

电子芯片冷却用微管道散热器的换热性能分析

董 涛¹, 侯丽雅¹, 朱 丽¹, 章维一¹, 杨朝初²

(1. 南京理工大学机械工程学院, 江苏南京 210094; 2. 西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 陕西西安 710049)

摘 要: 在对电子芯片内部冷却用的微管道散热器进行传热性能分析时, 现有分析方法大都仅能在假设微管道下壁上的热载荷处于均匀分布时适用. 当微管道下壁上的热载荷处于任意分布情况时, 利用文中设计的有限元分析法可对微管道散热器的传热性能进行分析. 在微管道下壁上的热载荷处于不同的分布情况下, 利用伽辽金有限元公式计算了微管道散热器中的微管道表面温度分布、流体温度分布及散热器总热阻等; 通过与现有的分析方法所得结果进行对比: 在对热载荷均匀分布状态下的微管道散热器进行传热性能分析时, 有限元方法完全可作为 CFD (Calculated Fluid Dynamics) 法的一种替代, 且使用有限元方法对微管道散热器进行传热分析时的运算更为快捷. 当微管道下壁上的热载荷处于任意非均匀分布状态时, 利用文中设计的有限元分析法仍可有效地对微管道散热器的传热性能进行分析; 因此有限元分析法也可用于研究微管道散热器的几何参数对散热器传热性能的影响.

关键词: 微系统; 散热器; 有限元

中图分类号: TH297 **文献标识码:** A **文章编号:** 0372-2112 (2003) 05-0737-05

Analysis of Heat Transfer Performance about Microchannel Heat Sinks for Electronic Equipment Cooling

DONG Tao¹, HOU Li-ya¹, ZHU Li¹, ZHANG Wei-yi¹, YANG Chao-chu²

(1. School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science & Technology, Nanjing, Jiangsu 210094, China;

2. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shaanxi 710049, China)

Abstract: In the Study of performance of heat transfer in microchannel heat sinks used for cooling electronic chips, the available methods mostly assume microchannel sinks with uniform heat flux distribution. Finite element method, which can analyze microchannel heat sinks with non-uniform heat flux distribution, is presented. Compared with the results derived from existing methods for instance massive Calculated Fluid Dynamics calculations, in spite of arbitrary heat flux distribution occurred, heat transfer performance about microchannel heat sinks can be analyzed efficiently and more rapidly by the finite element method presented in this paper. A Galerkin finite element formulation has been used to predict the surface temperature, the fluid temperature and the total thermal resistance of the microchannel heat sinks with different heat flux distribution, finite element method is used to study the effect of geometrical parameters on the performance of the microchannel heat sinks at last.

Key words: micro system; microchannel; finite element method

1 引言

目前, 电子系统朝微型化方向发展的速度越来越快, 电子芯片的可靠性主要取决于其内部组件本身及组件间的温度高低. 微管道由于具有很高的传热系数, 因此可利用其设计电子芯片内部冷却用的水冷式散热器.

Tuckerman 和 Pease^[1]首次将微管道刻蚀在 VLSI (Very Large Scale Integration) 硅芯片的背部并在其顶部装上盖板, 冷却液就密封在微管道内, 并以此来构造一种新型的微管道散热器. Samalam 等人^[2]通过一系列假设、简化后, 得到了一个可描述微管道散热器中对流传热问题的准二维非线性微分方

程; 通过求解该方程, 即可得出具有最小散热器热阻的微管道优化尺寸. 在散热器底部的热载荷均匀分布的条件下: Arel 和 Haim 等人^[3]用共扼法分别分析了微管道散热器中硅衬底表面与微管道内流体的温度场分布, 并在此基础上提出了一种微管道几何尺寸的优化算法; Leng^[4]利用商用的 FLUENT 软件分析了微管道中的传热和流动问题, 给出了当散热器总热阻被表达为冷却液流量的函数时, 微管道、翅片及衬底 3 者的几何参数对总热阻的影响. 作者发现, 在对微管道散热器的传热性能进行分析时: (1) 现有的分析方法大都假设散热器底部的热载荷处于均匀分布, Haim 等人^[3]虽然提及利用对流导热耦合算法有可能处理热载荷任意分布时的情况, 可是经文献

