

## 锂离子电池叶脉状液冷散热通道设计与优化

许重阳, 詹森, 曾力

(重庆交通大学, 重庆 400041)

**摘要:** 为提升锂离子电池组热安全性, 提出了一种具有叶脉状仿生通道的液冷锂电池热管理结构。使用流体动力学软件STAR-CCM+对模型的散热性能进行分析与优化, 采用正交试验极差法, 研究了冷却板通道数 $N$ 、通道宽度 $W$ 、入口流量 $Q$ 等多参数耦合对电池最高温度 $T_{\max}$ 、平均温度 $T_{\text{avg}}$ 、表面温差 $\Delta T$ 和冷却液压降 $\Delta p$ 的影响。结果表明,  $N$ 和 $Q$ 是影响冷却性能的主要因素,  $W$ 是次要因素, 并且在 $N=12$ ,  $W=8$  mm,  $Q=25$  g/s时冷板的综合性能最佳, 优化后的叶脉状冷板比S型冷板的 $T_{\max}$ 低了1.32%,  $T_{\text{avg}}$ 低了0.64%,  $\Delta p$ 低了88.2%。

**关键词:** 锂离子电池; 电池热管理系统; 叶脉状仿生通道; 正交试验

中图分类号: TM912 文献标志码: A DOI: 10.3969/j.issn.2095-1469.2025.01.02

## Design and Optimization of Leaf-Vein-Inspired Bionic Channels for Lithium-Ion Batteries

XU Chongyang, ZHAN Sen, ZENG Li

(Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400041, China)

**Abstract:** To enhance the thermal safety of lithium-ion battery packs, this paper proposes a liquid-cooled thermal management structure with bionic channels resembling leaf veins. The thermal performance of the model is analyzed and optimized using the fluid dynamics software STAR-CCM+. Using the polar-variance method in orthogonal testing, the effects of multi-parameter coupling, including the number of cooling plate channels  $N$ , the channel width  $W$ , and the inlet flow rate  $Q$ , on key factors such as the maximum battery temperature  $T_{\max}$ , the average temperature  $T_{\text{avg}}$ , the surface temperature difference  $\Delta T$ , and the cooling hydraulic pressure drop  $\Delta p$  are investigated. The results show that  $N$  and  $Q$  are the primary factors affecting cooling performance, with  $W$  being a secondary factor. The optimal overall performance of the cooling plate is achieved at  $N=12$ ,  $W=8$  mm, and  $Q=25$  g/s. After optimization, the leaf-vein-like cooling plate shows a 1.32% reduction in  $T_{\max}$ , a 0.64% reduction in  $T_{\text{avg}}$ , and an 88.2% reduction in  $\Delta p$  compared to the S-type channel cooling plate.

**Keywords:** lithium-ion batteries; heat dissipation cooling plate structure; leaf-vein-type bionic channel; orthogonal experiment

在全球能源和环境问题的压力之下, 汽车厂商选择大力发展新能源汽车<sup>[1-2]</sup>。锂离子电池因其能

量密度高、自放电率低、循环寿命长等优点, 已成为新能源汽车最重要的动力装置<sup>[3]</sup>。然而, 电池组

收稿日期: 2024-01-16 改稿日期: 2024-02-20 网络首发日期: 2024-06-06

参考文献引用格式:

许重阳, 詹森, 曾力. 锂离子电池叶脉状液冷散热通道设计与优化[J]. 汽车工程学报, 2025, 15(1): 11-21.

XU Chongyang, ZHAN Sen, ZENG Li. Design and Optimization of Leaf-Vein-Inspired Bionic Channels for Lithium-Ion Batteries[J].

Chinese Journal of Automotive Engineering, 2025, 15(1): 11-21. (in Chinese)



的热量堆积会造成锂电池出现热失控现象,因此,高效的电池热管理系统(BTMS)对电池的热安全性至关重要<sup>[4-5]</sup>。

目前,已经有多种电池热管理系统,如空气冷却、液体冷却、相变材料等<sup>[6-7]</sup>。其中,液体冷却因综合散热性能相对较好,所以在BTMS中使用的相对较多<sup>[8]</sup>。常见的冷板内部流道结构有:直线型流道、S型流道、并行流道等<sup>[9]</sup>。针对各种冷却系统和流道结构的研究,目前已有一系列创新的设计。一些研究者基于仿生学的灵感,提出了具有分形分支通道网、叶状流道冷板等新型结构,以优化冷却性能。例如,BEJAN等<sup>[10]</sup>提出分形树状网络是自然进化的结果,将分形网络引入了通道冷却技术中,与平行通道和蛇形通道相比,分形树状网络通道在流体流动和热对流方面具有更好的性能。CHEN Yongping等<sup>[11]</sup>利用哺乳动物循环和呼吸系统的分形模式设计了一种分形分支通道网,相较于传统并联网路,其传热能力更强,泵送功率更低。DENG Tao等<sup>[12]</sup>设计了一种用于冷却方形锂离子电池的叶状流道冷板结构,采用分形网络结构,模拟结果表明,分形流道的压降相比传统流道更小,温度分布更均匀。HE Ziqiang等<sup>[13]</sup>则通过遗传算法对仿生分形换热结构进行多目标优化,结果表明,优化后的传热结构功耗降低了15%,传热提高了2.4%,传热性能指数提高了17%。张甫仁等<sup>[14]</sup>使用正交试验研究了冷板内部不同的通道与阵列翅片组合形式、翅片大小对电池热管理的影响,结果表明,优化后的模型最高温度为39.99℃,平均温度降低0.93℃,同时,温度标准差和进出口压降分别降低0.09℃和494.68 Pa。

本研究提出的叶脉状仿生通道液冷板采用分形结构,冷板的结构参数(流道数量、宽度)和冷却剂流量之间存在相互影响,改变结构参数会直接影响冷却剂的流动,进而影响传热效果和散热性能。因此,对这两者进行耦合优化是必要的。通过正交试验极差法研究冷板的多参数耦合效应,全面了解

这些参数对冷板冷却性能的综合影响,更精准地优化冷板的冷却能力,为冷板的结构设计多参数耦合优化提供新的视角。

## 1 模型构建

### 1.1 电池充放电试验

本研究的电池是某款方形车用锂电池,电池基本参数见表1。采用如图1所示的电池温升试验平台对电池进行温升测试,将测温仪的4个K型热电偶粘贴在电池表面,用于测试电池表面的温度,点1和点2分别放置在正极和负极附近,点3位于蓄电池中心,点4位于蓄电池底部附近<sup>[15]</sup>。将电池用隔热棉包裹,置于箱内温度为25℃的恒温恒湿箱内,然后分别以6种不同电流(15、20、25、30、35、40 A)放电20 min,放电截止电压为2.7 V,每20 s记录一次电池温度<sup>[16]</sup>,电池温升数据如图2所示。

