XXXX

相位调控与波长非对称波纹液冷板热流性能研究

邱培桀，王永泉，张嘉豪，曹占龙，乔润国
（湖北汽车工业学院 汽车智能制造学院，湖北 十堰 442002）

摘 要：针对高功率密度动力电池在高倍率放电工况下散热能力不足、温度均匀性差的问题，建立电池液冷板三维共轭传热模型，在雷诺数(*Re*) 272~2445研究范围内，以直流道(SC)为基准，系统对比了对称波纹(SWC)、反相波纹(IPWC)、错相波纹(PSWC)及波长非对称波纹(WAWC)液冷板的热流综合性能。通过相位调控和波长非对称两种强化策略，结合熵产理论，揭示了不同强化策略传热与阻力的权衡关系及其随雷诺数的演变规律。结果表明，不同流道结构的综合热流性能随*Re*呈现不同变化特征。*Re* = 815时PSWC获得最高性能评价准则(PEC) 1.399；*Re* = 1902和2445时WAWC的PEC分别为1.348和1.320，高于对应工况下PSWC的1.313和1.288。与PEC评价结果不同，WAWC在全部研究*Re*工况下均具有最高的面积优度因子(*j*/*f*)，其相对SC的增幅为5.88%~28.51%，表明其在换热强化与流动阻力之间具有较稳定的匹配特征。熵产分析进一步揭示，PSWC在强化换热的同时伴随较高的摩擦不可逆损失，而WAWC在较高换热水平下具有较低的摩擦不可逆损失。此外，波长非对称比对WAWC热流性能呈非单调影响，据此基于CFD数据建立包含非对称比二次项的经验关联式，可用于本文参数范围内*Nu*和*f*的初步估算。

关键词：动力电池；电池热管理系统；波纹冷板；强化传热；熵产分析
doi：10.19799/j.cnki.2095-4239.2026.0790
中图分类号：TK 124　　文献标志码：A　　文章编号：2095-4239（XXXX）XX-1-13

Thermo-Hydraulic Performance of Phase-Shifted and Wavelength-Asymmetric Corrugated Cooling Plates

QIU Peijie, WANG Yongquan, ZHANG Jiahao, CAO Zhanlong, QIAO Runguo
(School of Automotive Intelligent Manufacturing, Hubei University of Automotive Technology, Shiyan, Hubei 442002, China)

Abstract: Aiming to address insufficient heat dissipation and poor temperature uniformity of high-power-density power batteries under high-rate discharge, a three-dimensional conjugate heat transfer model of a battery liquid cooling plate was established. Over a Reynolds number (*Re*) range of 272~2445, four corrugated-channel configurations, namely symmetric wavy channel (SWC), inverse-phase wavy channel (IPWC), phase-shifted wavy channel (PSWC), and wavelength-asymmetric wavy channel (WAWC), were compared against a straight channel (SC). The two enhancement strategies were analyzed using entropy generation theory to reveal the trade-off between heat transfer and flow resistance and its evolution with

收稿日期：2026-09-08；修改稿日期：2026-09-25。
基金项目：中国国家自然科学基金（52072116）；湖北省自然科学基金（2025AFB922）；湖北省高校优秀青年和中青年科技创新团队计划项目（T2022027）；湖北省农业机械装备研发制造推广应用一体化项目（202507、202514）。
第一作者：邱培桀（2002—），男，硕士生（在读），研究方向新能源动力电池热管理，E-mail：1046714044@qq.com；通信作者：王永泉（1979—），副教授，研究方向为智能制造装备设计技术、机械产品设计技术，E-mail：30099516@qq.com。
引用本文：邱培桀, 王永泉, 张嘉豪, 等. 相位调控与波长非对称波纹液冷板热流性能研究[J]. 储能科学与技术, XXXX, XX(XX): 1-13.
Citation：QIU Peijie, WANG Yongquan, ZHANG Jiahao, et al. Thermo-Hydraulic Performance of Phase-Shifted and Wavelength-Asymmetric Corrugated Cooling Plates[J]. Energy Storage Science and Technology, XXXX, XX(XX): 1-13.

Re. The results show that the thermo-hydraulic performance of different channel configurations exhibits distinct variations with *Re*. At *Re* = 815, the PSWC achieves the highest PEC of 1.399. At *Re* = 1902 and 2445, the PEC values of the WAWC are 1.348 and 1.320, respectively, higher than those of the PSWC, which are 1.313 and 1.288, respectively. In contrast to the PEC results, the WAWC exhibits the highest *j/f* over the entire investigated Re range, with increases of 5.88%~28.51% relative to the SC, indicating a relatively stable balance between heat transfer enhancement and flow resistance. Entropy generation analysis further reveals that PSWC achieves enhanced heat transfer at the expense of relatively high frictional irreversible losses, whereas WAWC exhibits lower frictional irreversible losses while maintaining a higher level of heat transfer. In addition, the wavelength asymmetry ratio has a non-monotonic effect on the thermal-hydraulic performance of WAWC. Accordingly, an empirical correlation incorporating the quadratic term of the asymmetry ratio was established based on the CFD data, which can be used for preliminary estimation of *Nu* and *f* within the parameter range investigated in this study.

Keywords: power battery; battery thermal management; corrugated cold plate; heat transfer enhancement; entropy generation analysis

随着新能源汽车与高功率密度动力电池的快速发展，高负载工况下动力电池的热管理(Battery Thermal Management System, BTMS)面临更高要求[1]。锂离子电池(Lithium-Ion Battery, LIB) 因具有较高能量密度和较长循环寿命，已广泛应用于新能源汽车动力电池系统[2]；然而高倍率放电工况下电池持续产热易导致热量累积，引起温升、性能衰减及热安全风险。因此，亟需开发适用于高负载工况的高效BTMS。

动力电池热管理方式主要包括空气冷却、相变材料(Phase Change Material, PCM)冷却以及液冷[3]。液冷因冷却介质导热系数高、热容量大而具备更强的散热能力，已广泛应用于高能量密度电池系统中[4]。液冷系统主要包括直接浸没式和间接式两类，其中间接液冷具有结构紧凑、可靠性高和设计灵活等优势，应用较广。

间接液冷中强化换热与泵功消耗相互制约，相关研究多围绕流道结构优化展开。仿生拓扑结构可增强流动扰动、改善换热，但复杂几何增加了制造难度[5-7]。相比之下，具有规则几何和较低加工难度的波纹流道更易于工程制造。唐程波等[8]发现低频率、低振幅的正弦流道有利于电池散热，增加交错流次数可进一步降低最高温度和温差。Akbarzadeh等[9]发现对称波纹流道中黏性熵产集中于狭窄区域，使压力损失增大并可能抵消部分传热增益；Zhu等[10]指出波纹流道波谷的不利压力梯度会加剧动量耗散。Zhang等[11]发现非对称结构可改变局部流动惯性、强化速度场与温度场耦合作用，使努塞尔数最高提高44.3%。Saleh和Jaffal[12]比较了多通道冷板中波纹、锯齿形及梯形结构的换热性能，但研究主要集中于截面形状变化，未考虑相位调控和波长非对称影响。Liu等[13]对非对称波纹流道冷板进行了优化研究，但不同非对称策略与相位调控方式在统一条件下的对比研究仍较少。

综上可见，现有波纹流道研究多聚焦波幅非对称、截面形状与壁面相位关系，其非对称作用集中于流道截面或垂直于主流方向；且相位调控与非对称两类策略多被独立研究，其在统一条件下的热流性能差异、随*Re*变化的适用规律及不可逆损失机理尚缺少系统定量认识。针对上述问题，本文构建液冷板(Liquid Cooling Plate, LCP)三维共轭传热模型，在相同边界条件下，以直流道(Straight Channel，SC)为基准对比对称(Symmetric Wavy Channel，SWC)、反相(Inverse-phase Wavy Channel，IPWC)、错相(Phase-shifted Wavy Channel，PSWC)与波长非对称(Wavelength-Asymmetric Wavy Channel, WAWC)四种波纹流道，结合性能评价准则(Performance Evaluation Criterion, PEC)、面积优度因子(*j/f*)及熵产理论，三个层面揭示不同结构的性能演化规律。在此基础

