

基于微通道热沉的片状激光放大器散热模拟及优化

王浩然^{1,2}, 王建磊^{2,3**}, 李培丽^{1*}, 卢振旭¹, 马福晓¹, 马云杰¹, 周军^{2,3}, 陈卫标^{2,3}¹南京邮电大学电子与光学工程学院、柔性电子(未来技术)学院, 江苏南京 210023;²南京先进激光技术研究院, 江苏南京 210038;³中国科学院上海光学精密机械研究所, 上海 201800

摘要 为实现片状结构高重复频率大能量激光放大器的高效热管理,采用有限元分析(FEA)方法,充分考虑增益介质内部非均匀热分布、微通道热沉中的流速、对流扩散等影响因素,引入流-热-固多物理场耦合数值分析模型,对激光放大器热沉进行分析优化,并基于优化结果探讨了不同流速下微通道热沉的散热冷却能力。模拟结果表明:当基底厚度 $H_b = 2\text{ mm}$ 、单个微通道高度 $H_c = 4\text{ mm}$ 和宽度 $W_c = 0.4\text{ mm}$ 、两微通道的间距 $W_w = 0.3\text{ mm}$ 时,微通道热沉冷却能力最强,热阻最小;微通道内冷却液流速过大会导致较大的流动压力损失;微通道热沉的平均等效换热系数可达 $50000\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

关键词 激光器; 微通道; 片状激光放大器; 非均匀温度分布; 流-热-固耦合模型; 数值仿真

中图分类号 TN248.1

文献标志码 A

DOI: 10.3788/CJL220976

1 引言

基于激光二极管(LDA)泵浦全固态激光(DPSSL)技术路线的高重复频率大能量激光器一直是激光技术领域的一个主攻方向和研究热点^[1-2],在超快激光泵浦源、激光冲击强化、空间碎片探测与清理、激光致声等前沿技术领域中具有广阔的应用前景^[1-4]。

热效应是制约高重复频率大能量激光器发展的一大瓶颈。由于受到高功率泵浦光作用,增益介质内部会形成温度梯度,出现热形变、热应力等不良热效应,进而激光输出功率和光束质量下降,严重时增益介质甚至会炸裂^[5]。因此,高效的激光器热管理方案一直是高重复频率大能量激光器的关键技术之一^[5-8]。

激光器热管理方案主要包括增益介质几何构型选择和高效冷却装置设计两方面内容。片状构型的增益介质具有较大的冷却面积与体积的比值,不仅利于增益介质的散热,同时还具备易储能和可定标放大等优点^[9-11];微通道热沉体积小、结构简单,将流体强制对流换热与材料的高导热性结合起来,换热效率高,冷却能力强^[12-14]。

在利用微通道热沉冷却增益介质的研究中,一部分学者利用均匀热源讨论单个微通道参数变化对温度的影响^[7,12-13],或建立增益介质内的热分布模型,但使用换热系数来评估热沉的冷却能力^[14-15]。然而,增益

介质内部是一个非均匀热源,与微通道热沉的热交换过程复杂,不能仅建立部分模型,并且换热系数与热沉结构、热沉中流体流速等诸多因素有关^[16],尚未有普适公式可以推算,合理地确定换热系数,使其精确反映不同参数下微通道热沉的冷却能力非常困难^[17]。

为实现片状结构高重复频率大能量激光放大器的高效热管理,更加真实地反映微通道热沉对增益介质的冷却能力,本文建立了包含片状型增益介质和微通道热沉的全尺寸模型,引入流-热-固多物理场耦合分析方法,利用ANSYS FLUENT模块对影响微通道热沉冷却能力的各个参数进行模拟。以降低增益介质工作温度为设计目标,同时考虑压降的影响,对某一参数下微通道热沉的整体冷却性能进行评价,解决了其他简化模型模拟结果不准确的问题,同时揭示微通道热沉的结构参数及内部流场对增益介质冷却效果的影响,为实际微通道热沉冷却激光放大器实验的开展提供较为准确的指导,同时大大降低了冷却热沉研制成本。

2 建模及理论分析

2.1 微通道模型

图1(a)为利用微通道热沉冷却增益介质的示意图。其中,最上方为增益介质,中间为微通道热沉,增益介质和微通道热沉通过 $50\text{ }\mu\text{m}$ 厚的铜层压接固定在一起,最下方为盖板。

收稿日期: 2022-06-17; 修回日期: 2022-07-19; 录用日期: 2022-08-02; 网络首发日期: 2022-08-12

基金项目: 国家自然科学基金(61275067)、中国科学院重点部署项目(ZDRW-KT-2019-3-3)、科工局民用航天技术预先研究项目(D010105)

通信作者: *lipi@njupt.edu.cn; **wangjl@siom.ac.cn

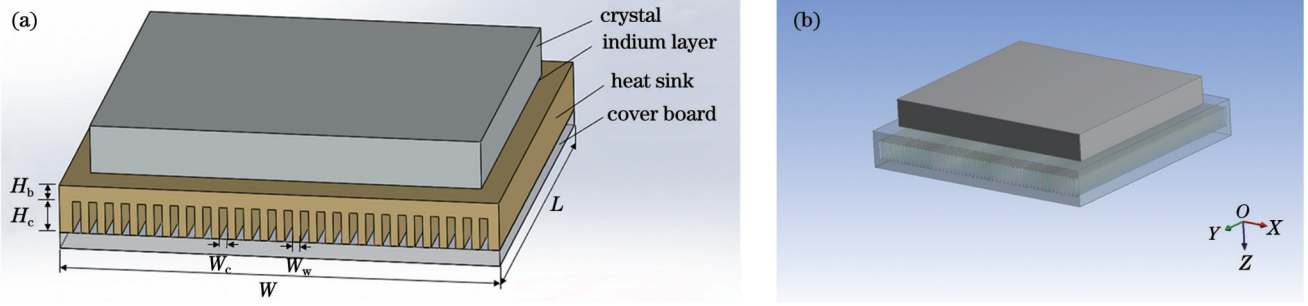


图 1 微通道热沉冷却增益介质的模型。(a)示意图;(b)仿真建立的全尺寸模型

Fig. 1 Model of microchannel heat sink cooling gain medium. (a) Schematic; (b) full-size model created during simulation

