

文章编号: 1000-8055(2008)05-0845-06

微小交错流道散热块传热性能

邹江¹, 彭晓峰¹, 颜维谋²

(1. 清华大学 相变与界面传递现象实验室, 北京 100084;

2. 台湾华梵大学 机电工程系, 台湾 台北 223)

摘 要: 实验研究微小交错流道散热块的传热性能以及热阻系数. 随着 Re 数增加, 交错流道与直通流道内流动换热性能均会升高, 前者的变化更加显著, 对流热阻系数与 Re 数接近指数关系; 相同 Re 数条件下, 交错流道对流热阻系数约比直通流道下降 18%. 散热块底面温度分布明显不一致, 流体轴向温升对温度分布影响显著, 温度在空间与时间上均有波动; 预测交错流道在 Re 数为 700 左右开始发生流动转捩.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 交错流道; 传热强化; 热阻系数; 散热块

中图分类号: TK124

文献标识码: A

Thermal performance of staggered mini duct heat sinks

ZOU Jiang¹, PENG Xiao-feng¹, YAN Wei-mou²

(1. Laboratory of Phasechange and Interfacial Transport Phenomena,
Tsinghua University, Beijing 100084, China;

2. Department of Mechatronic Engineering,
Huafan University, Taipei 223, Taiwan, China)

Abstract: Experimental investigation was conducted to study the thermal performance and thermal resistance factor of staggered mini duct heat sinks. With Reynolds number increasing, the performance of both staggered ducts and straight ducts are improved, and the former is more evident and significant. The thermal resistance factor has an exponential relation with Re ; and at the same Re , the factor of staggered ducts is about 18% lower than that of straight ducts. The temperature profile of heat sink bottom is distinctly non uniform, mainly caused by the fluid temperature rise along the flow, and it fluctuates spatially and temporally. The flow in staggered ducts would lose its stability at about Re 700, much lower than normal cases.

Key words: aerospace propulsion system; staggered duct; heat transfer enhancement; thermal resistance factor; heat sink

目前, 散热块的应用日益广泛, 从传统 CPU 散热, 到正引起高度重视的航空航天电子器件、LED 灯、通信机站散热等, 热流密度已达到 10^7 W/m^2 甚至更高^[1-3]. 它把热量从发热端传到空气或冷却液中, 热阻主要在流体对流换热侧. 微小流道流动换热是散热块的主要传热方式, 显然, 其过

程特性的研究对于强化器件性能与优化设计具有重要意义, 同时也有益于诸如板翅式换热器、叶片冷却等紧凑换热方式的设计.

交错流道是一种应用较广的传热强化结构, 属于一种周期性的结构, 由多排平行短通道组成, 通过流道的间断与交错布置破坏了热边界层的发

收稿日期: 2007-04-25; 修订日期: 2007-07-02

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(50636030)

作者简介: 邹江(1979-), 男, 浙江嵊州人, 博士生, 主要从事传热传质研究.

展,具有显著的传热强化效果.半个世纪前就有研究者对交错流道的对流换热性能进行分析,比如 Kays 和 London^[4]的工作中就有涉及.他们测试了板翅式换热器中几种锯齿型流道的流动与换热性能,其中就包括交错的流道. Sparrow, Liu 等^[5]通过稳态流动的数值计算分析,研究了交错流道、顺排流道与直通流道换热器的压降、换热特征,发现对相同的流速与换热面积,交错流道、顺排流道的换热效率均远高于直通流道,同时它们的压降均高于后者.

已有研究主要针对微小流道对流传热整体性能,而关于散热块这种固体导热、对流传热耦合过程的细致实验研究很少.本文从热阻着手分析微小流道换热器件的换热特征,设计实验系统,探讨散热块的换热规律.

1 传热分析

散热块往往由底板与肋片构成,肋片构成流道,流道一般具有一个毫米数量级的水力直径,属于微小流道范畴.图 1 为一种肋片交错排布的散热块简化图,交错肋片构成交错流道.方便起见,可抽取一单元体进行分析,所研究的散热块截面如图 2 所示,上表面为绝热条件,左右表面为周期性边界,底面为等热流条件.