表1 电池相关参数

参数	标称值
额定电压/V	3.7
额定电流/Ah	30
电池质量/g	550
内阻/mΩ	1
尺寸/mm	160×160×9
密度 $\rho_b$ /(kg/m <sup>3</sup> )	2 049
导热系数 $k_b$ /[W/(m·°C)]	5
比热容 $C_p$ /(kg·K)	410

### 1.2 产热模型

参考BERNARDI<sup>[15]</sup>产热理论,计算电池在放电过程中的产热与吸热,如式(1)和式(2)所示:

$$Q_1 = I^2 R_j + IT(\partial U_{ocv}/\partial T)。 \quad (1)$$

$$Q_2 = mC_p(dT/dt)。 \quad (2)$$

式中: $U$ 为电池的工作电压, $U_{ocv}$ 为开路电压; $I$ 为电池的工作电流; $m$ 为质量; $C_p$ 为比热容; $dT/dt$ 为温度变化率。

电池在绝热条件下放电时, $Q_1$ 与 $Q_2$ 相同。根据图2收集不同放电倍率下的电池温升数据,得到电

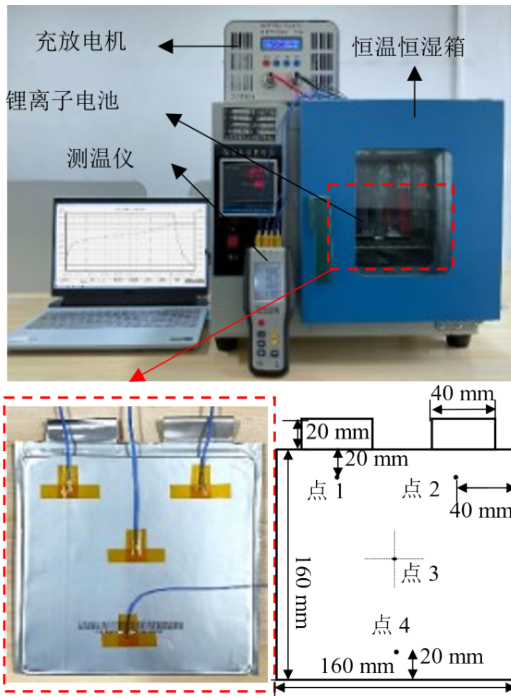


图 1 温升试验平台

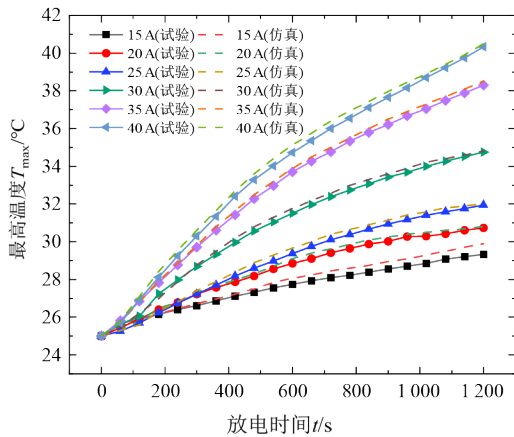


图 2 不同放电电流试验与仿真温升曲线

流  $I$  与温度变化率  $dT/dt$  的线性函数关系，得到拟合式 (3)。

$$\frac{dT}{dt} = 4.435 \times 10^{-6} I^2 + 1.426 \times 10^{-4} I \quad (3)$$

拟合式的斜率为  $R/mC_p$ ，将表 1 的数据代入得  $C_p=410 \text{ kg}\cdot\text{K}$ ，得到电池的产热如式(4)所示。

$$Q = mC_p (dT/dt) = 1.00 \times 10^{-3} I^2 + 3.22 \times 10^{-2} I \quad (4)$$

得到电池的单位体积产热如式 (5) 所示。

$$q = Q/V = 4.34I^2 + 140I \quad (5)$$

根据上述产热模型对电池的热特性进行仿真建模，并假设电池是各向异性均匀固体，热量均匀产

生，不受电流方向的影响。

仿真结果如图 2 和图 3 所示，由图 2 可知，电池的温度随着放电倍率的提升而升高，且由试验所得的温升曲线与仿真所得温升曲线吻合度较高，本文便以该仿真模型进行后续研究。由图 3 可知，电池的高温区域集中在电极附近的区域，且电池中部温度高于边缘温度。

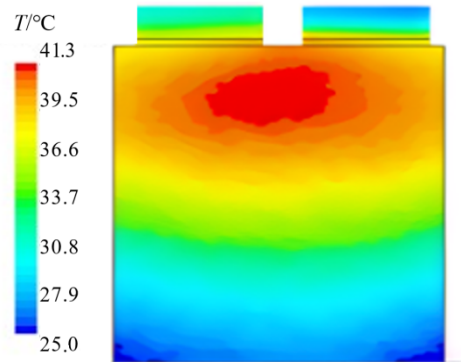


图 3 1.5 C 放电下电池温度分布云图

### 1.3 冷板设计

自然界中的分枝系统，例如树冠、植物根系和植物叶脉等在水分的传输方面具有极为高效的传输方式，是一种实现能量最小化的优化结果，因此，植物叶脉是一个有效的微通道网络，可以根据该特性设计适合于动力电池的液体冷却板。

本文利用典型的植物叶脉结构的分布形式，并使用准分形设计方法设计出一种叶脉状仿生通道冷板，该结构的设计目的是在降低电池温度的同时减小冷板进出口的压降，从而降低冷却液流动的能量消耗。冷板设计构型如图 4 所示，冷板的长和宽均为 160 mm，厚度为 4 mm，进出口流道宽度为 10 mm，初始分支流道宽度为 6 mm，厚度为 2 mm。

## 2 传热数值模型构建与试验验证

### 2.1 初始边界条件

在本研究中，使用流体力学软件 STAR-CCM+ 对模型进行网格划分并进行数值求解，使用元素更多，计算速度更快的多面体网格以获得准确的结果。电池与冷板的网格模型如图 5 所示。

