

基于熵理论的“+”形高导热构形通道实验研究

冯辉君 陈林根 谢志辉 孙丰瑞

Experimental study on “+” shaped high conductivity constructal channels based on entransy theory

Feng Hui-Jun Chen Lin-Gen Xie Zhi-Hui Sun Feng-Rui

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 65, 024401 (2016) DOI: 10.7498/aps.65.024401

在线阅读 View online: <http://dx.doi.org/10.7498/aps.65.024401>

当期内容 View table of contents: <http://wulixb.iphy.ac.cn/CN/Y2016/V65/I2>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

孤立系内热传导过程(火积)耗散的解析解

[Analytical solution of the entransy dissipation of heat conduction process in isolated system](#)

物理学报.2015, 64(24): 244401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.64.244401>

基于超材料的平板二维定向传热结构设计

[Design of two-dimensional plate directional heat transmission structure based on meta materials](#)

物理学报.2015, 64(22): 224401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.64.224401>

基于超材料的定向传热结构研究与设计

[Research and design of directional heat transmission structure based on metamaterial](#)

物理学报.2015, 64(8): 084401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.64.084401>

基于(火积)理论的轧钢加热炉壁变截面绝热层构形优化

[Constructal optimization of variable cross-section insulation layer of steel rolling reheating furnace wall based on entransy theory](#)

物理学报.2015, 64(5): 054402 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.64.054402>

亚表面异质缺陷对功能梯度材料表面温度场的影响

[Influence of inclusion in functionally graded materials on the surface temperature distributions](#)

物理学报.2014, 63(19): 194401 <http://dx.doi.org/10.7498/aps.63.194401>

基于熵理论的“+”形高导热构形通道实验研究*

冯辉君 陈林根† 谢志辉 孙丰瑞

(海军工程大学热科学与动力工程研究室, 武汉 430033)

(海军工程大学, 舰船动力工程军队重点实验室, 武汉 430033)

(海军工程大学动力工程学院, 武汉 430033)

(2015年7月26日收到; 2015年10月4日收到修改稿)

基于构形理论和熵理论, 对“+”形高导热通道的方形构造体开展导热实验研究, 并对不同优化目标和不同高导热通道布置形式下的构造体导热性能进行比较. 结果表明: 对于“+”形高导热通道的方形构造体, 实验和数值计算所得到的构造体最高温度点均位于“+”形高导热通道两分支之间, 实验和数值计算所得到的构造体平均温差和熵耗散率的误差均在可接受范围内, 这从定性和定量的角度证明了导热构形优化结果的正确性. 与“H”形高导热通道的方形构造体相比, 构造体内高导热通道采用一级“+”形布置使得其导热熵耗散率得到降低. 熵耗散率最小的一级“+”形高导热通道构造体最优构形与最大温差最小的构造体最优构形相比, 前者的导热熵耗散率降低了5.98%, 但最大温差提高了3.57%. 最大温差最小目标有助于提高构造体的热安全性, 熵耗散率最小目标有助于提高构造体的整体导热性能. 在保证热安全性能的前提下, 实际微电子器件设计中可采用熵耗散率最小的构造体最优构形以提高其整体导热性能.

关键词: 构形理论, 熵理论, 导热实验研究, 广义热力学优化

PACS: 44.10.+i, 73.43.Fj, 47.55.pb

DOI: 10.7498/aps.65.024401

1 引言

随着科学技术的发展, 微电子器件的散热要求随着其小型化而迅速提高. 导热是电子器件散热的一种基本方式, 如何设计合理的导热结构使得产热体内的热量高效地散发出去是电子器件设计需面临的一大难题. 构形理论^[1-6]为解决这一问题提供了一种很好的方法, 导热问题也由此成为构形研究的一类典型问题. Bejan^[7]首先应用构形理论对分级组合的矩形单元构造体进行了优化, 得到了构造体内最小最大温差和对应的“体点”导热构造体最优构形. 此后, 一些学者以最大温差最小为目标进一步对矩形单元^[8-12]、三角形单元^[13-15]和扇形单元^[16-19]构造体“体点”导热问题进行了构形优化.

为了弥补传热优化过程中基本物理量的缺失, 过增元等^[20,21]引入了描述物体传热能力的新物理量——“熵”:

$$E_{vh} = \frac{1}{2} Q_{vh} U_h = \frac{1}{2} Q_{vh} T, \quad (1)$$

式中, $Q_{vh} = Mc_v T$ 为物体的定容热容量, U_h 或 T 为温度, 即热势. 由熵的定义可得控制体的熵耗散率 $\dot{E}_{vh\phi}$ 为

$$\dot{E}_{vh\phi} = \int_v \dot{E}_{h\phi} dv = \int_v |k(\nabla T)^2| dv, \quad (2)$$

式中, v 为控制体体积, ∇T 为温度梯度. 此后, 许多学者基于熵理论^[22-27]对导热^[28-30]、对流换热^[31-35]和热功转换等^[36-40]多种过程进行了优化研究, 这些工作促进了熵理论的蓬勃发展.

在熵理论与“体点”导热构形优化结合的研究中, Wei等^[41]首次将熵理论引入到矩形单元体的

* 国家自然科学基金(批准号: 51356001, 51176203, 51506220)资助的课题.

† 通信作者. E-mail: lingenchen@hotmail.com

“体点”导热构形优化中,以焓耗散率最小为目标对矩形单元构造体进行了构形优化,并与最大温差最小的最优构形进行了比较,结果表明焓耗散率最小的最优构形更能有效地降低控制体的当量热阻.在这一工作基础上,Wei等^[42]、Xiao等^[43]和Chen等^[44,45]基于焓理论进一步对三角形单元^[42]、锥形单元^[43]和扇形单元^[44,45]构造体导热问题进行了构形优化,得到了不同于最大温差最小的构造体最优构形,使得构造体的整体导热性能得到提高.以上导热问题均是在常规尺度下进行的,Feng等^[46–49]和陈林根等^[50]进一步将焓理论引入到微、纳米尺度下的矩形单元、三角形单元和扇形单元构造体导热构形优化问题的研究中,得到了不同于常规尺度下的构造体最优构形,并分析了不同构形设计方法对构造体性能的影响,拓展了焓理论的应用范围.在“体点”导热实验研究方面,朱宏晔^[28]对焓耗散率最小和最大温差最小的矩形二级构造体进行了导热实验研究,结果表明基于焓耗散定义的构造体当量热阻实验值和理论计算值相差不大,且当量热阻最小的低碳钢高导热通道构造体当量热阻比最大温差最小的构造体当量热阻降低了20%,黄铜高导热通道时降幅为29%.

