

流道截面参量对微通道水冷镜热变形的影响

胡攀攀 朱海红 左都罗

(华中科技大学光电子科学与工程学院武汉光电国家实验室(筹), 湖北 武汉 430074)

摘要 采用将有限体积法求解三维层流传热方程获得的温度场耦合到 ANSYS 进行热变形分析的方法,研究了流道截面形状和尺寸对微通道水冷镜内传热现象和镜面热畸变的影响。计算了矩形、梯形、圆形 3 种截面形状以及 3 种不同水力直径(百微米量级)下微通道水冷镜的平均换热系数、温升和镜面热变形。结果表明,同一条流道,各壁面温度并不随激光辐照面和镜面呈对称分布,最高温度偏向下游;侧壁的换热系数最大,且沿水流方向逐步减小;流道距进水口距离越大,其换热系数越小。在 3 种截面形状微通道中,减小截面尺寸可获得较大换热系数,且梯形截面微通道水冷镜能获得最小的镜面热变形量,在热流密度为 14730 W/m^2 ,水力直径为 $239 \mu\text{m}$,入口速度为 2.54 m/s 的条件下,其镜面热变形仅为 $0.016 \mu\text{m}$ 。

关键词 光学器件;微通道水冷镜;热畸变;数值模拟;计算流体力学

中图分类号 TN243 **文献标识码** A **doi**: 10.3788/CJL201138.1102001

Influence of Channel Parameters on Thermal-Deformation of Microchannel Mirror

Hu Panpan Zhu Haihong Zuo Duluo

(Wuhan National Laboratory for Optoelectronics, School of Optoelectronic Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, Hubei 430074, China)

Abstract The effect of cross-section shape and geometrical parameters of the channel on heat transfer and thermal deformation of the microchannel water-cooled mirror is studied by analyzing the temperature field obtained by using finite volume method to solve the three-dimensional steady laminar flow and heat transfer equations, and the deformation obtained by coupling the temperature field to ANSYS software. Three different cross-section shapes of microchannel, i. e., rectangle, trapezoid and circle, are investigated in this paper. Average heat transfer coefficient, temperature increasing and thermal deformation of mirror of each shape examined with three geometrical dimensions, are simulated. It is found that for the same channel, temperature distribution is not symmetrical, the highest temperature moves to the downstream, the heat transfer coefficient of each interface is also different, the heat transfer coefficient of side wall is the biggest, heat transfer coefficient of other walls decreases along the water flow direction. For the mirror using the same shape microchannel and hydraulic diameter, the heat transfer coefficient decreases as the distance of the channel from water inlet increases. The average heat transfer coefficient and thermal deformation are related to hydraulic diameter and channel shape. Reducing hydraulic diameter may help to induce high heat transfer coefficient. The trapezoid channel mirror has the smallest thermal deformation among the three shapes channel mirrors. At the condition of heat flux of 14730 W/m^2 , hydraulic diameter of $239 \mu\text{m}$ and water inlet velocity of 2.54 m/s , the thermal deformation of the mirror with trapezoid channel is only $0.016 \mu\text{m}$.

Key words optical devices; microchannel water-cooled mirror; thermal distortion; numerical simulation; computational fluid dynamics

OCIS codes 140.3320; 230.4040; 350.5340; 350.6830

收稿日期: 2011-06-01; 收到修改稿日期: 2011-07-04

基金项目: 中国科学院化学激光重点实验室基金(KLCL-HT-200907)资助课题。

作者简介: 胡攀攀(1985—),男,博士研究生,主要从事高功率激光器及其与物质相互作用等方面的研究。

E-mail: hupanpan727@qq.com

导师简介: 朱海红(1968—),女,教授,博士生导师,主要从事高功率激光与物质相互作用等方面的研究。

E-mail: zhuhh@mail.hust.edu.cn(通信联系人)

1 引 言

高能激光器在科研、军事、航天和工业领域都得到了广泛的应用,并有着良好的应用前景。但在高能激光系统中,腔镜表面由于吸收部分激光能量而使镜体升温,镜面发生热畸变导致光束质量变差,严重制约了高能激光器的应用^[1,2]。水力直径在微米量级的微通道和微孔水冷镜由于具有高换热系数、高表面积/体积比等特点,逐渐成为研究重点^[3,4]。

