

基于电脑cpu风冷散热器设计与散热效果比较

刘 坤

上海市民办平和学校 上海 200000

摘要:当代计算机在cpu性能大幅提升的同时,其功耗与发热也逐步升高。因此,优秀的散热器设计是保障电脑能够保持在较低温度运转的关键。本课题通过fluent软件进行数值模拟,借助流体力学分析不同设计的cpu风冷冷散器的散热效果,对比流场和温度场,并且得到相对优秀的设计思路。

关键词:cpu风冷散热器;fluent;温度场;散热

Comparison of design and cooling effect of air-cooled radiator based on computer cpu

Kun Liu

Shanghai Pinghe School Shang hai 20000

Abstract: In contemporary computers, while the CPU performance is greatly improved, its power consumption and heat generation are also gradually increasing. Therefore, a good heatsink design is the key to keeping your computer running at a lower temperature. This topic carries out numerical simulation through fluent software, analyzes the heat dissipation effect of different designed CPU air-cooled radiators with the help of fluid mechanics, compares the flow field and temperature field, and obtains relatively excellent design ideas.

Keywords: cpu Air-cooled radiator; fluent; Temperature Field;heat dissipation

前言:

随着科技的发展,台式机cpu的制造工艺精度提高,cpu的功率逐渐提升,甚至有接近100瓦的TDP。在这种情况下,为了保障cpu的使用寿命,对于cpu的散热要求也更加高。为了使得cpu表面的温度维持得相对较低,目前各个厂商对于散热器的设计采取了不同的方案。目前,有两种设计方案,分别为主动散热和被动散热。在主动散热的散热器中,区分风冷式以及水冷式,风冷又有许多不同的设计:针型散热器采用多根针柱作为热交换介质,而板状散热器采用散热鳍片作为热交换介质,这两类散热器充当了风冷的主要类型。

针对散热器的设计已经有了许多研究,包括实验测试以及计算机效果模拟。在计算机模拟方面,CFD是一种被广泛运用的方法。CFD,既计算流体力学(Computational Fluid Dynamics)是流体力学和计算机科学相互融合的一门新兴交叉学科。它利用计算机的强大算力得到给定的流体力学方程的近似解。伴随着计算机在20世纪60年代的兴起,随着90年代后计算机的迅猛

发展,CFD得到了飞速发展,逐渐与实验流体力学一起成为产品开发中的重要手段,被运用于许多流体力学相关的研究中。其中,陈庆、杜雪涛、李勇等采用了CFD的方法对cpu散热器的散热过程进行了数值模拟,采用了标准的k-ε湍流模型对风冷式以及水冷式散热片的温度场和流场进行了数值计算。结果表明,增加散热片的表面积将显著提高散热器的散热效果。这对于本课题有着极大的参考意义。

本课题提出了一种新的计算模式,采用等比例相似的方法,将数值模拟限制到较小的散热区域内进行模拟,针对几种风冷式散热器中的代表性几何结构进行了风洞试验,给定相同的热通量,风扇转速,以及导热材料,比较三种散热器风道出口的平均温度和总温度,从而为选择合适的散热器结构提供依据。

1. 数值模拟方法

1.1 基本假设

- (1) cpu是恒温散热过程;
- (2) 不考虑空气加热后的热浮力;

(3) 假设风洞入口风速相同。

1.2 物理模型

本课题选取的对象为几个散热器的主要结构的等比例缩小。首先是一个针型散热器的主要结构图，其尺寸如图1及图2所示。

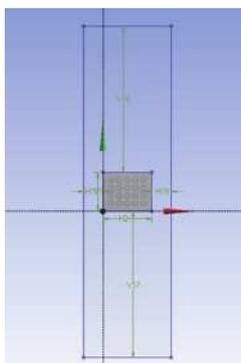


图1 长宽方向尺寸图

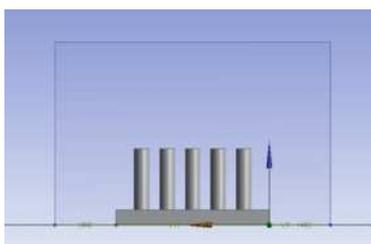


图2 高度方向尺寸图

此针型散热器长为4mm，宽为5mm，底座高0.5mm，底座面积为 20mm^2 。针柱高2mm，针柱直径为0.5mm，每两个针柱之间的间距为0.833mm，距离底座长的距离为0.833mm，距离底座宽的距离为0.8mm。风洞的长为34mm（距离散热器两端各15mm），宽为9mm（距离散热器两端各2mm），高6mm。

