

储能电池包液冷散热结构设计与性能分析

王定标^{1,2}, 纪世博^{1,2}, 王光辉^{1,2}, 秦怡滔^{1,2}, 王 帅^{1,2}

(1. 郑州大学 机械与动力工程学院, 河南 郑州 450001; 2. 郑州大学 新能源清洁利用技术与节能装备河南省国际联合实验室, 河南 郑州 450001)

摘要: 针对储能电池包底部液冷板存在的流量分配不均、流动阻力较大、散热与压降难以平衡和高温工况下电池包热量积累等问题, 创新设计了新型对称菱网形流道液冷板(CASE4), 并对高温环境下间歇放电工况提出预冷策略。将新型液冷板与并行流道液冷板(CASE1)、对称蛇形流道液冷板(CASE2)和商用液冷板(CASE3)的流动和传热特性进行对比研究, 进一步分析了冷却液入口流量、入口温度和流道高度对液冷板冷却性能和系统功耗的影响, 并验证高温工况下的液冷性能。结果表明, 在相同边界条件下, 对称菱网流道液冷板在实现电池包温度最低的同时, 相较于3种对比结构, 压降分别降低24.40%、44.41%和63.93%; 综合散热效果与压降平衡, 得出入口流量7.5 L/min、流道高度4 mm的最优参数。在40 °C高温环境中, 电池包最高温度在不同的冷却液入口温度下均保持适宜工作范围, 当冷却液入口温度升高10 °C, 电池包最高温度升高7.5 °C; 在高温环境的电池间歇放电工况下, 采用预冷策略时, 整个过程中电池包最高温度为39.97 °C, 满足安全工作要求。

关键词: 液冷板; 结构设计; 储能电池; 热管理; 散热

中图分类号: TM912; TK124

文献标志码: A

doi: 10.13705/j.issn.1671-6833.2026.06.011

随着储能技术的快速发展, 锂离子电池储能已成为主流的储能方案^[1]。然而, 锂离子电池对温度极其敏感, 适宜工作的温度范围为15~40 °C^[2]。同时, 电池之间同一区域的最大温差不超过5 °C, 电池包内电芯的最大温差不超过10 °C^[3]。为防止电池发生热失控, 需进行高效的热管理研究^[4]。

储能电池包的主流冷却方式有两种: 空气冷却和液体冷却^[5]。空气冷却的结构简单, 运行成本较低, 且技术成熟, 然而, 随着电池技术的发展, 液冷板因其结构紧凑、温控效果好、适配性强等优势, 受到国内外学者的广泛关注和研究^[6]。

Guo等^[7]针对500 kW·h的液冷储能系统开展研究, 实验验证了液冷热管理的有效性, 结果表明: 液冷可以显著降低电池的峰值温度, 充电和放电过程中电池最大温升分别为3 °C和5 °C。Gao等^[8]针对280 Ah储能电池包的散热需求, 设计了对称双螺

旋结构液冷板, 对比研究现有的其他三种结构液冷板的流动和传热特性, 结果表明: 在不同的冷却液流量下, 对称双螺旋流道可以实现更均匀的温度分布, 但该结构的流道压降较大导致系统能耗较高。为了减小流道压降, 实现散热与流动阻力的协同提升, Lin等^[9]针对储能电池包设计了新型拓扑流道结构液冷板并进一步优化, 结果表明: 在相同的进口条件下, 优化后的液冷板对比传统蛇形液冷板有更好的温度均匀性和更低的压降。Chen等^[10]通过实验研究的方法探究在不同倍率充放电下, 不同液冷板对100 Ah磷酸铁锂电池的散热效果, 结果表明: 液冷板结构设计和冷却液流动特性对电池的散热效果具有至关重要的作用。帅昌俊^[11]针对集装箱式液冷储能系统开展研究, 通过理论建模与工程验证, 证明液冷方案可以有效的降低电池温度。胡顺涛等^[12]研究了蛇形流道分组变流速优化方案, 结果表明, 随

收稿日期: 2026-04-16; 修订日期: 2026-05-16

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(22578427); 河南省重点研发专项(261111242000)

作者简介: 王定标(1967—), 男, 浙江杭州人, 郑州大学教授, 博士, 博士生导师, 主要从事传热强化节能技术及先进装备研究, E-mail: wangdb@zzu.edu.cn。

通信作者: 王光辉(1989—), 男, 河南商丘人, 郑州大学副教授, 博士, 主要从事先进装备强化及拓扑优化算法研究, E-mail: ghwang@zzu.edu.cn。

着入口流速增大,电池温度一致性提高,最高温度也有所降低,然而,持续增大流速对电池散热性能提升十分有限且能耗显著提升。

目前,电池液冷板的研究主要集中在液冷板的结构设计与优化、冷却液的流动特性研究等方面,并且普遍存在散热能力与压降控制的内在矛盾。为改善电池液冷板研究中存在的问题,本文以储能电池包为研究对象,设计了1种新型对称菱网流道液冷板,并与另外3种流道结构进行对比研究,通过多因素分析探究实现散热效果与系统压降协同平衡的条件。此外,研究了高温环境下电池包热适应性和间歇放电工况的液冷性能。

1 模型建立

1.1 物理模型

1.1.1 几何模型

以43 kW·h 储能电池包为研究对象,提出新型对称菱网流道。如图1所示,电池包由48个容量为280 Ah的磷酸铁锂电池串联组成,电池之间有2 mm的隔热胶,液冷板材质为铝,厚度为7.5 mm,其中流道高度3.5 mm,电池包尺寸为1 050 mm×890 mm×270 mm,5个电池包串联可组成一个容量为215 kW·h的储能柜。

