

质子交换膜燃料电池金属泡沫冷却板数值研究

雷子杭

兰州交通大学机电工程学院, 甘肃 兰州

收稿日期: 2026年5月4日; 录用日期: 2026年5月28日; 发布日期: 2026年6月5日

摘要

为提升质子交换膜燃料电池冷却板的换热性能, 本文基于数值模拟研究了金属泡沫冷却板的换热性能。研究了不同孔密度和孔隙率下的金属泡沫冷却板的换热性能。并且将金属泡沫冷却板与直流冷却板和蛇形冷却板在不同热通量、流速和冷却液温度下进行了比较。结果表明, 金属泡沫能控制整体温度, 但是压降会有一定程度的上升; 热通量的增加会使温度进一步增加, 建议通过增加冷却液流速和降低冷却液温度来综合控制温度。

关键词

质子交换膜燃料电池, 冷却板, 金属泡沫

Numerical Study of Metal Foam Cooling Plate for Proton Exchange Membrane Fuel Cell

Zihang Lei

School of Mechanical Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou Gansu

Received: May 4, 2026; accepted: May 28, 2026; published: June 5, 2026

Abstract

To improve the heat transfer performance of cooling plates for proton exchange membrane fuel cells, this paper numerically investigates the heat transfer performance of metal foam cooling plates. The study examines the heat transfer performance of metal foam cooling plates with different pore densities and porosities. Furthermore, the metal foam cooling plate is compared with straight-channel and serpentine cooling plates under various heat fluxes, flow velocities, and coolant temperatures. The results show that the metal foam can control the overall temperature, but

the pressure drop increases to a certain extent. An increase in heat flux further raises the temperature. It is recommended to comprehensively control the temperature by increasing the coolant flow velocity and reducing the coolant temperature.

Keywords

Proton Exchange Membrane Fuel Cell (PEMFC), Cooling Plate, Metal Foam

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

在 PEMFC 运行过程中会产生大量热量, 这些热量如果没有及时带走, 轻则影响电池的电流密度以及 PEMFC 的工作效率, 重则会使热量积聚无法排出, 温度急剧升高, 导致电池损坏、燃烧爆炸等[1]-[4]。PEMFC 的冷却方法主要分为主动与被动两大类型, 其划分依据在于是否需要外部能量输入来驱动冷却介质[5]。主动冷却方法主要通过外加动力强制流体循环以带走热量[6]。典型代表包括适用于小功率电堆(通常低于 5 kW)的空气冷却和用于大功率场景(通常高于 5 kW)的液体冷却, 它们虽然散热效果显著, 但会带来寄生功率消耗和系统复杂度增加等问题。相比之下, 被动冷却方法则无需外部动力, 而是利用先进材料或部件本身的物理特性来实现自然散热或热量迁移[7]。具体技术包括采用高导热材料作为热扩散器、集成高效传热的热管, 以及利用相变材料的潜热储存和释放热量。在实际应用中, 主动冷却和被动冷却并非相互排斥, 常通过组合形成高效的混合热管理系统, 例如将铜片的被动散热与风扇的主动强制对流相结合, 能在控制温度的同时显著减轻系统重量和体积。

金属泡沫作为一种功能材料, 相比于传统冷却板结构, 其在强化换热等方面具有巨大的潜力。金属泡沫高效传热的本质是具有较大的拓展表面和充分的流体扰动。金属泡沫通常由相互连通的孔穴和骨架构成。其孔隙率的变化区间较大, 单位体积的金属泡沫提供了较大的比表面积(比表面积可达 500~10,000 m^2/m^3), 是传统翅片的数倍到数十倍。较大的比表积极大地促进了流体和金属泡沫的对流换热。流体在穿过复杂的多孔网状结构时被不断地分割再汇合, 产生强烈的扰动, 并且破坏了流动边界层, 使热边界层减薄, 让流体与固体骨架表面的换热更加充分, 整体的对流换热系数显著提高。除此之外, 金属泡沫通常由高导热材料制成(如铜、铝及其合金等)。热量可以通过金属骨架进行高效的热传导, 将热量从热源处快速扩散至整个金属泡沫中, 再通过强大的对流换热效果将热量传递给流体, 最后由流体将热源处的热量带出, 达到控制温度的要求。此外金属泡沫还具有重量轻, 相变工质兼容性好等优点, 被广泛用于传热和航空航天等领域。但其也存在制造成本较高、清洁难度较高、泵功需求高等特点。因此当金属泡沫内置在冷却板中进行换热时, 应该避免冷却流道的结构过于复杂, 否则压降将进一步增加, 造成额外的泵功损失。

Zhao 等[8]提出了一种利用多孔金属泡沫的冷却方法。结果表明, 与光滑通道相比, 孔隙度降低的内嵌金属泡沫使峰值温度降低了 2.42%, 热均匀性提升了 72%。连续金属泡沫板表现更优, 峰值温度进一步降低了 2.11%, 均匀性比内嵌金属泡沫提高了 38%。然而寄生功率损失从 1.1 微瓦提升至 85.6 微瓦。Dong 等[9]提出了一种具有三维排列的 PEMFC 金属泡沫冷却流场。结果显示, 较大的直径能促进冷却液的热传递和电池性能, 而较小的直径则会导致温度、压力和电池性能的恶化。孔数量增加能降低电池温度, 改善通道温度均匀性。孔数量的减少可以有效改善冷却通道的温度均匀性并降低压降。Vazifeshenas

等[10]在通道中引入了金属泡沫。为了评估金属泡沫在冷却通道中的特性,研究了金属类型、孔隙率百分比及冷却介质等不同参数。结果显示,提升金属泡沫的孔隙度可以减少热传递和压降。此外,多通道类型的金属泡沫具有更佳的热传递性能。

本文基于直流冷却板压降较小的结构特点,以底部热通量的形式,采用水作为冷却介质,在直流冷却板中放置金属泡沫进行换热。旨在利用金属泡沫强大换热效果的同时,也能利用直流冷却板的流道布置来控制整体的压降。本文将金属泡沫冷却板与普通直流冷却板和蛇形冷却板进行了比较,分析了孔密度和孔隙率对金属泡沫冷却板的影响以及三种冷却板在不同热通量、流速和冷却液温度下的最高温度、平均温度以及温度均匀性指数的性能表现。

