

文章编号: 1671-6612 (2023) 06-760-08

湿芯辅助的动力电池热管理系统的热特性研究

马肖娜¹ 陈奕¹ 严华夏¹ 陶求华¹ 范益沿²

(1. 集美大学海洋装备与机械工程学院 厦门 361021;

2. 东净(厦门)能源有限公司 厦门 361023)

【摘要】 风冷电池热管理技术发展成熟且成本低廉,但由于空气的对流系数小,限制了传统风冷系统的散热能力。为了强化传热,设计了一种湿芯辅助的强制风冷电池热管理系统。利用 Fluent 软件建立锂离子电池组生热模型,对比研究不同室外参数和风速下同一电池组在传统风冷和湿芯辅助下的电池热特性。湿芯可使电池组进风温度降低 4.9~6.6℃,从而降低电池表面的最高温度,但电池组均温性会稍微恶化。在较热和干燥的环境条件下,湿芯可以获得更高的冷却效率。在 38℃ 高温环境下,湿芯辅助的风冷系统仍可避免电池过热的风险,但不推荐低于 1.0m/s 的风速。

【关键词】 电池热管理; 强制风冷; 直接蒸发冷却; CFD 仿真

中图分类号 U264.5+5 文献标识码 A

Performance Analysis of a Wet Pad Assisted Air-cooled Battery Thermal Management System

Ma Xiaona¹ Chen Yi¹ Yan Huaxia¹ Tao Qiu Hua¹ Fan Yiyan²

(1.School of Marine Equipment and Mechanical Engineering, Jimei University, Xiamen, 361021;

2.Dong Jing (Xiamen) Energy Limited Company, Xiamen, 361023)

【Abstract】 Air-cooled battery thermal management technology is well-developed and inexpensive, but the small convection coefficient of air limits the heat dissipation capability of the system. To enhance the cooling capacity of the system, a wet pad is applied to pre-cool the air before it passes through the battery pack. Fluent software is used to establish a model of the lithium-ion battery pack to simulate the surface temperature of the battery. A comparative study on the temperature distribution of the same battery pack with and without the wet pad is conducted under various ambient conditions and air velocity. Simulation results show that with the assistance of the wet pad, air can be cooled by 4.9℃-6.6℃ before passing the battery pack, resulting in a lower maximum surface temperature of the battery, but a slightly larger temperature difference among batteries can be observed. Better cooling performance of the wet pad can be obtained at higher and arid ambient conditions. Under hot and dry ambient conditions, assisted wet pads can achieve higher cooling efficiency. Compared with traditional batteries, the air cooling system with wet pad assistance can still avoid the risk of battery overheating in extreme high temperature environments at 38℃, but air velocity below 1.0 m/s is not recommended.

【Keywords】 Battery thermal management; Forced air cooling; Direct evaporative cooling; CFD simulation

0 引言

环境保护部发布的《2020 年中国移动源环境

管理年报》^[1]指出:汽车是污染物排放总量的主要贡献者,其排放的一氧化碳、碳氢化合物、氮氧化

基金项目:福建省自然科学基金(2022J05154);集美大学引进高层次人才科研启动基金(ZQ2020009)

作者简介:马肖娜(2001-),女,在读硕士研究生, E-mail: 1055700793@qq.com

通讯作者:严华夏(1989-),女,副教授, E-mail: yanhuaxia@jmu.edu.cn

收稿日期:2023-08-31

物和颗粒物占比超过 90%。与传统的燃油汽车相比, 纯电动汽车具有无污染、绿色环保、能量转化率高等优势^[2]。因此电动汽车的研究成为减少污染气体排放和应对全球环境恶化问题的重要措施, 成为全球汽车市场最主导的新兴力量。

电池作为电动汽车的最重要的储能装置和动力来源, 对其安全性、续航里程、功率密度等都提出了很高要求^[3]。锂电池具有能实现快充、寿命长、能量比高等优势, 成为目前电动汽车使用最广泛的电源。电池温度过高时, 放电加速导致电池电容降低, 甚至造成起火、爆炸等危险; 当电池温度过低时, 充放电电压降低, 使用寿命减少。Greco 等^[4]指出 20–40℃为锂离子电池的理想工作温度, 且电池组中各单体电池间最大温差一般不应超过 5℃。因此, 设计出高效的电池热管理系统, 使电池的温度保持在合理的温度区间尤为重要。

锂电池热管理技术包括风冷、液冷、相变材料冷却、热管冷却等。风冷系统因其结构简单、性价比高脱颖而出。然而, 空气导热系数低、热容量小, 散热量有限。因此, 需要对传统风冷电池热管理系统的结构进行改进, 以应对电池能量密度增加、快充需求等带来的电池组高散热量需求。现有文献主要通过优化电池排布结构、增加导流片、多种热管理技术的复合运行、蒸发冷却辅助等方式来增强换热。