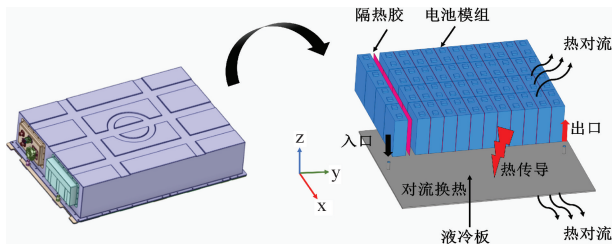


图1 电池包液冷结构

Figure 1 Liquid-cooled structure for battery pack

大容量磷酸铁锂电池高温性能好,可以保障充足的电力供应^[13],本文中电池模型参考宁德时代CB310型号电池,表1为电池的技术参数。

1.1.2 液冷板结构参数

为验证新型液冷板的性能优势,选取3种典型液冷板结构作为对比对象。CASE1为传统并行流道,是电池液冷系统中具有典型代表性的结构,也是

表1 电池技术参数

Table 1 Technical specifications of the battery

参数	规格
标称容量/Ah	280
几何尺寸/mm	173(L)/71(W)/207(H)
标称电压/V	3.2
电池能量/(kW·h)	0.9
电压工作范围/V	2.5~3.6
标准充放电倍率	0.5C
适宜工作温度/°C	15~40
电池工作温度/°C	-20~60(放电)
	0~60(充电)
电池连接方式	1P48S
电池包能量/(kW·h)	43

工业液冷中最主流、应用范围最广的方案之一;CASE2为对称蛇形流道,是蛇形流道的改进结构,改善了传统蛇形流道进出口温差大的问题;CASE3商用冷板流道是目前工商业储能柜中广泛应用的成熟结构,具有工程实际参考价值。CASE4对称菱网流道结合对称结构、并行结构以及扰流结构进行设计和改进。四种流道结构均为储能液冷系统中具有典型代表性的结构,分别代表传统基础型、基础改进型、工程商用型和融合改进型,流道类型与特点如表2所示。

表2 4种流道结构参数与特点

Table 2 Four flow channel types and characteristics

类型	名称	流道宽度/mm	特点
CASE1	传统并行流道	60	流阻小、结构简单易加工;流量分布不均
CASE2	对称蛇形流道	65	流量分布较均匀;进出口温差大,散热效果差
CASE3	商用冷板流道	20	生产工艺成熟;散热效果一般,流阻大
CASE4	对称菱网流道	中间支流 22; 两侧支流 40	流量均匀,散热效果好;结构复杂不易加工

CASE4新型对称菱网流道结合了对称结构、并行结构以及扰流结构,对称结构使流体分布更加均匀,提升散热稳定性,并行结构为倾斜设计,以减少流动阻力,并在出口支流处增加类菱形的扰流结构,以增强流体湍流程度,强化换热。液冷板的冷却液入口均为垂直于液冷板的圆形通道,入口通道直径为15 mm,4种流道的结构如图2所示。

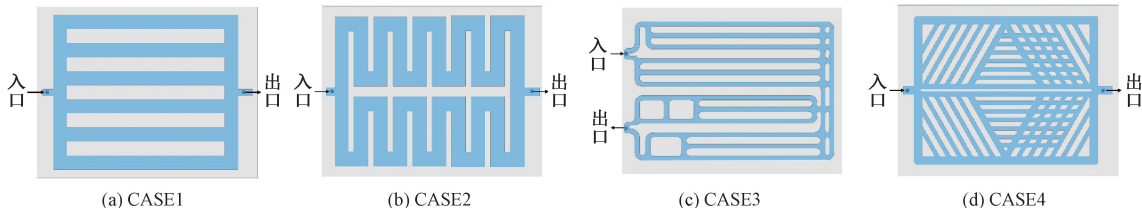


图2 不同液冷板流道结构

Figure 2 Different flow channel structures of liquid cooling plate

1.2 数学模型

1.2.1 产热模型

锂离子电池在充放电过程中,内部伴随大量热量的产生。一般将产生的热量大致分为三类^[14]:反应热 Q_r 、焦耳热 Q_j 、极化热 Q_p 。

基于经验的产热模型无法准确预测电池内部的热量分布。Bernardi 等^[15]等人对电池内部热力学能量平衡开展分析,得出了一个产热模型,计算式为:

$$Q = \frac{I}{V} \left[(U_{ocv} - U) + T_b \frac{\partial U_{ocv}}{\partial T_b} \right] \quad (1)$$

该模型简化了产热过程中的化学反应,忽略副反应热,将电池视为一个均匀的发热源。式中: I 表示电流大小,A; U_{ocv} 和 U 表示开路电压和工作电压,V; T_b 表示电池温度,K; V 为电池体积, m^3 ; $\frac{\partial U_{ocv}}{\partial T_b}$ 为熵变系数, $V \cdot K^{-1}$,由电池的化学反应所决

