Analysis of the Heat Dissipation Performance of the Heatsink Based on the PCH Chip

DAI Jiapeng[1], LIU Shaohu[1*], LU Jianrong[2]
(1.School of Mechanical Engineering, Yangtze University, Jingzhou Hubei 434000, China;
2.Advantech (China) Limited, Kunshan Jiangsu 215300, China)

Abstract: In the design of platform controller hub (PCH) chip heatsinks, numerical simulations are commonly relied upon to seek optimal solutions. However, optimization results obtained from a single numerical simulation may not meet design requirements. To address this issue, experiments and numerical simulations are combined to investigate the relationship between airflow velocity and heat exchange area during the operation of the heatsink, as well as the structural parameters. The results indicate that under natural convection conditions, adjusting the surface treatment is a priority to enhance the heatsink performance. Under forced convection conditions, increasing fin density to expand the effective heat exchange area within a limited volume can improve the overall heatsink efficiency. Regarding structural parameters, the orthogonal experimental method is used to analyze fin height, base thickness, fin thickness, and fin quantity, and through extended research, four optimal design values for structural parameters are proposed. This provides a scientific basis for the design of heatsinks for electronic devices.

Key words: PCH heatsink; heat exchange area; orthogonal experiment; optimization design
EEACC: 0180 **doi**: 10.3969/j.issn.1005-9490.2026.04.035

基于 PCH 散热器散热效能影响分析

戴佳芃[1], 刘少胡[1*], 卢建荣[2]
(1.长江大学机械工程学院, 湖北 荆州 434000; 2.研华科技(中国)有限公司, 江苏 昆山 215300)

摘 要: 在平台控制集线器(PCH)芯片散热器设计中, 通常依赖数值模拟以寻求最优解, 然而单一数值模拟所得到的优化结果无法满足设计要求。针对此问题, 通过实验与数值模拟相结合的方法, 分别从散热器工作时空气流速与换热面积的关系以及结构参数进行研究。结果表明, 在强制对流条件下, 通过增加翅片密度在有限体积内扩大有效换热面积, 可提高散热器的整体散热效能。在结构参数方面, 利用正交试验法, 对翅片高度、基座厚度、翅片厚度、翅片数量进行分析, 并通过扩展研究, 提出四种结构参数最优设计值, 为电子器件散热器的设计提供了科学依据。

关键词: PCH 散热器; 换热面积; 正交试验; 优化设计
中图分类号: TK124; TN305.94 **文献标识码**: A **文章编号**: 1005-9490(2026)04-0946-09

电子科学技术正在高速发展, 电子设备正朝着小型化、高频高性能化和高密度化发展, 导致设备产生的热量将大幅增加, 电子元件的热失效和热退化问题变得尤为显著[1-3]。为此, 除了依赖电子系统本身的散热能力, 越来越多的电子元件需要借助独立的散热器, 将热量从电子元件本体传导到散热器上, 再由散热器传导至空气中, 以提高散热效率。

散热器的热设计主要包括两个主要方面: 散热器自身参数设计与外部环境设计。其中, 散热器的结构设计在很大程度上决定了散热器的散热能力和效率。国内外诸多学者都致力于散热器的热分析及结构优化方面的研究。Morrioson[4]进行了关于鳍片散热器的研究, 探讨了鳍片的厚度、鳍片间距与散热片底座高度之间的关系。研究发现, 散热片底座的高度与鳍片厚度之间存在着相互影响的关系。具体而言, 底座高度增加时, 相应的鳍片厚度需要减小, 反之亦然。此外, 鳍片的厚度与鳍片间距之间也存在关联, 鳍片厚度的增加通常伴随着鳍片间距的扩大, 这将有效提高散热效能。Starner 等[5]提出了一种基础实验模型 S-M-H 实验方法, 以研究在加热片下方阻断热损失的基础实验方法。Lee[6]的研究关注了散热片基座的设计, 特别是散热基座的热阻值是对散热效率的主要

收稿日期: 2024-05-22 修改日期: 2024-07-06

影响因素之一。并提出了如何选择适当的散热基座方式,探讨了在不同加工条件下如何计算散热基座的热阻值。Kou 等[7]提出了在散热器的热设计最佳优化过程中,需要综合考虑两个关键因素:如何以最小的成本和空间达到散热目标。并提供了两种方法,一种是基于鳍片形状和横截面积的相对关系,以达到最佳鳍片深度;另一种是根据鳍片数量和体积,找到鳍片的最佳深度和几何形状。Wu 等[8]针对板翅式散热器提出了一种可预测水力和热力性能的渐进模型,用于分析和优化散热器的几何参数,包括鳍片间距和厚度,基板长度、宽度和厚度等。龚美[9]的研究针对大功率 LED 路灯散热器进行了优化。通过仿真软件系统地研究了基板厚度与翅片厚度、间距和高度对 LED 散热性能的影响,并确定了最佳的散热器几何尺寸。郝丙仁等[10]对于有限散热空间条件下的大功率 VPX 机箱进行了一种更高性能冷板结构设计,并基于 Icepak 的 CFD 仿真方法进行了方案有效性验证。齐亮等[11]提出了一种基于粒子群遗传算法的散热器结构优化方法,以分析散热器结构形式。焦新泉等[12]提出一种叠加散热方案,设计了一种负载器功率器件的散热结构,保证了电子元器件可在最高规定的温度范围内稳定工作。周振凯等[13]基于散热器热阻网络模型,建立了散热器优化目标函数,利用遗传算法对目标函数进行优化,获取了工程条件约束下散热性能最优的散热器几何参数。周子涵等[14]对散热器的肋片数量、厚度、高度等基本结构进行优化,以提升散热器的散热效果。王玲等[15]在考虑现有散热器设计方法的不足之后,通过散热器结构及其等效热阻网络构建热阻、压降和质量最小的多目标优化模型,针对当前粒子群算法求解多目标模型时存在的局限性,采用多种改进策略提高算法的性能。

