http://bhxb.buaa.edu.cn jbuaa@buaa.edu.cn
DOI: 10.13700/j.bh.1001-5965.2014.0596

星载电子器件用空气射流散热特性

刘亮堂，王安良*

（北京航空航天大学 宇航学院，北京 100191）

摘 要：在前期设计卫星大功率电子设备地面测试用通风散热系统的基础上，对系统散热性能进行了优化设计，对不同结构参数下电子器件的空气射流强化散热开展了数值仿真. 研究结果表明系统中喷嘴出口直径、喷嘴出口至换热面距离、射流倾斜角以及喷嘴出口风速等参数对散热性能均有直接影响，并给出了定量的无量纲参数优化设计结果. 该结论也可应用于表面热流密度为 1 kW/m^2 级电子器件散热的优化设计，并为星载大功率电子设备对流式热控系统设计和地面测试提供技术参考.

关 键 词：大功率电子器件；卫星；通风散热；空气射流；优化设计
中图分类号：V444.3
文献标识码：A **文章编号**：1001-5965(2015)08-1553-07

作为大多数电子设备的关键组成部分，功率器件的工作状态的好坏直接影响整机的可靠性. 近些年来随着电子技术的不断发展，电子元器件的发热功率和热流密度越来越高，冷却散热工程正面临严峻的挑战，在航天器应用领域尤其严重，即使在地面测试时，尚需要专门设计电子设备冷却系统[1]. 航天器热控制技术分为被动式热控和主动式热控. 被动式热控包括温度涂层、布置热管等方式；主动式热控包括辐射式热控、对流式热控和传导式热控 3 种形式. 其中，对流式热控技术是利用流体的对流换热作用对航天器进行整体或局部热控制的方法，该技术在地面电子设备冷却方面一直有着独特的优势. 一方面，对流换热系数较高，且空气有一定的电绝缘性，适合于复杂结构的电子设备的散热；另一方面，对于一些对温度均匀性有较高要求的电子设备方便实施. 为此，对流式热控技术在载人飞船和卫星等方面一直受到重视和关注[2]. 前苏联的第一颗卫星 Sputnik 和后续研制的一些卫星均采用了舱内对流换热技术. 而在我国现有的卫星中，因考虑到对流热控技术存在风扇等运动部件会消耗卫星上珍贵的能源，影响卫星的任务要求及运行寿命，且密封舱会增加卫星总重量，因此还没有采用对流热控技术，只是在卫星地面测试过程中，以附加热控的形式得到了应用，且该项技术已作为我国卫星热控设计的候选方案之一.

在卫星地面测试过程中，由于包含多种散热条件极其恶劣的环境状态，需要专门对卫星电子设备设计散热系统. 前期，针对某型号卫星设计了基于强制通风的地面附加热控系统，在实际应用中取得了良好的效果，该系统仍有很大的改进空间，比如采用空气射流强化换热. 作为对流换热方式的一种，射流冲击是一种极其有效的强化局部散热的方法. 由于流体冲击到换热面上时，在驻点附近会形成很薄的边界层，因而其对流换热系数要比常规的高出几倍甚至一个数量级. 目前国内外已有许多学者对射流冲击换热问题进行了理论与实验研究，如 Zu 和 Yan[3] 及 Zhang 等[4] 分析了

收稿日期：2014-09-26；**录用日期**：2014-10-25；**网络出版时间**：2015-01-16 18:12
网络出版地址：www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20150116.1812.003.html
作者简介：刘亮堂(1989—)，男，硕士研究生，河南商丘人，liangtangliu@163.com
*通讯作者：王安良(1974—)，男，讲师，山西新绛人，wanganliang@buaa.edu.cn，主要研究方向为工程热物理和卫星热控技术.

引用格式：*刘亮堂，王安良. 星载电子器件用空气射流散热特性[J]. 北京航空航天大学学报，2015，41(8)：1553-1559.*
Liu L T，Wang A L. Characteristic of air jet impingement cooling performance for electronic equipment of satellite[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics，2015，41(8)：1553-1559 (in Chinese).