上，进一步分析波长非对称比对热流性能的影响，并建立WAWC传热与阻力关联式，为不同运行工况下液冷板的结构选择与优化设计提供依据。

1 数值模型与方法

1.1 物理模型

如图1所示，所建立的电池热管理系统物理模型由24个磷酸铁锂(Lithium Iron Phosphate，LFP)电池组成，额定容量为230 Ah(表1)，LCP通过1 mm厚的导热硅胶层与电池模块连接。考虑电池组件沿z方向的几何及热边界对称性，计算区域选取整个组件的一半。电池模块整体尺寸为544 mm (L) × 430 mm (W) × 211 mm (H)。LCP厚度8 mm (H_p)，冷却液由入口集流腔分配至多条并联蛇形流道，并在流道末端汇流至出口。流道入口截面尺寸为20 mm (W_{in}) ×6 mm (H_{ch})，单个流道的无波纹基准宽度为9 mm (W_{ch})。波纹结构设置于沿流动方向长度为360 mm (L_{ch})的流道设计域内。计算区域包括电池、导热硅胶层、LCP固体区域以及冷却液流体区域。

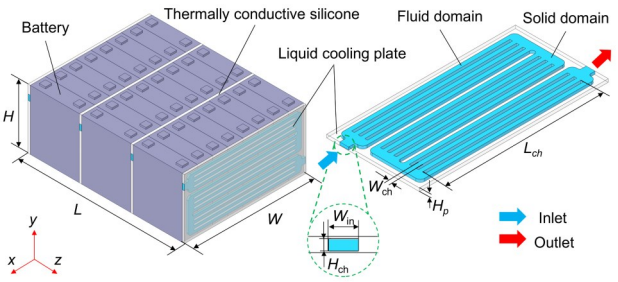

图1 电池热管理系统物理模型

Fig. 1 Physical Model of the Battery Thermal Management System

SC作为基准结构(图1)，各波纹流道的入口截面尺寸、无波纹基准流道宽度及波纹设计段长度保持一致，仅对流道内壁面的波纹形态、上下壁面相位关系及沿程波长分配进行调整。取流动方向为x轴，以无波纹状态下的流道下壁面基准位置为y_l = 0，上壁面基准位置为$y_u = W_{ch}$。波纹壁面均表示为相对于各自基准位置的横向波形偏移描述，四种波纹结构如图2所示。

对于SWC，上下壁面具有相同的波形和相位，其位置分别表示为：

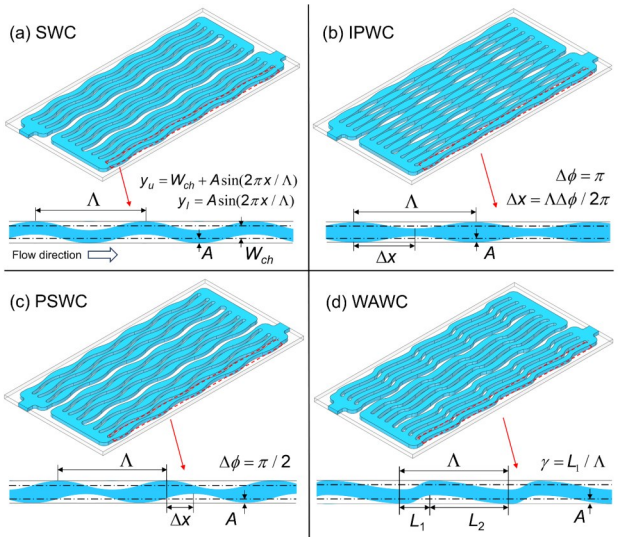

图2 四种波纹流道结构：(a) 对称波纹流道(SWC)；(b) 反相波纹流道(IPWC)；(c) 错相波纹流道(PSWC)；(d) 波长非对称波纹流道(WAWC)

Fig. 2 Four Wavy Channel Structures: (a) Symmetric Wavy Channel (SWC); (b) Inverse-Phase Wavy Channel (IPWC); (c) Phase-Shifted Wavy Channel (PSWC); (d) Wavelength-Asymmetric Wavy Channel (WAWC)

$$\begin{cases} y_u = W_{ch} + A\sin(2\pi x/\Lambda) \\ y_l = A\sin(2\pi x/\Lambda) \end{cases} \tag{1}$$

式中，y_u和y_l分别表示上、下壁面位置；A表示单侧波纹壁面相对于其对应无波纹基准位置的最大偏移量，Λ表示为波长。本文所有波纹流道A= 3 mm，Λ= 80 mm。

IPWC和PSWC通过改变流道上下壁面的相位关系调控流道截面。两种结构的壁面位置统一表示为：

$$\begin{cases} y_u = W_{ch} + A\sin(2\pi x/\Lambda) \\ y_l = A\sin(2\pi x/\Lambda + \Delta\phi) \end{cases} \tag{2}$$

式中，IPWC取上下壁面相位差为$\Delta\phi = \pi$，PSWC取$\Delta\phi = \pi/2$。相位差与上下壁面沿流动方向的轴向错位距离为$\Delta x = \dfrac{\Lambda\Delta\phi}{2\pi}$，因此，IPWC和PSWC错位距离分别是40 mm和20 mm。

WAWC通过改变一个完整波长$\Lambda = L_1 + L_2$内迎风段L_1和背风段L_2的轴向长度实现波长非对称，定义波长非对称比为：

$$\gamma = L_1/\Lambda \tag{3}$$

在一个波长范围内，WAWC的上下壁面采用相同的波形和相位，波纹壁面的横向位移函数$g(x)$表示为：

$$g(x)=\begin{cases}A\sin(\pi x/L_1), & 0\leqslant x\leqslant L_1\\ -A\sin[\pi(x-L_1)/L_2], & L_1<x\leqslant L_2+L_1\end{cases} \tag{4}$$

则上下壁面的位置分别为：

$$\begin{cases}y_u=W_{ch}+g(x)\\ y_l=g(x)\end{cases} \tag{5}$$

式中，L_1和L_2分别表示迎风段和背风段的轴向长度，γ用于表征波长沿流动方向分布的非对称程度。本文用于不同流道结构对比的WAWC采用L_1=16 mm、L_2=64 mm对应γ= 0.20，上述波形以Λ为周期沿流动方向重复布置。

表1 电池单体参数及热物性参数

Table 1 Battery Cell Parameters and Thermophysical Properties

参数	数值
电池体系	LFP
额定容量/Ah	230
额定电压/V	3.2
直流内阻/mΩ	≤ 0.35
外部尺寸/mm	173.9 × 53.72 × 207.1
电池质量/kg	4.16 ± 0.10
密度/kg·m^{-3}	2150
比热容/J·kg^{-1}·K^{-1}	1050
导热系数/W·m^{-1}·K^{-1}	λ_x=1,λ_y=λ_z=26.6

1.2 数学模型

1.2.1 电池产热模型

所有工况均采用相同放电倍率，以保证不同结构间热负荷一致。能量守恒方程表示如下：

$$\nabla\cdot(\lambda_b\cdot\nabla T)+q=0 \tag{6}$$

式中，ρ_b、$C_{p,b}$和λ_b分别表示电池密度、比热容和导热系数张量，λ_x,λ_y和λ_z分别表示沿电芯叠片厚度方向x,电芯高度方向y和电芯面内z方向的导热系数。

采用Bernardi模型描述LFP电池体积产热率q的产热过程[14]：

$$q=\frac{I}{V_b}\left[(U_{ocv}-U_t)+T\frac{\mathrm{d}U_{ocv}}{\mathrm{d}T}\right] \tag{7}$$

式中，I为放电电流；V_b为电池体积；U_{ocv}为开路电压；U_t为端电压；T为电池温度；$\frac{\mathrm{d}U_{ocv}}{\mathrm{d}T}$表示可逆熵热项，其符号由开路电压温度系数决定。

1.2.2 控制方程

波纹流道内曲率效应会诱导流动分离和压力梯度变化，流场具有较强的空间非均匀性。考虑上述流动特征，本文采用Realizable$k$-ε模型描述流动，并结合Enhanced Wall Treatment (EWT)处理近壁区域[15]。EWT可在低y^+条件下提高近壁区域解析能力；Realizable$k$-ε模型对分离流、回流流动具有较好的适应性，相关模型已用于波纹流道及电池液冷板的数值研究[16-17]。针对最低Re工况下可能存在的转捩敏感性，进一步通过流动模型敏感性分析考察模型选取对计算结果的影响，详见第1.5节。