Wang 等^[5]研究风冷电池热管理系统在多种电池排列形式下的冷却性能, 模拟结果显示电池对称布置及风机设于电池组顶部的形式冷却效果最佳。陈凯等^[6,7]分别运用遗传算法和贪恋算法优化风冷电池热管理系统的电池间距和进出口导流板角度。葛哲^[8]采用相邻电池交错及增设倾斜梯形扰流板的方法, 改善电池模组的均温性。张新强等^[9]提出在电池组外壳增设通风孔以提升强制风冷电池热管理系统的散热潜力, 并利用 CFD 建模对开孔位置和开孔大小进行了优化。

Wang 等^[10]设计了一种热管与相变材料混合的风冷电池热管理系统, 实验研究表明相变材料可改善电池组的均温性, 而热管在抑制电池组高温方面效果更佳。Yue 等^[11]开发了一种热管、风冷和间歇性水喷淋的混合热管理系统, 探讨了 28℃、60%环境条件下电池组在动态充放电时的电池热特性和系统能耗。Saw 等^[12]设计了一种薄雾风冷电池热管

理系统, 采用水雾作为添加剂, 增加干燥空气的比热容。研究表明 3%的雾气占比及 5g/s 的风速能使电池表面温度维持在 40℃以下, 但实验室中未考虑环境相对湿度对系统散热能力的影响。Zhao 等^[13]运用超薄热管将热量从电池侧传递到冷却通道, 利用水雾蒸发吸热带走通道中的热量。上述研究中, 研究者们通过对风冷热管理系统的多种优化, 电池组的最高温度有一定程度上的降低, 且蒸发冷却可以有效降低进气温度, 提高风冷热管理系统散热率, 使风冷热管理系统更强大地处理高强度充放电情况。但现有的蒸发冷却辅助的风冷电池热管理系统技术均采用在通道中喷雾或喷水的形式, 本研究提出采用湿芯淋水或自吸式蒸发冷却器, 具有结构紧凑、换热面积大的特点, 更适宜强化换热。

针对现有风冷电池热管理系统, 本研究的创新之处在于: (1) 采用湿芯构建蒸发式风冷电池热管理系统; (2) 考虑了环境温度、湿度及空气流速三种因素对电池组热特性的影响。本文选择 18650 型号的圆柱形锂离子电池作为研究对象, 利用 Fluent 仿真技术研究传统风冷和湿芯辅助的风冷电池热管理的电池组在不同环境参数下的电池表面温度场分布情况, 从而进行对锂离子电池热管理系统的优化设计。湿芯辅助的风冷电池热管理系统图如图 1 所示, 室外空气首先经过湿芯, 利用直接蒸发冷却原理冷却进风, 进而冷却电池。湿芯后设置挡水板, 仅湿空气可进入电池组冷却通道, 不会对电池的安全运行造成威胁。

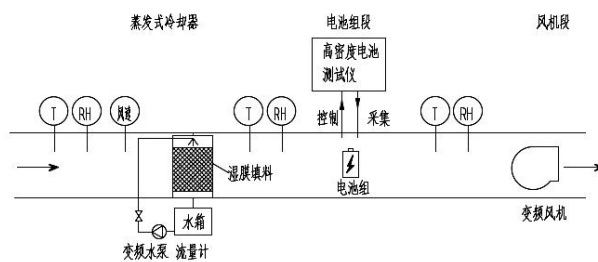


图 1 湿芯辅助的风冷电池热管理系统图

Fig.1 Systematic diagram of the wet pad assisted air-cooled battery thermal management system

1 模型和方法

1.1 直接蒸发冷却模型

直接蒸发冷却模型参考 G Heidarinejad 等^[14]的研究成果。假设水温可达到进口空气的湿球温度,

根据热质守恒的控制方程, 出口空气的温度和湿度可以由式 (1) 和式 (2) 描述。

$$t_2 = t_s + (t_1 - t_s) \exp\left(-\frac{\alpha h L}{\rho u c_p}\right) \quad (1)$$

$$f_2 = f_s - \frac{c_p (t_1 - t_s)}{r} \exp\left(-\frac{\alpha h L}{\rho u c_p}\right) \quad (2)$$

式中: t_1 为进口空气的干球温度, $^{\circ}\text{C}$; t_2 为出口空气的干球温度, $^{\circ}\text{C}$; t_s 为进口空气的湿球温度, $^{\circ}\text{C}$; f_s 为湿球温度下饱和空气的含湿量, kg/kg ; f_2 为出口空气的含湿量, kg/kg ; α 为填料的比表面积, m^2/m^3 ; ρ 为空气的密度, kg/m^3 ; u 为空气流速, m/s ; r 为温度为 t_s 时水的汽化潜热, J/kg ; h 为空气与水表面的换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$, 可由努谢尔特数及经验方程确定:

$Nu = hL / k_a = 0.1(L / l_{gap})^{0.12} Re^{0.8} Pr^{1/3}$; L 为特征长度, m 。

直接蒸发冷却器对空气的降温效果通常采用蒸发冷却效率 (η) 评价, 即:

$$\eta = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_s} = \frac{(t_1 - t_s) - (t_2 - t_s)}{t_1 - t_s} = 1 - \frac{t_2 - t_s}{t_1 - t_s} \quad (3)$$

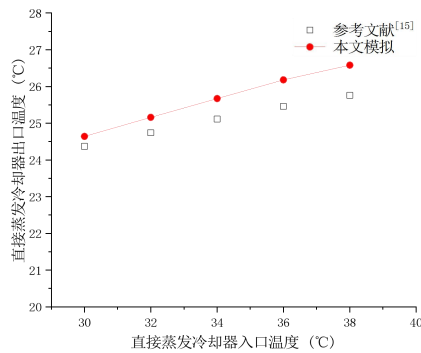


图2 直接蒸发冷却器模型验证

Fig.2 Validation of the direct evaporative cooler model

在进口湿球温度 23°C , 湿芯厚度 100mm , 风速 $2\text{m}/\text{s}$, 干球温度 $30\text{--}38^{\circ}\text{C}$ 的工况下, 采用文献[15]中的实验数据对湿芯的热工模型进行验证。如图2所示, 在相同入口空气参数条件下, 本文与文献中的结果吻合, 相对误差均在 5% 以内, 因此本文所建立直接蒸发冷却器模型是可信的。

1.2 锂离子电池热效应模型

本文选用的 18650 型号锂离子电池, 各项物性

参数如表 1 所示。电池内部反应复杂, 为简化对电池模型的热仿真分析, 提出以下假设: 电池内部以及外部各部分材料设为一个均匀发热体; 电池在同一方向的热导率相等, 且不随温度变化; 电池恒流放电时的生热速率是均等的; 忽略电池内部的对流换热和辐射换热。简化后电池发热过程的控制方程为:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_r \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \lambda_{\theta} \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + q \quad (4)$$

式中: λ_r 、 λ_{θ} 、 λ_z 分别为电池在法向、径向和轴向的导热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; ρ 为电池的密度, kg/m^3 ; C_p 为电池的比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; q 为电池的生热速率, W/m^3 。

根据前文对电池模型的简化, 采用 Bernardi 等^[16]建立的电池生热速率公式为:

$$q = \frac{I}{V} \left[(U_o - U) - T \frac{\partial U_o}{\partial T} \right] \quad (5)$$

式中: I 为电池在充放电时的电流, A ; V 为电池的体积, m^3 ; U_o 为电池的开路电压, U 为电池的端电压, V ; T 为电池的温度, $^{\circ}\text{C}$; $U_o - U = IR$; R 为电池内阻; $\partial U_o / \partial T$ 为温度影响系数, 取定常数 $0.5\text{mV}/\text{K}$ 。

表 1 锂离子电池各物性参数

Table 1 Physical parameters of lithium-ion battery

尺寸 $\text{mm} \times \text{mm}$	额定容量 Ah	密度 kg/m^3	比热容 $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	导热系数 $/\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$		
				λ_r	λ_{θ}	λ_z
18×65	2.2	2722	970	2.6	2.6	28

1.3 锂离子电池组仿真模型

本文设计的锂离子电池组为 3P4S 排列的 18650 型圆柱型锂离子电池, 单体电池的尺寸为 $18\text{mm} \times 65\text{mm}$ 。电池均匀排布, 两两间距为 4mm , 电池组气流入口尺寸为 $70\text{mm} \times 65\text{mm}$ 。采用 SolidWorks 绘图软件建立锂离子电池的三维模型, 如图 3 (a) 所示, 图中左侧为冷空气入口, 右侧为热空气出口。将电池三维模型导入 Mesh 中, 生成的网格模型如图 3 (b) 所示。单体电池网格数量为 50385, 电池表面与空气接触壁面为边界层, 为了获得更加精确的计算结果, 设置边界层数量为

5, 并对边界层内的网格数量加密至 25711。

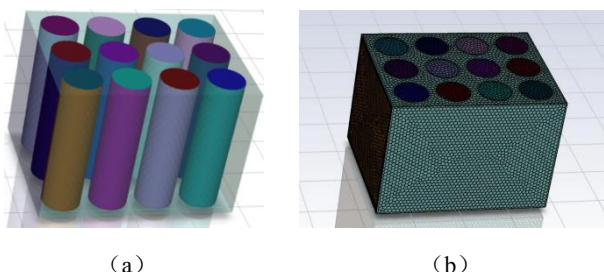


图 3 (a) 电池组几何模型 (b) 电池组网格模型

Fig.3 (a) Geometric model and (b) mesh model of the battery pack

为确保仿真模拟结果的准确性, 需要对网格进行无关性验证。设置环境温度为 25℃ 放电倍率为 2C, 采用风冷方式, 分别对网格总数为 384257、487344、625894、842586、993550 和 1609685 的六种模型进行仿真计算。不同网格数量的模型在放电结束后的最高温度如图 4 所示。当网格数量为 842586 时, 与网格数量为 993550 和 1609685 间的最高温度的温差在 0.005℃ 之间。因此, 选取网格数量确定为 842586。