在不同湍流模型下射流冲击的流动与传热特性. Yang 等[5]分析了射流冲击下半圆形凹凸面的散热性能,并给出当雷诺数 Re 一定时,在靠近凹凸面的区域里,射流间距对系统散热性能的影响较大. Huang 和 Yang 等[6-8]通过数值分析了射流冲击换热系统中柱鳍热沉的高度、宽度及喷嘴到柱鳍热沉的距离等结构参数对散热性能的影响,并给出了相应的优化设计结果. Maveety 和 Jung[9]分析了柱鳍热沉的高度和宽度对射流冲击换热系统中热阻和压力系数的影响.

在上述文献中,多是对含热沉的地面电子设备射流冷却,而没有针对卫星用大功率器件进行射流强化散热设计研究. 本文对电子器件无热沉空气射流冷却系统开展了数值仿真,研究了主要结构参数对系统散热性能的影响,为卫星地面测试用通风散热系统的优化设计提供了理论基础与工程参考.

1 简化模型

散热设计是保证电子设备可靠性的重要环节. 当其工作温度超出允许值时,将会导致设备的可靠性和使用寿命大幅度降低. 本文以某高热流密度电子器件为研究对象,进行散热设计与研究. 该功率器件的长、宽、高为 $l \times w \times h = 50\ \text{mm} \times 50\ \text{mm} \times 20\ \text{mm}$,热耗为 23 W,最高工作温度设定为 55℃. 其散热系统如图 1 所示,采用射流的结构形式,其中 D 为喷嘴出口直径,H 为喷嘴出口到电子设备表面的距离.

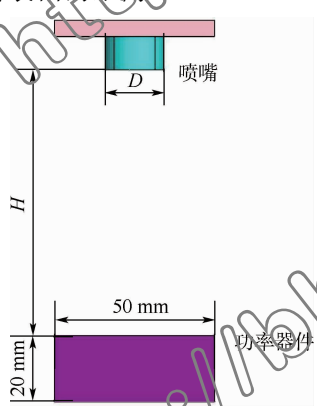


图 1 散热系统结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of cooling system structure

2 数值分析方法

数值分析是指在计算机上解决复杂数学问题的数值计算方法及其理论,此方法在解决对流换热问题有大量成功的实例. 本文基于专业热分析软件 Icepak 开展下面的研究工作.

2.1 控制方程

冲击射流一般被当作湍流流动,对于忽略浮力、辐射传热等因素的三维不可压缩的湍流流动与传热问题,其雷诺时均化控制方程的笛卡儿张量形式如下.

连续方程:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

动量守恒方程:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \tau_{ij}\right) \tag{2}$$

能量守恒方程:

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho \frac{\partial (u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\lambda}{C_v} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \tag{3}$$

式中:T 为温度;x 为轴向坐标;u 为瞬时速度;ρ 为流体密度;μ 为流体动力黏度;ρg 为重力;$\tau_{ij} = -\rho \overline{u_i' u_j'}$ 为雷诺应力,u' 为脉冲速度,i 和 j 为方向标识;C_v 为定容比热;λ 为流体导热系数.

2.2 湍流模型

由于雷诺应力存在,上述湍流流动与传热的控制方程并不封闭,为使其封闭,则需要添加雷诺应力的微分方程. 根据 Boussinesq 的假设,雷诺应力为

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right)\delta_{ij} \tag{4}$$

式中:$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & i = j \\ 0 & i \neq j \end{cases}$

k 为湍动能;μ_t 为湍动黏度系数,它不是物性参数. 依据求解 μ_t 的方程数目,湍流模型可分为 Zero-Equation 模型、Spalart-Allmaras 模型、Two-Equation模型(包括:标准 k-ε 模型、RNG k-ε 模型、Realizable k-ε 模型). 针对空气射流散热问题,本文选用 Realizable k-ε 模型,其数学描述如下.

根据 Launde 和 Spalding 的定义,湍动能耗散率为

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_k}\right)\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_k}\right) \tag{5}$$

则 k 和 ε 的输运方程为

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \frac{\partial k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k - \rho\varepsilon \tag{6}$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \frac{\partial \varepsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] +$$

http://bhxb.buaa.edu.cn

$$\rho C_1 E\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} \tag{7}$$

式中：$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$

$\sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\varepsilon = 1.2 \quad C_2 = 1.9$

$C_1 = \max(0.43, \eta/(\eta + 5))$

$\eta = Ek/\varepsilon \quad E = \sqrt{2E_{ij} \cdot E_{ij}}$

$E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$

Realizable k-ε 模型的湍动黏度系数为

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{8}$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_1 + A_2 U^* (k/\varepsilon)} \tag{9}$$

式中：$A_1 = 4.0 \quad A_2 = \sqrt{6}\cos\phi$

$\phi = \frac{1}{3}\arccos(\sqrt{6}(E_{ij}E_{jk}E_{ki})/\sqrt{E_{ij}E_{ij}})$

$U^* = \sqrt{E_{ij}E_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}}$

$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega$

$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega$

其中：$\bar{\Omega}_{ij}$为以角速度 ω 为参考系观察到的时均转动速率张量.