选择铝作为冷板的材料，冷却液选择浓度为

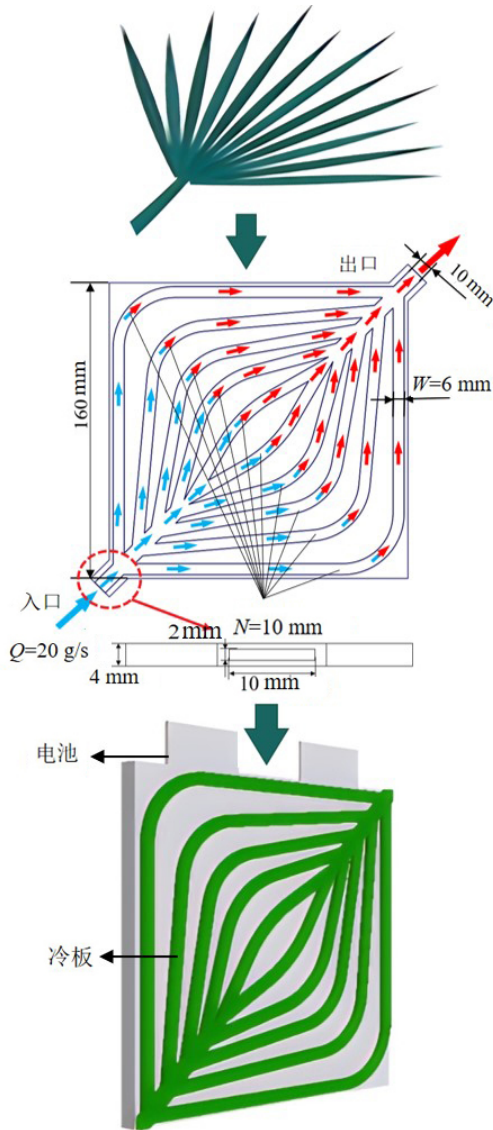


图 4 植物叶脉与仿生冷板

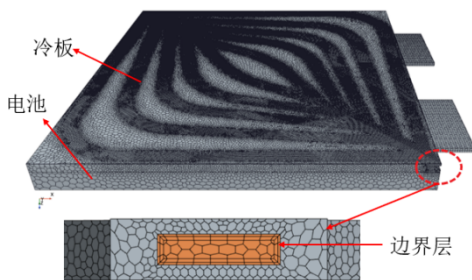


图 5 电池与冷板的网格模型

50%的乙二醇溶液,即仿真软件中的固体域材料选择铝,流体域选择冷却液。冷却液和铝的参数见表2。

电池冷却系统的初始条件如下:

表 2 冷却液和铝的特性

参数	铝	50%浓度乙二醇
比热容 $C_p/(J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$	903.0	3 300.0
导热系数 $k/(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	237.0	0.384
动力粘度 $\mu/(Pa \cdot s)$		$3.39 \times 10^{-4}$
密度 $\rho/(kg/m^3)$	2 702.0	1 071.11

1) 在冷却液的传递过程中,其流量和热量一直保持稳定状态;

2) 冷却液不可压缩,固体区域具有恒定的热物理性质;

3) 冷却液的入口温度与环境温度均为  $25^\circ C$ ;

4) 入口设置为质量流量入口,出口设置为压力出口,出口压力默认为  $0 Pa$  [8];

5) 对电池生热模拟使用体积热源,根据产热公式(5),电池以  $1.5 C$  放电时加热面上的恒定热通量  $j$  为  $5 781 W/m^2$ ;

6) 液冷板除发热面外的表面与环境之间的热传导率为  $5 W/m^2$ ,忽略热辐射,具体边界值见表3。

表 3 边界条件

边界条件	值/条件
环境温度/ $^\circ C$	25
热通量 $j/(W/m^2)$	5 781
初始入口流量/(g/s)	20
出口压力/Pa	0
边界条件	自由对流

## 2.2 控制方程

基于上文的条件,数值模型的控制方程可以写为 [14]:

质量守恒:

$$\nabla \cdot (\rho_1 u) = 0. \quad (6)$$

动量守恒:

$$(u \cdot \nabla) \rho_1 u = -\nabla p + \mu \nabla^2 u. \quad (7)$$

流体域的能量方程为:

$$u \cdot \nabla T = \frac{\lambda_1}{\rho_1 C_p} \nabla^2 T. \quad (8)$$

固体域的能量方程为:

$$\nabla^2 T = 0. \quad (9)$$

式中:  $u$  为冷却液的速度;  $\rho_1$  为冷却液的密度;  $\Delta p$

为液冷板进出口压降； $\mu$  为冷却液的动力粘度； $\lambda_l$  为冷却液的导热系数，在 25 °C 时冷却液的导热系数为 0.384； $C_p$  为冷却液的比热容。

入口处的雷诺数定义为：

$$Re = \frac{\rho_l u D_h}{\mu} \quad (10)$$

冷却剂的入口质量流量为 20 g/s，相应的雷诺数为 1 263.72，小于 2 300 的湍流边界值<sup>[11]</sup>。

对流传热系数：

$$h_{avg} = \frac{j}{A(T_{avg} - T_{in})} \quad (11)$$

特征长度：

$$D_h = \frac{4A}{S} \quad (12)$$

式中： $T_{avg}$ 、 $T_{in}$  分别为热源表面的平均温度和冷却液入口温度； $j$  为热源表面的热通量； $A$  为冷板流道入口横截面积； $D_h$  冷板流道入口的特征长度； $S$  为入口截面周长。

在本节中，将研究新型冷却板的散热性能。数值计算模型不包括电池和热源，以简化模拟。因此，在 1.5 C 下放电的电池的表面发热率 ( $Q=5\ 781\ \text{W/m}^2$ ) 被用作冷却板的热源，并且被施加到冷却板，冷却液温度和环境温度等于 25 °C。

### 2.3 网格独立性测试

基于上述初始条件和边界条件，将模型的体积网格数控制在 176 469~1 242 621 个之间，对体积网格数进行了严格的独立测试，以获得精确的模拟结果，如图 6 所示。得出结论，体积网格数对  $T_{max}$  与  $\Delta p$  影响很弱。为节省计算时间，选择具有 435 381 个单元的网格模型进行进一步研究。

## 3 结果与讨论

### 3.1 正交试验设计

正交试验是一种多因素、多水平研究的试验方法，也是一种高效、快速、经济的设计方法<sup>[17]</sup>。根据正交性，从综合检验中选取分散性均匀、均匀性和可比性较好的代表性点进行检验。考虑到液冷板散热性能受多种因素的影响，本文重点研究了通

