研究论文

DOI：10.11949/0438-1157.

高功率LED自然对流非均匀翅片散热器快速评估模型与多目标优化方法

郭栋，李逸飞，赵亮

（西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室，陕西 西安 710049）

摘要： 针对高功率发光二极管（light-emitting diode，LED）照明灯具自然对流非均匀翅片散热器优化中计算量大、设计变量维数高的问题，提出快速评估与多目标优化方法。以600 W高功率LED灯具自然对流散热器为对象，基于自然对流经验关联式和固—气—辐射热网络构建快速评估模型，并采用区域划分与规律映射将高维、变维非均匀翅片结构转化为17维参数化模型，结合非支配排序遗传算法（Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II，NSGA-II）开展平均热流密度、平均温度和最大温差多目标优化。结果表明，对于竖直安装的高功率LED，快速评估模型与计算流体力学（computational fluid dynamics，CFD）结果的关键温度指标相对偏差均小于7%，单次计算时间减少了99.4%；帕累托（Pareto）前沿呈双分支，对应整体低温优先和温度均匀性优先两类非均匀翅片。与原始均匀结构相比，优化结构平均温度最多降低5.4 K，最大温差最多降低6.6 K，表明非均匀翅片可以改善自然对流散热性能。

关键词： 非均匀翅片；散热器；自然对流；多目标优化；数值模拟

中图分类号： TK124　　**文献标志码：** A

文章编号： 0438-1157（XXXX）XX-0001-15

Rapid evaluation and multi-objective optimization of non-uniform fin heat sinks for high-power LEDs under natural convection

GUO Dong, LI Yifei, ZHAO Liang

(*State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an* 710049, *Shaanxi, China*)

Abstract: A rapid evaluation and multi-objective optimization method is proposed to address the high computational cost and high-dimensional design variables in the optimization of non-uniform fin heat sinks for high-power LED lighting fixtures under natural convection. A natural-convection heat sink for a 600 W high-power LED luminaire was taken as the research object. A rapid evaluation model was developed based on empirical correlations of natural convection and a solid - gas - radiation thermal network, and the high-dimensional and variable-dimensional non-uniform fin structures were transformed into a 17-dimensional parametric model using regional division and variation-pattern mapping. The Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II (NSGA-II) was employed for the multi-objective optimization of average heat flux density, average temperature, and maximum temperature difference. The results show that, for vertically mounted high-power LEDs, the relative errors of key temperature indicators between the rapid evaluation model and the computational fluid dynamics (CFD) simulations

收稿日期： 2026-07-09　　**修回日期：** 2026-09-30

通信作者： 赵亮(1971—)，男，博士，教授，lzhao@mail.xjtu.edu.cn

第一作者： 郭栋(2004—)，男，博士研究生，guodong0214@stu.xjtu.edu.cn

基金项目： 深圳市承接国家重大科技项目(CJGJZD20240729113602004)；

引用本文： 郭栋, 李逸飞, 赵亮. 高功率LED自然对流非均匀翅片散热器快速评估模型与多目标优化方法[J]. 化工学报, XXXX, XX(XX): 1-15

Citation: GUO Dong, LI Yifei, ZHAO Liang. Rapid evaluation and multi-objective optimization of non-uniform fin heat sinks for high-power LEDs under natural convection[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(XX): 1-15

are all less than 7%, and the computation time for a single evaluation is reduced by 99.4%. The obtained Pareto front exhibited a two-branch structure, corresponding to two types of non-uniform fin configurations: one prioritizing overall temperature reduction and the other prioritizing temperature uniformity. Compared with the original uniform-fin structure, the optimized structures reduced the average temperature by up to 5.4 K and the maximum temperature difference by up to 6.6 K. These results indicate that non-uniform fins can effectively improve the heat dissipation performance of natural-convection heat sinks.

Keywords: non-uniform fins; heat sink; natural convection; multi-objective optimization; numerical simulation

引 言

随着半导体照明技术向高功率、高光通量方向快速发展，大功率发光二极管(light-emitting diode，LED)灯具在工业照明、户外泛光等领域得到广泛应用，其持续增长的热流密度对散热性能提出了更高要求[1-2]。在高功率工况下，结温升高会加速LED光衰与器件失效，热管理已成为影响其光电性能和长期可靠性的关键因素[3]。由于具有无需额外能耗、结构简单、运行可靠及无噪声等优点[4-5]，自然对流散热被广泛应用于LED散热器设计中[6-8]。然而，自然对流散热性能高度依赖于翅片结构对浮升流动及热边界层发展的调控能力，因此翅片结构优化已成为提升散热效率和保障器件可靠运行的重要途径[9-12]。

围绕自然对流翅片散热器的结构优化，已有大量研究探讨了翅片几何参数对换热性能的影响[13-16]。然而，由于自然对流过程中不同区域的换热能力存在明显差异，均匀翅片难以充分匹配局部换热需求，因此研究者开始探索非均匀翅片结构[17-20]。例如，蒋怡娜等[17]采用多尺寸翅片组合构建非均匀散热器，在最高温度降低4.04%的同时将材料用量减少了66.7%，验证了非均匀翅片在自然对流散热中的应用潜力。Lee和Kim[18]提出变密度非均匀翅片设计方法，通过调整翅片排布密度改善了自然对流流动组织，在热阻降低11%的同时材料用量减少了30%；Ahmed等[19]利用增材制造技术制备了可变翅片高度的径向散热片，对内外翅片高度的优化组合进行了研究，使得在热通量1800 W/m^{2}的工况下基温不超过70℃。Dong等[20]基于三维拓扑优化方法突破传统规则翅片几何参数限制对空气自然对流翅片进行优化，在降低材料用量的同时使得对流热阻最高可降低11.3%。然而，这些研究多停留在有限构型比较或少量参数优化层面，缺乏对非均匀翅片分布规律的参数化描述。

为实现非均匀翅片的大规模优化，需要对大量候选结构进行快速热性能评价，因此高效评价方法成为结构优化的重要基础。高精度计算流体力学(Computational Fluid Dynamics，CFD)模拟能够完整描述导热、对流与辐射的耦合过程，倪强等[21]和李书培等[22]采用CFD结合正交试验对散热器参数进行了分析优化，但由于单次评估耗时较长，该方法难以适应数万次迭代的高维变量优化。代理模型通过训练近似函数替代真实物理模型以提升效率，Lu等[23]利用物理知情神经网络构建散热器性能代理模型，该方法搜索时间为传统方法的1/2。Sun等[24]提出了基于代理模型的翅片优化策略以平衡温度与尺寸，优化后的模型比基线模型的传热系数提高了35%。Dong等[25]在仿生叶脉式散热器拓扑优化中引入自然对流代理模型，实现了复杂散热结构的快速优化。Yang等[26]进一步采用机器学习与生成式设计方法实现微通道散热器拓扑结构及多物理场响应的快速预测，其平均预测误差低于2%，显著提高了优化效率。但上述工作的设计变量维度一般不超过10维；当参数空间维度升高时，代理模型所需训练样本量急剧增加，预测精度和泛化能力显著下降。简化模型基于物理机制建立快速评估方法，如Lampio和Karvinen[27]提出的结合解析自然对流关联式与数值导热的模型，计算效率相比完整CFD提升约两千倍，精度可满足多目标优化需求，但其适用范围受物理假设和边界条件限制。

在优化算法方面，以非支配排序遗传算法(Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II，NSGA-II)为代表的多目标优化算法已广泛应用于热管理领域[28-30]。然而，若将非均匀翅片的每片翅片高度、厚度、间距作为独立变量，变量维数将随翅片数量急剧膨胀，使得问题呈现出高维与变维的双重特征。针对高维优化问题，Cartis等[31]针对具有低有效维数的高维优化问题，通过将高维设计变量映射至低维子空间进行优化，在保证全局收敛性的同时显著提

升了高维问题的求解效率；针对变维设计空间，Gamot等[32]引入隐藏变量机制实现了结构数量变化的统一编码优化。上述研究表明，解决高维变维优化问题需要融合变量降维、统一编码等策略[31-35]。然而，针对自然对流非均匀翅片散热器，目前尚缺乏将高效评价、高维参数化降维与多目标优化相结合的建模方法，难以满足大规模优化设计需求。

综上所述，针对高功率LED自然对流散热器中非均匀翅片传统优化方法计算效率低以及高维、变维等问题，本文将以600 W高功率LED自然对流散热器为研究对象，围绕非均匀翅片快速评估与多目标优化设计展开研究。本文首先建立稳态CFD基准数值模型，并进一步构建基于自然对流经验关联式和固—气—辐射热网络的快速评估模型，随后，通过区域划分与变化规律映射相结合的方法构建非均匀翅片参数化模型，并结合NSGA-II完成多目标优化，进而分析不同非均匀翅片结构对散热性能的影响规律。本文希望建立一种兼顾计算效率与结构描述能力的优化方法，为高功率LED自然对流非均匀翅片散热器设计提供便捷的分析手段，并为其他电子器件自然对流非均匀翅片散热结构的优化设计提供参考。