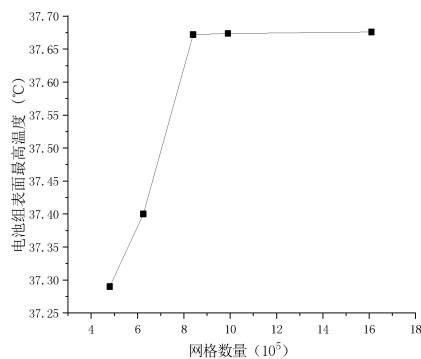


图 4 电池组模型网格无关性验证

Fig.4 Grid independence verification of the battery model

将划分好的网格模型导入 Fluent 软件, 电池单体和空气的物性参数分别按表 1 和表 2 设置(空气温度 25℃)。假设电池和空气的各物性参数, 均不随温度变化。

表 2 干空气的物性参数

Table 2 Physical properties of dry air			
密度	比热容	导热系数	粘度
/kg/m ³	/J/(kg·K)	/W/(m·K)	/kg/(m·s)
1.225	1.006×10 ³	2.42×10 ⁻²	1.789×10 ⁻⁵

本文通过编写 UDF (用户自定义函数) 设置

内热源, 对锂电池生热进行数值模拟。电池底面是裸露的金属电极, 因此将电池侧表面的对流换热系数均设置为 5W/(m·K), 底面对流换热系数设置为 10W/(m·K)。选择压力基求解器, 求解方法选择“SIMPLEC”算法, 松弛因子中的数值保持默认, 压力、动量和能量方程均选择标准二阶迎风格式。

本文采用文献[17]中相同工况的电池模型, 模拟自然对流下 18650 锂离子电池在不同放电倍率时的热特性, 并与文献[17]中实验数据进行对比, 结果如图 5 所示, 电池在 0.5C、1C 和 2C 放电倍率下仿真与实验的温差均在 5% 以内, 因此, 本文建立的电池生热模型是可信的。

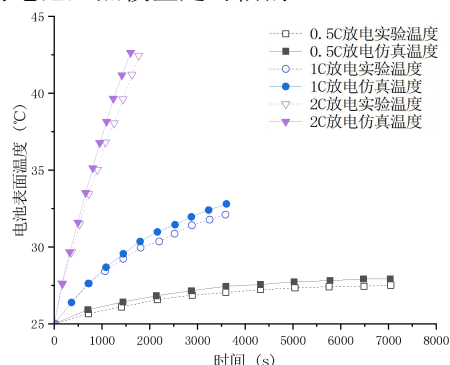


图 5 电池温升仿真与文献[17]实验数据对比

Fig.5 Comparison of temperature variation of the battery between simulation and experimental data[17]

2 结果与讨论

2.1 参数设置

本研究考虑了三个因素对湿芯及电池组散热的影响, 包括环境干球温度、相对湿度和气流流速。在每种情况下, 分别模拟对比传统风冷和湿芯辅助下的电池组的热性能。采用电池组的最高温度 (T_{max}) 和电池组均温性, 即单体电池之间的最大表面温差 (ΔT), 作为热性能指标。此外, 采用蒸发冷却效率 (η) 和湿芯出口温度 (T_2) 来评估直接蒸发冷却器的性能。模型中具体的参数设置见表 3。

表 3 模拟参数设置

Table 3 Parameter settings in simulation

案例	环境干球温度 (°C)	环境相对湿度 (%)	气流风速 (m/s)	充电倍率
1	25-38	50	3	2C
2	25	40-70	3	2C

3 25 50 0.5-4 2C

2.2 室外干球温度的影响

图 6 显示案例 1 中电池组表面的最高温度变化。假设充电初期电池表面的温度一致，均为通道内的气流温度。如图 6 (a) 所示，电池组在充电过程中产生热量，气流未能带走全部的电池生热，因此在传统风冷电池热管理技术下，电池的表面温度随着充电的进行而升高，在 400s 左右达到稳定。环境温度越高， T_{max} 越高，当室外干球温度从 25℃ 升到 35℃ 时，稳定后的 T_{max} 为 29.7-38.9℃。当室外温度为 38℃ 时，电池表面最高温度为 41.9℃。电池表面温度超过 40℃，将影响电池组功率输出并对电池组的安全运行产生威胁。因此传统风冷电池热管理技术不能满足高于 35℃ 的环境温度下锂离子