实际上,微通道的强换热能力在微电子、传统工业制冷等领域已经得到证明。1981年,Tuckerman等^[5]就提出了将微通道冷却技术应用于半导体电子器件的冷却,并得出了传热系数随冷却介质流道宽度减小而增大的结论。此后,微通道热沉的传热得到了大量的理论和实验研究。虽然微通道的强换热能力得到了一致认可,但其内部传热机理目前尚未达成共识,其中关于微通道的流动和换热过程是否还能由纳维叶-斯托克斯(N-S)方程和导热方程来描述,就一直是争议的焦点之一。近10年来,越来越多的研究进一步证实了微米量级微通道内液体单相层流状态下的传热换热现象与宏观下的现象近似。Judy等^[6]研究了15~150 μm微通道内的摩擦系数和压降,实验结果与N-S方程计算得到的预测值并未产生较大的偏差,他们认为研究中如果有较大偏差出现是由于测量误差产生的。Qu等^[7]用有

限体积法模拟了水力直径为231~713 μm的微通道在不同热流密度下的共轭传热现象,并与实验结果对比,获得很好的效果。Lee等^[8]利用FLUENT模拟了231~713 μm(水力直径)微通道在雷诺(Re)数为300~3500内的共轭传热现象,其模拟结果与实验值的平均偏差不到5%。因此,对于数百微米量级的微通道换热器,在单相层流情况下,其流动和传热换热现象还是符合N-S方程的。

华中科技大学和国防科学技术大学有诸多关于激光水冷镜研究的报道^[9~12],但受限于机械加工水平,这些研究所采用的微通道的宽度还在1 mm以上,而且在模拟计算中是通过计算或假设一个平均换热系数加载到流道上。这种方法虽能大致预测镜面热变形,但毕竟与实际情况有较大差异。北京工业大学的尧舜等^[13]研究了微通道热沉作用于半导体激光阵列时的散热效果,却没有研究微通道热沉的热变形。

本文采用将有限体积法求解三维层流传热方程获得的温度场耦合到ANSYS进行热变形分析的方法,研究了流道截面形状和尺寸对微通道水冷镜内传热现象和镜面热畸变的影响。

2 水冷镜几何结构

所研制的微通道水冷镜整体结构如图1(a)所

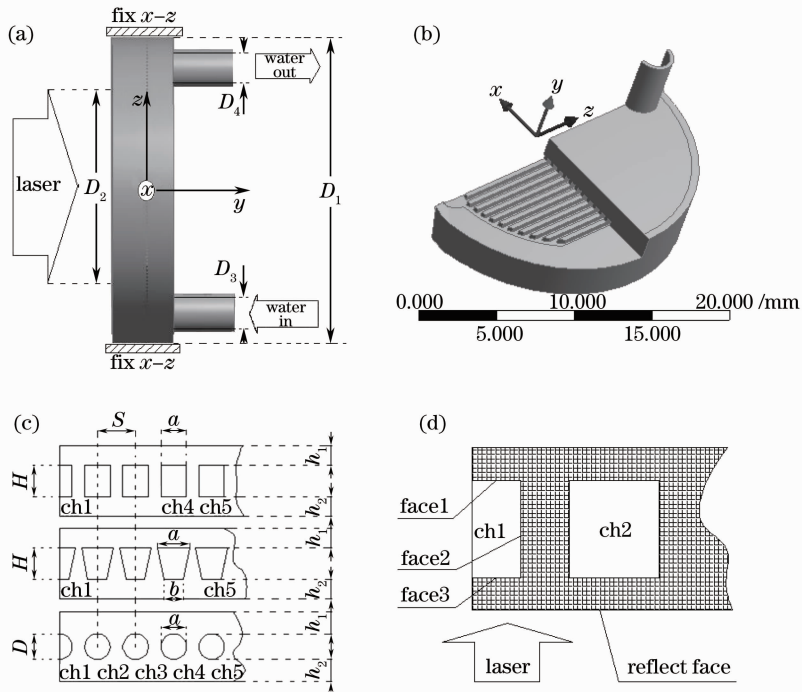


图1 (a)微通道水冷镜整体结构图;(b)仿真区域微通道排列示意图;(c)微流道截面示意图;(d)固/液界面标注示意图
Fig.1 (a) Schematic structure of the whole microchannel cooled mirror; (b) schematic diagram of the arrangement of microchannel for simulated area; (c) three cross section shapes of the microchannel; (d) each interface