综上所述,散热器的优化设计参数一般来自数值模拟和简化实验的数据,但这类方法的散热性能优化结果往往不太理想[16-19]。平台控制集线器(Platform Controller Hub,PCH)作为计算机系统中的重要控制中心,采用高度集成设计,通过多个总线接口与其他硬件设备连接,热功耗较高。本文将从电子元件的传热机理出发,结合传统热阻网络模型,以 PCH 芯片热设计为研究对象,采用实验与仿真相结合的方式,分别就散热器工作时空气流速与换热面积的关系以及自身结构参数进行研究,为散热器的优化设计提供工程指导。

1　散热器基本传热机理

散热器的工作情况主要分为两种,一是被动式散热,如图 1 所示,散热器通过热传导、热辐射及自然对流等机制,在不引入额外功耗的情况下将热量导出设备外部,通常适用于设备体积较小且内部封闭的工况。另一种为主动式散热,如图 2 所示,设备需依赖外部能源供应或机械设备来散热,例如强制对流与热电冷却。这类元件通常具有较高的功率或内部元件空间约束较大,以满足冷却工质的流动条件,例如个人电脑、服务器等设备,均可通过主动散热控制内部温度。本文主要研究在主动式散热下,各因素对散热器效能的影响。

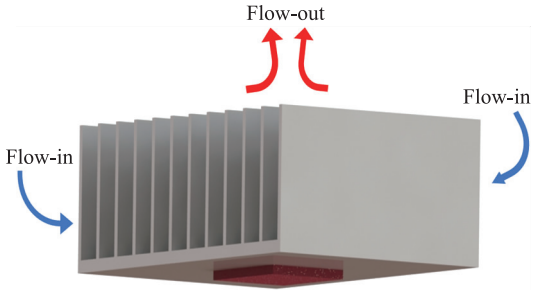


图 1　被动式散热示意

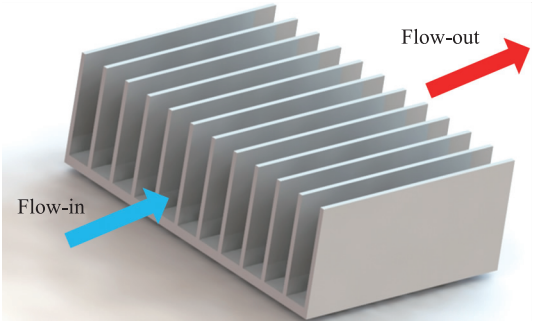


图 2　主动式散热示意

2　结构参数对换热面积的散热影响分析

考虑到对流散热的多个影响因素时,流体流速、热交换面积以及热源与周围环境的温度差通常是具有显著影响的因素,故本次实验的主要目的在于分析不同环境温度下,由于结构参数变化造成热交换面积改变对散热效能的影响程度。这一分析将有助于为散热器的设计和热管理提供科学依据。通过明确这些关键因素的相互影响,可以更好地理解在实际工作条件下散热器的性能特征,为未来的优化设计提供更为准确和可靠的指导。

2.1　实验材料制备

使用四种不同结构参数的散热器样品进行对比测试,均为铝合金 Al-6061 材质。表面处理方式为阳极氧化银色,散热器的四种结构参数如表 1 所示。表中,W 为散热器基座宽度,L 为散热器基座长度,H 为散热器整体高度,b 为散热器基座厚度,s 为翅片

间距,δ 为翅片厚度。

表 1 四种散热器设计参数

	样品 A	样品 B	样品 C	样品 D
W/mm	60	60	60	60
L/mm	60	60	60	60
H/mm	10.5	14	22.5	29.5
b/mm	2.5	4	3	5
s/mm	2.91	1	3.1	5
δ/mm	0.9	0.8	0.9	/
翅片数量	15	33	15	/

散热器结构如图 3 所示。5010 Delta 风扇提供风流。

2.2 实验步骤

图 4 所示为对流实验系统,以 X470 南桥芯片为例,热源功耗稳定在 8 W,风速可根据实验环境和实验条件的要求进行调节。热源测温点如图 5 所示,放置在热源顶部缺口内。

