材料、结构及工艺

DOI：10.16818/j.issn1001－5868.2021091602

翅片截面形状对风冷翅片散热器性能的影响

杨号南[1]，赵华东[1,2*]，夏高举[1]，徐　州[1]，李　成[1,2]，刘尚杰[1]

（1. 郑州大学 机械与动力工程学院，郑州 450001；2. 河南省智能制造研究院，郑州 450001）

摘　要： 基于牛顿粘性定律和计算流体力学(CFD)，在实际项目的基础上探究了五种不同垂直截面形状的翅片式散热器在强迫对流条件下的散热性能，最终根据其各自的散热性能和经济性筛选出最佳垂直截面形状的散热器为三角形截面翅片散热器，与传统的矩形截面翅片散热器相比，其散热性能提升了4.23%，材料成本下降了17.95%。

关键词： 热电制冷；翅片式散热器；风冷热沉散热；计算流体力学

中图分类号： TB657.5　**文章编号：** 1001－5868(2022)01－0152－06

Effects of Fin Section Shape on the Performance of Air-cooled Fin Heat Sink

YANG Haonan[1], ZHAO Huadong[1,2], XIA Gaoju[1], XU Zhou[1], LI Cheng[1,2], LIU Shangjie[1]

(1. School of Mechanical and Power Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, CHN;
2. Henan Intelligent Manufacturing Research Institute, Zhengzhou 450001, CHN)

Abstract: Based on Newton law of viscosity and computational fluid dynamics (CFD), on the basis of the actual project, it explores the cooling performance of finned radiators with five different vertical sections under the condition of forced convection. According to their respective heat dissipation performance and economy, the optimum vertical cross section shape of the fin type radiator is selected to be the triangular section. Compared with the traditional rectangular fin radiator, its heat dissipation performance is improved by 4.23% and the material cost is reduced by 17.95%.

Key words: thermoelectric cooler; fin heat sink; heat dissipation of heat sink; CFD

0　引言

热电制冷是一种新型的制冷技术，与其他传统的机械压缩式制冷方式相比，它具有体积小、无环境污染、无任何噪音、制冷反应快，以及通入不同方向的直流电能够快速切换制冷和制热等优点，因此近年来采用此种制冷方式的制冷产品在市场上的份额逐渐增大[1]。虽然热电制冷具有上述优点，但是其制冷效率与传统的机械压缩式制冷技术相比还有一定的差距[2-3]。因此，如何提高热电制冷的制冷效率是现阶段该方向亟待解决的问题[4]。

影响热电制冷效率的因素主要有两个：热电材料的优值系数和热电制冷热端散热器的散热效率[5]。对于热电材料，当材料的优值系数达到10×10^{-13} K^{-1}时，其制冷效率才能够和传统压缩式的制冷方式相比拟，而目前实验室中热电材料的优值系数已经能够达到如此水平[6]，但更进一步地提高热电材料的优值系数却又为材料本身的性质所限制。所以通过提高热电制冷热端散热的效率来提高热电制冷产品的制冷效率是目前研究的重点[7]。

热电制冷的热端散热方式主要有风冷散热、水冷散热和热管散热。陈桔[8]通过对比三种散热方式下制冷片的制冷系数发现，在现有条件下，水冷散热是比较理想的散热方式，但是若水冷散热器表面结垢，其传热性能会明显下降；在相同条件下，热管散热的冷却效果要优于强制空气冷却散热，但劣于水冷散热，这可能与热管本身的蒸发端面积和蒸发换

收稿日期：2021－09－16.
基金项目：郑州市协同创新重大专项项目(18XTZX12005)；中原科技创新领军人才计划项目(214200510014).
* **通信作者：**赵华东　**E-mail：**82662906@qq.com