示。图中镜体直径 $D_1 = 20$ mm, 激光辐照区域 $D_2 = 12$ mm, 冷却水入口和出口直径 $D_3 = D_4 = 2$ mm, fix $x-z$ 表示镜体的侧壁沿 x 和 z 向固定。为了减小模型的计算量, 利用对称边界条件, 只选取了一半结构作为计算区域, 每种截面形状水冷镜内部的微通道排列方式都一样, 如图 1(b) 所示。3 种形状的微通道水冷镜截面示意图如图 1(c) 所示, 计算区域共包含 12 条微通道(ch1—ch12, 其中 ch1 只有一半在计算域内), 最长通道为 ch1, 其长度 $L_{\max} = 16$ mm, 最短通道为 ch12, 其长度 $L_{\min} = 8.8$ mm, 每条通道几何中心之间的距离 $S = 0.6$ mm, $h_2 = 2$ mm 表示激光辐照面与流道的最短距离(镜面厚度), 激光辐照

背面与流道的最短距离 $h_1 = 1.4$ mm。每种截面选取 3 种不同几何尺寸进行了研究, 具体尺寸如表 1 所示, 表中 Rect 为矩形, Trap 为梯形, Cir 为圆形, a, b, H, D 的定义如图 1(c) 所示, D_h 为水力直径, 其定义为

$$D_h = A_c / p, \quad (1)$$

式中 A_c 为截面积, p 为湿周长。为了便于分析说明, 对微通道的固/液壁面进行了标注, 如图 1(d) 所示, face1 表示远离镜面的流道壁面; face2 表示垂直于镜面的流道壁面; face3 表示靠近镜面的流道壁面。坐标轴的 z 向表示冷却介质流动方向。

表 1 各形状微通道截面尺寸

Table 1 Geometrical parameters of the microchannels

| Model | Rect. 1 | Rect. 2 | Rect. 3 | Trap. 1 | Trap. 2 | Trap. 3 | Cir. 1 | Cir. 2 | Cir. 3 |
|---------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|--------|--------|--------|
| $a / \mu\text{m}$ | 200 | 300 | 400 | 200 | 300 | 400 | | | |
| $b / \mu\text{m}$ | | | | 100 | 150 | 200 | | | |
| $D / \mu\text{m}$ | 600 | 600 | 600 | 600 | 600 | 600 | 300 | 400 | 500 |
| $D_h / \mu\text{m}$ | 300 | 400 | 480 | 239 | 325 | 397 | 300 | 400 | 500 |

3 数值计算

3.1 流/固传热控制方程

在设计了几何模型基础上做如下假设: 1) 流场和传热模型都为三维稳态模型; 2) 因为水冷镜镜面变形都在微米量级, 整个模型温度变化很小, 所以假设冷却水和铜质基底物理参数恒定; 3) 在给定的入口条件下, Re 的范围为 500~1500, 可认为冷却水的流动状态为层流^[14,15]; 4) 激光辐照区域如图 1(a) 所示, 假设为平顶光斑, 光强均匀。除激光辐照区域以外所有与空气接触的面假设为绝热面, 忽略辐射传热。因此此模型中特征长度的水力直径 D_h 远大于水分子平均自由程, 所以连续介质方程仍然成立。

在以上假设条件下, 连续性、动量、能量方程为如下形式:

连续性方程:

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0, \quad (2)$$

动量方程:

$$\rho_{\text{fluid}}(\mathbf{V} \cdot \nabla \mathbf{V}) = -\nabla p + \mu_{\text{fluid}} \nabla^2 \mathbf{V}, \quad (3)$$

流体区域能量方程:

$$\rho_{\text{fluid}} C_{p, \text{fluid}}(\mathbf{V} \cdot \nabla T) = k_{\text{fluid}} \nabla^2 T_{\text{fluid}}, \quad (4)$$