在基于构形理论的实验研究方面,da Silva和Bejan^[51]对树脂玻璃和铝制的圆盘树形换热器进行了实验研究,结果表明非对称流动结构对换热器流量和温度分布均匀性均有较大影响.Fan等^[52]对二维H形流体分配器进行了实验研究,并分析了不同流道堵塞情况对流体分配器流动性能的影响.结果表明,随着堵塞流道数的增加,流体分布的均匀性越来越差,且堵塞流道所在分支下的流动性能受影响最大.

以上实验是针对对流换热和流体流动构形问题进行的,目前“体点”导热构形问题尚未开展大量实验研究.文献^[28]仅对由构形理论得到的矩形二级构造体和当量热阻最小得到的构造体进行了比较,但由于两者采用的优化目标和优化理论均不同,所得结果不具有可比性.Bejan^[7]以最大温差最小为目标对矩形单元构造体进行构形优化后得到的高导热通道最优构形为“H”形,Wei等^[41]在此基础上进一步进行了焓耗散率最小的构形优化.在“H”形高导热通道构造体模型的基础上,Feng等^[12]建立了“+”形高导热通道构造体模型,并开展了最大温差最小^[12]和焓耗散率最小^[49]的构形

优化研究,使得构造体的导热性能进一步提高.基于以上考虑,本文将在构形理论研究^[7,12,41,49]的基础上,对焓耗散率最小的“+”形高导热通道构造体^[12,49]进行导热实验研究,并与焓耗散率最小的“H”形高导热通道构造体和最大温差最小的“+”形高导热通道构造体导热性能进行比较.

2 “+”形高导热通道构形优化

如图1(a)所示,正方形区域内($2L \times 2L$)各点均匀产热(产热率 q''' ,可视为均匀内热源).正方形内(导热系数为 k_0)热流首先汇聚到一级“+”形高导热材料通道中,最后从其中心流出.构造体第三维方向 W 垂直纸面向里,忽略参数在 W 方向上的变化时,模型可简化为二维导热问题.由于对称性,仅考虑四分之一构造体($A = L \times L$)即可,如图1(b)所示.一级“+”形高导热材料通道由3个单元级高导热通道(长度为 L_0 、宽度为 D_0)和1个一级高导热通道(长度为 L_1 、宽度为 D_1)组成.热流从 M_1 处(温度为 $T_{\min}$)流出, A 边界的其余部分是绝热的.正方形区域边长 L 一定,而高导热通道的长度和宽度可以变动.

在图1(b)中,低导热材料和高导热材料中的二维导热微分方程分别为

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{q'''}{k_0} = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0. \quad (4)$$

对应的边界条件为

$$T = T_{\min}, \quad x = 0, \quad 0 < y < D_0/\sqrt{2}, \quad (5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \begin{cases} x = L, & 0 \leq y \leq L, \\ x = 0, & D_0/\sqrt{2} \leq y \leq L, \end{cases} \quad (6)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad \begin{cases} y = 0, & 0 \leq x \leq L, \\ y = L, & 0 \leq x \leq L. \end{cases} \quad (7)$$

高导热材料占比 ϕ 可定义为

$$\phi = \frac{A_p}{A} = \frac{D_1^2/4 + D_1 L_1 + 3D_0 L_0}{L^2}. \quad (8)$$

图1(b)中一级“+”形高导热通道的正方形构造体最大温差 ΔT_1 和焓耗散率 $\dot{E}_{vh\phi 1}$ 分别为

$$\Delta T_1 = T_{\max} - T_{\min}, \quad (9)$$

$$\dot{E}_{vh\phi 1} = \int_{\Omega_1} k_0 \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] d\Omega_1$$

$$+ \int_{\Omega_2} k_p \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] d\Omega_2, \quad (10)$$

式中, Ω_1 为 k_0 材料区域, Ω_2 为 k_p 材料区域.

最大温差最小目标 ((9) 式) 的构形优化能够降低构造体的热点温度, 其热安全性得到了保证. 在给定热流边界且保证低于构造体极限温度的前提下, 能耗散率最小目标 ((10) 式) 的构造体温度梯度场比最大温差最小的温度梯度场更均匀; 能耗散率最小的构造体最优构形比最大温差最小的最优构形更能有效地降低构造体的平均传热温差 [23,36], 其整体传热性能得到改善. 当导热系数比 $\tilde{k} (= k_p/k_0)$ 、高导热材料总量 A_p 和正方形构造体

面积 A 一定时, 最大温差 ΔT_1 和能耗散率 $\dot{E}_{vh\phi 1}$ 是 D_0 和 D_1 以及长度比 L_1/L_0 的函数. 可分别以最大温差最小和能耗散率最小为目标, 通过优化 D_1 , D_1/D_0 和 L_1/L_0 对一级“+”形高导热通道进行构形优化 [12,49].

为了便于实验比较研究, 本文还选取了如图 2(a) 所示的“H”形高导热通道的正方形构造体. 由于对称性, 仅考虑四分之一构造体 ($A = L \times L$) 即可, 如图 2(b) 所示. “H”形高导热通道由 1 个单元级高导热通道 (长度为 L_0 、宽度为 D_0) 和 1 个一级高导热通道 (长度为 L_1 、宽度为 D_1) 组成. 正方形区域边长 L 一定, 热流从 M_1 处 (温度为 $T_{\min}$) 流出.

