

文章编号: 1000-8055(2009)05-0970-10

基于熵产最小曲线型散热器参数优化设计

周建辉, 杨春信

(北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 基于参数化设计和模拟方法, 采用 VB 开发了放射状散热器参数化设计模拟软件, 可自动生成高质量的六面体网格和进行数值计算. 利用该软件快速对风扇散热器组件的结构参数进行性能分析和讨论, 加深了对风扇散热器组件各主要参数在散热器整体性能中影响程度的认识. 采用并行计算流体力学方法, 基于组合优化策略以熵产最小为目标函数对多参数结构风扇散热器组件进行优化, 曲线型散热器优化结果比初步设计方案的性能提高了 7%.

关 键 词: 曲线型散热器; 一体化设计; 参数化设计; 优化; 熵产; 计算流体力学

中图分类号: TK 124

文献标识码: A

Parametric optimization design of curvilinear heat sink based on the minimization of entropy generation rate

ZHOU Jian hui, YANG Chun xin

(School of Aeronautic Science and Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Based on the procedure of the parametric design and numerical simulation, the parametric design software for optimally designing the radial heat sink was developed utilizing VB language, allowing to generate automatically high quality hexahedral meshes. The numerical simulation could also be performed automatically, and the results of the entropy generation rate of fan sink assembly were obtained. Geometry parametric investigations achieved quickly by the program were carried out to examine the effect of various design parameters on the performance of the fan sink assembly by choosing one parameter as the control variable, which can provide physical insight into the flow and heat transfer characteristics of the heat sinks and deep understanding for the optimization of the heat sinks. The multi-parameter constraint structural optimization procedure based on the combination algorithm with parallel computational fluid dynamics (CFD) was performed on the fan sink assembly for minimization of the entropy generation rate. Results show that the entropy generation rate of optimal curvilinear heat sink is decreased by 7% as compared to the initial design.

Key words: curvilinear heat sink; integration design; parametric design; optimization; entropy generation (EG); computational fluid dynamics (CFD)

随着电子元件功率指数增长和体积日益微小化, 其散热问题越来越得到关注^[1-3]. 采用风扇和

散热器组件的空气强迫对流冷却方式被广泛应用到航空电子设备的直接冷却中, 即使在液体冷却

收稿日期: 2008-05-10; 修订日期: 2008-08-12

基金项目: 国家重点自然科学基金(50436010)

作者简介: 周建辉(1976-), 男, 江西鹰潭人, 博士, 主要从事电子设备热设计与优化方面工作.

和热管相变冷却场合, 其终端的散热还必须依靠散热器将热量排到空气中, 因此对空气强迫对流冷却的研究具有普遍意义。

Shih^[4] 和 Takahiro^[5] 采用熵产理论对平板直肋片散热器进行优化, 结果表明基于熵产最小的优化方法能够改进散热器热性能, 同时减轻了散热器质量。但文中的来流速度是预先给定, 与散热器阻力无关。这与实际情况不相符合。Shah^[6,7] 尽管采用风扇特性曲线对平行板冲击射流散热器肋片形状开展了优化工作, 却忽略了散热器进口各个径向截面流场差异和中心无风区域的影响, 同时没有考虑到散热器对风扇的反作用, 即风扇的特性会随着散热器结构改变而发生相应变化。肋片形状还有进一步改进空间。

Wirtz^[8,9] 较早对风扇散热器组件开展研究工作, 利用实验考察了风扇柱状肋片热沉组件参数性能影响, 采用回归分析法建立了风扇散热器组件的传热和压降关联式。Sheam-Chyun^[10,11] 利用实验分别考察了与风扇匹配的倾斜平板直肋片散热器优越性和风扇进口挡板对风扇气动特性以及散热器热特性的影响。这些工作已经从一体化角度研究了风扇和散热器组件的整体性能, 但仅限于性能分析, 没有回答如何进行一体化设计提高组件总体性能的问题。Wirtz^[12] 初步探讨了风扇和散热器参数如何匹配获得最大组件传热性能问题, 而且首先提出了半经验公式可以确定 Fair sink 组件的工作点和热阻。该文工作提供的思路很有创新性, 但基于当时的研究手段限制以及组件匹配问题复杂性提出的组件传热和压降模型非常粗糙、精度不高, 难以应用到实际的风扇散热器设计中。

Octavio 和 Evan Small 做了相当杰出的工作。他们采用计算流体力学(CFD) 方法详细考察了交错肋片散热器的传热和流动特性。通过光滑肋片进口^[13] 和增加肋片表面凸起等手段^[14] 以增加压降为代价提高了交错肋片散热器的传热性能。他们始终在压降和传热性能相互矛盾中寻求折中方法评价散热器总体性能。从另一个角度观测, 基于热动力系统优化的最小不可逆的熵产理论能够提供一个既考虑传热又包括压降的综合指标^[15,16], 是考察散热器总体性能的有效工具。

影响散热器组件性能的因素很多而且相互冲突, 如何权衡和综合考虑这些因素, 使得在一定工作条件下散热器的热阻或熵产最小是散热器设计中迫切需要解决的问题, 因此对散热器进行结

构优化设计也就非常必要。结构优化设计按照其发展的顺序和难易程度分为 5 个层次: 尺寸优化、形状优化、拓扑优化、布局优化和类型优化。优化的层次越高, 其设计空间维数即自由度升高, 因而会得到更优的目标函数值, 获得更大的收益。基于准则方程^[17,18] 和 CFD 方法^[19,21] 结合数学优化算法对散热器进行优化, 得到了较满意的结果。但这些研究工作没有将风扇的影响考虑进来, 而且仅从结构尺寸层次对散热器本身进行优化设计, 在达到第一层次极限条件下很难取得实质上的突破。