作为对比，我们选取另一个相似结构的针型散热器。这个针型散热器针柱直径为0.6mm，其他设置与第一个针型散热器不变。

此外，本课题还选取了板状散热器（如图3，图4所示）

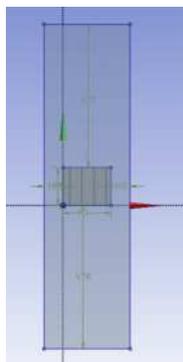


图3 长宽方向尺寸图

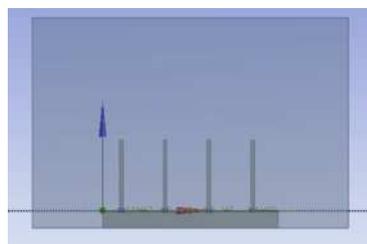


图4 高度方向尺寸图

板状散热器长宽均与针型散热器类似，而此种板状散热器将散热片平行于4mm的长布置（既垂直于5mm的宽），两个散热片的间距为1.15mm，散热片距离底座的边距为0.67mm，散热器本身厚度为0.1mm。风洞与底座的长，宽，高均与针型散热器类似。

为了对比底座大小改变所造成的散热效果变化，本课题同时也选了一个散热片设计尺寸相同，而采用了面积为 25mm^2 的底座。

最后，本课题选择了另一种板状散热器的设计，如图5，图6所示

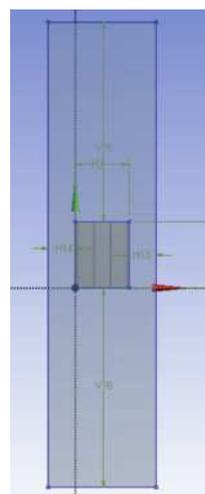


图5 长宽方向尺寸图

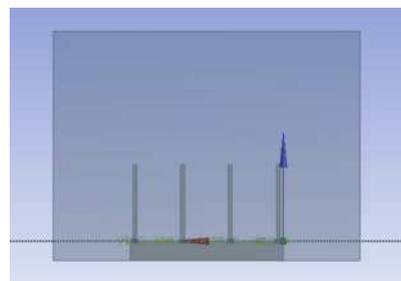


图6 高度方向尺寸图

此板状散热器在底座尺寸以及风洞尺寸上与前一种相同，但是散热片平行于5mm的边布置（垂直于4mm的边），其中散热片的厚度为0.1mm，散热片的间距为1.15mm，散热片距离底座间距为0.08mm。

本课题选用ANSYS 15软件求解。在自然通风的状态

下, 经过对于风道内部以及出风口雷诺数的计算, 风洞内的气流流动应为湍流, 因此选用k-ε 湍流模型进行求解。

1.3 液面波动数值模型

连续性方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_j} \quad (2)$$

描述湍流运动的k-ε 双方程模型:

$$k \text{ 方程: } \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G - \rho \epsilon \quad (3)$$

$$\epsilon \text{ 方程: } \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + \left[\frac{C_{\epsilon 1} G \epsilon}{k} - \frac{C_{\epsilon 2} \rho \epsilon^2}{k} \right] \quad (4)$$

其中, $G = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$;

有效粘度 $\mu_{eff} = \mu_l + \mu_t = \mu_l + \rho C_\mu k^2 / \epsilon$; (5)

模型中的常数采用Spalding所推荐的如下数据[5]:

$C_{\epsilon 1} = 1.43, C_{\epsilon 2} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$

能量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\Gamma_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + S_T \frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i}$$

$$= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\Gamma_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + S_T$$