热系数较小有直接关系。尽管与热管散热器的适用场景略有重叠，但目前自然对流、强迫对流以及液体冷却三种散热方式也都各有其适用场景和特点[9-11]。一般来说，自然对流更适用于体积较小、发热量不大的场景，比如电子元器件的散热；而强迫对流更适用于热流密度较高，而噪声要求低的场景；对于液体冷却，由于其水循环系统通常比较复杂，且存在循环介质泄露的风险，故而更多应用在热源发热量大、温控精度要求高的场景[12]。徐淑鹏[13]通过研究热电制冷式医用试剂仓认为，风扇采用吹风的安装方式会获得更好的制冷效果，且此时风扇受热端热量的影响更小，可以延长使用寿命。在翅片参数方面，师春雨等[14]提出了一种具有连续变化高度的非等高翅片阵列设计，探究了该设计中最大高度差和翅片间距对散热器散热性能的影响，并借助遗传算法和神经网络搭建了完善的散热系统优化体系，在综合考虑散热器质量和热阻需求的前提下，得出不同权重下的相对最优参数。

本文在实际项目的基础上，基于广义牛顿粘性定律，对五种不同垂直截面形状的翅片式散热器进行了研究，分析在实际工程条件下，翅片垂直截面形状对散热器散热性能的影响规律，最后根据散热器的散热性能提升和材料成本损耗大小筛选出最佳垂直截面形状的翅片式散热器。

1　数学和物理模型

1.1　问题的物理模型描述

根据广义牛顿粘性定律可知，流体在如图 1 所示面积相等的两固定平板间流动时，所受到的流动阻力与两平板之间的距离成反比，与平板的面积以及流体在平板之间的流动速度成正比。同理，空气在翅片式散热器中流动的模型可近似看成一定流体在两平行平板之间的流动，理论上，空气的流动阻力越小，空气和散热翅片之间的接触面积越大，散热器的散热性能就越好。但是需要注意的是，当空气与散热翅片之间的接触面积变大时，其在翅片之间的流动阻力也会相应变大，如此则不利于空气在翅片间的流动，所以，空气和散热翅片之间的接触面积并不是越大越好。

广义牛顿粘性定律下流体在平板之间的流动阻力为

$$F_1=\mu A\frac{v}{d} \tag{1}$$

其中，d 代表两平板之间的距离，F_1 为平板对流动流体的阻力，μ 为比例系数，A 为流体和平板之间的接触面积，v 为流体在平板间的流动速度。

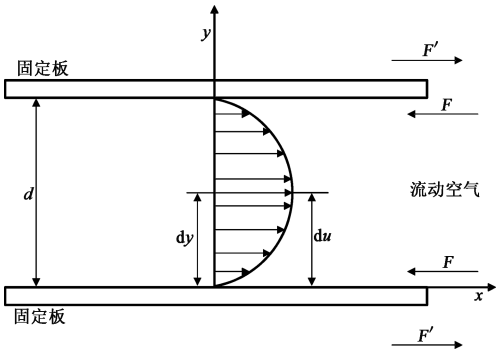

图 1　广义牛顿粘性定律模型

根据以上原理，本文想要解决的问题是在翅片散热器的整体尺寸和翅片数目一定的情况下，通过在一定范围内增大相邻翅片的间距以及翅片与空气间的接触面积来提高翅片散热器的散热效率。

传统翅片散热器翅片的垂直截面形状为矩形，相邻翅片间距沿翅片高度方向恒定，空气与翅片的接触面积较小，所以此种翅片在一定程度上不利于散热。受牛顿粘性定律启发，在与传统矩形垂直截面形状翅片的对比下，本文在实际项目的基础上探究了翅片截面形状分别为三角函数曲线、二次曲线、椭圆形曲线、三角形曲线的翅片式散热器（见图 2）在强迫对流条件下的散热效果，并通过对比其散热性能和材料损耗，筛选出最佳的翅片散热器。

