

DOI: 10.20189/j.cnki.CN/61-1527/E.202603006

三周期极小曲面散热器传热特性研究

钟思福¹, 孙亚松^{1,2*}, 王一凡³, 马 菁⁴, 张 达¹, 林梓灿¹

(1. 长安大学 能源与电气工程学院, 西安 710018;

2. 同济大学 汽车与能源学院, 上海 201804;

3. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 西安 710049;

4. 长安大学 汽车学院, 西安 710018)

摘 要: 针对传统散热结构难以同时满足高效散热与紧凑空间需求的问题, 以 Diamond (D 型) 和 Gyroid (G 型) 2 种三周期极小曲面 (triply periodic minimal surface, TPMS) 散热器为研究对象, 通过构建热流固耦合仿真模型, 系统探究了胞元尺寸和壁面厚度对散热器内部流动与传热性能的影响规律。仿真结果表明: 在 20~120 L/min 体积流量范围内, D 型与 G 型 TPMS 散热器进出口温差的仿真结果与实验结果相吻合, 积分相对误差分别为 7.68% 和 3.34%, 从而验证了仿真模型的准确性与可靠性; 减小胞元尺寸、增加壁面厚度可显著增强散热介质扰动, 提升绝对换热能力, 但通过换热性能因子 j 分析发现, 小胞元、厚壁面结构会导致流动阻力急剧升高, 在同等泵功率条件下无法实现散热器传热性能达到最优; 相同几何参数下 D 型 TPMS 散热器凭借无通孔结构与更大换热面积, 综合传热性能优于 G 型 TPMS 散热器; 进一步采用综合性能评价因子 (performance evaluation criteria, PEC) 开展多工况下 TPMS 散热器的流动与传热性能综合评估, 发现在大胞元尺寸、薄壁结构与低体积流量工况下, TPMS 散热器的综合性能表现最佳。

关键词: 三周期极小曲面; 热流固耦合; 芯片散热

中图分类号: TK121

文献标志码: A

开放科学标识码(OSID):

文章编号: 2097-2741(2026)03-0080-09



听语音
聊科研
与作者互动

近年来, 伴随新能源汽车、航空航天、5G 通信及大数据中心等高端科技领域的迅猛发展, 电子器件正朝着轻量化、高功率方向不断迭代升级, 对其综合性能要求也日趋严格。高功率电子器件运行时的热流密度已由 10^1 W/cm² 量级攀升至 $10^2 \sim 10^3$ W/cm² 量级^[1], 且其工作稳定性、可靠性及使用寿命受工作温度影响显著。因此, 研发高效、紧凑的散热结构已成为突破高功率电子器件小型化技术瓶颈的关键所在。

针对小型电子器件的高散热需求, 国内外学者围绕多孔材料及散热结构开展了大量优化设计

与性能调控研究, 但其在实际应用中仍存在诸多问题。例如, Wang 等^[2-3]通过对泡沫金属材料进行梯度孔隙设计来优化泡沫金属换热器的性能, 但由于泡沫金属内部的随机孔隙结构易造成高流动阻力与局部流动死区, 加之材料的力学性能强度较低, 导致其在高压、高振动工况下易发生结构失效。传统的翅片^[4-5]、圆管^[6-7]、肋片^[8-9]等散热结构则存在传热性能不强、低流速时性能明显下降等固有缺陷, 难以实现“强化换热”与“流动损耗控制”的协同优化。因此, 为能同时满足高散热效率、低流动阻力与紧凑空间结构, 迫切需要

收稿日期: 2026-01-13

修回日期: 2026-03-31

录用日期: 2026-04-25

基金项目: 陕西省重点研发计划 (2025GH-YBXM-014, 2025CY-YBXM-094)

第一作者: 钟思福 (2000—), 男, 硕士研究生, 主要从事高性能换热器内流动与传热研究。

***通信作者:** 孙亚松 (1986—), 男, 教授, 主要从事高性能换热器内流动与传热研究。

引用格式: 钟思福, 孙亚松, 王一凡, 等. 三周期极小曲面散热器传热特性研究[J]. 火箭军工程大学学报, 2026, 40 (3): 80-88.
ZHONG Sifu, SUN Yasong, WANG Yifan, et al. Heat transfer characteristics in triply periodic minimal surface radiators[J].
Journal of Rocket Force University of Engineering, 2026, 40 (3): 80-88.

引入一种新的散热结构以解决电子器件温控难题。三周期极小曲面 (triply periodic minimal surface, TPMS) 是基于极小曲面^[10]这一数学概念而形成的多孔隙几何结构, 它在三个正交方向上均具备周期性循环的几何特征, 拥有流道连续光滑、比表面积大、孔隙率可控、结构整体性强等先天优势。但受限于制造技术, 早期关于 TPMS 的研究大多仅集中于理论计算^[11-12], 难以将其应用于微小尺寸散热器的工程开发。近年来, 随着增材制造 (additive manufacturing, AM)^[13-15]技术的快速发展, 将 TPMS 技术应用于小型散热器设计成为当前研究的热点。