2. 物理模型和数学模型

2.1. 物理模型

本文设置了三个冷却板,金属泡沫冷却板(model 1),直流冷却板(model 2),蛇形冷却板(model 3)。本文的物理模型如图1所示,其中冷却板长度 L_1 为180 mm,冷却板宽度 W_1 为180 mm,冷却板高度 H_1 为7 mm,流道宽度 W_2 为12 mm,流道高度 H_2 为5 mm,肋宽 W_3 为12 mm。冷却板及冷却液物性参数如表1所示。

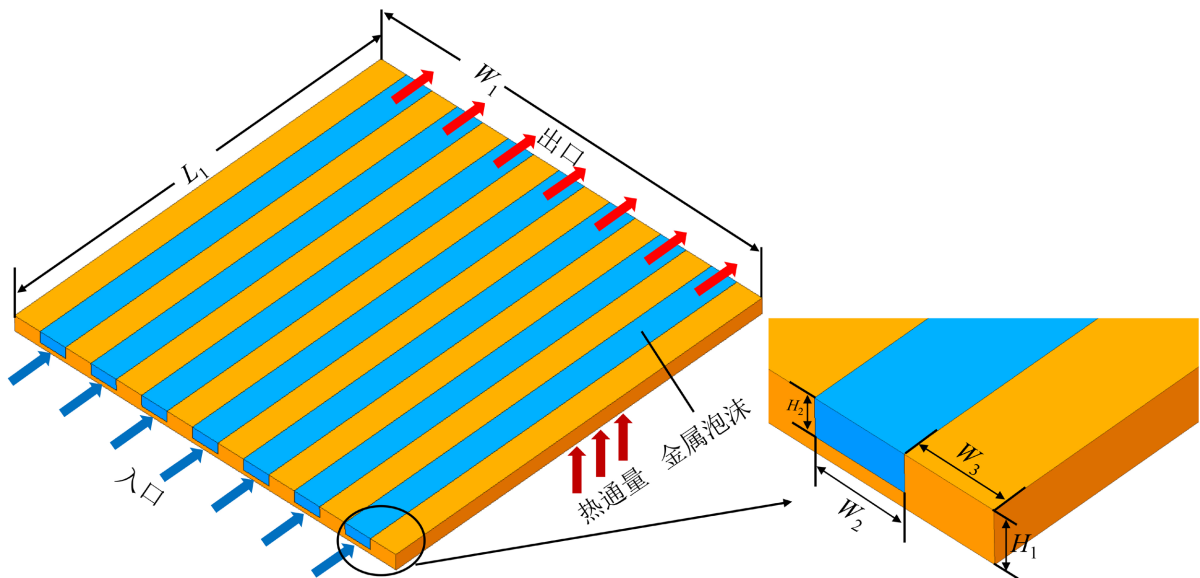


Figure 1. Physical model of metal foam cooling plate

图 1. 金属泡沫冷却板物理模型

Table 1. Parameters of the cooling plate and coolant

表 1. 冷却板和冷却液参数

参数	冷却板参数	冷却液参数
密度(kg/m ³)	2250	992.2
热导率(W/m·K)	24	0.62
比热容(J/kg·K)	690	4179
粘度(Pa·s)	0.001	0.001
热通量(W/m ²)	5000	-

续表

孔密度(PPI)	10	-
孔隙率	0.9	-
冷却液温度(K)	-	333.15
冷却液流速(m/s)	-	0.1

2.2. 数学模型

质量守恒方程:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\frac{\rho}{\varepsilon} \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} \right) = -\nabla p + \frac{\mu}{\varepsilon} \nabla^2 \vec{u} - \frac{\mu}{a} \vec{u} - \frac{\rho C_F}{\sqrt{a}} |\vec{u}| \vec{u} \quad (2)$$

流体域能量方程:

$$\varepsilon \rho C_{p,f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla T_f \right) = \nabla \cdot (\varepsilon k_f \nabla T_f) + h_{sf} (T_s - T_f) \quad (3)$$

固体域能量方程:

$$(1 - \varepsilon) \rho C_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot ((1 - \varepsilon) k_s \nabla T_s) + h_{sf} (T_f - T_s) \quad (4)$$

式中, \vec{u} 为速度矢量, ε 为孔隙率, μ 为动力粘度, C_F 为 Forchheimer 系数, a 为渗透率, $C_{p,f}$ 为流体体积热容, $C_{p,s}$ 为固体体积热容, T_f 为流体温度, T_s 为固体温度, h_{sf} 为界面传热系数。其相关参数定义如下:

孔径:

$$d_p = \frac{0.0254}{PPI} \quad (5)$$

纤维直径:

$$d_f = d_p \cdot 1.18 \sqrt{\frac{1 - \varepsilon}{3\pi} \left[1 - \exp\left(\frac{\varepsilon - 1}{0.04}\right) \right]^{-1}} \quad (6)$$

渗透率:

$$a = \frac{d_p^2}{150} \cdot \frac{\varepsilon^3}{(1 - \varepsilon)^2} \quad (7)$$

惯性阻力:

$$c_1 = \frac{1}{a} \quad (8)$$

粘性阻力:

$$c_2 = \frac{3.5(1 - \varepsilon)}{d_p \varepsilon^3} \quad (9)$$

界面传热面积:

$$a_{sf} = 3\pi d_f \left[1 - e^{\frac{\varepsilon-1}{0.04}} \right] / (0.59d_p)^2 \quad (10)$$

界面传热系数:

$$h_{sf} = 0.52Re_d^{0.5} Pr^{0.37} \frac{k_f}{d}, (40 \leq Re_d \leq 10^3) \quad (11)$$

$$d = \left(1 - e^{\frac{\varepsilon-1}{0.04}} \right) \quad (12)$$

$$Re_d = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (13)$$

2.3. 边界条件和模型验证

本研究以底部热通量的形式进行仿真分析, 其中 PEMFC 的热量变化反映为热通量的变化, 冷却液为水。本文选择 SIMPLE 算法对压力场和速度场进行耦合。压力项、能量项和动量项选择二阶精度。在真实的工作环境中, 冷却液和冷却板的相关物理性质会随温度、压力的变化产生细微的变化, 数值模拟过程中无法完全对真实的冷却板工作状态进行模拟, 为降低数值模拟的复杂性, 因此做出以下假设:

- (1) 冷却介质为牛顿流体, 不可压缩;
- (2) 冷却板材料分布均匀, 传热系数恒定;
- (3) 流体与固体表面相对速度为零, 满足无滑移速度边界条件;
- (4) 忽略重力以及浮力的影响。

本文使用数值模拟的方法对金属泡沫冷却板的性能进行研究分析, 为了确保数值模拟结果的可靠性, 在相同的工况下与文献[11]进行比较。准确性分析结果如图 2 所示。其最大误差约为 5.85%, 满足计算精度要求。表明误差在合理范围, 验证了仿真方法的可靠性。