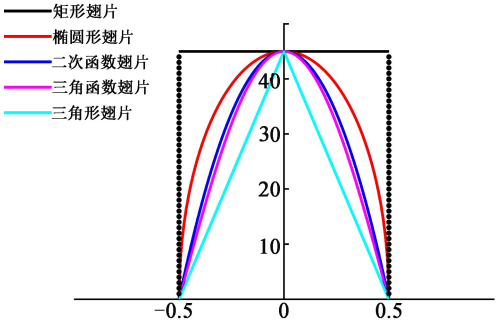

图 2　五种截面曲线对比

各形状翅片垂直截面函数分别为

矩形翅片：

$$f(x)=45,\quad -0.5\leqslant x\leqslant 0.5 \tag{2}$$

椭圆形翅片：

$$f(x)=90(0.25-x^2)^{\frac{1}{2}},\quad -0.5\leqslant x\leqslant 0.5 \tag{3}$$

二次函数翅片：

$$f(x)=-180x^2+45,\quad -0.5\leqslant x\leqslant 0.5 \tag{4}$$

三角函数翅片：

$$f(x)=-45\cos(\pi x+\pi),\quad -0.5\leqslant x\leqslant 0.5 \tag{5}$$

三角形翅片：

$$f(x)=\begin{cases}-90x+45, & 0\leqslant x\leqslant 0.5\\ 90x+45, & -0.5\leqslant x\leqslant 0\end{cases} \tag{6}$$

由图 2，同矩形翅片相比，其他四种翅片相邻翅片间距沿翅片高度方向增加，且与空气的接触面积更大，其接触面积从大到小依次为椭圆形翅片、二次函数翅片、三角函数翅片、三角形翅片、矩形翅片。在一定范围内，空气在翅片间的流动阻力随着翅片的间距增大而减小，流动速度也随之减小，这有利于空气将翅片上的热量及时带到环境中去，从而提高翅片的散热效率。但当空气的流动速度增大到一定程度后，这反而会造成空气与翅片之间的热交换不充分，流动阻力也会相应变大，空气还没有和翅片进行充分的热交换就流动到了环境中，导致散热器的散热效率反而下降。因此，翅片间距与散热器的散热效率并非是线性关系。同理，接触面积越大，翅片和空气之间的换热面积就越大，就越有利于散热器散热性能的提升。但是当翅片和空气之间的接触面积增大时，空气的流动阻力也会相应变大，不利于提高散热器的散热效率，即接触面积和散热器的散热效率也并非线性关系。散热器几何尺寸示意图如图 3 所示。由图 2 又可知，当翅片的整体尺寸和翅片数目相同时，矩形翅片的材料损耗最大，经济性明显不如上述其他四种散热器。

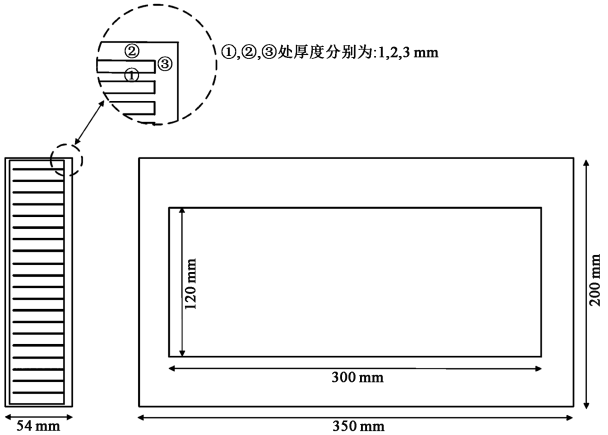

图 3 散热器几何尺寸图

1.2 数学模型

基于三维稳态数值计算，对强迫对流条件下，空气在散热器翅片间的流动和传热特性进行分析，计算过程用到的控制方程如下：

对于流体相，连续性方程为

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}\right)=0 \tag{7}$$

动量方程为

$$\rho\left(\frac{\partial(u^2)}{\partial x}+\frac{\partial(uv)}{\partial y}+\frac{\partial(uw)}{\partial z}\right)=-\frac{\partial P}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \tag{8}$$

$$\rho\left(\frac{\partial vu}{\partial x}+\frac{\partial v^2}{\partial y}+\frac{\partial(vw)}{\partial z}\right)=-\frac{\partial P}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right)+g(\rho-\rho_0) \tag{9}$$

$$\rho\left(\frac{\partial vu}{\partial x}+\frac{\partial(vw)}{\partial y}+\frac{\partial w^2}{\partial z}\right)=-\frac{\partial P}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \tag{10}$$

其中，ρ_0 是环境温度下的空气密度。

能量方程为

$$\rho\left(\frac{\partial uT}{\partial x}+\frac{\partial vT}{\partial y}+\frac{\partial(wT)}{\partial z}\right)=\frac{k}{Cp}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \tag{11}$$