定, $T_b \frac{\partial U_{ocv}}{\partial T_b}$ 在计算中通常取 $0.00486 V$ ^[16]。

1.2.2 电池产热模型验证

本文以 $0.5C$ 恒流放电作为仿真工况,为验证产热模型的准确性,在 ANSYS Flunet 中编写电池产热速率的 UDF,计算结果与文献[17]中同型号电池的实验结果对比, $22^\circ C$ 环境下, $0.5C$ 放电过程电池平均温度变化如图3所示。相对误差计算如下^[18]:

$$E_r = (T_{exp} - T_{sim}) / T_{exp} \quad (2)$$

放电总时长为 $7200 s$,放电结束后电池不再产热。电池表面平均温度模拟值与实验值分别为 $37.73^\circ C$ 和 $38.16^\circ C$,最大相对误差为 2.13% ,因此所建立的产热模型能较好表现出电池实际产热过程。

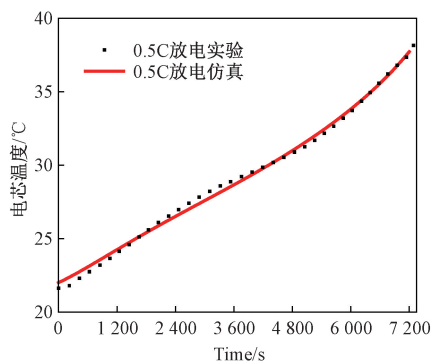


图3 0.5C 放电倍率电池平均温度模拟值与实验值对比

Figure 3 Comparison of simulated and experimental average battery temperatures at 0.5C discharge rate

1.2.3 流动与传热控制方程

锂离子电池的内部结构十分复杂,为保证计算准确度的同时简化计算,本文仿真基于以下假设:

- (1) 电池是均匀的体积热源,内部产热均匀;
- (2) 忽略各个部件与外部环境之间的热辐射,电池组与外部环境之间为自然对流,对流换热系数取 $5 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$;
- (3) 冷却液物性参数是恒定的,不随温度和时间改变;冷却液为不可压缩流体。

冷却液选取 50% 的乙二醇水溶液,电池与冷却液的具体物性参数如表3所示。

表3 材料物性参数

材料	密度/ ($kg \cdot m^{-3}$)	比热容/ ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	导热系数/ ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	黏度/ ($Pa \cdot s$)
电芯	2 110	1 020	22/4/22($x/y/z$)	
正极	8 935	381	398	
负极	2 702.5	871.5	236.0	
隔热胶	2 750	1 500	3.1	
液冷板	2 719	871	202.4	
冷却液	1 073.3	3 281	0.38	0.003 4

冷却液流动的质量、动量、能量守恒方程如下:

质量守恒:

$$\nabla \cdot (\rho_l \vec{u}) = 0 \quad (3)$$

动量守恒:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_l \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho_l \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u} \quad (4)$$

能量守恒:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_l c_p T_1) + \nabla \cdot (\rho_l c_p \vec{u} T_1) = \lambda_1 \nabla^2 T_1 \quad (5)$$

式中: ρ_l 表示冷却液密度, kg/m^3 ; \vec{u} 为速度矢量, m/s ; p 为压力,Pa; μ 为冷却液黏度, $Pa \cdot s$; λ_1 为冷却液导热率, $W/(m \cdot K)$; T_1 为冷却液温度, $^\circ C$; c_p 为冷却液比热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$ 。

电池产生的热量通过热传导传递给液冷板,冷却液与液冷板之间通过对流换热将热量带走,电芯在各个方向的导热系数不同^[19],导热微分方程如下:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v \quad (6)$$

式中: ρ_s 为电芯密度, kg/m^3 ; c_s 为电芯比热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; k_x, k_y, k_z 分别为 x, y, z 方向导热系数, $W/(m \cdot K)$; q_v 为电池体积产热率, W/m^3 ; t 为时间, s 。

1.2.4 初始边界条件

结合流体力学与传热学的数学模型基础,针对具体研究对象与工况,仿真的初始边界条件如下:①冷却液与环境温度均为 $25^\circ C$;②电池包初始温度为 $25^\circ C$,电池包和液冷板与外部环境之间对流换热系数为 $5 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$;③冷却液进口为速度入口,速度

大小为 0.472 m/s , 体积流量为 $5 \text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$; ④冷却液出口类型为压力出口, 压力为 0 Pa ; ⑤电芯的产热量通过编译 UDF 程序定义; ⑥采用 Couple 算法的二阶迎风格式求解, 瞬态仿真时间 $7\,200 \text{ s}$, 监测流道压降与电芯温度。

1.3 性能指标

为了全面评价不同流道结构液冷板的散热性能, 选取电池最高温度 T_{\max} 、电池最大温差 ΔT_{\max} 和流道压力损失 ΔP 作为性能评价指标。其中, 电池最高温度影响电池的性能和寿命, 电池最大温差影响电池一致性, 流道压力损失反应系统能耗水平。各指标的计算公式如下:

$$\Delta T = T_{\max} - T_{\min} \quad (7)$$

式中: T_{\max} 和 T_{\min} 分别为电池之间相同位置最高温度和最低温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

$$\Delta P = P_{\text{in}} - P_{\text{out}} \quad (8)$$

$$P_1 = vA_{\text{in}}\Delta P \quad (9)$$

式中: ΔP 为流道压力损失, Pa ; P_{in} 和 P_{out} 分别表示入口和出口压力, Pa ; P_1 为冷却系统的泵功, W ; v 为入口速度, m/s ; A_{in} 为入口截面面积, m^2 。