面对空气强迫对流冷却方式的极限挑战, 本文作者^[22] 根据一体化设计思想对放射状散热器从构型层次上对肋片展开研究, 开发了一种气动和传热性能较好的曲线型散热器。通过实验和数值模拟验证了一体化设计思想的合理性。该文通过形状优化获得了一个性能较好的散热器构型, 本文接着开展尺寸优化, 以期望达到进一步提高曲线型散热器的换热性能目的。

本文研究工作包括以下几方面: ①基于风扇散热器参数化设计模拟方法, 开发了风扇和散热器组件参数化设计软件; ②利用软件自动批处理设计和模拟功能, 分析散热器的主要结构参数对其性能的影响, 为多参数优化设计奠定基础; ③采用组合优化策略结合 CFD 以熵产最小为目标对曲线型散热器的主要性能参数进行结构优化。

1 散热器参数化设计和模拟

CAD 与 CFD 技术的不断发展完善使得设计分析并行化成为现实, 但实体建模和网格生成成为现代设计方法中的一个瓶颈。本文将参数化建模概念延伸到数值模拟领域, 风扇和散热器模型参数化以后, 利用网格生成工具网格产生规则, 实现参数化模型与网格生成工具的自动连接, 可以自动产生分块六面体网格, 进行批处理数值运算。

放射状散热器组件结构可以通过下列参数表达: 肋片外型、肋片数目、肋片高度、肋片厚度和塞铜半径、高度以及风扇结合的方式(风扇尺寸、风扇与散热器配合距离)。参数化的目的在于仅需建立一次网格模型, 后续工作可以沿用先前的程序快速构建网格。散热器组件网格生成过程如下: 采用 H 网格生成单肋片流道网格, 通过旋转复制生成散热器全流域网格, 基于网格拼接技术组合散热器 H 网格、中心圆柱 O 网格以及风扇区域 H 网格。一般 CFD 软件本身所提供的网格生成工具

并不适用于参数变化较多的模型,尤其是对本文研究的一类薄片状的曲线型散热肋片,采用自动四面体网格有着相当大的困难. 根据数值模拟要求,在肋片固体上至少有两层网格,在肋片与肋片的流体间隙上要求至少有三层网格. 采用自动四面体网格方法产生符合上述要求的风扇和散热器整体网格数目将令人无法接受,同时非正交性的四面体网格对求解流固共轭传热问题存在一定难度.

基于参数化设计和模拟方法,采用 VB 语言开发了放射状散热器设计模拟软件. 该软件主要包括肋片和中央塞铜设计参数、安装设定、热源和风扇参数、空气和铝铜材料特性、网格和相关设置以及运算结果后处理六大界面. 设计者输入散热器几何参数,可在几分钟内自动生成风扇-散热器整体六面体网格(图 1),自动计算和输出结构几何参数以及自动获取数据结果画出收敛曲线. 在不需要产生 CAD 文件,不需要人工干预的条件下进行数值运算,能大大地提高设计者的工作效率.

本软件可以实现不同肋片形状放射状散热器构型(图 2): 在传统垂直肋片散热器(a)的基础上调整前倾角可以设计出弯曲肋片(b);各截面安装角相同可以得到倾斜肋片(c),如果各截面安装角不同可以设计出扭曲型肋片(d);在扭曲型肋片的前提下,增加前倾角的影响可以实现弯扭肋片的曲线型散热器(e). 对于这些构型散热器,无论使用何种网格生成工具,每种构型散热器模型的自动网格产生需要的时间至少都在 10 min 以上,而且还不包含先前需要产生的 CAD 文件. 另外采用自动网格生成也不一定一次就可以完成

需要的网格质量. 而使用该软件所需要的时间约 2 min,大大缩短了使用者的设计时间.

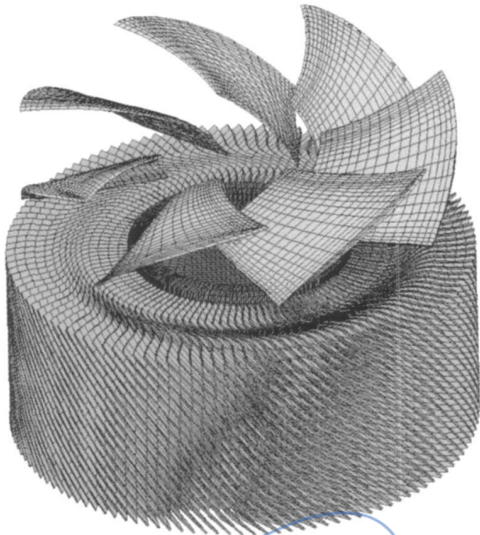


图 1 风扇和散热器组件网格模型
Fig. 1 Grid of fair sink assembly

2 散热器性能参数分析

散热器组件性能参数包括风扇和散热器结构参数以及两者配合方式. 对单一散热器设计考虑的因子有: 肋片高度、肋片厚度、肋片间距、肋片长度和散热器材质等. 在风扇和散热器一体化设计中还要考虑风扇所引起的流场对散热器造成影响,涉及的因子更加复杂. 深入地了解这些因素对散热器组件的影响有利于控制散热器组件的总体布局,减少各因素造成的负面影响,提高设计的可行性,从而达到性能良好的散热器组件指标.