2.3　求解说明

1）边界条件.

整个解析区域内边界可分为 3 部分：喷嘴、冲击面和出口. 其设置如下：

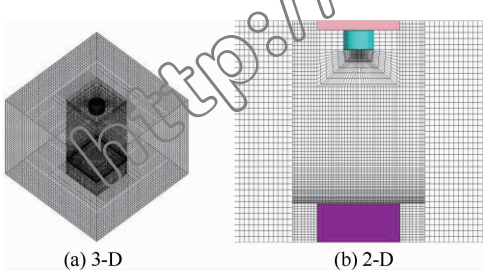
① 喷嘴. 采用速度入口边界条件，喷嘴长度设置成 1 cm，喷嘴直径 D 为优化参数之一. 喷出流体的初始温度设定为 20℃.

② 冲击面. 为功率器件表面，其热边界条件设置为固定加热功率 23 W.

③ 出口. 采用压力出口边界条件，出口表压设置成 0 Pa，即为 1 个标准大气压.

2）网格模型及无关性验证.

网格划分如图 2 所示，采用 Mesher-HD 网格类型.



(a) 3-D　　(b) 2-D

图 2　计算区域的网格划分

Fig. 2　Grids generation of computational region

本文对计算模型的网格无关性进行了验证，这里以喷嘴直径 $D = 3$，距离直径比 $\psi = 1$ 为例进行说明. 选取网格数 N = 97 040，111 660，122 204，147 920，1 776 988，对模型进行仿真计算，结果如图 3 所示. 从变化曲线中可以看出，随着网格数的增加结果的变化越来越小，当 N = 147 920 时，曲线已经趋于水平状态，因此这里选取 N = 147 920 作为该模型的网格划分标准.

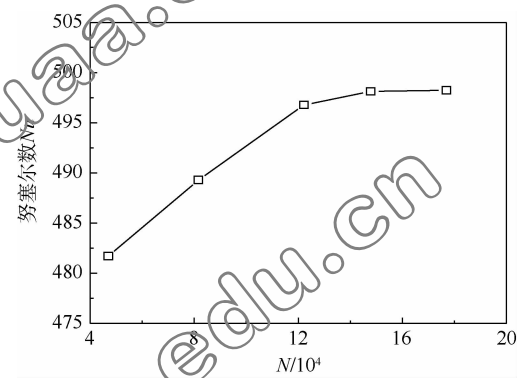


图 3　计算模型的网格无关性验证

Fig. 3　Verification of independence of grids in computation model

3）近壁处理.

湍流流动的近壁区域可分为 3 层：黏性底层、混合层和完全湍流层. 其中黏性底层是最靠近壁面的区域，在此区域内，Re 较低，湍流发展不充分，黏性力在动量、热量、质量交换中起主导作用. 对于射流传热问题，该区域是热阻的主要来源. 在数值计算中，为获得更加真实的结果，就必须对这一区域进行特殊处理，近壁处理的方法包括壁面函数法和近壁模型法两种. 这里选用近壁模型法作为本文的近壁处理方法，此方法不依赖于壁面法则，对于复杂流动，特别是低雷诺数流动非常适合，但是其对近壁网格的要求比较严格，需要在近壁区域划分比较细密的网格，如图 4 所示. 最理想的网格划分是需要第一网格在 $y^+ = 1$ 的位置，而在实际计算中，为减少计算量可以稍微增大 y^+，只要保证 $y^+ \leqslant 5$，其计算结果均具有可信性. 本文经过网格无关性验证后选取图 2 所示网格，其近壁区第一网格在 $y^+ = 4.15$ 位置，可以保证网格质量及计算的准确性.

4）努塞尔数 Nu.

