

文章编号:1001-5078(2024)03-0340-06

· 激光器技术 ·

基于微通道散热的板条激光放大器热仿真分析

吴 頔^{1,2}, 于 宇^{1,2}, 李 凯^{1,2}, 于恒哲^{1,2}, 许志鹏^{1,2}, 李云飞^{1,2}, 王 赉^{1,2}, 白振旭^{1,2},
王 玺³, 王君光⁴, 张永宁⁴, 王毕艺⁴, 王雨雷^{1,2}, 吕志伟^{1,2}

(1. 河北工业大学 先进激光技术研究中心, 天津 300401; 2. 河北省先进激光技术与装备重点实验室, 天津 300401;
3. 国防科技大学 脉冲功率激光技术国家重点实验室, 安徽 合肥 230037; 4. 电磁空间安全全国重点实验室, 天津 300308)

摘要:众所周知,热效应是限制大功率高能量激光器发展的一大瓶颈,在高能激光产生的过程中伴随着大量的废热产生,影响高能激光器的光束质量甚至会影响其正常工作。为了保证高能激光器的稳定运作并研究其工作物质的散热过程中的热分布状态,本文建立了一种用于高能 Zig-Zag 板条激光放大器的双端入水微通道散热模型,利用 CFD 模拟仿真软件在额定工况下对微通道与空腔热沉进行散热对比,还研究了模型的可变参数:通道高度、翅片厚度,以及水流量对于散热性能的影响。模拟研究发现本文提出的微通道热沉冷却效果优于全腔水冷效果,微通道热沉将晶体表面最高温差控制在 4 °C 以内,表面温度也降低了 32 %;同时在压降允许范围内优化通道参数能再将冷却效果提升 10 %,实现增益介质分布式高效散热。

关键词:大功率高能量;板条激光放大器;微通道热沉;冷却效果;CFD

中图分类号:TN248.1;O436 文献标识码:A DOI:10.3969/j.issn.1001-5078.2024.03.003

Thermal simulation analysis for slab laser amplifier based on microchannel heat sink

WU Di^{1,2}, YU Yu^{1,2}, LI Kai^{1,2}, YU Heng-zhe^{1,2}, XU Zhi-peng^{1,2}, LI Yun-fei^{1,2}, WANG Gong^{1,2}, BAI Zhen-xu^{1,2},
WANG Xi³, WANG Jun-guang⁴, ZHANG Yong-ning⁴, WANG Bi-yi⁴, WANG Yu-lei^{1,2}, LV Zhi-wei^{1,2}

(1. Center for Advanced Laser Technology, Hebei University of Technology, Tianjin 300401, China;
2. Hebei Key Laboratory of Advanced Laser Technology and Equipment, Tianjin 300401, China;
3. State Key Laboratory of Pulsed Power Laser Technology, National University of Defense Technology, Hefei 230037, China;
4. Science and Technology on Electro-Optical Information Security Control Laboratory, Tianjin 300308, China)

Abstract: As is well known, thermal effect is a major bottleneck limiting the development of high-power and high-energy lasers. During the process of producing high-energy lasers, a large amount of waste heat is generated, which affects the beam quality of high-energy lasers and even their normal operation. In order to ensure the stable operation of the high-energy laser and study the heat distribution state of its working material in the process of heat dissipation, this paper establishes a dual end water entry microchannel heat dissipation model for high-energy Zig-Zag Flat noodles laser amplifier. The heat dissipation of microchannel and cavity heat sink is compared under rated conditions using CFD simulation software. The variable parameters of the model are also studied: channel height, fin thickness, And the impact of water flow rate on heat dissipation performance. Simulation studies have found that the cooling effect of the microchannel heat sink proposed in this article is better than that of full cavity water cooling. The microchannel heat sink controls the maximum temperature difference on the crystal surface within 4 °C, and the surface temperature is also reduced by 32 %; Optimizing channel parameters within the allowable range of pressure drop can further improve the cooling effect by 10 %, achieving distributed and efficient heat dissipation of gain media.