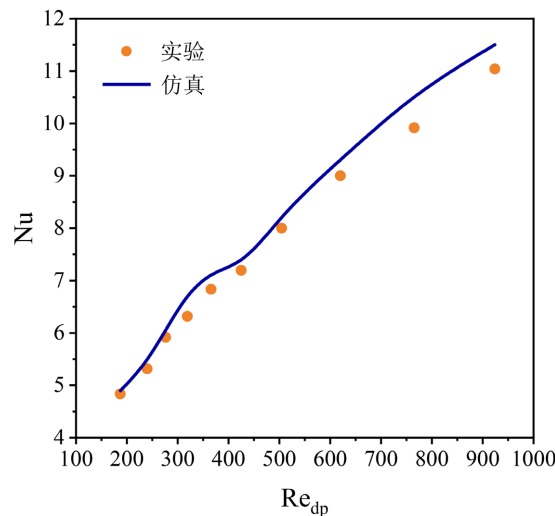


Figure 2. Model validation
图 2. 模型验证

为验证网格无关性, 设计了五套网格进行验证, 网格示意图如图 3 所示。表 2 显示, 当网格数为 2,014,273 时, 仿真结果稳定且相对误差满足要求, 故后续计算采用网格 4。网格结构图如图 3 所示。



Figure 3. Schematic diagram of metal foam mesh
图 3. 金属泡沫网格示意图

Table 2. independence validation
表 2. 无关性验证

网格	网格数	T_{avg} (K)	相对误差(%)
网格 1	501,273	341.55	0.143
网格 2	1,019,342	341.87	0.050
网格 3	1,492,384	341.95	0.026
网格 4	2,014,273	342.01	0.009
网格 5	2,501,289	342.04	-

3. 结果分析

3.1. 温度分布及压降性能分析

图 4 为金属泡沫冷却板和直流冷却板以及蛇形冷却板温度云图。表 3 为不同冷却板的性能指标。结果表明金属泡沫冷却板在温度层面明显好于另外两组。最高温度比直流冷却板低 5.7 K，比蛇形冷却板低 3.3 K。金属泡沫冷却板的温差、最高温度均是三个模型中最优的，温度均匀性指数则和蛇形冷却板基本一致。金属泡沫冷却板在上下两侧尤其是在靠近出口侧存在局部温度较高的情况。主要是处于边缘位置只有一侧有流体流过，另一侧为绝热，与中间位置相比，缺少一侧的散热，但局部高温仍在合理范围之内。对照组也存在局部温度较高的情况，尤其是直流冷却板。金属泡沫在自身具有高热导率的情况下，有效地使冷却液滞留时间更长，冷却液的冷能得到充分利用，因此其温度性能相比于对照组有明显的优势。

直流冷却板在四个性能指标中压降较低，温差、最高温度以及温度均匀性指数均是三个模型中最差的。这主要是因为其直流冷却板的构型，流动距离很短，也没有进行充分的扰动，导致冷却液在流道内未进行充分换热。其温度分布表现为入口处温度较低，出口以及上下两侧的温度较高，整体温度分布不均匀，局部高温区域较多。由于自身没有弯道结构或者金属泡沫对冷却液流动起到扰动作用，冷却液滞留时间短，没有进行长时间充分换热。另一方面，流体以层流的方式流经冷却板，没有充分扰动，因此无法形成涡流，不能进行充分有效的换热，导致冷能得到充分的利用，导致局部温度偏高。

蛇形冷却板在三个模型中具有最佳的温度均匀性指数。温度均匀性指数为 0.99721 与金属泡沫冷却板基本一致。其相比于直流冷却板的优势是其蛇形流道的设计，使流道中有了部分扰动，整体的换热性能优于直流冷却板，但仍明显弱于添加了金属泡沫的金属泡沫冷却板。其最高温度仍比金属泡沫冷却板高出 3.3 K。其温度分布主要表现为入口区域较低，出口区域温度以及右上角存在局部高温。局部高温区域比直流冷却板少，且局部高温区域呈分散状态。与直流冷却板相比，由于其自身结构特点，蛇形冷却板存在较多弯道，冷却液受到部分扰动，并且其流动距离较长，冷却液滞留时间长，能够进行长时间换热，冷能得到充分利用。但由于流动距离较长的因素，在后半段的流动过程中，冷能可能存在冷能被耗尽的情况。因此，在后半段流动过程中存在局部温度较高的问题，由此会导致整体的温度较高，不符合