增益介质选用掺杂原子数分数为 1% 的 Nd:YAG 晶体,其下表面镀有 1064 nm 及 808 nm 高反膜,当种子激光从其上表面注入到达下表面时,高反膜使其在下表面发生反射,并再次进入增益介质中,可实现双程放大输出,此结构也被称为有源反射镜构型^[18]。

微通道热沉的各参数定义如下: H_b 定义为微通道基底厚度,表示微通道与增益介质下表面之间的距离; H_c 为微通道高度; W_c 与 W_w 分别表示为微通道的宽度和两微通道的间距;整体微通道热沉长 $L = 54$ mm,宽 $W = 52$ mm;厚度为 2 mm 的盖板与微通道热沉紧密贴合,盖板和微通道热沉使用的材料均为紫铜。

图 1(b) 所示的是仿真时建立的微通道热沉冷却增益介质的全尺寸模型,坐标系位于增益介质上表面中心,增益介质轴向方向为 Z 轴方向。

以上各材料的物性参数受温度的影响较小,假定各物性参数不随温度变化,其具体数值如表 1 所示。

表 1 模型中使用的各材料的物性参数

Table 1 Physical parameters of each material used in model

Property	Nd:YAG	Cu	Indium
Thermal conductivity $k / [W \cdot (m \cdot K)^{-1}]$	14	398	80
Specific heat $c_p / [J \cdot (kg \cdot K)^{-1}]$	590	383.1	243
Density $\rho / (kg \cdot m^{-3})$	4560	8954	7300

2.2 增益介质内的温度分布

图 2 为增益介质尺寸及泵浦区域尺寸示意图。其中,增益介质片的硬边口径为 48 mm \times 42 mm,厚度为 6 mm,假定二极管阵列经过压缩整形后输出的泵浦光垂直射入增益介质中,产生的泵浦区域尺寸为 36 mm \times 32 mm。

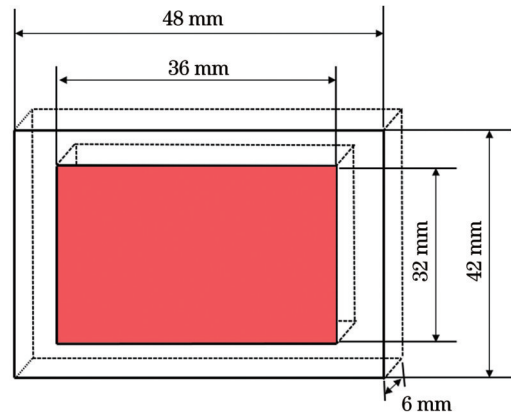


图 2 增益介质尺寸及泵浦区域尺寸

Fig. 2 Sizes of gain medium and pumping area

采用脉冲泵浦的抽运方式,泵浦光在增益介质端面方向上呈超高斯分布,在厚度方向上呈指数衰减。因此,增益介质内的热沉积分布可表示为

$$Q(X, Y, Z, t) = \eta \alpha \frac{P}{A} \exp \left\{ - \left[\left(\frac{X}{\varpi} \right)^n + \left(\frac{Y}{\psi} \right)^n \right] \right\} \times \left\{ \exp(-\alpha Z) + \exp[-\alpha(2d - Z)] \right\} f(t), \quad (1)$$

式中: η 为热沉积与增益介质吸收的泵浦光能量的比值; α 为增益介质对泵浦光的吸收系数; P 为激光二极管阵列输出的峰值功率; A 、 ϖ 、 ψ 分别为泵浦光的光斑面积、泵浦光在 X 轴及 Y 轴上的半宽; n 为超高斯阶数,本文取 10; d 为增益介质的厚度; $f(t)$ 为泵浦光函数。

图 3 为利用 ANSYS Workbench 软件中的 Transient-Thermal 模块对脉冲泵浦的激光放大器进行

瞬态热分析的结果。可以看出,在只改变泵浦频率 F 的情况下,随着频率 F 的增大,脉冲间隔期间的热传导作用对增益介质内温度的改变减弱,几乎可以忽略,并且增益介质中的温度变化能在较短的时间内与外界环境温度形成动态平衡,趋于稳定。

因此,在高重复频率抽运情况下,增益介质内的热源分布可按连续抽运情况来处理,并且热分布取决于平均输入功率^[19],可表示为

$$Q(X, Y, Z) = \frac{\eta \alpha P \tau F}{A} \exp \left\{ - \left[\left(\frac{X}{\varpi} \right)^{10} + \left(\frac{Y}{\psi} \right)^{10} \right] \right\} \left\{ \exp(-\alpha Z) + \exp[-\alpha(2d - Z)] \right\}, \quad (2)$$

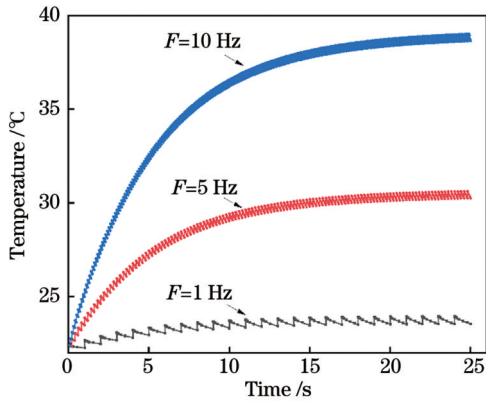


图 3 不同频率下增益介质表面温度随时间的瞬态变化
Fig. 3 Transient variation of surface temperature of gain medium with time at different frequencies