收稿日期: 2002-05-27; 修回日期: 2002-12-06

基金项目: 国家十五 863 计划 (No. 2001AA42322); 博士学科点专项科研基金 (No. 20010288013); 江苏省高技术研究计划 (No. BG2001023)

检索,并未有后续研究报道。(2)分析微管道散热器中的传热问题时,须考虑沿微管道纵向及沿翅片高度方向上的热传递。

下文将针对微管道下壁的热载荷处于均匀分布和非均匀分布两种情况时,分别使用有限元方法对微管道散热器中的管道表面温度、流体温度及总热阻进行计算;并将所得结果与 Tuckerman 和 Pease^[1]、Samalarn^[2]、Arel 和 Haim 等人^[3]的分析、实验结果进行了对比。

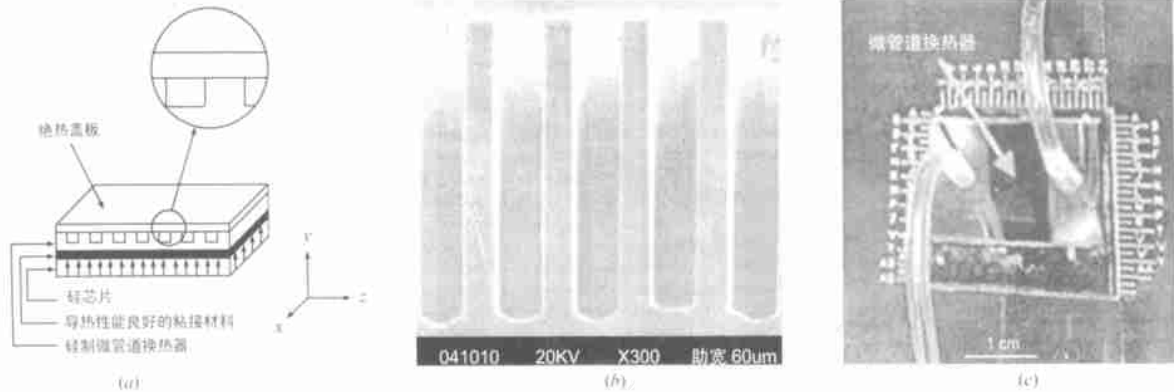


图1 电子芯片冷却用的微管道散热器结构

为求解传热微分方程的数值解,首先应将求解空间离散化,故此处可将微管道沿长度方向离散为一系列有限元素。图2(a)所示为微管道散热器的离散模型,其中的微管道散热器已被离散为若干个有限元素,将元素1从中取出,如图2(b)所示^[5],此即为一个标出了节点与传热方式的有限元素,该有限元素利用4个节点来描述元素中的单面管壁。在两面竖直侧壁上,热传导有两个传递方向(x 向与 y 向)。底墙(1,2,8,7)从热源接收热量,并分别直接地从底壁及间接地从侧壁将热量对流散发至冷却液。假定热载荷均衡地分布在底墙下表面4角的4个节点处(若热载荷非均衡,则4个节点处将接收到不等的热载荷)。

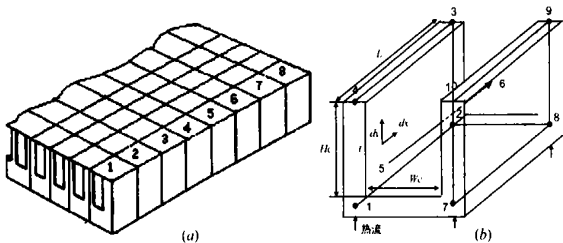


图2 (a)微管道散热器的离散模型;(b)单个有限元素

2.1 平衡条件与有限元计算

对图2(b)所示的有限元素1,若考虑包括传导及对流传热方式在内的能量平衡。并设:在有限元元素块1中,微管道内的流体温度以 $T_{1,f}$ 表示;节点 i 处的温度以 T_i 表示, $i=1,2,\dots$;管壁(1,2,7,8)、(1,2,3,4)、(7,8,9,10)的温度分别以 $T_{1,7}$ 、 $T_{1,3}$ 、 $T_{7,9}$ 表示, k 为热传导率, h_c 为传热系数, H_c 为微管道高度, $\dot{m}$ 表示冷却液质量流量, c_p 表示冷却液的定压比热容, w_c 为微管道宽度。则可得到准则方程:

$$k \frac{\partial^2 T_{1,3}}{\partial x^2} + k \frac{\partial^2 T_{1,3}}{\partial y^2} - \frac{h_c}{t} (T_{1,3} - T_{1,f})_L = 0 \quad (1)$$