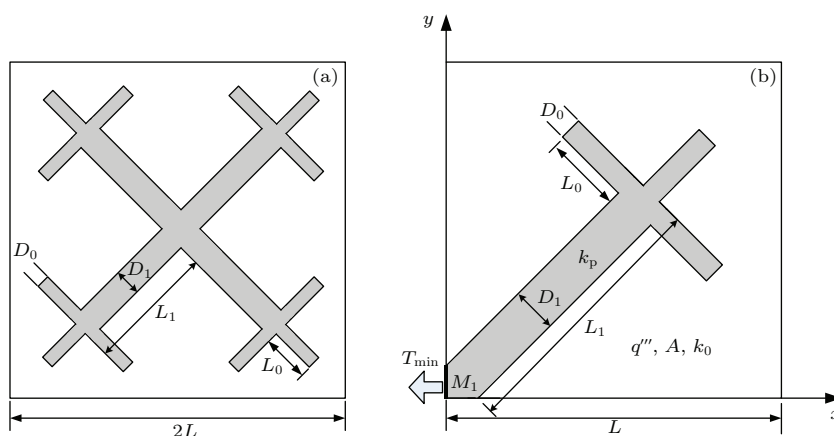


图 1 一级“+”形高导热通道的正方形构造体 (a) 正方形构造体; (b) 四分之一构造体

Fig. 1. Square body with first order “+” shaped high conductive pathway: (a) Whole square body; (b) quarter of the square body.

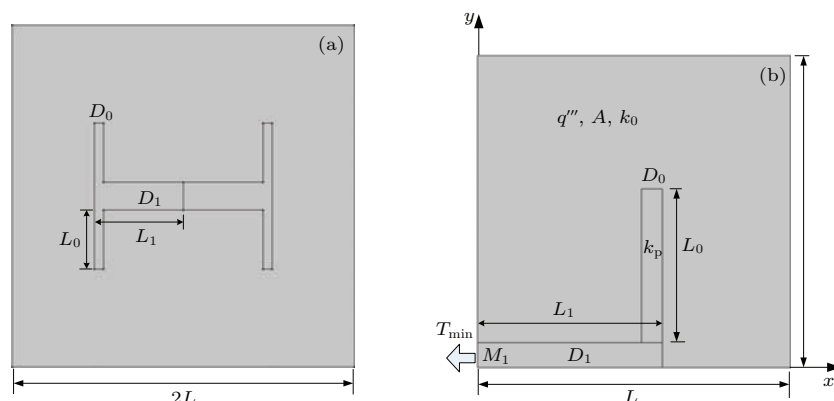


图 2 “H”形高导热通道的正方形构造体 (a) 正方形构造体; (b) 四分之一构造体

Fig. 2. Square body with “H” shaped high conductive pathway: (a) Whole square body; (b) quarter of the square body.

根据 (3)—(10) 式可得能耗散率最小和最大温差最小的一级“+”形高导热通道最优构形, 能耗散率最小的“H”高导热通道最优构形同理

可得 [12,41,49]. 例如, 当导热系数比 $\tilde{k} = 473.91$ 和高导热材料占比 $\phi = 0.06$ 时, 能耗散率最小的一级“+”形高导热通道最优构形为: $D_{1,\text{opt}} =$

0.0060L, $(L_1/L_0)_{\text{opt}} = 1.170$ 和 $(D_1/D_0)_{\text{opt}} = 5.532$; 损耗散率最小的“H”高导热通道最优构形为: $D_{1,\text{opt}} = 0.0057L$, $(L_1/L_0)_{\text{opt}} = 0.6419$ 和 $(D_1/D_0)_{\text{opt}} = 1.8863$; 最大温差最小的一级“+”形高导热通道最优构形为: $D_{1,\text{opt}} = 0.0051L$, $(L_1/L_0)_{\text{opt}} = 1.406$ 和 $(D_1/D_0)_{\text{opt}} = 3.594$. 本文将通过实验来比较这3种高导热通道最优构形的方形构造体导热性能.

3 实验装置

选取上一节中3种高导热通道最优构形的方形构造体作为实验研究对象, 即损耗散率最小的一级“+”形高导热通道最优构形(构造体1); 损耗散率最小的“H”高导热通道最优构形(构造体2); 最大温差最小的一级“+”形高导热通道最优构形(构造体3). 实验中构造体1至构造体3通过在3块正方形环氧树脂板(低导热材料)内分别插入3种不同结构的黄铜高导热通道来实现. 环氧树脂上、下表面各紧贴着一块较薄的电加热板对环氧树脂均匀加热, 通过这样的方式来近似模拟内热源的产热.

“体点”导热实验装置如图3所示. 加热板的热量一部分通过黄铜高导热通道导出到正方形边界, 另一部分热量通过加热板表面和环氧树脂板侧面的对流换热散发到空气中. 为减小对流换热的影响, 将环氧树脂板和加热板置于一个保温箱中. 环氧树脂板内导出到正方形边界的热量通过黄铜棒进一步导出到保温箱外, 黄铜棒另一端与制冷装置连接, 以使得正方形内的热量能高效地导出.

环氧树脂板和加热板如图4所示. 环氧树脂板

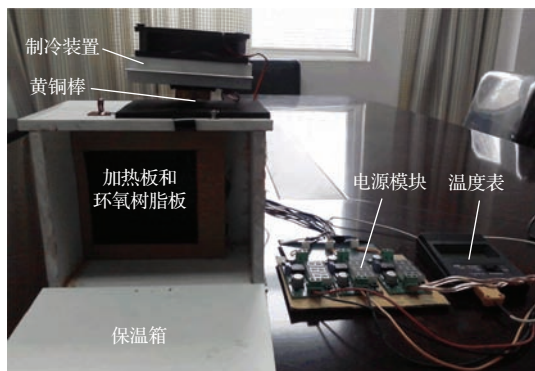


图3 “体点”导热实验装置

Fig. 3. “Volume-point” heat conduction experimental device.