1 基准模型

1.1 理论模型与求解设置

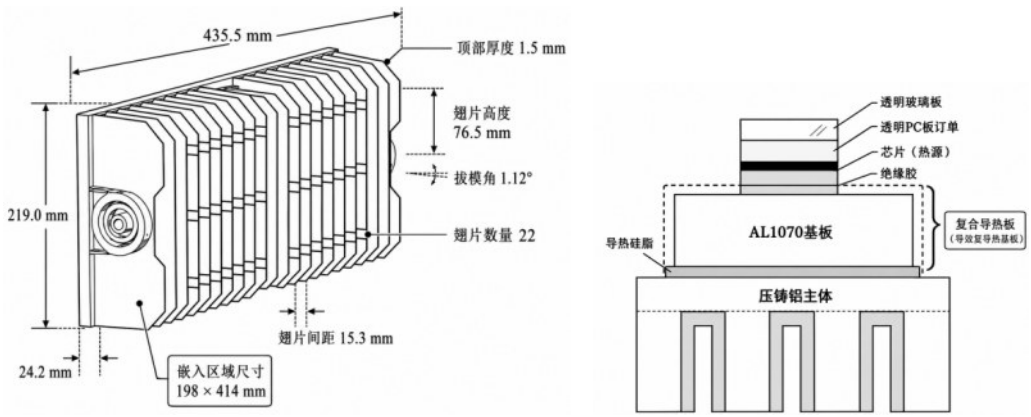
为获得快速评估模型构建和优化结构验证所需的高保真基准结果，建立了600 W自然对流散热器三维数值模型。物理模型如图1所示，散热器主要由透明玻璃板、PC灯罩、发热芯片层、等效复合基板和压铸铝主体以及翅片组成。热量由发热芯片层产生，经复合基板传递至翅片结构，并通过翅片表面与周围空气之间的自然对流及辐射换热释放至环境。

模型中以翅片根部与基板接触区域作为温度评价面，用于提取底板最低温度(T_{min})、最高温度(T_{max})和平均温度(T_{avg})等指标。基准结构的主要外形尺寸和翅片参数已在图1中标注，未在图中列出的层厚参数与材料参数见表1。后续非均匀翅片结构均在基板外形尺寸和最大翅片高度不变的约束下生成，仅改变翅片高度、间距和厚度的空间分布。

表1 600 W自然对流散热器层厚与材料物性参数

Table 1 Layer thicknesses and material parameters of the 600 W natural-convection heat sink

参数	透明玻璃板	PC板灯罩	芯片层(热源)	复合基板层	压铸铝主体
厚度/mm	5.1	7.0	0.2	1.5	10.4
热导率/W·m^{-1}·K^{-1}	1.3	0.2	150.0	9.2	96.0



(a) 整体结构图 (b) 横截面示意图

图1 600 W自然对流散热器物理模型

Fig.1 Physical model of 600 W natural-convection heat sink

假定空气为不可压缩牛顿流体，散热过程为稳态自然对流，流体密度变化仅在浮力项中采用Boussinesq近似处理。固体区域满足稳态导热方程：

$$\nabla\cdot(k_s\nabla T_s)+q_s=0 \tag{1}$$

空气区域满足连续性方程、动量方程和能量方程：

$$\nabla\cdot\boldsymbol{u}=0 \tag{2}$$

$$\rho(\boldsymbol{u}\cdot\nabla)\boldsymbol{u} = -\nabla\boldsymbol{p} + \nu\rho\nabla^2\boldsymbol{u} + \rho\boldsymbol{g}\beta(T_s - T_\infty) \tag{3}$$

$$\rho c_p(\boldsymbol{u}\cdot\nabla T_{air}) = \nabla\cdot(k_{air}\nabla T_{air}) \tag{4}$$

式中，k_s为固体热导率，T_s为固体温度，q_s为体积热源项，$\boldsymbol{u}$为空气速度矢量，$\boldsymbol{p}$为压力，ρ为空气密度，ν为空气运动黏度，$\boldsymbol{g}$为重力加速度矢量，c_p为空气定压比热容，k_{air}为空气热导率，β为体膨胀系数，T_{air}为空气温度，T_∞为环境温度。散热器外表面辐射换热采用离散坐标辐射模型处理。

相关性能指标平均温度(T_{avg})、最大温差(ΔT_{max})、平均热流密度(q_{avg})定义为：

$$T_{avg} = \frac{1}{A_{base}}\int_{A_{base}} T\mathrm{d}A \tag{5}$$

$$\Delta T_{max} = T_{max} - T_{min} \tag{6}$$

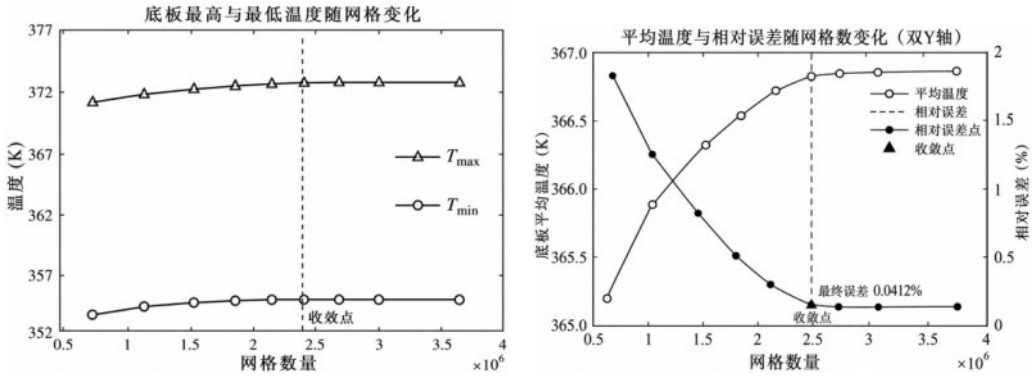
$$q_{avg} = \frac{Q_{fin}}{A_{fin}} \tag{7}$$

式中，A_{base}为温度评价面面积，Q_{fin}为通过翅片的总热流，A_{fin}为翅片总面积。

计算工况依据实际自然对流运行环境设定。600 W LED的热转换效率设定为60%，即整灯产生的等效热功率为360 W，并均匀施加于发热芯片层；环境温度取313.2 K(40.0℃)；散热器外表面采用户外纯聚酯粉末静电喷涂处理，考虑其高发射率表面特性，模型中表面发射率取0.9；空气区域不施加强制风速。该散热器工作倾角为0°～90°，该倾角范围内自然对流以浮升流为主，由于90°竖直安装时上升流动最为显著，能够反映浮升流主导区间的主要换热特征[36]，因此后续快速评估模型构建与非均匀翅片优化均以90°工况作为代表性基准。数值求解采用有限体积法，压力—速度耦合采用SIMPLE算法，并考虑辐射换热，辐射换热采用离散坐标(Discrete Ordinates，DO)模型进行计算，以考虑散热器外表面之间的辐射传递。

1.2　网格无关性与模型可靠性检验

为准确捕捉翅片间窄通道内的自然对流边界层及固体区域温度梯度，计算域采用非均匀网格划分方法，在翅片间窄通道采用局部尺寸控制进行体网格加密，在翅片表面及基板表面等流固耦合界面进行局部面网格加密，并沿固体壁面向空气侧设置7层棱柱边界层网格，边界层过渡比为0.15。对图1所示的600 W自然对流散热器原始结构开展网格无关性检验，以基底最高温度、最低温度和平均温度作为评价指标，不同网格数量下温度指标的变化如图2所示。



(a) 最高/最低温度随网格数量变化　　(b) 平均温度及相对误差随网格数量变化

图2　网格无关性检验曲线

Fig.2　Curves of grid independence test

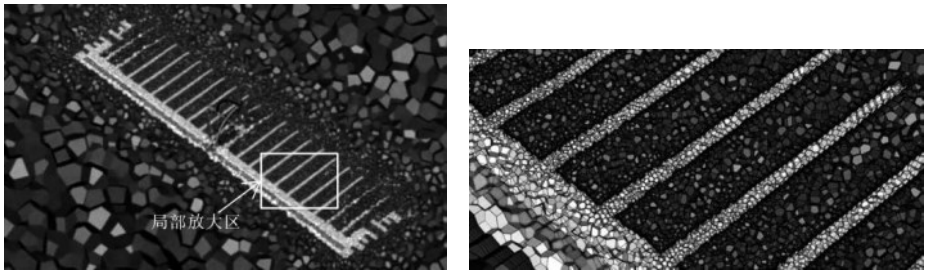
随着网格数量增加，各温度指标逐渐趋于稳定；当网格数量约为2.4×10^6时，继续加密后各温度指标变化均小于0.1 K，相对误差小于0.05%，此时网格划分示意图如图3所示。选取该网格作为后续数值计算的标准网格，该标准网格最小尺寸为0.98 mm，最大尺寸为29.45 mm。

为验证模型的可靠性，定义相对温度偏差E_r为

$$E_r = \left|\frac{T_{eval} - T_{ref}}{T_{ref} - T_\infty}\right| \times 100\% \tag{8}$$

式中，T_{eval}为待衡量温度，当验证基准模型可靠性时采用基准模型计算温度，后续验证快速评估模型可靠性时采用快速评估模型计算温度；T_{ref}为参考温度，当验证基准模型可靠性时采用实验测点温度，后续验证快速评估模型可靠性时采用基准模型计算温度；T_∞为环境温度。