根据散热器热设计理论和一体化设计思想,

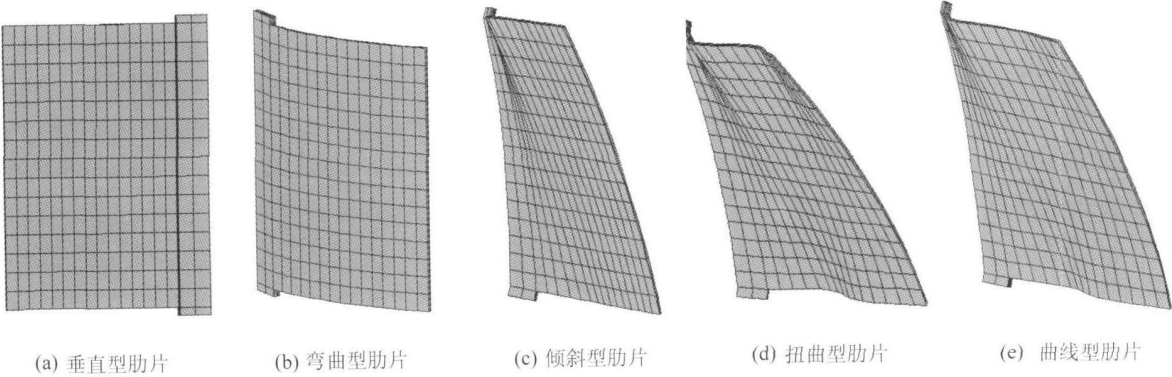


图 2 放射状散热器
Fig. 2 Various types of radial heat sinks

取 8025 型风扇(80 mm × 80 mm × 25 mm) 工作点附近(流量为 0. 024 45 kg/ s) 的风扇出口角(β) 作为曲线型散热器安装角(α) 设定(图 3), 同时前倾角在各截面按线性过渡方法, 设计了 8435 型全铜材料曲线型散热器(84 mm × 84 mm × 35 mm), 作为参数化分析的基础. 利用本文开发的软件通过在初始设计点上下范围调整参数来分析性能变化. 表 1 列出了初始设计的曲线型散热器结构参数. 关于散热器设计和模拟、散热器热阻实验可以参见文献[22]. 数值模拟与实验结果吻合得比较好, 误差值为 2. 6%.

散热器热阻定义如下:

$$R_{\text{sinkgen}} = \frac{T_{\text{max}} - T_{\infty}}{Q}$$

(1)

散热器熵产^[4] 公式

$$\begin{aligned} S_{\text{sinkgen}} &= S_{\Delta T} + S_{\Delta p} = \\ &Q \frac{T_{\text{max}} - T_{\infty}}{T_{\text{max}} T_{\infty}} + \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho_{\infty} T_{\infty}} \end{aligned}$$

(2)

其中 Q 是热源散热量(W), $\dot{m}$ 是冷却空气质量流量(kg/ s), Δp 为散热器进出口压降(Pa), T_{max} 和 T_{∞} 代表热源表面最高温度和来流温度(K), $S_{\Delta T}$ 和 $S_{\Delta p}$ 分别代表温差传热和摩擦熵产(W/K).

风扇摩擦熵产公式推导如下:

内流摩擦熵产为^[15]

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m} R \ln \left(\frac{p_{\text{in}}}{p_{\text{out}}} \right)$$

(3)

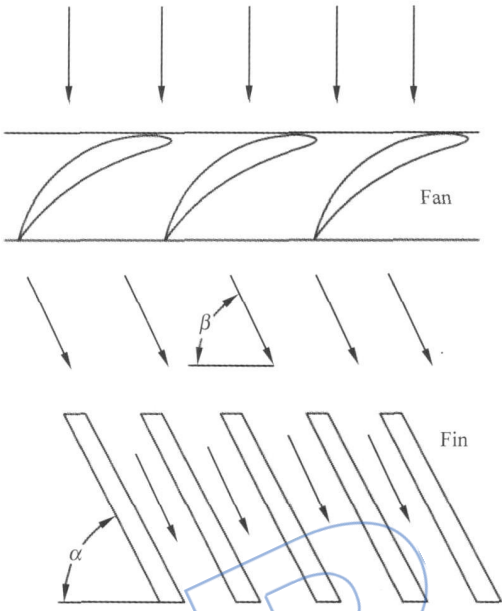


图 3 散热器组件流动示意图
Fig.3 Schematic of the airflow in fan sink assembly

在叶轮机械理论设计中, 风扇运转常常作为绝热过程考虑. 因此风扇熵产主要由摩擦流动引起, 根据公式(3) 近似可以得到风扇熵产

表 1 初始设计的曲线型散热器结构参数
Table 1 Baseline design of curvilinear heat sink

结 构 参 数						
肋根半径/mm	肋顶半径/mm	肋片厚度/mm	肋片高度/mm	肋片数目	塞铜高度/mm	塞铜半径/mm
20	42	0. 4	35	120	30	16

	截面 1	截面 2	截面 3	截面 4	截面 5	截面 6
半径/mm	20	23. 6	27. 3	31	34. 6	38. 3
安装角/(°)	65	58	52	55	57	52
前倾角/(°)	0	2. 5	5	7. 5	10	12. 5