式中： τ 为泵浦脉宽。模拟仿真中用到的相关参数如表 2 所示。

表 2 增益介质热模拟中用到的参数

Table 2 Parameters used in thermal simulation of gain medium

Simulation parameter	Value
Peak pump power P / kW	56
Pump absorption coefficient α / m^{-1}	310
Pump pulse width τ / μs	230
Pump repetition rate F / Hz	20
Pump heat ratio η	0.35

2.3 流-热-固耦合控制方程

针对本文研究的微通道冷却系统,为了分析该模型的热特性和流动特性,作出以下假设:

- 1) 冷却液视为不可压缩性流体;
- 2) 分析过程是稳态的;
- 3) 遵循 Navier-Stokes 方程;
- 4) 不考虑体积力。

系统受热及冷却过程涉及热传导、流动和对流扩散过程。水或去离子水是常用的冷却液,基于上述假设,冷却液对流-扩散方程^[6,15]可表示为

$$\rho_f C_{pf} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla T \right) = k_f \nabla^2 T_f + 2\mu \mathbf{S} : \mathbf{S} + Q_f, \quad (3)$$

式中： \mathbf{u} 为速度矢量； ρ_f 、 C_{pf} 、 k_f 、 μ 分别为冷却液的密度、比热容、热导率及动力黏度； T_f 为流体温度； t 为时间； Q_f 为冷却液的体热源，初值为 0； \mathbf{S} 为形变速率张量； $\mathbf{S} : \mathbf{S}$ 为形变速率张量的双点积运算。若式(3)中速度为零，则式(3)可变为固体中的热传导微分方程，即

$$\rho_s C_{ps} \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s \nabla^2 T_s + Q_s, \quad (4)$$

式中： ρ_s 、 C_{ps} 、 k_s 分别为微通道热沉的密度、比热容和热导率； T_s 为微通道的温度； Q_s 为热源。

在流-固边界上,热耦合条件可表示为

$$\begin{cases} T_f = T_s \\ k_f(\nabla T_f) \cdot \mathbf{n}_f = k_s(\nabla T_s) \cdot \mathbf{n}_s \end{cases}, \quad (5)$$

式中： \mathbf{n}_f 和 \mathbf{n}_s 分别为流体边界和固体边界处的外法线矢量。

综上所述,引入流-热-固耦合模型可同时得到冷却液流场分布和整个系统的温度分布,中间不涉及换热系数。针对文中涉及的多物理场耦合,模型比较复杂,本文采用 ANSYS 有限元软件进行仿真分析。

3 微通道热沉几何参数的讨论与优化

3.1 初始参数设置及热阻定义

利用 ANSYS Workbench 软件中的 FLUENT 模块对 2.3 节中建立的全尺寸模型进行模拟仿真。增益介质内的非均匀热源通过 UDF 命令进行加载;压力-速度耦合采用 SIMPLE 算法;流向参数插值方法采用二阶迎风;冷却液为去离子水。

优化微通道热沉各参数时,首先取一个基准尺寸,在此基础上,再对各参数进行优化。其中,环境温度设定为 22 °C;微通道热沉入口取速度入口边界条件、流速为 2 m/s;出口为压力出口边界条件;微通道基准高度取 4 mm;宽度及两微通道的间距均取 0.5 mm,优化范围如表 3 所示,其中 V_{in} 为冷却液在微通道入口处的流速;增益介质与热沉表面加载自然对流换热系数,其值为 10 W/(m²·K),符合实际情况。

表 3 各参数优化取值范围

Table 3 Optimized value range for each parameter

Parameter	Range
H_b / mm	1-5
H_c / mm	2-6
W_c / mm	0.3-0.8, 1.0, 1.2
W_w / mm	0.2-0.8, 1.0, 1.2
V_{in} / (m·s ⁻¹)	0.5-3.0

微通道热沉取上述基准值、泵浦源取表 2 参数,增益介质内的热源与微通道内流体相互作用达到稳态后,冷却流体的流场分布及固-液整个系统的温度分布如图 4 所示,通过仿真模拟可直接得出一定参数下微通道系统整体的温度分布情况。

图 5 所示的是增益介质内不同深度处的温度分布,随着深度的增加,增益介质内的温度降幅明显,并有向室温靠近的趋势。主要原因是随着深度的增加,微通道热沉对此深度面的冷却作用越来越强,因此,微通道热沉冷却方式可大大降低增益介质表面的温度,冷却效果显著。

微通道中冷却液的流动方式可根据雷诺数大小进

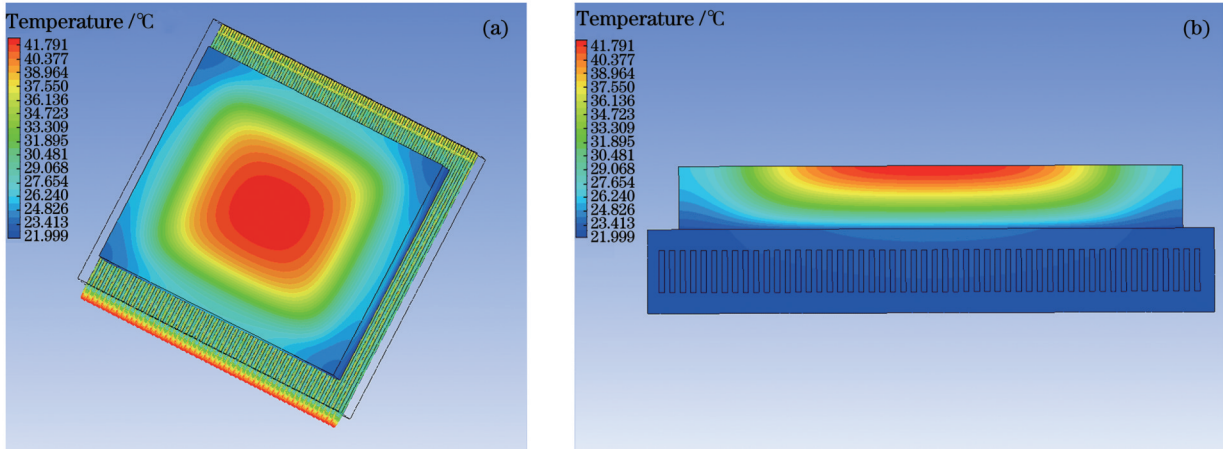


图 4 冷却流体的流场分布及整个系统的温度分布。(a)俯视图;(b)侧视图

Fig. 4 Flow field distribution of cooling fluid and temperature distribution of whole system. (a) Top view; (b) side view

