662–673.
- [33] Park C, Jaura A K. Dynamic thermal model of li-ion battery for predictive behavior in hybrid and fuel cell vehicles[C]//SAE International. Hybrid Vehicle and Energy Storage Technologies (SP-1789). Costa Mesa, California: SAE International, 2003.

- [34] Wang C Y, Li C L, Wang G F, et al. Fast identification method for thermal model parameters of lithium-ion battery based on discharge temperature rise[J]. Journal of Energy Storage, 2021, **44**: 103362.
- [35] Huang Q Q, Li X X, Zhang G Q, et al. Experimental investigation of the thermal performance of heat pipe assisted phase change material for battery thermal management system[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, **141**:1092–1100.