冷却板的温度性能要求。

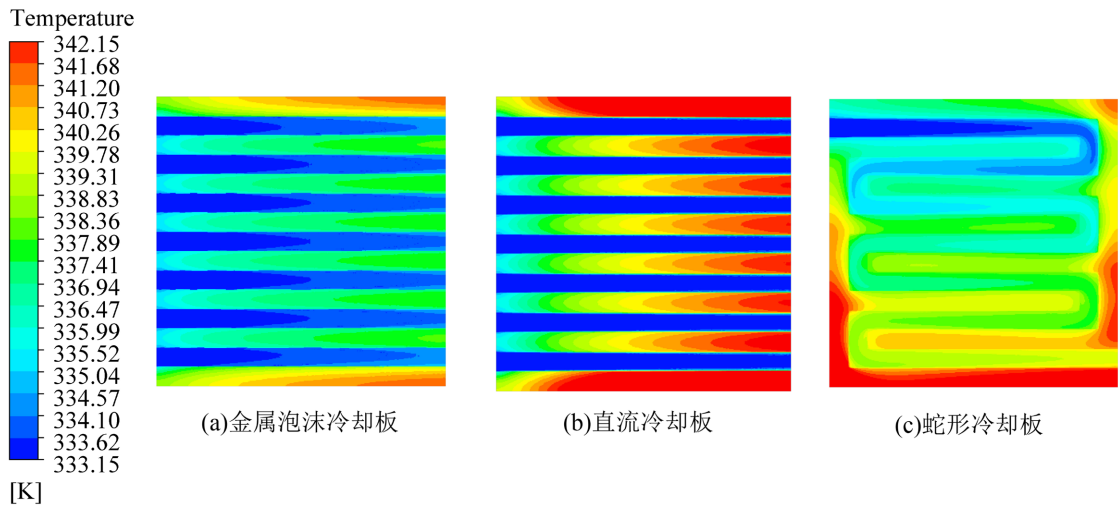


Figure 4. Temperature of metal foam cooling plate and reference models

图 4. 金属泡沫与对照模型温度

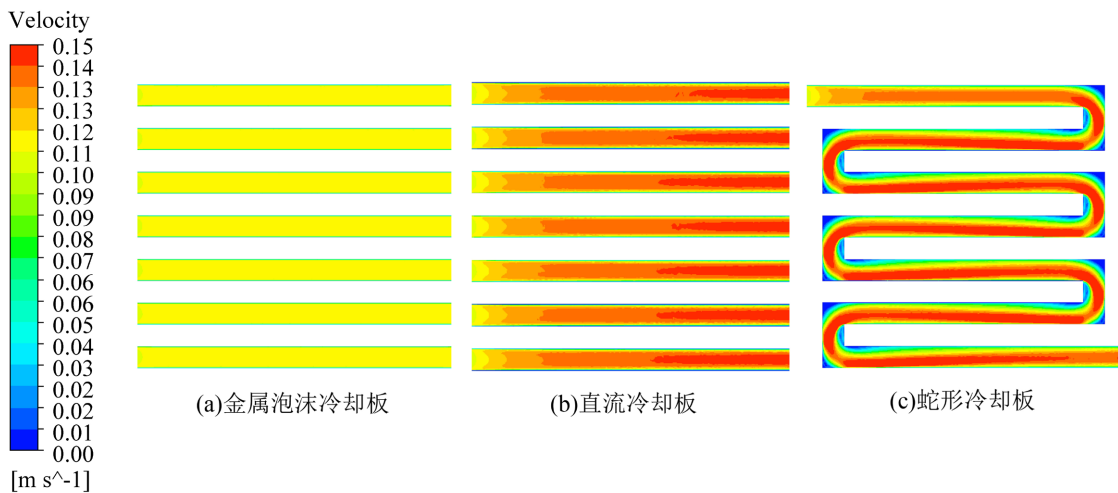


Figure 5. Velocity of metal foam cooling plate and reference models

图 5. 金属泡沫冷却板与对照模型速度

Table 3. Performance indicators of different cooling plates

表 3. 不同冷却板性能指标

model	ΔT (K)	T_{\max} (K)	U_T	ΔP (Pa)
model 1	8.893	342.043	0.997213	228.979
model 2	14.599	347.749	0.994194	11.679
model 3	12.214	345.364	0.997214	158.143

图 5 为金属泡沫及其对照模型的速度云图。三个模型中金属泡沫冷却板的压降为 228.979 Pa，是三个模型中最高的，是蛇形冷却板的 1.45 倍，是直流冷却板的 19.6 倍。金属泡沫冷却板的流速相对较小，且整体流速分布非常均匀。主要是金属泡沫对流体的阻碍作用导致整体流速较低。直流冷却板从入口到

出口呈现速度逐渐增加的趋势，整体流动速度较大。这主要是近壁面粘性阻力的作用导致的。蛇形冷却板流速最大，整体流速分布并不均匀，主要由于其存在众多拐角和部分拐角处的局部死区，导致局部流动不顺畅，并且流动过程较长，存在沿程阻力损失较大和压降过大等问题。

3.2. 孔密度与孔隙率的影响

由于影响金属泡沫换热的因素众多。本文主要选择金属泡沫的孔密度以及孔隙率来研究其对金属泡沫冷却板的温度性能的影响。探究在不同孔密度以及孔隙率下金属泡沫冷却板最高温度、平均温度以及温度均匀性指数的变化规律。