2 分析方法

硅制的电子芯片冷却用微管道散热器的结构如图1(a)。作者在硅晶片上刻蚀了一系列平行的矩形截面的微管道,其扫描电镜显微照如图1(b)。各微管道由翅片隔开且上方加有一块耐热玻璃制成的盖板,盖板、翅片阵列可将冷却液封闭在微管道内,封装好的微管道换热器应如图1(c)。

$$k \frac{\partial^2 T_{7,9}}{\partial x^2} + k \frac{\partial^2 T_{7,9}}{\partial y^2} - \frac{h_c}{t} (T_{7,9} - T_{1,f})_R = 0 \quad (2)$$

$$\dot{m} c_p \frac{dT_{1,f}}{dx} - h_c H_c (T_{1,3} - T_{1,f})_L - h_c H_c (T_{7,9} - T_{1,f})_R - h_c W_c (T_{1,7} - T_{1,f})_B = 0 \quad (3)$$

若对流传热的驱动温度差:($T_{1,3} - T_{1,f})_L$ 、($T_{7,9} - T_{1,f})_R$ 、($T_{1,7} - T_{1,f})_B$ 均为管壁各节点的平均温度与管内流体的平均温度差^[5],则:

$$(T_{1,3} - T_{1,f})_L = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 T_i - \frac{1}{2} \sum_{j=5}^6 T_j \quad (4)$$

$$(T_{7,9} - T_{1,f})_R = \frac{1}{4} \sum_{i=7}^8 T_i - \frac{1}{2} \sum_{j=9}^{10} T_j \quad (5)$$

$$(T_{1,7} - T_{1,f})_B = \frac{1}{4} (T_1 + T_2 + T_7 + T_8) - \frac{1}{2} \sum_{j=9}^{10} T_j \quad (6)$$

$T_{1,f}$ 可用线性逼近法计算^[5]:

$$T_{1,f} = N_5 T_5 + N_6 T_6 \quad (7)$$

其中 N_5 和 N_6 为线性元素的形状函数^[5]:

$$N_5 = 1 - x/L, N_6 = x/L \quad (8)$$

在有限元素中,壁(i, j, k, l)的温度 $T_{i,j}$ 可用描述该管壁的4个节点处的节点温度来逼近^[5]:

$$T_{i,j} = N_i T_i + N_j T_j + N_k T_k + N_l T_l \quad (9)$$

其中 N_i, N_j, N_k 与 N_l 分别表示管壁的4个节点 i, j, k 和 l 处的形状函数,分别为:

$$N_i = 1 - \frac{s_i}{H_c} - \frac{t_i}{L} + \frac{s_i t_i}{L H_c}, N_j = \frac{s_i}{H_c} - \frac{s_i t_i}{L H_c}, N_k = \frac{s_i t_i}{L H_c}, N_l = \frac{t_i}{L} - \frac{s_i t_i}{L H_c} \quad (10)$$

在式(10)中, (s, t)表示各节点处的局部坐标。利用式(9)分别求出管壁温度 $T_{1,7}$ 、 $T_{1,3}$ 、 $T_{7,9}$,3者中的最大值即为元素块1的最高壁温 $T_{\max}^{(1)}$ 。将方程(1)、(2)与(3)进行伽辽金加权