尺寸为10 cm × 10 cm × 0.8 cm, 加热板尺寸为10 cm × 10 cm × 0.16 cm, 两板之间涂导热脂以减少接触热阻. 由于环氧树脂板和加热板厚度均远小于其长度和宽度, 可忽略温度在厚度方向上的变化, 可将加热板表面温度近似视为环氧树脂板的温度, 且环氧树脂板上、下表面的均热加热可近似等效为环氧树脂板内部均匀产热的内热源.

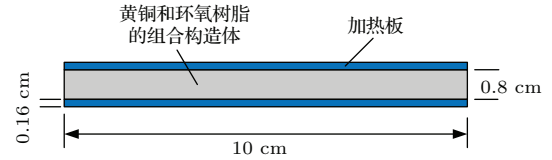


图4 环氧树脂板和加热板

Fig. 4. Epoxy resin board and heating board.

环氧树脂板内黄铜高导热通道如图5(a)和(b)所示, 分别考虑“+”形和“H”形两种不同结构的黄铜高导热通道. 环氧树脂板的导热系数为0.23 W/(m·K), 黄铜的导热系数为109 W/(m·K), 导热系数比为473.91, 黄铜高导热通道面积占整个正方形面积的比例为0.06. 为了减小黄铜通道在正方形导热出口处与黄铜棒的接触热阻, 将此处两黄铜焊接在一起(如图5(c)所示). 实验时将热电偶置于方形构造体导热出口处, 通过调节制冷装置功率来控制出口处温度.

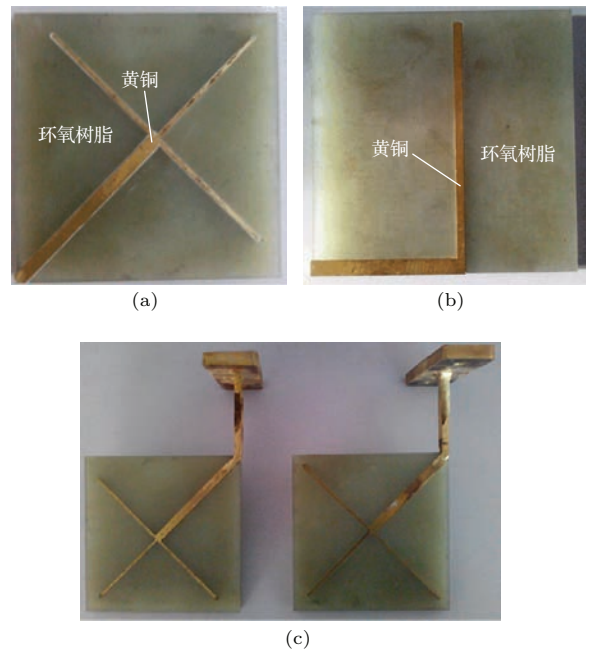


图5 环氧树脂板内黄铜高导热通道

Fig. 5. Brass high conductive pathways in the epoxy resin board.

加热板如图6(a)所示. 加热板采用单面覆铜板通过激光雕刻成“蛇”形通道制成, 其电阻约为 $13.0\ \Omega$, 表面经过绝缘处理. 由于经过处理后的加热板表面较为光亮, 不利于测温装置准确测量其温度场, 因此在加热板测温面铺设一层黑纸(如图6(b)所示).

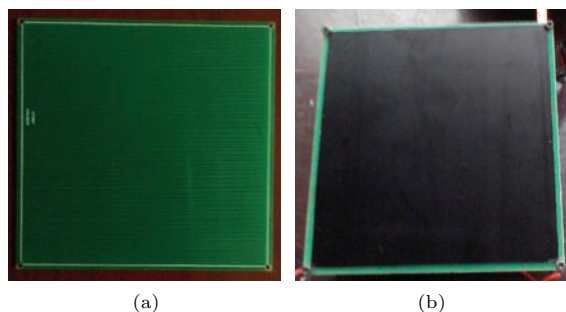


图6 方形加热板

Fig. 6. Square heating board.

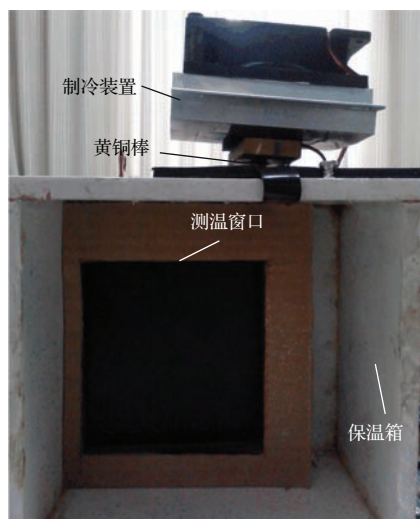


图7 长方体保温盒

Fig. 7. Cuboid thermal insulation box.

长方体保温盒如图7所示. 它由6块保温板黏合而成, 其中一面为活动面, 便于安装环氧板和加热板. 环氧板和加热板通过超长螺丝将其固定在保温盒中. 冷却装置固定在保温盒的外侧, 黄铜棒穿过保温盒将黄铜高导热通道出口与制冷装置连接. 在保温盒内, 黄铜棒表面包裹着保温层以减小黄铜棒与盒内空气的换热. 为了便于测量加热板的温度场, 在保温盒内增加了一个与正方形面积相当的测温窗口. 测量加热板温度时, 将保温盒活动面打开后, 将测温装置迅速对准测温窗口以拍摄加热板温度场.

热电制冷装置如图8(a)所示, 它由黄铜板、制冷片、隔热垫、铝制散热器和风扇组成. 黄

铜板一面与黄铜棒焊接在一起, 另一面与制冷片冷面紧贴. 制冷片型号为TES1-12702 ($30\ \text{mm} \times 30\ \text{mm} \times 4\ \text{mm}$, 如图8(b)所示), 其制冷率为 $24\ \text{W}$, 能够满足本实验制冷要求. 制冷片四周包裹着隔热垫, 制冷片热面与铝制散热器紧贴. 在散热器顶部安装风扇, 以迅速地驱散散热器吸收的热量.

