https://doi.org/10.12677/mos.2025.146473

基于椭圆截面微通道散热结构优化 数值模拟研究

周世铤*,李 壮#,张天瑞

辽宁石油化工大学石油天然气工程学院, 辽宁 抚顺

收稿日期: 2025年5月10日; 录用日期: 2025年6月2日; 发布日期: 2025年6月11日

摘要

为提高椭圆微通道散热器的综合性能,文章开展了椭圆截面微通道散热器的多目标优化设计研究。为获得最佳的散热性能及最低的泵送功率,文章结合数值模拟、响应面法和NSGA-II多目标优化算法,系统研究了椭圆微通道散热器不同参数对散热器性能的影响规律,并获得了最优设计方案。结果表明,与基准圆形截面散热器相比,优化后的椭圆截面微通道散热器在系统最大温度(降低2.16 K)、热阻(下降4.6%)、对流换热系数(提高22.2%)和泵功率(降低2.2%)等方面均表现出显著优势。

关键词

椭圆微通道散热器,响应面法,NSGA-II多目标优化,数值模拟

Numerical Simulation-Based Optimization of Elliptical Cross-Section Microchannel Heat Sink Structures

Shiting Zhou*, Zhuang Li#, Tianrui Zhang

College of Petroleum Engineering, Liaoning Petrochemical University, Fushun Liaoning

Received: May 10th, 2025; accepted: Jun. 2nd, 2025; published: Jun. 11th, 2025

Abstract

To enhance the comprehensive performance of elliptical microchannel heat sinks, this study conducts a multi-objective optimization design investigation on elliptical cross-section microchannel

^{*}第一作者。

[#]通讯作者。

heat sinks. Aiming to achieve optimal thermal performance and minimal pumping power, the research systematically examines the influence of various parameters on heat sink performance by integrating numerical simulation, response surface methodology (RSM), and the NSGA-II multi-objective optimization algorithm, ultimately obtaining an optimal design solution. The results demonstrate that, compared to the baseline circular cross-section heat sink, the optimized elliptical microchannel heat sink exhibits significant advantages in terms of system maximum temperature (reduced by 2.16 K), thermal resistance (decreased by 4.6%), convective heat transfer coefficient (increased by 22.2%), and pumping power (lowered by 2.2%).

Keywords

Elliptical Microchannel Heat Sink, Response Surface Methodology (RSM), NSGA-II Multi-Objective Optimization, Numerical Simulation

Copyright © 2025 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. 研究背景

随着电子技术的高速发展,电子元器件的集成度和功率密度不断提高,当器件温度处于 70℃~80℃时,每升高 1℃,其可靠性将下降 5% [1]。为应对热管理带来的挑战,微通道散热技术应运而生。最早在 1981 年,Tuckerman 和 Pease [2]首次提出了一种基于微通道的散热技术。作为一种创新的散热技术,微通道技术的发展仍面临诸多挑战。

椭圆截面微通道散热器在换热性能及流动特性方面具有独特的优势。Wei 等人[3]通过数值模拟,设计了周期性横椭圆微通道,并研究了其层流压降与换热特性。研究结果表明,与传统矩形截面直线微通道相比,周期性横椭圆微通道不仅能够显著降低压降,还能提高传热性能,其整体热性能优于常规直线微通道。Ragueb 等人[4]研究发现,与圆形微通道相比,椭圆微通道的传热速率显著提高,具有广阔的应用前景。Huminic 等人[5]通过计算流体动力学(CFD)模拟,研究了混合纳米流体在椭圆形管道中的性能,重点关注流动阻力、热传递效率以及流体物理性质(如粘度、热导率等)对热流行为的影响。研究表明,椭圆形管道比圆形管道具有更大的换热面积,从而显著提高了热交换效率。数值结果表明,椭圆形管道能够更好地利用混合纳米流体的优越热传递性能。Fan 等人[6]通过数值模拟的方法,研究了纳米流体在椭圆形微通道中的对流换热特性。研究结果表明,椭圆形通道的几何结构能够提高热交换效率,但随着椭圆截面长短轴比的增加,换热性能的提升伴随着流动阻力和泵送功率的增加。