剩余积分,即可得到图 2(b) 中有限元元素 1 的完整代数方程^[5],其矩阵形式见式(11):

$$\begin{bmatrix} C_1 & C_2 & C_3 & C_4 & -2c & -2c & 0 & 0 & 0 & 0 \\ C_2 & C_1 & C_4 & C_3 & -2c & -2c & 0 & 0 & 0 & 0 \\ C_3 & C_4 & C_1 & C_2 & -2c & -2c & 0 & 0 & 0 & 0 \\ C_4 & C_3 & C_2 & C_1 & -2c & -2c & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_1 & K_1 & U & U & K_2 & K_3 & K_1 & K_1 & U & U \\ K_1 & K_1 & U & U & K_2 & K_3 & K_1 & K_1 & U & U \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2c & -2c & C_1 & C_2 & C_3 & C_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2c & -2c & C_2 & C_1 & C_4 & C_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2c & -2c & C_3 & C_4 & C_1 & C_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2c & -2c & C_4 & C_3 & C_2 & C_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \\ T_7 \\ T_8 \\ T_9 \\ T_{10} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ p_7 \\ p_8 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

将方程式(11)中等号左边的系数矩阵记为有限元元素 1 的元素矩阵,其中: L 为微管道长度; t 为半翅片厚度值; q_i 表示节点 i 处热通量,此处 i 分别等于 1,2,7,8; $c = h_c L H_c / 16$; $K_1 = U + W$; $W = -h_c \tilde{\omega} L / 8$; $U = -h_c L H_c / 8$;

$$p_1 = \frac{q_1}{4} \cdot A; p_2 = \frac{q_2}{4} \cdot A; p_7 = \frac{q_7}{4} \cdot A; p_8 = \frac{q_8}{4} \cdot A;$$

$$C_2 = -tkH_c / 3L + tL / 6H_c + c; C_3 = -tkH_c / 6L - tL / 6H_c + c;$$

$$C_4 = tkH_c / 6L - tL / 3H_c + c; C_1 = tkH_c / 3L + tL / 3H_c + c;$$

$$K_2 = -2(2U + W) - \dot{m}C_p / 2; K_3 = -2(2U + W) + \dot{m}C_p / 2$$

图 2(b) 所示的有限元元素 1 中共有 10 个节点,因此它的有限元元素矩阵是一个 10×10 的矩阵(见式(11)). 将描述微管道的各有限元元素矩阵依次地顺序存储,即可获得 Lewis 和 Segerlind^[6]等人所描述的全局刚度矩阵. 因此,如果有 8 个元素则全局刚度矩阵中将有 45 个独立节点方程,即此时的全局刚度矩阵是一个 45×45 的矩阵^[5]. 用高斯消元法解该方程组即得到各节点处的壁温及各有限元元素中的冷却液温度.

3 分析过程与结果

3.1 有限元方法的稳定性

有限元方法计算结果的精度取决于所划分的有限元元素的数目 N . 虽然有限元元素的个数 N 越多计算结果也就越精确,但同时相应的计算时间也随之骤增. 因此,在使用有限元方法之前,应首先根据具体问题确定出可确保有限元方法稳定性的最小有限元元素个数.

为了与 Leng^[4]所得到的 CFD(Calculated Fluid Dynamics) 计算结果进行了比较,作者特设定了与 Leng^[4]相同的微管道几何尺寸和分析条件,并利用有限元方法对散热器中微管道表面的最高温度 $T_{s,max}$ 进行了计算,如式(12):

$$T_{s,max} = \max\{T_{max}^{(1)}, T_{max}^{(2)}, \dots, T_{max}^{(N)}\} \quad (12)$$

式(12)中, $T_{max}^{(i)}$ 表示有限元元素块 i 的最高壁温. 在此处的计算中,作者与 Leng^[4]同样地设热载荷均匀分布在各元素上,即各元素底壁的 4 个节点各自接收了分布在该元素上总热载荷的 $1/4$. 表 1 给出了采用不同的有限元元素个数 N 时,利用有限元方法计算得到的微管道表面最高温度 $T_{s,max}$. 从表 1 中可发现当 $N \geq 8$ 时, $T_{s,max}$ 与 N 值无关;而当 $N = 4$ 时, $T_{s,max}$ 的值仅比 $N = 8$ 时的 $T_{s,max}$ 值低 0.02%. 因此,下文计算

都是基于 $N = 8$ 展开的.

用有限元方法计算出的管道表面最高温度和冷却液出口温度分别为 20.006 和 15.16,该结果与 Leng^[4]得到的 CFD 计算结果间的偏差小于 1.4%.