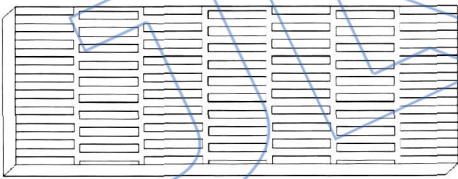


图 1 交错流道散热块微小流道模型
Fig. 1 Staggered mini duct model of heat sink

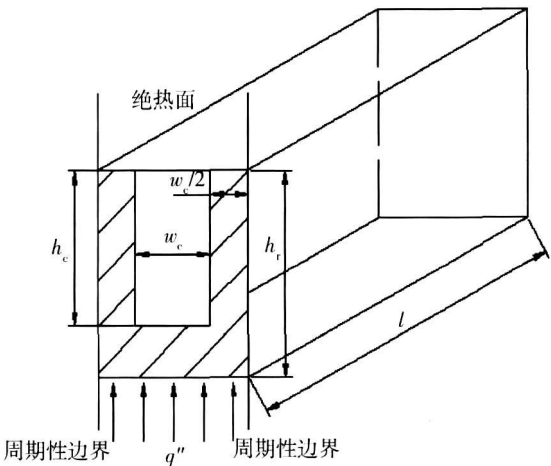


图 2 散热块单元体截面
Fig. 2 Cross section of heat sink unit

为使认识散热块的传热规律以及使研究结果具有一定通用性,并指导数值计算及实验数据的整理,先讨论相似原理在散热块的稳态换热过程的应用.一般要求几何相似、边界条件相似、 Re 数、 Pr 数相同.散热块涉及固体导热与流体换热的耦合,稳态过程固体内部传热方程涉及固体导热系数 κ ,单值性条件要求固体与流体的导热系数比值 κ_s/κ_f 相等.

分析壁面对流换热性能一般采用无量纲参数 Nu 表征,定义为

$$Nu = \frac{hD_h}{\kappa_f} \tag{1}$$

其中 h 为壁面换热系数.

$$h = \frac{q''}{T_w - T_{bulk}} \tag{2}$$

式中, q'' , T_w , T_{bulk} 分别为加热密度、壁面温度和流体主流温度.对散热块,通常关心底面温度相对进口流体温度的差异,单考虑壁面换热不能直观反映整体性能,为此把底面与进口流体温差作为参考量;另外,由于底面与进口流体的温差由多个因素引起,采用热阻的概念可便于分别考察各个因素的影响,定义无量纲参数—热阻系数 C_h 以表征散热块的换热性能

$$C_h = \frac{(T_b - T_{in})\kappa_l}{q''D_h} \tag{3}$$

其中 T_b , T_{in} 为散热块底面、流道进口流体温度.底面温度往往不一致,因而有平均热阻系数与局部热阻系数之分,分别可以表示为

$$C_{h,m} = \frac{(T_{b,m} - T_{in})\kappa_l}{q''D_h} \tag{4}$$

$$C_{h,local} = \frac{(T_{b,local} - T_{in})\kappa_l}{q''D_h} \tag{5}$$

其中 $T_{b,m}$, $T_{b,local}$ 分别为底面平均温度与底面局部温度, D_h 是流道水力直径

$$D_h = \frac{4A}{P} \tag{6}$$

式中, A , P 分别为流道截面积与湿周. Re 数的定义为

$$Re = \frac{u_m D_h}{\nu} \tag{7}$$

局部热阻系数可认为由三部分组成,即固体导热热阻系数、固液界面对流换热热阻系数以及流体轴向温升热阻系数.

$$C_{h,local} = \frac{(T_{b,local} - T_{in})\kappa_l}{q''D_h} = C_{h,cond} + C_{h,conv} + C_{h,t} \tag{8}$$

固体导热热阻系数由底板导热热阻引起的,可表

示为

$$C_{h,cond} = \frac{q''(h_r - h_c)}{K_s} \frac{K_l}{q''D_h} = \frac{(h_r - h_c)}{D_h} \frac{K_l}{K_s} \quad (9)$$