在验证基准数值模型可靠性时，搭建了与仿真模型尺寸及边界条件一致的实验测试平台，如图4(a)所示。实验平台主要由测试样品、恒温环境箱、

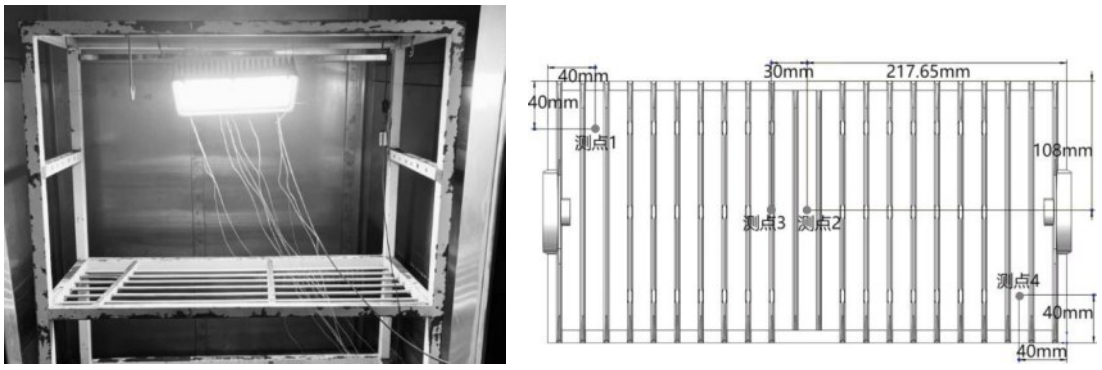


(a) 总体网格示意图 (b) 局部网格放大示意图

图3 网格划分示意图

Fig.3 Schematic of mesh generation

温度采集系统及供电系统组成,其中散热器结构参数、热源功率以及安装方式均与数值模型保持一致。实验过程中,通过热电偶对散热器基板具有代表性的4个测点进行模型验证,具体测点布置如图4(b)所示。



(a) 测温实验台 (b) 测点位置图

图4 实验测试平台及温度测点布置

Fig.4 Experimental setup and temperature measurement locations

为评估实验测温结果的可靠性,对温度测量过程进行不确定度分析。实验采用K型细丝热电偶对散热器基板温度进行测量,其精度等级为II级,测量误差约为±0.7 K。同时,考虑温度采集系统分辨率(0.1 K)以及热电偶安装接触误差(0.5 K)的影响,采用平方和开根法计算综合不确定度,计算得到实验温度测量综合不确定度约为±0.9 K,该结果能够反映实验测量过程中的误差水平。

当实验测点温度稳定后记录测点温度并将其与模型对比如表2所示,其中数值模拟结果与实验测量结果具有较好的一致性,4个测点的最大相对温度偏差仅为1.84%,最大绝对温度偏差仅为0.8 K,与实验测量综合不确定度处于同一数量级(±0.9 K)。产生一定偏差的原因主要包括实验过程中热电偶安装位置误差、环境自然波动以及材料热物性参数与实际情况之间的差异等。总体而言,所建立的数值模型能够较准确地模拟稳态下高功率LED自然对流散热器的温度分布特性。

表2 不同测点温度实验结果与数值模拟结果对比

Table 2 Comparison of experimental and numerical temperatures at different measurement locations

模型与指标	$T_{测点1}$/K	$T_{测点2}$/K	$T_{测点3}$/K	$T_{测点4}$/K
实验测试结果	362.4	368.4	361.3	356.6
基准数值模型	361.9	369.2	362.0	357.4
E_r	1.02%	1.45%	1.46%	1.84%

2 快速计算评估模型

在进行自然对流非均匀翅片多目标优化时,需要对大量候选结构进行快速评价,因此要建立一种能够兼顾计算效率和结构特征描述能力的快速评估模型。但是非均匀翅片沿流动方向存在高度、间距及流道截面的连续变化,使水力特征尺度以及换热能力均呈现明显空间差异,难以通过单一平均几

何参数和统一换热系数进行准确描述。针对上述问题,本文将非均匀翅片区域按照空间位置划分为多个计算单元,在每个单元内根据实际翅片高度、间距及对应水力直径等局部几何参数计算换热系数,从而保留非均匀结构对局部传热过程的影响。在此基础上,将各区域局部对流换热过程与固体导热、辐射换热统一耦合至热网络模型中,以替代CFD中复杂的连续流场求解过程,在保证温度分布计算能力的同时显著提高计算效率。

2.1 数值模型

1)局部对流换热模型

如图5(b)所示,对于非均匀翅片内部流道,由于相邻翅片间距和高度随位置变化,不同流道具有不同的流动阻力和换热特性。为保留这种空间非均匀性,本文不采用单一等效流道参数,而是将每个翅片间通道作为独立计算单元,根据其实际翅片高度和间距确定局部水力直径,并分别计算对应流动参数和换热系数。通道内特征速度、摩擦因子经验关联式和考虑入口发展效应修正的通道内局部努塞尔数关联式[15,26]可以表示为:

$$V = \frac{|\boldsymbol{g}|\beta d_{\mathrm{h}}^2}{2\nu fRe}(T_{\mathrm{w}} - T_{\infty}) \tag{9}$$

$$fRe = 3.44x^{*-0.5} + \frac{0.647/4x^{*} + 24 - 3.44x^{*-0.5}}{1 + 0.000029x^{*-2}} \tag{10}$$

$$Nu_x = 7.541 + 6.874(1000x_f^{*-0.488}e^{-245x_f^{*}}) \tag{11}$$

式中,d_{h}为通道水力直径,由当前流道实际几何尺寸决定,f为摩擦因子,Re为雷诺数,T_{w}和T_{∞}分别为壁面温度和环境温度,$x^{*}=x/(d_{\mathrm{h}}Re)$,$x_f^{*}=x^{*}/Pr$,$Pr$为空气普朗特数,$x$为局部特征长度。式(11)的适用范围为层流流动、$Re<1000$、$10^{-4}<x^{*}<1$。

如图5(b)所示,对于非均匀翅片外露区域(翅片外侧、部分基板外表面、部分凸起翅片),由于局部表面不受相邻翅片限制,其换热机理接近大空间自然对流。本文根据各外露区域实际表面尺寸分别计算局部特征长度,并利用垂直平板自然对流关联式[37]获得局部努塞尔数Nu_x:

$$Nu_x = 0.508(Gr_xPr)^{0.25} \tag{12}$$

式中,格拉晓夫数$Gr_x = |\boldsymbol{g}|\beta(T_{\mathrm{W}} - T_{\infty})x^3/\nu^2$。式(12)的适用范围为层流自然对流、$0.1<Pr<1$、$10^3<Gr_xPr<10^9$。

本研究的基准结构及优化空间均满足上述经验关联式的适用条件,由上式得到局部努塞尔数Nu_x之后可以求得局部换热系数h_x:

$$h_x = \frac{Nu_x k_{\mathrm{air}}}{x} \tag{13}$$

2)固—气—辐射耦合热网络模型

在获得局部换热系数后,采用控制体离散方法构建固—气—辐射耦合热网络模型。由于非均匀翅片不同区域具有不同换热能力,本文将局部换热系数h_x分配至相应表面控制体,使热网络模型能够保留空间变化的换热特征。

固体区域划分为六面体控制体,每个控制体中心作为温度节点。对于内部固体节点如图5(a)所示,定义节点间导热热导G_{ij}并写出固体区域稳态能量守恒方程如下:

$$G_{ij} = \frac{k_{ij}A_{ij}}{\delta_{ij}} \tag{14}$$

$$\sum\nolimits_j G_{ij}(T_j - T_i) + Q_i = 0 \tag{15}$$

式中,k_{ij}为材料热导率,A_{ij}为节点间公共界面面积,δ_{ij}为节点间距离,T_i和T_j分别为当前节点及相邻节点温度,Q_i为节点热源项。

对于位于翅片表面或基板外表面的节点如图5(b)所示,除固体导热外,还需考虑对流换热和辐射换热。定义对流热导$G_{\mathrm{c},i}$和辐射热导$G_{\mathrm{sur},i}$如下:

$$G_{\mathrm{c},i} = h_xA_{\mathrm{s},i} \tag{16}$$

$$G_{\mathrm{sur},i} = \frac{\varepsilon\sigma(T_i^4 - T_{\mathrm{sur}}^4)A_{\mathrm{w},i}}{T_i - T_{\mathrm{sur}}} \tag{17}$$

式中,$A_{\mathrm{w},i}$为固体壁面节点相对于远处大气环境的有效辐射换热面积,ε为表面发射率,σ为斯蒂芬-玻尔兹曼常数,T_{sur}为辐射环境温度,$T_{i,j}^{\mathrm{air}}$为空气单元温度。由此,导热、对流和辐射换热均可统一表示为“热导—温差”形式。其中,考虑到散热器固体外表面温度明显高于周围大气环境温度,固体表面与远处大气环境之间具有较大的辐射温差,因此保留该部分辐射换热;而翅片间相邻固体表面温度差相对较小,其表面间净辐射换热相对较弱,故快速评估模型中不考虑翅片间表面互辐射及相应的视角系数,以简化辐射换热计算。