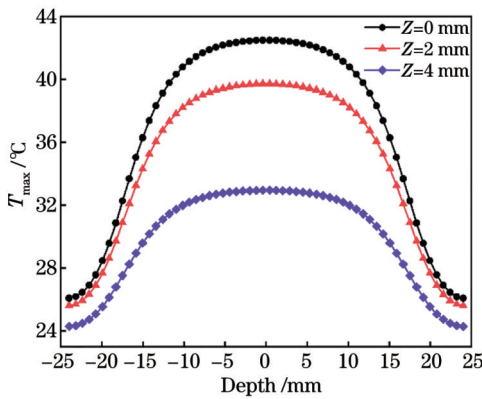


图 5 增益介质在不同深度处沿 X 轴向的温度分布

Fig. 5 Temperature distributions of gain medium at different depths along X-axis

行判定:对于内部流动,通常认为雷诺数大于 2300 时为湍流,小于 2300 时为层流。雷诺数可表示为

$$Re = \frac{\rho_i V_{in} D_h}{\mu} \quad (6)$$

式中: D_h 表示水力直径。对于矩形微通道,水力直径 D_h 为微通道横截面积与其周长之比的 4 倍。将相关微通道优化参数的最大值代入上式,可知所有优化参数均满足层流条件。

努塞尔数表征壁面上流体的无量纲温度梯度,其大小一般由实验关联式给出,通道内层流强制对流换热可由齐德-泰特(Sieder-Tate)关联式表征^[20]:

$$Nu = 1.86(Re \cdot Pr)^{1/3} \left(\frac{D_h}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_1}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (7)$$

式中: Pr 为普朗特数; μ_1 为平均温度下流体的动力黏度; μ_w 为壁面温度下流体的动力黏度; μ_1/μ_w 为动态黏度比。

由努塞尔数可得对流换热系数(h)为

$$h = \frac{Nu \cdot k_f}{D_h} \quad (8)$$

热阻(R)是衡量微通道系统散热性能的重要指

标^[21-22],热阻越小,表明微通道系统散热能力越强,性能也就越好。具体表达式为

$$R = \frac{T_{max} - T_{in}}{Q} \quad (9)$$

式中: T_{max} 为增益介质表面的最高温度; T_{in} 为冷却液的进口温度; Q 为增益介质内的发热量。达到稳态时,进口温度 T_{in} 及增益介质内的热量 Q 都为常数,由式(9)可知热阻 R 与最高温度 T_{max} 成正比。因此,利用热阻的大小可反映微通道热沉总冷却能力这一准则,对微通道热沉各参数进行优化讨论。

3.2 基底厚度对散热效果的影响

基底厚度对增益介质表面最高温度的影响如图 6 所示,随着基底厚度的增大,最高温度 T_{max} 线性增加。由式(9)可知,此时热阻增大,热沉的冷却能力变差。其原因是基底层在传热过程中的主要作用是热扩散,增益介质内的热先通过热传导沿着基底传递到流-固交界面处,然后冷却液进行强制对流换热。当基底厚度增加时,热量便不易散发,造成热沉整体的温度偏高,最终影响散热效果。由于泵浦区面积较大,而非集中热源,因此基底层可适当选择较薄的,并且从分析上来看,基底厚度也是越小越好。但在实际加工和应用中,太薄的基底受热后容易变形,导致增益介质产生额外应力,因此基底厚度不能太薄。本文根据实验经验

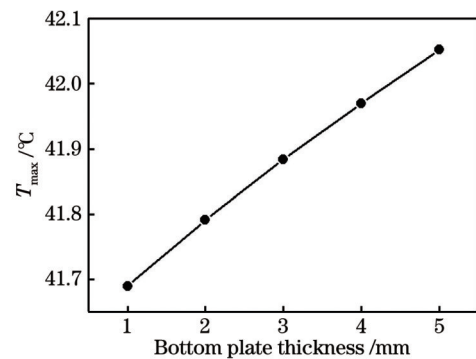


图 6 基底厚度对最高温度 T_{max} 的影响

Fig. 6 Effect of bottom plate thickness on T_{max}

选取基底厚度为 2 mm。

3.3 微通道高度对散热效果的影响

微通道高度对最高温度及微通道进、出口压力差的影响如图 7 所示。泵送功率^[23]可表示为

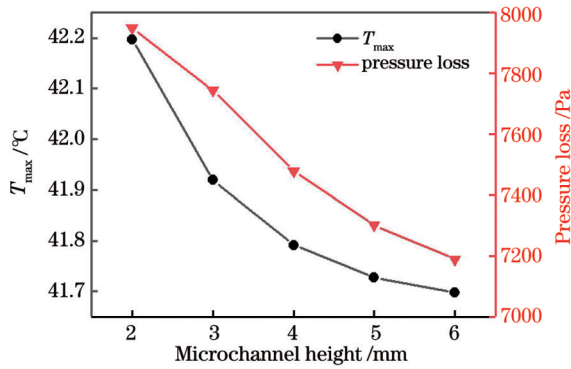


图 7 微通道高度对最高温度与压力损失的影响

Fig. 7 Effects of microchannel height on T_{max} and pressure loss

$$\begin{cases} P_p = \Delta p \cdot q_v \\ q_v = m \times V_{in} \times A_{es} \end{cases}, \quad (10)$$