微通道散热器的结构优化目标是以最小代价最大化散热效率。其优化设计主要包括两类方法:增强流体扰动和增大换热面积[7]。例如,复杂截面和通道形状通过增强流体扰动提高性能,而结构形式和参数的优化则主要用于增大换热面积。许多研究者在优化设计中仅采用单目标优化,如追求最高换热系数、最低系统温度或最小热阻,虽然实现了最优散热效果,但可能忽略了其他性能(如泵功率)损失。因此,多目标优化方法逐渐被广泛应用,如遗传算法、非支配遗传算法(NSGA-II) [8] [9]和 RAS 算法等。

Xia 等人[10]采用了基于密度法的双目标拓扑优化方法,对五种不同进出口结构组合的微通道散热器进行了优化设计,目的是提升了散热器传热性能的同时降低压降。研究通过分析雷诺数、导热系数和流体域中的无量纲热生成系数,确定了优化结构。最后通过三维数值模拟验证优化结构的性能。

王俊超等人[11]采用数值模拟的方法,对扇形穴-梯形肋微通道的流动与传热特性进行了研究,并结

合 NSGA-II 算法、响应面方法(RSM)和 TOPSIS 对微通道散热器进行了多目标优化,目标是同时降低热阻和泵功率。研究结果表明,优化后的微通道在相同热阻下,泵功率降低了 50%以上,而在相同泵功率下,热阻降低 13%。优化后的散热器的流动特性与散热性能均显著提升。

尽管国内外对椭圆截面微通道散热器的优化进行了大量实验和数值模拟研究,但针对椭圆截面微通 道散热器的多目标优化研究仍较为有限。本文章基于微通道散热器的实际需求,在提升散热性能的同时, 综合考虑了泵功率等成本因素,对椭圆截面微通道散热器作为电子设备冷却方案进行了优化研究。研究 以六通道椭圆形微通道散热器为基准,通过建立不同长短轴比的椭圆微通道模型,结合多目标优化方法, 旨在揭示几何参数(长短轴比、通道高度)和流动参数(入口速度)对散热器性能的影响规律,为高性能微通 道散热器的设计提供理论依据和优化方法。

2. 模型描述

2.1. 物理模型

椭圆微通道散热器的整体尺寸为 $50 \times 50 \times 8$ mm (长 × 宽 × 高),底部芯片的尺寸为 $20 \times 20 \times 1.5$ mm (长 × 宽 × 高),散热器内部设有六条平行排列的微通道,为准确模拟实际流动情况,流体区域的两端各延伸 5 mm 作为入口和出口段,基本几何模型如图 1 所示。为深入探究椭圆微通道散热器几何参数

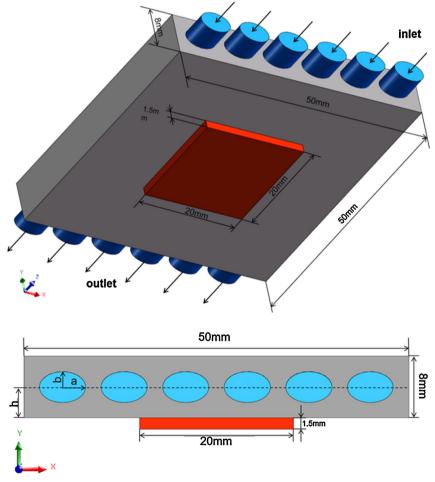


Figure 1. Basic geometric model of the microchannel heat sink 图 1. 微通道散热器基本几何模型

对散热性能及流动特性的影响,在保持微通道截面面积不变的前提下,设计了四种具有不同长短轴比的 微通道模型,不同模型的详细几何参数如表 1 所示。为探究通道中心线距离 h 对微通道散热器的散热性能的影响,文章还针对长短轴比为 1:1.5 的模型,设计了 $h=3~\mathrm{mm}$ 、4 mm 和 5 mm 三种通道位置如图 2 所示。

Table 1. Parameters of microchannel heat sinks with different aspect ratios of channel cross-sections 表 1. 不同通道截面长短轴比的微通道散热器参数

序号	长短轴比	长半轴长度(mm)	短半轴长度(mm)
1	1:1	2.45	2.45
2	1:1.25	2.73	2.19
3	1:1.5	3	2
4	1:1.75	3.24	1.85