目前, 国内外关于 TPMS 散热器的研究主要聚焦于拓扑构型筛选、结构变形设计与性能优化三大方向。在拓扑构型换热性能研究方面, Khalil、Iyer 与 El Khadiri 等^[16-18]分别以 Gyroid、Diamond、IWP、Fischer-Koch S 等经典 TPMS 构型为研究对象, 系统对比了不同拓扑结构的流动与传热差异, 能够直观判定单一规整构型的换热性能优劣, 但仅局限于固有标准构型分析, 存在结构形式单一、工况适配性差等问题, 难以满足复杂散热场景的个性化需求。在此基础上, 为突破标准 TPMS 结构的性能局限, 部分学者开展了 TPMS 结构变形与重构优化研究。例如, Xu 等^[19]提出混合 TPMS 仿生换热结构, 通过构型组合优化换热流程, 有效改善了单一结构流动阻力偏大的缺陷, 但该混合结构建模难度高、加工成本大。为进一步简化优化方式, Zhang 与 Ibhadode 等^[20-21]采用旋转、拉伸的形变处理方式探究结构变形对 TPMS 热流特性的影响, 证实结构变形可灵活调控散热器换热与流动性能。该方法操作简便、可控性强, 但过度形变易造成内部流道畸变, 反而导致其散热性能恶化。

综上所述, 当前研究大多仅关注 TPMS 散热器拓扑结构对其散热性能的影响, 对固有结构的几何参数 (胞元尺寸、壁面厚度等) 缺乏系统性、量化的分析, 无法为高效紧凑 TPMS 散热器的工程优化设计提供明确的技术指导与数据支撑。基于此, 本文以工程应用最广泛的 Diamond 型 (D 型) 和 Gyroid 型 (G 型) TPMS 散热器为研究对象, 采用数值仿真手段, 系统研究胞元尺寸和壁面厚度等几何参数对 TPMS 散热器换热性能的影响, 得到其宏观传热强化与流道结构演化的内在机理。另外, 为精确评估各结构性能表现, 引入性能评价因子 (performance evaluation criteria,

PEC), 定量评估了 TPMS 散热器的流动和散热综合性能。

1 TPMS 散热器的热流固耦合模型

1.1 几何模型

基于 Tang 等^[22]搭建的实验系统, 构建了 TPMS 散热器的热流固耦合模型, 模型及其几何参数示意如图 1 所示。其中, 定义胞元尺寸 L 为周期性立方胞元的边长, 定义壁面厚度 r 为 2 个偏移曲面之间的物理距离。

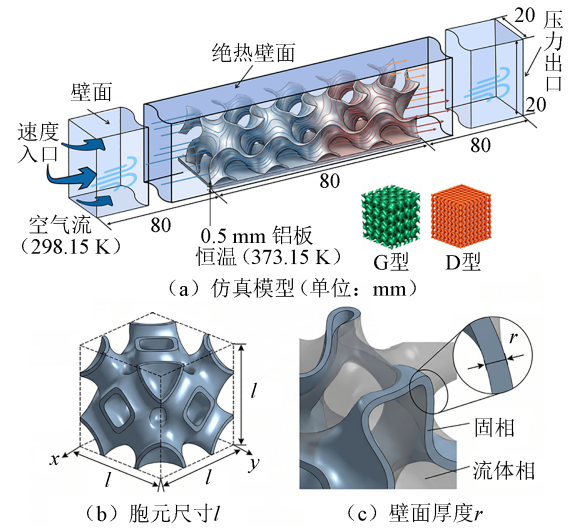


图 1 TPMS 热流固耦合仿真模型及其几何参数

Fig. 1 Thermal-fluid-solid coupling simulation model and geometric parameters of TPMS radiators

本文以 D 型和 G 型 TPMS 散热器为研究对象, 2 种构型的几何特征差异显著, 在换热能力与流动损耗上的表现也各不相同。其中, D 型结构由四元曲面交织构成, 内部流道分布均匀且收缩变化明显; G 型结构由连续扭曲的三元曲面组成, 流道蜿蜒平滑, 其内部孔隙分布随机性更强。

D 型曲面表达式为

$$\begin{aligned} & \sin\left(\frac{2\pi x}{l_x}\right)\sin\left(\frac{2\pi y}{l_y}\right)\sin\left(\frac{2\pi z}{l_z}\right) + \\ & \sin\left(\frac{2\pi x}{l_x}\right)\cos\left(\frac{2\pi y}{l_y}\right)\cos\left(\frac{2\pi z}{l_z}\right) + \\ & \cos\left(\frac{2\pi x}{l_x}\right)\sin\left(\frac{2\pi y}{l_y}\right)\cos\left(\frac{2\pi z}{l_z}\right) + \\ & \cos\left(\frac{2\pi x}{l_x}\right)\cos\left(\frac{2\pi y}{l_y}\right)\sin\left(\frac{2\pi z}{l_z}\right) = c \end{aligned} \quad (1)$$

G 型曲面表达式为

$$\sin\left(\frac{2\pi x}{l_x}\right)\cos\left(\frac{2\pi y}{l_y}\right) + \sin\left(\frac{2\pi y}{l_y}\right)\cos\left(\frac{2\pi z}{l_z}\right) +$$

$$\sin\left(\frac{2\pi z}{l_z}\right)\cos\left(\frac{2\pi x}{l_x}\right)=c \quad (2)$$