其中, u_i 为用张量表示的速度, 单位为m/s, $i=1, 2, 3$, 分别代表x, y, z方向的速度。S_T为源项。

$\Gamma_{eff} = \frac{\mu_{lam}}{Pr_{lam}} + \frac{\mu_{tur}}{Pr_{tur}}$ 。Pr_{lam}为层流Prandtl数, 其值为1.0; Pr_{tur}为湍流的Prandtl数, 其值为0.9; μ_{lam}, μ_{tur} 分别为层流和湍流的粘度系数, 单位为kg/(m·s)。

1.4 网格划分与边界条件设置

风道以及散热器的几何模型如图7和图8所示。对于散热器本身, 至少需要两层网格包裹, 且在划分完成后进行检查, 尽可能使得网格均为细小的四面体, 网格数量约为670000个。模拟cpu散热器设置边界条件时, 选择风道的一个6mm×9mm的面作为进风口, 边界条件设置为速度进风面, 速度为1m/s, 温度为300k。选择风道相对的6mm×9mm的面作为出风口, 边界条件设置为压力出口。在散热器的底面, 本课题将模拟cpu散热面, 设置边界条件为壁面, 命名为热传导面, 并且设置热通量为11111.1w/m²。风道上的其它面设置为symmetry和

bottom, 这些面将不参与热交换, 模拟在电脑主板中的情况。cpu的材质设置为铜, 密度8978kg/m³, 比热容为381j/kg·k, 热导率387.6w/m·k。

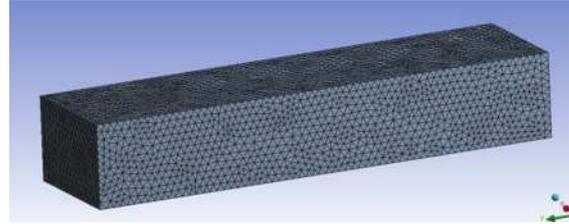


图7 风道几何模型



图8 散热器几何模型

2. 实验方案与结果分析

2.1 数值推测

根据大量的实验数据证明, 散热器的散热面积越大, 散热效果越显著。因此, 在本课题开始计算机模拟前, 先计算各个散热器的散热面积, 推测可能得到的散热结果。

对于针型散热器, 通过计算底座总面积以及针柱侧面面积并相加作为散热总面积。如图9所示, 针型散热器的每一个针柱半径为0.25mm, 针柱顶面面积为20mm², 针柱高2mm。整个散热器底座上按照5×4排列20个针柱。针型散热器的散热总面积为82.8mm²。

| | | | | | | | | |
|-------|------|------|---------|----------|----------|---------|----|------|
| 圆柱散热器 | 圆柱半径 | 圆柱高 | 圆柱散热器面积 | 圆柱个数(横向) | 圆柱个数(纵向) | 圆柱散热总面积 | | |
| | 20 | 0.25 | 2 | 3.14 | 5 | 4 | 20 | 82.8 |

图9 针型散热器散热总面积

在采用同样为针型散热器结构的第二组实验中, 因为针柱的直径被提升至6mm, 针柱的散热总面积也提高至95.4mm²。

对于平行于5mm面布置的板状散热器, 计算每一片散热鳍片的面积并乘以散热片的个数, 最后加上底座的总散热面积。如图10, 此板状散热器的每一个板状散热片高为2mm, 长为5mm, 宽为0.1mm, 个数为4个, 每一片散热片散热表面积为20.4mm²。总散热面积为101.6mm²。

| | | | | | | |
|-------|-------|-------|----|-------|-------|-------|
| 长方形-高 | 长方形-长 | 长方形-宽 | 个数 | 长方形面积 | 长方形面积 | 散热总面积 |
| 2 | 5 | 0.1 | 4 | 20.4 | 20 | 101.6 |