CPU 热源			内 核		
长/mm	宽/mm	高/mm	长/mm	宽/mm	发热瓦数/W
28	28	1. 8	15. 89	10. 98	130

风 扇						
外框/mm	厚度/mm	转速/(r/ min)	叶顶间隙/mm	叶片数	轮毂半径/mm	风扇散热器配合距离/mm
80	25	4000	1	7	15	2

$$\dot{S}_{\text{fangen}} = \dot{m}R \ln\left(\frac{p_{t,th\infty}}{p_t}\right) \tag{4}$$

根据相关定义

$$p_{t,th\infty} = \frac{P_{sh}}{q_v}, p_t = \frac{P_e}{q_v}, \eta = \frac{P_e}{P_{sh}}$$

最后得到风扇熵产公式

$$\dot{S}_{\text{fangen}} = \dot{m}R \ln\left(\frac{1}{\eta}\right) \tag{5}$$

其中 R 为气体常数, $0.287 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; p_{in} 和 p_{out} 分别代表管道内流进出口压力 (Pa); $p_{t,th\infty}$ 为风扇理论全压 (Pa); p_t 为风扇实际全压 (Pa); P_e 为风扇有效功率 (W); P_{sh} 为风扇轴功率 (W); η 为风扇全压效率; q_v 风扇体积流量 (m^3/s).

因此, 风扇散热器组件整体熵产

$$\dot{S}_{\text{farr sinken}} = Q \frac{T_{\text{max}} - T_{\infty}}{T_{\text{max}} T_{\infty}} + \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho_{\infty} T_{\infty}} + \dot{m}R \ln\left(\frac{1}{\eta_k}\right) \tag{6}$$

从式 (6) 中可以看出熵产在风扇和散热器组件一体化设计中能够体现风扇和散热器工作点自动匹配以及相互作用效果, 可以同时考虑散热器流动阻力、传热特性及风扇的外特性和效率特性, 能把风扇的外特性和效率特性曲线结合到一个公式里进行综合衡量.

本文分别考察了肋片数目、厚度、高度、内径、外径和塞铜半径、高度、材料以及风扇转速、风扇和散热器配合距离对散热器性能影响, 获得的结果如下:

1) 肋片数目增加时, 散热面积增加, 散热器阻力增大, 风扇流量降低. 热阻和熵产开始减小, 当到达 95 以后, 由于阻力过大, 风扇工作点上移, 流量迅速减小, 风扇提供的风量不足以把热量带走, 散热效果开始恶化, 最终导致热阻和熵产增加. 因此肋片数在 95 附近有最佳值.

温差熵产在总熵产中占有绝对优势. 其次才是风扇摩擦熵产, 散热器的摩擦熵产占有比例最小, 所以从减小熵产的角度出发, 应该从降低温差熵产着手.

2) 肋片厚度增加, 肋片根部区域热传导面积增大, 应该有利于总热阻减小. 但是流道面积减小导致散热器阻力增大, 风扇流量减小, 最终换热效果变差. 热阻和熵产开始增加缓慢, 当超过 0.5 mm 以后增长幅度较大. 这种规律与定流速条件下的散热器特性不同.

3) 肋片高度存在中间较优值, 随着肋片高度增加, 摩擦阻力增大, 流量降低, 开始热阻和熵产

略有降低, 随后大幅度增加.

4) 肋片内径增加, 肋片换热和摩擦面积减少, 流量略有增加. 空气来不及充分交换热量就被排出散热器, 导致热阻和熵产增加.

5) 肋片外径增加, 换热和摩擦表面积增大, 摩擦阻力增大, 流量减小, 但是热阻和熵产还是呈减小趋势, 减小的幅度在降低, 这说明肋片太长会不能充分发挥其散热能力.

6) 塞铜半径变化对摩擦阻力影响不大, 流量也变化很小. 如果肋片采用铝材料, 塞铜的导热性大于铝材料, 随塞铜半径增加, 散热器最高温度降低, 热阻和熵产降低. 散热器和风扇摩擦熵产几乎不变, 温差熵产变化对总熵产起主导作用. 如果半径太大, 散热器重量增加, 不利于成本降低.

7) 由于塞铜中心正对风扇中心下方无风区域, 塞铜高度对风扇的流量和散热器的阻力没有影响, 但会影响散热器导热. 塞铜高度增加, 热阻和熵产降低, 但效果越来越不明显. 合理设计塞铜高度有利于减轻散热器重量, 降低成本.

8) 分别取铝、铜和热管 (近似为导热性能很好的材料) 作为中间塞铜材料分析其对散热器的传热性能影响 (流场特性不变). 使用热管可以快速把热流从底部带出, 传到散热器上端, 通过较强的对流换热将热量散发到周围空间. 使用热管材料有如下优点: 从散热器热阻构成环节来看, 降低导热热阻; 可以把热量带到对流换热条件较好的散热器顶部, 充分发挥散热器上端的肋片表面散热.

9) 随风扇转速增加, 流量和压降都增加, 热阻和温差熵产都减小, 散热器和风扇的摩擦熵产都增大. 在肋片根部都有锥状的无风区, 冷却气流吹不到较热的肋片上, 对流换热效果不好. 但是提高转速可以减小无风区域, 改善根部的换热条件, 直接降低热源温度.

10) 风扇和散热器配合距离变大, 气流由于旁通效果会从流动阻力较小的散热器肋片末端溜走, 从而阻力减小, 风扇流量增大. 但是实际挤过散热器肋片的有效流量减小, 会导致热阻和熵产增加. 另外距离越大, 由于存在风扇轮毂和离心力的作用, 中心的锥形弱风区增大, 不利于整体散热.