固体区域能量方程:

$$k_{\text{solid}} \nabla^2 T_{\text{solid}} = 0. \quad (5)$$

边界条件: 1) 垂直入口: 水流初始速度 \mathbf{V} 的大小为 2.54 m/s, $T_{\text{inlet}} = 25$ °C; 2) 压力出口: 压力 $P_{\text{out}} = 0$; 3) 激

光辐照面: 热流量 $Q = 14730$ W/m²; 4) 无滑移边界: \mathbf{V} 的大小为 0, $dk_{\text{fluid}} = dk_{\text{solid}}$ 。

3.2 计算流体动力学结果数值插值

由计算流体动力学(CFD)得到温度场之后, 在 ANSYS 中可以把边界的温度值从 Fluent 的流体网格映射到有限元分析(FEA)固体网格之上。三维连续弹性体的稳态温度方程满足^[16]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \rho q_i = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (6)$$

式中 ρ 为材料密度, λ 为材料导热系数, q_i 为物体内部热源密度, t 为时间, T 为物体内部温度, c 为材料比热。在有限元模型中求解出个节点的温度后再代入有载荷的总体位能表达式即可求得热变形, 热应力求解的控制方程为经典的热弹性方程。

4 结果与分析

4.1 温度分布

图 2 和图 3 是计算所得到的矩形截面(Rect. 2)水冷镜微通道 ch1 固/液界面的温度分布。由图 2 可以看出: face1 的温度低于 face3, 其原因是 face3 靠近激光辐照面(热源); face1 和 face3 上的温度都是沿着 z 向先增加然后下降, 两个面上的温度最大值都不在流道的中心, 而是在偏向下流的地方。这

些现象与 Qu 等^[7]在微通道热沉的实验和仿真研究结论一致。图 3 显示了侧壁 face2 的温度分布情况,同 face1 和 face3 一样,温度最大值在偏向下游的地方;另外,face2 的温度在 y 轴方向也不均衡,靠近 face1 和 face3 的部位温度都要比流道中心的部位高,其原因是靠近边缘的部位处在微通道的角落,存在较厚的边界层,对流换热较小,温升较大。此外靠近 face1 的部位温度比靠近 face3 的部位温度低,其原因是 face3 离热源较近。

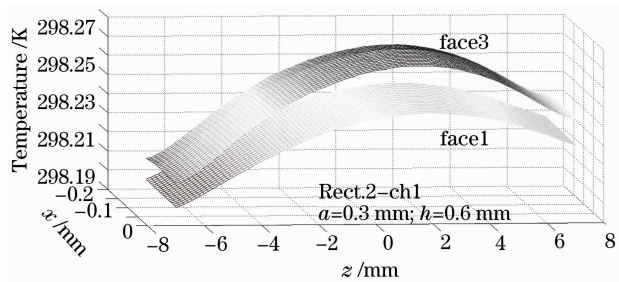


图 2 Rect. 2 截面微通道水冷镜 ch1 上的 face1 和 face3 温度分布

Fig. 2 Temperature distribution of face1 and face3 of ch1 with Rect. 2 microchannel

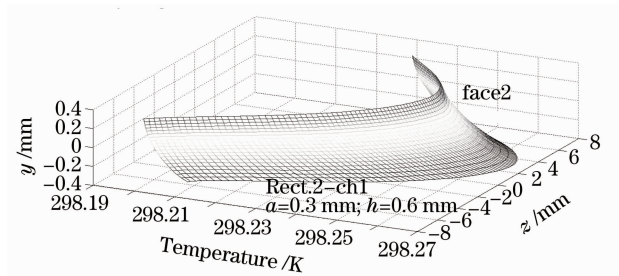


图 3 Rect. 2 截面微通道水冷镜 ch1 上的 face2 温度分布

Fig. 3 Temperature distribution of face2 of ch1 of the mirror with microchannel Rect. 2

每个面上温度分布在下游出现一个下降沿,其并不是对流换热再次加强,而是整个镜面的热输入只发生在镜面以 $x=0, z=0$ 为圆心, $D_2=12$ mm 为直径的圆形区域内,热量在圆周方向和厚度方向都