1.4 网格无关性验证

网格数量和质量影响仿真结果的准确性, 故本节开展网格无关性验证。采用多面体网格对 CASE4 划分 2.61×10^6 至 1.13×10^7 五种不同数量的网格, 正交质量均在 0.3 以上。通过仿真监测电池最高温度和流道压降。如图 5 所示, 随着网格数增大, 电池最高温度和流道压降均降低。当网格数量超过 472 万, 最高温度和流道压降变化很小, 综合计算成本与网格质量, 选择 472 万的网格数量进行后续仿真。

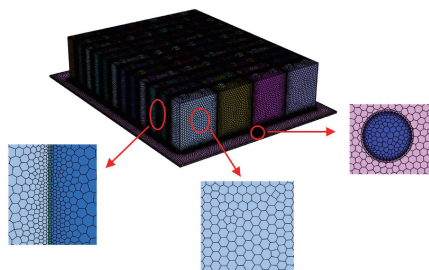


图 4 液冷板网格划分

Figure 4 Meshing of liquid cooling plate

2 结果与讨论

2.1 不同液冷板冷却性能分析

在相同的初始边界条件下, 对比不同液冷板的电池包在放电过程中的温度变化, 放电结束后电池不再产热, 无持续升温, 图 6 为电池最高温度 T_{\max} 和

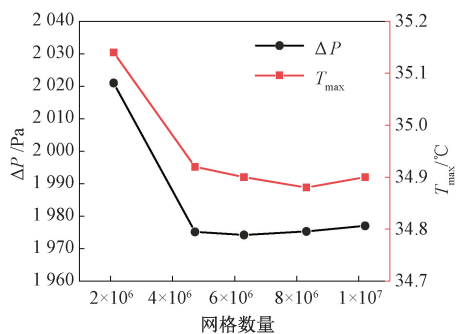


图 5 网格无关性验证

Figure 5 Grid-independent verification

平均温度 T_{ave} 变化曲线。可以看出, 新型流道结构电池包最高温度、平均温度均为最低, 这表明新型流道结构液冷板降温效果最优。

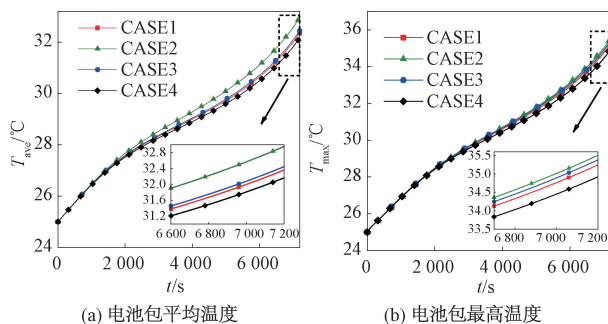


图 6 不同液冷板的电池包温度

Figure 6 Temperature of battery pack with different liquid cooling plates

由于四个液冷板均布置在电池包底部, 因此, 电池包顶部温度高于底部, 冷却液沿程升温, 流道出口附近存在局部高温^[20]。CASE1~CASE4 最高温度分别为 $35.25, 35.50, 35.37, 34.92 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 其中 CASE4 的电池包最高温度最低。

液冷板与电池接触的表面温度分布如图 7 所示。电芯通过导热将热量传递给液冷板, 由于电芯产热均匀, 液冷板表面的温度分布不均匀使其与电芯不同接触区域的导热换热效率产生显著空间差异, 从而使电芯之间产生温度差异。液冷板表面温度电池包的温度分布规律保持一致, 液冷板的温度均匀性影响电芯温度的一致性。

为进一步了解液冷板的流动特性, 选取流道的中心截面作为参考, 绘制速度与压力云图, 分别如图 8、图 9 所示。从图 8 可以看出, CASE1 并行流道受流体惯性影响, 中间流速大于两侧, 流量分配不均且整体流速偏低; CASE2 蛇形流道因连续转弯产生离心效应, 弯道内外流速不均并存在流动停滞区; CASE3 流道截面积小、入口流速高, 经分流与扰流后流速波动明显; CASE4 采用对称倾斜通道与菱网结构, 可有效均流并提升流体湍流度, 流速分布更

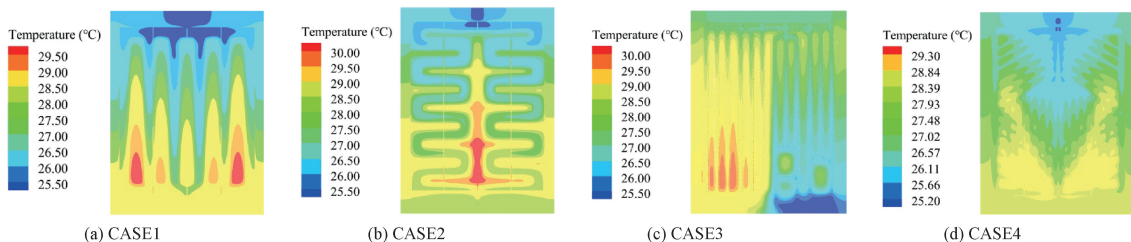


图7 不同结构液冷板表面温度分布

Figure 7 Temperature distribution on the surfaces of liquid cooling plates with different structures