基金项目:国家自然科学基金项目(No. 62005074);国防基础科研计划项目(No. JCKY2023230C010);河北省自然科学基金项目(No. F2021202002)资助。

作者简介:吴 頔,男,硕士,主要从事全固态激光器方面的研究。E-mail:wd395243163@163.com

通讯作者:于 宇,男,教授,博士,主要从事全固态激光器方面的研究。E-mail:yuyu1990@hebut.edu.cn

收稿日期:2023-06-27; **修订日期:**2023-08-20

Keywords: high power and high energy; slab laser amplifier; microchannel heat sink; cooling effect; CFD

1 引言

自第一台红宝石激光器问世以来,激光技术迅猛发展,起初是一些低能量的小型激光器,但随着对于激光技术的不断研究,太空探索、国防、工业制备等领域不断对高能激光器提出了新的需求。起初圆棒状 YAG 晶体流行于固体激光器的制作之中,这种激光器具有转换效率高、光束质量好的优点。但随着对高能激光器的追求,晶体棒中产生大量的废热堆积,又由于棒状晶体其散热面积小,会导致晶体产生一些热效应以及应力效应影响其光束质量甚至会导致晶体损坏,于是板条激光器就诞生了,板条激光器的工作物质的形状为一个长方体,不再是棒状结构^[1],这种结构使其获得了更大的散热面积,降低晶体内部的热效应影响。

在板条激光器产生的基础上要进一步提高泵浦能量以获得更高的输出能量,这时要考虑如何对板条激光器的工作物质进行更好的散热来保证其稳定运行^[2]。应用于高功率激光器之上一般采用微通道热沉来满足其高热流密度大散热量的散热需求^[3]。

微通道热沉的概念于 1981 年提出,以硅为基本材料来制备了整体的微通道热沉结构^[4],与传统的无结构风冷对流散热装置相比获得了很大的散热效果提升。Harpole 等对微通道换热过程进行了理论模拟^[5],对一个完整的二维流动传热微通道换热器模型进行分析,设置热沉表面在 25 °C 以下,以水或者用 8 % 的甲醇水溶液作为冷却剂,模拟发现其有效传热系数达到 100 W/(cm²·K),并且其总压力降为 2 × 10⁵ Pa 左右。对于高可靠性高功率激光器的研究中提到了水冷式铜微通道热沉散热技术^[6],冷却剂选用去离子水,来降低其传导热阻。V 形槽硅微通道冷却器^[7]的结构和主要制作工艺被提出后,学者们将视线转向不同形状的微通道研究,对不同内部结构的微通道热沉进行了模拟散热计算,通过对微通道热沉的结构参数优化,使模块式微通道热沉可满足连续 50 W 或脉冲功率 120 W (20 % 占空比)的高功率二极管激光器板条的散热需求^[8]。中国科学院半导体所国家光电子装置工程研究中心^[9]对大通道热沉进行参数优化,将其特征参数缩小到微通道结构参数,在芯片温度在 35 °C 以下时进行模拟研究,研究发现微通道结构参数能够将热流密度提升到 2.5 × 10⁷ W/m²。通过以上研究发现:微通道热沉可用于解决高热流密度的散热问题。因

此,本文将设计一种适用于板条晶体的双端入水微通道散热模型,通过研究其几何参数及内部结构对晶体热分布的影响来指导工程中的热沉设计。

2 热沉的基本结构

高能 Zig-Zag 板条激光器设计的微通道热沉的总体结构如图 1(a)所示(其中上半部分为观察内部结构进行了透明化自理)。中间板条晶体通过钢焊与热沉连接,与微通道热沉进行接触并完成散热的是板条的两个大侧面,泵浦结构为双端端面泵浦。