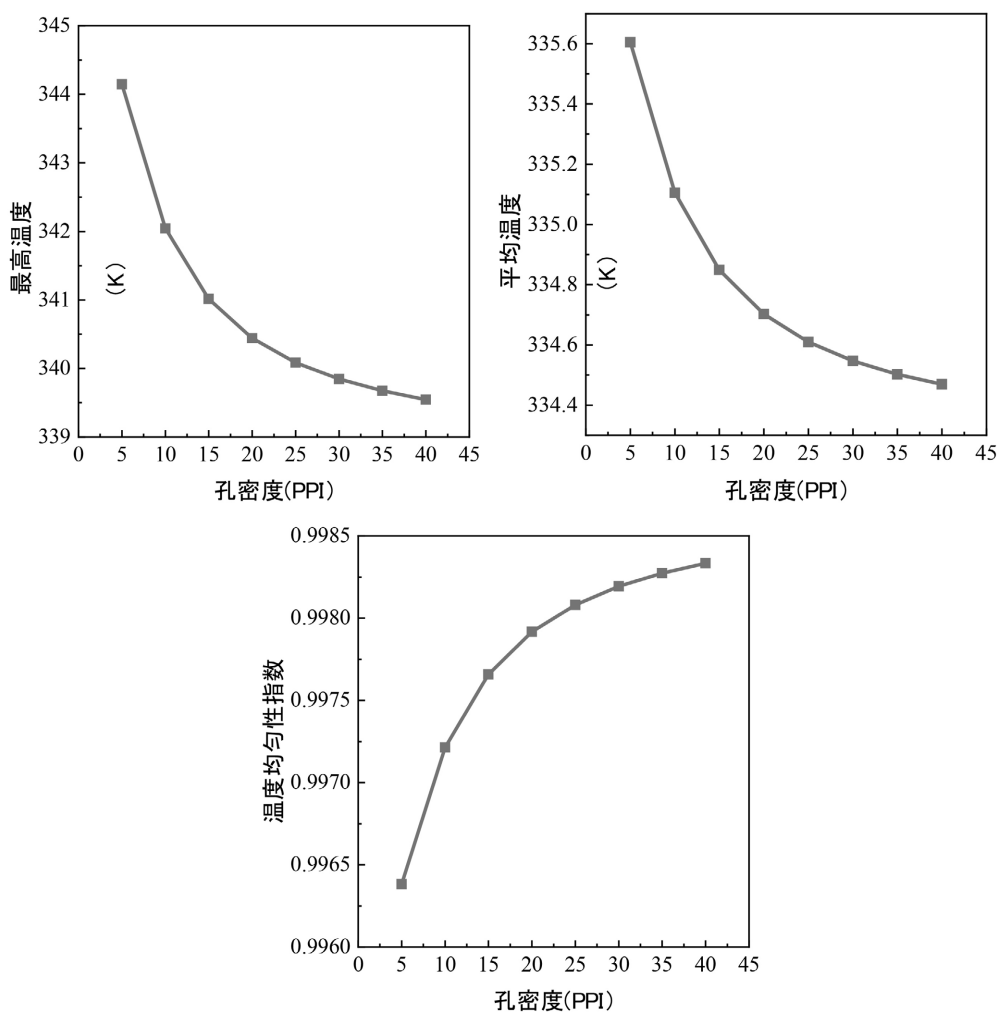


Figure 6. Effect of pore density on metal foam cooling plate
图 6. 孔密度对金属泡沫冷却板的影响

图 6 是孔密度对金属泡沫冷却板的影响，孔密度单位为 PPI，其表示为每英寸金属泡沫的数目。随着孔密度的增加，金属泡沫冷却板在最高温度和平均温度均呈现下降趋势。温度均匀性指数则随着孔密度的增加呈现上升趋势。孔密度较高与较低时相比，最高温度差值达 4.60 K，平均温度差值达 1.14 K，温度均匀性指数差值达 0.0020。在孔密度较小的区间，温度下降趋势更为明显，尤其是冷却板的最高温度。到孔密度较大的区间，温度下降趋势放缓，达到孔密度能控制温度的极限。这主要是因为随着孔密度的

增大，金属泡沫对流体的扰动效果会更大，并且其比表面积也会增大，对换热起到促进效果。但是孔密度持续增大会使金属泡沫更加密集，会使冷却液的整体流动性受限。一方面金属泡沫让冷却液的扰动程度在提升，但另一方面流体滞留时间更长，部分冷却液吸收的热量无法及时排除。此消彼长之下，在孔密度较大的区间，整体的温度降低幅度会陷入瓶颈。

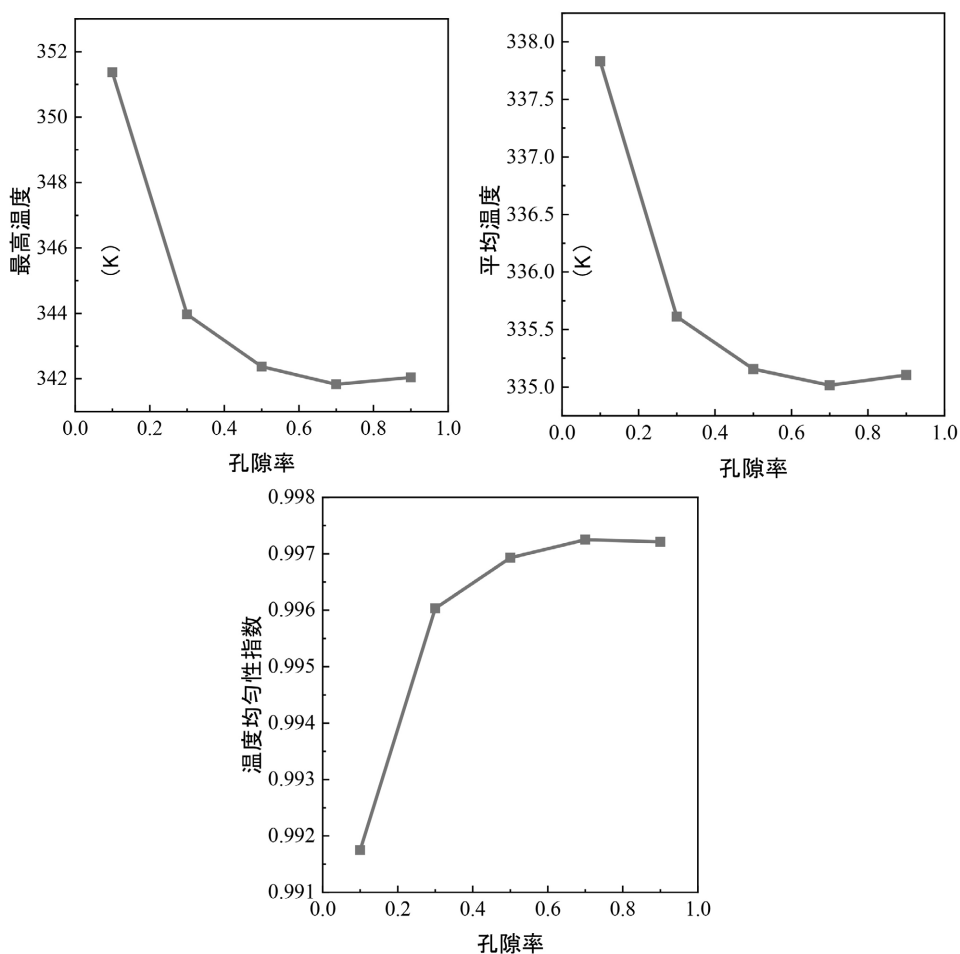


Figure 7. Effect of porosity on metal foam cooling plate
图 7. 孔隙率对金属泡沫冷却板的影响

温度均匀性指数则随着孔密度的增大整体呈增大趋势。特别是在孔密度较小的区间，温度均匀性指数变化率明显增加，后半段呈放缓趋势。可见温度均匀性指数对孔密度的敏感性在三个温度性能指标中是最高的。这主要是因为随着孔密度的增大，整体的换热效果会有所提升。结合温度云图分析可知冷却板的固体区域温度比流体域更高，这样就导致了整体的温度均匀性较差。而随着孔密度的增加，换热效果更好，冷却液从固体域吸收到的热量更多，温度也会更高，使流体域和固体域的温度更趋于一致性。因此其整体的温度均匀性在金属泡沫的强换热效果下得到稳步提升。前文提及孔密度较大的区间其整体的换热效果会有所下降。反映到温度均匀性指数上则是温度均匀性指数的变化率有所放缓。

图 7 为孔隙率对金属泡沫冷却板的性能影响。三个温度性能指标变化趋势与图 6 类似。孔隙率较高与较低时相比，最高温度差值达 9.32 K，平均温度差值达 2.72 K，温度均匀性指数差值达 0.0055。在孔隙率较低的区间，最高温度，平均温度具有较高的降低幅度，温度均匀性指数有较高的增长幅度；在孔

隙率较高的区间，最高温度、平均温度以及温度均匀性指数的变化率较小。这主要是因为孔隙率较低的区间，随着孔隙率的增大，金属泡沫整体的流动更加顺畅，比表面积整体仍维持在较高水平，且对流换热系数也有一定程度的增加。因此在孔隙率较低的区间，整体的换热提升效果最为明显。