存在热传导,导致下游的热流密度比中上游要小,同时中下游界面上换热系数变化很小,所以温度有所下降。

由于每一种截面形状和尺寸的微通道水冷镜的镜面温度分布只存在温度值大小的区别,而分布趋势几乎一样,所以在此只列出了 Rect. 2 的分布情况,如图 4 所示。分析图 4 可知,由于冷却介质通过沿途流动换热,温度逐渐增大,从而使得与基底温度差减小,换热变差,导致镜面最高温度值并不在几何中心,而是偏向下游方向,这与图 2 和图 3 所示的结果一致。此外从图 4 还可以清楚地看到,沿 z 轴的温度梯度分布不均匀,这也与图 2 一致。

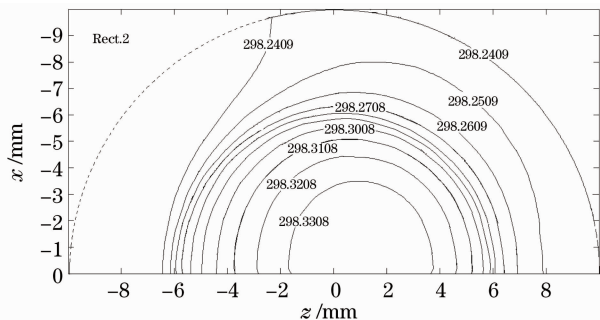


图 4 Rect. 2 截面微通道的水冷镜镜面温度分布

Fig. 4 Temperature distribution of reflection face of microchannel water-cooled mirror with microchannel Rect. 2

表 2 给出了每种微通道中冷却水的温升 ΔT 。 $\Delta T = T_{\text{WaterOut}} - T_{\text{WaterIn}}$,其中 T_{WaterIn} 表示冷却水入口温度, T_{WaterOut} 表示冷却水出口温度。由表 2 可见,不论是何种截面形状的微通道水冷镜,随着水力直径 D_h 增大,冷却水温升逐渐减小。对于矩形截面的微通道,当水力直径由 $300 \mu\text{m}$ 增加到 $480 \mu\text{m}$ 时,冷却水温升由 0.1985 K 减小到 0.1935 K,说明大水力直径的通道散热量小。对于其他两种截面形状的通道,也存在类似情况。可见通过减小流道截面尺寸可以增大散热量。

表 2 各种模型中的冷却水温升 ΔT

Table 2 Temperature rise ΔT of each model

| Model | Rect. 1 | Rect. 2 | Rect. 3 | Trap. 1 | Trap. 2 | Trap. 3 | Cir. 1 | Cir. 2 | Cir. 3 |
|-----------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|--------|--------|--------|
| $D_h / \mu\text{m}$ | 300 | 400 | 480 | 239 | 325 | 397 | 300 | 400 | 500 |
| $\Delta T / \text{K}$ | 0.1985 | 0.1968 | 0.1935 | 0.1961 | 0.1935 | 0.1921 | 0.1989 | 0.1976 | 0.1958 |

4.2 换热系数

由于本文中所有模型具有相同热边界条件,因此结合上述的温度分布情况可以看出,微通道在各个侧壁以及流动方向上的换热系数并不像以前激光

水冷镜文献^[9~11]中假设的那样是恒定的,而是随局部热流密度和温度分布而变化的量,其定义为

$$h = q / (T_w - T_{\text{fluid}}), \quad (7)$$

式中 T_w 为固/液壁面温度, T_{fluid} 为流体温度, q 为热

流密度。图 5 是矩形微通道内 face1~face3 的换热系数沿流动方向的变化情况。由图 5 可以看出，侧壁 face2 的换热系数明显大于 face1 和 face3，在梯形微通道内的现象与矩形通道内一致。尽管 face3 靠近热源，但是侧壁 face2 散热量大些，这是因为金属的热导率相较于冷却水非常大，侧壁 face2 的热流密度几乎与 face3 一样，但是侧壁的两个面不仅面积大，而且距离较近，边界层厚度较薄，对流传热热阻较小，因此换热系数大些。所以在设计矩形和梯形截面微通道时，可以适当增大侧面的高度。与 Qu 等^[7,17]的计算结果不同的是，3 个面上的换热系数沿流动方向并不是先减小后变为恒定值，而是一直减小，其原因在于在本文的条件下，冷却水热边界层还处于发展阶段，通道长度小于其热入口区长度。Incropera 等^[18]给出了热入口区长度的计算式

$$L_{th} = 0.05RePrD_h, \quad (8)$$

式中 Pr 为普朗特数, Re 为雷诺数。25 °C 时, 水的 Pr 约为 5.2, 则 $L_{th} > 60$ mm, 而本文的模型中流道长度最大值为 $L_{max} = 16$ mm, $L_{max} < L_{th}$ 。