Nu 作为一个无量纲参数，用于表征对流换热的强烈程度. 对于本文所研究的冲击射流换热问题，冲击面上驻点区平均 Nu（下文统称为驻点区 Nu）可通过下面公式计算得到：

$$Nu = \frac{D \cdot q}{\lambda(T_w - T_f)} \tag{10}$$

http://bhxb.buaa.edu.cn

式中:q 为功率器件表面热流密度;λ 为空气导热系数;T_w 为驻点区平均温度;T_f 为空气的来流温度.

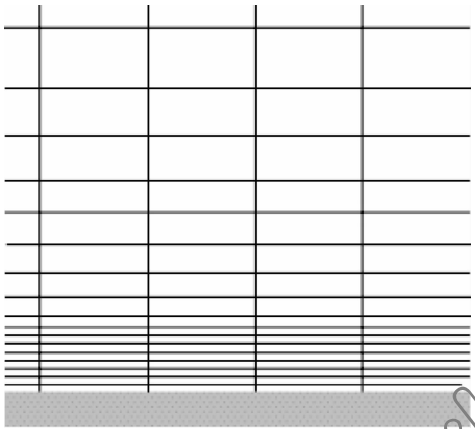


图 4 近壁模型的网格划分

Fig. 4 Grids generation of near-wall model

2.4 计算方法检验

为检验 Icepak 软件对射流传热问题计算的可行性,在完成网格无关性验证的基础上,对文献[10]报道的电子芯片散热问题进行了仿真计算,并将计算结果与文献中的实验数据进行了对比分析.

如图 5 所示,该散热模型自上而下由喷嘴、热沉、芯片和绝热材料构成,计算区域为 10 × 10 × 10 cm^3,网格数为 161 728. 文献[10]中分别对 3 种不同的热沉在 3 种不同的雷诺数 Re 下的散热情况进行了实验研究,这里选择 2 号热沉在 Re = 6 320时的实验工况作为验证对象,2 号热沉的尺寸参数见表 1. 其计算结果如图 6 所示,其中 $\psi = H/D$.

从图 6 中可以看出,Realizable k-ε 模型计算结果与实验数据是一致的,最大误差不超过 3.2%,验证了 Realizable k-ε 模型可用于仿真空气射流传热问题.

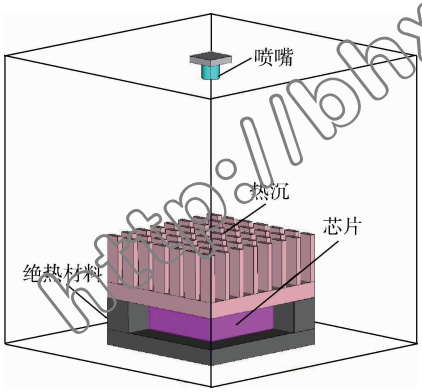


图 5 空气射流冲击长方形针肋热沉换热示意图

Fig. 5 Sketch map of rectangular pin-fin heat sink under air jet impingement

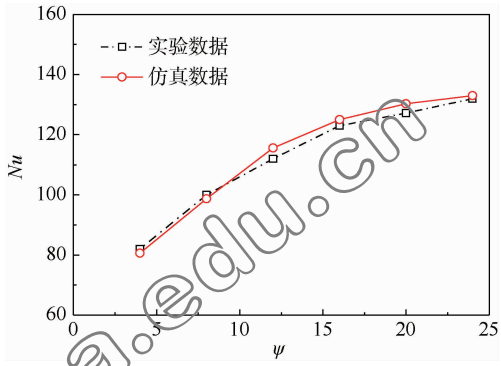


图 6 实验数据与仿真数据的对比

Fig. 6 Comparison between experimental and simulation data

表 1 长方形针肋热沉的尺寸参数

Table 1 Dimensional parameters of rectangular pin-fin heat sink

参数	H_b/mm	H_f/mm	L/mm	C_1/mm	D_1/mm	C_w/mm	D_w/mm	行数	列数
数值	5	15	50.8	2.6	5	5	2	8	7

注:H_b—热沉基底厚度;H_f—热沉肋片高度;L—热沉基底长度;C_1—热沉行向肋间距;D_1—行向肋宽;C_w—热沉列向肋间距;D_w—热沉列向肋宽.