固液界面对流换热热阻系数由流道对流换热热阻引起,往往是最主要的一部分,可表示为

$$C_{h,conv} = \frac{1}{h_w[2\eta_{fin}h_c/(w_c + w_r) + w_c/(w_c + w_r)]} \frac{K_l}{D_h} = \frac{1}{Nu[2\eta_{fin}h_c/(w_c + w_r) + w_c/(w_c + w_r)]} \quad (10)$$

式中 η_{fin} 为肋片效率, w_c, h_c, w_r 分别为流道宽度、流道高度与肋片宽度. 流体温升热阻系数是流体被加热升温引起的,可表示为

$$C_{h,f,local} = \frac{q''(w_c + w_r)L_{local}}{\rho_p w_c \cdot h_c \cdot u_m} \frac{K_l}{q''D_h} = \frac{L_{local}(w_c + w_r)}{RePr \cdot h_c \cdot w_c} \quad (11)$$

$$C_{h,f,m} = C_{h,f,local}/2 = \frac{L(w_c + w_r)}{2RePr \cdot h_c \cdot w_c} \quad (12)$$

其中 u_m 是流道平均流速. 流体温升热阻由流体温升引起,但温升热阻系数跟温升大小无关,由 $RePr$ 与流程长度决定其大小. 温升热阻系数在小流道与微流道换热中往往起着比较明显的作用,这也是散热块或紧凑式换热器采取迎风面积大、流程短的主要原因.

2 实验研究

2.1 实验装置

微小流道散热块传热实验装置主要分微小流道实验段、加热装置、流动回路和采集系统四部分,见图 3.

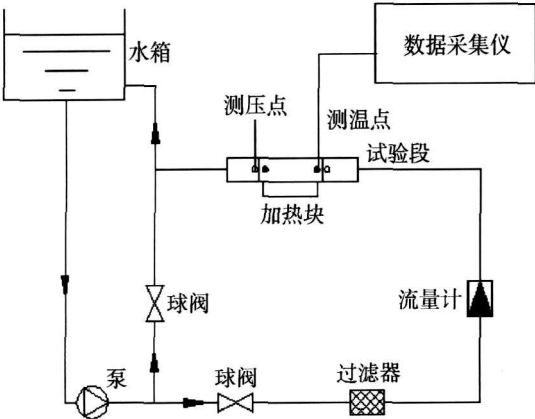


图 3 实验装置图

Fig. 3 Experimental system

数据采集系统为 Keithley2700 多通道测量系统,半径为 0.3 mm 的 T 型热电偶测量散热块

底面及进出口温度,精度 0.2 K. 采用红外热像仪测量加热块底面的温度分布,热敏感度为 0.08 °C,精度为 2 °C,采集最高频率 50 Hz. 流量测量采用转子流量计,相对偏差 2%,采用称重法进行校准.

交错流道试验段由铝材加工而成,导热系数约为 200 W/(m · K),结构见图 4,分为进口、出口及交错流道三个区. 交错流道区采用周期性交错结构,肋片尺寸 10 mm × 1 mm × 3 mm,单排 15 片肋,双排 14 片,共 7 排,排间距 2 mm.

于是散热块的导热热阻系数

$$C_{h,cond} = \frac{(h_r - h_c)K_l}{D_h K_s} \approx 0.0025 \quad (13)$$

流体轴向温升热阻系数

$$C_{h,f,m} = \frac{L(w_c + w_r)}{2RePr \cdot h_c \cdot w_c} \approx 34/(RePr) \quad (14)$$

进口与出口区采用均匀流量分配结构. 对图 4(a) 进行二维计算,以运动粘度为 $1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 、密度 $1.0 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 的水为工质,总流量为 21 kg/s,则交错流道进出口的流量分布如图 5. 显然,流量分配结构可很好地保证交错流道进出口流量偏差不超过 5%,具有较高均匀性.

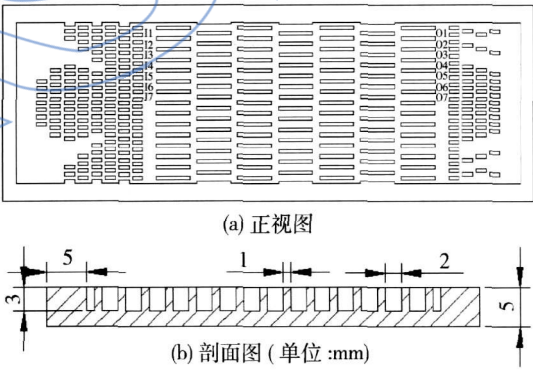


图 4 交错流道实验段

Fig. 4 Staggered duct test section

考虑对比分析,也进行了直通流道的实验测试,实验段见图 6,肋片尺寸 82 mm × 1 mm × 3 mm,间距与交错流道相同,共 15 片肋.