冷却液区域满足质量、动量和能量守恒方程：

$$\nabla\cdot(\rho_c\mathbf{v})=0 \tag{8}$$

$$\nabla\cdot(\rho_c\mathbf{v}\mathbf{v})=-\nabla P+\nabla\cdot(\mu_{eff}\nabla\mathbf{v}) \tag{9}$$

$$\nabla\cdot(\rho_c C_{p,c}\mathbf{v}T_c)=\nabla\cdot(\lambda_{eff}\nabla T_c) \tag{10}$$

式中，ρ_c、$\mathbf{v}$、P和μ_{eff}分别表示冷却液密度、速度矢量、压力和有效动力黏度；$C_{p,c}$和T_c分别表示冷却液比热容和温度；$\lambda_{eff}=\lambda_c+\lambda_t$为有效导热系数，$\lambda_c$为冷却液导热系数，$\lambda_t$为湍流导热系数。

固体区域能量守恒方程为：

$$\nabla\cdot(\lambda_s\nabla T_s)=0 \tag{11}$$

式中，λ_s和T_s分别表示固体材料导热系数和温度。流体域与固体域之间采用共轭传热耦合，冷却液采用50 vol%乙二醇水溶液，并将其物性参数视为常数，具体取值见表2。

表2 材料热物性参数

Table 2 Material Thermophysical Properties

材料	密度/(kg·m^{-3})	比热容/(J·kg^{-1}·K^{-1})	导热系数/(W·m^{-1}·K^{-1})	动力黏度/(kg·m^{-1}·s^{-1})
50 vol%乙二醇水溶液	1030	3400	0.38	0.0035
铝	2719	871	202.4	-
导热硅胶垫	1271	1700	3	-

1.2.3 性能评价指标

采用雷诺数Re表征流动状态，其定义为：

$$Re=\frac{\rho_c v_{in}D_h}{\mu} \tag{12}$$

式中，ρ_c为冷却液密度；v_{in}为入口参考截面的平均速度；μ为动力黏度；D_h为入口参考截面的水力直径，其定义为：

$$D_h = \frac{4W_{in}H_{ch}}{2(W_{in} + H_{ch})} \tag{13}$$

所有构型均采用相同的入口参考截面、水力直径及入口速度定义，以保证不同流道结构间具有一致的流动特征尺度和计算基准。

平均努塞尔数Nu用于评价流道对流换热能力，其定义为：

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda_c} \tag{14}$$

式中，h为平均对流换热系数。平均对流换热系数基于冷却液与固体之间的实际湿润换热面积计算。冷却液从流固界面获得的热量定义为：

$$Q_c = \dot{m}C_{p,c}(T_{c,out} - T_{c,in}) \tag{15}$$

式中，$\dot{m}$为冷却液质量流量；$T_{c,in}$和$T_{c,out}$分别为冷却液入口和出口处的平均温度。

平均对流换热系数定义为：

$$h = \frac{Q_c}{A_w \Delta T_d} \tag{16}$$

其中，A_w为实际湿润流固界面面积。$\Delta T_d = T_{w,avg} - T_{c,avg}$为换热驱动温差，$T_{w,avg}$为实际湿润流固界面的平均壁面温度，$T_{c,avg} = (T_{c,in} - T_{c,out})/2$为冷却液入口与出口平均温度。各构型均采用相同的面积定义、壁面温度定义和流体温度定义计算h和Nu。最大温差($\Delta T = T_{max} - T_{min}$)用于评价电池模块温度均匀性。

达西摩擦因子f用于表征系统的等效水力阻力，其定义为：

$$f = \frac{2D_h \Delta P}{L_{ch}\rho_c v_{in}^2} \tag{17}$$

式中，$\Delta P = P_{in} - P_{out}$为系统入口与出口参考截面之间的总压降；$L_{ch}$为波纹设计段沿主流方向的中心直线长度，即波纹设计区入口与出口之间的轴向直线距离。各构型采用相同的系统入口、出口及L_{ch}，本文将系统总压降按统一的L_{ch}进行归一化，并据此比较不同构型的等效水力阻力特性。

为综合考虑换热增强与流动阻力影响，引入性能评价准则(performance evaluation criterion，PEC)，其定义为：

$$PEC = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{18}$$

式中，Nu_0和f_0分别为基准流道SC对应的平均努塞尔数和达西摩擦因子。

在此基础上，进一步引入 Colburn 换热因子j表征流道的换热性能，其定义为：

$$j = StPr^{2/3} \tag{19}$$

其中，St为Stanton数，Pr为Prandtl数，分别定义为：

$$St = \frac{h}{\rho_c v_{in} C_p} \tag{20}$$

$$Pr = \frac{\mu C_{p,c}}{\lambda_c} \tag{21}$$

为进一步评价换热增强与流动阻力之间的匹配关系，将Colburn换热因子j与达西摩擦因子f的比值定义为面积优度因子j/f，即

$$\frac{j}{f} = \frac{Nu}{RePr^{1/3}f} \tag{22}$$

式中j/f值越大，表明流道单位摩擦阻力所对应的换热强化能力越高，其换热增强与流动阻力之间的综合匹配性能越优。

采用Bejan熵产理论[18]评价热力学不可逆损失：

$$\begin{cases} \dot{S}_{gen} = \dot{S}_{gen,T} + \dot{S}_{gen,f} \\ \dot{S}_{gen,f} = \int_V \frac{\mu_{eff}}{T}\Phi dV \\ \dot{S}_{gen,T} = \int_V \frac{\lambda_f}{T^2}(\nabla T)^2 dV \end{cases} \tag{23}$$

式中，$\dot{S}_{gen,T}$和$\dot{S}_{gen,f}$分别表示热熵产生率和摩擦熵产生率。μ_{eff}为有效动力黏度；T为局部温度；Φ表示黏性耗散函数；∇T表示温度梯度。

1.3 边界条件

数值计算基于ANSYS Fluent平台完成。压力-速度耦合采用SIMPLEC算法，动量、能量及湍流方程均采用二阶迎风离散格式。收敛以残差降至1×10^{-6}且监控量在连续数百次迭代内不再变化为双重判据，避免仅凭残差导致的假收敛。考虑高功率密度动力电池高负载运行需求，选取2 C放电倍率作为基准工况。

初始环境温度设定为25℃，电池模块按照2 C放电倍率加载；所有流道采用相同热边界条件，以保证不同结构间比较的一致性；冷却液入口采用速度入口边界，入口温度保持25℃，出口设置为压力出口边界，表压为0 Pa；流体-固体界面设置为共轭传热边界条件；外表面向环境的散热采用自然对流模型，并设置恒定对流换热系数为5 $W\cdot m^{-2}\cdot K^{-1}$。主要模型假设包括：(1)电池内部采用等效均质模型，导热系数考虑各向异性，其余热物性参数设为各向同性；(2)冷却液视为不可压缩牛顿流体，物性参数保持恒定；(3)忽略与环境之间的热辐射交换；(4)将导热硅胶垫采用等效薄壁热阻模型

处理。

1.4 网格无关性验证

为捕捉波纹结构诱导的近壁传热及局部流动特征，采用ANSYS Fluent Meshing生成多面体非结构化网格，并在流固界面设置边界层网格。边界层采用棱柱层网格，首层网格高度按目标$y^+ \approx 1$设定，网格增长比取1.2，共设置5层。为验证近壁区域解析能力，对不同*Re*工况下的壁面计算y^+值进行检查。y^+值主要分布于0.036～3.5范围内，该y^+区间处于EWT的适用范围内。以WAWC为代表构型，在*Re* = 1358条件下开展网格无关性分析，选取包含173万、222万、263万、371万和543万单元的五种网格数量，不同网格密度下*Nu*和*f*的变化情况如图3所示。随着网格数量增加，*Nu*和*f*均逐渐趋于稳定。与包含543万单元的最精细网格相比，371万单元网格对应的*Nu*和*f*偏差分别为1.09%和0.98%，表明继续加密网格对*Nu*和*f*预测结果影响有限。因此，综合考虑数值精度和计算成本，后续模拟选用包含371万单元的网格。