设定自然对流温箱内部温度分别为 25 ℃、35 ℃ 和 55 ℃,模拟电子器件在不同环境温度下的工作条件。实验涵盖了风速为 0 m/s、0.1 m/s、0.2 m/s、0.3 m/s、0.4 m/s、0.5 m/s、1 m/s、2 m/s 和 3 m/s 的情况。调整风速和环境温度后,关闭温箱门,开始测试。每组实验的持续时间为 120 min,待温度稳定后对热源温度进行记录。

2.3 实验结果分析

无风流的情况下,采用四种不同散热面积的散热器,研究散热面积大小对辐射传热的影响,四种散热器的散热面积分别为:A(15 216 mm^2)、B(41 088 mm^2)、C(36 346.5 mm^2)、D(10 680 mm^2),环境温度 T_a 设定为 55 ℃,观察热源温度 T_c,实验结果如表 2 所示。

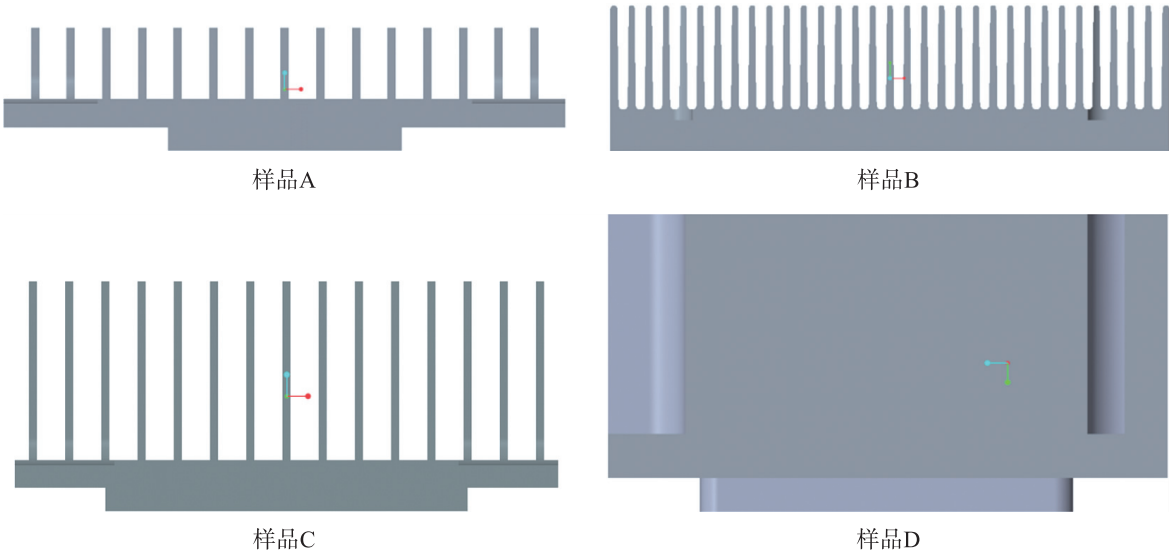


图 3 四种散热器结构示意

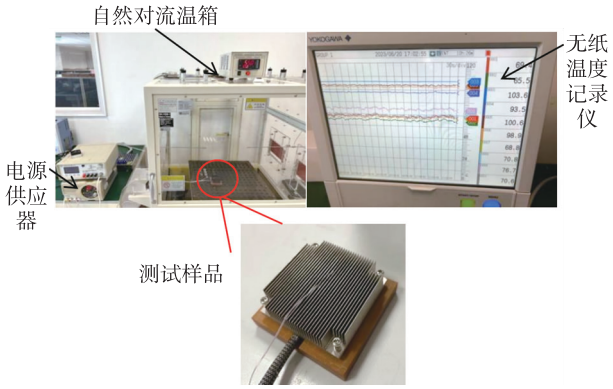


图 4 对流实验系统

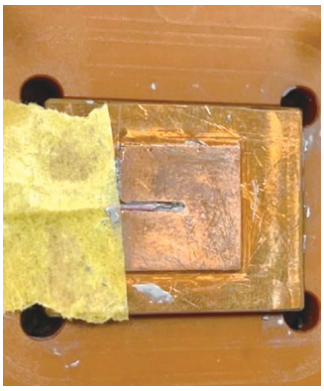
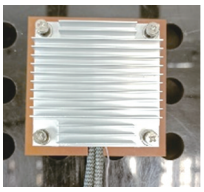
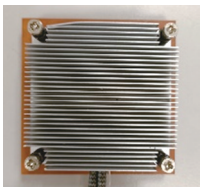
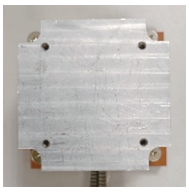


图 5 测温点

表 2　测试结果

	样品 A	样品 B	样品 C	样品 D
T_a	55 ℃	55 ℃	55 ℃	55 ℃
表面辐射率	0.71	0.71	0.71	0.71
散热器尺寸	60 mm×60 mm×10.5 mm	60 mm×60 mm×14 mm	60 mm×60 mm×22.5 mm	60 mm×60 mm×29.5 mm
散热面积	15 216 mm^2	41 088 mm^2	36 346.5 mm^2	10 680 mm^2
T_c	106.6 ℃	108.9 ℃	93.8 ℃	114.2 ℃
散热器示意				