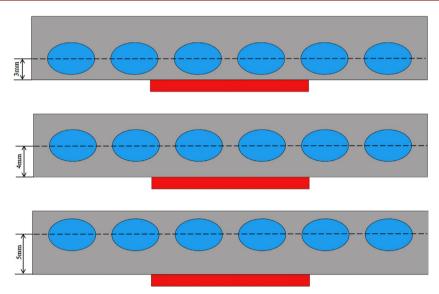


Figure 2. Structural diagrams for h = 3 mm, 4 mm, and 5 mm
图 2. h = 3 mm, 4 mm 和 5 mm 结构图

2.2. 数值模型

文章选取铜作为固体区域的材料,选取液态水作为冷却液。为确保数值模拟的精度和可靠性,假设液态水在微通道中为单相、层流、稳态、不可压缩流动;重力加速度沿Y轴负方向垂直向下,大小为9.81 m/s²: 微通道散热器底表面为均匀热流密度边界,其他表面为隔热面。

流体域的连续性方程、动量方程和能量方程如下:

连续性方程:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{1}$$

动量方程:

$$\rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_f \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$
 (2)

$$\rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_f \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$
(3)

$$\rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu_f \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$$
(4)

流体域能量方程:

$$\rho_f C_{P,f} \left(u \frac{\partial T_f}{\partial x} + v \frac{\partial T_f}{\partial y} + w \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = K_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} \right)$$
 (5)

固体域能量方程:

$$K_{s} \left(\frac{\partial^{2} T_{s}}{\partial x^{2}} + \frac{\partial^{2} T_{s}}{\partial y^{2}} + \frac{\partial^{2} T_{s}}{\partial z^{2}} \right) = 0$$
 (6)

其中u,v和w分别是x,y和z方向的速度分量,p是流体区域的压力, T_s 和 T_f 分别是流体和固体的温度。 ρ_f , μ_f , $C_{P,f}$, K_f 分别是流体的密度、动力粘度、比热和导热系数, K_s 为固体的导热系数。

边界条件如下:

- (1) 芯片作为热源位于底部中心,发热功率为 $240~\mathrm{W}$,换算为单位体积的热源强度为 $4\times10^8~\mathrm{W/m^3}$ 。
- (2) 速度入口,入口温度为 300 K,速度为 0.1~0.3 m/s 之间。
- (3) 压力出口表压为 0。
- (4) 除散热器底部芯片接触区域作为主要受热面外,其余外表面均采用绝热边界条件。 参数定义如下:
- (1) 散热器底部热量计算式:

$$q = \rho Q C_p \left(T_{out} - T_{in} \right) \tag{7}$$

(2) 平均对流换热系数定义为:

$$h_{ave} = \frac{q}{A_b \left(T_w - T_f \right)} \tag{8}$$

(3) 热阻定义为:

$$R_{th} = \frac{T_{\text{max}} - T_{in}}{Q_{in}} \tag{9}$$

(4) 泵功率定义为:

$$PP = A_c \times V \times \Delta p \tag{10}$$

2.3. 网格划分及无关性验证

文章采用基于有限体积法的 FLUENT 软件进行仿真计算,对基准微通道散热器模型进行了网格无关性分析,采用六面体非结构化网格,以提高网格质量并减少数值耗散。网格无关性验证如图 3 所示,当 网格数量增加到 50 W 以上后,系统最大温度及压降的变化幅度趋于平缓,因此文章所有的模拟计算均采用 50 W 的网格数量进行。

2.4. 模型验证

为验证所建立数值仿真模型的准确性及可靠性,本研究基于 Fan 等人[6]的实验工况进行了数值模拟,

并将模拟结果与其实验数据进行对比分析。图 4 展示了研究所得数值模拟结果与 Fan 等人实验数据的对比情况。对比分析表明,在不同雷诺数(Re)条件下,两者的计算误差均控制在 1.5%以内,表明数值模拟方法具有较高的精度和可靠性。