对于固体相，连续性方程为

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}=0 \tag{12}$$

1.3 基本假设

对仿真模型作出如下假设：(1)散热器材料均匀，不考虑各向异性；(2)忽略辐射传热，不考虑翅片之间以及翅片和外部空间的热辐射；(3)假设空气连续稳定且不可压缩，除密度是温度的函数外，其余物性参数保持恒定，入口空气的密度 ρ_0 根据入口温度计算。

后处理方程：

翅片局部对流换热系数为

$$h_1=\frac{q_1}{t_1-t_{\mathrm{amb}}}=-\frac{\lambda m}{t_1-t_{\mathrm{a}}}\left(\frac{\partial_t}{\partial_{x_i}}\right)x_i=0 \tag{13}$$

其中，q_1 为翅片局部对流换热系数，t_1 和 t_{a} 分别为翅片表面局部温度和环境温度。

翅片平均对流换热系数为

$$h_{\mathrm{avg}}=\frac{1}{t_{\mathrm{w}}-t_{\mathrm{a}}}\frac{\sum_{i=1}^{N}\int q_y\,\mathrm{d}A_i}{\sum_{i=1}^{N}A_i} \tag{14}$$

其中，t_{w} 为翅片表面平均温度，N 为翅片数量，A_i

为翅片与空气的接触面积。

散热器总热阻为

$$R=\frac{t_{h0}-t_{amb}}{Q_{in}} \tag{15}$$

其中，t_{h0} 为制冷片热端温度，Q_{in} 为制冷片输入功率。

2　计算域和边界条件

2.1　计算域和边界条件

为保证计算精度，需考虑环境温度的影响，故将计算域扩展到翅片尺寸之外。为简化计算，如图 4 所示，加热面设置为恒定热流，计算域其他面均设置为开放边界。环境温度和初始压力分别设为 26 ℃和 $1.013\,25\times10^5$ Pa。与流体相邻的固体界面设置为流-固耦合条件。

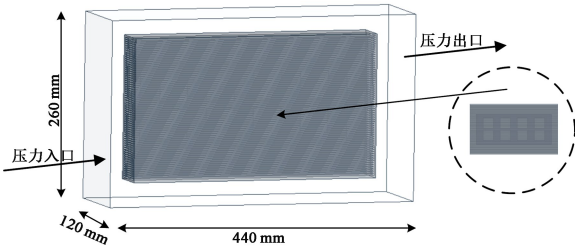

图 4　计算域和边界条件

2.2　求解算法和收敛性

数值分析基于 Fluent 平台。Fluent™ 是目前国际上比较流行的商用 CFD 软件，本文计算采用 Simple 算法对速度项和压力项进行耦合，对流项采用二阶迎风格式以保证计算精度，收敛标准为独立变量残差不大于 10^{-5}。

2.3　网格独立性验证

为平衡计算结果的准确性和计算效率，基于矩形截面翅片散热器进行网格独立性验证。采用三种不同精度的网格对模型进行计算，计算结果如表 1 所示，其中温度为散热器基板最高温度。

综合考虑计算结果的准确性和计算效率，在后续仿真计算中采用中等网格精细程度对模型进行网格划分。

表 1　三种不同精度的网格所对应的仿真结果

网格数	1 363 191（粗糙）	3 042 258（中等）	7 867 768（精细）
温度/℃	51.5	51.4	51.1

2.4　实验验证

为了保证仿真过程中的算法设置、模型设置，以及边界条件设置能够使仿真结果在误差允许的范围内和实验结果保持一致，以矩形截面翅片式散热器为例，在相应条件下做一组实验对仿真结果进行验证。

实验中用到的装置主要包含：电器柜温湿度调节机主体、可调速散热风扇、矩形截面翅片散热器（间距 2 mm）、热电制冷片、热电偶、导热硅脂、数据采集器（NI cDAQ-9172，NI9211）、功率表和笔记本电脑。

将 8 片热电制冷片均匀贴于散热器基板，为减小制冷片热端与散热器之间的接触热阻，需在制冷片热端与散热器接触处均匀涂抹导热硅脂。实验过程中保证制冷片热端的发热功率为 40 W，通过调节散热风扇的风速对散热器进行强迫冷却，并记录不同风速下，散热器热端稳定情况下的最高温度。实验所用散热器的材料为铝合金（Al6061），其物性参数如表 2 所示。