式中： l_x 、 l_y 、 l_z 分别控制 x 、 y 、 z 方向对应的周期循环长度； c 为常数，用来调节孔隙率。

模型的边界条件如表 1 所示。

表 1 边界条件

Table 1 Boundary conditions

边界	条件设置
入口	速度进口, $v_{in} = Q/A_{eff}$
出口	压力出口
上壁面和两侧壁面	绝热壁面
底面	绝热壁面, $T_w = 373.15 \text{ K}$

注： v_{in} 为入口流速； Q 为体积流量； A_{eff} 为入口截面面积； T_w 为铝底板温度。

1.2 控制方程及参数设置

假定换热介质（空气）为不可压缩流体，且忽略重力和表面张力影响，则控制方程可表示为

1) 连续性方程

$$\frac{\partial \rho_{air}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{air} \mathbf{v}) = 0 \quad (3)$$

式中： ρ_{air} 为空气密度； t 为时间； $\mathbf{v}$ 为速度矢量； ∇ 为哈密顿算子。

2) 动量方程

$$\frac{\partial (\rho_{air} \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{air} \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\mu_{air} \left(\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T - \frac{2}{3} \nabla \mathbf{v} \cdot \mathbf{I} \right) \right] \quad (4)$$

式中： $\mathbf{I}$ 为单位张量； p 为压强； μ_{air} 为流体介质（空气）的动力黏度。

3) 能量方程

$$\frac{\partial (\rho_{air} E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\mathbf{v} (\rho_{air} E + p)] = \nabla \cdot \left\{ \lambda_{air} \nabla T + \mu_{air} \left[(\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T) - \frac{2}{3} \nabla \mathbf{v} \cdot \mathbf{I} \right] \cdot \mathbf{v} \right\} \quad (5)$$

式中： E 为流体单位质量总能量； λ_{air} 为热导率； T 为局部平均温度。

Re 为雷诺数，其表达式为

$$Re = \frac{\rho_{air} D_h v_{in}}{\mu_{air}} \quad (6)$$

$$D_h = 4V_s S^{-1} \quad (7)$$

式中： D_h 为水力直径； V_s 为流体充满的封闭体积； S 为与流体接触的全部内壁表面积。

仿真过程中，铝的密度为 $2610 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 、比热容为 $904 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 、热导率为 $207 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 。空气的物性参数随温度呈非线性变化，可通过插值获得，部分温度下的空气物性参数如表 2 所示。

表 2 部分温度下空气的物性参数

Table 2 Variable physical properties of air at selected temperatures

温度 T/K	$\rho_{air}/$ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	$\lambda_{air}/$ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	$\mu_{air}/$ ($\times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)
273.15	1.293	0.024 3	13.30
293.15	1.205	0.025 7	15.11
313.15	1.127	0.027 1	16.97
333.15	1.067	0.028 5	18.90
353.15	1.000	0.029 9	20.94
373.15	0.946	0.031 4	23.06

本文参考同类文献中的常用设置，将边界层设为 10 层，第一层厚度为 10^{-5} mm ，增长率设为 1.2。经网格无关性分析发现，最小面网格尺寸为 0.1 mm ，最大网格尺寸为 6 mm ，网格质量较好。当 $Re < 2300$ 时，选用层流模型；当 $Re \geq 2300$ 时，选用 $k-\varepsilon$ 模型。压力速度耦合采用 SIMPLE 模型，压力差分格式采用二阶差分格式，动量与能量差分格式选用二阶迎风格式。连续性方程和能量方程的收敛标准设为 10^{-6} ，动量方程收敛标准设为 10^{-3} 。

1.3 综合性能评价因子

为定量评估 TPMS 散热器的综合性能，引入综合性能评价因子 $P_{EC}^{[23]}$ ，其表达式为

$$P_{EC} = j \cdot f^{-1/3} \quad (8)$$

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (9)$$

$$f = \frac{\Delta p D_h}{2 \rho_{air} u'^2 L} \quad (10)$$

式中： j 为 Colburn 因子； f 为 Fanning 因子； Pr 为普朗特数； Nu 为努塞尔数； u' 为平均流速； L 为散热段长度，本文取 $L = 0.08 \text{ m}$ 。对流换热系数 h 为

$$h = \frac{\rho v_{in} S_{in} C_p \Delta T}{S_{heat} (T_{heat} - T_{air})} \quad (11)$$

式中： S_{in} 为入口有效面积； C_p 为定压比热容； ΔT 为进出口温差； S_{heat} 为散热面积； T_{heat} 为有效加热面的平均温度； T_{air} 为空气平均温度。

2 模型验证

2.1 网格无关性分析

为分析模型的网格无关性，针对 G 型 TPMS 结构（胞元尺寸为 20 mm ，壁面厚度为 0.6 mm ），采用网格数分别为 608 877、858 694、1 900 071、2 627 134 和 2 776 923 的数值模型进行仿真计算，