对比观察样品 A、C 和 D 测试结果发现,无风流状态下,随着翅片高度的增加,散热面积也相应增加。A 与 D 相比,当散热面积增加约 42%,其热源温度比原先降低约 6.7%;A 与 C 相比,当散热面积增至约 139%,其热源温度比原先降低约 12%;C 与 D 相比,当散热面积增加约 240%,其热源温度会相应下降约 18%。故得出结论:增加表面积使得散热器能够与周围的空气更多地接触,从而提供更多的传热表面。此外,在无风流的情况下,辐射传热量与表面积成正比。温差较大时,更大的翅片面积有助于提高辐射传热的能力。故增加翅片高度有助于提高散热器的总散热能力,尤其在无风流状态下效果更为显著。

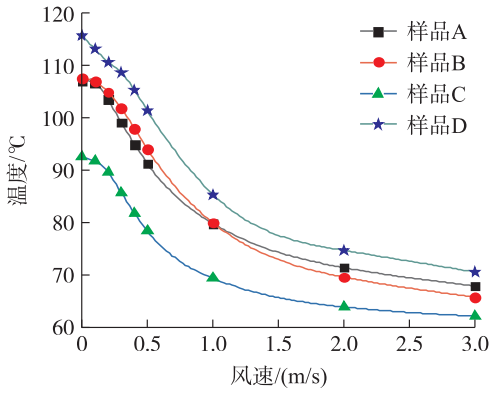
对比样品 A、B 和 C 的测试结果发现,B 的散热面积虽然比 A 增加了约 170%,比 C 增加了约 13%,但对应热源温度更高,由于样品 B 采用增加翅片密度方式以增加散热面积。当翅片密度增加时,翅片之间距离减小,使空气在紧密排列的翅片之间无法顺畅流动而降低了传热效率。

在高翅片密度的情况下,热量在翅片之间难以有效传递,导致热量在翅片之间堆积,降低了传热效率。在无风流的情况下,过高的翅片密度会限制热辐射传热。翅片密集排列时,辐射传热的表面积受到限制,从而减少了辐射传热的效果。

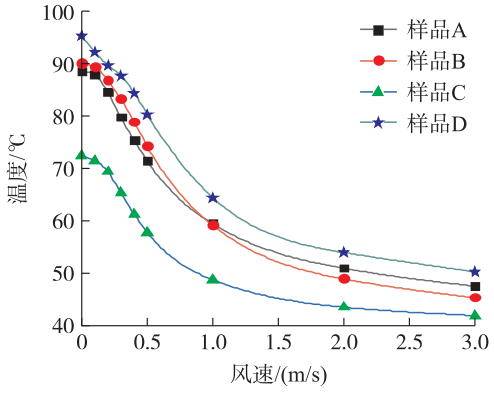
在散热器设计中,增加翅片密度并不能得到更好的散热效果。适当的密度和间距选择是至关重要的,以平衡对流和辐射传热,以及考虑实际工作条件下的最佳性能。

无风流环境测试完成后,在散热器上方加装风扇,设置三种环境温度,测试四种样品所对应的热源温度(T_c)。实验结果如图 6 所示。

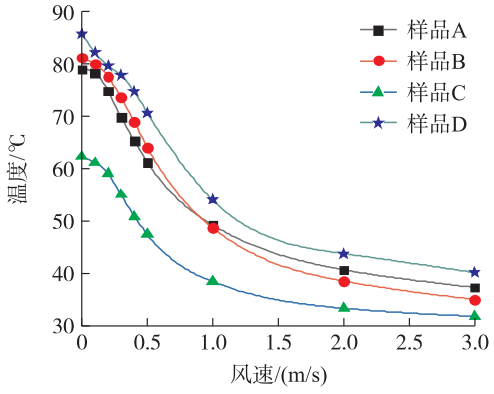
从图 6 可发现,在不同环境温度下,四种散热器所对应热源温度随着风速的增加呈现出明显的变化



(a) 环温55 ℃下的T_c变化趋势



(b) 环温35 ℃下的T_c变化趋势



(c) 环温25 ℃下的T_c变化趋势

图 6　环温下热源温度对比

趋势。热源温度在风速逐渐增大的过程中首先经历了迅速的下降阶段,随后逐渐趋于平稳。在这一过程中,样品 C 表现出较好散热性能,较高的翅片高度与适中数量的翅片使得有效的热交换面积达到最优,从而保持其热源温度一直维持在相对较低的水平。

样品 A 和样品 B 在风速小于 1 m/s 时呈现出不同的趋势。由于样品 B 的翅片密度较大,导致风流速度过小,进而产生较大的风阻,导致在此条件下无法有效进行散热。当风速超过 1 m/s 时,样品 B 因其较高的翅片密度故具有较大的换热面积,使得其热源温度小于样品 A 的对应值。

在后续散热器的优化设计中,可优先通过增大内部热对流的风速。在被动式散热下,增加散热器翅片高度是一种较为高效的优化方式,在主动式散热下,通过增加翅片数量不仅可以有效增加散热器的有效换热面积,同时可以减小散热器体积,使整体设计更加小巧便捷。