表 2　Al6061 的物性参数

材料名称	密度/（$g\cdot cm^{-3}$）	热导率@25 ℃/（$W\cdot m^{-1}\cdot℃^{-1}$）	比热容@20 ℃/（$J\cdot kg^{-1}\cdot K^{-1}$）	线膨胀系数/（$10^{-6}\cdot℃^{-1}$）
Al6061	2.70	180	896	23.6

图 5 为仿真与实验结果的对比，可见，随着风速的增大，散热器的散热性能逐渐提升。当风速（v）较小时，散热器性能随风速增大提升明显；但当风速超过 5 m/s 后，风速增加对散热器性能的提升不再明显。

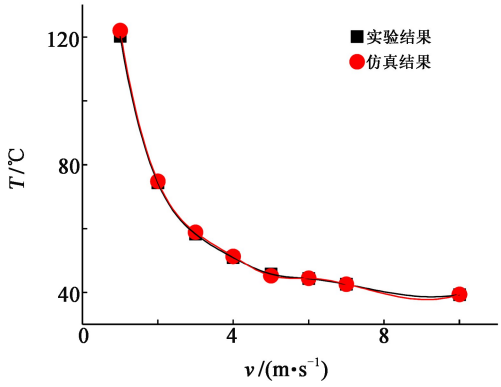

图 5　实验结果和仿真结果的对比

另外，从图 5 中还可以看出，实验结果和仿真结果大致吻合。表 3 为实验与仿真结果的数据对比，从中可见，实验结果和仿真结果在风速为 1 m/s 时相差最大，为 1.47%；在风速为 7 m/s 时相差最小，仅为 0.16%。故认为在误差允许的范围内，可以保证数值仿真与实验结果具有较好的一致性。

表 3 实验结果和仿真结果的对比

参数/(m·s^{-1})	1	2	3	4
实验结果/℃	120.23	74.32	58.27	50.89
数值仿真结果/℃	122.0	74.8	58.8	51.3
参数/(m·s^{-1})	5	6	7	10
实验结果/℃	45.76	44.32	42.53	39.32
数值仿真结果/℃	45.2	44.4	42.6	39.4

3 结果分析

由图 5 可以看出散热器的散热性能随着风速的增大不断增强。当风速小于 5 m/s 时散热器的散热性能提升较快,但是还达不到项目中要求的温度;而当风速大于 5 m/s 时,虽然随着风速的增加,散热器的性能能够继续得到提高,但是此时随着风速的增加,其性能提升得较为缓慢,并且随着风速的提升,风扇的功率损耗也会更大。因此综合项目中对温度和经济性的要求,本文采用 5 m/s 的风速对散热器进行强迫对流散热。

图 6 为五种不同截面形状的散热器在 5 m/s 的风速下,基板最高温度曲线图。由图可知,对于截面形状分别为三角函数、矩形和三角形翅片的散热器,在风速为 5 m/s 的条件下,随着间距的增大,其散热性能表现为先增强后减弱,且在所研究的翅片间距范围内,其散热性能最佳的翅片间距分别为 2.5,5 和 4 mm。而对于截面形状为椭圆和二次曲线的翅片散热器,在相同条件下,其散热性能在 2 mm 的间距下就达到了最优,之后随着翅片间距的增大,其散热性能逐渐减弱。从图中还可以看出,在翅片间距为 2～6 mm 内,截面形状为三角形的翅片散热器散热性能始终优于其他四种散热器。