在孔隙率较大的区间，随着孔隙率的逐渐升高，金属泡沫的固体结构相对较少，孔密度不变的情况下，金属泡沫的孔数量会变多。一方面金属泡沫与流体的有效接触面积变少，比表面积也会随之减少，进而导致换热量也会减少。另一方面，随着孔隙率变大，金属泡沫的孔数量会增加。孔数量的增加会使流体流动更加复杂多变，并且对流换热系数也会随孔隙率的增大而增大。此消彼长之下，整体的换热效果达到峰值。反映在温度层面则是最高温度、平均温度以及温度均匀性指数的变化放缓。孔隙率逐渐增大意味着固体金属变少了，导热路径似乎被削弱。但实际对换热的增强体现在：提高流体渗透率，促进内部对流。

综上所述，孔密度和孔隙率增大都会增强金属泡沫冷却板的换热效果。孔密度增大主要通过增加比表面积、减薄边界层来强化换热；孔隙率增大主要通过降低流动阻力、允许更高流速、促进内部对流来强化换热。两者作用机制互补，在合理范围内增大时，都能有效提升金属泡沫冷却板的综合换热性能。

3.3. 热通量的影响

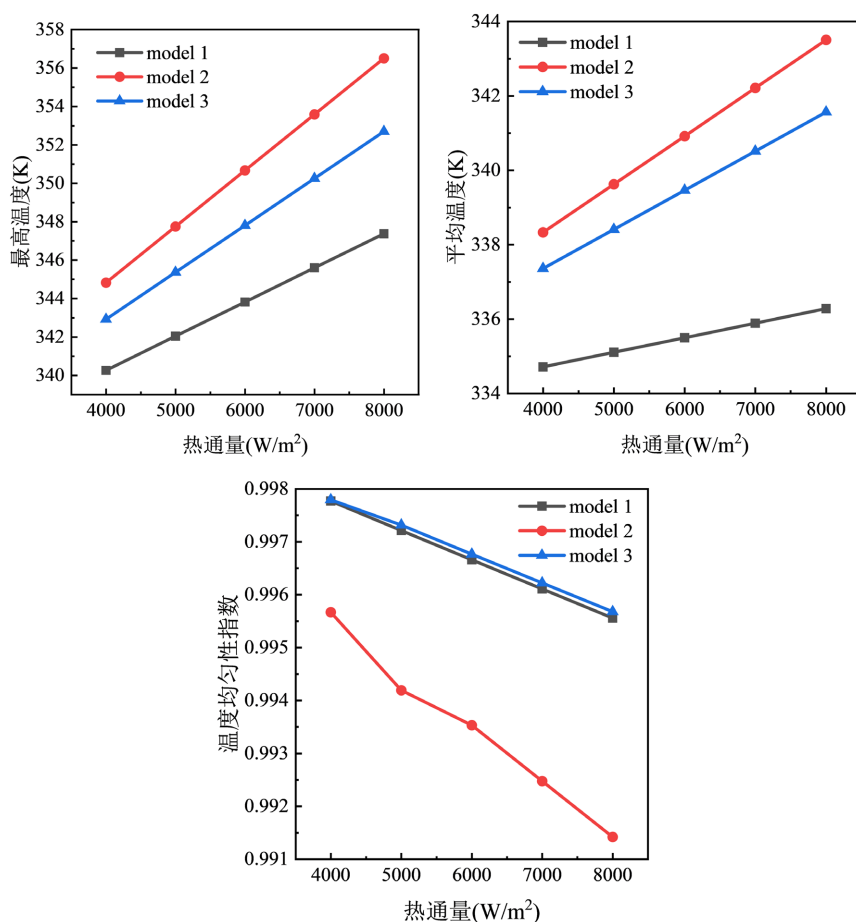


Figure 8. Effect of heat flux on metal foam cooling plate

图 8. 热通量对金属泡沫冷却板的影响

PEMFC 在实际的工作环境中随着功率的变化，电池整体产生的废热也会发生变化。通过改变冷却液

温度以及冷却流体的流速能够影响电池整体的温度。

图 8 表示了热通量对金属泡沫冷却板的性能影响。PEMFC 在工作过程中，负载会发生变化，产生的热量也会变化，因此热通量也会随之而变化。随着底部热通量的增加，三个模型的最高温度和平均温度都在上升，温度均匀性指数则随热通量的增大而减小。直流冷却板的三个温度指标随热通量的变化率是最大的。随着热通量的增大，其最高温度，平均温度以及温度均匀性指数分别达到了 356.5 K, 343.5 K 和 0.9914。已经远超出 PEMFC 的正常工作范围。蛇形冷却板则基本满足要求，但是前文指出其存在出口区域温度较高以及压降较大等问题。金属泡沫冷却板则在最高温度、平均温度均远好于对照模型，在温度均匀性指数上远好于对照模型，略微好于蛇形冷却板。在热通量为 8000 W/m^2 时三个模型的最高温度、平均温度和温度均匀性指数的最大差值分别达到了 9.1 K, 7.2 K 和 0.0041。金属泡沫冷却板与蛇形冷却板两者的结构设计，流动方式均存在明显差异。但是在温度均匀性指数上，蛇形冷却板略大于金属泡沫冷却板。由于其多流道的设计，虽然整体的最高温度和平均温度是三个模型中最低的，但是各区域间的温度连续性较差，流体域和固体域的交替出现，导致在交界处的温度梯度变化更加频繁出现，整体的温度均匀性指数因此受到影响。而蛇形冷却板则是因为整体的最高温度和最低温度差值较大，导致整体的温度均匀性指数受到影响。