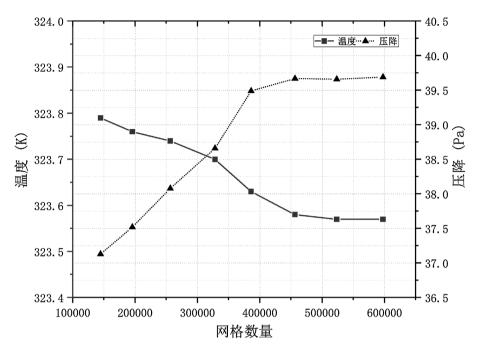


Figure 3. Grid independence verification 图 3. 网格无关性验证

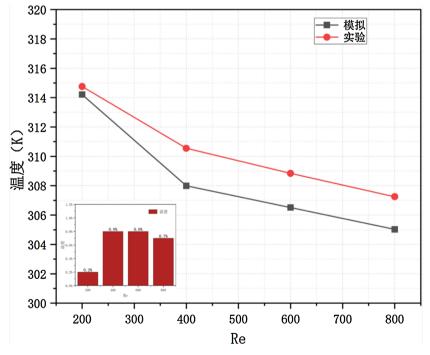


Figure 4. Numerical-experimental comparison 图 4. 模拟与实验结果对比

3. 数值仿真结果

3.1. 不同长短轴比对散热器换热性能的影响

图 5 展示了不同长短轴比的微通道散热器系统最大温度,图 6 展示了不同长短轴比椭圆截面微通道散热器的对流换热系数分布,图 7 展示了不同长短轴比椭圆截面微通道散热器的热阻变化。结果表明,随着入口流速从 0.1 m/s 增加到 0.3 m/s,微通道散热器的散热性能显著提升,系统最大温度降低约 15 K,

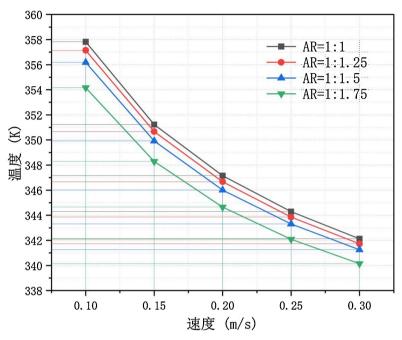


Figure 5. Maximum system temperature for different aspect ratios 图 5. 不同长短轴比的最大系统温度

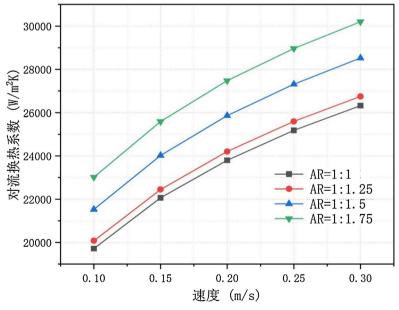


Figure 6. Convective heat transfer coefficients for different aspect ratios 图 6. 不同长短轴比的对流换热系数

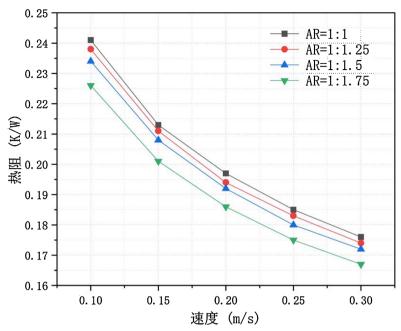


Figure 7. Thermal resistance for different aspect ratios

▼ 7. 不同长短轴比的热阻

对流换热系数提高 22%,热阻降低 30%。其主要原因在于,在相同截面面积的条件下,流速越大,冷却液的流量越大,能带走更多的热量。然而,在高流速下,散热性能的提升趋势逐渐减弱,呈现出典型的边际效应递减特性。在相同流速条件下,随着长短轴比的增加,散热性能表现出明显的提升趋势,且随着长短轴比从 1 增加到 1.75,系统最大温度平均降低 3 K,对流换热系数提高 16%,热阻降低 6.3%。其主要原因在于,较大的长短轴比会改变流道的流动特性,优化流体的速度分布,提高冷却剂与通道壁面的热交换效率,从而增强散热效果。此外,随着长短轴比的增加,微通道内的流体接触面积相对增大,进一步促进了对流换热过程,使得热量能够更快地从芯片传递至冷却液中,降低系统的整体温度水平。这些结果表明,适当增加椭圆截面微通道的长短轴比,可以显著改善散热性能。