图9(a)和(b)分别为本实验用的电源模块和测量温度场用的红外热像仪. 电源模块用于给加热

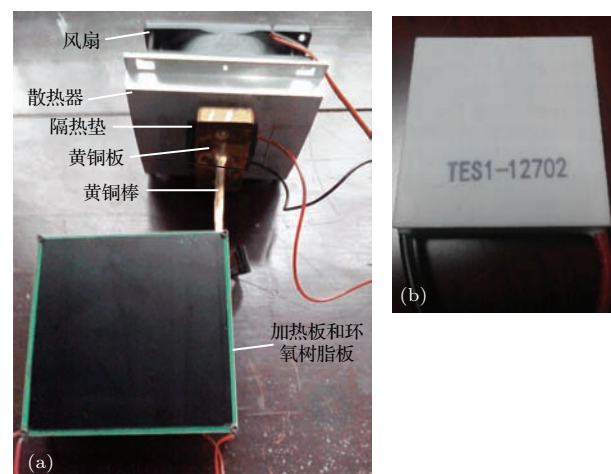


图8 半导体热电制冷装置和制冷片

Fig. 8. Semiconduct thermoelectric refrigerator device and refrigeration piece.

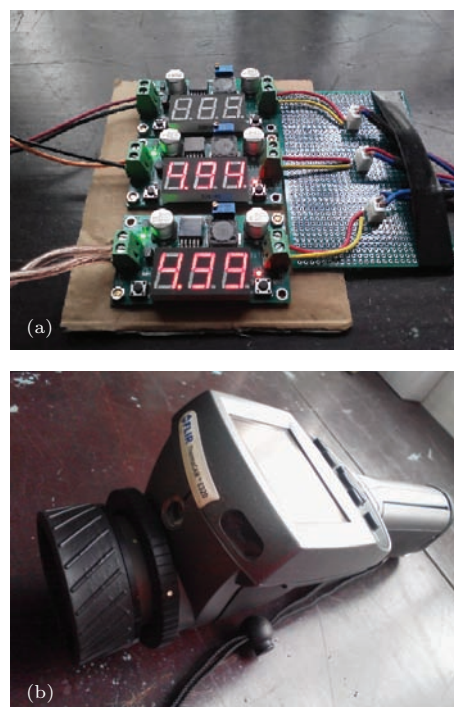


图9 电源模块和红外热像仪

Fig. 9. Power module and infrared thermal imager.

板、制冷片和风扇供电, 各路电压均可调. 红外热像仪型号为FLIR E320, 其热灵敏度为 $0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$, 可实现对加热板的非接触式温度场测量.

4 实验方法和步骤

由于实验时构造体上、下表面不可避免地发生对流换热, 因此必须考虑对流换热所散发的热量. 采用文献[28]的方法来测量对流热阻, 即首先在不使用散热装置的条件下对构造体加热, 待保温箱内空气温度稳定后记下测量得到的加热功率 Q_0 、加热板平均温度 $T_{\text{ave}0}$ 和箱内空气温度 $T_{\text{air}0}$, 由此可得对流换热热阻为 $R_{t0} = (T_{\text{ave}0} - T_{\text{air}0})/Q_0$.

在此基础上, 安装散热装置并对构造体加热, 待保温箱内空气温度稳定后记下测量得到的加热功率 Q_1 、加热板平均温度 $T_{\text{ave}1}$ 和最高温度 $T_{\text{max}1}$ 以及箱内空气温度 $T_{\text{air}1}$. 由(10)式可得构造体的导热焓耗散率, 但实验中构造体内的温度梯度值很难测得, 因此导热焓耗散率只能间接计算. 根据焓平衡方程[29], 构造体内的焓耗散率等于其输入的焓减去输出的焓, 即

$$\begin{aligned} \dot{E}_{vh\phi 1} = & Q_1 T_{\text{ave}1} - \frac{T_{\text{ave}1} - T_{\text{air}1}}{R_{t0}} \cdot T_{\text{air}1} \\ & - \left(Q_1 - \frac{T_{\text{ave}1} - T_{\text{air}1}}{R_{t0}} \right) \cdot T_{\text{min}} \\ & - \frac{(T_{\text{ave}1} - T_{\text{air}1})^2}{R_{t0}}. \end{aligned} \quad (11)$$

在实验中, 对于一级“+”形高导热通道构造体, 构造体的加热功率 Q_1 为 3.97 W ($= (5\text{ V})^2/6.3\text{ }\Omega$); 对于“H”形高导热通道构造体,

构造体的加热功率 Q_1 为 3.85 W ($= (5\text{ V})^2/6.5\text{ }\Omega$). 在进行数值计算时考虑方形构造体上、下表面的对流换热, 并将实验结果与数值计算结果进行比较, 即可验证理论计算结果的正确性.

5 实验结果分析

对构造体1和构造体2的实验结果进行分析, 并对两种构造体的实验结果进行比较.

图10给出了焓耗散最小的一级“+”形高导热通道(构造体1)实验和数值计算所得温度场的比较. 由图10(b)和(c)可知, 由实验和数值计算得到的方形构造体导热焓耗散率 $\dot{E}_{vh\phi 1}$ 分别为 $5.97\text{ W}\cdot\text{K}$ 和 $5.24\text{ W}\cdot\text{K}$, 平均温差 $\Delta T_{\text{ave}1}$ 分别为 11.6 K 和 12.1 K . 实验结果与数值计算结果相比, 导热焓耗散率和平均温差的误差分别为 13.93% 和 4.13% .