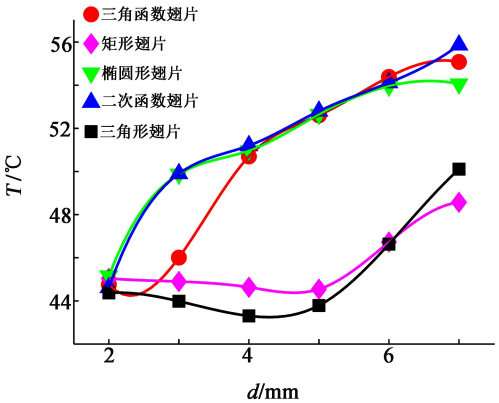

图 6 五种形状翅片基板温度对比

上述现象可以解释为:对于三角形翅片散热器和矩形翅片散热器,当翅片间距为 2～6 mm 时,随着间距的增大,空气在翅片间的流动阻力变小,其散热性能逐渐得到提升,而在此范围内,三角形翅片散热器与空气的接触面积大于矩形翅片散热器,所以其与空气之间的换热更加充分,且由接触面积增大造成的空气流动阻力的增大效果被翅片间距造成的相反效果抵消,所以在此翅片间距范围内,三角形翅片散热器的散热性能要优于矩形翅片散热器。但是随着翅片间距的进一步增大,空气在翅片间的流动阻力过小,而流动速度过大,这就造成空气和翅片间的换热效果减弱,散热器的散热性能降低。

对于三角函数截面翅片散热器,在 2 mm 间距时,由于其翅片与空气的接触面积大于矩形和三角形翅片散热器,且其间距小于三角形翅片散热器,所以在此间距下,其散热性能会优于矩形翅片散热器,但劣于三角形翅片散热器。对比之下,此时,翅片与空气之间的接触面积已经对散热器的散热性能起到抑制作用,所以对于椭圆截面和二次曲线截面的翅片散热器,由于其翅片和空气的接触面积在此五种翅片中分别为第一和第二,所以二者的散热性能主要受其翅片和空气的接触面积影响,且当间距增大时,翅片数目减小,翅片和空气总体的换热面积也相应变小,从而使得散热器基板的温度随着间距的增大一路走高,散热器的散热性能逐渐降低。各截面形状翅片单个翅片与空气的接触面积见表 4。

表 4 各截面形状翅片单个翅片和空气接触面积

参数	椭圆截面翅片	二次曲线截面翅片	三角函数截面翅片	三角形截面翅片	矩形截面翅片
翅片和空气接触面积/mm^{-2}	31 511.07	31 506.38	31 505.34	31 501.94	31 500.00

图 7 为五种截面形状的翅片散热器在不同间距下的质量(m)对比,可以看出,在间距一定的情况下,矩形截面散热器质量最大,三角形截面散热器的质量最小,即在相同翅片间距下,三角形截面翅片散热器的材料损耗最小。

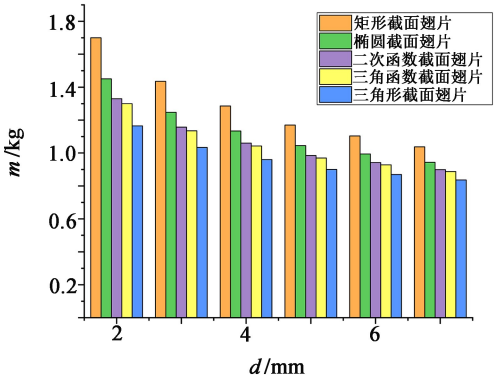

图 7 五种截面形状翅片散热器质量对比图

由图 6 和图 7 可以看出，三角形截面翅片散热器在间距为 4 mm 时，散热器底部最高温度为 43 ℃，此时质量为 0.96 kg。对于实际项目中应用的矩形翅片散热器，当翅片间距为 5 mm 时，其底部最高温度为 44.9 ℃，此时质量为 1.17 kg。相较于后者，三角形翅片散热器的性能提升 4.23%，质量下降 17.95%。

4　结论

(1)当翅片在 31 500.00～31 501.94 mm^2 的接触面积范围内，翅片间距在 2～6 mm 时，随着翅片接触面积和翅片间距的增大，散热器的散热性能逐渐增强。(2)当翅片的接触面积大于 31 505.34 mm^2 时，翅片的接触面积对流体在翅片间的流动阻力影响较大，换热面积的增加不能抵消流动阻力对散热器散热性能的抑制作用，表现为散热器的散热性能随着翅片接触面积的增加而逐渐下降。(3)在所研究的五种截面形状的翅片式散热器中，当翅片间距为 2～6 mm 时，三角形翅片散热器的散热性能最佳，且在最佳间距 4 mm 下，相比于矩形截面翅片散热器在 5 mm 最佳间距下，其散热性能提升了 4.23%，材料损耗下降了 17.95%。

参考文献：

[1] 赵小强. 半导体制冷技术及其在电冰箱中的应用[J]. 甘肃科技，2010，26(19)：79-81.
Zhao Xiaoqiang. Semiconductor refrigeration technology and its application in refrigerators[J]. Gansu Science and Technology，2010，26(19)：79-81.