图10 平行于5mm板状散热器散热总面积

采用了更大的底座面积的怕平行于5mm板状散热器散热总面积增大了,为106.6mm²。采用此设计作为对照组,研究功率更大的传热面对散热效果的影响。

对于平行于4mm面布置的板状散热器,计算散热总面积的方法大同小异。如图11,此散热器长为4mm,其余设置均与平行于5mm布置的散热器相同,每一片散热片的散热表面积为16.4mm²。总散热面积为85.6mm²。

| | | | | | | |
|-------|-------|-------|----|-------|-------|-------|
| 长方形-高 | 长方形-长 | 长方形-宽 | 个数 | 长方形面积 | 长方形面积 | 散热总面积 |
| 2 | 4 | 0.1 | 4 | 16.4 | 20 | 85.6 |

图11 平行于4mm板状散热器的散热总面积

由散热面积推测,针型散热器的散热面积与平行于4mm的板状散热器的散热面积相似,而平行于5mm的板状散热器的散热面积大于针型散热器与平行于4mm的板状散热器,因此平行于5mm的板状散热器散热效果应该更好。同时,在两个针型散热器中,因为直径较大的拥有更大的散热总面积,因此散热效果应该优于直径较小的。在平行于5mm的散热器中,因为底座增加了散热表面积,推测散热效果将更好。

2.2 流场分布图结果分析

2.2.1 模拟气流速度场分析

图12为针型散热器的气流速度场分布图。风道的前半部分中,气流的流速稳定在1m/s左右。在气流被散热针柱阻碍后,在针柱附近包括针柱后方的气流流速显著降低,达到0.1-0.3m/s。在针柱上方,因为气体通量恒定,针柱上方的气体流速提高,在图中既为红色部分。因为针柱对于气流的阻挡,在针柱后方形成了漩涡。最后,在出口附近形成了上下分层的流场。针型散热器的气流速度场中,最大速度为1.469m/s,最低速度接近0m/s(在散热器左右)。在采用了更大直径的针型散热器中,气流速度场类似。

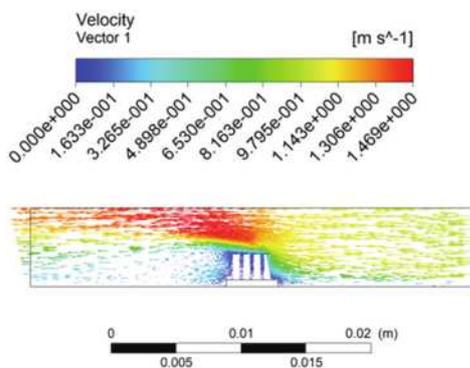


图12 针型散热器气流速度场

对于两种板状散热片,气流速度场的分布几乎也是如此。如图13,图14所示为这两种板状散热器的速度场。因为板状散热片的间距较大,通过的气流多,因此

形成的漩涡不显著。在平行于4mm布置的板状散热片中的气流速度场中,最高速度为1.338m/s,最低速度也为0m/s。最高和最低速度的分布与针型散热器类似。

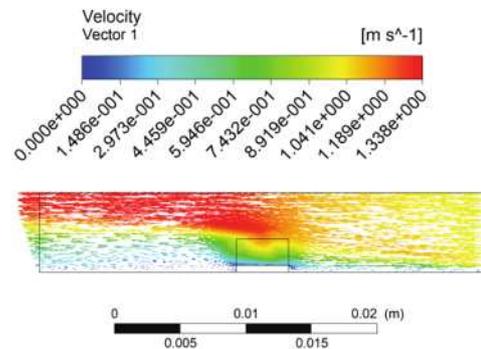


图13 平行于4mm边布置的板状散热器气流速度场

在平行于5mm布置的板状散热器的气流速度场中,最高速度为1.375m/s,最低速度为0m/s。采用了更大底座的平行于5mm板状散热器的气流速度场与此类似。

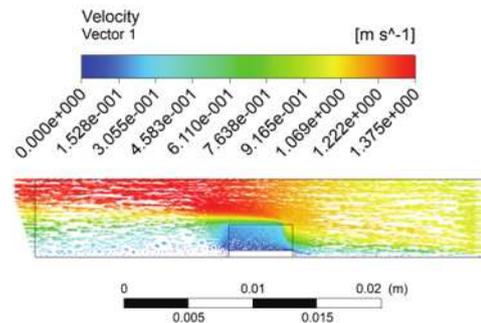


图14 平行于5mm边布置的板状散热器气流速度场

2.2.2 模拟温度场分析

图15为针型散热器的温度场图。对于针型散热器,进风口向风道吹入300k的空气,在接触到散热器前保持300k的温度不变。对于直径较小的针型散热器,散热器上有最高的温度355k,在接触到空气后便开始散热,温度场在散热器后方分层。最后,高温气体来到出口完成散热。