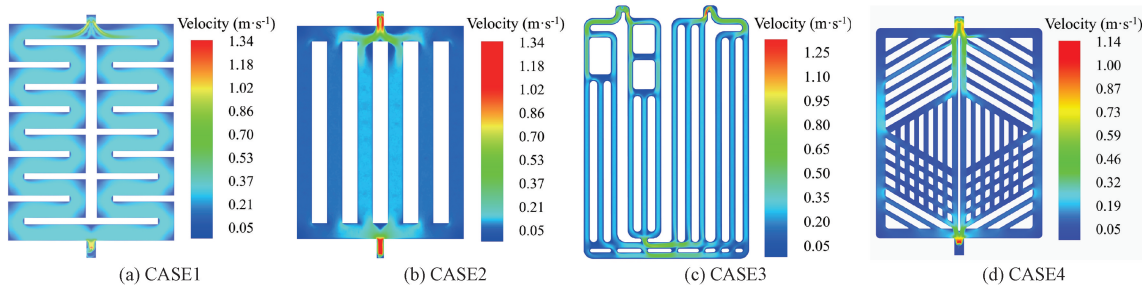


图8 不同液冷板的冷却液流速

Figure 8 Coolant flow rate for different liquid-cooled plates

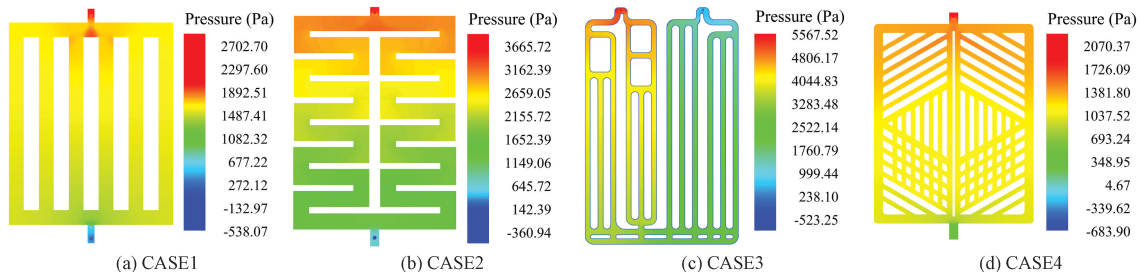


图9 不同液冷板流道压降

Figure 9 Pressure drop of different liquid cooling plate flow channels

均匀。

压力分布图9可以看出,4种流道内压力变化是一致的,均沿流动方向递减。CASE1有6个并行流道,各个流道内压力分布基本相同,压降较小。CASE2两个对称流道内压力分布基本一致,流道长且连续转弯,压降偏高;CASE3流道截面积较小,存在多个分流和扰流结构且流体通道较长,因此,流动阻力最大、压降最高;CASE4借助倾斜并行通道与菱形扰流结构,使压力变化更平缓,因此压降最小,相比于CASE1、CASE2、CASE3,压降分别降低24.40%、44.41%、63.93%,对应的泵功与系统能耗最小。

综合温度控制、温度均匀性与压降,CASE4对称菱网流道液冷板实现了强化换热与降低压降的协同优化,综合性能更好,因此后续以CASE4为研究对象,选取对冷却性能影响较直接且工程上易调节的入口流量、入口温度和流道高度开展单因素分析。

2.2 不同入口流量对冷却性能的影响

在环境温度与冷却液入口温度均为25℃的条件下,选取2.5~12.5 L/min 5种入口流量进行单因

素仿真,分析入口流量对CASE4液冷板冷却性能与流阻的影响规律。

入口流量对电池包温度与流道压降的影响规律如图10所示。可以看出随着入口流量增大,电池包最高温度与最大温差持续降低,温度均匀性显著提升,高温区域范围明显减小。这是由于流量提升使冷却液流速增大、对流换热系数提高,单位时间内可带走更多电池产热,散热效果随之改善。当入口流

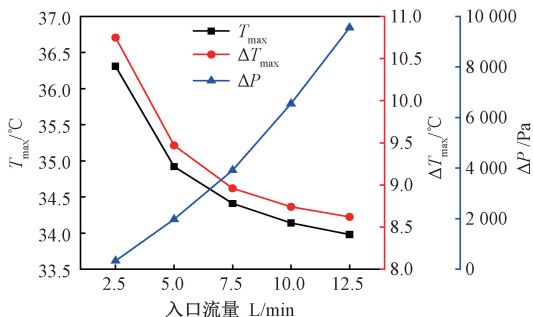


图10 入口流量对电池包温度与压降的影响

Figure 10 Effect of inlet flow rate on temperature and pressure drop of battery pack