3.2. 不同长短轴比对散热器流动特性的影响

图 8 展示了不同长短轴比椭圆微通道散热器的进出口压降,图 9 展示了不同长短轴比椭圆微通道散热器所需的泵功率。从结果可以看出,在相同流速条件下,随着长短轴比的增大,压降和泵功率均呈现上升趋势。当长短轴比由 1:1 增至 1:1.75 时,压降和泵功率增加了 10%,较大的长短轴比可能导致流体流动不均匀或增加流动路径,从而增加了流动阻力和泵功率。随着长短轴比的增加,压降也随之增大,这与椭圆通道截面变扁、流动通道变窄有关,且这种增加趋势在高流速下的表现更为明显。此外,流速对压降和泵功率产生影响最为显著。

3.3. 不同通道中心线高度对散热器性能的影响

图 10 展示了不同通道位置下的系统最大温度。从结果可以看出,随着 h 从 3 mm 增加到 5 mm,系统的最大温度逐渐降低,这一现象的原因在于 h 的增加扩大了微通道的换热面积,使得热量能够更高效地传递到流体中,从而增强了散热器的散热性能。更大的 h 有助于改善流体与热源的接触,提升热交换效率,进而实现较低的系统最大温度。图 11 展示了不同通道位置下的泵功率变化。分析结果表明,在低流速下(V = 0.1~0.15 m/s),h 对泵功率的影响较小;在高流速下(V = 0.2~0.3 m/s),当 h 为 3 mm 或 5 mm

时,泵功率略高于 h = 4 mm。

4. 多目标优化

本文章采用多目标优化方法对椭圆截面微通道散热器的几何结构进行优化,旨在在提升散热性能的同时,减少泵功率的消耗,以实现散热效率和能效的平衡。首先,采用响应面法(RSM)建立多目标优化的

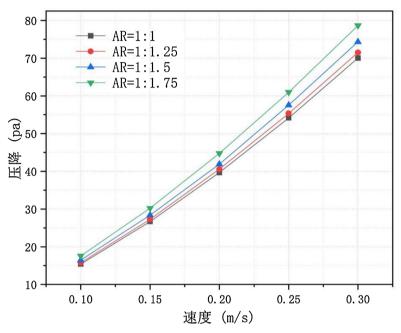


Figure 8. Pressure drop characteristics for different aspect ratios 图 8. 不同长短轴比的压降

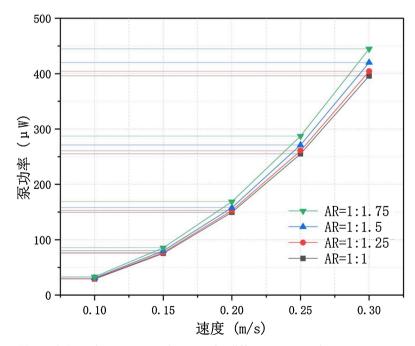


Figure 9. Pumping power requirements for different aspect ratios 图 9. 不同长短轴比所需的泵功率

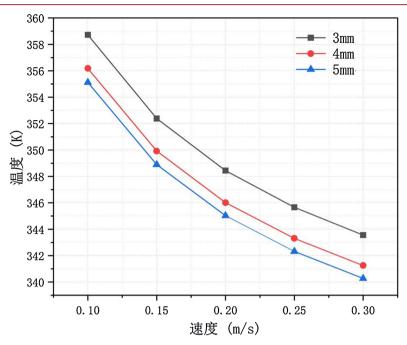


Figure 10. Maximum system temperature at different channel locations 图 10. 不同通道位置的系统最大温度

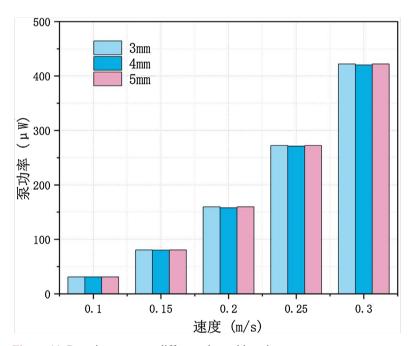


Figure 11. Pumping power at different channel locations 图 11. 不同通道位置的泵功率

目标函数。然后,利用快速非支配排序遗传算法(NSGA-II)进行优化求解。最后将得到的最佳散热性能参数代入数值仿真模型中进行验证。

4.1. 响应面法

本文选取了四个关键设计变量: 椭圆截面的长半轴、短半轴、入口速度及通道中心线位置, 作为优

化过程中的影响因素,两个目标函数分别为系统最大温度及泵功率。具体的实验方案设计和响应函数的 生成均在 Design-Expert 软件中完成。具体设计变量及取值范围如表 2 所示。四个影响因素共需 29 组实验数据,对得到的结果进行 ANOVA (方差分析)后发现,两个设计响应的决定系数 R²均大于 0.99,这证实了所构建的响应面模型具有极高的拟合精度和预测可靠性。