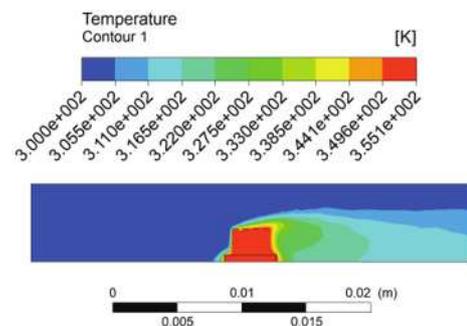


图15 直径较小针型散热器的温度场

对于直径较大的针型散热器中,散热器表面最高温度为351k,其他情况与直径较小的针型散热器类似。

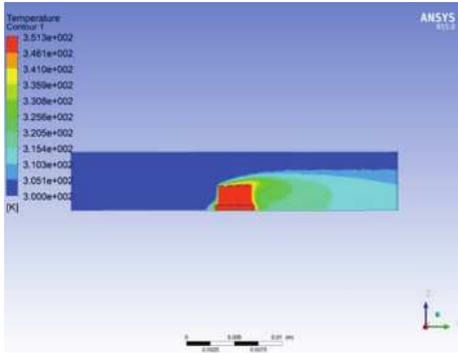


图 16 直径较大针型散热器温度场图

对于两种板状散热器，温度场的分布也比较类似。图 17 为平行 5mm 板状散热器的温度场图。在板状散热器中，因为散热片与散热片的间隔较大，高温气流通过较快，因此温度场分层会慢于针型散热器，出口温度也较高。同时，我们可以从图中直观地看到，散热片表面的温度为 337k，略微低于针型散热器。

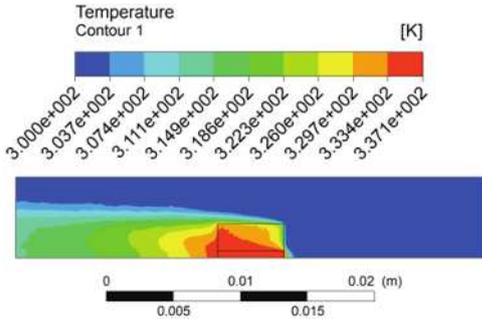


图 17 平行 5mm 板状散热器温度场图

对于底座较大的平行于 5mm 的板状散热器，散热器表面最高温度提升至 351k，这是因为在相同热通量下，面积越大的传热面，功率也越大，导致传热面平均温度提升。

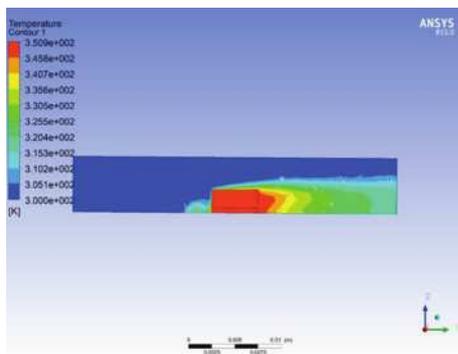


图 18 底座较大的板状散热器温度场图

图 19 为平行 4mm 的板状散热器温度场图。两种板状散热器的温度场类似。细微的差别是散热器表面的温度，平行 4mm 的板状散热器为 339k，而平行 5mm 的板状散热器为 337k。