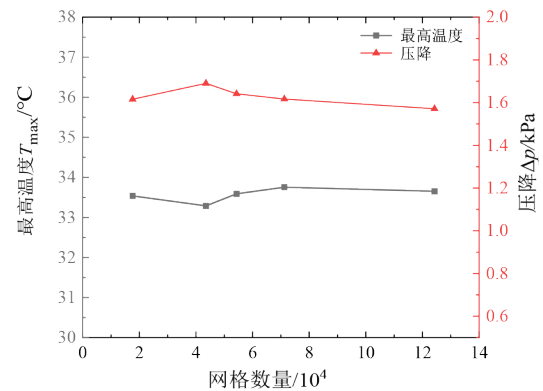


图 6 网格独立性测试

道数 ( $N$ )、通道宽度 ( $W$ ) 和进口质量流量 ( $Q$ ) 对电池最高温度 ( $T_{max}$ )、电池平均温度 ( $T_{avg}$ )、电池温度标准差 ( $\Delta T$ ) 和冷却剂压降 ( $\Delta p$ ) 的影响。本节进行三因素四水平正交试验，正交表选择为 L16.4.3，正交试验因子水平见表 4。以  $T_{max}$ 、 $T_{avg}$  和  $\Delta T$  作为评价热性能的指标，以  $\Delta p$  作为评价液冷板功率损失的指标。

表 4 正交因子和水平表

水平	通道数量 $N$	通道宽度 $W/\text{mm}$	质量流量 $Q/(\text{g/s})$
1	6	5	15
2	8	6	20
3	10	7	25
4	12	8	30

正交试验方案及结果见表 5。16 种方案的电池表面温度等值线如图 7 所示。

由图 7 可知，16 种方案的温度分布趋势是一致的，电池最低温度位于液冷板入口附近，随着冷却液流向冷板出口，温度逐渐升高。下文将对叶脉状冷板对电池散热性能的影响进行更详细的讨论。

### 3.2 正交试验极差分析

对 16 个正交试验方案得到的最高温度  $T_{max}$ 、平均温度  $T_{avg}$ 、表面温差  $\Delta T$  和压降  $\Delta p$  进行极差分析。采用正交试验结果的范围  $\varphi$  来评价各因素对液冷板散热性能和功率损耗的影响，同时可以得到最优的通道结构参数。极差分析结果见表 6，其中， $k_i$  为各因素的第  $i$  水平试验结果 ( $i=1, 2, 3, 4$ )， $K_i$  为

表 5 正交模拟试验结果

样本	$N$	$W/mm$	$Q/(g/s)$	$T_{max}/^{\circ}C$	$T_{avg}/^{\circ}C$	$\Delta T/^{\circ}C$	$\Delta p/kPa$
1	6	5	15	35.52	33.25	2.08	0.784
2	6	6	20	33.85	31.69	1.74	1.142
3	6	7	25	32.77	30.69	1.55	1.562
4	6	8	30	31.91	29.95	1.38	2.012
5	8	5	20	32.64	31.02	1.55	1.166
6	8	6	15	34.95	32.74	2.07	0.690
7	8	7	30	31.09	29.42	1.22	2.061
8	8	8	25	32.09	30.15	1.47	1.476
9	10	5	25	32.52	29.75	1.29	1.674
10	10	6	30	31.19	29.12	1.11	2.123
11	10	7	15	34.22	32.09	1.94	0.660
12	10	8	20	32.73	30.66	1.59	1.026
13	12	5	30	30.56	28.90	1.13	2.061
14	12	6	25	31.18	29.52	1.25	1.565
15	12	7	20	32.39	30.36	1.53	1.053
16	12	8	15	33.83	31.54	1.87	0.640

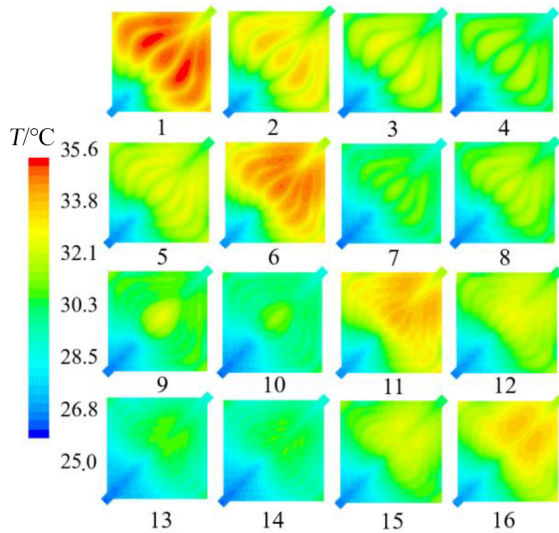


图 7 16 种方案电池表面温度云图

各因素下对应水平的评价指标之和,  $m_i$  为同一水平因素下各评价指标的平均值,  $n$  为水平数<sup>[18]</sup>。对于本研究, 平均值  $m_i$  越小越好。此外,  $\varphi$  为各因子对应的  $m_i$  的最大值与最小值之差, 极值差越大表示对应因子对评价指标的影响越大。正交试验的基本公式为:

$$K_i = \sum k_i \quad (13)$$

$$m_i = \frac{1}{n} K_i \quad (14)$$

$$\varphi = \max(k_i) - \min(k_i) \quad (15)$$

表 6 极差分析结果

评价指标	通道数量 $N$	通道宽度 $W/mm$	质量流量 $Q/(g/s)$	
最高温度 $T_{max}/^{\circ}C$	$k_{i1}$	33.513	32.810	34.630
	$k_{i2}$	32.693	32.793	32.903
	$k_{i3}$	32.665	32.617	32.140
	$k_{i4}$	31.990	32.640	31.188
	$\varphi$	1.523	0.193	3.442
平均温度 $T_{avg}/^{\circ}C$	$k_{i1}$	31.395	30.730	32.405
	$k_{i2}$	30.833	30.768	30.933
	$k_{i3}$	30.405	30.640	30.027
	$k_{i4}$	30.080	30.575	29.348
	$\varphi$	1.315	0.193	3.057
表面温差 $\Delta T/^{\circ}C$	$k_{i1}$	1.688	1.512	1.990
	$k_{i2}$	1.577	1.542	1.603
	$k_{i3}$	1.482	1.560	1.390
	$k_{i4}$	1.445	1.577	1.210
	$\varphi$	0.243	0.065	0.780
压降 $\Delta p/kPa$	$k_{i1}$	1.375	1.421	0.694
	$k_{i2}$	1.348	1.380	1.097
	$k_{i3}$	1.371	1.334	1.569
	$k_{i4}$	1.330	1.288	2.064
	$\varphi$	0.045	0.133	1.370