式中： P_p 为泵送功率； Δp 为微通道进、出口之间的压降； q_v 为体积流量； m 为微通道数目； A_{es} 为单通道横截面积。在实际应用中，流量和压降方面的损失也是至关重要的，因此，在考虑热阻的同时加入压降的影响，能选择出更贴合实际应用的最优结构。由图 7 可知，最高温度和压力损失均随着微通道高度的增加而减小，但在微通道高度由 2 mm 增加至 4 mm 的过程中，最高温度 T_{max} 降幅明显，继续增加高度，虽然最高温度 T_{max} 仍会下降，但降幅不大。这是由于增益介质本身的热阻在总热阻中占较大比例，而且始终不改变^[5,12]，因此，在微通道高度增加到一定水平后，温度虽然会继续下降，但降幅不大。在实际中，考虑到制作微通道热沉的成本及性价比，微通道的高度优化值选为 4 mm 比较合适。

3.4 微通道宽度对散热效果的影响

图 8 所示的是微通道宽度对增益介质表面最高温度及压力损失的影响。可以看出，在微通道宽度 W_c 由 0.3 mm 增大至 1.2 mm 的过程中，最高温度 T_{max} 一直增大，即热阻一直增大。原因是在微通道热沉尺寸一定的条件下，随着微通道宽度的增加，微通道数量必然会减少，虽然单个微通道的对流换热面积增大，但总的对流换热面积却在减小。由图 8 可知，减小微通道的宽度，压力损失呈指数增大，而由式(10)可知，压力损失与泵送功率正相关，压力损失增大可导致泵送功率急剧增加。在实际情况下，必须要保证微通道冷却系统能够安全稳定运行，因此，综合以上分析，微通道宽度最优值取 0.4 mm 为宜。若仅以热阻最小为准则进行优化而不考虑压降的影响，很可能得出错误的结论^[24]。

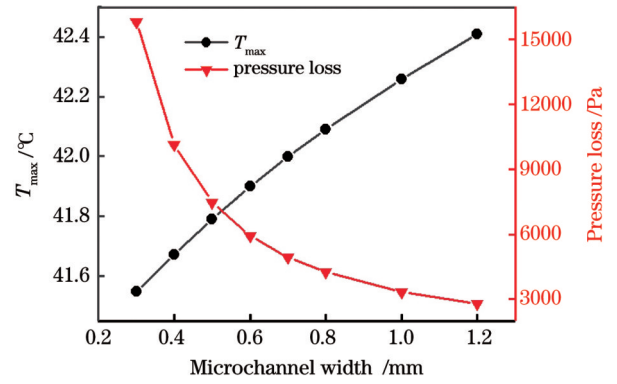


图 8 微通道宽度对最高温度与压力损失的影响

Fig. 8 Effects of microchannel width on T_{max} and pressure loss

3.5 两微通道间距对散热效果的影响

图 9 显示了两微通道的间距对增益介质表面最高温度的影响。可以看出，在两微通道的间距增加至 0.3 mm 的过程中，最高温度 T_{max} 变小，而在两微通道的间距由 0.3 mm 增大至 1.2 mm 的过程中，最高温度 T_{max} 几乎呈指数增加。因此，当两微通道的间距为 0.3 mm 时，增益介质表面最高温度 T_{max} 最小。造成此影响的原因是增益介质下表面与微通道内流体之间的部分可以视为两个串联的热阻^[10]：微通道壁外侧的导热热阻及微通道内侧与冷却流体形成的对流热阻。当两微通道的间距 W_w 很小时，导热热阻占主导地位， W_w 的增加会降低导热热阻，因此总热阻会降低。然而，当 W_w 进一步增加时，微通道的数量减少，在增益介质产热一定的条件下，进入计算单元的总传热率显著增加，导致温度升高。因此，两微通道的间距优化值选为 0.3 mm。

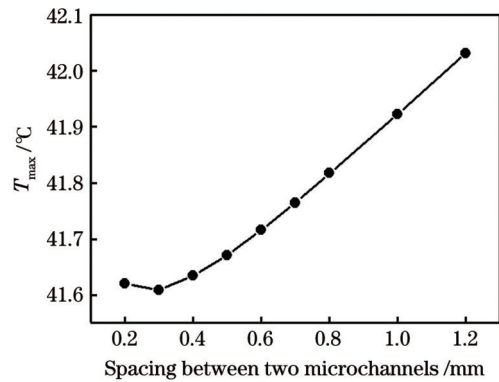


图 9 两微通道间距对最高温度 T_{max} 的影响

Fig. 9 Effect of spacing between two microchannels on T_{max}

3.6 冷却液流速对散热效果的影响

经上述分析，在图 2 所示参数下，微通道各个参数的最优取值分别为 $H_b = 2$ mm、 $H_c = 4$ mm、 $W_c = 0.4$ mm、 $W_w = 0.3$ mm，此时微通道数目 m 为 75。在此最优值的基础上，进一步探讨流速对微通道热沉冷却能力的影响，如图 10 所示。在流速从 0.5 m/s 增加至 3 m/s 的过程中，最高温度 T_{max} 呈下降趋势，即流速增大时，微通道热沉的冷却能力有所提升，但温度降幅

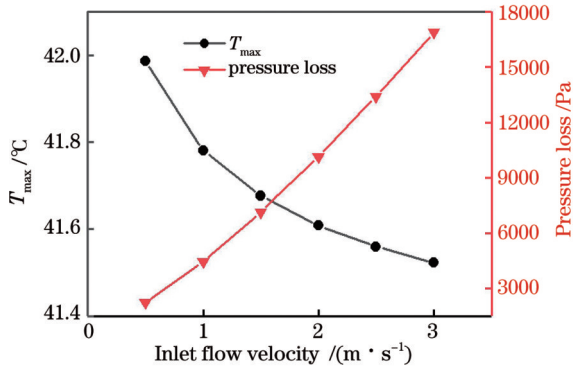


图 10 入口流速对最高温度 T_{\max} 的影响

Fig. 10 Influence of inlet flow velocity on T_{\max}

越来越小,而压力损失却呈指数增加。增大流速可以使最高温度 T_{\max} 降低,但存在一个临界值,超过此值后,最高温度虽会继续降低,但降幅不再明显,压力损失却变得很大,因此流速不能太大。在实际中,考虑恒温水箱的泵送能力及微通道系统的安全运行,取 $V_{in} = 2.5 \text{ m/s}$ (对应流量为 18 L/min) 时散热效果更好,此时微通道热沉的热阻最小,整体冷却能力最强,增益介质表面的最高温度仅为 $41.56 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