图11给出了焓耗散最小的“H”形高导热通道(构造体2)实验和数值计算所得温度场的比较. 由图11(b)和(c)可知, 由实验和数值计算得到的方形构造体导热焓耗散率 $\dot{E}_{vh\phi 1}$ 分别为 $6.06\text{ W}\cdot\text{K}$ 和 $6.30\text{ W}\cdot\text{K}$, 平均温差 $\Delta T_{\text{ave}1}$ 分别为 13.6 K 和 14.8 K . 实验结果与数值计算结果相比, 导热焓耗散率和平均温差的误差分别为 3.81% 和 8.11% . 由此可知, 实验和数值计算所得到的方形构造体导热焓耗散率和平均温差误差均在可接受范围内. 由于实验导热焓耗散率不能直接测量得到, 而必须由(11)式间接计算得到, 因此存在积累误差.

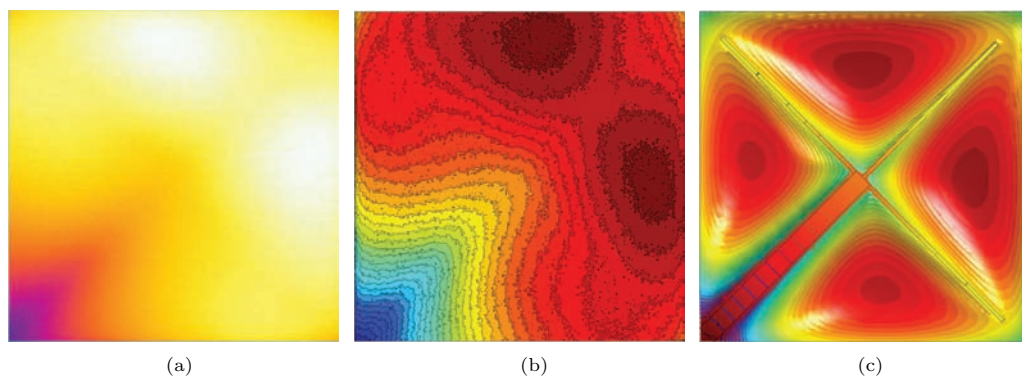


图10 (网刊彩色) 焓耗散率最小的“+”形高导热通道构造体温度分布 (a)和(b) 实验测得的温度场和等温线; (c) 数值计算得到的温度场

Fig. 10. (color online) Temperature distributions of the body with “+” shaped high conductive pathways based on minimum entransy dissipation rate: (a) and (b) Temperature field and isotherm obtained by experiment; (c) temperature field obtained by numerical calculation.

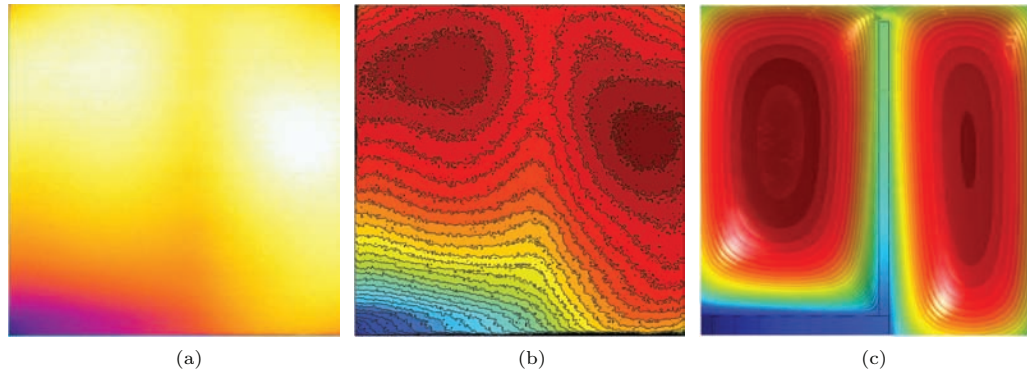


图 11 (网刊彩色) 焯耗散率最小的“H”形高导热通道构造体温度分布 (a) 和 (b) 实验测得的温度场和等温线; (c) 数值计算得到的温度场

Fig. 11. (color online) Temperature distributions of the body with “H” shaped high conductive pathways based on minimum entransy dissipation rate: (a) and (b) Temperature field and isotherm obtained by experiment; (c) temperature field obtained by numerical calculation.

图 10(b) 中构造体 1 的导热性能与图 11(b) 中构造体 2 的导热性能相比, 构造体 1 的导热焯耗散率和导热当量热阻分别下降了 1.49% 和 7.35%. 由此可知, 方形构造体内高导热通道采用一级“+”形布置方法有助于降低其导热焯耗散率, 构造体的整体导热性能得到提高.

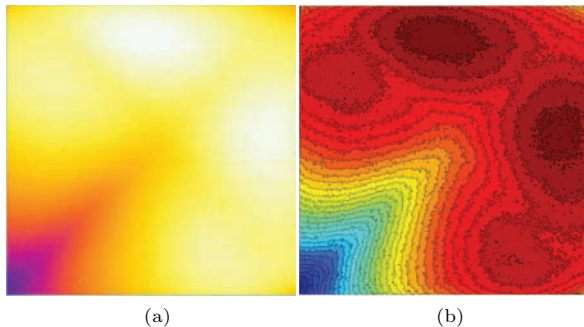


图 12 (网刊彩色) 最大温差最小的“+”形高导热通道构造体温度分布 (a) 实验测得的温度场; (b) 实验所得的等温线

Fig. 12. (color online) Temperature distributions of the body with “+” shaped high conductive pathways based on minimum maximum temperature difference: (a) Temperature field obtained by experiment; (b) isotherm obtained by experiment.

图 12 给出了最大温差最小的一级“+”形高导热通道(构造体 3)实验所得温度场. 由图 12 可知, 实验所得构造体最高温度点位于“+”形高导热通道两分支之间. 由实验得到的方形构造体最大温差 $\Delta T_{\max 1}$ 和平均温差 $\Delta T_{\text{ave}1}$ 分别为 14.0 和 11.4 K. 图 10(b) 中构造体 1 的导热性能与图 12(b) 中构造体 3 的导热性能相比, 构造体 1 的导热焯耗散率降低了 5.98%, 最大温差提高了 3.57%. 最大温差最小目标有助于提高构造体的热安全性, 焯耗散率最

小目标有助于提高构造体的整体导热性能. 因此, 实际微电子器件设计中, 在保证热安全性能的前提下, 可采用焯耗散率最小的构造体最优构形以提高其整体导热性能.