3 结果分析与讨论

3.1 流场特性

散热系统的流场分布情况如图 7 所示,空气从喷嘴喷出时为自由射流,其速度分布大体均匀,但随着流程的增加,射流与周围的流体不断进行动量和质量的交换,因此射流的宽度在不断地增加,轴向速度也在不断地衰减,但是变化不是十分剧烈. 当流体冲击到换热面附近时,由于受到换热面的阻挡,速度变化非常剧烈,其轴向速度迅速衰减至 0,而径向速度则由 0 迅速增加,此时自由射流转化为驻点区流动和壁面射流,其中驻点区是射流冲击换热的核心区域,直接影响着系统的整体散热性能,其大小取决于喷嘴直径的大小,实验

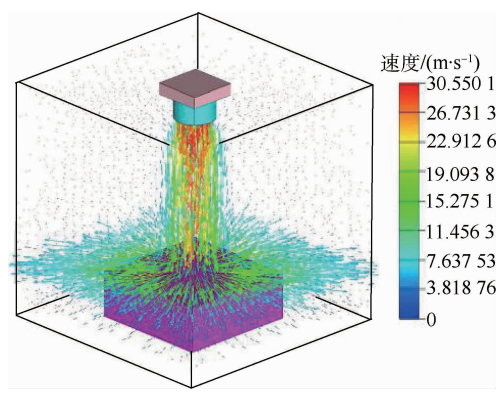


图 7 射流冲击速度场分布

Fig. 7 Velocity field of jet impingement

http://bhxb.buaa.edu.cn

研究表明驻点区的等效半径为喷嘴直径的 1.2 倍[11].因此,在下文中通过驻点区换热来分析空气射流冷却系统的散热性能.

3.2　无量纲结构参数对散热性能的影响

在喷嘴出口风速 $V=30$ m/s,无量纲参数 $\zeta=0.18,0.36,0.54,0.72$ 时,该散热系统驻点区 Nu 随无量纲参数 ψ 的变化曲线,如图 8 所示.其中 $\psi=H/D$,$\zeta=D/D_0$,$D_0=56$ mm 为换热面的等效直径.

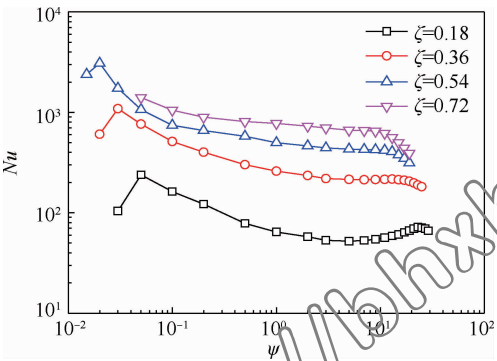


图 8　无量纲参数对 Nu 数的影响

Fig. 8　Effect of non-dimensional parameters on Nu

从图 8 中可以看出:

1)随着 ζ 的增加,驻点区 Nu 单调递增,且整体增加幅度越来越小,当 ζ 由 0.18 变为 0.36 时,驻点区 Nu 平均增加的百分比高达 280%,而当 ζ 由 0.54变为 0.72 时,驻点区 Nu 平均增加的百分比降至 40%.这是因为随着 ζ 的增加,喷嘴的出口直径 D 增大,射流冲击面积(即驻点区面积)增大,总风量增加,系统散热性能增强,但是当 ζ 持续增加时,射流冲击面积与有效换热面积的比值也在不断增加,总风量的有效利用率在不断降低,所以随着 ζ 的持续增加,驻点区 Nu、系统散热性能增加趋于平缓.

2)驻点区 Nu 随 ψ 的变化规律比较复杂,分以下两组情况:当 $\psi\leqslant5$ 时,驻点区 Nu 随 ψ 的减小而逐渐增大,且在 ψ 趋于无穷小时,将出现下降趋势.当 $\psi>5$ 时,驻点区 Nu 的变化受 ζ 影响,在 $\zeta\leqslant0.36$ 时,驻点区 Nu 随 ψ 的增加呈现出先增加再减小的变化,在 $\zeta>0.36$ 时,驻点区 Nu 随 ψ 呈现单调递减变化.