得到不同网格数下模型的进出口温差和压降, 结果如表3所示。

表3 不同网格数下G型TPMS散热器的进出口压降和温差

Table 3 Inlet-outlet pressure drops and temperature differences of G-type TPMS radiators under different grids

网格数	压降/Pa	压降误差/%	温差/℃	温差误差/%
608 877	21.70	0.87	55.80	1.13
858 694	22.07	0.82	56.51	0.12
1 900 071	21.80	0.41	55.82	1.10
2 627 134	21.97	0.37	56.66	0.39
2 776 923	21.89	—	56.44	—

注: 胞元尺寸为20 mm, 壁面厚度为0.6 mm。

由表3可得, 以最多网格数下模型的仿真结果为基准, 当网格数量为2 627 134时, 计算得到的模型进出口压降误差和温差误差均较小, 分别为0.37%和0.39%。虽然当网格数量为858 694时, 模型的进出口压降和温差均已表现出较好的收敛性, 但在小胞元尺寸、大流量工况(胞元尺寸为5 mm、体积流量为120 L/min)下, 其进出口压差可达 10^4 量级, 0.82%的误差也会对后续计算产生显著影响, 而该仿真工况下模型进出口温差始终在100℃内, 误差0.39%相较于0.12%并不会对最终结果产生过大影响。综上所述, 考虑计算精度和计算资源, 本文最终选择采用网格数量为2 627 134的模型进行后续仿真计算。

2.2 模型验证

受限于现阶段复杂TPMS制造的实验条件与成本, 本文将D型和G型TPMS散热器的仿真结果与Tang等^[22]的实验结果进行了对比, 以验证本文数值计算的正确性, 结果如图2所示。

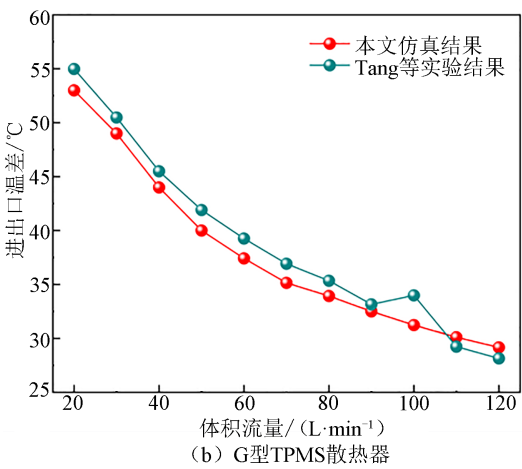
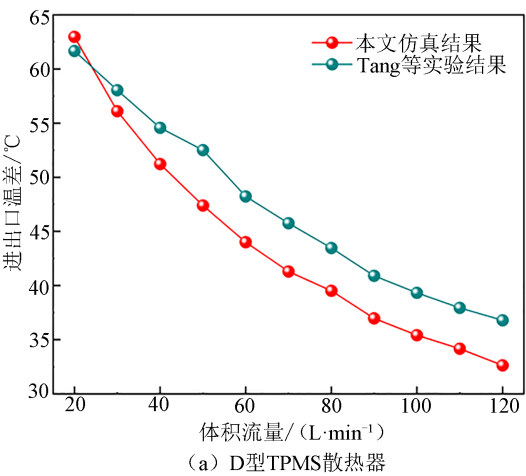


图2 TPMS散热器热流固耦合模型验证

Fig. 2 Validation of the thermal-fluid-solid coupling model for TPMS radiators

从图2可以看出, 对于D型和G型TPMS散热器, 仿真结果与实验结果相吻合, 两者之间的积分相对误差分别为7.68%和3.34%。根据工程热物理仿真领域的通用判定准则, 数值与实验结果的相对误差小于10%即可认为该模型具有足够的可信度, 因此可以认为本文所得到的热流固耦合仿真模型计算结果是可信的。

3 仿真结果分析与讨论

经前期研究发现, D型与G型2种TPMS散热器性能随胞元尺寸和壁面厚度的变化规律是相类似的。因此, 为节省篇幅, 本文在3.1节中以D型TPMS散热器为研究对象, 探究了胞元尺寸对散热器性能的影响规律; 在3.2节中以G型TPMS散热器为对象, 探究了壁面厚度对散热器性能的影响规律; 在4.3节中, 对比分析了相同几何条件下D型和G型TPMS散热器的流动和传热性能。

3.1 胞元尺寸对TPMS散热器传热性能影响

胞元尺寸是决定TPMS散热器内部孔隙率及流道曲率的关键参数。图3展示了不同胞元尺寸对D型TPMS散热器进出口温差与散热因子 j 的影响规律。其中, 散热因子 j 反映了散热器的对流换热强度与内部流体动量运输能力之比, 相同流动条件下, 其值越大代表在同等流动条件下对应的传热能力越高。

由图3(a)可得, 在相同体积流量下, 进出口温差随胞元尺寸的减小而显著增大, 表明流体带走了更多热量, 小胞元结构具有更强的热交换能力。在图3(b)中, j 因子的变化却表现出与之