3 结构参数对散热效能影响仿真分析

3.1 正交试验设计

在上述实验过程中,考虑了散热器基座厚度、翅片高度、翅片数量以及翅片厚度对散热器散热效能的影响,在本节研究中,将运用正交试验进行多因素分析,借助 Flotherm 热分析软件进行仿真,深入分析结构参数对散热器散热性能的主次影响,表 3 为考察的四种因素的水平表。

表 3 散热器因素水平表

因素名称	A(基座高度)/mm	B(翅片高度)/mm	C(翅片厚度)/mm	D(翅片个数)/pcs
1	1	13	0.2	8
2	5	9	0.7	11
3	9	5	1	20

根据表 3 的散热器的因素水平表可知,该实验为 4 因素 3 水平的分析试验,因此选用 $L_9(3^4)$ 型的正交表格,试验方案如表 4 所示。

表 4 正交设计试验方案

试验号	A	B	C	D	T_c/℃
1	1	1	1	1	—
2	1	2	2	2	—
3	1	3	3	3	—
4	2	1	2	3	—
5	2	2	3	1	—
6	2	3	1	2	—
7	3	1	3	2	—
8	3	2	1	3	—
9	3	3	2	1	—

3.2 几何模型建立

使用 Flotherm 软件内置的模块进行散热器模型建立,对散热器以及热源模型进行还原,功放散热模块整体模型如图 7 所示,热源外部由电木治具包裹,顶端设定填充导热硅脂与散热器连接。

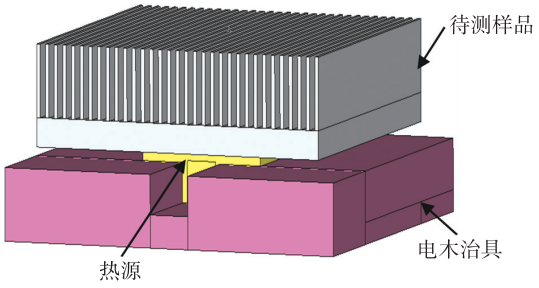


图 7 功放散热模块整体模型

3.3 边界条件设定

边界条件设定见表 5。

3.4 网格划分

对此模型进行手动与自动相结合的网格划分方法,应用 Flotherm 自带的网格划分功能,将整体网格划分级别定义为 fine,针对散热器进行局部网格细化,进行网格无关性验证,结果如图 8 所示,从图 8 可以看出,对散热器局部网格进行加密,当整体网格数量达到 68 万时,温度趋于平稳,故选取此网格数量进行仿真分析。

表 5 边界条件设定

		导热系数	比热容	表面辐射率
环境温度	55 ℃			
风速	0 m/s;2 m/s			
热源功耗	8 W			
空气密度	1.045 kg/m^3			
散热器材料参数	Al-6061	180 W/(m·K)	963 J/(kg·K)	0.9
热源材料参数	Cu	385 W/(m·K)	385 J/(kg·K)	0.4
治具材料参数	电木	0.25 W/(m·K)	1 J/(kg·K)	0.8

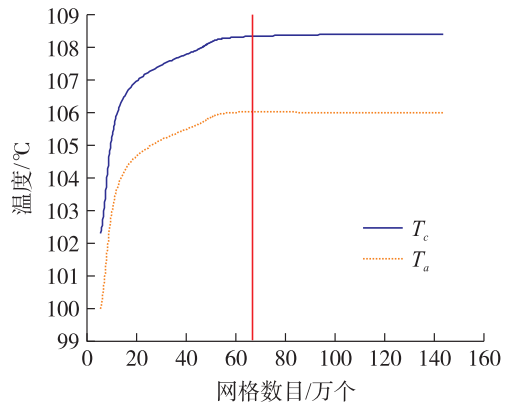


图 8　网格无关性验证

3.5　正交试验结果分析

按正交表格的各实验号规定的水平组合进行实验,结果如表 6 所示。

由表 6 可知,因素 B 的极差为 9.377,为各因素中最大值,表明翅片高度的改变对散热器的影响为最大,因此,翅片高度是本次正交实验的主要因素。因素 A、因素 D、因素 C 的极差分别为 8.153、5.991、2.629,在本实验中,$R_B>R_A>R_D>R_C$,各因素对热源温度影响的主次顺序为 B→A→D→C(主→次)。从正交实验结果来看,散热器的优选方案为 $B_1A_3D_1C_1$,即翅片高度为 13 mm,基座厚度为 9 mm,翅片厚度为 0.2 mm,翅片数量为 8 片。

在正交试验的方差分析中,可将总平方和分解为因素平方和与误差平方和,得出各因素对误差的方差贡献,从而判断各因素对试验结果的影响程度。计算数据如表 7 所示。

表 6　正交试验结果分析

试验号	A	B	C	D	T_c/℃
1	1	1	1	1	97.657
2	1	2	2	2	106.95
3	1	3	3	3	115.45
4	2	1	2	3	101.17
5	2	2	3	1	98.114
6	2	3	1	2	105.45
7	3	1	3	2	95.453
8	3	2	1	3	98.635
9	3	3	2	1	101.51
$\bar{k}_{1j}$	106.686	98.093	100.581	99.094	
$\bar{k}_{2j}$	101.578	101.233	103.210	102.618	
$\bar{k}_{3j}$	98.533	107.47	103.006	105.085	
R_j	8.153	9.377	2.629	5.991	
因素主次	B→A→D→C				
优选方案	$B_1A_3D_1C_1$				