量大于 7.5 L/min 时,增大流量对电池包的冷却效果提升较少,同时,根据流体力学原理,流动阻力与流速的平方成正比,流动阻力显著增加,导致压降增

大,系统能耗增加。电池包温度分布如图 11 所示,可以看出,随着入口流量的增大电池包的温度逐渐降低,且高温区域的面积逐渐减小。

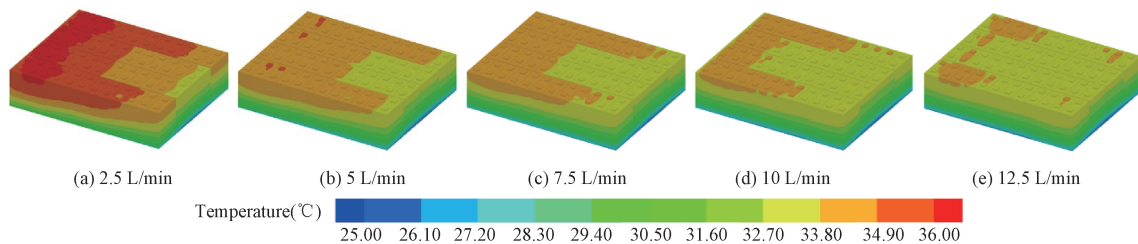


图 11 不同流量下电池包温度分布

Figure 11 Temperature distribution of battery pack at different flow rate

2.3 不同入口温度对冷却性能的影响

保持环境温度 25 °C、入口流量 5 L/min、流道高度 3.5 mm 不变,选取 15~25 °C 5 种冷却液入口温度,分析其对 CASE4 冷却性能的影响。如图 12 所示,随着入口温度的升高,电池包最高温度呈升高趋势,当冷却液温度为 15, 18, 20, 22, 25 °C 时,电池包最高温度分别为 27.29、29.55、31.06、32.58、34.92 °C。降低冷却液温度可强化换热、降低电池包最高温度,但同时会扩大电池内部温差。整体来看,在研究范围内,冷却液入口温度可实现对电池温度的稳定调控。

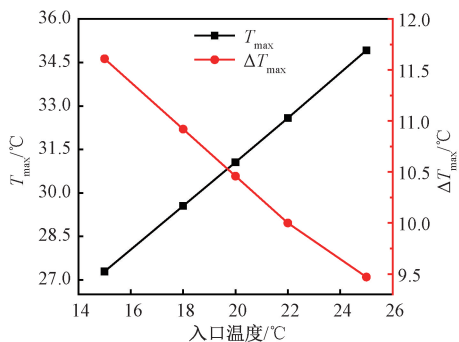


图 12 冷却液入口温度对电池包温度的影响

Figure 12 Effect of coolant inlet temperature on battery pack temperature

2.4 不同流道高度对冷却性能的影响

保持环境与冷却液入口温度为 25 °C、入口流量为 5 L/min 不变,选取 $h=2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5$ mm 五种流道高度,分析其对冷却性能与流动阻力的作用规律。电池与冷却液之间的液冷板厚度保持不变,流道高度示意图如图 13 所示。



图 13 流道高度尺寸图

Figure 13 Flow channel height dimension

影响冷却液流速与流道截面积,进而影响对流换热强度与流动阻力,冷却性能如图 14 所示。通过对关键参数的单因素分析,综合温控效果、最大温差与系统压降之间的平衡关系,选取入口流量 7.5 L/min、流道高度 4 mm 的核心冷却参数。

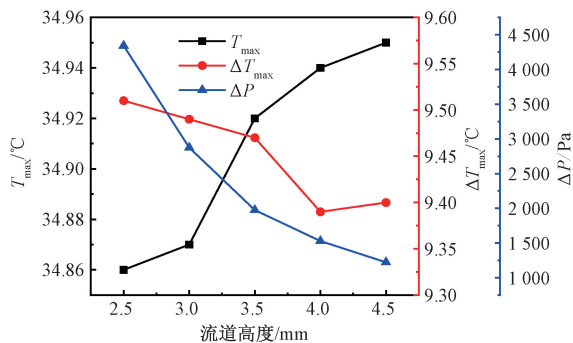


图 14 流道高度对电池包温度与压降的影响

Figure 14 Effect of flow channel height on temperature and pressure drop of battery pack

2.5 高温环境下电池包热适应分析

高温环境下电池包易发生热量积累。因此,本节研究液冷板在 40 °C 高温环境下的热适应性。如图 15 所示,在环境温度为 40 °C、电池与环境之间对流换热系数为 5 W/(m²·K),放电倍率为 0.5 C 的条件下,无冷却时,放电结束电池包最高温度达到 58.04 °C,远超电池工作的适宜温度。

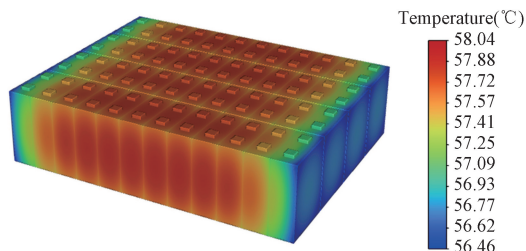


图 15 高温环境下无液冷电池包温度分布

Figure 15 Temperature distribution of the battery pack in high-temperature environment without liquid cooling

以入口流量 7.5 L/min、流道高度 4 mm 为固定

由流体力学与传热原理可知,流道高度 h 直接

参数,设置冷却液入口温度 T_i 分别为 20 °C、25 °C、30 °C 进行仿真,其余边界不变。

电池包温度如图 16 所示,冷却后电池包最高温度显著下降,入口温度为 30 °C 时,电池包最高温度为 41.46 °C,接近适宜工作温度上限,无明显热失控风险。电池包顶部区域相同位置截面的最大温差分别为 2.74 °C、1.92 °C、2.01 °C,均在 5 °C 以内。冷却液温度升高 10 °C,电池包最高温度仅升高 7.5 °C,表明新型液冷板对冷源温度的依赖性低,高温环境下具备良好的控温效果与热适应性。