这种现象是由射流冲击强度与湍流度共同作用形成的.$\psi\leqslant5$ 时,换热面处于射流核心区域,湍流度刚刚开始形成,还未能与周围流场形成有效的掺混,这时驻点区散热性能只取决于射流冲击强度,即冲击作用越强,边界层越薄,速度和温度梯度越大,散热性能越好.为了方便说明这里引入滞止系数 p^*(驻点压强与喷嘴动压之比),用以表征射流冲击强度大小,其变化曲线如图 9 所示,可以看出随 ψ 的减小,p^* 逐渐增大,射流冲击作用增强,驻点区散热性能提高.然而在 ψ 趋于无穷小时,喷嘴到冲击面的距离趋于无穷小,这时冲击面的限流作用趋于无穷大,使得流体流量变小,无法及时将热量带出,因此,驻点区散热性能将会出现下降趋势.

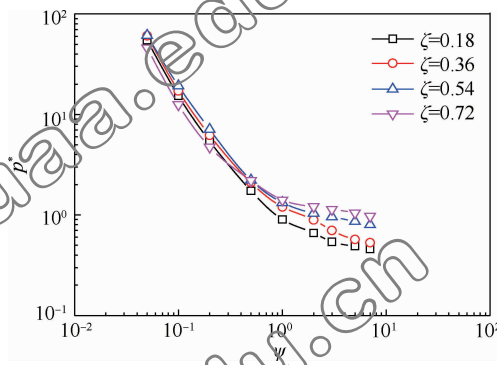


图 9　p^* 随 ψ 的变化曲线

Fig. 9　Curves of p^* changing with ψ

而 $\psi>5$ 时,换热面基本处于射流核心区之外,射流对驻点区的冲击强度变化不明显,此时湍流度的变化成为影响驻点区散热性能的主要因素[12].当射流初始湍流度不是很高时(如 $\zeta\leqslant0.36$的工况),则射流湍流度会随着 ψ 的增加而逐步提高,直至到达峰值,然后又逐渐减小.受湍流度变化的影响,驻点区散热性能也会随着 ψ 的增加而逐步提高至峰值.之后,由于射流的到达速度和湍流度的逐渐下降,驻点区散热性能也开始呈现下降趋势,最终形成非单调性变化.但当射流初始湍流度足够高时(如 $\zeta>0.36$ 的工况),则可以避免上述非单调性现象,使得驻点区散热性能随 ψ 单调递减变化.

3.3　喷嘴出口风速对散热性能的影响

在 $\zeta=0.36$、$\psi=10$ 时,散热系统驻点区 Nu 随喷嘴出口风速 V 的变化曲线如图 10 所示.

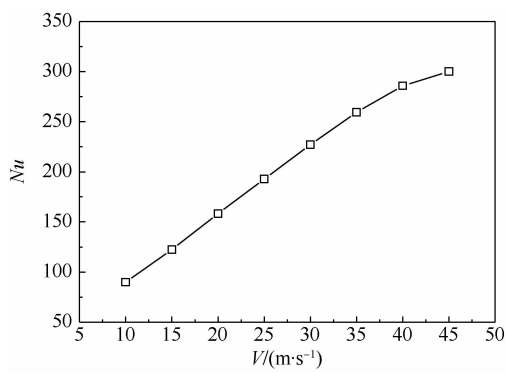


图 10　Nu 随 V 的变化曲线

Fig. 10　Curves of Nu changing with V

从图 10 中可以看出,喷嘴出口风速越大,驻

http://bhxb.buaa.edu.cn

点区 Nu 越大,系统散热性能越好,这符合对流换热的一般规律.但当速度持续增加时,系统散热效果的增加量却越来越小,当速度 V 由 10 m/s 增至 15 m/s 时,驻点区 Nu 平均增加的百分比高达 28%,而当速度 V 由 40 m/s 增至 45 m/s 时,驻点区 Nu 平均增加的百分比只有 5%.这是因为随着速度的增大,流体冲击到换热面上时,造成的压力损失也在不断增大,损失的能量最终以热量的形式传入系统,所以随着速度的增加,系统散热效果的增加幅度越来越小.

3.4 射流倾斜角 α 对散热性能的影响

在喷嘴出口风速 $V=30$ m/s、无因次参数 $\zeta=0.36$、$\psi=5$ 时,本文给出了倾斜角 $\alpha=0°,30°,45°,60°$ 等,换热面上的压强分布,如图 11 所示.