[2] Shen Limei，Xiao Fu，Chen Huanxin，et al. Investigation of a novel thermoelectric radiant air-conditioning system [J]. Energy and Buildings，2013，59(4)：123-132.

[3] Shen Limei，Tu Zhilong，Hu Qiang，et al. The optimization design and parametric study of thermoelectric radiant cooling and heating panel[J]. Appl. Thermal Engin.，2017，112：688-697.

[4] 徐　昊，任　祯. 热电制冷器制冷性能的影响因素及改善措施[J]. 家电科技，2018(S1)：278-279，282.
Xu Hao，Ren Zhen. Factors affecting the cold performance data of thermoelectric refrigerator and improvement [J]. J. Appliance Science and Technol.，2018(S1)：278-279，282.

[5] 赵　威，张　品. 热电制冷技术的研究与应用现状[J]. 制冷，2020，39(3)：18-21.
Zhao Wei，Zhang Pin. Research and application of thermoelectric refrigeration technology [J]. Refrigeration，2020，39(3)：18-21.

[6] 宣向春，王维扬. 半导体制冷材料的发展[J]. 制冷技术，2001，30(2)：37-41，48.
Xuan Xiangchun，Wang Weiyang. Development of semiconductor refrigeration material [J]. Refrigeration Technology，2001，30(2)：37-41，48.

[7] 蔡　阳. 热电热管式电子设备用散热器的性能研究[D]. 青岛：中国石油大学(华东)，2017.
Cai Yang. Performance analysis of thermoelectric system integrated heat pipe for electronic devices[D]. Qingdao：China University of Petroleum (East China)，2017.

[8] 陈　桔. 散热方式影响半导体制冷效率的实验研究[J]. 实验科学与技术，2005(4)：27，44.
Chen Ju. Discussion about influence of heat emanation way on efficiency of semiconductor component by experiment [J]. Experiment Science and Technology，2005(4)：27，44.

[9] 余小玲，冯全科. 电力电子设备常用散热方式的散热能力分析[J]. 变频器世界，2009(7)：76-78.
Yu Xiaoling，Feng Quanke. Heat dissipation ability of general cooling technology for electronic system [J]. The World of Inverters，2009(7)：76-78.

[10] 郭咏昕，张亚平，姬长发. CPU 热管散热器的实验研究[J]. 低温与超导，2020，48(7)：56-60.
Guo Yongxin，Zhang Yaping，Ji Changfa. Experimental research on the heat pipe sink for CPU [J]. Cryogenics & Superconductivity，2020，48(7)：56-60.

[11] 黄　锋，傅瑞锦. 通信设备自然对流散热器的设计探讨[J]. 中国科技信息，2010(11)：130-132.
Huang Feng，Fu Ruijin. Discussion on the design of natural convection radiator for communication equipment [J]. China Science and Technology Information，2010(11)：130-132.

[12] 赵　阳. 基于自然对流热管散热器的半导体制冷箱传热特性分析与研究[D]. 广州：华南理工大学，2015.
Zhao Yang. Study of the heat transfer characteristics of semiconductor cooling box based on the natural convection heat pipe radiator [D]. Guangzhou：South China University of Technology，2015.

[13] 徐淑鹏. 基于热电制冷的医用试剂仓研制与热端强化传热研究[D]. 重庆：重庆大学，2016.
Xu Shupeng. Study of thermoelectric cooling-based medical reagent storehouse and heat transfer enhancement of the hot side[D]. Chongqing：Chongqing University，2016.

[14] Huang X，Shi C，Zhou J，et al. Performance analysis and design optimization of heat pipe sink with a variable height fin array under natural convection [J]. Appl. Thermal Engineering，2019，159(46)：113939.

作者简介：

杨号南(1997—)，男，硕士研究生，研究方向为热电制冷模组结构优化；

赵华东(1978—)，男，博士，教授，研究方向为热电材料、热电制冷模组结构优化。