考虑到边界节点的导热、对流、辐射与本身热源情况后写出节点能量守恒方程如下:

$$\sum\nolimits_j G_{ij}(T_j - T_i) + G_{\mathrm{c},i}(T_{ij}^{\mathrm{air}} - T_i) + G_{\mathrm{sur},i}(T_{\mathrm{sur}} - T_i) + Q_i = 0 \tag{18}$$

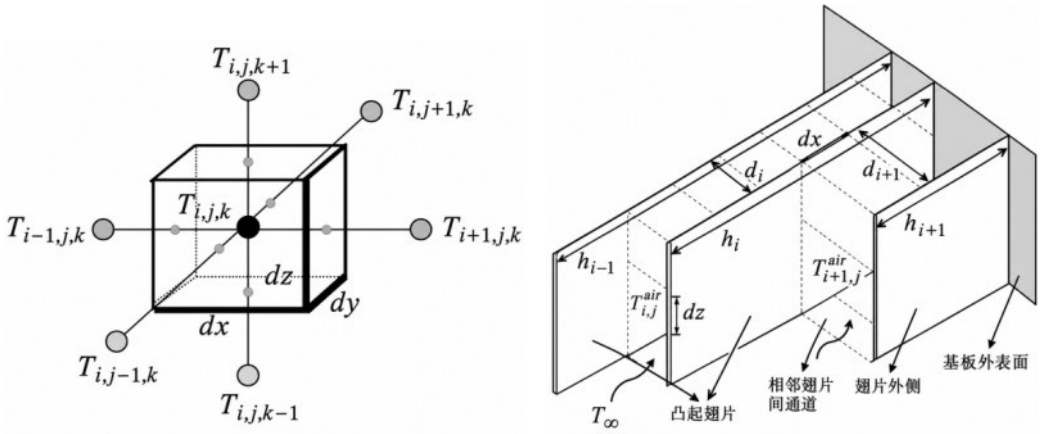
在翅片间空气区域,采用控制体离散方法描述其能量守恒。空气单元仅考虑来自相邻固体表面的导热输入以及空气自身沿流向的对流输运,其控制方程表示为:

$$\sum\nolimits_k G_{\mathrm{c},ik}(T_k - T_{ij}^{\mathrm{air}}) - \rho c_pV(T_{ij+1}^{\mathrm{air}} - T_{ij}^{\mathrm{air}})/\mathrm{d}z = 0 \tag{19}$$

式中,$\mathrm{d}z$为空气单元高度,$G_{\mathrm{c},ik}$为当前空气单元

与其相邻的边界节点间导热热导。

本文快速评估模型的关键并非简单替代CFD求解，而是通过局部计算单元划分，将非均匀翅片的空间几何变化分别传递至流动阻力、局部换热以及固体温度分布计算过程中，在保证结构特征描述能力的同时降低计算成本。



(a) 固体计算单元　　(b) 翅片间空气单元

图5　热网络离散模型

Fig.5　Discretized thermal network model

2.2　求解流程

由于自然对流换热系数和辐射换热均与局部温度有关，所建立的固—气—辐射耦合热网络模型具有弱非线性特征，因此采用迭代方法进行求解，其计算流程如图6所示。

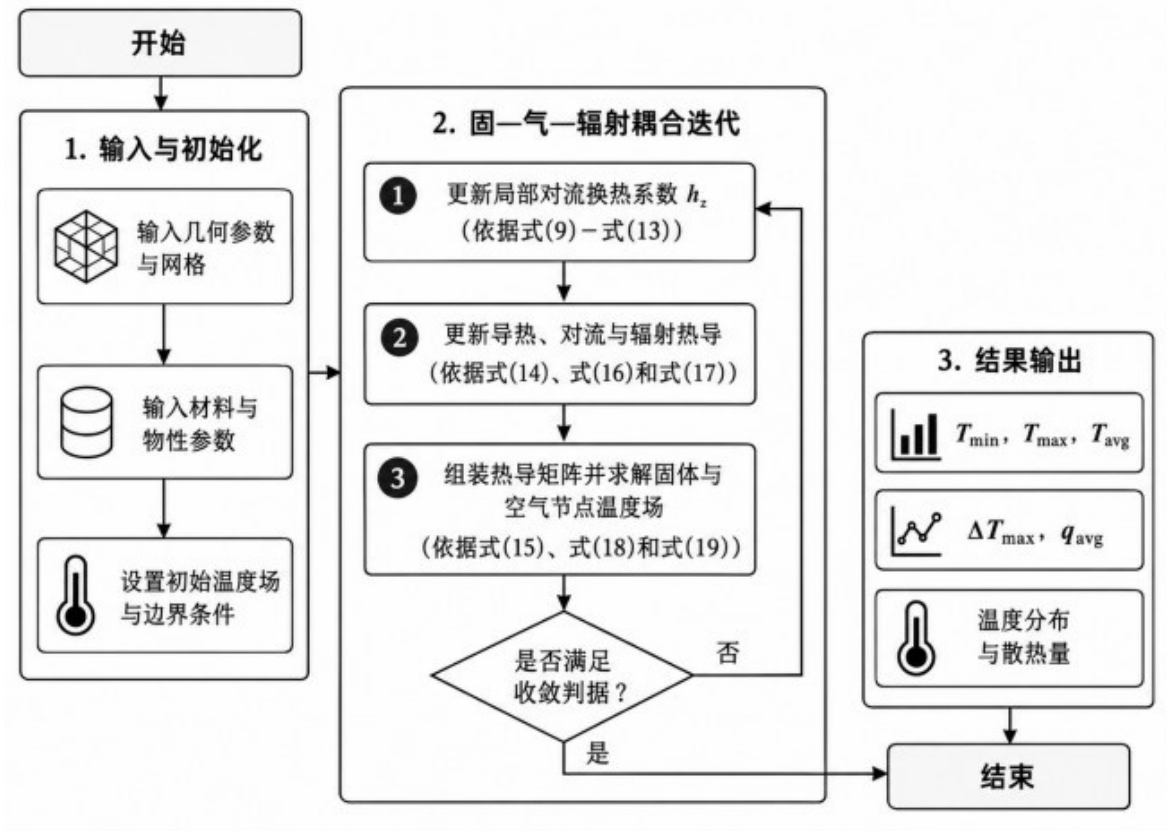


图6　快速评估模型求解流程图

Fig.6　Solution procedure of the fast evaluation model

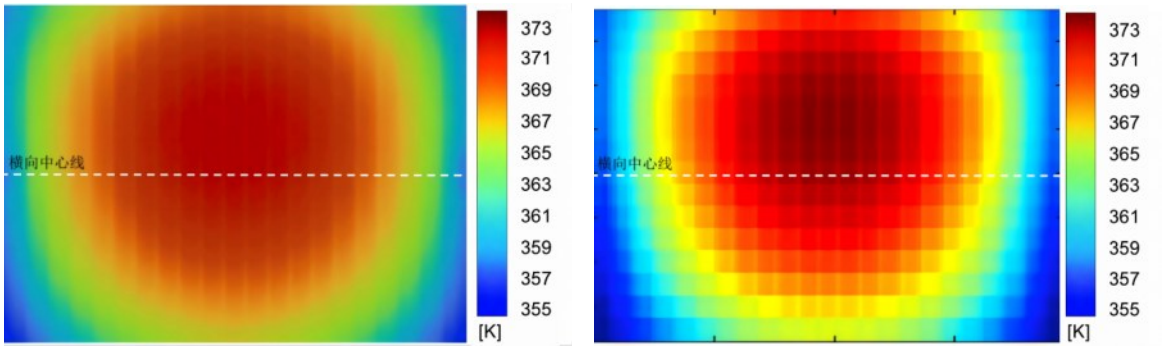
首先，根据散热器几何尺寸、离散网格及材料物性参数完成模型初始化，并设置初始温度场与边界条件。随后，依据当前温度场，利用式(9)～式(13)计算局部对流换热系数h_x并更新；再根据式(14)、式(16)、式(17)更新导热、对流、辐射热导。在此基础上，结合式(15)、式(18)和式(19)组装热导矩阵，并求解固体与空气节点温度场。之后判断是否满足收敛条件；若未满足，则返回对流换热系数与热导更新步骤继续迭代，直至满足收敛判据。

模型收敛后，可获得温度场以及最低温度(T_{min})、最高温度(T_{max})和平均温度(T_{avg})、平均热流密度(q_{avg})等性能指标，并将其作为后续多目标优化的性能评价结果。与稳态CFD基准模型相比，该模型仅需求解节点热平衡方程，无需反复进行复杂网格划分和三维流场求解，因此能够显著缩短单次结构评价时间。

2.3　模型可靠性检验

本文采用稳态CFD基准模型作为高精度参考模型，对快速评估模型的温度计算能力进行验证。快速评估模型适用于本文研究的竖直安装自然对流工况，其局部流动及换热过程应满足式(11)和式(12)所采用经验关联式的适用范围。以相对温度偏差E_t作为模型精度评价指标，其定义见式(8)，并以最低温度、最高温度和平均温度作为关键温度指标。

针对基准翅片结构分别采用稳态CFD基准模型和快速评估模型进行计算，并比较两者的温度场分布及关键温度指标。两种模型下基底温度云图如图7所示，基底横向中心线处温度对比图如图8所示。