3.4. 冷却液温度的影响

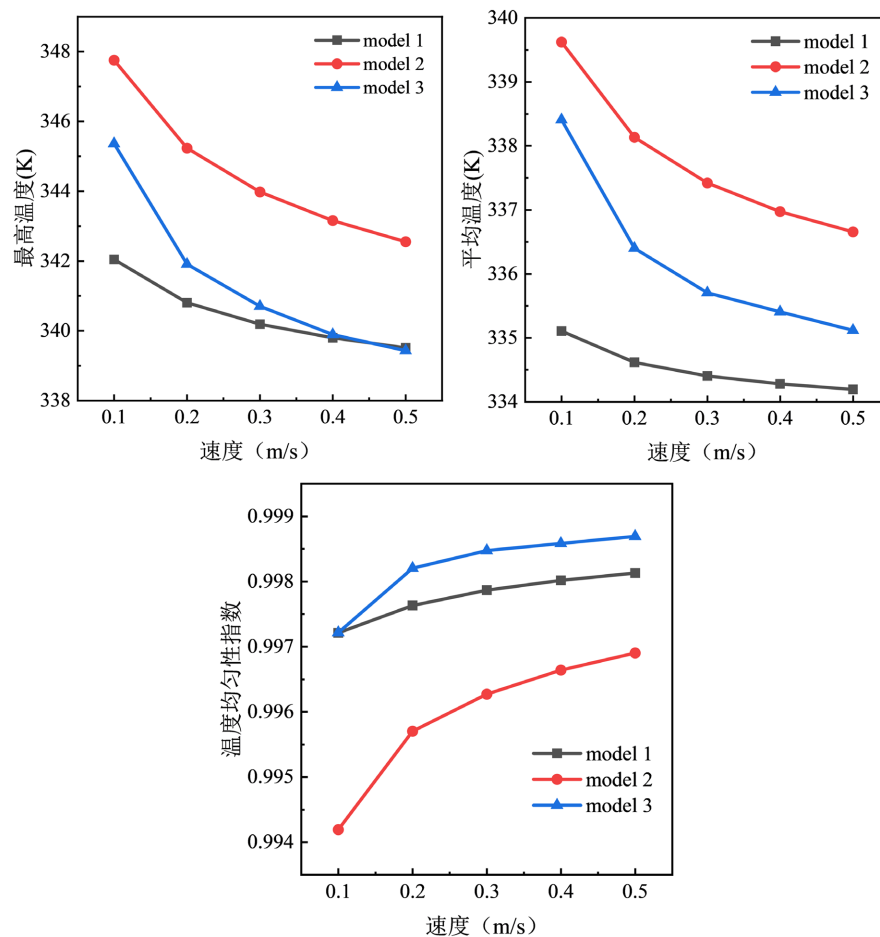


Figure 9. Effect of coolant temperature on metal foam cooling plate

图 9. 冷却液温度对金属泡沫冷却板的影响

图 9 表示了冷却液温度对金属泡沫冷却板性能的影响。降低冷却液温度也是一种常见的控制冷却板温度的方法。随着冷却液温度的降低，最高温度，平均温度以及温度均匀性指数都有一定程度的下降。最高温度和平均温度对于冷却液温度的敏感性较高，呈近似的线性相关。但是将冷却液温度降低到一定程度，温度均匀性指数会存在较大的降低，说明温度均匀性在冷却液温度降低到一定程度时会存在局部温度过低的情况。即冷却板的固体域和流体域的温差较大。这主要是因为蛇形冷却板的整体流动里程较长，进行了充分的换热，最终流出的冷却液温度较高。金属泡沫冷却板和直流冷却板由于整体的流动里程较小，流体没有经过充分的换热就流出，尤其是直流冷却板还没有金属泡沫的阻碍作用，导致流动道内的冷却液温度较低，整体的温度均匀性较差。

3.5. 冷却液流速的影响

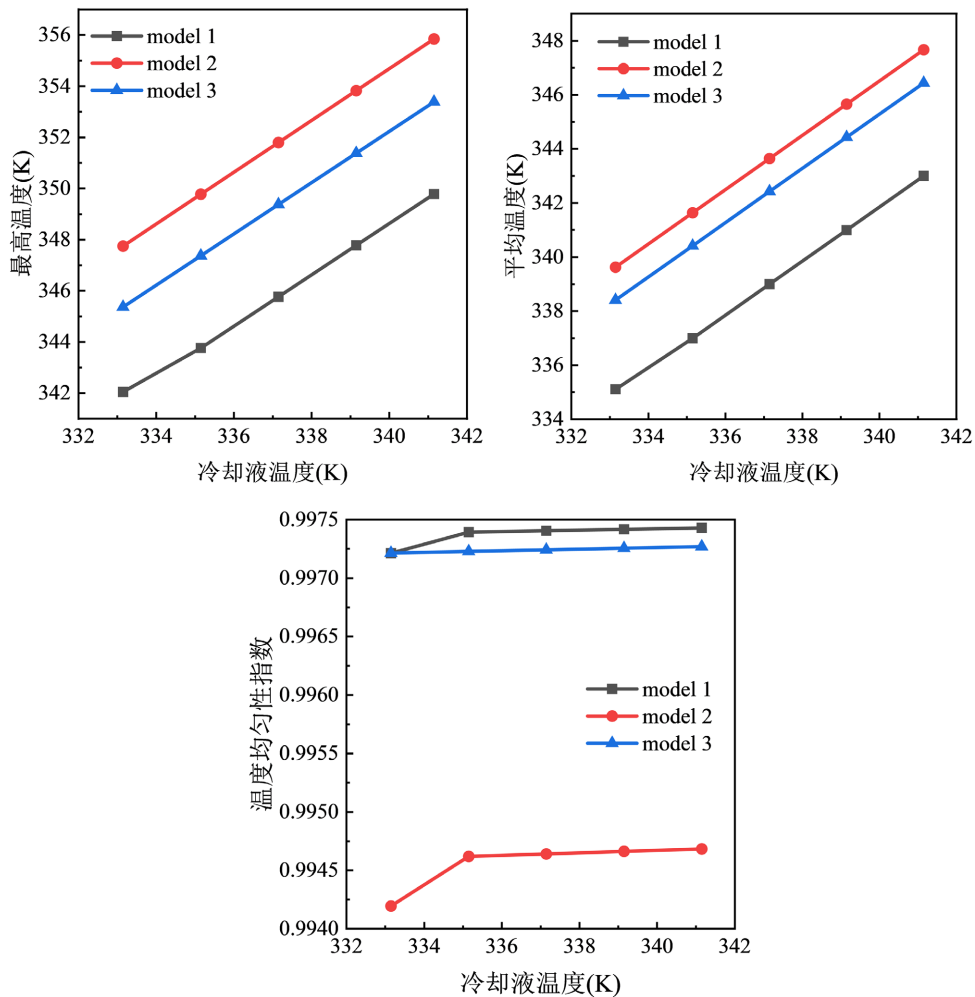


Figure 10. Effect of flow velocity on metal foam cooling plate

图 10. 流速对金属泡沫冷却板的影响

图 10 表示了流速对金属泡沫冷却板的性能影响。为了适应 PEMFC 的热量变化，增大冷却液的流速是一种常用的方法。随着流速的增加，最高温度和平均温度均有一定程度的下降，温度均匀性指数则有一定程度的增加。金属泡沫冷却板在三个模型中的最高温度、平均温度这两个指标表现最好。蛇形冷却板则是在温度均匀性指数上表现最好。金属泡沫冷却板和蛇形冷却板在流速相对较高，在流速为 0.5 m/s