由表 6 可知, 各因素对最高温度  $T_{max}$  的影响顺序为:  $\varphi Q > \varphi N > \varphi W$ , 即各因素对  $T_{max}$  的影响程度为:  $Q > N > W$ , 在以最高温度最低为优化目标的情况下, 参数的最佳组合为:  $Q=30 \text{ g/s}$  ( $T_{max}=31.188 \text{ }^{\circ}C$ ),  $N=12$  ( $T_{max}=31.990 \text{ }^{\circ}C$ ),  $W=7 \text{ mm}$  ( $T_{max}=32.617 \text{ }^{\circ}C$ ); 对平均温度  $T_{avg}$  的影响顺序为:  $\varphi Q > \varphi N > \varphi W$ , 即各因素对  $T_{avg}$  的影响程度为:  $Q > N > W$ , 在以平均温度最低为优化目标的情况下, 参数的最佳组合为:  $Q=30 \text{ g/s}$  ( $T_{avg}=29.348 \text{ }^{\circ}C$ ),  $N=12$  ( $T_{avg}=30.080 \text{ }^{\circ}C$ ),  $W=8 \text{ mm}$  ( $T_{avg}=30.575 \text{ }^{\circ}C$ ); 对表面温差  $\Delta T$  的影响顺序为:  $\varphi Q > \varphi N > \varphi W$ , 即各因素对  $\Delta T$  的影响程度为:  $Q > N > W$ , 在以表面温差最低为优化

目标的情况下，参数的最佳组合为： $Q=30\text{ g/s}$  ( $\Delta T=1.210\text{ }^\circ\text{C}$ )， $N=12$  ( $\Delta T=1.445\text{ }^\circ\text{C}$ )， $W=5\text{ mm}$  ( $\Delta T=1.512\text{ }^\circ\text{C}$ )；对压降  $\Delta p$  的影响顺序为： $\varphi Q > \varphi W > \varphi N$ ，即各因素对  $\Delta T$  的影响程度为： $Q > W > N$ ，在以压降最低为优化目标的情况下，参数的最佳组合为： $Q=15\text{ g/s}$  ( $\Delta p=0.694\text{ kPa}$ )， $N=12$  ( $\Delta p=1.330\text{ kPa}$ )， $W=8\text{ mm}$  ( $\Delta p=1.288\text{ kPa}$ )。经上述分析，质量流量  $Q$  和通道数量  $N$  是影响冷板冷却性能的主要因素，通道宽度  $W$  是次要因素，下文将对这 3 个因素进一步讨论。

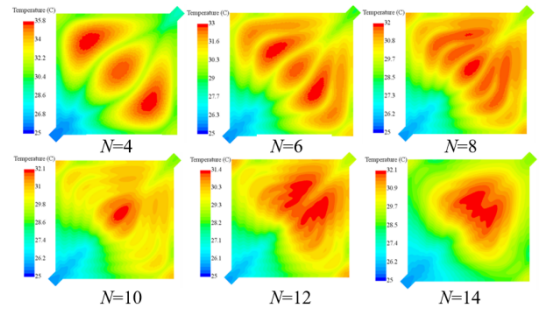
### 3.3 正交试验结果分析

#### 3.3.1 通道数量的影响

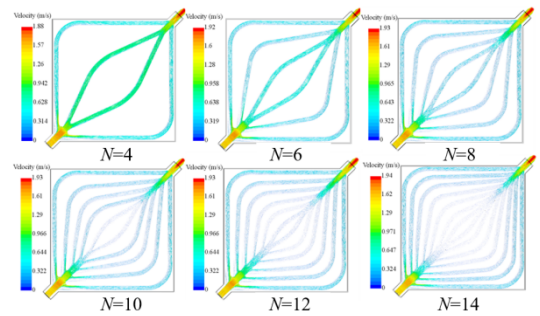
具有不同通道数量的叶脉状冷板如图 8 所示，进出口通道横截面长 8 mm，宽 2 mm，分枝通道横截面长 6 mm，宽 2 mm，其中入口处的冷却液质量流量为 20 g/s。

图 5a、b 分别为冷板表面温度云图和内部流道流量分布图，显然通道数量  $N=12$  时，温度和流量分布得更均匀。图 8c 比较了在相同条件下通道数量对仿生型冷板最高温度  $T_{\max}$  和平均温度  $T_{\text{avg}}$  的影响。结果表明，通道数量在 4~12 之间，随着通道数量的增加，冷板的最高温度和平均温度越低，但是当通道数量增加到 14 时，冷板的最高温度和平均温度介于 10 通道和 12 通道之间。由图 8b、c、d 可知，通道数量在 4~12 之间，随着通道数量的增加，冷板内部通道流量分布得更均匀，这导致电池的平均温度降低，但是当通道数量增加到 14 时，中间流道的流量减少，这导致冷板中间的温度升高，冷板的表面温差变大。图 8d 的结果表明，随着通道数量的增加，冷板的压降越低，在一定范围内冷板表面的温差随着通道数量的增加呈下降趋势。当冷板的通道数量为 12 时，相较于 4 通道，最高温度降低了  $4.43\text{ }^\circ\text{C}$ ，平均温度降低了  $2.85\text{ }^\circ\text{C}$ ，压降降低了  $0.318\text{ kPa}$ ，表面温差降低了  $0.88\text{ }^\circ\text{C}$ ，12 通道冷板的综合性能最佳。此外，具有奇数通道的冷板因为其入口和出口直接连接，流液分布不均匀，综合性能较差，本文将不对其进行进一步分析。综上所述

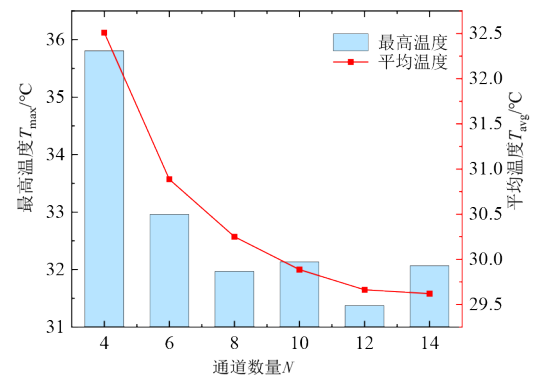
述，在一定范围内增加  $N$  的值可以提升冷板的散热性能，而  $N$  过多则会降低冷板的温度均匀性。