下面重点讨论五种构型散热器特性 (图 2). 对于弯曲型散热器, 只采用前倾设置. 对于倾斜型散热器仅取风扇出口加权平均角作为统一的散热器安装角设定. 对于扭曲型散热器只取风扇出口角作为散热器的安装角设定.

从计算结果图 4 和表 2 中可以得到, 每种结构散热器随肋片数变化都有一个温度最低值, 也就是说温度最低值对应着最佳摩擦面积, 从而有相应的最佳流量和压降. 肋片数目较少时, 摩擦面积较小, 风扇流量较大, 但流体来不及充分换热就被带走, 对流换热不充分, 导致热源较高的温升. 随着摩擦和换热面积增加, 风扇的压降升高, 总流量降低, 但实际参与换热的流体的流量增加, 换热进行更加充分, 对流换热效果加强. 风扇流量一直减小到散热器充分换热的平衡点, 此时风扇给散热器提供最合适的流量和压降, 达到热源最低温度, 风扇流量得到充分利用; 如果继续增加换热面积, 就会出现风扇流量过小, 不足以把热量及时带走, 导致空气过热, 对流换热效果不佳, 热源温度不降反升.

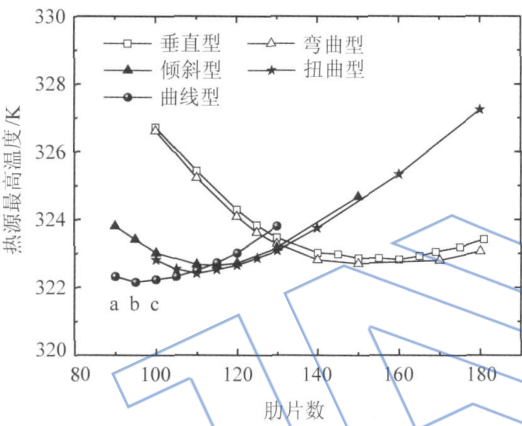


图 4 肋片数和热源最高温度关系

Fig. 4 Relation of fin number and maximum temperature on the CPU surface

b 和 c 都有较好的热性能, 尤其是 b 最佳. 其对应的散热器阻力曲线与风扇特性交点都低于风扇效率最高的设计工作点, 本文提出了散热器匹配性能最佳区域, 也就是流量在 0.0256~ 0.028 4kg/s 范围. 在这个范围以外, 散热器的热阻都会出现不同程度的增加. 可以得出结论: 风扇效率最高点并不是系统散热性能最佳点. 如果对风扇进行设计, 一般从气动方面考虑以风扇的效率最高点为目标, 这时系统运行在流量较小的工作点上; 如果对散热器进行热设计, 一般从传热方面考虑以散热器的散热性能为目标, 这时系统工作在流量较大的操作点上. 如果以系统整体熵产为目标函数进行设计, 可以同时考虑风扇的效率和散热器的传热特性, 也就是从系统的气动和传热角度对风扇散热器组件进行设计优化. 这时系统工作在两个操作点之间.

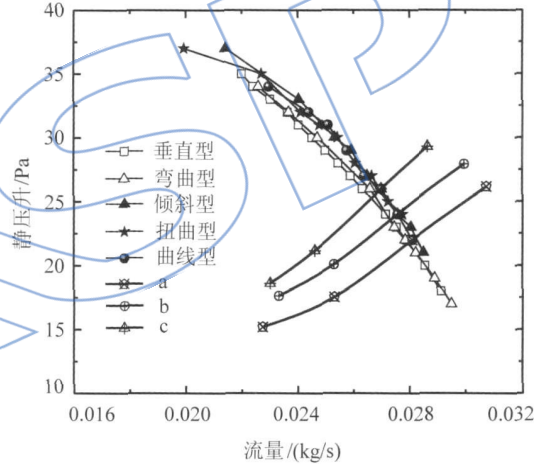


图 5 风扇外特性曲线

Fig. 5 Fan characteristic curve

表 2 各种构型散热器最佳肋片数目熵产率
Table 2 Entropy generation rate of various types of radial heat sinks with optimal fin number

	温差 熵产/ (W/K)	散热器摩 擦熵产/ (W/K)	风扇摩 擦熵产/ (W/K)	总 熵产/ (W/K)
垂直型(160)	0.040 94	0.002 08	0.003 98	0.047 00
弯曲型(150)	0.040 92	0.002 04	0.003 72	0.046 68
倾斜型(115)	0.040 77	0.002 13	0.003 65	0.046 55
扭曲型(110)	0.040 62	0.001 96	0.003 88	0.046 46
曲线型(95)	0.040 15	0.001 87	0.003 84	0.045 87

从图 4 中可以看到曲线型散热器在最佳温度时肋片数最少, 在 95 片左右, 其体积为 78 445.9 mm³, 体积占有率为 40% ($R=42\text{ mm}$, $H=35\text{ mm}$ 的圆柱). 垂直型散热器在肋片数为 160 左右才有良好的性能(体积为 91 474.4 mm³, 体积占有率为 47%), 从体积占有率看出曲线型散热器可以减少材料的消耗和降低重量. 同时肋片数目少, 肋片根部有较大间隙, 流动阻力较小, 对流换热效果良好, 直接降低热源温度.