(a) 基准数值模型　　(b) 快速评估模型

图7　稳态CFD基准模型与快速评估模型温度场对比

Fig.7　Comparison of temperature fields between steady-state CFD benchmark model and fast evaluation model

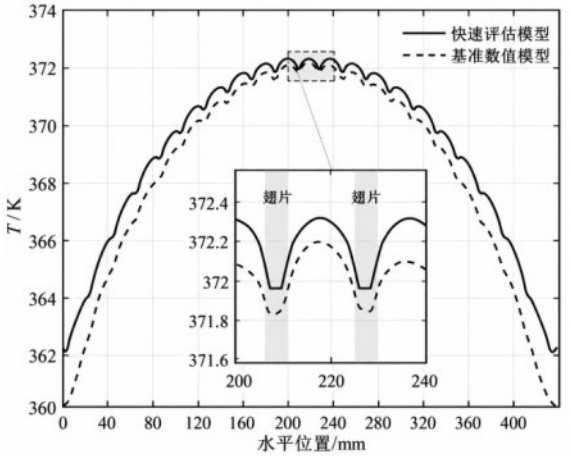


图8　横向中心线处温度对比

Fig.8　Comparison of temperature at the transverse centerline

如图7所示，两种模型计算得到的温度场整体一致，均为中心区域温度较高、边缘区域温度较低。不同的是，快速评估模型由于采用控制体离散，温度分布呈现一定分块特征。如图8所示，两种模型横向中心线的温度分布趋势一致，翅片根部均存在较小温度低谷，两条曲线吻合良好。局部放大图表明，快速评估模型能够较好地反映翅片根部附近的温度波动，这说明快速评估模型不仅能够计算整体温度分布，还可以较好地捕捉局部温度变化特征，具有较高的计算精度。

表3给出了两种模型的定量对比结果。两者在最低温度、最高温度和平均温度上的绝对偏差分别为2.1、0.2和1.4 K，相对温度偏差分别为4.96%、0.34%和2.62%。已有研究采用单一经验关联式对翅片组温度进行预测，其最高温度和最低温度的相对偏差分别为6.70%和8.90%[15,27]。本文模型对应指标的相对温度偏差均低于上述研究结果，且绝对温度偏差均小于3 K，说明快速评估模型具有较好的

温度预测精度，可满足优化阶段结构快速筛选的需求。

表3 稳态CFD基准模型与快速评估模型温度指标对比

Table 3 Comparison of temperature indices between steady-state CFD benchmark model and fast evaluation model

模型与指标	T_{min}/K	T_{max}/K	T_{avg}/K
基准数值模型	355.5	372.5	366.6
快速评估模型	357.6	372.7	368.0
E_r	4.96%	0.34%	2.62%

在计算用时上，稳态CFD基准模型单次计算约需2 h，适用于基准模型建立和优化结构校核；快速评估模型单次计算约需40 s，计算时间减少了99.4%，适合用于参数空间快速搜索。结果表明，在保持主要温度指标计算精度的同时，快速评估模型能够显著减少单个结构评价时间。

3 非均匀翅片多目标优化与结果讨论

3.1 非均匀翅片参数化建模

均匀翅片散热器通常采用等高、等距和等厚翅片，几何描述简单，但难以适应高功率LED自然对流散热器中非均匀的基板温度场和翅片通道流动结构，相较于均匀翅片，非均匀翅片设计通过高度、间距、厚度及拔模角等几何参数的空间调节可以实现针对性强化。但非均匀翅片高度、间距、厚度独立变化导致设计变量维度将随翅片数量迅速增加，因此问题呈现高维和变维特征。为此，本文采用区域划分与变化规律映射相结合的参数化方法，将实际变维翅片结构转化为固定维参数化变量进行描述，这一方法降低了并固定了优化变量维度，同时保留了非均匀翅片结构的完整几何表达能力。

如图9所示，本文采用固定维参数化变量对非均匀翅片结构进行编码。其中，a_i为宽度方向第i个分区的分割位置参数，h_i为翅片高度初始值，Δh_i为高度变化幅度，c_h表示高度变化规律(线性或等比)，d_i为翅片间距初始值，Δd_i为间距变化幅度，c_d表示间距变化规律，b_{top}为翅片顶部厚度，θ为拔模角。上述变量构成固定维设计向量$\boldsymbol{m}=[a_1,a_2,a_3,h_0,\Delta h_1,\Delta h_2,\Delta h_3,\Delta h_4,c_h,d_0,\Delta d_1,\Delta d_2,\Delta d_3,\Delta d_4,c_d,b_{top},\theta]$用于描述非均匀翅片的分区位置、变化规律及制造约束。

经参数映射后，可得到实际翅片几何结构描述$\{\boldsymbol{H},\boldsymbol{D},\boldsymbol{B},\theta\}$，其中$\boldsymbol{H}=\{h_i\}_{n=1}^{N}$、$\boldsymbol{D}=\{d_i\}_{n=1}^{N}$、$\boldsymbol{B}=\{b_i\}_{n=1}^{N}$分别表示翅片在高度、间距与底部厚度上的真实尺寸，$N$为翅片数量。需要说明的是，图中上下两层的$\theta$含义并非重复：上层$\theta$表示固定维设计变量中的拔模角参数，下层$\theta$表示解码后实际翅片结构所继承的拔模角。映射过程如下：翅片高度和间距均采用递推方式获得。以各区域的初始值为起点，根据对应的高度或间距变化幅度及变化规律，依次计算后续各翅片的实际高度和间距；其中，线性规律按照固定增量递推，等比规律按照固定比例递推。翅片底部厚度由顶部厚度和拔模角共同确定，任一翅片底部厚度根据其实际高度$b_i=b_{top}+2h_i\tan\theta$计算，由此完成固定维设计变量向实际翅片几何参数的解码。

考虑到结构和热源分布具有对称性，因此仅需对半基板范围内翅片进行参数化描述，并通过镜像生成完整结构即可。半基板宽度方向由分割点划分为多个区域，各区域内翅片高度和间距按线性或等比规律变化，不同区域之间设置不同变化幅度。参数化变量包括3个区间分割位置、1个高度起始值、4个高度变化幅度、1个高度变化规律、1个间距起始值、4个间距变化幅度、1个间距变化规律、1个顶部厚度和1个拔模角，共17维。该方法既压缩了变量规模，又保留了高度、间距和底部厚度非均匀变化的表达能力。

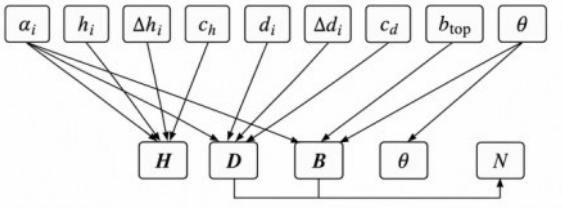


图9 非均匀翅片变量映射关系

Fig.9 Variable mapping relationship of non-uniform fins

3.2 多目标优化模型与算法设置

优化对象为满足基板尺寸、翅片高度、间距、顶部厚度和拔模角等工程约束的非均匀翅片结构。考虑结构和热源分布的对称性，采用17维参数向量描述半基板范围内的翅片分布，并通过镜像生成完整结构。设计变量为$\boldsymbol{m}$，优化目标包括平均热流密度(q_{avg})最大化、平均温度(T_{avg})最小化和最大温差(ΔT_{max})最小化。为统一优化方向，将平均热流密度取负值后转化为最小化问题，则多目标优化模型可写为

$$\min_{\boldsymbol{m}\in\Omega}\ [-q_{\mathrm{avg}}(\boldsymbol{m}),T_{\mathrm{avg}}(\boldsymbol{m}),\Delta T_{\max}(\boldsymbol{m})]^{\mathrm{T}} \tag{20}$$

式中Ω为设计空间，三个目标分别反映单位面积换热能力、整体温度水平和温度均匀性，采用多目标优化可避免人为设定权重，并获得不同性能偏好下的帕累托解集。

为保证非均匀翅片结构满足自然对流换热需求及加工制造约束，本文对分区位置、翅片高度、翅片间距、顶部厚度和拔模角设置约束条件。其中，分区位置约束用于保证各区域沿宽度方向依次排列；翅片高度范围设置为20~76.5 mm，以保证翅片高度必须小于原模型且避免通过无限增加翅片高度提升换热面积；翅片间距限制在5~30 mm范围内，以避免流道过窄导致自然对流受阻；顶部厚度设置为1~3 mm，以满足翅片结构强度和加工成型要求；拔模角设置为0~3°，符合金属翅片加工中的脱模需求。在上述几何约束和制造约束基础上，定义设计空间Ω为：

$$\Omega=\left\{\boldsymbol{m}\left|\begin{array}{c}0<a_1<a_2<a_3<217.8\mathrm{mm}\\ 20\mathrm{mm}\leqslant h_n(\boldsymbol{m})\leqslant 76.5\mathrm{mm}\\ 5.0\mathrm{mm}\leqslant d_n(\boldsymbol{m})\leqslant 30.0\mathrm{mm}\\ 1.0\mathrm{mm}\leqslant b_{\mathrm{top}}\leqslant 3.0\mathrm{mm}\\ 0\leqslant\theta\leqslant 3^{\circ}\end{array}\right.\right\} \tag{21}$$