3.7 微通道冷却系统的等效换热系数

在相同泵浦条件下,利用 ANSYS Workbench 软件中的 Steady-State-Thermal 模块,对增益介质的冷却面施加不同换热系数,模拟不同参数下微通道冷却系统对增益介质表面最高温度的影响,结果如图 11 所示。这也是以往文献^[5-7]中常用的思路,即先根据经验设定换热系数大小[如利用式(8)],然后求此换热系数下增益介质表面的温度。虽然换热系数可以表征微通

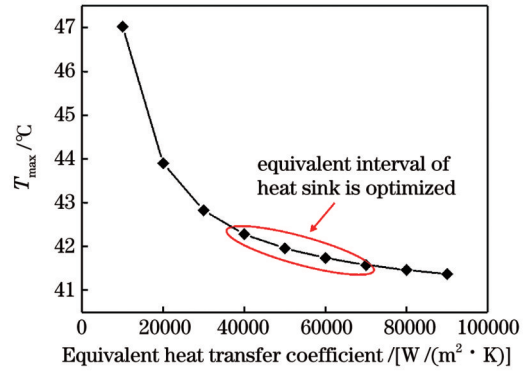


图 11 相同热源条件下微通道冷却系统的等效换热系数

Fig. 11 Equivalent heat transfer coefficient of microchannel cooling system under same heat source condition

道冷却系统的冷却能力,但如前所述,准确的换热系数往往难以得到,因此造成最终的模拟结果不准确。而本文可直接得到设定微通道参数下增益介质表面的最高温度,将此温度作为基准值,当某一换热系数下得出的增益介质表面最高温度与其相同时,此特定参数下微通道热沉的冷却能力便可由这个换热系数准确表征。

图 12(a)、(b)为优化微通道参数时出现的最高温度,微通道各参数均取优化值时最高温度所对应的等效换热系数分别为 $37200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 及 $71500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。模拟优化各参数值时对应的等效换热系数均在图 11 所标注的圆框中。由图 12 可知,优化过程中微通道系统对应的等效换热系数均值在 $50000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 左右,冷却能力很强,同时,优化微通道各个参数可以极大地提升微通道系统的冷却能力,也从侧面说明了优化参数的必要性。

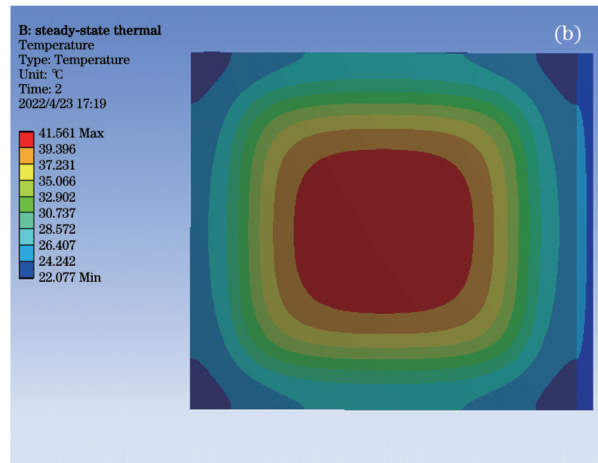
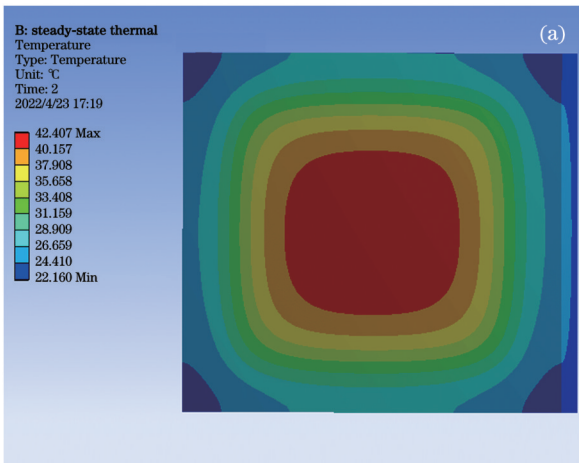


图 12 不同等效换热系数下的最高温度。(a) $37200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; (b) $71500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

Fig. 12 Maximum temperatures under different equivalent heat transfer coefficients. (a) $37200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; (b) $71500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

4 结 论

对高重复频率大能量传导冷却 Nd: YAG 激光放大器的温度分布特性进行了数值模拟,引入流-热-固

多物理场耦合模型,利用 ANSYS FLUENT 模块模拟得到不同参数下微通道系统的整体温度分布,以热阻最小为优化准则,同时加入压降的影响,并考虑实际应用中影响系统安全的因素,对微通道热沉各参数进行

优化,系统讨论和分析了微通道热沉的各个参数对增益介质表面最高温度的影响,最终得到了一组最优值,即当基底厚度 $H_b = 2 \text{ mm}$ 、微通道的高度和宽度分别为 $H_c = 4 \text{ mm}$ 和 $W_c = 0.4 \text{ mm}$ 、两微通道的间距 $W_w = 0.3 \text{ mm}$ 时,增益介质表面的最高温度最低。在此基础上,又进一步分析了冷却流体的流速对微通道热沉冷却能力的影响,结果表明,流速并不是越大越好,而是存在一个合适值,过大的流速不仅不会得到明显的降温效果,还会导致非常大的流动压力损失,最终取流速 $V_{in} = 2.5 \text{ m/s}$ 。最后,在已知特定微通道参数下增益介质表面的最高温度后,求得的等效换热系数可以准确而明了地反映微通道系统的冷却能力。研究结果为下一步片状激光放大器微通道热沉结构的实际制作与实验提供了参考。