相反的规律, 其值随胞元尺寸的减小而减小, 表明小胞元结构虽然具有更强的绝对换热能力, 但其单位流动阻力代价下的换热效率反而更低。这是因为 TPMS 流道内部存在周期性弯曲结构, 流体流经壁面时会产生周期性方向改变并诱发强烈的二次流。随着胞元尺寸减小, 流道更加狭窄, 流线弯曲度更大, 促使流体在壁面处更加容易发生分离和再附着。另外, 小胞元结构会引发强扰动流场, 破坏热边界层的稳定性, 使得边界层不断变薄、破裂, 形成涡流与回流区, 但其在增强流体与壁面换热能力的同时反而带来更高的动量输送惩罚。

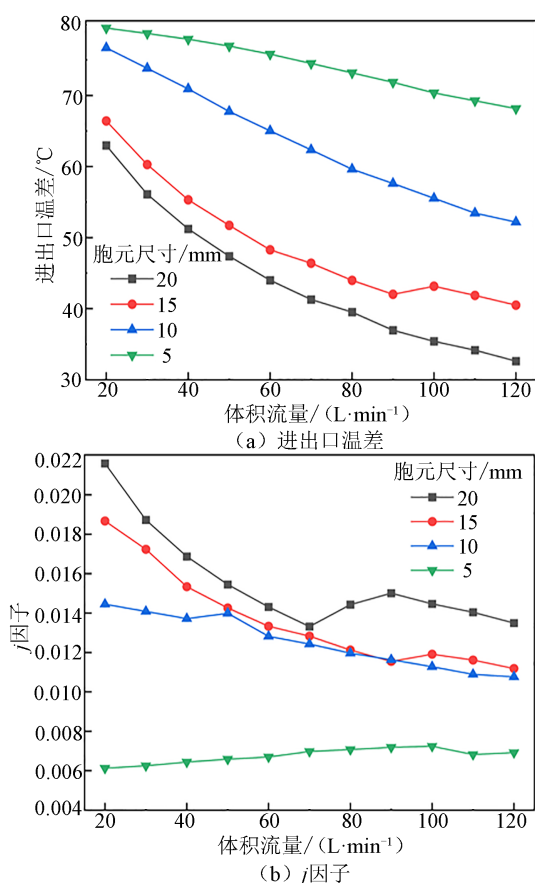


图 3 0.5 mm 壁厚厚度下胞元尺寸对 D 型 TPMS 散热器性能影响

Fig. 3 Effect of cell sizes on the performance of D-type TPMS radiators at wall thickness of 0.5 mm

3.2 壁厚厚度对 TPMS 散热器传热性能影响

壁厚厚度将直接影响散热器的导热热阻及流体通道的大小。图 4 展示了不同壁厚下 TPMS 散热器进出口温差与 j 因子的变化规律。

从图 4 (a) 可以看出, G 型 TPMS 散热器进出口温差随壁厚厚度的增加而逐渐增大, 且随着体积流量的增加, 薄壁面与厚壁面的温差差异整

体更加明显, 具体表现为: 随体积流量的增加, 曲线间的间距变宽。这是因为 G 型 TPMS 散热器在薄壁面条件下, 流道宽敞且流动顺畅, 但边界层较厚, 热阻相对较大, 导致换热温差较小, 传热受限。随着壁厚厚度增加, 流道变窄, 流速提升, 边界层变薄, 壁面曲率处更容易发生流动分离、产生涡流, 流体与壁面之间的热交换更为剧烈, 换热温差增大, 整体换热能力提高。

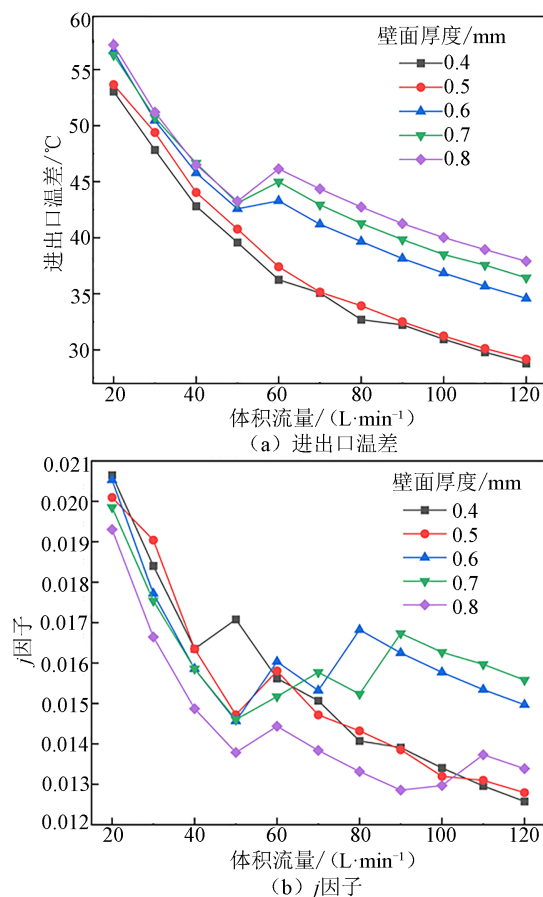


图 4 20 mm 胞元尺寸下壁厚厚度对 G 型 TPMS 散热器性能影响

Fig. 4 Effect of wall thicknesses on the performance of G-type TPMS radiators at cell size of 20 mm