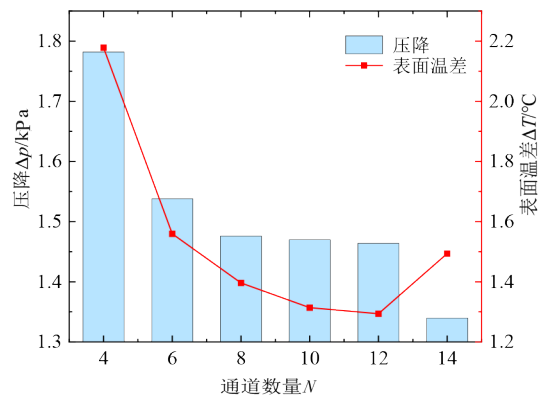
(a) 冷板表面温度云图



(b) 内部流道流量分布图



(c) 最高温度与平均温度变化



(d) 压降与表面温差变化

图 8 通道数量对冷板性能的影响

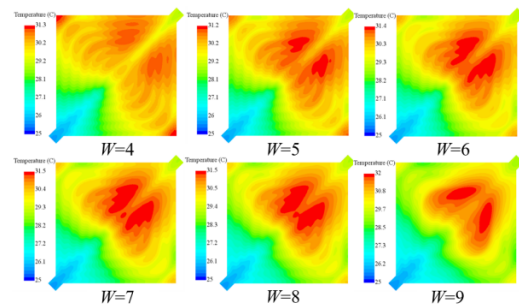
### 3.3.2 通道宽度的影响

具有相同通道数量,不同通道宽度的叶脉状冷板如图9所示,通道数量 $N=12$ ,进出口通道横截面长8 mm,宽2 mm,分枝通道横截面长度从4 mm增加到9 mm,宽2 mm,进口质量流量为 $Q=20$  g/s。图9a、b分别为冷板表面温度云图和内部流动流量分布趋势图,由图可知,当通道宽度 $W=5$  mm时,冷板的温度分布和流量分配相较于其他通道宽度下更均匀。由图9c可知,当通道宽度为5 mm时,冷板的最高温度 $T_{\max}$ 最低,并且通道宽度从5 mm逐渐增加到9 mm时,冷板的最高温度也从31.2 °C增加到了32.0 °C,最高温度数值随着通道宽度的增加呈上升趋势。当冷板宽度 $W$ 从4 mm逐渐增加到8 mm时,平均温度 $T_{\text{avg}}$ 呈下降趋势,冷板宽度为8 mm时,平均温度最低为29.61 °C,但是随着冷板宽度增加到9 mm,平均温度值反而有所上升。综合对比可知,冷板宽度对冷板平均温度的影响不明显,平均温度维持在29.6 °C附近,最高值和最低值的差值没有超过0.1 °C。由图9d可知,通道宽度对冷板压降的影响最为明显,压降 $\Delta p$ 值由4 mm的1.64 kPa下降到9 mm的1.35 kPa,降低了0.29 kPa,这表明增加液冷板流道宽度可以提高液体的流动性,减小流体在流动过程中的阻力,从而降低压降,降低泵功耗。随着通道宽度的增加,冷板表面温差呈上升趋势,综合考虑冷板的温度分布和压降变化,当 $W=8$  mm时,冷板的综合冷却性能较好。

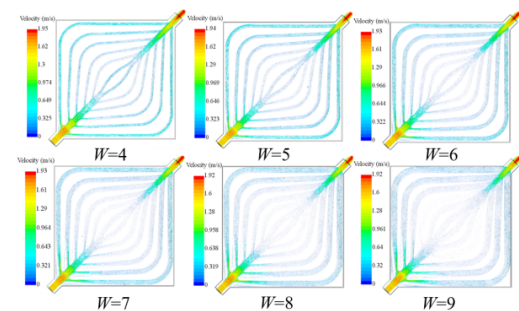
### 3.3.3 质量流量的影响

选取通道数量为12,通道宽度为8 mm的冷板分析质量流量对冷板平均性能的影响,质量流量的选取范围为10、15、20、25、30、35 g/s。

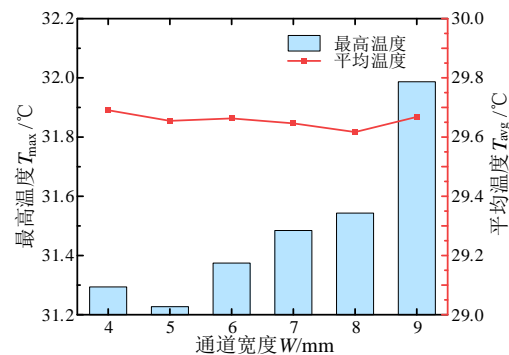
由图10可知,随着质量流量 $Q$ 的增加,最高温度和平均温度显著降低。 $Q$ 从10 g/s增加到35 g/s时, $T_{\max}$ 从36.20 °C下降到30.14 °C, $T_{\text{avg}}$ 从33.52 °C下降到28.44 °C。 $Q$ 越小,液冷板出口附近的积热就越大,从而降低电池的温度均匀性。而当 $Q$ 从30 g/s增加到35 g/s时, $T_{\max}$ 和 $T_{\text{avg}}$ 仅分别降低0.54 °C和0.44 °C,由此可以看出, $T_{\max}$ 和 $T_{\text{avg}}$ 的下降趋势随着 $Q$ 的进一步增加而逐渐减缓。然而,随着