最后采用NSGA-II进行多目标优化。已有研究表明，约5～10倍设计变量数可作为种群规模的经验参考，其中10倍变量数常被用于保证搜索空间及帕累托前沿的覆盖能力[38]。对于本文17维设计空间，采用200个体，此时种群规模与变量维度之比为11.76，高于上述经验规模，因此能够为三目标帕累托解集的搜索和多样性保持提供相对充足的个体数量。最大迭代代数设置为200作为保守上限，实际运行至第144代时即因帕累托解集分布变化的平均值低于函数容差10^{-4}而提前终止，表明200代的迭代上限为优化过程预留了充分的搜索裕量，未对算法的实际收敛形成限制，即此时算法已经充分收敛。

3.3 帕累托前沿与分型特征

基于上述参数化模型和NSGA-II，对非均匀翅片结构进行多目标搜索并提取平均热流密度、平均温度和最大温差三目标的帕累托前沿如图10所示。结果表明，平均热流密度与平均温度之间呈近似线性正相关关系，即在当前热源功率和自然对流边界条件下，平均热流密度较高的结构通常对应较高的平均温度。因此，为避免相关性目标对前沿结构判断造成干扰，后续分型分析中不再单独考察平均热流密度。

如图11所示，在平均温度-最大温差二维目标平面内重新提取第一前沿后，中间存在明显断裂区域。该结果表明，在当前非均匀翅片设计空间和工程约束下，极低平均温度与极低最大温差难以通过同一类结构同时实现。左分支对应平均温度较低但最大温差相对较大的结构，说明该类结构更侧重整体换热能力提升；右侧分支对应最大温差较低但平均温度相对较高的结构，说明该类结构更侧重温度均匀性改善。

由此可见，帕累托前沿断裂并非由三目标投影直接得到，而是在去除与平均温度高度相关的平均热流密度后，对平均温度和最大温差两个关键目标重新提取第一前沿所得。该断裂结构揭示了非均匀翅片优化中的两类设计路径：一类以增加有效换热面积、降低整体温度为主；另一类以调节流动通道和局部强化换热、降低最大温差为主。两类路径分别对应后续的整体低温优先型结构和温度均匀性优先型结构。

3.4 典型优化结构与性能验证

根据图11中的帕累托前沿提取两类典型非均匀翅片代表构型如图12所示、提取最优构型具体参数如表4所示。两类结构均在一定约束下，通过非均匀翅片优化实现了热性能提升。

如图12(a)所示，第一类结构为整体低温优先

表4 最优构型结构参数（半基板范围）

Table 4 Geometric parameters of the optimal configurations (half-substrate region)

类型	参数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
第一类最优点	h_i/mm	70.1	70.1	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5
	d_i/mm	14.0	12.2	10.5	9.1	9.3	9.5	9.6	9.8	10.0	10.2	10.3	10.5	10.7	11.9	—
	b_i/mm	4.0	4.0	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2
第二类最优点	h_i/mm	38.0	38.0	48.7	59.5	70.3	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	76.5	—
	d_i/mm	13.8	13.4	13.0	12.5	12.1	11.8	11.4	11.0	10.7	10.3	10.1	9.9	9.2	—	—
	b_i/mm	3.8	3.8	4.1	4.4	4.8	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9	—

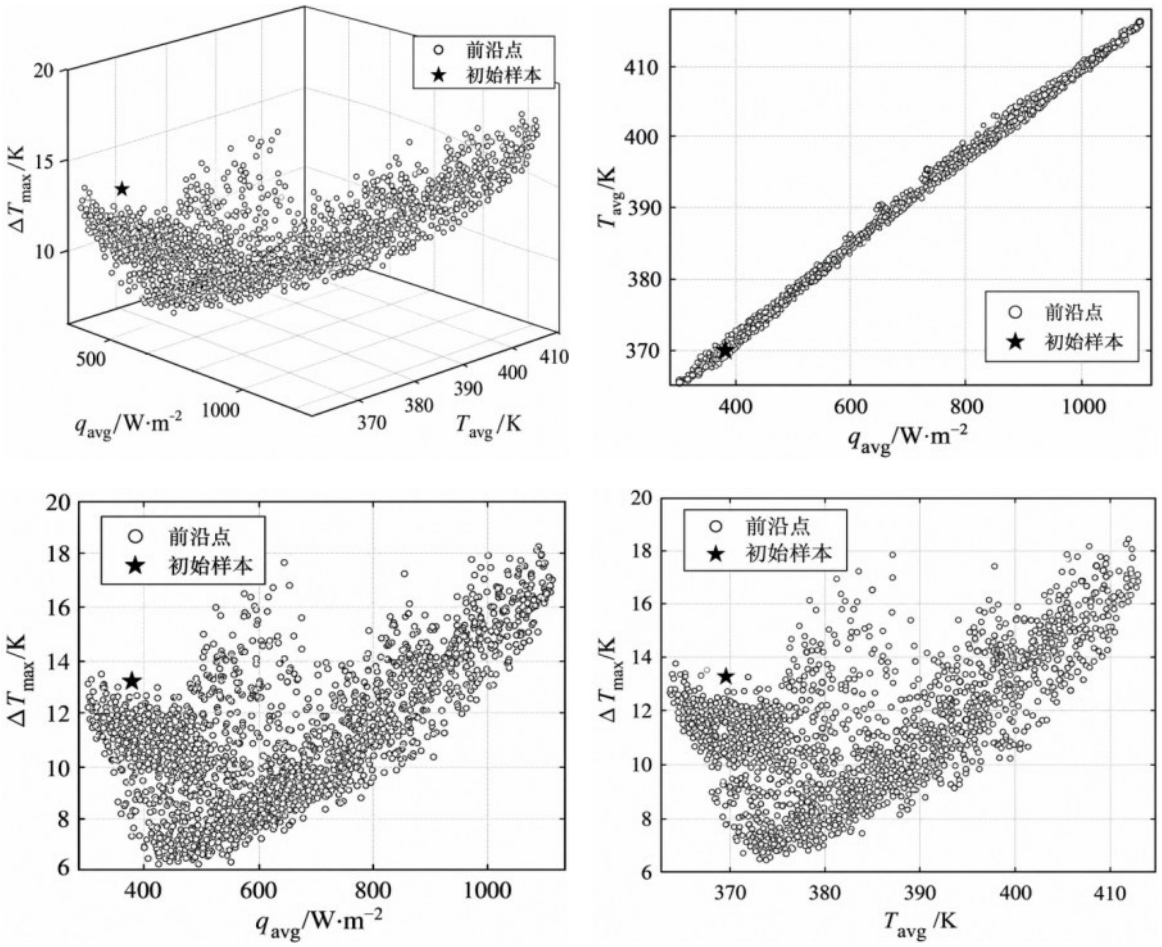


图10 三目标帕累托第一前沿面及其投影

Fig.10 Three-Objective Pareto First Frontier and Its Projection

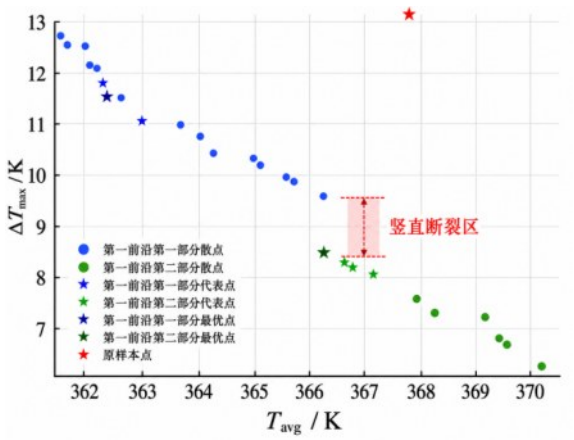
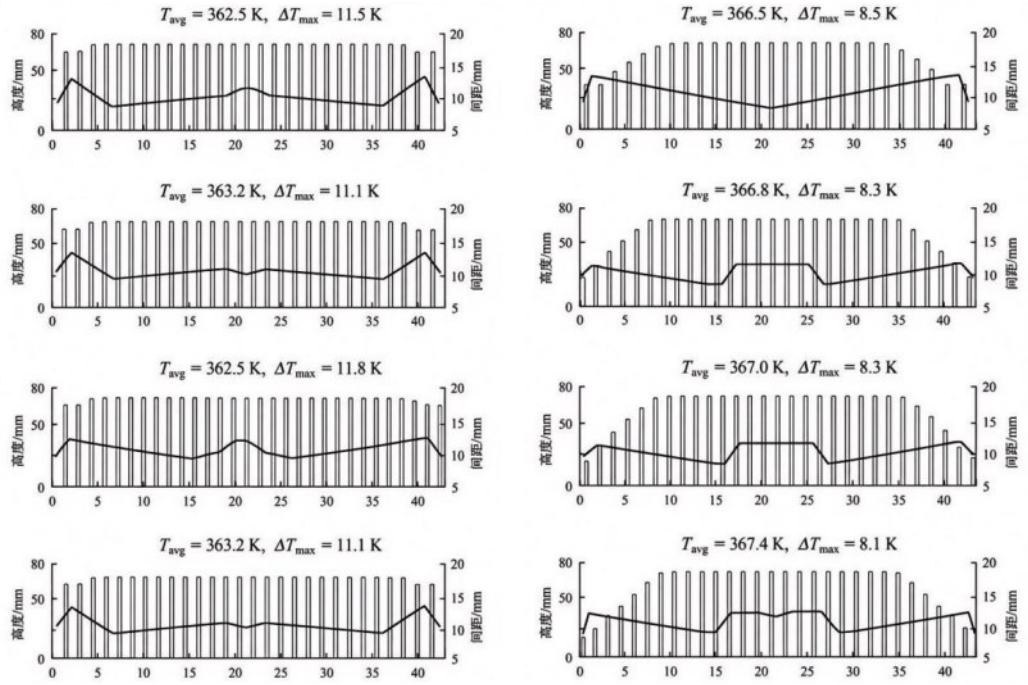