然而, 图 4 (b) 中 j 因子却表现出明显的“双峰交叉效应”。具体表现为: 在低流量区间 (20~40 L/min), j 因子随壁厚厚度的减小而增大; 在中高流量区间 (40~120 L/min), 0.6~0.8 mm 壁厚厚度下的 j 因子因散热结构局部收缩特性及层流湍流转折而呈现两次明显反跳。此外, 在高流量区间 (80~120 L/min), 薄壁结构的 j 因子反而较小。以上结果表明, 对于厚壁结构, 虽然其绝对换热能力更强, 但在中高体积流量下其流动阻力惩罚却超过了换热收益。针对 j 因子两次反跳现

象, 其成因在于 TPMS 结构内部流道并非直通构型, 在其“喉部”区域易诱发局部湍流。

3.3 D型和G型TPMS散热器传热性能对比

在相同孔隙率与几何约束下 D 型和 G 型 TPMS 散热器性能随流量的变化曲线如图 5 所示。

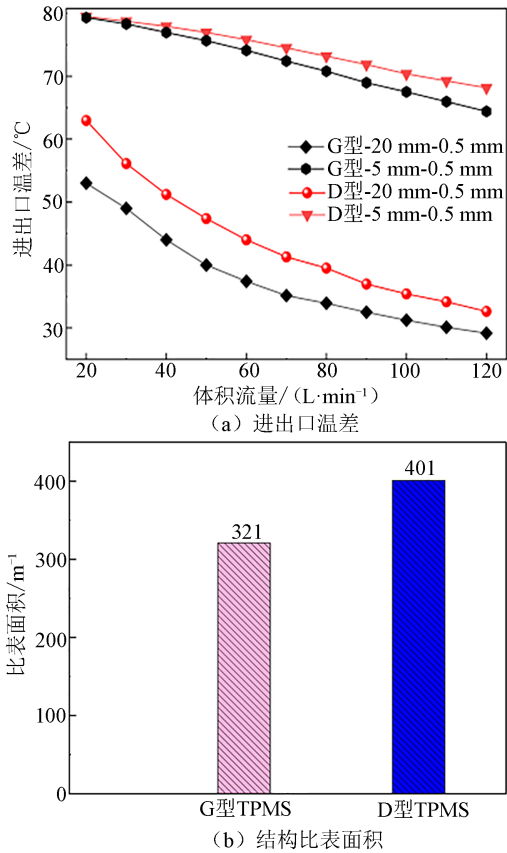


图 5 D型及G型TPMS散热器的进出口温差及比表面积
Fig. 5 Inlet-outlet temperature difference and specific surface area of D- and G-type TPMS radiators

由图 5 (a) 可知, D 型 TPMS 散热器的换热温差始终高于 G 型。这是由于 G 型 TPMS 结构具有连通的孔穴特征, 流体通过时路径相对平直, 流场分布均匀且扰动较小; 与之相反, D 型 TPMS 结构内部流道错综复杂, 无直通孔, 流体频繁转向与混合, 湍流脉动显著增强。此外, 由图 5 (b) 可知, D 型结构通常拥有比 G 型更高的比表面积, 提供了更大的散热面积。因此, 在强扰动与大散热面积的协同作用下, D 型 TPMS 散热器性能优于 G 型 TPMS 散热器。

3.4 TPMS 散热器综合性能评价

为定量评估 TPMS 散热器传热效率与流动阻力的综合表现, 引入综合性能评价因子 PEC。图 6 给出了 D 型和 G 型 TPMS 散热器在不同胞元尺寸与壁厚厚度下 PEC 随体积流量的变化情况。