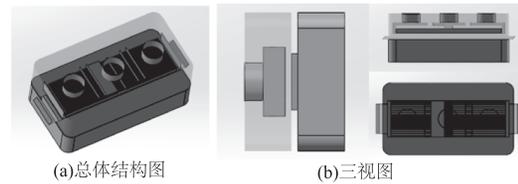


图 1 基于 Zig-Zag 板条激光器的微通道热沉总体结构图及三视图
Fig. 1 Overall structure diagram and three views of microchannel heat sink based on Zig Zag Flat noodles laser

为了进一步了解此装置的结构,将其三视图展示如图 1(b)所示,板条晶体的大侧面与微通道热沉结构中存在微通道结构的大侧面进行钢焊,保证其良好的接触与散热,降低其传导热阻。

以单个热沉单元为例,每个微通道热沉单元由洞板、换热板以及底板构成,洞板包括两个入水口和一个出水口,两个入水口在两端,出水口在中间,都连接着走水通道,中间为换热板,换热板中存在着微通道结构与洞板中的走水通道相连来构成整个冷却装置中的冷却液流动部分,底板是换热板与激光介质冷却面的接触面,板条晶体内部的热量向晶体表面扩散,由晶体表面传递至底板再向上传到至换热板中^[10]。整体的水流流向如图 2 所示。

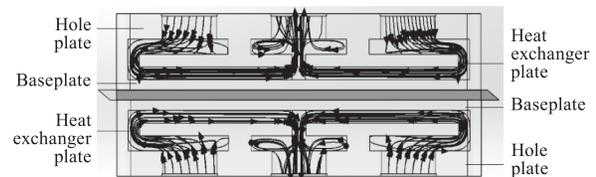


图 2 微通道内部水流流向及热沉的组成图
Fig. 2 Composition diagram of water flow direction and heat sink in microchannel

在整个结构的设计中,微通道结构起着至关重要的作用,它是负责交换热量的重要枢纽,其结构参数以及形状可能会对整体的散热有着巨大的影响,下面将从改变微通道参数的角度进行 CFD 仿真模拟,验证不同微通道参数对于散热性能的影响。

3 CFD 仿真实验

3.1 经典传热定律(傅里叶传热定律)

单位时间内通过给定面积的热量与该点的温度梯度及垂直于导热方向的截面面积成正比,如式(1)所示:

$$\Phi = -\lambda A \frac{\partial T}{\partial n} \quad (1)$$

其中,负号表示热量的传递方向与温度梯度方向相反; λ 流体导热率,单位为 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$; A 为传导热量平面的截面面积,单位为 m^2 ; $\frac{\partial T}{\partial n}$ 为温度在 n 方向上的导数。

由傅里叶导热定律可知:换热量与液体静态导热率、导热面积以及温度梯度相关,流场分析还需要联立 N-S 方程进行求解,以获得特定时间点上流场内的任意一点的速度矢量、压力矢量以及温度。

3.2 CFD 基本控制方程

3.2.1 连续性方程

连续性方程又称为质量守恒方程,单位时间内流出某封闭固定空间内的流体质量等于此时间内该封闭固定区域中由于密度改变而损失的质量,将流体流动质量守恒方程定义为微分形式:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

式中, u_x 、 u_y 、 u_z 分别为 X 、 Y 、 Z 三个方向上的速度矢量,单位为 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; t 为时间,单位为 s ; ρ 为密度,单位为 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 。

本文模拟过程中均将流体视为不可压缩流动,则有如下表达:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

3.2.2 动量方程

动量方程是由牛顿第二定律衍生而来,用于描述给定流体微元体受外界作用力与时间的关系,具体描述为流体微元体所受外界作用力总和等于微元动量对时间的微分。

对于牛顿流体,流体的粘性应力与其变形率成正比,根据广义摩擦定律可描述为如下公式:

$$\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial t} + \nabla(\rho u_x \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla(\mu \text{grad} u_x) + \rho f_x \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho u_y)}{\partial t} + \nabla(\rho u_y \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \nabla(\mu \text{grad} u_y) + \rho f_y \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho u_z)}{\partial t} + \nabla(\rho u_z \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \nabla(\mu \text{grad} u_z) + \rho f_z \quad (6)$$