参 考 文 献

- [1] Sawicka-Chyla M, Divoky M, Slezak O, et al. Numerical analysis of thermal effects in a concept of a cryogenically cooled Yb: YAG multislabs 10 J/100-Hz laser amplifier[J]. IEEE Journal of Quantum Electronics, 2019, 55(5): 5100518.
- [2] Mason P, Divoky M, Ertel K, et al. Kilowatt average power 100 J-level diode pumped solid state laser[J]. Optica, 2017, 4(4): 438-439.
- [3] Hornung M, Liebetrau H, Keppler S, et al. 54 J pulses with 18 nm bandwidth from a diode-pumped chirped-pulse amplification laser system[J]. Optics Letters, 2016, 41(22): 5413-5416.
- [4] 王亚楠, 周唐建, 尚建力, 等. 7.13 kW、2 倍衍射极限输出的 Yb 板条激光放大器[J]. 激光与光电子学进展, 2021, 58(11): 1114007.
Wang Y N, Zhou T J, Shang J L, et al. Yb slab laser amplifier with a laser output of 7.13 kW, 2 times diffraction limit[J]. Laser & Optoelectronics Progress, 2021, 58(11): 1114007.
- [5] 吕坤鹏, 刘震宇, 杨雪, 等. 高功率固体激光器微通道冷却结构的数值研究[J]. 中国激光, 2020, 47(6): 0601010.
Lü K P, Liu Z Y, Yang X, et al. Numerical research on microchannel cooling structure of high power solid-state lasers[J]. Chinese Journal of Lasers, 2020, 47(6): 0601010.
- [6] 肖凯博, 郑建刚, 蒋新颖, 等. 高重复频率水冷 Nd: YAG 激活镜放大器的温度特性[J]. 物理学报, 2021, 70(3): 034203.
Xiao K B, Zheng J G, Jiang X Y, et al. Temperature characteristics of high repetition rate water cooled Nd: YAG active mirror amplifier[J]. Acta Physica Sinica, 2021, 70(3): 034203.
- [7] 王建磊, 李磊, 施翔春, 等. 高功率板条放大器冷却系统模拟及优化设计[J]. 中国激光, 2010, 37(6): 1553-1559.
Wang J L, Li L, Shi X C, et al. Modeling and optimization of cooling system for high power slab laser amplifiers[J]. Chinese Journal of Lasers, 2010, 37(6): 1553-1559.
- [8] 刘锐, 公发全, 李想, 等. 全固态碟片激光器的多孔泡沫热沉传热特性研究[J]. 光子学报, 2020, 49(4): 0414002.
Liu R, Gong F Q, Li X, et al. Research on heat transfer characteristics of porous foam heat sink for all solid state thin disk lasers[J]. Acta Photonica Sinica, 2020, 49(4): 0414002.
- [9] Sun L C, Liu T H, Fu X, et al. 1.57 times diffraction-limit high-energy laser based on a Nd: YAG slab amplifier and an adaptive optics system[J]. Chinese Optics Letters, 2019, 17(5): 051403.
- [10] Wang X Q, Wang J F, Guo J T, et al. Numerical simulation of thermo-optic effects in an Nd: glass slab with low thermally induced wavefront distortion[J]. Photonics, 2021, 8(4): 91.
- [11] 朱文涛, 何会军, 余军, 等. 高能量 Yb: YAG 再生放大器[J]. 激光与光电子学进展, 2021, 58(17): 1736001.
Zhu W T, He H J, Yu J, et al. High energy Yb: YAG regenerative amplifier[J]. Laser & Optoelectronics Progress, 2021, 58(17): 1736001.
- [12] Yang X H, Tan S C, Ding Y J, et al. Flow and thermal modeling and optimization of micro/mini-channel heat sink[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 117: 289-296.
- [13] Muhammad A, Selvakumar D, Wu J. Numerical investigation of laminar flow and heat transfer in a liquid metal cooled mini-channel heat sink[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 150: 119265.
- [14] 刘刚, 唐晓军, 徐鑫婧, 等. CCEPS 激光器水冷设计的流固耦合传热数值研究[J]. 中国激光, 2014, 41(4): 0402004.
Liu G, Tang X J, Xu L J, et al. Fluid-solid coupled heat transfer design numerical study for water cooling CCEPS laser[J]. Chinese Journal of Lasers, 2014, 41(4): 0402004.
- [15] Chi H, Baumgarten C, Jankowska E, et al. Thermal behavior characterization of a kilowatt-power-level cryogenically cooled Yb: YAG active mirror laser amplifier[J]. Journal of the Optical Society of America B, 2019, 36(4): 1084-1090.
- [16] Shen Y, Bo Y, Zong N, et al. Experimental and theoretical investigation of pump laser induced thermal damage for polycrystalline ceramic and crystal Nd: YAG[J]. IEEE Journal of Selected Topics in Quantum Electronics, 2015, 21(1): 160-167.
- [17] 魏泳涛, 张玉明, 唐淳, 等. 重复脉冲抽运下激光晶体温度场的耦合分析[J]. 中国激光, 2010, 37(4): 912-916.
Wei Y T, Zhang Y M, Tang C, et al. Coupled analysis of temperature distribution in laser crystals pumped by repetitive pulses[J]. Chinese Journal of Lasers, 2010, 37(4): 912-916.
- [18] Vetrovec J. Diode-pumped active mirror amplifier for high-average power[EB/OL]. [2022-06-01]. https://www.academia.edu/73952269/Diode_Pumped_Active_Mirror_Amplifier_for_High_Average_Power.
- [19] 黄文发, 李学春, 王江峰, 等. 激光二极管抽运氦气冷却钕玻璃叠片激光放大器热致波前畸变和应力双折射的数值模拟和实验研究[J]. 物理学报, 2015, 64(8): 087801.
Huang W F, Li X C, Wang J F, et al. Theoretical and experimental investigations on wavefront distortion and thermal-stress induced birefringence in a laser diode pumped helium gas-cooled multi-slab Nd: glass laser amplifier[J]. Acta Physica Sinica, 2015, 64(8): 087801.
- [20] Ho C J, Wei L C, Li Z W. An experimental investigation of forced convective cooling performance of a microchannel heat sink with Al_2O_3 /water nanofluid[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(2/3): 96-103.
- [21] Hajmohammadi M R, Alipour P, Parsa H. Microfluidic effects on the heat transfer enhancement and optimal design of microchannels heat sinks[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 126: 808-815.
- [22] Parlak Z. Optimal design of wavy microchannel and comparison of heat transfer characteristics with zigzag and straight geometries[J]. Heat and Mass Transfer, 2018, 54(11): 3317-3328.
- [23] Keepaiboon C, Thiangtham P, Mahian O, et al. Pressure drop characteristics of R134a during flow boiling in a single rectangular micro-channel[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2016, 71: 245-253.
- [24] 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.
Yang X, Lü K P, Tang X J, et al. Numerical simulation of the cooling capacity of heat sink with high heat flow density[J]. Laser & Infrared, 2018, 48(1): 52-55.