如图 7(a),加热块为黄铜块,含 4 个圆柱加热筒,单个额定功率 200 W (220 V),焦耳热从加热筒通过黄铜块传向通道实验段底面. 加热块在实验段上加热位置如图 7(b),用夹具把加热块与散热块夹紧,以减少接触热阻.

2.2 不确定性分析

实验中主要的测量参数有几何参数、温度、流量与加热功率,重要导出参量为 Re 与热阻系数

C_h . 几何参数偏差为 0.01 mm, 流量测量相对偏差 2%, 温度不确定度为 0.2 K, 加热功率相对偏差 3%.

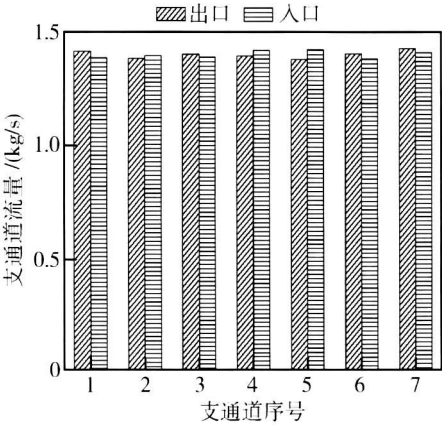


图 5 二维交错流道进出口的流量分配图
Fig.5 Mass rate distribution

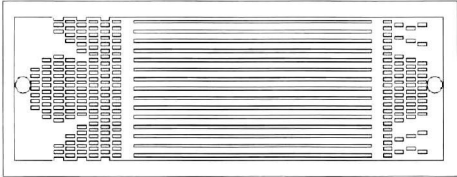


图 6 直通流道实验段
Fig.6 Straight duct test section

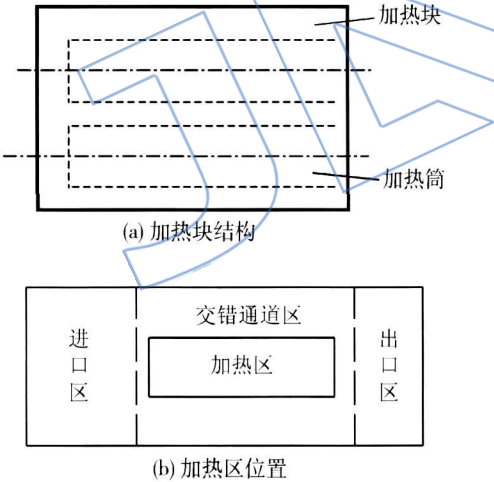


图 7 加热块结构与布置
Fig.7 Heater structure and layout

热阻系数相对偏差为

$$\frac{\delta C_h}{C_h} = \sqrt{\left[\frac{\delta(T_b - T_{in})}{T_b - T_{in}} \right]^2 + \left(\frac{\delta q}{q} \right)^2 + \left(\frac{\delta D_h}{D_h} \right)^2} = 3.68\% \tag{15}$$

2.3 实验结果与分析

进行多种流量下的测试, 每种流量下用至少

三种不同加热密度进行实验, 计算所得平均热阻值. 经实验测定, 交错流道与直通流道热阻系数 C_h 如图 8 所示. 显然, C_h 随着 Re 数的增加而减小, 相同 Re 数下交错流道热阻系数要低于直通流道. 根据式(8), (13), (14), 得到相应的对流热阻系数, 如图 9 所示. 根据实验结果呈现出的变化规律, 采用指数形式拟合交错流道和直通流道的换热实验数据. 如图 9, 交错流道换热公式拟合为