Table 2. Design variables and their value ranges 表 2. 设计变量及取值范围

设计变量	下限值	上限值
长半轴(mm)	2.73	3.24
短半轴(mm)	1.85	2.19
入口速度(m/s)	0.1	0.3
通道位置(mm)	3	5

最终得到的响应面函数如下所示:

$$T = +421.29084 - 20.78970 \times A - 2.98645 \times B - 245.42941 \times V - 0.34505 \times H$$

$$+7.15110 \times A \times B + 14.60784 \times A \times V - 1.21569 \times A \times H + 5.0 \times B \times V$$

$$-0.98529 \times B \times H + 0.8 \times V \times H + 0.77534 \times A^{2} - 3.87832 \times B^{2}$$

$$+284.29167 \times V^{2} + 0.54542 \times H^{2}$$
(11)

$$PP = +250.30345 - 29.82910 \times A - 56.23241 \times B - 2743.90588 \times V - 0.19069 \times H + 2.36448 \times A \times B + 484.90196 \times A \times V + 0.049020 \times A \times H + 281.32353 \times B \times V + 0.073529 \times B \times H + 0.42500 \times V \times H - 4.49186 \times A^2 + 3.60438 \times B^2 + 6732.79167 \times V^2 - 0.020833 \times H^2$$
(12)

4.2. NSGA-II 多目标优化方法

在得到目标函数之后,采用 MATLAB R2023b 软件平台对目标函数(11)和(12)进行求解。优化目标设定为同时最小化系统最大温度和泵功率,这两个目标函数之间存在典型的权衡关系。如图 12 展示了通过 NSGA-II 算法生成的 Pareto 前沿解集,其中横坐标表示系统最大温度,纵坐标表示泵功率。经过优化计算和决策分析,最终获得的最优解对应的椭圆截面微通道散热器几何参数为:长半轴 3.18 mm、短半轴 1.85 mm、入口速度 0.19 m/s、通道位置 5 mm。

4.3. 最优方案检验

为验证优化方法得到的最优方案结果的准确性,本文章基于获得的最优参数组合进行了系统的数值模拟验证。表 3 汇总了关键性能指标的预测值与模拟值的对比数据,并计算了相应的相对误差。验证结果表明,所有优化方案的预测结果与模拟结果均表现出良好的一致性,这些误差值均严格控制在 0.5%以内,充分验证了优化方案的准确性。

为全面评估优化效果,将优化后的散热器与基准散热器(圆形截面)进行了详细的性能对比分析。表 4 展示了优化方案与基准方案的参数变量和模拟结果。在散热性能方面,优化方案的最大系统温度较基准方案降低了 2.16 K,热阻下降了 4.6%,对流换热系数提高了 22.2%。在流动特性方面,尽管进出口压降增加了 4.8%,但泵功率降低了 2.2%。

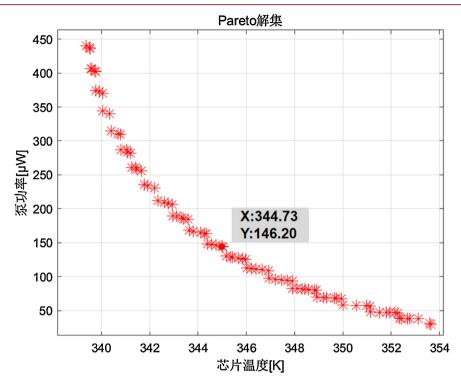


Figure 12. Pareto solution set 图 12. Pareto 解集

Table 3. Simulation-based validation of the scheme 表 3. 方案的模拟验证

					优化预	测结果	模拟结果		误差	
项目	长半轴 (mm)	短半轴 (mm)	速度 (m/s)	通道位置 (mm)	<i>T</i> (K)	PP (μW)	<i>T</i> (K)	PP (μW)	T	PP
优化方案	3.18	1.85	0.19	5	344.73	146.20	345.00	146.37	0.27	0.17