1.5 模型验证

采用Wei等人[19]的单体电池实验数据验证电池热模型准确性，模拟结果与实验温升曲线进行对比。根据实验条件建立对应单体电池模型，该单体电池容量为40 Ah，尺寸为148 mm×92 mm×27 mm。电池密度和比热容分别设置为2338 kg·m^{-3}和1121 J·kg^{-1}·K^{-1}，验证算例中电池采用各向异性导热模型，三个主方向导热系数分别设置为λ_x=13、λ_y=9和λ_z=8 W·m^{-1}·K^{-1}，相应材料主轴按照文献模型的电芯坐标方向设置。模拟条件设置为环境温度25℃，自然对流换热系数设置为12 W·m^{-2}·K^{-1}。图4(a)对比了1C、2C和3C放电倍率下实验与模拟得到的表面温度变化。在3C放电条件下，模拟得到的电池表面最高温度为51.34℃，实验测得的最高温度为50.17℃，相对偏差为2.33%，表明电池产热模型具有较好的预测能力。进一步采用Sui等人[20]波纹微通道实验验证流动换热模型。如图4(b)、(c)所示，模拟结果与实验数据吻合较好，*Nu*和*f*的最大相对误差分别为6.8%和7.2%，说明该模型能够较好描述波纹结构诱导的流动与传热特性。然而，由于参考实验与本文WAWC液冷板在流道尺度、波长非对称形式、冷却工质及热边界条件等方面存在差异，该验证属于对数值方法适用性的间接验证，不能视为对WAWC特定结构及其PEC的直接实验验证。

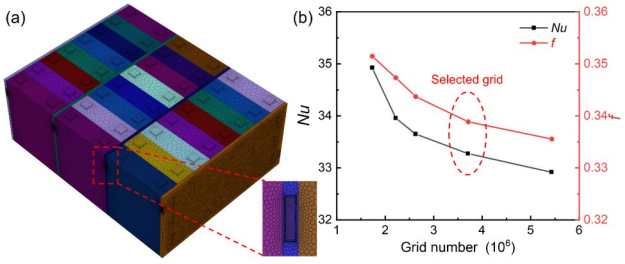

图3 WAWC在*Re* = 1358条件下的网格无关性验证：(a) 边界层细化网格；(b) 不同网格数量下*Nu*和*f*的变化

Fig. 3 Grid independence verification of WAWC at *Re* = 1358: (a) Boundary-Layer Refined Mesh; (b) Variation of *Nu* and *f* with the Number of Mesh Elements

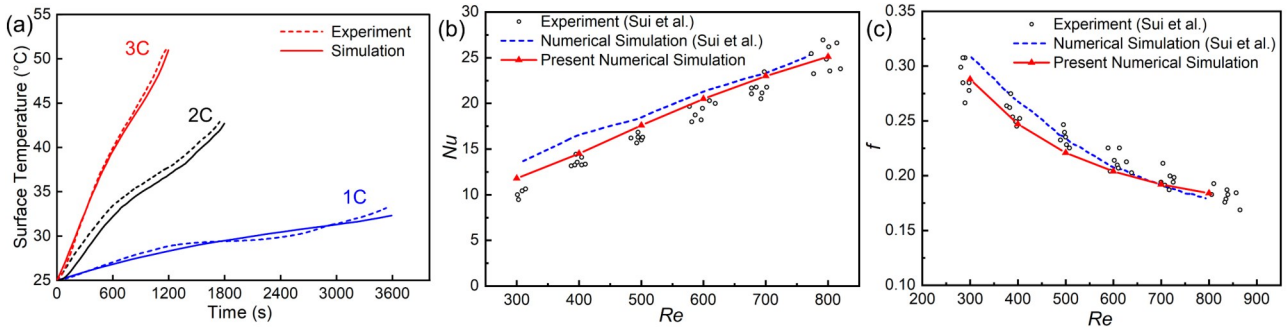

图4 数值模型验证：(a)电池产热模型温升；(b)和(c)波纹流道模型*Nu*和*f*与实验数据的对比验证

Fig. 4 Numerical Model Validation: (a) Temperature Rise of the Battery Heat Generation Model; (b), (c) Comparison of *Nu* and *f* between Simulation and Experimental Data for the Wavy Channel Model

考虑到本文研究范围为*Re*=272～2445，最低*Re*工况的流动模型选取可能对计算结果产生影响。为考察不同湍流及转捩模型对本文结果的影响，在保持几何模型、网格及边界条件一致的条件下，以

WAWC为代表构型，分别采用Realizable $k-\varepsilon$、SST $k-\omega$和Transition SST模型，在五个研究工况下比较不同模型所得Nu和f。以Realizable $k-\varepsilon$模型为基准，定义不同模型结果的相对偏差为：

$$\begin{cases}\delta_{Nu}=\dfrac{Nu_i-Nu_{RKE}}{Nu_{RKE}}\times 100\% \\ \delta_f=\dfrac{f_i-f_{RKE}}{f_{RKE}}\times 100\%\end{cases} \tag{24}$$

式中，下标i表示SST $k-\omega$或Transition SST模型，RKE表示Realizable $k-\varepsilon$模型。不同流动模型的计算结果及相对偏差见表3。

在Re = 272时，SST $k-\omega$与Transition SST模型相对于Realizable $k-\varepsilon$模型的Nu相对偏差分别为-0.011%和0.029%，f相对偏差分别为-0.006%和0.001%，三种模型的计算结果基本一致。不同模型对Nu的预测存在一定差异，其最大绝对相对偏差分别为8.532%和8.976%；相比之下，f对流动模型的敏感性较低，其最大绝对相对偏差分别为0.613%和1.196%。因此，在本文代表性WAWC算例中，不同流动模型对流动阻力的预测结果总体一致，而对Nu的定量预测存在一定差异。综合考虑不同模型计算结果的差异、计算成本以及后续参数化计算中模型选取的一致性，后续计算仍采用Realizable $k-\varepsilon$模型。

表3　不同流动模型相对于Realizable$k-\varepsilon$模型的计算偏差

Table 3　Computational Deviations of Different Flow Models Relative to the Realizable$k-\varepsilon$Model

Re	SST $k-\omega$, δ_{Nu}/%	SST $k-\omega$, δ_f/%	Transition SST,δ_{Nu}/%	Transition SST,δ_f/%
272	-0.011	-0.006	0.029	0.001
815	-4.69	-0.06	-5.914	-0.002
1358	-8.532	-0.393	-8.976	-0.316
1902	-5.181	-0.012	-8.271	0.796
2445	-3.287	0.613	-6.158	1.196

2　结果与讨论

2.1　总体热流性能对比

不同波纹流道结构的温度分布如图5所示。除第2.4节波长非对称比参数化分析外，本文结构对比中的WAWC均采用γ= 0.20。以SC为基准，在Re = 2445条件下，SWC、IPWC、PSWC和WAWC均能够降低电池最高温度和温度差。相比SC，四种波纹流道的T_{max}分别降低0.64、0.96、1.00和0.77℃，ΔT分别降低0.54、0.77、0.80和0.60℃，对应的T_{max}降幅分别为1.8%、2.6%、2.8%和2.1%，ΔT降幅分别为6.1%、8.9%、9.2%和7.0%。其中PSWC的降温和温度均匀化效果最为明显，但其ΔP较SC增加76.71%；WAWC在温控效果接近PSWC的情况下，ΔP仅增加7.60%。

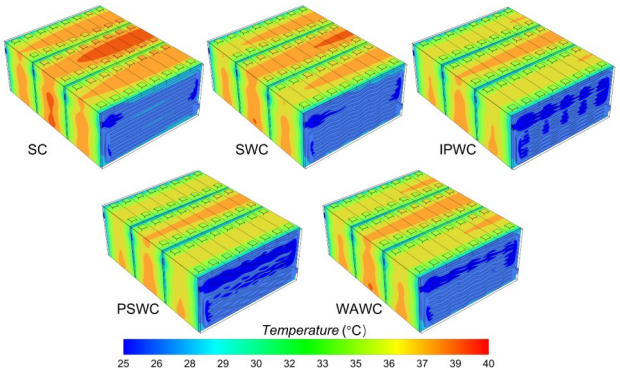

图5　不同波纹流道结构下电池模块温度云图(Re = 2445)