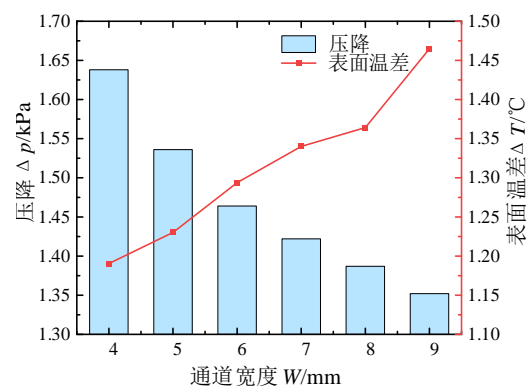
(a) 冷板表面温度云图



(b) 内部流动流量分布图



(c) 最高温度与平均温度变化

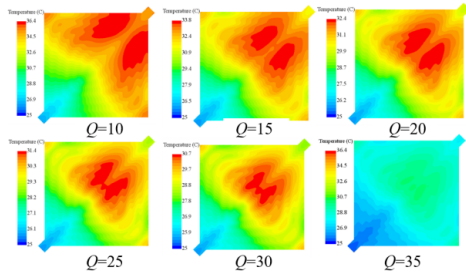


(d) 压降与表面温差变化

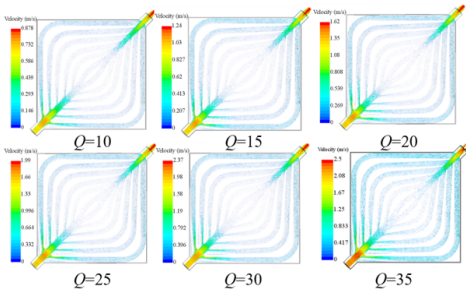
图9 通道宽度对冷板性能的影响

质量流量 $Q$ 从10 g/s增加到35 g/s,压降 $\Delta p$ 也显著增加,从10 g/s的0.34 kPa增加到2.32 kPa,这是由

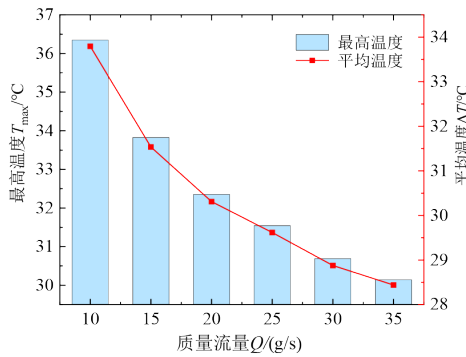
于增大质量流量会导致冷却液在冷板中的流动变得更加剧烈，液体与流道之间的摩擦阻力和动能损失增加，从而使压降增大。综合考虑，当质量流量  $Q=25\text{ g/s}$  时，可以使冷板的冷却能力相对较好。



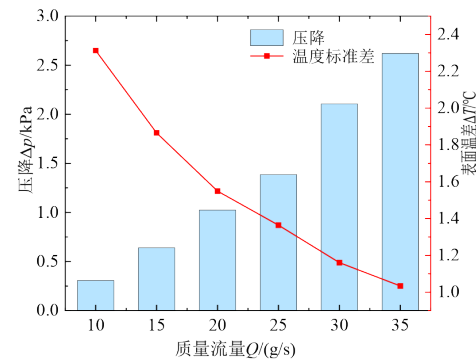
(a) 冷板表面温度云图



(b) 内部流道流量分布图



(c) 最高温度与平均温度变化



(d) 压降与表面温差变化

图 10 质量流量对冷板性能的影响

综合上述讨论结果，在通道数量为 12，通道宽度为 8 mm，质量流量  $Q=25\text{ g/s}$  时，冷板的综合性能最佳。

### 3.4 与传统 S 型流道对比

为验证哪种冷板具有更好的性能，本节结合上节优选出的叶脉状冷板结果，在相同仿真条件下，设置结构尺寸与叶脉状冷板相同的 S 型液冷板，进行对比试验，结果如图 11~12 所示。

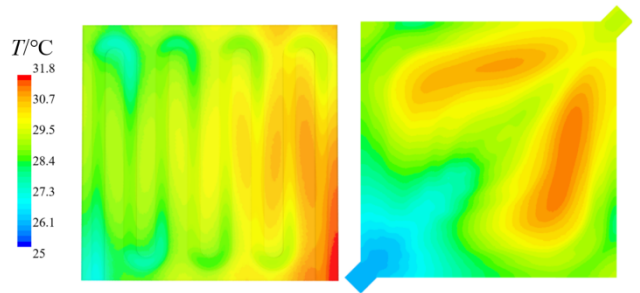


图 11 S 型冷板与叶脉状冷板温度云图对比

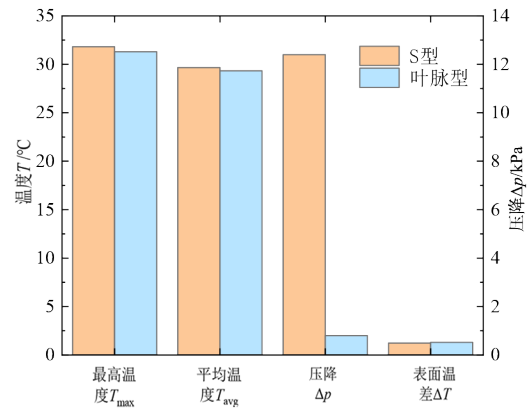


图 12 S 型冷板与叶脉状冷板仿真结果对比

由图 11 可知，S 型冷板的热量集中在出口附近，而叶脉状冷板的热量分布相对均匀。

在  $Q=25\text{ g/s}$  时，传统 S 型流道冷板的  $T_{max}$ 、 $T_{avg}$ 、 $\Delta T$  和  $\Delta p$ ，分别为  $31.81\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $29.66\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $1.23\text{ kPa}$  和  $12.57\text{ kPa}$ 。优化后的叶脉状冷板  $T_{max}$ 、 $T_{avg}$ 、 $\Delta T$  和  $\Delta p$ ，分别为  $31.39\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $29.47\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $1.32\text{ kPa}$  和  $1.48\text{ kPa}$ 。优化后的叶脉状冷板比 S 型流道冷板的  $T_{max}$  低了 1.32%， $T_{avg}$  低了 0.64%， $\Delta T$  高了 7.5%， $\Delta p$  低了 88.21%。

由图 12 可知，两种冷板在最高温度、平均温度和表面温差的差距较小，在压降上叶脉状冷板显

著低于S型冷板。叶脉状冷板采用分形设计,相较于S型冷板,冷却液在其内部分布更加均匀,流速更小,摩擦阻力更小,从而减小了冷板的压降。因此,这种叶脉状结构能以更小的压降获得更大的换热量。

#### 4 结论

根据电池的产热传递机理和内阻特性,在验证电池模型的基础上,采用三因素四水平正交试验对基于叶脉状仿生通道的电池热管理系统进行了仿真分析和试验验证,主要结论如下。

1) 优化后的叶脉状冷板比S型冷板的 $T_{\max}$ 低了1.32%, $T_{\text{avg}}$ 低了0.64%, $\Delta p$ 低了88.2%,因此,这种叶脉状结构能以更小的压降获得更大的换热量。

2) 正交试验极差分析表明,质量流量 $Q$ 和通道数量 $N$ 是影响冷板冷却性能的主要因素,通道宽度 $W$ 是次要因素,正交试验结果表明,所提出的叶脉状散热通道对电池的冷却是有效的。

3) 在一定范围内增加 $N$ 的值可以提升冷板的散热性能,而 $N$ 过多则会降低冷板的温度均匀性, $W$ 对压降的影响较大,对温度的影响较小, $Q$ 越小,冷板出口附近的积热就越大,从而降低电池的温度均匀性, $Q$ 超过一定值后,对 $T_{\max}$ 和 $T_{\text{avg}}$ 的影响减弱,并使 $\Delta p$ 迅速增大。