表 1 有限元元素个数 N 不同时的微管道表面最高温度

有限元元素个数 N	微管道表面的最高温度 $T_{s,max} (^{\circ}\text{C})$
1	17.6
2	20.14
4	20.043
8	20.006
16	20.006

3.2 微管道散热器的摩擦因子和传热系数

对微管道散热器传热性能的分析涉及到微管道中冷却液的流态和传热方式. 依据 Tuckerman 和 Pease^[1]等人的实验结果及 Haim 等人^[3]的分析计算结论:由于微管道的长度 L 与其水力直径 D 之比 $L/D \gg 1$,且微管道中流体的雷诺数相对较低: $Re \leq 100$,故而可认为微管道中的流体为层流水力充分发展流^[1,3]. 鉴于此, Haim 等人^[3]已导出了摩擦因子 f 与努谢尔特数 Nu 的计算公式,此处不再赘述.

3.3 总热阻

在微管道散热器中,在 Si 制矩形截面微管道上方加盖的玻璃盖版的导热系数远低于 Si,因此可认为微管道的上表面是绝热的. 而热载荷在微管道下壁的分布可能是均匀的,也可能是非均匀的.

作者运用有限元方法首先计算了热载荷在微管道下壁均匀分布时微管道的总热阻,然后又对微管道的下壁非均匀受热时的情况进行了分析.

3.3.1 热载荷均匀分布 对微管道下壁的热载荷处于均匀分布的情况, Arel 和 Haim^[3]等人已使用共扼法计算了微管道散热器的总热阻 R_{total} ,且已将其共扼法计算结果与 Tuckerman 和 Pease^[1]等人的实验结果及 Samalam 等人^[2]通过解准二维非线性微分方程所得结果进行了对比,为验证微管道散热器有限元方法的可靠性,作者特选定与 Arel 和 Haim^[3]等人相同的分析条件、微管道几何尺寸,并利用有限元法对热载荷均匀分布的微管道散热器进行了分析并求出了总热阻,如表 2 所示.

表 2 有限元方法的计算结果与其他方法所得结果的对比

	Tuckerman 和 Pease ^[1] 实验结果	Samalam ^[2] 计算结果	Arel 和 Haim ^[3] 共扼法计算结果	有限元 计算结果
n	98	95	95	95
$\dot{V}$	8.6	8.6	8.6	8.6
α	6.04	6.04	6.04	6.04
u	5.812	5.995	5.995	5.995
D	85.8	85.8	85.8	85.8
Re	558.05	575	575	575
Nu	6	6.5	未定	7.93
R_{total}	0.062	0.062	0.064	0.0625

微管道散热器的几何尺寸和计算条件为^[5]: (1) 微管道高

度 (H_c): $302\mu\text{m}$; (2) 微管道宽度 (W_c): $50\mu\text{m}$; (3) 半翅片宽度 (t): $25\mu\text{m}$; (4) 微管道长度 (L): 1cm ; (5) 散热器总宽度 (W): 1cm ; (6) 冷却液: 去离子水, 冷却液入口温度 ($T_{f,\text{in}}$): 9°C ; (7) 管道(硅)的热导率 (k_s): $148\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; (8) 冷却液的热导率 (k_f): $0.609\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; (9) 冷却液的动力粘滞系数 (μ): $8.91 \times 10^{-4}\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$; (10) 冷却液的定压比热容 (c_p): $4,179\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; (11) 冷却液密度 (ρ): $997.1\text{kg}/\text{m}^3$; (12) 压力降 (ΔP): 213.7kPa ; (13) 总热通量 (Q): $7.9 \times 10^6\text{W}/\text{m}^2$; (14) 泵送功率 (POW): 1.84W .