Fig. 5　Temperature Contours of the Battery Module for Different Wavy Channel Structures at Re = 2445

随着Re增加，各流道结构均表现出Nu增加、f降低的趋势，如图6所示。SWC和WAWC均能够提高Nu，其中SWC整体提高范围8.8%～28.5%，WAWC整体提高范围10.2%～38.0%。二者整体换热水平接近，说明几何非对称调控能够在保持波纹强化效果的基础上进一步提升换热能力。在Re = 2445时，IPWC和PSWC的Nu分别提高41.9%和55.7%，其中PSWC达到最高换热水平，表明相位调控相比单纯波纹结构能够进一步强化流动扰动。所有波纹流道的f均高于SC。SWC阻力增加较小，整个Re范围内增加幅度为5.7%～7.8%。IPWC和PSWC由于流动调控作用更强，在Re = 2445时f分别增加27.1%和76.6%。而WAWC的f增加范围为4.1%～7.6%，始终保持接近SC的阻力水平。

图7进一步评价不同结构的综合热流性能，其中PEC用于衡量综合强化效果，j/f用于衡量换热增强与流动阻力之间的匹配关系。所有波纹结构的PEC均大于1，表明波纹结构相比SC具有综合性能优势。

随着Re增加，不同流道结构的PEC呈现不同的变化特征。Re = 272时，WAWC的PEC为1.087；Re = 815和1358时，PSWC的PEC分别

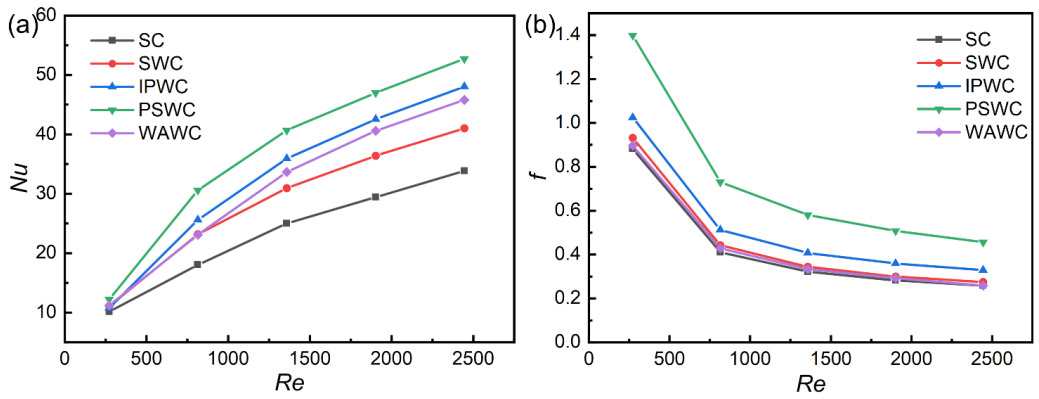

图6 *Re*对不同流道结构热流特性的影响：(a) *Nu*；(b) *f*

Fig. 6 Effects of Re on the Thermo-Hydraulic Characteristics of Different Channel Structures: (a) *Nu*; (b) *f*

为1.399和1.337，均高于同一工况下的WAWC；当*Re*增加至1902和2445时，WAWC的PEC分别达到1.348和1.320，高于对应工况下PSWC的1.313和1.288。由此可见，不同结构的PEC排序随*Re*发生变化，其中PSWC在中低*Re*的部分工况具有较高的PEC，WAWC在较高*Re*工况下保持较高的PEC。

为验证高*Re*条件下WAWC与PSWC排序的稳定性，进一步开展网格加密和流动模型敏感性分析。在*Re* = 2445条件下，采用约530万单元网格重新计算SC、PSWC和WAWC。以高密度网格SC为基准，PSWC和WAWC的PEC分别为1.352和1.356，较主体计算结果的1.288和1.320，其排序关系保持一致，但二者PEC差异由约2.5%缩小至约0.30%。在此基础上，采用SST $k-\omega$模型并保持约370万单元网格，在相同工况下进行对照计算，PSWC和WAWC的PEC分别为1.325和1.333，二者差异约为0.60%，排序仍保持一致。结果表明，在本文所考察的网格和流动模型设置下，WAWC与PSWC的PEC排序关系保持一致，但二者差值对数值设置具有一定敏感性。

与PEC的变化特征不同，*j*/*f*在各*Re*工况下表现出较为稳定的结构差异。WAWC在全部研究*Re*工况下均具有最高的*j*/*f*，其相对SC的增幅为5.88%～28.51%；SWC和IPWC整体处于中间水平；PSWC的*j*/*f*则在全部研究工况下均低于SC，降幅为4.72%～24.21%。以*Re* = 2445为例，WAWC的*j*/*f*较SC提高约25.75%，而PSWC较SC降低约11.87%。

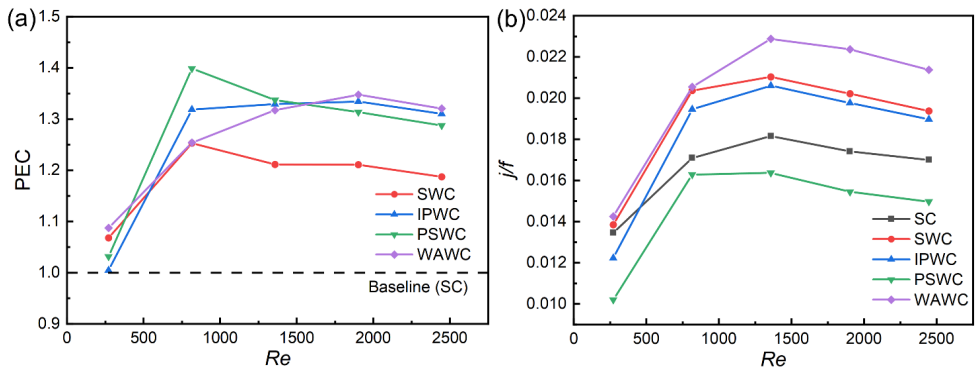

图7 综合热流性能评价：(a) PEC；(b) *j*/*f*

Fig. 7 Comprehensive Thermo-Hydraulic Performance Evaluation: (a) Performance Evaluation Criterion (PEC); (b) Area Goodness Factor *j*/*f*

2.2 流动与传热机制

如图8所示，与直流道相比，各波纹结构均改变了流体运动路径。SWC通过周期性弯曲诱导的二次流增强近壁扰动，使*Nu*提升至23.18。在

IPWC中，上下壁面的反相排列使流道截面周期性缩放扩张，强化流动扰动，使*Nu*达到25.61。与此同时，PSWC通过错相结构扩大了局部分离区域，增强局部回流，使*f*达到0.731，为各结构中最高值。WAWC通过调整迎风段和背风段长度改变流动加速与恢复过程。短迎风段增强入口收缩区域速度提升，而较长背风段有利于流动恢复，从而减少过强分离，其*Nu*达到23.11，*f*仅为0.438。因此，在*Re* = 815工况下，PSWC的较高换热强化主要与其更强的流动扰动有关，而WAWC的流动加速与恢复过程相对平缓。

对应的温度分布表明，波纹结构改变流体运动路径，使近壁区域温度降低。其中，PSWC主要通过增强流动扰动提高近壁流体更新速率，因此具有较强的降温能力，但扩张区域仍存在局部温升，反映出强扰动伴随一定流动恢复过程。WAWC则通过波长非对称结构调节流动发展，使流体加速与恢复过程更加平缓，在保持换热增强的同时降低局部温度波动，使温度分布更加均匀、局部高温区域减少。