锂离子电池组的正常散热需求。

在图 6 (b) 中，由于湿芯的预冷却作用，湿芯出口气流温度大幅下降 (4.9-6.6℃)，使得电池组的入口空气干球温度降为 20.1-31.4℃。相对湿度不变的情况下，环境温度越高，湿芯的蒸发效率越高，气流的降温幅度越大。气流温度的降低使得蓄电池与空气之间的温差增大，对流传热显著增强，电池组的热性能得到改善。充电结束时， T_{max} 分别达到 26.1℃、27.9℃、30.7℃、32.8℃ 和 35.4℃，比同等条件下传统风冷系统低 3.6℃-6.5℃。值得注意的是，当室外干球温度为 38℃ 时， T_{max} 仅为 35.4℃，说明湿芯的应用有助于降低电池组的入口温度，并限制电池组的最高温度。与传统的风冷电池热管理系统相比，湿芯辅助的风冷系统更能适应 35℃ 以上的炎热天气。

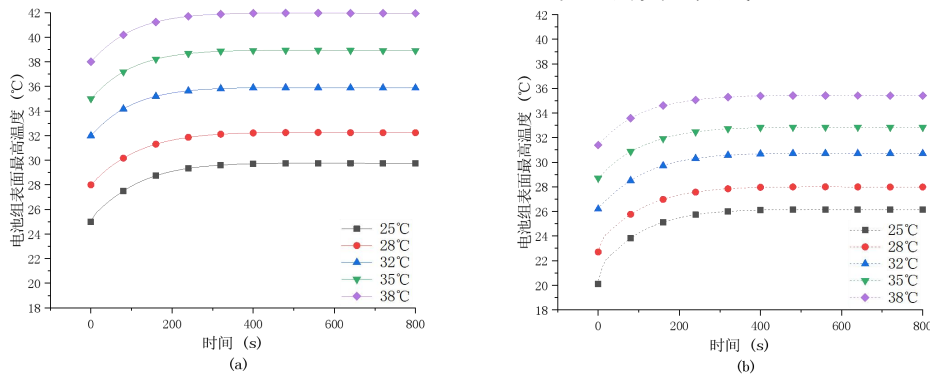


图 6 案例 1—不同环境温度下的电池表面最高温度 (a) 传统风冷 (b) 湿芯辅助

Fig.6 T_{max} of the battery pack in case 1 (a) traditional dry-cooling (b) with wet pad

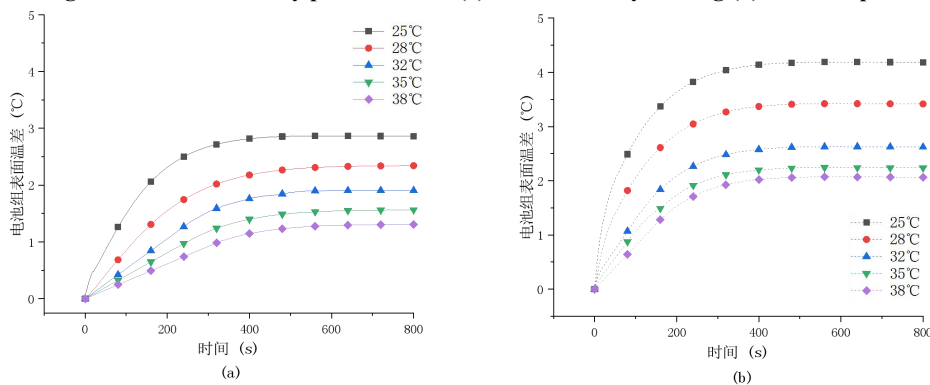


图 7 案例 1 电池组表面温差 (a) 传统风冷 (b) 湿芯辅助

Fig.7 ΔT of the battery pack in case 1 (a) traditional dry-cooling (b) with wet pad

如图 7 (a) 所示，在传统风冷技术及室外 25℃ 的干球温度下，随着充电的进行，电池之间的温差缓慢增加，温升梯度约为 0.95℃/min，并于充电进行 500s 后稳定在 2.8℃。在较低的环境温度下可以观察到较大的电池组温差和较大的温升梯度，这是

因为前排电池被较低温气流冷却，气流被加热，再与后排电池的换热量将降低，导致前后排电池温差增加。如图 7 (b) 所示，湿芯辅助的电池热管理系统的电池组温差趋势与传统风冷类似。当环境空气温度从 25℃ 增加到 38℃ 时，温差随充放电的进

行而上升并稳定在 4.1-1.9℃左右, 比传统风冷系统高 1.3-0.6℃。可以得出结论, 湿芯的应用可以降低电池组的入口温度及限制电池组表面最高温度, 但对电池组均温性起到不利的效果。本文亦模拟了该电池组结构下湿芯可适用的室外干球温度下限值, 当室外空气干球温度为 23℃时, 电池组表面最高温度为 23.5℃, 温差高达 5.3℃, 超过电池间理想温差, 因此在环境空气干球温度低于 23℃时, 应停止在湿芯上喷水, 以确保适当的电池均温性。