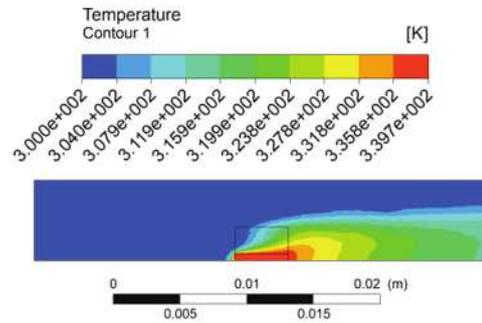


图 19 平行 4mm 的板状散热器温度场图

2.3 模拟温度结果分析

2.3.1 原始数据表格

在使用 Fluent 软件进行数值模拟中，我们记录散热器风道出口的平均温度，散热器散热表面的平均温度，散热面积，功率以及热阻作为原始数据积累。

| | 针型散热器 | 直径较大针型散热器 | 平行 5mm 板状 | 底座较大的平行于 5mm 板状散热器 | 平行 4mm 板状 |
|----------------------------|----------|-----------|-----------|--------------------|-----------|
| 散热器结构 | 针型 | 针型 | 板状 | 板状 | 板状 |
| 散热总面积 (mm ²) | 82.8 | 95.4 | 101.6 | 106.6 | 85.6 |
| 出口平均温度 (k) | 304.5 | 304.6 | 305.3 | 305.9 | 304.8 |
| 传热面表面平均温度 (k) | 355.1 | 351.1 | 337.1 | 350.8 | 339.7 |
| 传热面功率 (w) | 0.222222 | 0.222222 | 0.222222 | 0.2777775 | 0.222222 |
| 传热系数 (w/m ² ·k) | 36.61 | 35.56 | 41.63 | 38.53 | 46.35 |

2.3.2 数据分析

本课题首先研究传热面表面平均温度与散热总面积的关系。在保持其他条件相同的情况下，比较两种板状散热器以及针型散热器的散热面积以及表面平均温度。图 20，21 为散热总面积和表面温度的柱形图。在相同的散热器结构、传热面功率以及其他条件相同时，散热总面积越大，表面平均温度越低。

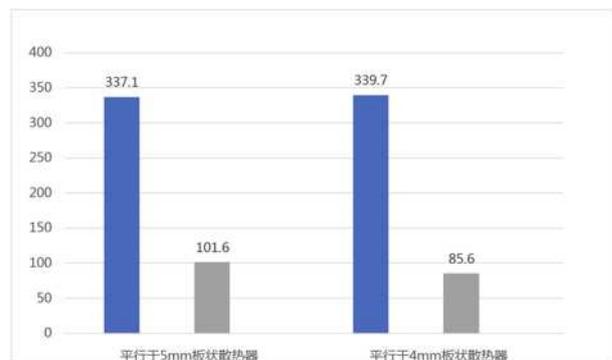


图 20 板状散热器散热面积与传热面温度柱形图

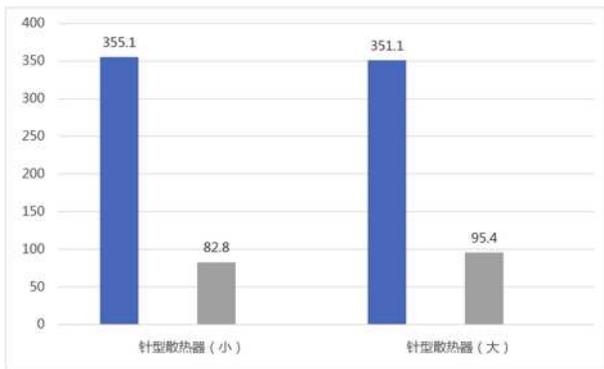


图21 针型散热器散热表面积与传热面温度柱形图

同时,本课题对比相似散热面积下不同结构的散热器最终传热面平均温度,如图22所示。在图中,拥有类似散热面积的板状散热器传热面平均温度低于针型散热器,散热效果更好。这样的原因是散热针柱会阻碍气流场的一部分,导致气流无法快速通过进行换热。