图11 平均温度—最大温差帕累托前沿

Fig.11 Pareto front of average temperature and maximum temperature difference

型。其距离边缘约40 mm范围内，翅片高度、底部厚度略低，同时翅片间距明显增大，形成较开放流道。这是由于边缘区域温度较低，进一步增加翅片面积对换热性能提升有限，而较大的流道有利于降低流动阻碍。边缘区域结束后，翅片高度增加至最大高度，同时，翅片间距向中心逐渐增大，底部厚度维持在稳定水平。该分布表明，增加翅片高度以扩大换热面积是强化散热的有效途径，但中心高温区域同时需要充足的空气补充以维持自然对流，因此不能通过无限减小翅片间距提高翅片密度，而应在换热面积增加与流道通畅性之间寻求平衡。

如图12(b)所示，第二类结构为温度均匀性优先型。与第一类结构相比，其边缘约90 mm范围内翅片高度、间距及底部厚度均呈现更加明显的梯度变化，其中翅片高度和底部厚度逐渐向中心增加，而间距逐渐减小。该结构通过降低边缘区域散热强化程度，并逐步增强中心区域换热能力，实现温度场均匀化。进入中心区域后，翅片高度同样保持最大值，但部分优化结构的间距在降低后再次增大，说明在高热流区域进一步增加翅片密度并非始终有效，适当扩大流道能够增强空气补充能力。因此，两类优化结构共同表明，自然对流散热器中翅



(a) 第一类代表点结构翅片截面 (b) 第二类代表点结构翅片截面

图 12 典型优化结构截面对比

Fig.12 Cross-sectional comparison of typical optimized structures

片设计需综合考虑换热面积增加与流动通道保持之间的平衡。

为进一步验证快速评估模型对不同帕累托分支及设计空间范围内结构的适用性，分别选取分支中的典型结构在90°工作倾角工况下开展稳态CFD基准模型计算，并提取关键温度指标的相对偏差，结果如图13所示；同时，将表4中的两类最优结构与原始均匀翅片结构进行详细对比，结果如表5所示。

如图13所示，两类帕累托分支代表样本的快速评估结果与CFD基准结果总体保持较好的一致性。8个优化样本中，最低温度、最高温度和平均温度的相对偏差范围分别为5.18%～6.58%、0.83%～1.81%和2.48%～4.96%，这三个关键温度指标最大相对偏差不超过7%，这表明快速评估模型在两类分支上均能够较稳定地预测主要温度指标。

表5显示，原始均匀结构平均温度为366.6 K，最大温差为17.0 K。第一类优化结构平均温度降至361.2 K，较原结构降低5.4 K；最高温度由372.5 K降至365.3 K，最大温差降至14.1 K。第二类优化结构平均温度降至364.1 K，最高温度降至367.6 K，最大温差降至10.4 K，较原结构降低6.6 K。两类优化结构的性能差异本质上来源于翅片高度与间距分布

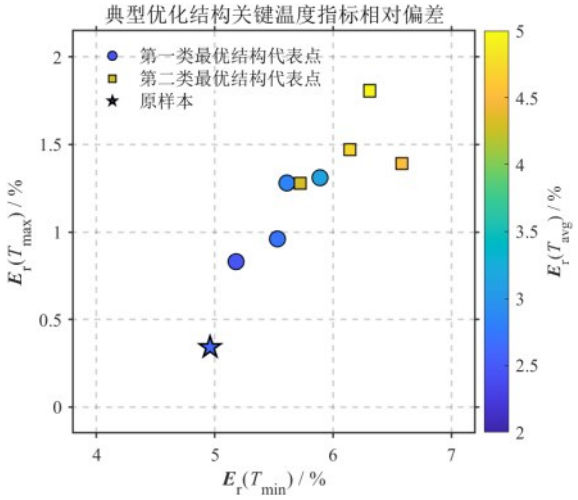


图 13 典型优化结构关键温度指标相对偏差

Fig.13 Relative deviations of key temperature indicators for typical optimized structures

对换热面积利用和自然对流流动组织的共同调节，其中第一类结构侧重提升整体换热能力，第二类结构则更注重改善区域热量传递均匀性。

优化结果说明，区域划分与规律映射方法能够有效描述非均匀翅片结构。结合快速评估模型后，NSGA-II可以在较低计算成本下搜索不同性能需求对应的结构方案，根据帕累托前沿分布，可进一步区分整体降温型和温度均匀型两类结构。与原始

表5 不同结构在90°工作倾角工况下的CFD验证结果

Table 5 CFD validation results of different structures at 90° installation angle

结构类型	模型	T_{min}/K	T_{max}/K	ΔT_{max}/K	T_{avg}/K
原样本	基准数值模型	355.5	372.5	17.0	366.6
	快速评估模型	357.6	372.7	15.1	368.0
	E_r	4.96%	0.34%	—	2.62%
第一类最优结构	基准数值模型	351.2	365.3	14.1	361.2
	快速评估模型	353.3	364.8	11.5	362.5
	E_r	5.53%	0.96%	—	2.71%
第二类最优结构	基准数值模型	357.2	367.6	10.4	364.1
	快速评估模型	359.9	368.4	8.5	366.5
	E_r	6.14%	1.47%	—	4.72%

均匀翅片相比，两类优化结构均提升了散热性能，说明非均匀翅片在自然对流散热器设计中具有优化潜力。

4 结论

本文针对600 W高功率LED自然对流非均匀翅片散热器具有较大散热潜力但优化过程中存在计算量大、设计变量维数高的问题，围绕非均匀翅片结构性能评价、参数化描述及多目标优化开展了研究，建立了快速评估与优化设计方法，并分析了非均匀翅片结构对散热性能及温度均匀性的影响规律，主要结论如下：

（1）基于自然对流经验关联式以及固—气—辐射热网络建立的快速评估模型能够得到600 W高功率LED自然对流散热器的温度分布特征并进行快速评价。与稳态CFD基准模型相比，最低温度、最高温度和平均温度等指标的相对温度偏差均小于7%，计算时间减少了99.4%，可满足非均匀翅片结构优化过程中的快速评价需求。

（2）区域划分与变化规律映射方法可以将非均匀翅片高度、间距和底部厚度独立变化形成的高维变维设计空间有效降维，并结合NSGA-II实现多目标优化设计。优化结果表明，平均热流密度与平均温度存在较强相关性，而平均温度与最大温差之间存在明显权衡关系，重新提取二维帕累托前沿后呈现双分支特征，对应不同性能目标导向的设计路径。

（3）非均匀翅片优化存在整体低温优先和温度均匀性优先两类设计机制。在其他关键温度指标保持改善的条件下，整体低温优先型结构通过增加有效换热面积使得平均温度降低5.4 K；温度均匀性优先型结构通过布局改善使得最大温差降低6.6 K。

尽管本文建立的快速评估与优化方法能够有效支持非均匀翅片结构设计，但仍存在进一步完善的空间。目前，快速评估模型主要基于自然对流经验关联式，对于更复杂流动状态和结构形式的适用性仍需深入研究。此外，本文主要关注稳态热性能，实验验证主要针对原始均匀结构，优化结构及不同热功率、安装倾角等工况下的实验验证仍有待进一步开展。未来可结合优化结构实验、不同功率和倾角工况测试、多工况分析等，进一步提高模型的适应能力，并实现兼顾热性能与工程应用需求的非均匀翅片优化设计。

符号说明

A——面积，mm^2

a_i——分区分割位置参数，mm

$\boldsymbol{B}$——翅片底部厚度，mm

c_h，c_d——高度变化规律、间距变化规律

c_p——定压比热容，J/(kg·K)

$\boldsymbol{D}$——翅片间距，mm

d_h——水力直径，mm

E_r——相对温度偏差，%

f——摩擦因子

G——热导，W/K

Gr——格拉晓夫数

$\boldsymbol{g}$——重力加速度矢量，m/s^2

$\boldsymbol{H}$——翅片高度，mm

h_x——局部对流换热系数，$W/(m^2·K)$

k——热导率，W/(m·K)

$\boldsymbol{m}$——设计变量向量

N——翅片数量

Nu——努塞尔数

Pr——普朗特数

Q——热源项，W

q_s——体热源项，W/m^3

Re——雷诺数

T——温度，K

$\boldsymbol{u}$——空气速度矢量，m/s

x——局部特征长度，mm

x^*，x_f^*——无量纲入口发展长度

β——体膨胀系数，K^{-1}

Δd，Δh——间距、高度变化幅度，mm

ΔT——温差，K

δ——节点间距离，mm

ε——表面发射率

θ——拔模角，°

ν——运动黏度，m^2/s

ρ——密度，kg/m^3

σ——斯蒂芬-玻尔兹曼常数，$W/(m^2 \cdot K^4)$

Ω——设计空间

下角标

air——空气

avg——平均值

base——温度评价面或基板

c——对流

eval——待衡量值

fin——翅片

i,j,k——节点、区域或离散单元编号

max——最大值

min——最小值

ref——参考值

s——固体

sur——辐射

top——顶部

w——壁面

x——局部位置

参考文献

[1] Orville T, Tajwar M, Bihani R, et al. Enhancing thermal efficiency in power electronics: a review of advanced materials and cooling methods[J]. Thermo, 2025, **5**(3): 30.