表 7　正交试验方差分析表

试验号	A	B	C	D	T_c/℃	
					X_i	X_i^2
1	1	1	1	1	97.657	9536.89
2	1	2	2	2	106.95	11438.3
3	1	3	3	3	115.45	13328.7
4	2	1	2	3	101.17	10235.37
5	2	2	3	1	98.114	9626.36
6	2	3	1	2	105.45	11119.7
7	3	1	3	2	95.453	9111.28
8	3	2	1	3	98.635	9728.86
9	3	3	2	1	101.51	10304.28
k_{1j}	320.058	294.279	301.743	297.282	$T=\sum X_i=920.389$	
k_{2j}	304.734	303.699	309.63	307.854	$Q_T=\sum X_i^2=94429.74$	
k_{3j}	295.599	322.41	309.018	315.255	$P=\frac{T^2}{n}=94123.99$	
Q_j	94226.23	94260.47	94137.23	94178.8	$S_T=Q_T-P=305.75$	
S_j	102.24	136.48	13.24	54.81	$Q_j=\frac{1}{3}\sum_{i=1}^{3}K_{ij}^2$	
					$S_j=Q_j-P$	

表 8 为影响正交试验结果的各因素方差分析,显示了各影响因子对试验结果的影响程度。从表中可以发现,散热器基座厚度 F 比为 1.332;散热器翅片高度 F 比为 1.788;翅片数量 F 比为 0.168;翅片厚度 F 比为 0.712,说明散热器的翅片高度与基座厚度相对其余两种结构参数对试验结果有更为显著的影响。对散热器进行优化设计时可优先考虑此类结构参数。

表 8 方差分析

方差来源	离差平方和	自由度	*F* 比	显著性
因素 A	S_A = 102.24	2	1.332	
因素 B	S_B = 136.48	2	1.788	*
因素 C	S_C = 13.24	2	0.168	
因素 D	S_D = 54.81	2	0.712	
误差	S_T = 305.75	8		

由于实验样品加工时间长、难度高，为深入探讨散热器在不同工况下各结构参数对散热效能影响的变化趋势，以 X470 南桥芯片为例，功耗为 8 W，使用仿真计算进行散热器四种结构参数的拓展研究。

如图 9 所示，在被动式散热条件下，随着散热器翅片厚度从 0.1 mm 增加至 1.5 mm，热源温度在翅片厚度为 0.2 mm 时降至最低，为 101.56 ℃，接着迅速上升，最后增速放缓，温度最高为 106 ℃。可以发现，翅片厚度的增加虽然增加散热器的换热面积，但翅片之间间隙逐渐变小，导致翅片间热量无法高效地通过对流传导至空气中，从而使得温度迅速升高。当翅片厚度增加至 1.2 mm 时，翅片间距极小，可将散热器视为实心铝块，故再继续增加翅片厚度时，温差变化放缓。

由此可得出结论，当厚度为 0.2 mm 时，热源温度最小，散热效果最佳。在对翅片的铲齿工艺进行加工时，翅片厚度的最小加工尺寸为 0.2 mm，因此，在被动式散热条件下，0.2 mm 厚度的翅片是最佳设计尺寸。

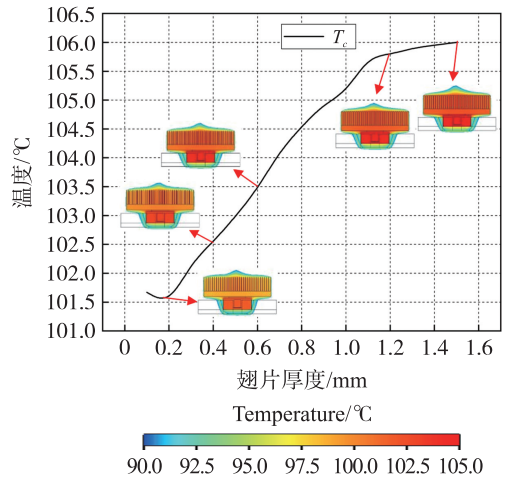


图 9 翅片厚度变化对散热效能影响(被动式散热下)

从图 10 可以看出，即使在沿翅片方向添加了 2 m/s 的风流，由于翅片厚度的增加导致散热器的风阻也增加，在主动式散热条件下，0.2 mm 厚度的翅片仍是散热器最佳结构设计之一。在有风流的情况下，较薄的翅片厚度可以增加有效换热面积，从而减小对流换热热阻的影响。