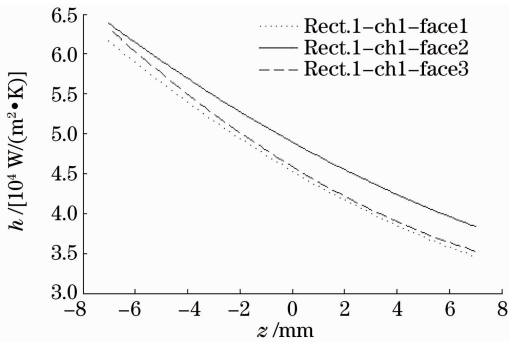


图 5 Rect. 1 矩形通道 ch1 各面换热系数分布

Fig. 5 Heat transfer coefficient of each face of ch1 with Rect. 1 along flow direction

图 6 给出了 3 种不同尺寸矩形微通道的 ch1 在流动方向的平均换热系数的变化情况。由图可以看出，当微通道水冷镜流体边界条件和热边界条件一定时，微通道的换热系数随着水力直径的减小而增大，此外沿着冷却介质流动方向，其换热系数减小。圆形和梯形截面的微通道 ch1 的换热系数变化与矩形截面一致。图 7 给出了 $D_h \approx 0.4$ mm 的不同形状微通道水冷镜 ch1~ch10 平均换热系数的分布情况，由图可知，流道离水冷镜对称中心的距离越大，平均换热系数越小，这主要是由于压力损失的存在，致使远离冷却介质入口的微通道内流速减小。当水力直径相当时梯形微通道的平均换热系数最大，矩形微通道次之，圆形微通道的最小，这是因为，

当梯形和矩形微通道水力直径相当时，通道截面积也相当，因而通道内平均速度相当，又因为通道内 face2 的换热系数大于 face1 和 face3，同时梯形微通道 face2 总面积要大于矩形截面微通道，所以梯形微通道的平均换热系数大于矩形微通道；当矩形和圆形微通道水力直径相当时，虽然圆形截面侧壁面积比矩形小，但是圆形截面面积大于矩形截面面积，当冷却水入口初始速度大小一定时，圆形微通道内流速要大于矩形微通道，导致圆形微通道平均换热系数较大。

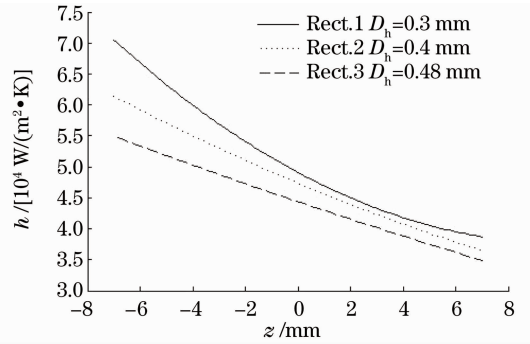


图 6 矩形微通道 ch1 换热系数与几何尺寸的关系

Fig. 6 Heat transfer coefficient of rectangle microchannel along flow direction with different hydraulic diameters

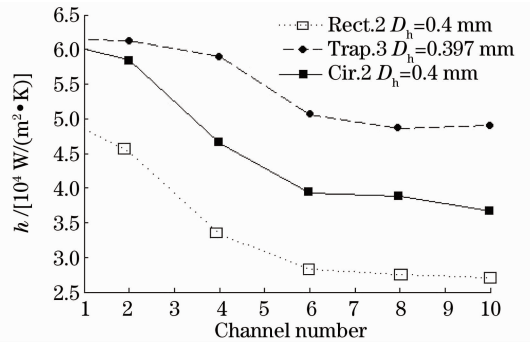


图 7 不同微通道形状下换热系数随通道的变化

Fig. 7 Heat transfer coefficient of the microchannel with approximately the same D_h and different cross-section shapes