[2] Kozak D, Nikolaenko Y, Khairnasov S, et al. Radiator temperature regimes for the cooling system of a powerful LED lighting device [J]. Technology and Design in Electronic Equipment, 2025(1 – 2): 51–56.

[3] Li J N, Yang L. Recent development of heat sink and related design methods[J]. Energies, 2023, **16**(20): 7133.

[4] Nair V, Baby A, Anoop M B, et al. A comprehensive review of air-cooled heat sinks for thermal management of electronic devices[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2024, **159**: 108055.

[5] Adhikari R, Beyragh D, Pahlevani M, et al. A numerical and experimental study of a novel heat sink design for natural convection cooling of LED grow lights[J]. Energies, 2020, **13**(16): 4046.

[6] 李新泽, 张双星, 任冠宇, 等. 大功率LED热管理用脉动热管热性能[J]. 化工学报, 2024, **75**(S1): 126–134.
Li X Z, Zhang S X, Ren G Y, et al. Thermal performance of pulsating heat pipe for high power LED thermal management[J]. CIESC Journal, 2024, **75**(S1): 126–134.

[7] Nguyen T D, Van Vo A, Bui T T. Design modeling and CFD simulation of parallel plate – fin heat sink under natural convection[J]. Makara Journal of Technology, 2024, **28**(3): 96–104.

[8] Habib N, Siddiqi M, Tahir M. Thermal analysis and optimization of L-shape fin heat sink under natural convection using ANOVA and Taguchi[J]. Thermal Science, 2022, **26**(2 Part B): 1519–1530.

[9] McCay O, Nimmagadda R, Ali S M, et al. A parametric design study of natural-convection-cooled heat sinks[J]. Fluids, 2023, **8** (8): 234.

[10] Tripathy T L, Dash S K. Numerical modeling of natural convection heat transfer from radial branching heat sinks for LED cooling applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, **242**: 122446.

[11] 马奕新, 金宇, 张虎, 等. 翅片重力热管传热性能实验研究[J]. 化工学报, 2020, **71**(2): 594–601.
Ma Y X, Jin Y, Zhang H, et al. Experimental study on heat transfer performance of finned gravity heat pipe[J]. CIESC Journal, 2020, **71**(2): 594–601.

[12] Dong C C, He G N, Meng Z M, et al. Optimality criterion-based latent heat storage heat exchangers topology optimization method [J]. Journal of Energy Storage, 2025, **125**: 117012.

[13] Lindstedt M, Lampio K, Karvinen R. Optimal shapes of straight fins and finned heat sinks[J]. Journal of Heat Transfer, 2015, **137** (6): 061006.

[14] Haghighi S S, Goshayeshi H R, Safaei M R. Natural convection heat transfer enhancement in new designs of plate-fin based heat sinks[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, **125**: 640–647.

[15] Lampio K, Karvinen R. Optimization of convectively cooled heat sinks[J]. Microelectronics Reliability, 2017, **79**: 473–479.

[16] 邱燕, 田茂诚, 冷学礼. 封闭空间内纵向外翅片管结构参数对传热的影响[J]. 化工学报, 2013, **64**(7): 2405–2410.
Qiu Y, Tian M C, Leng X L. Heat transfer characteristic of longitudinal externally-finned tube in closed space[J]. CIESC Journal, 2013, **64**(7): 2405–2410.

[17] 蒋怡娜. 新型镁合金LED灯具散热器设计与分析[D]. 天津: 天津工业大学, 2017.
Jiang Y N. Design and analysis of a novel magnesium alloy heat sink for LED lamps[D]. Tianjin: Tianjin: Tianjin Polytechnic University, 2017.

[18] Lee Y J, Kim S J. Thermal optimization of the pin-fin heat sink with variable fin density cooled by natural convection[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, **190**: 116692.

[19] Ahmed S W, Altaf K, Tariq A, et al. Geometric optimization of SLM-printed $AlSi_{10}Mg$ radial heat sinks: a numerical and experimental approach for natural convection conditions[J]. Arabian Journal for Science and Engineering, 2024, **49**(11): 14643–14661.

[20] Dong C C, Zhang C B, He G N, et al. 3D topology optimization design of air natural convection heat transfer fins[J]. Nuclear Engineering and Design, 2024, **429**: 113623.

[21] 倪强, 厉为民, 孙艳, 等. 大功率LED散热器结构参数对散热的影响研究[J]. 现代工业经济和信息化, 2021, **11**(11): 238–239.
Ni Q, Li W M, Sun Y, et al. Study on the effect of structural parameters on heat dissipation in high-power LED heat sinks[J]. Modern Industrial Economy and Informationization, 2021, **11**(11): 238–239.

[22] 李书培, 孙冬明, 张赛, 等. 某机载光电系统风冷散热翅片优化设计及仿真[J]. 激光与红外, 2024, **54**(6): 951–957.
Li S P, Sun D M, Zhang S, et al. Optimized design and simulation of air cooled heat dissipation fines for an airborne optoelectronic system[J]. Laser & Infrared, 2024, **54**(6): 951–957.

[23] Lu Z B, Li Y M, He C, et al. Multi-objective inverse design of finned heat sink system with physics-informed neural networks[J]. Computers & Chemical Engineering, 2024, **180**: 108500.

[24] Sun P Q, Ismail M A, Mustaffa A F. Metamodel-based design optimization for heat transfer enhancement of finned heat sinks[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2025, **214**: 109896.

[25] Dong C C, Zhang C B, He G N, et al. Study on bionic leaf-vein like heat sinks topology optimisation method[J]. Energy, 2025, **319**: 135027.

[26] Yang Z P, He S P, Yu J C, et al. A machine learning-based generative design approach for rapid topology optimization of microchannel heat sinks[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2025, **169**: 109655.

[27] Lampio K, Karvinen R. A new method to optimize natural convection heat sinks[J]. Heat and Mass Transfer, 2018, **54**(8): 2571-2580.

[28] 谢伟伟. 基于热管原理的大功率LED灯散热器的设计与优化[D]. 南宁: 广西大学, 2022.
Xie W W. Design and optimization of heat sink for high power led lamp based on heat pipe principle[D]. Nanning: Guangxi University, 2022.

[29] 高杰, 樊凤昕, 马丹竹, 等. 基于TEC和平板热管的LED散热器结构优化设计[J]. 电子与封装, 2024, **24**(5): 29-36.
Gao J, Fan F X, Ma D Z, et al. Optimized design of LED radiator structure based on TEC and flat-plate heat pipe[J]. Electronics & Packaging, 2024, **24**(5): 29-36.

[30] Shehzad A, Dong C C, He G N, et al. Multi-objective topology optimization of microchannel cold plates for nuclear thermal management[J]. Applied Thermal Engineering, 2026, **302**: 131829.

[31] Cartis C, Massart E, Otemissov A. Bound-constrained global optimization of functions with low effective dimensionality using multiple random embeddings[J]. Mathematical Programming, 2023, **198**(1): 997-1058.

[32] Gamot J, Balesdent M, Tremolet A, et al. Hidden-variables genetic algorithm for variable-size design space optimal layout problems with application to aerospace vehicles[J]. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2023, **121**: 105941.

[33] Yu M J, Wang Z, Dai R, et al. A two-stage dominance-based surrogate-assisted evolution algorithm for high-dimensional expensive multi-objective optimization[J]. Scientific Reports, 2023, **13**: 13163.

[34] Shen J T, Wang X J, He R X, et al. Optimization of high-dimensional expensive multi-objective problems using multi-mode radial basis functions[J]. Complex & Intelligent Systems, 2025, **11**(2): 147.

[35] Zhou M C, Cui M J, Xu D, et al. Evolutionary optimization methods for high-dimensional expensive problems: a survey[J]. IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica, 2024, **11**(5): 1092-1105.

[36] Meng X R, Zhu J, Wei X L, et al. Natural convection heat transfer of a straight-fin heat sink[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, **123**: 561-568.

[37] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 263-277.
Yang S M, Tao W Q. Heat transfer[M]. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006: 263-277.

[38] Khalafallah A, Hyari K H. Optimization parameter variation: improving biobjective optimization of temporary facility planning [J]. Journal of Computing in Civil Engineering, 2018, **32**(5): 04018036.