其中, μ 为动力粘度,单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

2.2.3 能量方程

热力学第一定律又称为能量守恒定律,可将微元体单位时间内总能量的增加描述为流入微元体中的热通量与合力做功之和,表达如下所示:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla[\vec{u}(\rho E + p)] = \nabla(k_{\text{eff}} \nabla T - \sum_j h_j j_j) + S_k \quad (7)$$

这个热源可以根据不同情况来自定义热源的输入^[11]。

4 模拟仿真设计及分析

4.1 边界条件及参数设置

本仿真实验设置热沉单元的材料为铜,且认为材料是绝对光滑的材料,不考虑其粗糙程度,板条晶体为各项同性且均匀的 Nd:YAG 材料,整体仅考虑固体与液体的热传导效应,不考虑重力影响。板条晶体的尺寸为 $88 \text{ mm} \times 18 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$,经过 LD 泵浦后,板条激光晶体的体热源功率在 $400 \sim 700 \text{ W}$ 之间,本模拟实验假定热源功率为 500 W 。流体使用的是湍流和层流都可以存在的水,水温为 $20.05 \text{ }^\circ\text{C}$,固体初始温度为 $17 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

4.2 冷却液流速分析

设置翅片高度为 3 mm ,翅片厚度为 0.1 mm ,通道宽度为 0.8 mm ,在当前参数情况下,设置不同的入水口冷却液流速,不考虑散热情况,只考虑入水口与出水口的水压进行模拟,设给定水压分别为 0.5 L/min 、 2.5 L/min 、 5 L/min 、 7.5 L/min 、 10 L/min 、 15 L/min ,得到结果如图 3 所示。

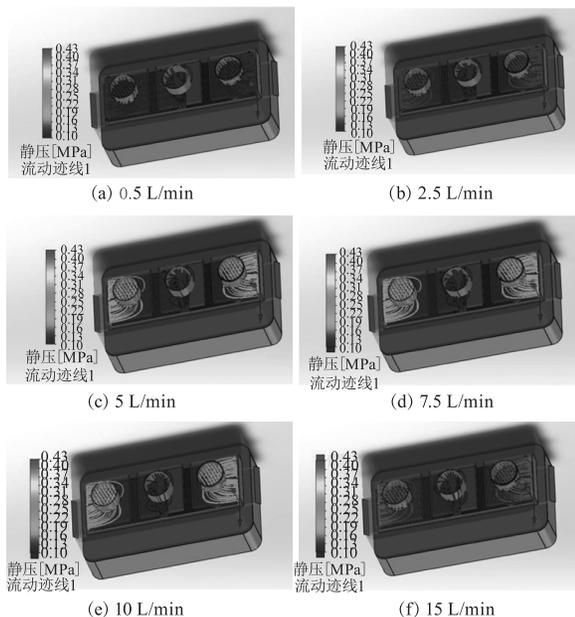


图3 不同流速下的内部水压分布图

Fig.3 Internal water pressure distribution diagram at different flow rates

两端入水口为水冷机需要提供的压力,中间默认为连接到大气,为一个标准大气压,从结果中可以看到,在 0.5 L/min、2.5 L/min 时水冷机需要提供的压力基稍微大于一个标准大气压,7.5 L/min 时达到了两个标准大气压,15 L/min 时达到了四个标准大气压的压力。这对水冷机的水冷要求和微通道内部壁面可承受的压力都是一个极大的考验,过大的压力可能会导致微通道内部壁面形变引起通道阻塞甚至损坏微通道结构。因此,本仿真设置水流量为 2.5 L/min 来进行其他模拟。