从图 6 可以看出, 2 种散热器的 PEC 值均随

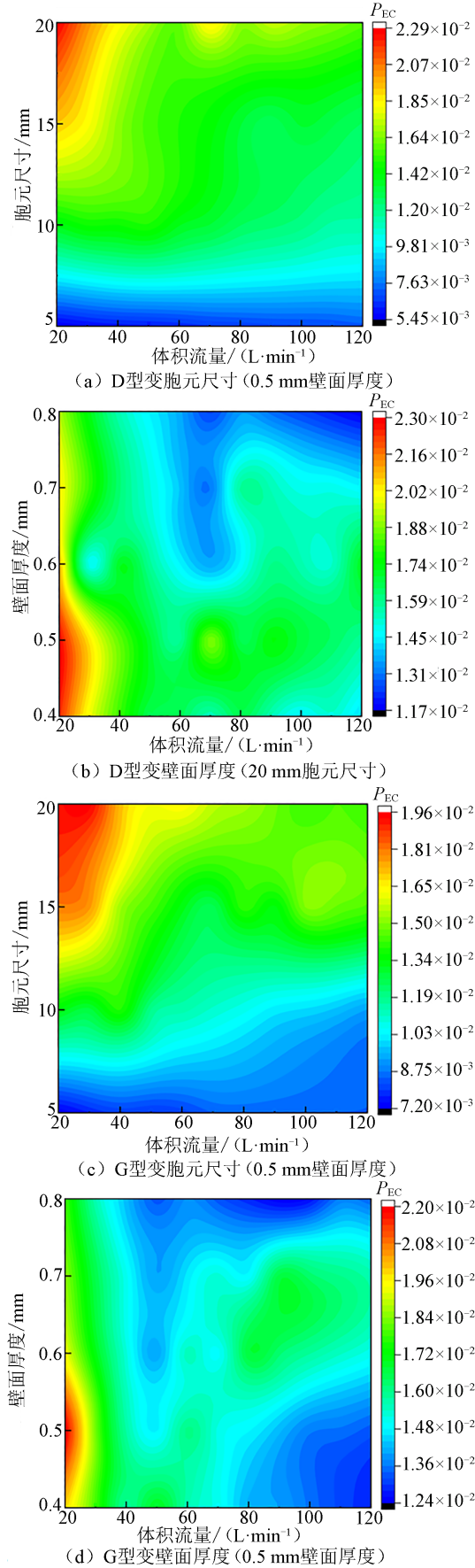


图 6 不同结构TPMS散热器的PEC
Fig. 6 PEC of TPMS radiators with different structures

着体积流量的降低及壁面厚度的减小而呈现明显上升趋势。厚壁面、大体积流量工况（胞元尺寸为 20 mm、壁面厚度为 0.8 mm、体积流量为 120 L/min）下 PEC 值为 0.011 7，薄壁面、小流量工况（胞元尺寸为 20 mm、壁面厚度为 0.4 mm、体积流量为 20 L/min）下 PEC 值为 0.022 3，增幅达到 90.60%，表明随壁面减小带来的强化换热收益远远要大于流动阻力惩罚。另外，相较于小胞元尺寸，大胞元尺寸具有更优良的综合性能。在相同体积流量和壁面厚度条件下，大胞元尺寸的 PEC 因子要高于小胞元尺寸（以胞元尺寸 20 mm 和 5 mm 为例，大胞元尺寸的 PEC 增幅范围为 122.18%~318.93%，平均增幅为 183.63%）。在相同几何结构与流动条件下，D 型 TPMS 散热器的 PEC 普遍高于 G 型，这种现象在大胞元（15~20 mm）、薄壁（0.4~0.6 mm）、小体积流量（20~40 L/min）情况下更为显著。

4 结论

高功率芯片和电子器件在紧凑空间下的散热已成为工程实践中急需解决的难题。本文以 TPMS 散热器为研究对象，通过仿真计算，得到如下结论。

1) 小胞元尺寸和厚壁面结构均能有效降低热阻、强化导热，从而增大 TPMS 散热器进出口温差，但同时也会带来更大的流动阻力。

2) 对比 D 型及 G 型 TPMS 散热器，发现在相同几何尺寸与流量条件下，D 型 TPMS 散热器的传热性能要优于 G 型 TPMS 散热器。

3) 根据综合性能评价因子 PEC 量化评估，发现大胞元尺寸（15~20 mm）、薄壁面厚度（0.4~0.6 mm）和小体积流量（20~40 L/min）条件下，TPMS 散热器的综合性能最佳，可以实现以较小的流动阻力惩罚换取更佳的传热强化收益。

参考文献

- [1] Bar-Cohen A, Asheghi M, Chainer T J, et al. The ICECool fundamentals effort on evaporative cooling of microelectronics[J]. IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, 2021, 11(10): 1546-1564.
- [2] Wang Yifan, Ma Xinglong, Ouyang Zhiwei, et al. Comprehensive analysis of forced convection heat transfer enhanced by metal foam with pore density gradient structure[J]. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2025, 285: 113549.
- [3] Wang Yifan, Sun Xiaoxia, Zhang Tingwei, et al. Effect of altitude on heat transfer performance of full-scale metal foam heat exchangers produced by additive manufacturing[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2025, 237: 126424.
- [4] Alam T, Ansari M M, Kulkarni K S, et al. Investigating tetragonal prismatic pin-fins in micro-channel heat sinks: optimizing cooling performance[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2025, 64: 103816.
- [5] Kamma P, Loksupapaiboon K, Phromjan J, et al. Optimization of plate-fin heat sink configurations for enhanced thermal performance and manufacturability[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2025, 73: 106529.
- [6] Eldin S M, Alanazi M, Alanazi A, et al. Economic and thermal analysis of a tubular thermoelectric power generator equipped with a novel fin-pin-porous based heat exchanger; comparative case study with conventional smooth channel[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2023, 48: 103166.
- [7] Alipour R, Alipour R, Rezaeimanesh M, et al. Heat transfer enhancement in a tubular heat exchanger fitted with a novel baffle: a numerical study and experimental validation[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2025, 215: 109936.
- [8] Shojaeian M, Davoudian S H, Bektaş E, et al. Hotspot cooling with flow boiling of dielectric fluid thermasolv IM6 in a minichannel having elliptical pin fin arrays[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2025, 68: 104207.
- [9] Yang Huizhu, Wang Zehui, Jiang Yanhong, et al. Topological optimization design of micro-pin fin heat sinks for high heat flux cooling application[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2025, 218: 110102.
- [10] Michielsen K, Stavenga D G. Gyroid cuticular structures in butterfly wing scales: biological photonic crystals[J]. Journal of the Royal Society Interface, 2008, 5(18): 85-94.
- [11] Ejiri N, Fujimori S, Shoda T. A remark on limits of triply periodic minimal surfaces of genus 3[J]. Topology and Its Applications, 2015, 196: 880-903.
- [12] Liu Bin, Liu Meiyang, Cheng Huaqin, et al. A new stress-driven composite porous structure design method based on triply periodic minimal surfaces[J]. Thin-Walled Structures, 2022, 181: 109974.
- [13] Zhang Wenyou, Cai Zhe, Wu Fan, et al. Grain