2.3 室外相对湿度的影响

本研究未考虑气流相对湿度对电池组散热的影响。因此, 湿芯以改变电池组的进气温度的形式对电池组的热性能产生影响。如表 4 所示, 环境干球温度维持在 25℃, 当环境相对湿度从 40%增加到 70%时, 湿芯的出口气流温度, 即电池的入口气流温度降为 18.9-22.2℃, 降温幅度为 6.1-2.8℃。环境越干燥, 降温幅度越大。这是因为在恒定的干球温度下, 湿球温度和含湿量随着相对湿度的增加而增加, 空气与水膜表面的水蒸气分压力的差值减小。水蒸气分压力差是直接蒸发冷却器的驱动力, 较小的水蒸气分压差导致气流和湿芯之间的传热和传质量减小。由公式 (3) 可知, 冷却效率也有所降低。

表 4 湿芯在 25℃的恒定干球温度和 3m/s 的气流速度下的性能

相对湿度 %	湿芯入口气流含湿量 g/kg 干空气	湿芯出口气流干球温度/℃	气流温降 ℃	蒸发冷却效率 %
40	7.8807	18.9	6.1	70.50
50	9.8818	20.1	4.9	70.46
60	11.8960	21.1	3.9	70.43
70	13.9232	22.2	2.8	70.41

将电池组的环境温度设置为 25℃, 以 2C 放电倍率下放电 800s, 研究环境相对湿度对两种风冷电池热管理系统的电池组热特性的影响。由图 8 可知, 当相对湿度为 40-70%时, T_{max} 随着放电的进行而增大, 在 400s 左右达到稳定状态。电池组入口气流温度越高, 电池表面温度越高。放电结束时, T_{max} 分别为 25.3℃、26.1℃、26.8℃和 27.6℃。相

对湿度从 40%升高至 70%, 电池组表面最高温度上升了 2.3℃。因此, 相对湿度越小, 湿芯辅助的风冷电池热管理系统的散热量越大, 气流带走的热量越多, 电池组表面的温度越低。在传统风冷系统下, 电池组的进风温度为环境温度, 即 25℃, 因此 T_{max} 高于湿芯辅助的风冷系统。

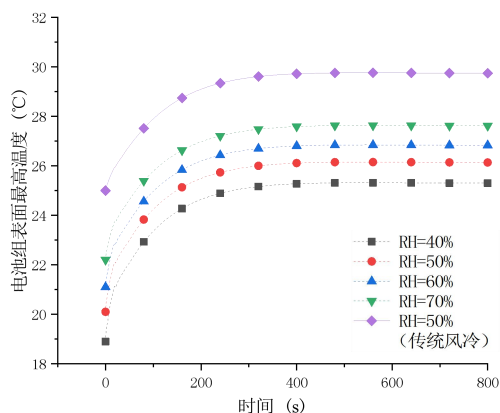


图 8 案例 2 电池组表面最高温度

Fig.8 T_{max} of the battery pack in case 2

如图9所示, 传统风冷电池热管理系统下电池组的均温性最佳, 最大为 2.7℃, 而湿芯的应用对电池组均温性起着不利作用。由于湿芯对气流的预冷, 进入电池组的气流温度降低, 前排电池被低温气流冷却, 导致前后排电池之间的温差增大。相同的环境干球温度下, 相对湿度越低, 气流降温幅度越大, 电池组的均温性越差。在 40%相对湿度下, 最大电池组温差达到 4.5℃, 仍在可接受范围内。

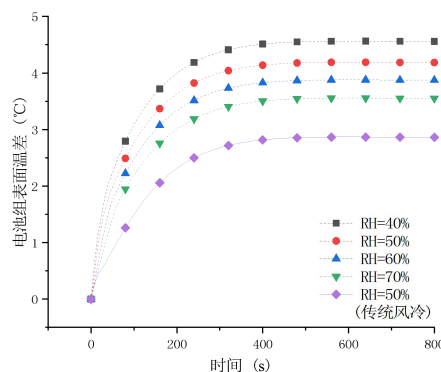


图 9 案例 2 电池组表面温差

Fig.9 ΔT of the battery pack in case 2

2.4 风速的影响

以 25℃和 50%相对湿度的环境空气为例, 电池组在不同空气流速下的最高温度和最大温差随环境温度的变化分别如图 10 和图 11 所示。如图 10 (a) 所示, 电池的初始表面温度为 25℃, 充电