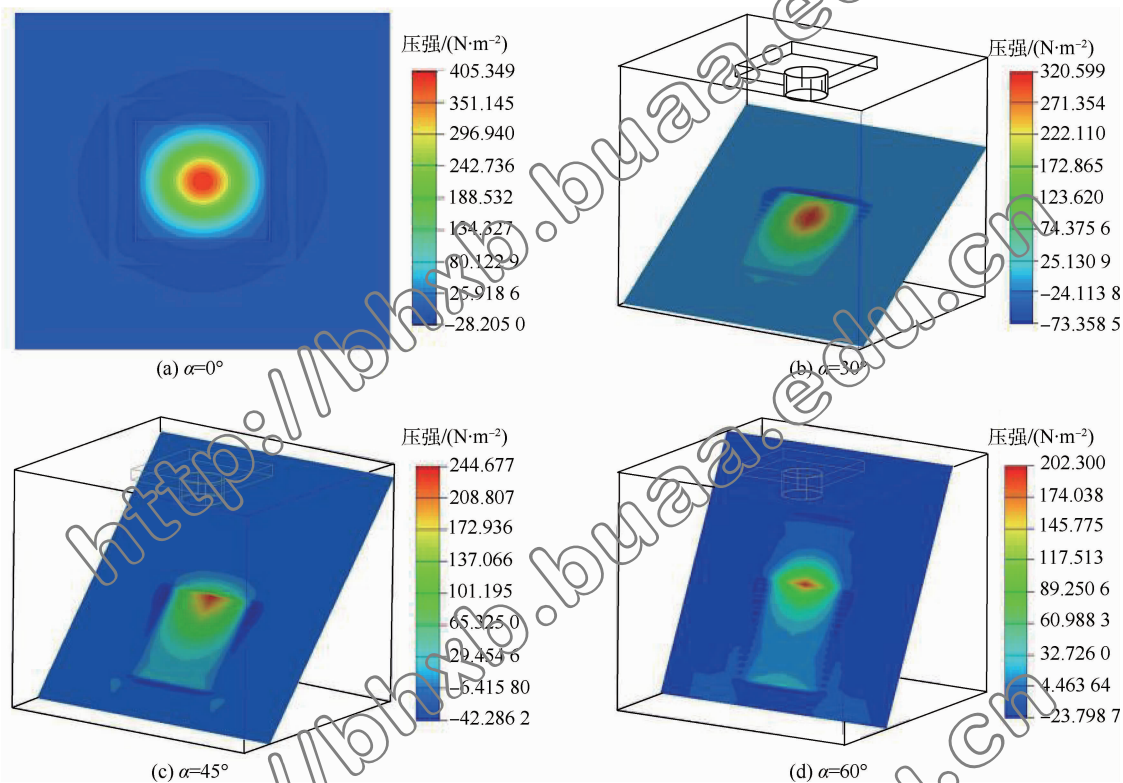


图 11 换热面压强场分布图

Fig. 11 Pressure field of heat surface

可以看出,随着倾斜角 α 的增加,驻点的位置在不断向上坡移动,驻点区的压强在不断降低,射流冲击作用在不断减弱,有效冲击面积在不断缩小,因而系统散热性能在不断降低,其对应的驻点区 Nu 变化情况如图 12 所示,在 $\alpha=0°$ 时,Nu 为 242;而在 $\alpha=60°$ 时,Nu 降为 232.

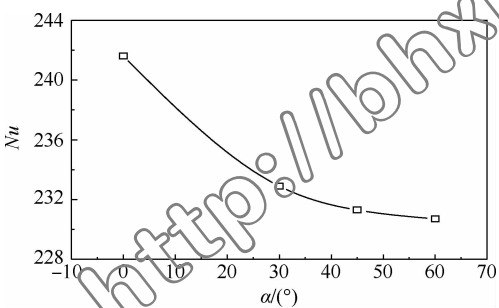


图 12 Nu 随 α 的变化

Fig. 12 Curves of Nu changing with α

4 结 论

本文通过对空气射流强化散热特性的数值模拟研究,得出以下结论:

1) 驻点区的散热系数随直径比 ζ 的增加而增加,但当 $\zeta>0.54$ 时,增加趋势逐渐趋于平缓.