4.3 镜面热变形

在耦合温度场计算热变形之前，为了分析水压对镜面附加变形的影响，在截面积最小的模型 Cir. 1 中，将流/固界面的压力场耦合到 ANSYS 的结构单元计算得到水压所产生的镜面最大相对形变(厚度方向)为 2.6×10^{-10} m, 其大小不到之后计算得到的热变形量的 1/50, 所以文中所有模型的水压附加形变都可以忽略。图 8 给出了以上 9 组模型镜面 $x=0$ 线上相对热变形 Δy 沿流动方向的分布, $\Delta y = y_{th} - y_{min}$, 其中 y_{th} 为水冷镜厚度方向上的热变形, y_{min} 是

参 考 文 献

y_{th} 的最小值。由图 8 可知,各种结构水冷镜面相对热变形的大小差别并不是很大,范围在 $0.016\sim 0.023\ \mu\text{m}$ 之间。本文中模型的热流密度和流体边界条件与文献[11]相当,区别是文献[11]中流道截面为 $1\ \text{mm}\times 4\ \text{mm}$ 。在相当的初始条件下,文献[11]获得了 $0.095\sim 0.33\ \mu\text{m}$ 的热变形,与其相比,本文的相对热变形量要小 1 个数量级,可见这种数百微米微通道镜抗热变形效果远远优于毫米量级的微通道镜。仔细比较图 8 可以看出,同一种流道截面,随着水力直径的减小,镜面热变形也相应减小;梯形截面微通道的抗热变形能力要优于另外两种截面形状的微通道水冷镜,这与其高的平均换热系数应该是紧密关联的。

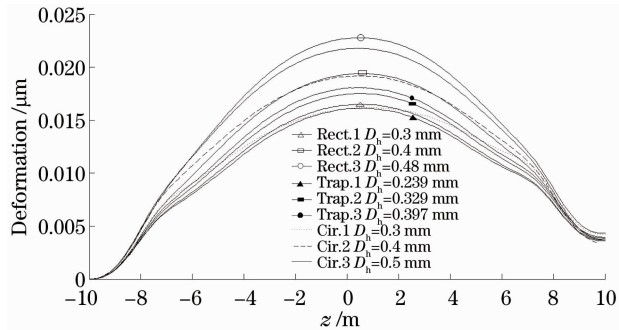


图 8 微通道水冷镜镜面相对热变形

Fig. 8 Relative deformation in y axis of reflection face of microchannel water-cooled mirror with different cross-sections shapes and hydraulic diameter channels

5 结 论

通过对不同截面形状的微通道水冷镜的换热机制,包括微通道壁面上温度和换热系数的局部和平均分布、镜面相对热变形量的研究,得到了如下结论:温度并不随镜面和激光辐照中心成对称分布,其最大值位于镜面几何中心偏向下游的方向上;换热系数沿冷却介质流动方向并不均匀,在冷却介质入口处最大,并随流动方向逐渐减小;距离冷却介质的入口越远的流道,其换热系数越小;对于同一种界面形状的微通道,水力直径越小,其换热能力越强;当冷却介质入口速度和微通道水力直径相同时,梯形微通道在 3 种截面微通道中具有最大的换热系数;镜面的最大变形量出现在几何中心偏下游的地方,而且在热流密度为 $14730\ \text{W}/\text{m}^2$,水力直径为 $239\ \mu\text{m}$,入口速度为 $2.54\ \text{m}/\text{s}$ 的条件下,梯形微通道镜的热变形仅为 $0.016\ \mu\text{m}$ 。