初期, 电池组产生的热量高于气流带走的热量, 导致电池表面温度升高。在较低的空气速度下可以观察到较大的温升速率和较高的电池表面温度。在传统风冷电池热管理技术下, T_{\max} 随着充电的进行而增加, 在 2m/s、3m/s、4m/s 的空气速度下分别稳定在 30.7°C、29.7°C 和 29.1°C。值得注意的是, 在空气速度低于 1m/s 时, 电池组的最高温度持续上升, 直到充电结束时仍未达到稳态值, 如果继续充电, 电池表面最高温度将突破 40°C 的安全值。

如图 11 (a) 所示, 充电初期, 风速越大, 单体电池之间温差较大。这是因为在充电初期, 电池

累计生热量小, 风速越大前排电池换热越充分, 导致前后排电池之间的温度差异。当充电进行 250s 后, 高速下的 ΔT 趋于稳定, 而低风速的气流无法带走逐渐累计的电池生热, ΔT 逐渐升高。风速从 0.5 m/s 增加到 4m/s 时, 最大电池表面温差为 5.4°C-2.4°C, 电池均温性随风速增加得到改善。可以得出结论: 较大的风速有助于增强电池与空气之间的热传递, 以更高的风机能耗为代价, 降低电池组的表面温度及改善电池均温性。由于 T_{\max} 大于 40°C 且均温性不佳, 不推荐在风冷电池热管理系统中采用低于 1m/s 的气流速度。

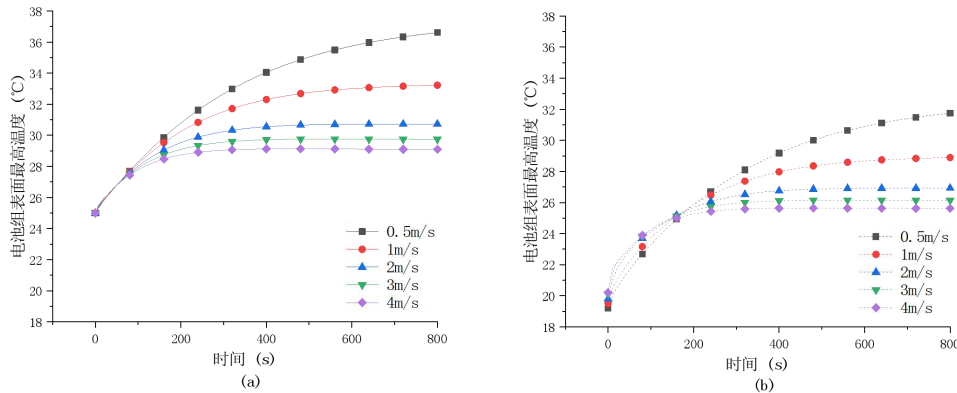


图 10 案例 3 电池组表面最高温度 (a) 传统风冷 (b) 湿芯辅助

Fig.10 T_{\max} of the battery pack in case 3 (a) traditional dry-cooling (b) with wet pad

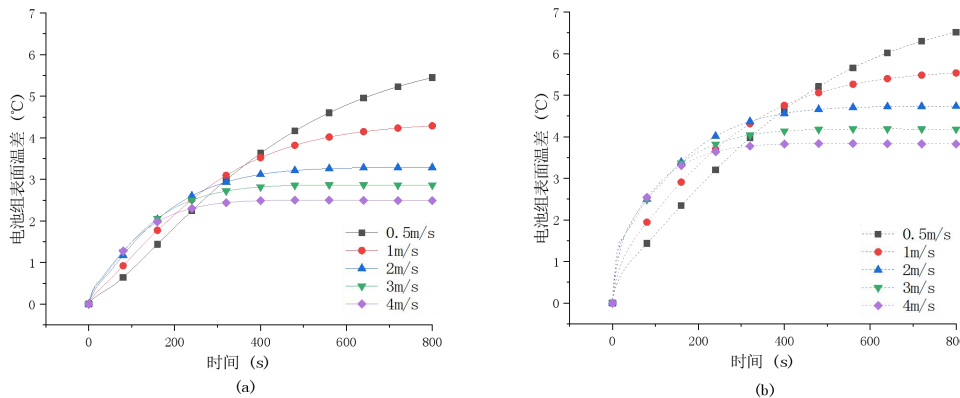


图 11 案例 3 电池组表面温差 (a) 传统风冷 (b) 湿芯辅助

Fig.11 ΔT of the battery pack in case 3 (a) traditional dry-cooling (b) with wet pad

湿芯作为传热介质的使用在热管理方面提供了巨大的优势, 因为它与空气相比具有优越的热性能。气流通过湿芯时, 水分吸收通道中气流的热量而蒸发。如表 5 所示, 当空气流速由 0.5m/s 增加至 4m/s 时, 25°C 的环境干球温度被预冷却到 19.2-20.2°C。随着风速的提高, 气流与湿芯表面的接触时间减少, 导致传热不足, 蒸发冷却效率降低,