散热器的压降分为两大部份: 局部阻力损失(进出口压缩和膨胀)和沿程阻力损失(肋片表面摩擦). 其中摩擦面积也是换热面积, 适当增加摩擦面积会增加对流换热面积, 提高换热能力. 而局部阻力损失通过碰撞把流体动能转化为热, 起不

从图 4 和图 5 中可以看出, 曲线型散热器 a,

到提高换热效果的目的, 因此在设计时尽量避免局部阻力损失, 同时适当提高摩擦面积. 曲线型散热器设计通过平顺风扇出口流场减小了进口碰撞损失, 同时弯扭曲面也增加了摩擦面积, 提高了对流换热能力, 由表 2 可知其散热器的摩擦熵产和温差熵产都较小. 因此分清设计变量对总体性能的影响对设计散热器时具有重要参考价值: 安装角设定可以减小局部损失和提高摩擦换热面积, 肋片高度可以增加摩擦换热面积, 塞铜半径和高度增加可以增强固体导热能力, 对压降没有影响.

从图 5 中可以看到, 弯曲型和垂直型散热器的风扇特性比较接近, 而倾斜型、扭曲型和曲线型散热器的风扇略高一些. 这表明单独风扇和匹配不同的散热器会呈现出略有不同的风扇特性, 散热器对风扇会有反作用. 从而证明在空气强迫对流换热极端化设计的趋势下对风扇散热器进行一体化设计的必要性.

从图 6 可以看到五种类型的散热器在大流量 (0.0227~0.0284 kg/s 内) 和低压降条件下有较好的换热和流动性能, 熵产达到最小. 放射状散热器的放射状外形会出现旁通现象, 因此属于大流量和低压头的系统阻抗, 需要设计相应的低压头大流量风扇才能实现更好的匹配.

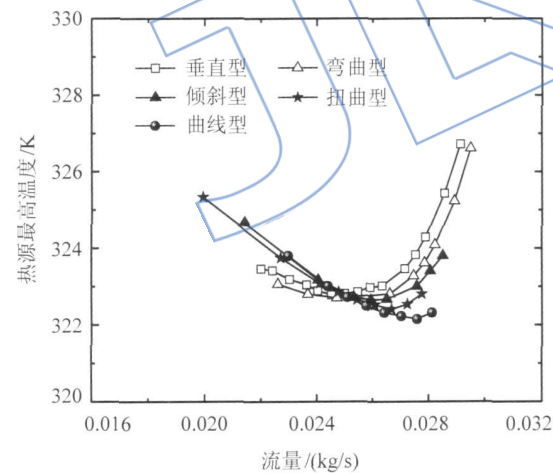


图 6 热源最高温度和流量关系

Fig. 6 Relation of air mass flow rate and maximum temperature on the CPU surface

本文考察了每一个参数对散热器性能的影响, 实际上, 要考虑的是所有参数对散热器的综合影响. 但是通过对各主要因素的分析, 能够使我们认识到各因素影响散热器性能的原因及大小, 能了解散热器内部流动的规律以及流动细节, 以便对各影响因素综合考虑之后, 抓住影响散热器性

能的主要因素并加以改进, 从而达到最佳设计方案的目的.

3 曲线型散热器优化

本文基于正交实验设计、响应面模型、遗传算法和混合优化算法的组合优化策略^[23], 结合熵特性采用 CFD 方法对有约束条件的曲线型散热器进行多参数结构优化. 曲线型散热器设计优化过程包括: 参数化曲线型散热器模型和流场分析; 建立解析和整理输出结果的流程; 编写结果处理所需的计算程序; 在优化主程序中定义曲线型散热器模型中已参数化的设计变量以及输出结果中的目标变量; 选择优化算法, 实现对曲线型散热器优化问题的集成和寻优.

3.1 优化模型

基于前面参数化分析, 本文以风扇和曲线型散热器组件熵产最小为目标对曲线型散热器进行优化. 由于数值计算的工作量和复杂程度, 设计变量为 12 个, 将问题确定为多变量单目标优化问题.

目标函数

$$\text{Min } S_{\text{fan+sink}} = f(x) \quad (7)$$

其中 x 代表肋片数、肋根半径、肋顶半径、肋片高度、塞铜半径、塞铜高度、截面 7 前倾角、截面 7 安装角、截面 6 安装角、截面 5 安装角、截面 4 安装角和截面 3 安装角.

在初始设计点(表 1)基础上, 在给定风扇条件、热源发热量和空间限制条件下对曲线型散热器进行优化, 设计变量的范围都是取在初始设计的 $\pm 30\%$ 内, 期望在一个较好解的基础上寻求更优解, 达到快速优化设计目的.

3.2 组合优化策略

风扇和曲线型散热器组件 CFD 优化设计采用遗传算法和混合整型算法的二阶段组合优化策略, 步骤如下: ①用正交实验设计(DOE)构造样本数据分布, 探索整个设计空间, 获取设计空间的结构化信息; ②利用遗传算法(GA)的全局搜索性对构造得到的优化问题进行全局搜索; ③利用回归分析法对 DOE 和 GA 得到的历史结果数据构造设计变量和响应的二次响应曲面模型(RSM); ④由于遗传算法收敛较慢, 在优化后期切换到局部收敛较快的数学优化算法, 使用混合整型算法(MOST)对近似模型进行优化, 快速得到局部近似最优解; ⑤当基于 RSM 的 MOST 优化算法得

到局部近似最优, 全三维 N-S 方程 CFD 求解程序启动, 重新计算该点所对应的真实目标函数值, 如果不满足收敛条件, 用该实际 CFD 计算的结果更新 RSM 模型, 重新计算 RSM 模型中的各个系数, 对近似模型的校正, 然后继续对新的近似模型进行局部寻优, 直到找到最终的全局最优解.