- 1 Du Yanyi, An Jianzhu, Shu Xiaojian. Effect of thermal distortion of mirror on characteristics of laser beam in unstable resonator [J]. *High Power Laser and Particle Beams*, 2008, **20**(8): 1332~1337
- 杜燕贻, 安建祝, 束小建. 腔镜热变形对非稳腔光场特性的影响 [J]. *强激光与粒子束*, 2008, **20**(8): 1332~1337
- 2 Liu Zejin, Zhou Pu, Xu Xiaojun. Study on universal standard for evaluating high energy beam quality [J]. *Chinese J. Lasers*, 2009, **36**(4): 773~778
- 刘泽金, 周 朴, 许晓军. 高能激光光束质量通用评价标准的探讨 [J]. *中国激光*, 2009, **36**(4): 773~778
- 3 V. V. Apollonov, A. I. Barchukov, V. N. Lukanin *et al.*. Possibility of using structures with open pores in construction of cooled mirrors [J]. *Sov. J. Quantum Electron.*, 1978, **8**(5): 672~673
- 4 V. V. Apollonov, P. I. Bystrov, Y. A. Brovalskii *et al.*. Feasibility of using liquid-metal heat carriers to cool power optics components made of porous structures [J]. *Sov. J. Quantum Electron.*, 1981, **11**(6): 796~798
- 5 D. B. Tuckerman, R. E. W. Pease. High performance heat sinking for VLSL [J]. *IEEE Electr. Device Lett.*, 1981, **EDL-2**(5): 126~129
- 6 J. Judy, D. Maynes, B. W. Webb. Characterization of frictional pressure drop for liquid flows through microchannels [J]. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 2002, **45**(17): 3477~3489
- 7 Weilin Qu, Issam Mudawar. Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single phase micro-channel heat sink [J]. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 2002, **45**(12): 2549~2565
- 8 Poh-Seng Lee, Suresh V. Garimella, Dong Liu. Investigation of heat transfer in rectangular microchannels [J]. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 2005, **48**(9): 1688~1704
- 9 Yu Liangying, Cheng Zuhai, Zhu Haihong *et al.*. Channel parameter analysis of water-cooled silicon mirror for high-energy laser [J]. *High Power Laser and Particle Beams*, 2007, **19**(3): 353~356
- 余亮英, 程祖海, 朱海红等. 强激光作用下水冷硅镜沟槽参数的模拟分析 [J]. *强激光与粒子束*, 2007, **19**(3): 353~356
- 10 Yu Wenfeng, Cheng Zuhai, Sun Feng *et al.*. Investigation of the multilayer water-cooling Si mirror used in high power laser [J]. *Chinese J. Lasers*, 2004, **31**(s): 489~491
- 余文峰, 程祖海, 孙 峰等. 高功率多层水冷硅基反射镜的研究 [J]. *中国激光*, 2004, **31**(s): 489~491
- 11 Chen Jiayuan. Study on the Stability of Mirrors of High Power TEA CO₂ Laser [D]. Wuhan. Huazhong University of Science and Technology, 2009
- 陈佳元. 高功率 TEA CO₂ 激光器腔镜热稳定性研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2009
- 12 Li Bin, Jiao Luguang, Liu Liang *et al.*. Numerical simulation of water jet cooled SiC mirror [J]. *Chinese J. Lasers*, 2011, **38**(2): 0202009
- 李 斌, 焦路光, 刘 亮等. 射流式碳化硅水冷镜数值模拟 [J]. *中国激光*, 2011, **38**(2): 0202009
- 13 Yao Shun, Ding Peng, Liu Jiang *et al.*. Microchannel heatsink of high beam quality semiconductor laser array [J]. *Chinese J. Lasers*, 2009, **36**(9): 2286~2289
- 尧 舜, 丁 鹏, 刘 江等. 高光束质量大功率半导体激光阵列的微通道热沉 [J]. *中国激光*, 2009, **36**(9): 2286~2289
- 14 Hao Li, Michael G. Olsen. MicroPIV measurements of turbulent flow in square microchannels with hydraulic diameters from 200 μm to 640 μm [J]. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 2006, **27**(1): 123~134
- 15 C. Rands, B. W. Webb, D. Maynes. Characterization of transition to turbulence in microchannels [J]. *Int. J. Heat and*

- Mass Transfer, 2006, **49**(17-18): 2924~2930
- 16 Tao Wencuo. Numerical Heat Transfer (Second edition)[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001
陶文铨. 数值传热学(第二版)[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001
- 17 Andrei G. Fedorov, Raymond Viskanta. Three-dimensional conjugate heat transfer in the microchannel heat sink for electronic packaging[J]. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 2000, **43**(3): 399~415
- 18 F. P. Incropera, D. P. DeWitt. Fundamentals of Heat and Mass Transfer[M]. New York: Wiley, 1996

栏目编辑：韩 峰