Table 4. Comparison of simulation results for different schemes 表 4. 方案模拟结果对比

	参数变量				模拟结果				
项目	长半轴 (mm)	短半轴 (mm)	速度 (m/s)	通道位置 (mm)	最大温度 (K)	压降 (pa)	泵功率 (μW)	换热系数 (W/m ² K)	热阻 (K/W)
优化方案	3.18	1.85	0.19	5	345.00	41.57	146.37	24,325.84	0.188
基准方案	2.45	2.45	0.2	4	347.16	39.67	149.68	23,798.06	0.197

5. 结论

本文对椭圆截面微通道散热器进行了系统的多目标优化设计研究,结果表明优化后的微通道散热器 在散热性能和能耗特性方面均得到显著提升。主要研究结论如下:

- (1) 在相同面积条件下,椭圆微通道散热器展现出优于圆形的散热性能。
- (2) 长短轴、流速和通道位置对散热器的性能具有显著影响。
- (3) 结合多目标优化方法得到的最佳方案综合性能优于基准方案。

基金项目

抚顺英才计划项目(No. FSYC202407004)。

参考文献

- [1] 过增元. 国际传热研究前沿——微细尺度传热[J]. 力学进展, 2000, 30(1): 1-6.
- [2] Tuckerman, D.B. and Pease, R.F.W. (1981) High-Performance Heat Sinking for VLSI. *IEEE Electron Device Letters*, 2, 126-129. https://doi.org/10.1109/edl.1981.25367
- [3] Wei, B., Yang, M., Wang, Z., Xu, H. and Zhang, Y. (2015) Flow and Thermal Performance of a Water-Cooled Periodic Transversal Elliptical Microchannel Heat Sink for Chip Cooling. *Journal of Nanoscience and Nanotechnology*, 15, 3061-3066. https://doi.org/10.1166/jnn.2015.9683
- [4] Ragueb, H. and Mansouri, K. (2023) Exact Solution of the Graetz-Brinkman Problem Extended to Non-Newtonian Nanofluids Flow in Elliptical Microchannels. *Journal of Engineering Mathematics*, 140, Article No. 10. https://doi.org/10.1007/s10665-023-10267-6
- [5] Huminic, G. and Huminic, A. (2019) The Influence of Hybrid Nanofluids on the Performances of Elliptical Tube: Recent Research and Numerical Study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 129, 132-143. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.107
- [6] Fan, F., Fan, X., Ma, D., Jian, W. and Li, Z. (2024) Numerical Simulation of Convective Heat Transfer Behavior of Nanofluids in Elliptical Microchannels. *Numerical Heat Transfer*, Part A: Applications, 86, 3615-3639. https://doi.org/10.1080/10407782.2024.2302397
- [7] 谢洪涛, 李星辰, 绳春晨, 等. 微通道换热器结构及优化设计研究进展[J]. 真空与低温, 2020, 26(4): 310-316.
- [8] Rahimi-Gorji, M., Pourmehran, O., Hatami, M. and Ganji, D.D. (2015) Statistical Optimization of Microchannel Heat Sink (MCHS) Geometry Cooled by Different Nanofluids Using RSM Analysis. *The European Physical Journal Plus*, 130, Article No. 22. https://doi.org/10.1140/epip/i2015-15022-8
- Kose, H.A., Yildizeli, A. and Cadirci, S. (2022) Parametric Study and Optimization of Microchannel Heat Sinks with Various Shapes. *Applied Thermal Engineering*, 211, Article ID: 118368. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118368
- [10] Xia, Y., Chen, L., Luo, J. and Tao, W. (2023) Numerical Investigation of Microchannel Heat Sinks with Different Inlets and Outlets Based on Topology Optimization. *Applied Energy*, 330, Article ID: 120335. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.120335
- [11] 王俊超, 刘人鞠, 杨光照, 等. 基于场协同原理和 NSGA-II 的扇形穴-梯形肋微通道多目标优化[J]. 半导体光电, 2024, 45(5): 767-779.