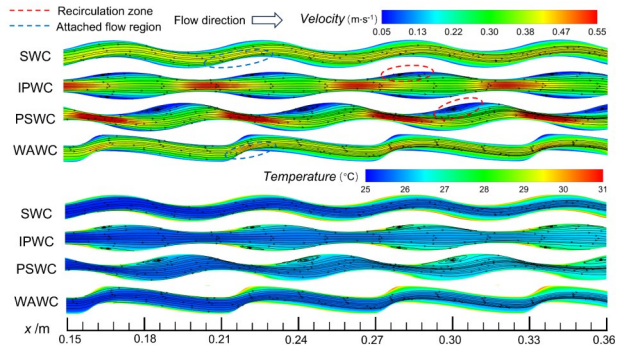

图8　*Re* = 815时不同流道结构速度场与温度场分布

Fig. 8　Velocity and Temperature Field Distributions of Different Channel Structures at *Re* = 815

为量化各结构的扰动强度，图9给出*Re* = 815时不同波纹流道的湍动能(Turbulent Kinetic Energy, TKE)分布。整体来看，各结构均在波峰与波谷交替区域产生较高湍动能，而直壁附近及流动相对稳定的区域TKE较低，表明波纹几何变化与局部速度波动增强具有一定对应关系。

对于SWC流道流场整体较为均匀，TKE主要分布于波纹曲率变化区域，峰值约为0.002～0.003 $m^2 \cdot s^{-2}$，反映出整体扰动水平相对较低。IPWC上下壁面呈反相布置，其波纹收缩扩张区域

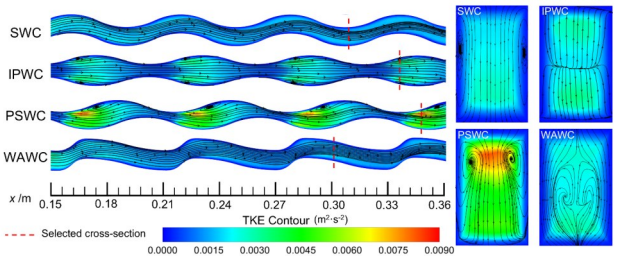

图9　*Re* = 815时不同波纹流道TKE分布及典型截面二次流结构

Fig. 9　Turbulent Kinetic Energy (TKE) Distribution and Typical Cross-Sectional Secondary Flow Structures of Different Wavy Channels at *Re* = 815

对应较高的TKE，局部区域达0.004～0.005 $m^2 \cdot s^{-2}$。PSWC的局部TKE水平高于其余结构，在错相波纹交汇及流道收缩区域形成明显的高TKE区域，局部峰值接近0.008 $m^2 \cdot s^{-2}$。相比之下，WAWC的TKE分布更加均匀，较高TKE主要出现在波长变化对应的局部区域，峰值约为0.0025～0.0035 $m^2 \cdot s^{-2}$，低于PSWC。典型截面的流线进一步研究表明，SWC截面流动仅形成弱附壁旋涡；IPWC产生一定的上下剪切，使局部TKE有所提高；PSWC截面形成最明显的对转二次涡，并对应最大的高TKE区域；WAWC虽然也形成二次流，但高TKE区域明显减小，TKE分布更加均匀。上述TKE分布及二次流特征可在一定程度上解释第2.1节中PEC排序随*Re*变化的现象。相应的热不可逆损失和摩擦不可逆损失变化将在第2.3节通过熵产分析进一步量化。

2.3　熵产分析

采用熵产分析评价不同流道结构引起的热传递与流动不可逆损失，总熵产($\dot{S}_{gen}$)用于衡量冷却过程中的综合不可逆性。如图10(a)所示，各结构的$\dot{S}_{gen}$均随*Re*增加而降低，低*Re*阶段下降较快，随后变化趋缓。相比SC，波纹结构均能降低$\dot{S}_{gen}$，在*Re* = 815时，SWC、IPWC、PSWC和WAWC的$\dot{S}_{gen}$分别较SC降低26.1%、36.3%、44.0%和27.3%，表明整体不可逆损失降低。其中，PSWC在低*Re*下具有最低$\dot{S}_{gen}$；随着*Re*升高，WAWC的$\dot{S}_{gen}$进一步降低，并在较高*Re*条件下成为各结构中最低值。

如图10(b)和(c)所示，摩擦熵产($\dot{S}_{gen,f}$)和热熵产($\dot{S}_{gen,T}$)呈现不同变化规律。PSWC表现出最高的

$\dot{S}_{gen,f}$，在 Re = 2445 时，PSWC 的 $\dot{S}_{gen,f}$ 较 WAWC 高 64%，说明其强化换热伴随着更明显的黏性耗散。在 Re = 815 时，WAWC 的 $\dot{S}_{gen,T}$ 较 SC 降低约 27.6%，且其 $\dot{S}_{gen,f}$ 仅较 SC 增加 6.7%，远低于 PSWC 的 78.1%，表现出热损失与流动损失之间更优的协调关系。

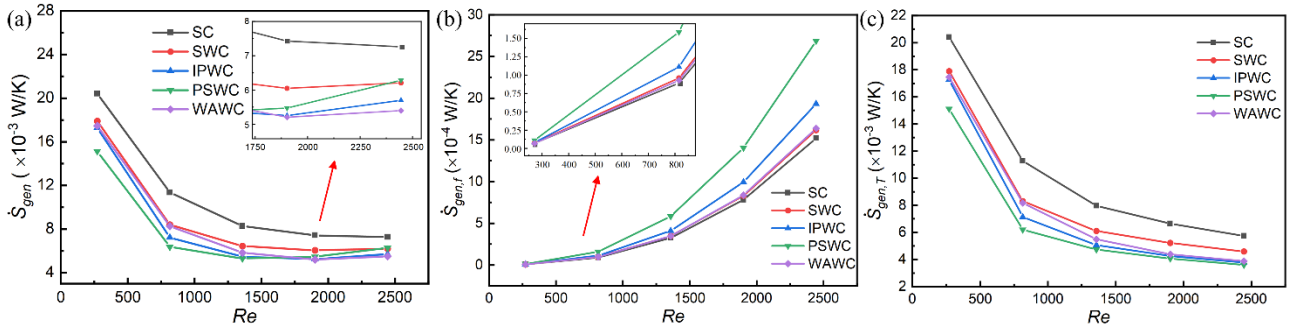

图 10 不同流道结构下熵产随 Re 的变化：(a)$\dot{S}_{gen}$；(b)$\dot{S}_{gen,f}$；(c)$\dot{S}_{gen,T}$

Fig. 10 Variation of Entropy Generation with Re for Different Channel Structures: (a)$\dot{S}_{gen}$; (b)$\dot{S}_{gen,f}$; (c)$\dot{S}_{gen,T}$

2.4 波长非对称调控机制

如图 11 所示，定义非对称比 $\gamma = L_1/\Lambda$，通过改变迎风段与背风段长度构建五种不同非对称结构，用于分析波长分布对热流性能的影响。

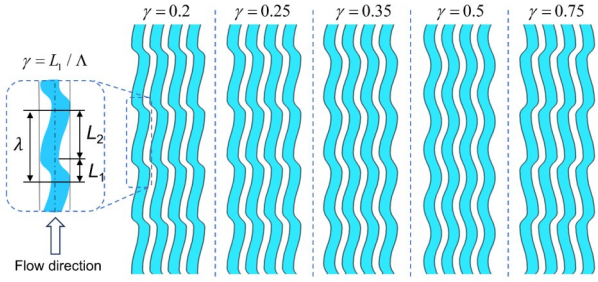

图 11 γ 的几何定义及对应的 WAWC 结构

Fig. 11 Geometric Definition of γ and the Corresponding WAWC Structures

如图 12(a)和(b)所示，各非对称结构的 Nu 均随着 Re 增加而升高，且整体高于 SC。在 Re = 2445 时，γ= 0.20、0.25、0.35、0.50 和 0.75 结构的 Nu 分别提高 35.3%、25.4%、21.1%、21.1% 和 27.1%。在高 Re 条件下，γ= 0.20 表现出较高 Nu，在 Re = 2445 时达到 45.81，为各非对称比中最高值，比最低值 γ= 0.50 高 11.7%。Nu 随 γ 变化呈非单调特征，表明波长非对称性对流动组织和换热过程存在耦合作用。各结构的 f 均随 Re 增加而下降，但非对称结构整体高于 SC。在 Re = 2445 时，γ= 0.20、0.25、0.35、0.50 和 0.75 结构的 f 分别增加 7.6%、6.0%、3.2%、6.3% 和 6.6%。其中，γ= 0.35 在多数研究工况下均表现出较低的阻力水平，并在 Re = 2445 时取得最低 f = 0.267，仅比 SC 增加 3.2%，表明 γ= 0.35 具有较优的阻力控制能力。