6 结 论

本文对“+”形高导热通道的方形构造体开展了导热构形实验研究, 并对不同优化目标和不同高导热通道布置形式下的构造体导热性能进行了比较. 结论如下.

1) 对于“+”形高导热通道的方形构造体, 实验和数值计算所得到的构造体最高温度点均位于“+”形高导热通道两分支之间. 以上结论定性地证明了本文导热构形优化结果的正确性. 实验和数值计算所得到的构造体平均温差和焯耗散率的误差均在可接受范围内. 以上结论定量地证明了本文导热构形优化结果的正确性.

2) 一级“+”形高导热通道的方形构造体与“H”形高导热通道的方形构造体相比, 前者的导热焯耗散率和导热当量热阻分别下降了 1.49% 和 7.35%. 由此可知, 方形构造体内高导热通道采用一级“+”形布置方法有助于降低其导热焯耗散率, 构造体的整体导热性能得到提高. 焯耗散率最小的一级“+”形高导热通道方形构造体与最大温差最小的构造体相比, 前者的导热焯耗散率降低了 5.98%, 但最大温差提高了 3.57%. 最大温差最小目标有助于提高构造体的热安全性, 焯耗散率最小目标有助于提高构造体的整体导热性能. 因此, 实际

微电子器件设计中,在保证热安全性能的前提下,可采用损耗散率最小的构造体最优构形以提高其整体导热性能。

3) 实验和数值计算存在一定的误差,主要有以下原因: 由于上、下加热板表面存在对流换热,因此所得的构造体导热性能并不能完全反映上、下表面绝热时的构造体导热性能; 此外,采用加热板表面平均温度来计算对流换热热阻也存在一定的误差; 实验中采用加热板来近似代替构造体的内部产热,这样处理存在一定误差; 红外成像仪拍摄到的温度场为加热板表面的温度场,一定程度上是构造体内部温度场的近似; 环氧树脂和黄铜、方形构造体和加热板之间均存在导热热阻,在数值计算时并没有考虑。

参考文献

- [1] Bejan A 2000 *Shape and Structure, from Engineering to Nature* (Cambridge: Cambridge University Press) pp1–314
- [2] Bejan A, Lorente S 2008 *Design with Constructal Theory* (New Jersey: Wiley) pp1–516
- [3] Chen L G 2012 *Sci. China: Tech. Sci.* **55** 802
- [4] Bejan A, Lorente S 2013 *J. Appl. Phys.* **113** 151301
- [5] Xie G N, Song Y D, Asadi M, Lorenzini G 2015 *Trans. ASME, J. Heat Transfer* **137** 061901
- [6] Bejan A 2015 *Trans. ASME, J. Heat Transfer* **137** 061003
- [7] Bejan A 1997 *Int. J. Heat Mass Transfer* **40** 799
- [8] Ghodoossi L, Egrican N 2003 *J. Appl. Phys.* **93** 4922
- [9] Wu W J, Chen L G, Sun F R 2007 *Appl. Energy* **84** 39
- [10] Wei S H, Chen L G, Sun F R 2009 *Appl. Energy* **86** 1111
- [11] Lorenzini G, Biserni C, Rocha L A O 2013 *Int. J. Heat Mass Transfer* **58** 513
- [12] Feng H J, Chen L G, Xie Z H, Sun F R 2015 *Int. J. Heat Mass Transfer* **91** 162
- [13] Ghodoossi S, Egrican N 2004 *Energy Convers. Mgmt.* **45** 811
- [14] Chen L G, Wu W J, Sun F R 2014 *Int. J. Low-Carbon Tech.* **9** 256
- [15] Feng H J, Chen L G, Xie Z H, Sun F R 2015 *J. Energy Inst.* doi: 10.1016/j.joei. 2015.01.016
- [16] Rocha L A O, Lorente S, Bejan A 2002 *Int. J. Heat Mass Transfer* **45** 1643
- [17] Xiao Q H, Chen L G, Sun F R 2011 *Int. J. Therm. Sci.* **50** 1031
- [18] Salimpour M R, Sharifi F, Menbari D 2013 *Proc. Inst. Mech. Engng. Part E: J. Process Mech. Engng.* **227** 231
- [19] Chen L G, Feng H J, Xie Z H, Sun F R 2013 *Int. J. Heat Mass Transfer* **67** 704
- [20] Guo Z Y, Zhu H Y, Liang X G 2007 *Int. J. Heat Mass Transfer* **50** 2545
- [21] Li Z X, Guo Z Y 2010 *Field Synergy Principle of Heat Convection Optimization* (Beijing: Science Press) pp78–97 (in Chinese) [李志信, 过增元 2010 对流传热优化的场协同理论 (北京: 科学出版社) 第 78—97 页]
- [22] Chen L G 2012 *Chin. Sci. Bull.* **57** 4404
- [23] Chen Q, Liang X G, Guo Z Y 2013 *Int. J. Heat Mass Transfer* **63** 65
- [24] Cheng X T, Liang X G 2013 *J. Therm. Sci. Tech.* **8** 337
- [25] Cheng X T, Liang X G 2014 *Chin. Sci. Bull.*, **59** 5309
- [26] Chen L G 2014 *Sci. China: Tech. Sci.* **57** 2305
- [27] Ji J, Liu T, Zhang X, Guo Z Y 2014 *Sci. Found. China* **6** 446 (in Chinese) [纪军, 刘涛, 张兴, 过增元 2014 中国科学基金 **6** 446]
- [28] Zhu H Y 2007 *Ph. D. Dissertation* (Beijing: Tsinghua University) (in Chinese) [朱宏晖 2007 博士学位论文 (北京: 清华大学)]
- [29] Wang S P, Chen Q L, Zhang B J 2009 *Chin. Sci. Bull.* **54** 3572
- [30] Feng H J, Chen L G, Xie Z H, Sun F R 2015 *Acta Phys. Sin.* **64** 054402 (in Chinese) [冯辉君, 陈林根, 谢志辉, 孙丰瑞 2015 物理学报 **64** 054402]
- [31] Tao Y B, He Y L, Liu Y K, Tao W Q 2014 *Int. J. Heat Mass Transfer* **77** 695
- [32] Jia H, Liu Z C, Liu W, Nakayama A 2014 *Int. J. Heat Mass Transfer* **73** 124
- [33] Wang Y F, Chen Q 2015 *Energy* **85** 609
- [34] Qian X D, Li Z, Li Z X 2015 *Int. J. Heat Mass Transfer* **81** 252
- [35] Feng H J, Chen L G, Xie Z H, Sun F R 2015 *Acta Phys. Sin.* **64** 034701 (in Chinese) [冯辉君, 陈林根, 谢志辉, 孙丰瑞 2015 物理学报 **64** 034701]
- [36] Hu G J, Cao B Y, Guo Z Y 2011 *Chin. Sci. Bull.* **56** 2974
- [37] Cheng X T, Liang X G 2015 *Int. J. Heat Mass Transfer* **81** 167
- [38] Wang W H, Cheng X T, Liang X G 2015 *Int. J. Heat Mass Transfer* **83** 536
- [39] Cheng X T, Liang X G 2015 *Chin. Phys. B* **24** 060510
- [40] Wu Y Q 2015 *Chin. Phys. B* **24** 070506
- [41] Wei S H, Chen L G, Sun F R 2008 *Sci. China Ser. E: Tech. Sci.* **51** 1283
- [42] Wei S H, Chen L G, Sun F R 2010 *Thermal Sci.* **14** 1075
- [43] Xiao Q H, Chen L G, Sun F R 2011 *Chin. Sci. Bull.* **56** 2400
- [44] Chen L G, Wei S H, Sun F R 2011 *Int. J. Heat Mass Transfer* **54** 210
- [45] Xiao Q H, Chen L G, Sun F R 2011 *Chin. Sci. Bull.* **56** 102
- [46] Feng H J, Chen L G, Sun F R 2012 *Sci. China: Tech. Sci.* **55** 779
- [47] Feng H J, Chen L G, Xie Z H, Sun F R 2015 *J. Energy Inst.* **88** 188
- [48] Feng H J, Chen L G, Xie Z H, Sun F R 2015 *Int. J. Heat Mass Transfer* **84** 848
- [49] Feng H J 2014 *Ph. D. Dissertation* (Wuhan: Naval University of Engineering) (in Chinese) [冯辉君 2014 博士学位论文 (武汉: 海军工程大学)]