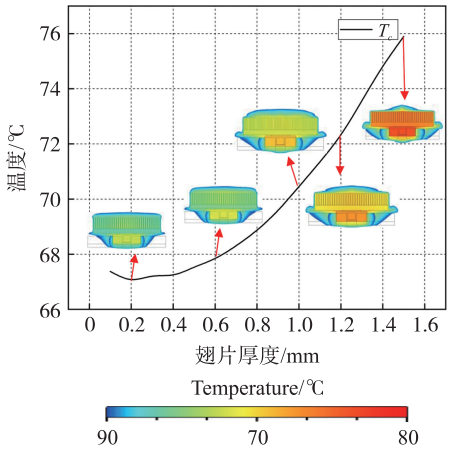


图 10 翅片厚度变化对散热效能影响(主动式散热下)

图 11 呈现的翅片数量变化规律显示，盲目增加翅片密度不仅未能提高散热性能，反而显著降低了散热效能。在被动式散热情况下，过高的翅片数量使翅片间热流密度增大，导致热量难以传递，因此较为稀疏的翅片使得热量更快传导至空气，在保证有效换热面积的同时实现了良好的散热效果。相反，在强迫风流的影响下，图 12 所示的变化趋势表明，当沿翅片方向添加 2 m/s 的风流时，较多的翅片数量提供了更多有效换热面积。当翅片数量为 26 片时，热源温度最低为 67.87 ℃。然而，随着翅片数量的增加，风阻也随之增加，导致热对流效应略有降低。故适度的翅片数量对于改善热对流效果至关重要。

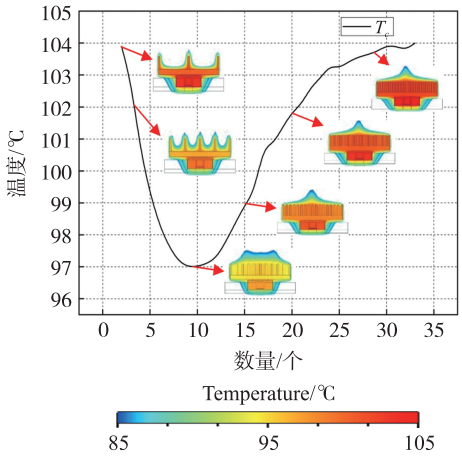


图 11 翅片数量变化对散热效能影响(被动式散热下)

在翅片厚度与翅片密度的仿真分析中，发现在有限的体积下，仅追求大散热面积并不是理想的散热优化方案。必须根据热源功耗、限定的体积大小以及风流大小等客观因素进行合理选择。除了翅片参数作为散热器优化设计的关键参数外，在受到高度限制的情况下，散热器基座与翅片的高度比也是优化设计中的重要考虑因素。因此，在本节中，对散热器基座与

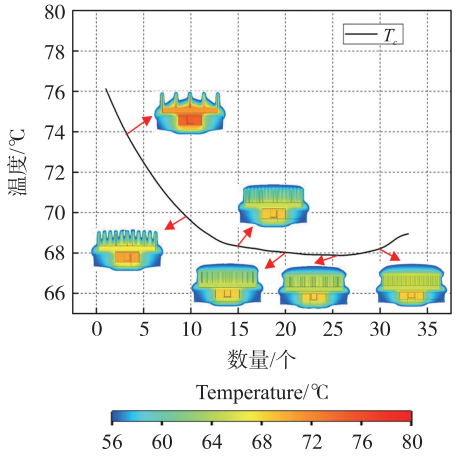


图 12　翅片数量变化对散热效能影响(主动式散热下)

翅片高度比进行了被动散热与主动散热下的仿真分析,并将散热器整体高度限制在 14 mm 内进行研究。从图 13 与图 14 可以看出,无论在被动散热还是主动散热情况下,基座高度与翅片高度的高度比在 0.167~0.27 之间时热源温度最低,因此在实际散热器加工时,散热器基座厚度一般控制在 3 mm~5 mm 为最优,可满足电子器件所需的散热效率。

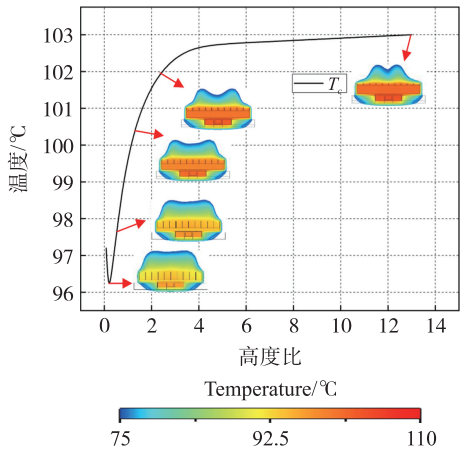


图 13　高度比变化对散热效能影响(被动式散热下)

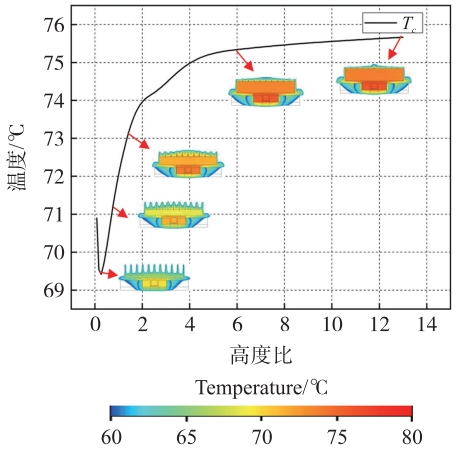


图 14　高度比变化对散热效能影响(主动式散热下)