时出现了最高温度相近, 但平均温度和温度均匀性指数相差较大的情况。结合前文分析, 这主要是蛇形冷却板存在流道较长的问题, 流速较小时, 冷能会在还未到达出口处就耗尽, 很容易在出口形成局部高温。随着流速的增大, 其具有充分的冷能可以利用, 最高温度和平均温度则随流速增大而降低。最高温度的敏感性更高, 降低幅度更大。金属泡沫冷却板最高温度的敏感性较低, 导致其在流速较大的区间最高温度相近。但由于金属泡沫自身的热导率较高, 冷却板的热导率较低, 两者的热导率存在较大差异, 会使流体域和固体区域交界处温度差异较大, 存在明显的温度差异, 没有较好的过渡。因此导致金属泡沫冷却板的温度均匀性较低于蛇形冷却板。金属泡沫冷却板和蛇形冷却板在流速相对较低, 在 0.1 m/s 时出现了温度均匀性指数相近, 但最高温度和平均温度相差较大的情况。这主要是在流速较低的情况下, 金属泡沫冷却板凭借金属泡沫得到充分换热, 最高温度和平均温度都较低, 而流速较低的情况下, 蛇形冷却板由于冷能耗尽, 整体的最高温度和平均温度较高。但是温度均匀性指数是评价物体平面温度是否均匀的指标, 与最高温度和平均温度没有直接关系。最高温度和平均温度都较低的情况下, 一般温度均匀性指数也会较低, 但如果出现局部温度梯度过大, 则会降低温度均匀性指数。如图 4 所示, 金属泡沫冷却板在流体域和固体域存在明显的温度不连续, 这主要是两者的热导率差异较大所导致的。因此在温度均匀性上则大打折扣, 降低了整体的温度均匀性指数。综上所述, 出现这两个现象均是由于金属泡沫冷却板的交界处材料差异导致温度连续性较差, 温度差异太大, 导致整体的温度均匀性欠佳。

4. 结论

普通直流冷却板和蛇形冷却板存在局部温度较高或温度均匀性较差。金属泡沫结构相比于传统冷却板结构, 其在强化换热等方面具有巨大的潜力。本文结合直流冷却板压降较小的特点和金属泡沫换热效果较好的特点, 设计了在直流冷却板中添加金属泡沫的金属泡沫冷却板, 与直流板和蛇形冷却板进行了比较, 得出了以下结论:

(1) 金属泡沫冷却板温度性能表现最好, 其最高温度和平均温度以及温度均匀性指数均优于直流冷却板和蛇形冷却板, 局部高温区域面积远小于直流和蛇形冷却板。但是其压降是三个模型中最大的。金属泡沫能控制整体温度, 但是其在流体域和固体域交界处的温度梯度变化较大, 并且其压降会有一定程度的上升。

(2) 在金属泡沫冷却板中, 最高温度和平均温度随孔密度的增加而减小, 温度均匀性指数随孔密度的增加而增加。三个温度性能指标均在孔密度较大区间变化率明显放缓; 三个温度性能指标随孔隙率的变化趋势与其随孔密度的变化趋势基本一致。孔密度增大会影响比表面积、减薄边界层来强化换热; 孔隙率增大会降低流动阻力、允许更高流速、促进内部对流来强化换热。两者作用机制互补, 在合理范围内增大时, 都能有效提升金属泡沫冷却板的综合换热性能。

(3) 随着热通量的增加, 整体的最高温度和平均温度也在逐渐增加, 温度均匀性指数也在逐渐下降, 直流冷却板和蛇形冷却板均超出温度允许范围。而通过增加冷却液流速和降低冷却液温度均会使最高温度和平均温度有明显的下降, 尤其是增加冷却液流速还能明显提升温度均匀性指数。

参考文献

- [1] 孙铁生, 陈山, 孙红, 等. 质子交换膜燃料电池发动机热管理特性仿真分析[J]. 重庆大学学报, 2023, 46(4): 27-36.
- [2] Cai, F., Cai, S., Tu, Z. and Chan, S.H. (2025) Advanced Temperature Design for Dynamic Performance Enhancement of PEMFCs under High Current Density (HCD). *Advanced Science*, 12, Article ID: 2501825. <https://doi.org/10.1002/advs.202501825>
- [3] Baroutaji, A., Arjunan, A., Robinson, J., Wilberforce, T., Abdalkareem, M.A. and Olabi, A.G. (2021) PEMFC Poly-Generation Systems: Developments, Merits, and Challenges. *Sustainability*, 13, Article 11696.

<https://doi.org/10.3390/su132111696>

- [4] 侯献军, 桂文刚, 金雪. 质子交换膜燃料电池发动机热管理研究[J]. 汽车科技, 2009(1): 16-18, 26.
- [5] Veza, I. (2025) Fuel-Cell Thermal Management Strategies for Enhanced Performance: Review of Fuel-Cell Thermal Management in Proton-Exchange Membrane Fuel Cells (PEMFCs) and Solid-Oxide Fuel Cells (SOFCs). *Hydrogen*, **6**, Article 65. <https://doi.org/10.3390/hydrogen6030065>
- [6] Mitincik, S. and Yazici, M.Y. (2026) A Comprehensive Review of Thermal Management Strategies in PEM Fuel Cells: From Conventional Cooling Methods to Advanced Passive and Hybrid Solutions for Sustainable Energy Application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **230**, Article ID: 116684. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2025.116684>
- [7] Kumar, D., Kumar, H. and Oberoi, A.S. (2026) Thermal Management System and Its Impact on PEMFC Performance: Review. *Environmental Progress & Sustainable Energy*, **45**, e70131. <https://doi.org/10.1002/ep.70131>
- [8] Zhao, Y., Ma, J., Dai, Y., et al. (2025) Mitigating Overheating in PEMFCs: The Role of Porous Metal Foam Cooling Architectures. *Applied Thermal Engineering*, **282**, 128834. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.128834>
- [9] Dong, F., Sheng, T., Ni, J. and Xu, S. (2025) Pore-Scale Heat Transfer and Flow Characteristics of Metal Foam Cooling Flow Field with Three-Dimensional Ordered Arrangement in PEMFC. *International Journal of Hydrogen Energy*, **126**, 133-146. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2025.04.114>
- [10] Vazifeshenas, Y., Sedighi, K. and Shakeri, M. (2019) Heat Transfer in PEM Cooling Flow Field with High Porosity Metal Foam Insert. *Applied Thermal Engineering*, **147**, 81-89. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.069>
- [11] Calmidi, V.V. and Mahajan, R.L. (2000) Forced Convection in High Porosity Metal Foams. *Journal of Heat Transfer*, **122**, 557-565. <https://doi.org/10.1115/1.1287793>