3.3 优化结果分析

计算机配置: CPU 为 P4 2.8 G, 双核, 内存 3 G, 单机并行两个节点. 优化时间 495 h, 运行总步数 2521. 图 7 显示了曲线型散热器多参数 CFD 优化过程, 对于参数矛盾的设计点通过主程序判断宣布不可行解, 跳过 CFD 计算直接给出一个较大的熵产值(0.07 W/K). 优化的第 1 步到第 64 步属于试验设计阶段, 找到了近似最优解, 筛选出 6 个重要参数作为进一步优化的设计变量(肋片

数、肋顶半径、塞铜高度、截面 7 前倾角、截面 7 安装角和截面 6 安装角); 经过 91 步的遗传算法优化(第 65 步到第 155 步), 近似最优解得到改善, 目标函数改进了 1.85%, ; 第 156 步到第 2521 步是混合整型算法和响应面模型及 CFD 相结合的优化综合策略, 图中只显示响应面函数更新的步数, 目标函数改进 1.36%, 相对初始设计熵产减小率为 7%. 各阶段优化解见表 3 和表 4 以及图 8.

从表 3 和表 4 中可以看到, 最优解散热器肋片数目减少导致散热器流动阻力降低, 风扇流量相对增加, 风扇散热器匹配工作点位置低于初始设计的风扇散热器设计工作点, 这与特性分析结论一致, 即最优组件在气动和传热两方面都有较好的表现. 最优解的散热器摩擦和温差熵产都有较大的降低, 虽然因风扇效率略低于初始设计点

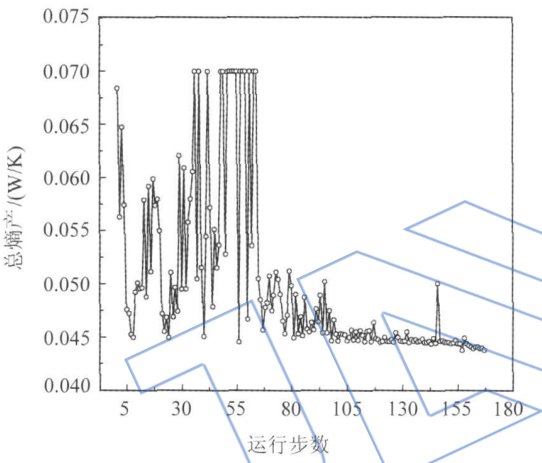


图 7 熵产目标函数优化过程

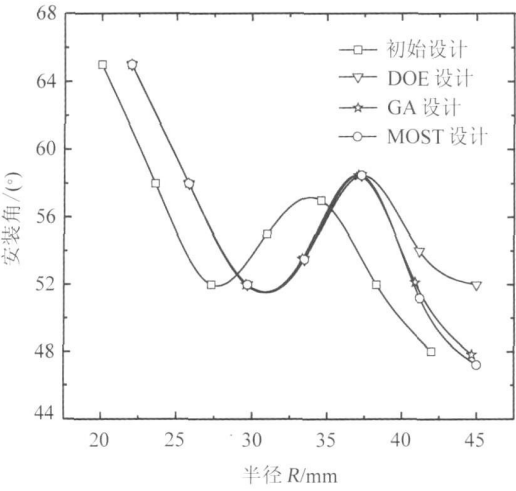
Fig. 7 Optimization history of objective function

表 3 阶段最优设计结构参数
Table 3 Design parameters of optimal solutions at various stages

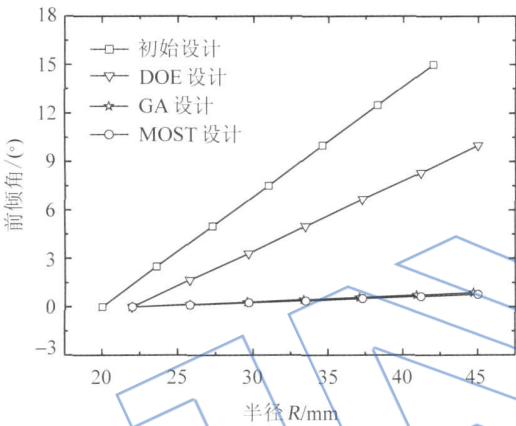
	初始设计	DOE 设计	GA 设计	MOST 设计
肋根半径/mm	20	22	22	22
肋顶半径/mm	42	45	44.7	45
肋片厚度/mm	0.4	0.4	0.4	0.4
肋片高度/mm	35	40	40	40
肋片数目	120	120	120	109
塞铜高度/mm	30	38	32.3	32.5
塞铜半径/mm	16	17	17	17

表 4 阶段最优设计性能参数
Table 4 Comparison of optimal solutions at various stages

	初始设计	DOE 设计	GA 设计	MOST 设计
流量/(kg/s)	0.0244	0.0239	0.0249	0.0258
压降/Pa	32.046	33.026	30.968	28.00
热阻/(K/W)	0.228	0.2146	0.214	0.210
散热器温差熵产/(W/K)	0.04122	0.0386	0.0384	0.0378
散热器摩擦熵产/(W/K)	0.00221	0.0022	0.00215	0.00205
风扇熵产/(W/K)	0.00371	0.00374	0.00383	0.0039
总熵产/(W/K)	0.047	0.0445	0.0443	0.04375



(a) 安装角对比



(b) 前倾角对比

图 8 阶段最优设计各截面安装角和前倾角
Fig. 8 Stagger and forward lean angles of optimal solutions at various stages

导致风扇熵产增加,但总体的组件熵产获得较大改善.另外在图 8 中当肋片半径大于 35 mm 时,最优解肋片安装角相对增大.由于最优解组件工作点略低于设计点,其风扇出口角会发生相应改变,这时通过优化程序自动调整相应的肋片安装角,获得了与风扇相匹配的肋片构型.另外前倾角减小表明叶片更加扭曲,可以获得更大的传热面积,但同时增加的摩擦面积会导致流阻增加进而影响风扇流量,因此存在中间较优值.