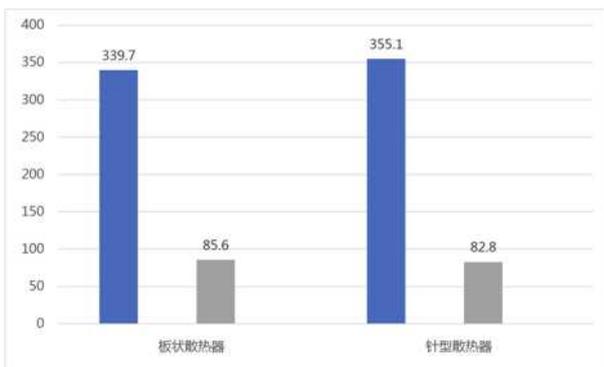


图22 散热总面积类似的板状散热器与针型散热器对比图

对于出口平均温度,如图23所示,散热面表面平均温度越低,出口平均温度越高。板状散热器的传热面平均温度显著低于针型散热器时,出口平均温度只有少量提升。

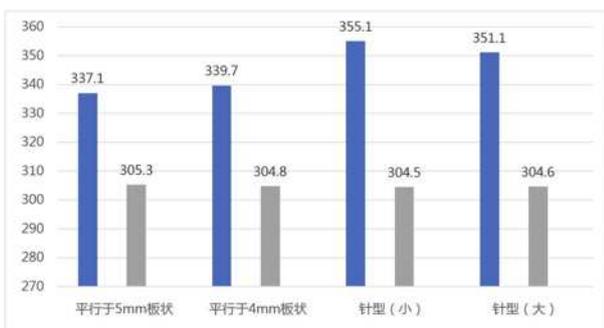


图23 四种散热器传热面与出口平均温度

分析四种散热器设计以及一个底座较大,传热面功率更高的对照组,如图24所示,针型散热器的传热系数

普遍低于板状散热器,符合根据散热面积与传热面平均温度所推测的散热效果。对于传热面功率更高的对照组,传热系数略低于其他两组板状散热器,但依旧高于针型散热器,证明板状散热器的散热效果更加优秀。

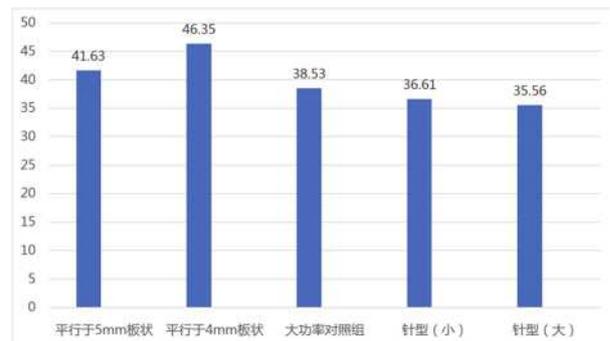


图24 四种散热器设计与传热系数

2.3.3各因素对散热效果的影响以及散热器设计最优解

在散热器设计的方面,根据数值比较,板状散热器在相同散热面积情况下,传热面平均温度明显优于针型散热器,并且出风口平均温度没有很大的升高,因此散热效果较好。同时,对于同种散热器设计,散热表面积越大,传热面平均温度越低,散热效果越好。最终,平行于5mm布置的板状散热器以最大的散热面积以及板状散热器设计获得了最好的散热效果,因此可以得出结论:使用板状散热器设计并且尽可能扩大散热表面积可以获得最好的散热效果。

3 总结

本课题建立了cpu风冷散热模型,考虑了板状散热器与针型散热器两种主流散热器设计,并通过等比例相似的研究方法对较小区域内的散热器设计进行建模。接下来,本课题通过设计控制变量的对比实验分析了三维空间内的流场。在数值比较了不同散热器设计的温度场后,本课题得到了效果最佳的散热器设计与结论。

参考文献:

- [1]唐金沙.cpu风冷散热器的实验研究及流场和温度场的数值模拟[D].湘潭大学,2009.
- [1]李艳红.cpu热柱散热器的实验研究及流场和温度场的数值模拟[D].湘潭大学,2010.
- [1]胡艳.cpu散热片的设计及模拟[D].沈阳理工大学,2010.