2) 当 $\zeta>0.36$ 时,散热系数随 ψ 的增加单调递减;当 $\zeta\leqslant 0.36$ 时,散热系数呈现出随间距比 ψ 的增大先减小再增大,然后再减小的趋势,在 $\psi=5\sim7$ 的范围内取得极小值,在 $\psi=16\sim22$ 的范围内取得极大值.可据此优化设计喷嘴直径与射流间距.

3) 射流出口速度越大,散热性能越强.但是其负面影响为压力损失也在不断增加.所以在射流散热设计时要均衡考虑两方面的影响,出口速度最大不要超过 40 m/s.

4) 在其他条件不变时,垂直射流的散热性能要优于其他倾斜角的射流散热.

本文研究为后续空气射流技术应用于星载大功率电子设备地面测试冷却系统优化设计提供了

http://bhxb.buaa.edu.cn

理论基础,也将为对流散热方式在卫星热控方面的使用提供技术参考.

参考文献(References)

[1] Wang A L, Liu L T, Zhao J F, et al. Thermal control system design for high power electronic equipment of satellite during ground tests [C] // International Heat Transfer Symposium, 2014.

[2] 张加迅,李劲东. 气体循环热控技术在卫星热设计中的应用[J]. 宇航学报,2002,23(6):62-67.
Zhang J X, Li J D. The application of thermal control system of gas cycle[J]. Journal of Astronautics, 2002, 23(6): 62-67(in Chinese).

[3] Zu Y Q, Yan Y Y. Numerical study on stagnation point heat transfer by jet impingement in a confined narrow gap[J]. Journal of Heat Transfer, 2009, 131(9): 1-4.

[4] Zhang Y, Fan J Y, Liu J. Numerical investigation based on CFD for air impingement heat transfer in electronics cooling[C] // 2005 Conference on High Density Micro system Design and Packaging and Component Failure Analysis. Piscataway, NJ: IEEE Press, 2005: 1-5.

[5] Yang Y T, Wei T C, Wang Y H. Numerical study of turbulent slot jet impingement cooling on a semi-circular concave surface [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 54(1-3): 482-489.

[6] Huang C H, Chen Y H, Li H Y. An impingement heat sink module design problem in determining optimal non-uniform fin widths[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 67: 992-1006.

[7] Huang C H, Chen Y H. An impingement heat sink module design problem in determining simultaneously the optimal non-uniform fin widths and heights[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 73: 627-633.

[8] Yang Y T, Lin S C, Wang Y H. Numerical simulation and optimization of impingement cooling for rotating and stationary pin-fin heat sinks[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2013, 44: 383-393.

[9] Mayeety J G, Jung H H. Design of an optimal pin-fin heat sink with air impingement cooling[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2000, 27(2): 229-240.

[10] 涂福炳,周孑民,曾文辉. 空气冲击射流下柱鳍热沉散热特性实验研究[J]. 湖南科技大学学报:自然科学版,2008,23(2):41-46.
Tu F B, Zhou J M, Zeng W H. Experiment study on characteristic of air jet impingement cooling system for pin fin heat sink [J]. Journal of Hunan University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2008, 23(2): 41-46(in Chinese).

[11] Martin H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces [J]. Advances in Heat Transfer, 1977, 8(13): 1-60.

[12] 顾维藻. 强化传热[M]. 北京:科学出版社,1990:189-208.
Gu W Z. Heat transfer enhance[M]. Beijing: Science Press, 1990: 189-208(in Chinese).

Characteristic of air jet impingement cooling performance for electronic equipment of satellite

LIU Liangtang, WANG Anliang*

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

Abstract: On the base of the preparative stage of ventilation control system design for high power electronic equipment of satellite during ground tests, the study on optimization design of the cooling performance was done, and the numerical simulation was carried out on air jet impingement cooling system with different structural parameters. Results show that the diameter of nozzle, the distance between nozzle and heat surface, the air jet inclination angle and jet velocity directly affect the performance of the cooling system. And the optimization design results on the quantitative non dimensional parameters are analyzed. The study can be used to optimize heat dissipation for electronic equipment with a heat-flux density of about 1 kW/m^2, and provide a reference for convection thermal control system design and ground tests for high-power electric equipment of satellite.

Key words: high power electronic equipment; satellite; ventilation cooling; air jet; optimization design

http://bhxb.buaa.edu.cn