4.3 空腔模型与微通道模型的冷却性能对比

微通道热沉的换热板中存在微通道结构,其结构是由空腔热沉改进而来的,在空腔热沉中加入竖直的翅片,将整体空腔结构分隔成了多个并列的微通道结构。本模拟在 2.5 L/min 的冷却液流动速度下对整体散热过程进行热仿真,经过仿真后的晶体表面的温度分布如图 4 所示。

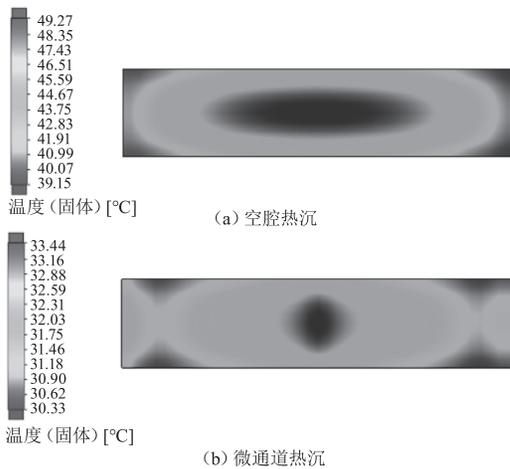


图 4 仿真后晶体表面温度分布

Fig. 4 Temperature distribution of crystal surface by simulation

热沉在晶体两端带走了更多的热量,使功率为 500 W 的体热源呈现两端温度低,中间温度高的表现,这一表现正好符合双端泵浦的需求,双端泵浦两端产热多,需要在两端提供更高强度的散热。另外,经过微通道热沉冷却后的晶体表面最高温度为 33.44 °C,最低温度为 30.33 °C,经过空腔热沉冷却后的晶体表面最高温度为 49.27 °C,最低温度为 39.15 °C,微通道热沉对于晶体的散热效果明显优于空腔热沉的效果,其表面的最低及最高温度均低于经空腔热沉冷却后的温度,微通道热沉冷却后的晶体表面温度差为 3.11 °C,而空腔热沉冷却后的晶体表面温度差达到了 10.12 °C,再结合温度分布图可以发现,经过微通道热沉冷却后的晶体表面温度分布更加均匀,温度梯度分布程度也弱于经过空腔热沉冷却后的晶体。

4.4 翅片厚度对冷却性能的影响

为研究翅片厚度对于晶体散热效果的影响,以入口流量为 2.5 L/min 为基础,通道宽度 1 mm、肋片高度为 2.5 mm 保持不变,设置翅片厚度为 0.2 mm、0.4 mm 每次递增 0.2 mm 变化至 1.2 mm,仿真结果如表 1 所示。

表 1 不同翅片宽度下的晶体表面最高温度最低温度以及内部水压模拟结果

Tab. 1 Simulation results of maximum and minimum temperature of crystal surface and internal water pressure under different fin widths

Fin Width/mm	Maximum temperature of crystal surface/°C	Minimum temperature of crystal surface/°C	Inlet water pressure/MPa
0.2	35.54	31.15	0.1016
0.4	33.80	31.09	0.1017
0.6	33.82	30.98	0.1018
0.8	33.94	31.03	0.1018
1.0	34.17	31.10	0.1020
1.2	34.29	31.14	0.1020

在一定范围内改变翅片的厚度对于入口处水压需求基本没有影响,再从晶体表面温度进行观察,翅片厚度从 0.2 mm 递增到 0.6 mm 的过程中,晶体表面的最高温度和最低温度逐渐降低,热沉的散热能力在逐渐增强,由于翅片厚度增加,其表面积增大,散热面积变大,散热效果就变得越来越好。当翅片厚度从 0.6 mm 再递增至 1.2 mm 时,晶体表面的最高温度与最低温度逐渐升高,由于减少了整体的对流散热面积,导致散热效果减弱^[12],散热效率随着翅片厚度的增加而逐渐降低,热沉贴合于晶体的有效接触面积是一定的,随着翅片厚度的增加,有效的散热通道数目就会减少,这就会影响其散热效率^[13]。因此在设计微通道结构时不能单纯依靠增加翅片厚度扩大散热面积来提高散热效率,还要考虑水道的占比。