4　结论

①在强制对流状态下,适度增加翅片密度不仅可以有效地增加散热器与空气之间的换热面积,同时还有助于减小散热器的整体体积。在考虑散热器性能和空间利用的情况下,翅片密度的增加会展现更大的散热优势。

②散热器结构参数优化设计时,对于翅片厚度建议设计尺寸为 0.2 mm,对于散热器基座高度与翅片高度比,建议设计比例范围为 0.167~0.5;对于散热器翅片数量,在被动式散热下,建议设计数量为 9 片,在主动式散热下,建议设计数量为 26 片。

③通过正交试验分析,得出在被动式散热下,CPU 热源功耗为 8 W 时,散热器最优设计参数为:基座厚度为 5 mm,翅片高度为 13 mm,翅片厚度为 0.2 mm,翅片数量为 9 片。根据正交试验结果方差分析可知,散热器基座厚度与翅片高度对整体散热效能影响最为显著。

参考文献:

[1] Li G Y,Zhang J H,Gao J X. Study on Structure Optimization of a Dual IGBT Module Heat Sink in DC-DC Converter Under Natural Convection[J]. IEEE Transactions on Electrical and Electronic Engineering,2019,14(10):1524-1531.

[2] Tan H,Wu L,Wang M,et al. Heat Transfer Improvement in Microchannel Heat Sink by Topology Design and Optimization for High Heat Flux Chip Cooling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2019,129:681-689.

[3] 于慈远,于湘珍,杨为民. 电子设备热分析/热设计/热测试技术初步研究[J]. 微电子学,2000,30(5):334-337.

[4] Morrioson A T. Optimization of Heat Sink Fin Geometries for Heat Sink in Natural Convection[C]//1992 Inter-Society Conference on Thermal Phenomena in Electronic Systems,Austin,TX,USA,1992:145-148.

[5] Starner K E,McManus H N. An Experimental Investigation of Heat Transfer from Rectangular-Fin Arrays[J]. Journal of Heat Transfer,1963,85(3):273-277.

[6] Lee S. How to Select a Heat Sink[J]. Electronics Cooling,1995,1(2):10-14.

[7] Kou H S,Lee J J,Lai C Y. Thermal Analysis and Optimum Fin Length of a Heat Sink[J]. Heat Transfer Engineering,2003,24(2):18-29.

[8] Wu H H,Hsiao Y Y,Huang H S,et al. A Practical Plate-Fin Heat Sink Model[J]. Applied Thermal Engineering,

2011,31(5):984-992.
[9] 龚美. 功率型 LED 阵列热仿真及散热结构优化[D]. 广州:广东工业大学,2018.
[10] 郝丙仁,谢馨,李慧利,等. 一种空间受限大功率 VPX 机箱热设计与分析[J]. 电子器件,2023,46(6):1714-1719.
[11] 齐亮,潘嘉科,王旭. 基于粒子群优化算法的散热器结构优化[J]. 机械制造,2022,60(6):10-12,50.
[12] 焦新泉,翟菲,刘东海. 基于 Solidworks 的负载器热设计与分析[J]. 电子器件,2020,43(2):396-401.
[13] 周振凯,刘兵,李健,等. 基于遗传算法的散热器翅片优化设计[J]. 电子机械工程,2019,35(5):29-33.
[14] 周子涵,李先允,王书征,等. CLLLC 谐振变换器的散热器优化设计[J]. 电源技术,2021,45(3):382-385.
[15] 王玲,李俐,朱翔鸥,等. 基于粒子群算法的强迫风冷散热器多目标优化[J]. 电气技术,2022,23(2):20-25.
[16] Aslan Y,Puskely J,Roederer A,et al. Heat Transfer Enhancement in Passively Cooled 5G Base Station Antennas Using Thick Ground Planes[C]//2019 13th European Conference on Antennas and Propagation(EuCAP),Krakow,Poland,IEEE,2019:1-5.
[17] Cheng Y,Fu G C,Jiang M G,et al. Investigation on Intermittent Life Testing Program for IGBT[J]. Journal of Power Electronics,2017,17(3):811-820.
[18] 曾正,邵伟华,胡博容,等. SiC 器件在光伏逆变器中的应用与挑战[J]. 中国电机工程学报,2017,37(1):221-233.
[19] 王成民. 功率型 LED 散热设计及其封装研究[D]. 广州:广东工业大学,2019.

戴佳芃(1998—),男,汉族,江苏南通人,硕士研究生,主要从事机械电子设备热设计研究,921612425@qq.com;

刘少胡(1984—),男,汉族,甘肃静宁人,教授,博士生导师,主要从事先进油气钻采技术及装备相关研究。入选省级拔尖人才、领军人才,西安石油大学机械工程学院院长。主持国家自然科学基金等国家级项目 4 项,主持校企合作项目等 20 多项。在国内外学术期刊发表论文 80 多篇,以第一发明人授权发明专利 30 多项,在科学出版社出版专著 1 部,获得省科技进步一等奖等省级奖励 5 项,liushaoh@126.com。