- morphology selection during metal additive manufacturing with powder sheets (MAPS)[J]. *Materials Today Communications*, 2025, 48: 113345.
- [14] Kaiser P, Malczyk P, Kerber F, et al. Fused filament fabrication based additive manufacturing of ceramic and metal-ceramic refractory parts for demanding thermal and chemical working conditions [J]. *Ceramics International*, 2025, 51(22): 36694–36709.
- [15] Chizallet M, Lafeuillade A C, Le Guen E, et al. Developing safe and sustainable work activities in the industries of the future in metal additive manufacturing: a literature review of methods and proposals[J]. *Applied Ergonomics*, 2025, 129: 104591.
- [16] Khalil M, Hassan Ali M I, Khan K A, et al. Forced convection heat transfer in heat sinks with topologies based on triply periodic minimal surfaces [J]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2022, 38: 102313.
- [17] Iyer J, Moore T, Nguyen D, et al. Heat transfer and pressure drop characteristics of heat exchangers based on triply periodic minimal and periodic nodal surfaces[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 209: 118192.
- [18] El Khadiri I, Abouelmajd M, Zemzami M, et al. Comprehensive analysis of flow and heat transfer performance in triply periodic minimal surface (TPMS) heat exchangers based on Fischer-Koch S, PMY, FRD, and Gyroid structures[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024, 156: 107617.
- [19] Xu Hong, Yu Wenhui, Zhang Yuan, et al. Flow and heat transfer performance of bionic heat transfer structures with hybrid triply periodic minimal surfaces[J]. *Applied Energy*, 2023, 351: 121847.
- [20] Zhang Tao, Liu Fei, Zhang Kaifei, et al. Numerical study on the anisotropy in thermo-fluid behavior of triply periodic minimal surfaces (TPMS)[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, 215: 124541.
- [21] Ibhadode O. The effects of cell stretching on the thermal and flow characteristics of triply periodic minimal surfaces[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024, 153: 107364.
- [22] Tang Wei, Zhou Hua, Zeng Yun, et al. Analysis on the convective heat transfer process and performance evaluation of triply periodic minimal surface (TPMS) based on Diamond, Gyroid and Iwp[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, 201: 123642.
- [23] Lin Weijie, Dong Zijian, Ning Ziyu, et al. Numerical study on the flow and heat transfer characteristics of marine seawater heat exchanger based on triply periodic minimal surface (TPMS) [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 281: 128765.

Heat Transfer Characteristics in Triply Periodic Minimal Surface Radiators

ZHONG Sifu¹, SUN Yasong^{1,2*}, WANG Yifan³, MA Jing⁴,
ZHANG Da¹, LIN Zican¹

(1. School of Energy and Electrical Engineering, Chang'an University, Xi'an 710018, China;

2. College of Automotive and Energy Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China;

3. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

4. School of Automobile, Chang'an University, Xi'an 710018, China)

ABSTRACT: To address the problem in which conventional heat dissipation structures cannot simultaneously achieve high thermal efficiency and spatial compactness, this study considered two types of triply periodic minimal surface (TPMS) heat sinks: diamond (D-type) and gyroid (G-type). By constructing a thermal-fluid-solid coupling simulation model, the influence mechanisms of the cell size and wall thickness on the internal flow and heat transfer performance of radiators were systematically investigated. Simulation results indicate that within a volumetric flow rate range of 20–120 L/min, the simulated temperature differences at the inlets and outlets of D-type and G-type TPMS radiators are consistent with the experimental

data, with relative errors of only 7.68% and 3.34%, respectively, validating the accuracy and reliability of the simulation model. Reducing cell size and increasing wall thickness can significantly enhance the disturbance of cooling medium, thereby improving the absolute heat transfer capability. However, j -factor analysis reveals that configurations with smaller unit cells and thicker walls cause a sharp increase in flow resistance, failing to achieve optimal heat transfer performance at equivalent pumping power. Under identical geometric parameters, the D-type TPMS radiator outperforms the G-type counterpart in comprehensive heat transfer owing to its non-through-hole architecture and larger heat exchange area. The performance evaluation criteria (PEC) are adopted to conduct comprehensive evaluation under multiple conditions, and the results show that the TPMS radiators exhibit the best synergistic performance of flow and heat transfer under conditions of a large unit cell size, thin wall thickness, and low volumetric flow rate.

KEYWORDS: triply periodic minimal surface; thermal-fluid-solid coupling; chip heat dissipation

(编辑: 刘建民)