4.5 翅片高度对冷却性能的影响

考虑实际制备手段的限制,对于翅片高度对散热模拟研究选择使用通道宽度为 1 mm、翅片厚度为 0.8 mm 的特征参数进行模拟研究,通道高度选择 1 mm、1.5 mm 依次递增 0.5 mm 递增至 3 mm,水流流速为 2.5 L/min。

翅片高度为 1 mm、1.5 mm 以及 3.5 mm 的微通道热沉晶体表面温度图 5 所示,未展示的表面温度

分布图与 1.5 mm 高度和 3.5 mm 高度的温度分布类似,都能对晶体散热及温度梯度分布起到一个缓解作用。但图 5(a)也就是在翅片高度为 1 mm 的时候的晶体的温度分布及其不规律,一边温度高,另一边温度低。

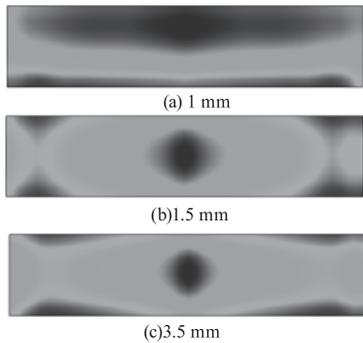


图 5 不同翅片高度下的晶体表面温度分布图

Fig. 5 Temperature distribution of crystal surface at different fin heights

通道宽度为 1 mm、翅片高度为 1 mm 模型的内部水流及压力分布图 6 所示,由于微通道尺寸以及入水口冷却液的流向影响,冷却液无法均匀通过每个微通道流道,导致原本均匀的散热过程变成了只有一部分晶体能够得到散热的过程。因此,在微通道特征结构的设计当中也需要充分考虑在当前特征尺寸下冷却液是否能正常流动,微通道尺寸过小的时候可能会影响其正常流动,产生阻塞等现象影响晶体散热。

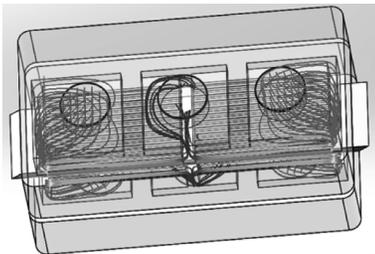


图 6 翅片高度为 1 mm 时微通道热沉内部的水流及水压分布示意图

Fig. 6 Schematic diagram of water flow and water pressure distribution in microchannel heat sink with fin height of 1 mm

对不同翅片高度下的晶体表面最高温度、最低温度以及温度差绘制点线图,结果如图 7 所示。可以观察到,随着翅片高度的提升,晶体表面最高温度在逐渐降低,但表面最低温度下降幅度不明显,随着翅片高度的提升,微通道结构中能够流过的冷却液液体体积增多,可以降低其对流热阻,对高温部分可以获得更好的散热效果,但冷却液的温度是固定的,其冷却的最低温度更多是由冷却液温度决定的,当翅片高度达到 2 mm 时其最高温度达到最小值,再提

高翅片温度也无法获得更加优异的冷却效果,因此在一定范围内提高翅片高度能有效降低板条晶体的最高温度。板条晶体表面的温度差随着翅片高度的增加而逐渐减小,说明增加翅片高度能有效缓解板条晶体的温度梯度化分布情况,使板条晶体内部温度分布更加均匀。