出口气流温度升高。

表5 湿芯在不同气流流速下的换热性能

空气流速 (m/s)	湿芯出口干球温度/°C	气流降温 /°C	蒸发冷却效率/%
0.5	19.2	5.8	82.53
1	19.5	5.5	78.10
2	19.8	5.2	73.35

Table 5 performance of wet pad at different air velocity

3	20.1	4.9	70.46
4	20.2	4.8	68.37

如图 10 (b) 所示, 风速从 0.5m/s 增至 4.0m/s 时, 充电结束时 T_{\max} 在 31.7°C 到 25.6°C 之间。湿芯的使用降低了 T_{\max} , 但它对电池组的均温性起着不利作用。在小于等于 1m/s 的较小空气速度下, 尽管湿芯的应用降低了 T_{\max} , 但电池的均温性变差 (ΔT 高达 6.5°C)。因此, 低于 1m/s 的空气速度不适合电池的散热。

3 结论

在本研究中, 提出了一种用于锂离子电池组散热的湿芯辅助的风冷电池热管理系统, 利用 CFD 建立了电池组生热模型用于模拟电池组表面温度。主要结论如下:

(1) 当空气通过湿芯材料时, 由于水分的蒸发吸热作用, 空气被冷却。在较高的环境空气干球温度、较低的湿度下以及较低的气流速度下, 湿芯可以获得较高的蒸发冷却效率和较冷的出口气流。

(2) 25–38°C 干球温度区间内, 湿芯的应用使电池组进风温度降低 4.9–6.6°C, 电池表面温度降低 3.6–6.5°C, 但电池之间的温差升高 1.3–0.6°C。

(3) 与传统的风冷系统相比, 湿芯辅助的电池热管理系统散热能力增强, 更能抵御炎热的天气, 在 35°C 以上高温时可避免电池表面温度过高。

(4) 较大的空气流速可以增强空气和电池组之间的热传递, 从而抑制电池组的最高温度和改善电池组均温性。流速小于 1m/s 不适合电池散热。

参考文献:

[1] 《2020 年中国移动源环境管理年报》—第 I 部分机动车排放情况[R].2020,47-50.

[2] Rajper Z S, Albrecht J. Prospects of Electric Vehicles in the Developing Countries: A Literature Review[J]. Sustainability, 2020,12(5):1906.

[3] 刘超平. 新能源汽车动力锂电池热管理分析[J]. 现代工业经济和信息化, 2021,11(10):96-100.

[4] Greco A, Jiang X, Cao D. An investigation of lithium-ion battery thermal management using paraffin/porous-graphite-matrix composite [J]. Journal of Power

Sources, 2015,278:50-68.

[5] Wang T, Tseng K, Zhao J, et al. Thermal investigation of lithium-ion battery module with different cell arrangement structures and forced air-cooling strategies[J]. Applied Energy, 2014,134:229-238.

[6] 陈凯,汪双凤. 基于遗传算法的风冷式动力电池热管理系统优化[J]. 工程热物理学报, 2018,39(2):384-388.

[7] 陈凯,汪双凤. 基于贪婪算法的风冷式动力电池热管理系统优化[J]. 工程热物理学报, 2018,39(5):1092-1096.

[8] 葛哲. 基于风冷散热的锂电池组结构设计及实验研究[D]. 重庆:重庆交通大学, 2022.

[9] 张新强,洪思慧,汪双凤. 增设通风孔的风冷式锂离子电池热管理系统数值研究[J]. 新能源进展, 2015,3(6):422-428.

[10] Wang Y, Peng P, Cao W, et al. Experimental study on a novel compact cooling system for cylindrical lithium-ion battery module[J]. Applied Thermal Engineering, 2020,180:115772.

[11] Yue QL, He CX, Jiang HR, et al. A hybrid battery thermal management system for electric vehicles under dynamic working conditions[J]. Energy, 2021,164:120528.

[12] Saw L H, Ye Y, Tay AAO, et al. Computational fluid dynamic and thermal analysis of Lithium-ion battery pack with air cooling[J]. Applied Energy, 2016,177:783-792.

[13] Zhao R, Liu J, Gu J, et al. Experimental study of a direct evaporative cooling approach for Li-ion battery thermal management[J]. International Journal of Energy Research, 2020,44:6660-6673.

[14] Heidarinejad G, Bozorgmehr M. Heat and mass transfer modeling of two stage indirect/direct evaporative air coolers[J]. ASHRAE Journal Thailand, 2008:1-8.

[15] 江锐锋. 直接蒸发冷却填料的理论设计与优化设计[D]. 广州:广州大学, 2011.

[16] Bernardi D, Pawlikowski E, Newman J. A General Energy Balance for Battery System[J]. Journal of Electrochemical Society, 1985,132(1):5-12.

[17] 刘信彬. 车用锂电池散热性能研究及优化[D]. 重庆:重庆理工大学, 2019.