在有限元方法中,根据相关公式计算出摩擦因子 f 与努谢尔特数 Nu 后,再结合式(11),即可利用有限元全刚度矩阵求出各元素节点处的温度 T_i . 则微管道散热器的总热阻^[6]可由式(13)得出:

$$R_{\text{total}} = (T_{s,\text{max}} - T_{f,\text{in}}) / (Q \cdot L \cdot W) \quad (13)$$

3.3.2 热载荷非均匀分布 当微管道下壁的热载荷处于非均匀分布情况时,假定有限元元素数目 N 为 8,而分布在各个元素上的热载荷如表 3 所示. 微管道的几何尺寸^[5]为: $H_c = 320\mu\text{m}$, $W_c = 56\mu\text{m}$, $t = 22\mu\text{m}$, $L = 1\text{cm}$, $W = 1\text{cm}$; 而微管道与流体的热物理特性与上一节中计算所用一样;此外 $n = 99$, $D = 0.00009532$, $Q = 1.81 \times 10^6\text{W}/\text{m}^2$, $\Delta P = 102.75\text{kPa}$, $G = 4.7\text{cm}^3/\text{s}$. 利用上文设计的有限元方法同样可对微管道散热器的传热性能进行计算,所得结果与热载荷均匀分布时的对比计算结果见图 4、5.

图 4 所示为在上述 3 种热载荷分布情况下,沿着微管道长度方向散热器底部壁面上每个单元元素的最高温度 $T_{\text{max}}^{(i)}$. 在热载荷均匀分布的情况下(即情况 1),当冷却液入口温度 $T_{f,\text{in}}$ 为 10°C , $T_{\text{max}}^{(i)}$ 从 22.4904°C 变化到 24.33355°C ;而在热载荷非均匀分布的情况下,当 $T_{f,\text{in}}$ 同为 10°C 时,情况 2 的 $T_{\text{max}}^{(i)}$ 从 34.259°C 变化到 15.48635°C ;情况 3 的 $T_{\text{max}}^{(i)}$ 从 13.90905°C 变化到 31.19805°C . 相比之下,在热载荷非均匀分布时的情况 2 下,微管道散热器中的入口处温度较高,这是因为此时第 1 个元素

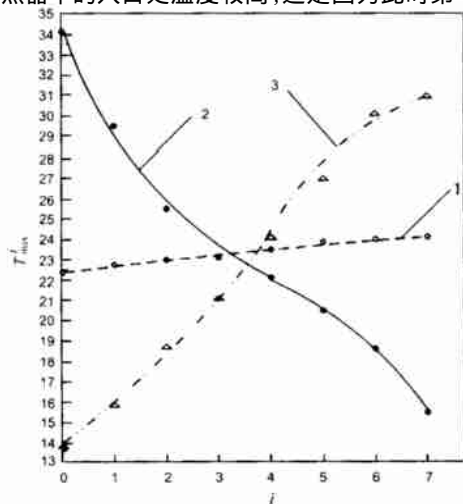


图 4 每个单元元素的最高温度 $T_{\text{max}}^{(i)}$ 的变化: 曲线 1、2 和 3 分别代表热载荷分布情况 1、2 和 3 时的 $T_{\text{max}}^{(i)}$ 变化趋势

上所分配到的热载荷比热载荷分布情况 1、3 时该元素所得热载荷多,见表 3. 同理,由于在热载荷分布情况 3 下,元素 5、6、7、8 上所分配到的热载荷均大于 q ,因此在微管道的后半段,各有限元元素的最高壁温均大于热载荷分布情况 1、2 下的对应值.

表 3 分布在各有限元元素上的热载荷

元素编号	1	2	3	4
1(热载荷均匀分布)	q	q	q	q
2(热载荷非均匀分布)	$2q$	$1.5q$	$1.15q$	$1q$
3(热载荷非均匀分布)	$0.3q$	$0.45q$	$0.7q$	$0.85q$

元素编号	5	6	7	8
1(热载荷均匀分布)	q	q	q	q
2(热载荷非均匀分布)	$0.85q$	$0.75q$	$0.5q$	$0.25q$
3(热载荷非均匀分布)	$1.05q$	$1.3q$	$1.5q$	$1.85q$