$$C_{h, conv} = 0.35 Re^{-0.29} \tag{16}$$

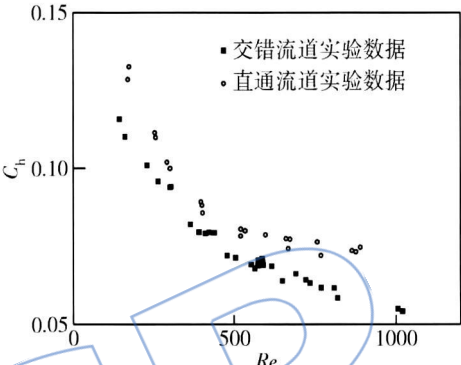


图 8 交错流道与直通流道热阻系数
Fig.8 Thermal resistance factor in staggered and straight ducts

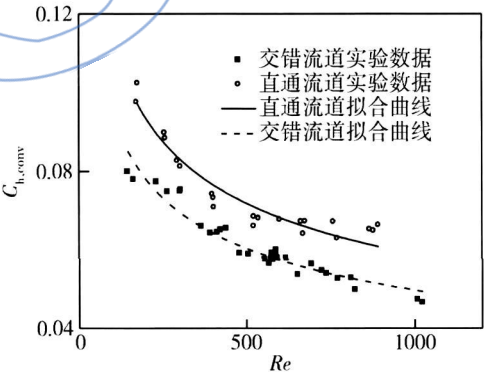


图 9 交错流道与直通流道对流热阻系数
Fig.9 Convection thermal resistance factor in staggered and straight ducts

设定指数不变, 拟合得直通流道换热公式

$$C_{h, conv} = 0.43 Re^{-0.29} \tag{17}$$

对比上面二个拟合关系式, 非常清楚, 交错流道对流热阻系数约比直通流道小 18%. 进一步分析实验数据发现(如图 10), 交错流道热阻系数在 Re 为 700 后的变化趋势与按稳定流动预测的变化有显著偏差, 其中后者根据相应的数值预测结构.

除了交错流道区的流道结构不同外, 交错流道散热块具有与直通流道完全相同的结构, 两者实验条件也完全一致, 有理由推测, 引起交错流道在稍大 Re 数下热阻偏小的原因, 很可能是流动

的提前转捩, 即当 Re 数增加到 700 左右时, 交错流道内流动开始失稳, 流动的扰动加强了对流换热, 从而降低热阻系数, 改善冷却块的换热性能.

散热块壁面温度分布是体现散热块热性能的一个重要方面, 同时也影响整体换热能力, 实验中利用红外热像仪获取散热块底面温度分布信息. 散热块底面中加热块直接接触的区域无法观察, 这里通过分析边缘区域的分布来反推它的温度场.

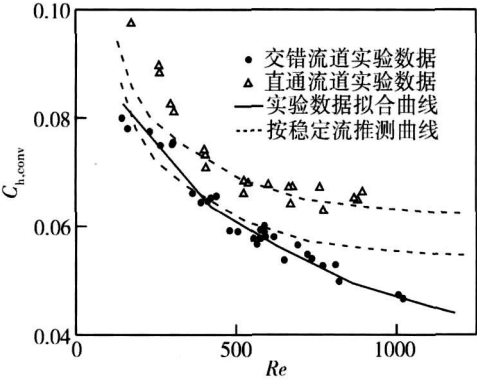


图 10 对流实验数据与稳定流间的偏差
Fig. 10 Comparison of experimental and predicted results

图 11 为 Re 数约 500、加热功率约 150 W 时交错流道加热块底面的温度场分布, 不同颜色深度标注了四个温度区域, 图 12、图 13 分别为图 11 中横向、纵向虚线所在位置的温度. 显然, 在横向上, 底面局部温度随与加热块距离的增加而减小, 斜率逐渐减小, 变化趋势接近指数函数形式, 两端温度相差约 5 K, 见图 12.