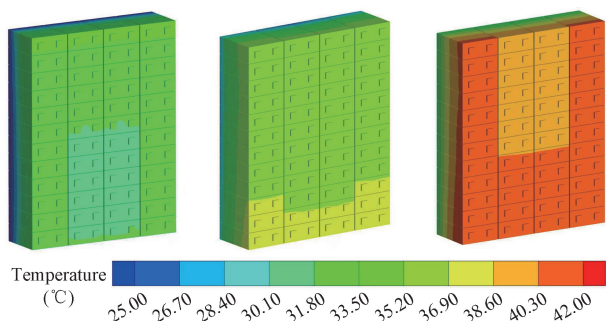


图 16 冷却后电池包温度分布

Figure 16 Temperature distribution of the battery pack after cooling

2.6 高温环境下间歇放电工况液冷性能分析

针对储能电池包高温环境下间歇放电的运行状态,提出预冷方案,包括预冷 1 h、放电 1 h、持续冷却 0.5 h、完全放电 1 h 4 个阶段。所有阶段边界条件为:环境温度 40 °C、冷却液入口温度 30 °C、入口流量 7.5 L/min、电池包和液冷板与环境之间对流换热系数为 5 W/(m²·K)。

整个过程电池最高温度变化如图 17 所示,预冷阶段初期,电池最高温度几乎不变,液冷系统运行两分钟后,最高温度开始下降,预冷后电池包最高温度降至 34.12 °C;第一阶段放电 1 h 后升至 36.94 °C;持续冷却 0.5 h 后回落至 34.31 °C;完全放电结束时,电池包最高温度为 39.97 °C,全程均处于电池适宜工作范围。

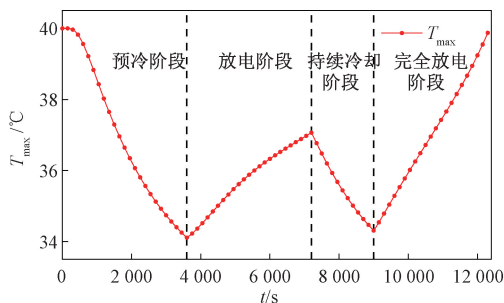


图 17 电池包最高温度变化

Figure 17 Variation of the maximum temperature of the battery pack

预冷策略可有效降低电池初始温度、减缓高温环境下的温升速率,即使采用 30 °C 高温冷却液,仍可有效控制间歇放电过程的温度,为工程实际应用提供了优化方案。

3 结论

本文以 43 kW·h 储能电池包为研究对象,设计新型对称菱网流道液冷板,对比不同流道结构的传热与流动特性,分析入口流量、入口温度及流道高度对冷却性能的影响,并验证高温环境与间歇放电工况下的热适应性,主要结论如下:

(1) 相同边界条件下,CASE4 对称菱网流道液冷板综合性能较好,降低电池包最高温度与最大温差的同时,显著减小系统压降,相较于 CASE1、CASE2、CASE3 分别降低了 24.40%、44.41%、63.93%。

(2) 电池包最高温度与最大温差随冷却液入口流量增大而降低,但流量超过 7.5 L/min 后冷却效果提升趋于平缓、压降快速上升;电池温度随冷却液入口温度升高而上升;流道高度增加会使换热减弱、压降下降,最大温差先降后升。综合温控效果与系统功耗,以入口流量 7.5 L/min、流道高度 4 mm 为核心参数。

(3) 高温环境下,无液冷时电池包最高温度达 58.04 °C,控制入口流量为 7.5 L/min,流道高度为 4 mm,设置三组冷却液入口温度,冷却液入口温度升高 10 °C,电池包最高温度仅升高 7.5 °C。表明新型液冷板对冷源温度依赖性低,高温热适应性良好。

(4) 高温间歇放电工况下,采用预冷策略可有效减缓电池温升速率,全过程电池包最高温度为 39.97 °C,维持在适宜工作范围内。

参考文献:

[1] Lyu Peizhao, Liu Xinjian, Qu Jie, et al. Recent advances of thermal safety of lithium ion battery for energy storage [J]. Energy Storage Materials, 2020, 31: 195-220.

[2] Sun Hongguang, Dixon R. Development of cooling strategy for an air cooled lithium-ion battery pack [J]. Journal of Power Sources, 2014, 272: 404-414.

[3] Guo Rong, Li Lu. Heat dissipation analysis and optimization of lithium-ion batteries with a novel parallel-spiral serpentine channel liquid cooling plate [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2022, 189: 122706.

[4] Close J, Barnard J E, John Chew Y M, et al. A holistic approach to improving safety for battery energy storage systems [J]. Journal of Energy Chemistry, 2024, 92:

- 422-439.
- [5] Guo Chaxiu, Wei Jinyu. Influence of different arrangement on phase change thermal management system of 21700 lithium battery[J]. *Journal of Zhengzhou University (Engineering Science)*, 2023, 44(2): 91-97. [郭茶秀, 魏金宇. 电池排布方式对 21700 锂电池相变热管理系统的影响[J]. *郑州大学学报(工学版)*, 2023, 44(2): 91-97.]
- [6] Pan Zhenfei, Huang Peifeng, Luo Yimo, et al. Research progress on indirect cold plate and immersion cooling for lithium-ion battery thermal management [J]. *Energy Storage Science and Technology*, 2026, 15(3): 1023-1038. [潘振飞, 黄沛丰, 罗伊默, 等. 间接冷板与浸没式液冷在锂离子电池中的研究进展[J]. *储能科学与工程*, 2026, 15(3): 1023-1038.]
- [7] Guo Yu, Qiu Yishu, Lei Bo, et al. Modeling and analysis of liquid-cooling thermal management of an in-house developed 100 kW/500 kWh energy storage container consisting of lithium-ion batteries retired from electric vehicles [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 232: 121111.
- [8] Gan Haolin, Tian Jianan, Qiu Huiran, et al. Thermal performance of symmetrical double-spiral channel liquid cooling plate based battery thermal management for energy storage system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 263: 125399.
- [9] Lin Xiangwei, Shi Mingyu, Zhou Zhifu, et al. Multi-objective topology optimization design of liquid-based cooling plate for 280 Ah prismatic energy storage battery thermal management [J]. *Energy Conversion and Management*, 2025, 325: 119440.
- [10] Chen Zhaoliang, Yang Shu, Pan Minqiang, et al. Experimental investigation on thermal management of lithium-ion battery with roll bond liquid cooling plate[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 206: 118106.
- [11] Shuai Changjun. Design of liquid cooling container energy storage system [J]. *Henan Science and Technology*, 2022, 41(12): 91-94. [帅昌俊. 液冷集装箱式储能系统设计开发研究[J]. *河南科技*, 2022, 41(12): 91-94.]
- [12] Hu Shuntao, Lü Xinli, Li Yifei. Heat dissipation simulation and optimization of thermal management system for serpentine channel liquid cooling battery [J]. *Chinese Journal of Power Sources*, 2023, 47(11): 1414-1418. [胡顺涛, 吕心力, 李一飞. 蛇形通道液冷电池热管理系统散热仿真与优化[J]. *电源技术*, 2023, 47(11): 1414-1418.]
- [13] Cao Xi, Shi Qianlei, Liu Qian, et al. Full-scale simulation of a 372 kW/372 kWh whole-cluster immersion cooling lithium-ion battery cluster and battery thermal management system design[J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2024, 63: 105377.
- [14] He Chuang, Zhao Qinxin, Liang Zhiyuan. Performance optimization of air-cooled lithium battery pack thermal management system with turbulence structure[J]. *Journal of Zhengzhou University (Engineering Science)*, 2025, 46(1): 90-97. [何闯, 赵钦新, 梁志远. 具有扰流结构的风冷型锂电池包热管理系统优化[J]. *郑州大学学报(工学版)*, 2025, 46(1): 90-97.]
- [15] Bernardi D, Pawlikowski E, Newman J. A general energy balance for battery systems [J]. *Journal of the Electrochemical Society*, 1985, 132(1): 5-12.
- [16] Liu Shujun, Wang Yao, Liu Qi, et al. Thermal equalization design for the battery energy storage system (BESS) of a fully electric ship [J]. *Energy*, 2024, 312: 133611.
- [17] Zhang Yansen, Zhang Weikuo, Kong Wenjun. Numerical and experimental study on thermal behavior of prismatic lithium-ion battery for large-capacity energy storage [J]. *Journal of Energy Storage*, 2024, 83: 110620.
- [18] Lin Xiangwei, Zhou Zhifu, Li Mingxuan, et al. Exploration on the liquid-based energy storage battery system from system design, parametric optimization, and control strategy [J]. *Renewable Energy*, 2024, 237: 121904.
- [19] Yang Chaoran, Liu Qian, Liu Mingyi, et al. Investigation of the immersion cooling system for 280Ah LiFePO₄ batteries: effects of flow layouts and fluid types [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2024, 61: 104922.
- [20] Zou Jinsheng, Li Wenjie, Wang Yuanbing, et al. Thermal design and optimization of liquid-cooling energy storage battery module [J]. *Energy Engineering*, 2025, 45(3): 28-35. [邹金生, 李文杰, 王元兵, 等. 液冷储能电池模组散热设计与优化[J]. *能源工程*, 2025, 45(3): 28-35.]

Structural Design and Performance Analysis of Liquid Cooling for Energy Storage Cabinets

WANG Dingbiao^{1,2}, JI Shibo^{1,2}, WANG Guanghui^{1,2}, QIN Yitao^{1,2}, WANG Shuai^{1,2}

(1. School of Mechanical and Power Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China; 2. Henan International Joint Laboratory of New Energy Clean Utilization Technology and Energy Saving Equipment, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: Aimed at the problems of uneven flow distribution, excessive flow resistance, difficulty in balancing heat dissipation and pressure drop in the bottom liquid cooling plate for energy storage battery packs, as well as heat accumulation under high-temperature operating conditions. A novel liquid cooling plate with symmetric diamond-mesh channels was innovatively designed, and a pre-cooling strategy was proposed for intermittent discharge under high-temperature environments. The flow and heat transfer performances of the novel liquid cooling plate were compared with those of the parallel-channel liquid cooling plate, symmetric serpentine-channel liquid cooling plate and commercial liquid cooling plate. The results showed that under the same boundary conditions, the lowest battery pack temperature was obtained by using the symmetric diamond-mesh channel liquid cooling plate, and the system pressure drop was reduced by 24.40%, 44.41% and 63.93% respectively compared with the other three structures. The influences of coolant inlet flow rate, inlet temperature and channel height on cooling performance and system power consumption were further analyzed. On the basis of the balance between heat dissipation effect and pressure drop, the optimal inlet flow rate of 7.5 L/min and the channel height of 4 mm were determined. In the 40 °C high-temperature environment, the maximum temperature of the battery pack was kept within the suitable working range under different coolant inlet temperatures. When the coolant inlet temperature was increased by 10 °C, the maximum temperature of the battery pack was increased by 7.5 °C. Under the intermittent discharge condition in high-temperature environment, the maximum temperature of the battery pack was controlled at 39.97 °C throughout the whole process with the pre-cooling strategy applied, which met the requirements for safe operation.

Keywords: liquid cooling plate; structural design; battery for energy storage; thermal management; heat dissipation