4 结 论

采用本文开发的软件,可以在不需要 CAD/CAM 文件条件下快速直接输入设计条件自动产生网格,通过批处理连接各种设计条件,就可以在无人干预的条件下对散热器进行参数性能计算分

析,可以在短时间内评估分析出散热器结构参数对传热和流动性能的影响,并且寻找较优值.

一体化设计可以自动进行风扇和散热器的工作点匹配,避免使用简单的风扇外特性曲线而忽略了风扇出口三维流场对散热器的影响,对进一步提高散热器性能具有重要意义.熵产最小化原理综合了传热和流动效果,可以同时考虑散热器和风扇的诸多性能参数,如阻力特性、传热特性和风扇的外特性,在一体化设计中充分发挥其作用.

对放射状散热器展开的肋片形状研究表明:风扇效率最高点并不是系统散热性能最佳点.我们提出了风扇和散热器匹配的气动和传热性能最佳区域的概念.在该区域内是风扇流量和散热器充分换热的平衡区,是组件的熵产总体性能最佳区域.曲线型散热器在最佳温度时肋片数最少,可以减少材料的消耗和降低重量.曲线型散热器设计通过平顺风扇出口流场减小了进口碰撞损失,同时弯扭也增加了摩擦面积,提高了对流换热能力.风扇和散热器匹配时,散热器对风扇会有反作用,风扇特性会发生一定变化,说明风扇散热器一体化设计的必要性.

最后采用组合优化策略找到了曲线型散热器的最优解:最优解的风扇流量相对增加,压头降低,热阻降低.最优解的熵产相对原始设计改善了 7%.

参考文献:

[1] Richard C C. Review of cooling technologies for computer products[J]. IEEE Transactions on Device and Materials Reliability, 2004, 4: 568-585.

[2] Ralph L W. Next generation devices for electronic cooling with heat rejection to air[J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127: 1-10.

[3] Mudawar I. Assessment of high heat flux thermal management schemes[J]. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 2001, 24: 122-141.

[4] Shih C J, Liu G C. Optimal design methodology of plate fin heat sinks for electronic cooling using entropy generation strategy[J]. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 2004, 27(3): 551-559.

[5] Furukawa T. Reliability of heat sink optimization using entropy generation[R]. The 8th AIAA/ ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, AIAA 2002-3216.

[6] Shah A. Optimization study for a parallel plate impingement heat sink[J]. Journal of Electronic Packaging, 2006, 128: 311-318.

[7] Shah A. A numerical study of the thermal performance of

- an impingement heat sink fin shape optimization [J]. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 2004, 27(4): 710-717.
- [8] Wirtz R A. Thermal performance of pin fin heat sink assemblies[J]. Journal of Electronic Packaging, 1997, 119: 26-31.
- [9] Ning Z, Wirtz R A. Cylindrical pin fin heat sink heat transfer and pressure drop correlations[J]. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 2001, 25(1): 15-22.
- [10] Lin S C. Experimental study of the heat sink assembly with oblique straight fins [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2005, 29: 591-600.
- [11] Lin S C. Blockage effect of axial flow fans applied on heat sink assembly [J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24: 2375-2389.
- [12] Wirtz R A, Ning Z. Methodology for predicting pin fin heat sink performance [R]. InterSociety Conference on Thermal Phenomena, 1998: 303-309.
- [13] Octavio A. Staggered heat sinks with aerodynamic cooling fins[J]. Microelectronics Reliability, 2004, 44: 1181-1187.
- [14] Small E. Heat sinks with enhanced heat transfer capability for electronic cooling applications[J]. Journal of Electronic Packaging, 2006, 128: 285-290.
- [15] Bejan A. Entropy generation minimization[M]. Boca Raton: CRC Press, 1995.
- [16] Bejan A. Advanced engineering thermodynamics[M]. New York: Wiley, 1988.
- [17] Lee S. Optimum design and selection of heat sinks[J]. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 1995, 18(4): 812-817.
- [18] Kock D J. Trade off design of extruded heat sinks using mathematical optimization[J]. Journal of Electronic Packaging, 2004, 126: 333-341.
- [19] Foli K. Optimization of micro heat exchanger: CFD, analytical approach and multi-objective evolutionary algorithms[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49: 1090-1099.
- [20] Craig K J. Minimization of heat sink mass using CFD and mathematical optimization [J]. Journal of Electronic Packaging, 1999, 121: 143-147.
- [21] Husain A, Kim K Y. Optimization of a microchannel heat sink with temperature dependent fluid properties[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28: 1101-1107.
- [22] 周建辉, 杨春信. CPU 空气强迫对流冷却系统设计[J]. 电子学报, 2007, 35(8): 1592-1597.
ZHOU Jianhui, YANG Chunxin. CPU air forced convection cooling systems design[J]. Acta Electronica Sinica, 2007, 35(8): 1592-1597. (in Chinese)
- [23] ZHOU Jianhui, YANG Chunxin, ZHANG Lina. Multi-disciplinary design optimization of the plate fin heat sink[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29: 1872-1879.