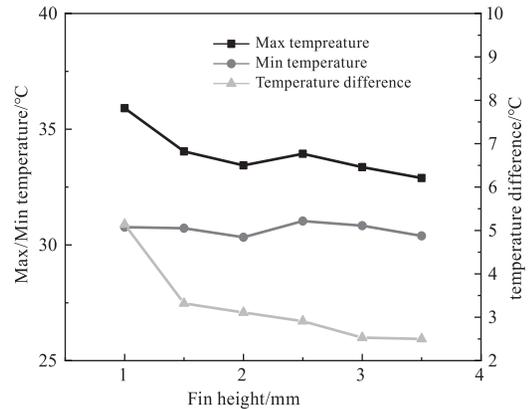


图 7 翅片高度对于晶体表面温度分布的影响

Fig. 7 Effect of fin height on temperature distribution on crystal surface

对冷却液最高温度以及冷却液在热沉内部的最大压力进行绘图,结果如图 8 所示。

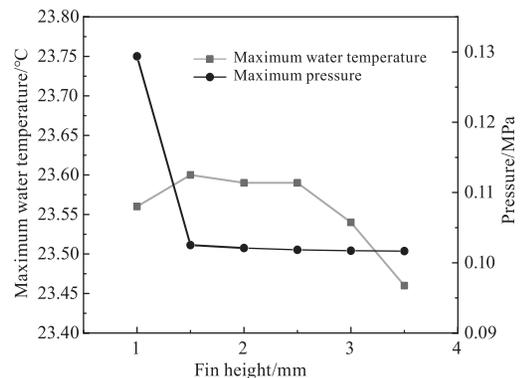


图 8 翅片高度对于对冷却液最高温度以及冷却液在热沉内部最大压力的影响

Fig. 8 Influence of fin height on maximum temperature of coolant and maximum pressure of coolant inside heat sink

在翅片高度为 1 mm 时,微通道热沉内部水压存在一个极大值,这是由于冷却液无法流经所有微通道,导致的压力骤增,当翅片高度达到 1.5 mm 时压力值恢复正常。在 1.5 mm 以后逐渐增加翅片高度,内部压力变化极小。从温度分布的结果来看,提高翅片高使晶体温度分布更加均匀,但高度增加并不是一直带来好处。高度达到一定值后晶体表面最高温度不再降低,内部冷却液的温度开始降低,随着翅片高度的增加,冷却液带走的热量先增后减,高翅片需要更水冷机提供更高的运转功率,但其冷却效率达到一定程度后却在下降,这就会造成能源的浪费,并且在翅片厚度不变的情况下,增加翅片高

度,在同等冷却液流速下需要的压力就大,翅片要承受的压力也逐渐变大,可能会导致翅片形变^[14],使微通道结构产生堵塞,进而影响散热。

5 结 论

本文针对高功率 Zig-Zag 板条激光冷却过程中的流动和传热问题,使用基于计算流体力学的流-固耦合传热法进行模拟分析,分析水流流速、微通道特征结构对散热性能的影响,根据数值模拟结果分析可知,同等流速状态下,增加翅片厚度的同时还应当考虑微通道热沉结构中的水道数量,同等散热面积下,增加翅片宽度会减少水道数量,导致散热效率降低。同等流速状态以及同等翅片厚度下,增加翅片高度可以使板条晶体温度分布更加均匀。微通道热沉相比较于普通空腔热沉对于 Zig-Zag 板条晶体的冷却具有更好的冷却效果,使热效应得到了极大程度的抑制,能获得更低的晶体温度并且使晶体温度分布更加均匀,能进一步有效解决板条激光放大器的热效应问题。

参考文献:

- [1] Sun F, Peng T C. Structural design of zig-zag alser slab [J]. Optics & Optoelectronic Technology, 2012, 10(6): 32-35. (in Chinese)
孙峰,彭堂超. Zig-Zag 激光板条的结构设计[J]. 光学与光电技术, 2012, 10(6): 32-35.
- [2] Peng T C, Sun F, Wang S Z, et. Analysis of the depolarization caused by total internal reflection in zig-zag laser slab [J]. Optics & Optoelectronic Technology, 2014, 12(1): 37-40. (in Chinese)
彭堂超,孙峰,王寿增,等. Zig-Zag 板条的全反射退偏分析[J]. 光学与光电技术, 2014, 12(1): 37-40.
- [3] Wang S L, Fang F Z. High power laser and its development [J]. Laser & Optoelectronics Progress, 2017, 54(9): 51-64. (in Chinese)
王狮凌,房丰洲. 大功率激光器及其发展[J]. 激光与光电子学进展, 2017, 54(9): 51-64.
- [4] Tuckerman D B, Pease R. High-performance heat sinking for VLSI [J]. IEEE Electron Device Letters, 1981, 2(5): 126-129.
- [5] Harpole G M, Eninger J E. Micro-channel heat exchanger optimization [J]. Semiconductor Thermal Measurement & Management Symposium. IEEE, 2002, 3(7): 59-63.
- [6] Crump P A, Crum T R, DeVito M, et al. High efficiency, high power 808 nm laser array and stacked arrays optimized for elevated temperature operation [J]. Optoelectronics Information, 2004(6): 1-11.
- [7] Li Q F, Lv W Q, Wu D Y, et. Fabrication of V-shaped silicon microchannel cooler [J]. High Power Laser And Particle Beams, 2005(S1): 114-116. (in Chinese)
李奇峰,吕文强,武德勇,等. V形槽硅微通道冷却器研制[J]. 强激光与粒子束, 2005(S1): 114-116.
- [8] Yang T, He Y, Liu T T. Silicon Microchannel heatsink for high power laser diode arrays [J]. Optics and Precision Engineering, 2009, 17(9): 2170-2175. (in Chinese)
杨涛,何叶,刘婷婷. 大功率激光二极管阵列的硅基微通道热沉研制[J]. 光学精密工程, 2009, 17(9): 2170-2175.
- [9] Jing H, Zhong L, Ni Y, et al. Design and simulation of a novel high-efficiency cooling heat-sink structure using fluid-thermodynamics [J]. Journal of Semiconductors, 2015, 36(10): 37-42.
- [10] Liu G, Tang X J, Zhao H, et. New design and CFD numerical simulations for solid-state heat sink [J]. Infrared and Laser Engineering, 2014, 43(4): 1111-1116. (in Chinese)
刘刚,唐晓军,赵鸿,等. 固体激光器新型冷却热沉的设计和 CFD 数值研究[J]. 红外与激光工程, 2014, 43(4): 1111-1116.
- [11] Li C Y. Numerical simulation and optimization of high power semiconductor laser microchannel heat sink and SLM manufacturing [D]. Beijing: Beijing University Of Technology, 2015. (in Chinese)
李丛洋. 高功率半导体激光器微通道热沉模拟优化及 SLM 制造[D]. 北京:北京工业大学, 2015.
- [12] Yang X, Lv K P, Tang X J, et. Numerical simulation of the cooling capacity of heat sink with high heat flow density [J]. Laser & Infrared, 2018, 48(1): 52-55. (in Chinese)
杨雪,吕坤鹏,唐晓军,等. 高热流密度热沉散热能力数值仿真分析[J]. 激光与红外, 2018, 48(1): 52-55.
- [13] He J G, Li M, Mo Z Q, et. Longitudinal forced convection heat transfer for high power slab laser media [J]. Infrared and Laser Engineering, 2020, 49(9): 231-238. (in Chinese)
何建国,李明,貉泽强,等. 高功率板条激光介质的纵向强制对流换热技术[J]. 红外与激光工程, 2020, 49(9): 231-238.
- [14] DUAN Z P, MA H, HE B S, et al. Pressure drop of microchannel plate fin heat sinks [J]. Micromachines, 2019, 10(2).