[50] Chen L G, Feng H J, Xie Z H, Sun F R 2013 *Acta Phys. Sin.* **62** 134401 (in Chinese) [陈林根, 冯辉君, 谢志辉, 孙丰瑞 2013 物理学报 **62** 134401]

[51] da Silva A K, Bejan A 2006 *Int. J. Therm. Sci.* **45** 860

[52] Fan Z, Zhou X, Luo L, Yuan W 2008 *Exp. Therm. Fluid Sci.* **33** 77

Experimental study on “+” shaped high conductivity constructal channels based on entransy theory*

Feng Hui-Jun Chen Lin-Gen[†] Xie Zhi-Hui Sun Feng-Rui

(Institute of Thermal Science and Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

(Military Key Laboratory for Naval Ship Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

(College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

(Received 26 July 2015; revised manuscript received 4 October 2015)

Abstract

Based on constructal theory and entransy theory, an experimental study on “+” shaped high conductivity channels in a square body is carried out. Heat conduction performance comparisons of the bodies based on different optimization objectives and different layouts of the high conductivity channels are performed. In the experiment, the materials of the square body and high conductivity channel are epoxy resin and brass, respectively; the brass channel is embedded in the square body. Two square heating boards, closed at the upper and lower sides of the square body, are used to uniformly heat itself. The internal heat generation of the square body is approximately simulated by this method. The square body is placed in a thermal insulation box to reduce the heat dissipation caused by heat convection. The heat generated by the heating boards is absorbed by the outside refrigerator device. A measurement window is set at the front side of the thermal insulation box. The temperature field of the square body is measured by the infrared thermal imager. The peak temperature, average temperature difference, and entransy dissipation rate of the body can be calculated by the measured results, respectively. Experimental results are compared to those obtained by numerical calculations; the results show that for the “+” shaped high conductivity channels in a square body, the maximum temperatures are located between the two branches of the “+” shaped high conductivity channels for both experimental result and numerical calculation. The errors in the average temperature and entransy dissipation rate of the body based on the experimental result and numerical calculations are within the acceptable range. The two results verify their validity of the heat conduction constructal optimization. Compared the square body with “H” shaped high conductivity channel, the entransy dissipation rate of the body caused by heat conduction is reduced by adopting the first order “+” shaped high conductivity channel. Compared with the optimal constructs of the first order “+” shaped high conductivity channels based on the minimizations of entransy dissipation rate and maximum temperature difference, the entransy dissipation rate caused by heat conduction of the former construct is reduced by 5.98%, but the maximum temperature difference is increased by 3.57%. The aim of maximum temperature difference minimization helps to improve the thermal safety of a body, while that of the entransy dissipation rate helps to improve the global heat conduction performance of a body. When the thermal safety is permitted, the optimal construct based on entransy dissipation rate minimization can be adopted in the design of practical electronic device to improve its global heat conduction performance.

Keywords: constructal theory, entransy theory, experimental heat conduction study, generalized thermodynamic optimization

PACS: 44.10.+i, 73.43.Fj, 47.55.pb

DOI: 10.7498/aps.65.024401

* Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant Nos. 51356001, 51176203, 51506220).

[†] Corresponding author. E-mail: lingenchen@hotmail.com