文中仅考虑了 $N$ 、 $W$ 、 $Q$ 三个因素对冷板冷却性能的影响,后续将考虑更多的影响因素并结合多目标优化算法进行全局优化,设计出综合冷却性能更佳的叶脉状冷板。

#### 参考文献 (References)

- [1] 李顶根,邹时波,徐鹏,等.不同热管理方案下锂离子电池模组温度特性分析[J].汽车工程学报,2020,10(2):98-106.  
LI Dinggen, ZOU Shibo, XU Peng, et al. Analysis of Temperature Characteristics of Lithium-Ion Battery Modules Under Different Thermal Management Schemes [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2020, 10(2):98-106. (in Chinese)
- [2] 王毅军,周舟,李军.锂离子电池热管理技术[J].新能源进展,2023,11(1):54-62.  
WANG Yijun, ZHOU Zhou, LI Jun. Thermal Management Techniques for Lithium-Ion Batteries [J]. Advances in New and Renewable Energy, 2023, 11(1):54-62. (in Chinese)
- [3] 陈昊鹏,张天时,林晓东,等.应用于动力电池热管理的重力型热管仿真研究[J].汽车工程学报,2023,13(1):54-63.  
CHEN Haopeng, ZHANG Tianshi, LIN Xiaodong, et al. Simulation Study of Gravity Heat Pipe for Power Battery Thermal Management [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2023, 13(1):54-63. (in Chinese)
- [4] 刘念,张世义.车用锂离子电池散热技术综述[J].汽车文摘,2023(2):15-19.  
LIU Nian, ZHANG Shiyi. Review on Heat Dissipation Technologies of Lithium-Ion Batteries for Vehicles [J]. Automotive Digest, 2023(2):15-19. (in Chinese)
- [5] 许炫皓,李军.车用锂离子电池热管理研究进展[J].汽车文摘,2022(10):30-35.  
XU Xuanhao, LI Jun. Research Progress on Thermal Management of Automotive Lithium-Ion Batteries for Vehicles [J]. Automotive Digest, 2022(10):30-35. (in Chinese)
- [6] 李妮檉,胡广地,李雨生.电池热管理系统散热结构的设计和仿真[J].机械制造与自动化,2020,49(3):90-93,97.  
LI Nihui, HU Guangdi, LI Yusheng. Design and Simulation of Heat Dissipation Structure of Battery Management System [J]. Machine Building & Automation, 2020, 49(3):90-93,97. (in Chinese)
- [7] 刘家良,赵知辛,黄鸣远,等.泡沫金属-PCM-液冷复合方式下动力电池散热分析[J].新能源进展,2022,10(1):80-86.  
LIU Jialiang, ZHAO Zhixin, HUANG Mingyuan, et al. Analysis of the Heat Dissipation of Power Battery Under the Composite Mode of Metal Foam-PCM-Liquid Cooling [J]. Advances in New and Renewable Energy, 2022, 10(1):80-86. (in Chinese)
- [8] 李隆键,李维平,崔文智.一种用于动力电池热管理的均温液冷板[J].汽车工程学报,2019,9(6):413-416.  
LI Longjian, LI Weiping, CUI Wenzhi. A Novel Liquid Cold Plate with Temperature Uniformity for Thermal Management of Power Battery Module [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2019, 9(6):413-416. (in Chinese)

- [9] 何倩. 基于液体冷却的锂离子动力电池散热结构研究 [D]. 成都: 西华大学, 2022.  
HE Qian. Research on Heat Dissipation Structure of Lithium-Ion Power Battery Based on Liquid Cooling [D]. Chengdu: Xihua University, 2022. (in Chinese)
- [10] BEJAN A, LORENTE S. The Constructal Law and the Evolution of Design in Nature [J]. Physics of Life Reviews, 2011, 8(3): 209–240.
- [11] CHEN Yongping, CHENG Ping. Heat Transfer and Pressure Drop in Fractal Tree-Like Microchannel Nets [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(13): 2643–2648.
- [12] DENG Tao, RAN Yan, YIN Yanli, et al. Multi-Objective Optimization Design of Thermal Management System for Lithium-Ion Battery Pack Based on Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm II [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 164: 114394.1–114394.11.
- [13] HE Ziqiang, YAN Yunfei, ZHAO Ting, et al. Multi-Objective Optimization and Multi-Factors Analysis of the Thermal/Hydraulic Performance of the Bionic Y-Shaped Fractal Heat Sink [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 195: 117157.1–117157.10.
- [14] 张甫仁, 鲁福, 吴博, 等. 内部结构组合形式优化对冷板冷却性能的影响 [J]. 汽车安全与节能学报, 2022, 13(2): 368–377.  
ZHANG Furen, LU Fu, WU Bo, et al. Effect of Internal Structure Combination Optimization on Cooling Performance of Cold Plate [J]. Journal of Automotive Safety and Energy, 2022, 13(2): 368–377. (in Chinese)
- [15] BERNARDI D, PAWLIKOWSKI E, NEWMAN J. A General Energy Balance for Battery Systems [J]. Journal of the Electro-chemical Society, 1985, 132(1): 5–12.
- [16] MANIKANDAN B, YAP C, BALAYA P. Towards Understanding Heat Generation Characteristics of Li-Ion Batteries by Calorimetry, Impedance, and Potentiometry Studies [J]. Journal of the Electrochemical Society, 2017, 164(12): A2794–A2800.
- [17] 王靖宇, 严伟, 李颂, 等. 电动汽车电池冷板微小通道结构优化研究 [J]. 汽车工程, 2020, 42(5): 672–680.  
WANG Jingyu, YAN Wei, LI Song, et al. Research on Microchannel Structure Optimization of Electric Vehicle Battery Cold Plate [J]. Automotive Engineering, 2020, 42(5): 672–680. (in Chinese)
- [18] PAN Chaofeng, TANG Qiming, HE Zhigang, et al. Structure Optimization of Battery Module with a Parallel Multi-Channel Liquid Cooling Plate Based on Orthogonal Test [J]. Journal of Electrochemical Energy Conversion and Storage, 2020, 17(2): 021104.1–021104.8.

#### 作者简介



许重阳 (1996–), 男, 安徽泗县人, 硕士研究生, 主要研究方向为车用锂离子电池热管理系统。

E-mail: chongyangxv@163.com

#### 通信作者



詹森 (1986–), 男, 湖北十堰人, 博士, 讲师, 主要研究方向为汽车电控软件开发、新能源汽车动力传动系统性能分析, 以及基于模型的软件开发方法。

E-mail: fishjason@163.com