如图 12(c)所示，所有非对称结构 PEC 均大于 1，说明其综合性能优于 SC。在 Re = 1902 时，各结构 PEC 提升分别为 34.8%、24.6%、21.8%、21.1% 和 26.8%。而 γ= 0.20 在整个 Re 范围内保持最高 PEC，峰值达到 1.348。结果表明，PEC 随 γ 变化呈非单调趋势，说明非对称结构设计需要同时考虑换热增强与流动损失，而非单纯减小或增大非对称程度。

为进一步量化 Re 和 γ 对 WAWC 热流性能影响，对不同 Re 和 γ 条件下获得的 25 组 CFD 数据进行经验拟合。考虑到图 12 中 Nu 和 f 随 γ 呈现非单调变化，单一幂函数项 γ^n 难以描述其局部变化特征。为兼顾关联式简洁性与非单调特征的描述能力，引入 γ 的二次项，并采用对数变换后的二次响应面形式。定义变换变量：

$$\begin{cases} X = \ln(Re/1000) \\ G = \gamma - 0.475 \end{cases} \tag{25}$$

采用最小二乘法分别对 $\ln Nu$ 和 $\ln f$ 进行拟合，得到：

$$\begin{cases} \ln Nu = 3.222850 + 0.602255X - 0.044792X^2 - \\ \quad 0.021250G + 0.761410G^2 \\ \ln f = -0.944360 - 0.496506X + 0.115262X^2 + \\ \quad 0.00904406G + 0.0885107G^2 \end{cases} \tag{26}$$

关联式参数由 $272 \leqslant Re \leqslant 2445$, $0.20 \leqslant \gamma \leqslant 0.75$ 范围内 CFD 数据确定。为统一评价关联式拟合精

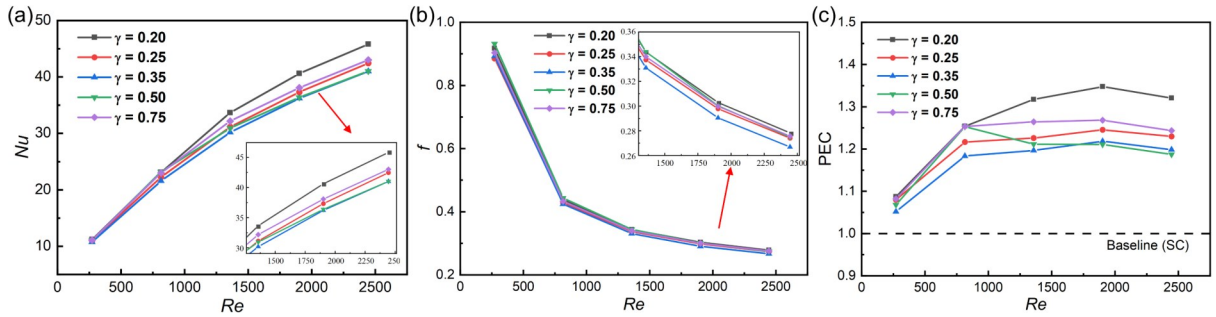

图12 不同*Re*条件下γ对(a) *Nu*、(b) *f* 和(c) PEC的影响

Fig. 12 Effects ofγon (a) *Nu*, (b) *f*, and (c) PEC at Different *Re*

度，采用原始物理量尺度下的单点相对误差，定义为：

$$RE_i = \frac{\left|Y_{pred,i} - Y_{CFD,i}\right|}{Y_{CFD,i}} \times 100\% \tag{27}$$

如图13所示，进一步得到*Nu*和*f*的决定系数R^2分别为0.9948和0.9986，平均绝对百分比误差MAPE分别为2.15%和1.26%，最大绝对相对误差RM_{max}分别为4.85%和3.10%。*Nu*和*f*的25个CFD数据点均位于±5%相对误差带内，表明该关联式在本文研究范围内具有较好的拟合能力，并能够整体表征研究范围内γ对*Nu*和*f*的非单调影响，但对于具体γ工况之间的精细性能差异，仍应以图12中的CFD结果为依据。

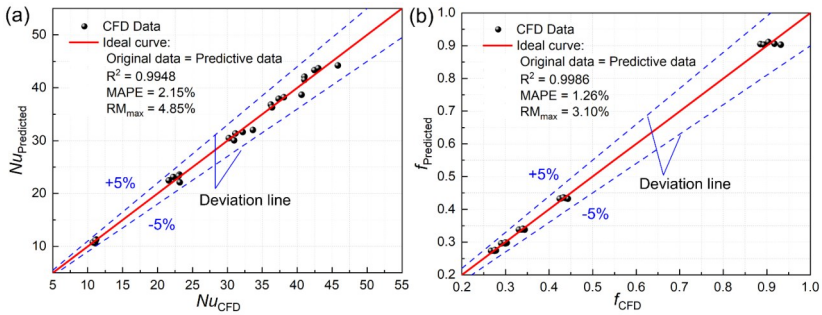

图13 WAWC经验关联式拟合值与CFD计算结果的对比

Fig. 13 Comparison between the predictions of the empirical WAWC correlations and the CFD results

需要指出的是，WAWC关联式是基于本文CFD数据在272 ⩽ *Re* ⩽ 2445, 0.20⩽γ⩽0.75范围内拟合获得，其较高的决定系数和较小的拟合误差反映了关联式对本文数值数据的拟合能力，而不代表其已经得到独立实验数据的验证。因此，关联式目前更适用于本文参数范围内WAWC热流性能的初步估算，其对不同尺寸、不同冷却工质及不同热边界条件下流道的外推适用性仍需通过独立实验进一步验证。

3 结 论

本文在统一边界条件下对比了相位调控与波长非对称两类波纹液冷板强化策略，结合PEC、*j*/*f*与熵产理论，揭示了其热流性能的权衡规律。主要结论如下：

(1) 不同强化策略的综合热流性能具有明显的工况依赖性。*Re* = 815和1358时，PSWC的PEC分别为1.399和1.337；*Re* = 1902和2445时，WAWC的PEC分别为1.348和1.320。与PEC不同，WAWC在全部研究*Re*工况下均具有最高的*j*/*f*，其相对SC的增幅为5.88%～28.51%。在*Re* = 2445时，WAWC的最高温度和温差分别降低2.1%和7.0%，而压降仅增加7.60%。因此，液冷板结构应结合实际运行工况及换热与阻力需求进行选择。

(2) 熵产分析揭示了不同强化结构换热增强与摩擦不可逆损失之间的权衡关系。PSWC在获得较强换热强化的同时具有较高的摩擦熵产，在*Re* =

2445时其摩擦熵产较WAWC高64%；WAWC则具有较低的摩擦不可逆损失，在Re = 815时其摩擦熵产仅较SC增加6.7%，表明其在换热强化与摩擦损失之间具有较好的协调性。对于同时关注温控能力与流动能耗的高倍率持续放电场景，该结果可为兼顾换热强化与阻力控制的液冷板结构设计提供参考。

(3) 不同波长非对称比γ对WAWC热流性能的影响呈现非单调特征，其合理取值需要结合Re与评价指标综合确定。基于272 ⩽ Re ⩽ 2445, 0.20⩽γ ⩽0.75范围内的CFD数据建立二次响应面经验关联式，Nu与f的R^2分别为0.9948和0.9986，MAPE分别为2.15%和1.26%，RM_{max}分别为4.85%和3.10%。该关联式可根据Re和γ对本文研究范围内WAWC的Nu与f进行快速估算，为液冷板参数选取及热管理方案初步设计提供定量参考；但由于目前缺乏针对WAWC特定结构的独立实验验证，其工程外推能力仍存在一定不确定性，后续需结合实验研究进一步验证和修正。