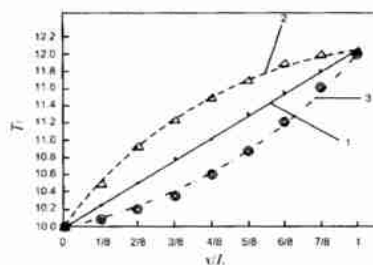


图 5 冷却液温度 $T_{f,i}$ 的变化: 曲线 1、2 和 3 分别代表热载荷分布情况 1、2 和 3 时的 $T_{f,i}$ 变化趋势

图 5 所示为上述 3 种热载荷分布条件下,沿着微管道长度方向冷却液温度 $T_{f,i}$ 的变化情况. 很显然在 3 种热载荷分布状态下,冷却液的温度 $T_{f,i}$ 都是沿流动方向升高的;在微管道末端,3 种热载荷分布状态下的冷却液温度 $T_{8,i}$ 均为 12.1067°C ,这是因为 3 种热载荷分布状态下总的热载荷均为 $8q$. 热载荷均匀分布时,利用有限元方法计算出的微管道散热器的总热阻 R 为 $0.097^\circ\text{C}/\text{W}$;而当热载荷非均匀分布时,计算出的 R 分别为 $0.134^\circ\text{C}/\text{W}$ 、 $0.1337^\circ\text{C}/\text{W}$. 其中在热载荷均匀分布时得到的总热阻 $0.079^\circ\text{C}/\text{W}$ 与 Arel 和 Haim^[3]得到的值相比,误差为 6.76% ,再次证明了有限元方法的有效性. 相对于热载荷均匀分布时的情况,热载荷非均匀分布时的总热阻增加了约 41% .

无论散热器底壁上的热载荷处于何种非均匀分布的情况,均可利用有限元方法对微管道散热器实施类似的计算,以求出在该种热载荷分布下的:各有限元节点处壁温、流体温度及微管道表面的最高温度、总热阻等.

4 结论

本文在不同的热载荷分布情况下,利用伽辽金有限元公式计算了微管道散热器中的管道表面温度分布、流体温度分布与散热器总热阻等.

通过与现有分析方法所得的结果进行对比,证明了当微管道下壁的热载荷处于均匀分布情况时,有限元方法同样可有效地计算出微管道散热器中的管道表面温度分布、流体温度分布及散热器总热阻等;有限元方法完全可作为 CFD 法和共扼法的一种替代。相对于 CFD 法和共扼法而言,有限元方法所需的节点数较少,因此使用有限元方法对微管道散热器进行传热分析时的运算更为快捷。

当微管道下壁上的热载荷处于任意非均匀分布的情况时,仍可利用本文提出的有限元方法对微管道散热器的传热性能进行分析。在总热量相等的前提下,文中利用有限元方法计算了微管道散热器在不同热载荷分布状态下的总热阻,计算结果表明:相对于微管道下壁的热载荷均匀分布时的情况,热载荷非均匀分布时的散热器总热阻增加了 41 %。

有限元方法还可以用来研究微管道散热器的微管道几何参数(如管道高度、管道宽度及翅片厚度等)及其对散热器传热性能的影响。因此,有限元方法又可用来分析微管道散热器的优化设计问题。最后,须客观地指出,在对微管道散热器的换热性能进行分析、优化计算时,若不考虑计算精度和运算效率,文中涉及的部分指标,如总热阻等,利用常规的对流传热计算公式也可估算得出。

参考文献:

- [1] Tuckerman,D B,Pease,R F W. High performance heat sink for VLSI [J]. IEEE Electron Device Letters. 1981,2(4):126 - 129.
- [2] Vijay K Samalam. Convective heat transfer in microchannels [J]. Journal of Electronic Materials. 1989,18(5):611 - 617.
- [3] Arel Weisberg, Haim, H Bau. Analysis of microchannels for integrated cooling [J]. Int.J. Heat Mass Transfer. 1992,35(10):2465 - 2474.
- [4] Leng,C S. Electronic cooling using microchannels. Final Year Project, BSc (Hon),Malaysia. 1997.
- [5] G A Quadir,Anvar Mydin. Analysis of microchannel heat exchangers using FEM. International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow [J]. 2001,11(1):59 - 75.
- [6] Lewis,R W,Morgan,K,Thoma,H R,Seetharamu,K N. The Finite Element Method in Heat Transfer Analysis [M]. John Wiley & Sons,New York,NY,1996.

作者简介:



董 涛 男,1978 年出生,河南南阳人,南京理工大学机械工程学院博士,主要从事微机械设计、制造及微流体技术的研究。Email:nustlibrary@263.net



朱 丽 女,1977 年 2 月生,江苏扬州人,南京理工大学机械工程学院硕士研究生。