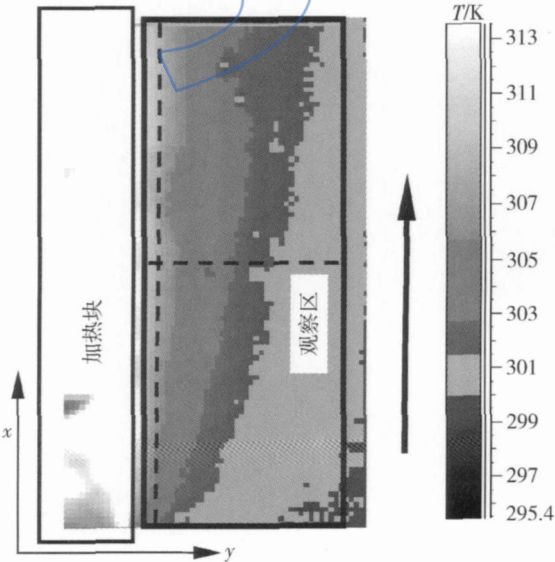


图 11 交错流道散热块底面温度分布
Fig. 11 Temperature contour on the bottom of staggered heat sink

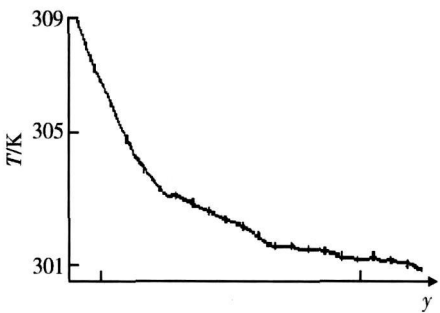


图 12 底面横向温度分布
Fig. 12 Transverse temperature profile

在纵向上, 如图 11 与图 13, 总的来说, 局部温度沿轴向逐渐上升, 前面区域上升速度较快, 后面区域较慢, 甚至出现下降. 这主要是流体轴向温升与散热块进口区、出口区散热综合的结果. 进一步分析可以发现, 纵向温度分布在空间上有微小的波动, 在两排肋片间的混合区附近, 温度出现较一致的下降, 如图 13, 这主要是局部热阻系数沿轴向波浪式升高的结果. 在时间上, 温度也出现波动, 这既有仪器测量的原因, 也可能有流动换热本身不稳定的因素.

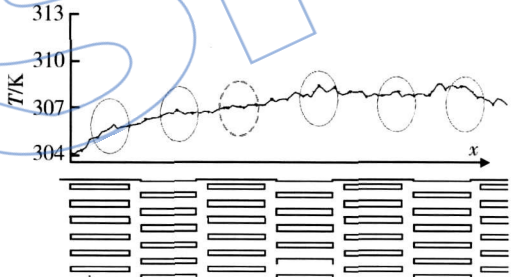


图 13 底面轴向温度分布
Fig. 13 Longitudinal temperature profile

3 结 论

通过实验研究分析散热块的换热性能. 热阻系数作为表征换热性能的无量纲参数, 适于散热块的分析, 由三部分组成, 即壁面对流热阻系数、流体温升热阻系数与底板导热热阻系数.

随着 Re 数增加, 直通流道与交错流道内流动换热性能均会升高, 后者的变化更加显著, 对流热阻系数与 Re 数接近指数关系; 相同 Re 数条件下, 交错流道流动换热性能高于直通流道, 对流热阻系数约下降 18%.

红外热像图揭示散热块底面明显不一致的温度分布, 流体轴向温升对温度分布影响显著; 温度在空间与时间上均有波动.

交错流道在 Re 数为 700 左右后的热阻系数

变化与稳定流动下推测结果有明显偏差,可能在此处开始发生流动转捩.

参考文献:

[1] 李腾, 刘静. 芯片冷却技术的最新研究进展及其评价[J]. 制冷学报. 2004(3): 22-32.

LI Teng, LIU Jing. Latest research advances and assessment of chip cooling techniques[J]. Journal of Refrigeration, 2004 (3): 22-32.

[2] Shah R K, London A K. Laminar flow forced convection in

ducts[M]. New York: Academic Press, 1978.

[3] Tuckerman DB, Pease R F W. High performance heat sink for VLSI[J]. IEEE Electron Dev. Lett, 1981, 2: 126-129.

[4] Kays W M, London A L. Compact heat exchangers[M]. New York: McGraw-Hill, 1984.

[5] Sparrow E M, Liu C H. Heat transfer, pressure drop, and performance relationships for inline, staggered, and continuous plate heat exchanger[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1980, 22: 1613-1625.