符 号 说 明

A—— 波幅，mm
C_p—— 比热容，J·kg^{-1}·K^{-1}
D_h—— 水力直径，mm
f—— 达西摩擦因子，量纲为1
$g(x)$—— 波纹壁面位移函数，mm
H—— 高度，mm
h—— 平均对流换热系数，W·m^{-2}·K^{-1}
I—— 放电电流，A
j—— Colburn换热因子，量纲为1
L—— 长度，mm
$\dot{m}$—— 质量流量，kg·s^{-1}
Nu—— 努塞尔数，量纲为1
P—— 压力，Pa
Pr—— 普朗特数，量纲为1
q—— 体积产热率，W·m^{-3}
Q—— 换热量，W
Re—— 雷诺数，量纲为1
R^2—— 决定系数，量纲为1
RE_i—— 相对误差，量纲为1
RM_{max}—— 最大绝对相对误差，量纲为1
St—— 斯坦顿数，量纲为1
$\dot{S}_{gen}$—— 总熵产生率，W·K^{-1}
$\dot{S}_{gen,T}$—— 热熵产生率，W·K^{-1}
$\dot{S}_{gen,f}$—— 摩擦熵产生率，W·K^{-1}
T—— 温度，°C
U—— 电压，V
V—— 体积，m^3
$\mathbf{v}$—— 速度矢量，m·s^{-1}
W—— 宽度，mm
x—— 沿流动方向坐标，mm
y—— 壁面位置坐标，mm

希腊字母

Δ—— 差值
$\Delta\phi$—— 相位差，rad
Δx—— 轴向错位距离，mm
ε—— 湍流耗散率，m^2·s^{-3}
γ—— 波长非对称比，量纲为1
Λ—— 波长，mm
λ—— 导热系数，W·m^{-1}·K^{-1}
μ—— 动力黏度，kg·m^{-1}·s^{-1}
ρ—— 密度，kg·m^{-3}

下标

avg—— 平均
b—— 电池
c—— 冷却液
ch—— 流道
d—— 驱动
eff—— 有效
gen—— 产生
in/out—— 入口/出口
l—— 下壁
max/min—— 最大值/最小值
p—— 冷板
pred—— 预测值
RKE—— Realizable $k-\varepsilon$
s—— 固体
t—— 湍流
u—— 上壁
w—— 壁面
x/y/z—— 坐标方向

参 考 文 献

[1] 章正哲, 张恒运. 基于高效液冷技术的锂离子电池热管理研究进展[J]. 电源技术, 2025, 49(1): 14-25. DOI: 10.3969/j. issn. 1002-087X.2025.01.002.
ZHANG Z Z, ZHANG H Y. Review on the thermal management of lithium ion batteries based on energy-efficient liquid cooling techniques[J]. Chinese Journal of Power Sources, 2025, 49(1): 14-25. DOI:10.3969/j.issn.1002-087X.2025.01.002.

[2] WU C, SUN Y, TANG H, et al. A review on the liquid cooling

thermal management system of lithium-ion batteries[J]. Applied Energy, 2024, 375: 124173. DOI:10.1016/j.apenergy.2024.124173.

[3] AKBARZADEH M, KALOGIANNIS T, JAGUEMONT J, et al. A comparative study between air cooling and liquid cooling thermal management systems for a high-energy lithium-ion battery module[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 198: 117503. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117503.

[4] 陈雅, 范立云, 李晶雪, 等. 二次流蛇形通道锂离子电池散热性能[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(6): 1880-1889. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2023.0006.
CHEN Y, FAN L Y, LI J X, et al. Research on heat dissipation of lithium-ion batteries with secondary flow serpentine channel[J]. Energy Storage Science and Technology, 2023, 12(6): 1880-1889. DOI:10.19799/j.cnki.2095-4239.2023.0006.

[5] 刘显茜, 孙安梁, 田川. 基于仿生翅脉流道冷板的锂离子电池组液冷散热[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(7): 2266-2273. DOI:10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0670.
LIU X X, SUN A L, TIAN C. Research on liquid cooling and heat dissipation of lithium-ion battery pack based on bionic wings vein channel cold plate[J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(7): 2266-2273. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0670.

[6] 刘欢欢, 任晓龙, 张泽斌. 锂离子电池仿生树状通道液冷板数值优化[J]. 包装工程, 2023, 44(19): 273-282. DOI:10.19554/j.cnki.1001-3563.2023.19.035.
LIU H H, REN X L, ZHANG Z B. Numerical optimization of bionic tree-like channel liquid cold plate on lithium-ion battery[J]. Packaging Engineering, 2023, 44(19): 273-282. DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2023.19.035.

[7] 李君浩, 任晓龙, 杨炯, 汤松臻. 锂电池冷板新波形微流道传热特性研究及结构优化[J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(11): 14-26. DOI: 10.7652/xjtuxb202411002.
LI J H, REN X L, YANG J, TANG S Z. Study on heat transfer characteristics and structural optimization of new wavy microchannel for lithium battery cold plate[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(11): 14-26. DOI: 10.7652/xjtuxb202411002.

[8] 唐程波, 锁要红, 何昭坤. 基于正弦函数的液冷板上流体流向对锂离子电池散热性能的影响[J]. 储能科学与技术, 2023, 12(8): 2547-2555. DOI:10.19799/j.cnki.2095-4239.2023.0141.
TANG C B, SUO Y H, HE Z K. Effect of fluid-flow direction on heat dissipation from lithium-ion batteries based on sine-function cooling plate[J]. Energy Storage Science and Technology, 2023, 12(8): 2547-2555. DOI:10.19799/j.cnki.2095-4239.2023.0141.

[9] AKBARZADEH M, RASHIDI S, ESFAHANI J A. Influences of corrugation profiles on entropy generation, heat transfer, pressure drop, and performance in a wavy channel[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 116: 278-291. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.01.076.

[10] ZHU Q, LIU X, ZENG J, et al. Numerical study of heat transfer and fluid flow in a symmetric wavy microchannel heat sink reinforced by slanted secondary channels[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2025, 65: 105605. DOI: 10.1016/j.csite.2024.105605.

[11] ZHANG L Y, DUAN R J, CHE Y, et al. A numerical analysis of fluid flow and heat transfer in wavy and curved wavy channels[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2022, 171: 107248. DOI:10.1016/j.ijthermalsci.2021.107248.

[12] SALEH Z M, JAFFAL H M. Comparative analysis of multichannel cold plates with various corrugated channel structures and dual flow outlets[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2025, 164: 108908. DOI:10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.108908.

[13] LIU F, YANG Q, CHEN Y, et al. Optimum design of liquid-cooled plate with asymmetric corrugated channel for battery thermal management[J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2026, 20(1): 2638917. DOI: 10.1080/19942060.2026.2638917.

[14] BERNARDI D, PAWLIKOWSKI E, NEWMAN J. A general energy balance for battery systems[J]. Journal of the Electrochemical Society, 1985, 132(1): 5-12. DOI:10.1149/1.2113792.

[15] SHIH T H, LIOU W W, SHABBIR A, et al. A new k-ε eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows[J]. Computers & Fluids, 1995, 24(3): 227-238. DOI: 10.1016/0045-7930(94)00032-T.

[16] TANOUGAST A, HRICZÓ K. Comparison of turbulence models in the simulation of fluid flow in corrugated channel[J]. Advances in Science and Technology, 2025, 165: 53-64. DOI: 10.4028/p-7SAkva.

[17] PANCHAL S, GUDLANARVA K, TRAN M K, et al. Numerical simulation of cooling plate using turbulence model to cool down large-sized graphite/LiFePO4 battery at high C-rates[J]. World Electric Vehicle Journal, 2022, 13(8): 138. DOI: 10.3390/wevj13080138.

[18] BEJAN A. Entropy generation minimization: the method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes[M]. Boca Raton: CRC Press, 1996.

[19] WEI W H, LUO Z, QIAO S X, et al. Analysis and design of module-level liquid cooling system for rectangular Li-ion batteries [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024, 225: 125435. DOI:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.125435.

[20] SUI Y, LEE P S, TEO C J. An experimental study of flow friction and heat transfer in wavy microchannels with rectangular cross section[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011, 50 (12): 2473-2482. DOI:10.1016/j.ijthermalsci.2011.06.017.