Simulation and Optimization of Heat Dissipation in Slab Laser Amplifier Based on Microchannel Heat Sink

Wang Haoran^{1,2}, Wang Jianlei^{2,3**}, Li Peili^{1*}, Lu Zhenxu¹, Ma Fuxiao¹, Ma Yunjie¹, Zhou Jun^{2,3},
Chen Weibiao^{2,3}

¹College of Electronic and Optical Engineering & College of Flexible Electronics (Future Technology), Nanjing University of Posts and Telecommunications, Nanjing 210023, Jiangsu, China;

²Nanjing Institute of Advanced Laser Technology, Nanjing 210038, Jiangsu, China;

³Shanghai Institute of Optics and Fine Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 201800, China

Abstract

Objective Diode-pumped solid-state lasers (DPSSLs) are widely used in many applications owing to their high energy, high repetition rate, and high efficiency. The gain medium is one of the core components of the DPSSL system; however, when the gain medium is subjected to a high-power pumping source, an uneven heat source is formed in it, resulting in an uneven temperature distribution. Furthermore, the cooling device can only dissipate heat to its surface, which in turn generates temperature gradients in different directions. The thermal deformation and stress caused by the temperature gradient in the gain medium eventually degrade the laser output power and beam quality. In this study, the finite element analysis (FEA) is used to optimize the design of a microchannel heat sink for laser amplifier cooling, and the effects of parameters such as microchannel bottom-plate thickness, channel height, channel width, channel wall thickness, and inlet velocity on the maximum temperature of the gain medium surface are investigated. The results are expected to provide accurate guidance for practical experiments.

Methods To study the ability of the microchannel heat sink to cool the laser amplifier, a full-size model containing a slab-type gain medium and a microchannel heat sink is established (Fig. 1). The uppermost layer is the gain medium, the middle layer is the microchannel heat sink, and the bottom layer is the cover plate. The flow and convection-diffusion phenomena occurring in the inhomogeneous heat and microchannel heat sink within the slab-type gain medium are then studied by a flow-heat-solid multiphysical field coupling analysis. Finally, the coupling of heat and fluid under full-size model conditions is directly simulated using the ANSYS FLUENT module, in which the heat source within the gain medium is loaded through the UDF command. The pressure-velocity coupling is achieved using the SIMPLE algorithm, the flow parameter interpolation method is second-order windward, the heat sink material is purple copper, and the cooling medium is deionized water.

Results and Discussions Pulsed pumping can be approximated as continuous pumping when the repetition rate is high (Fig. 3). When cooling the gain medium using a microchannel heat sink, the entire system can be simulated using the ANSYS FLUENT module under the set initial parameters (Fig. 4), and the distribution of thermal deposition in the gain medium can also be determined at this time (Fig. 5). When the microchannel bottom-plate thickness increases from 1 mm to 5 mm, the maximum temperature of the gain medium surface also increases (Fig. 6). The bottom-plate thickness cannot be too small, given that microchannel thermal deposition will be deformed by heat and must withstand a certain water pressure. Therefore, the optimal value of the bottom-plate thickness is set as 2 mm. When the channel height increases from 2 mm to 4 mm, the maximum temperature decreases significantly; when the height increases from 4 mm, the maximum temperature decreases, but the decrease is not significant (Fig. 7). Therefore, a channel height of 4 mm is selected. In the process of increasing the width of the channel from 0.3 mm to 1.2 mm, the maximum temperature and thermal resistance increase gradually. The pressure loss decreases significantly when the channel width increases from 0.3 mm to 0.6 mm, and the pressure loss decreases slowly when the channel width continues to increase from 0.6 mm. However, the pressure loss increases sharply when the width of the microchannel is too small. Therefore, the channel width is set as 0.4 mm (Fig. 8). The lowest temperature is observed on the surface of the gain medium when the channel-wall thickness is 0.3 mm (Fig. 9). The inlet velocity also affects the temperature of the gain medium surface (Fig. 10). When the flow rate increases from 0.5 m/s to 3 m/s, the temperature of the gain medium surface decreases, but the pressure loss increases. Therefore, the flow rate of 2.5 m/s is optimal. The equivalent heat transfer coefficient of the microchannel system is also calculated under the premise that the temperature of the system is known (Fig. 11). This value can be used to measure the cooling capacity of the microchannel cooling system under different parameters (Fig. 12). The analysis shows that the equivalent heat transfer coefficient of the microchannel system is up to 5000 W/(m²·K).

Conclusions In this study, the temperature distribution characteristics of a high-repetition-rate and high-energy conduction cooling laser amplifier are numerically simulated by finite element analysis. The effect of each parameter within the heat sink of the microchannel on the maximum temperature of the gain medium surface is systematically discussed and analyzed, and the values of each parameter are optimized from the perspective of practical application and safety. The maximum temperature of the gain medium surface is the lowest when the bottom-plate thickness is 2 mm, channel height is 4 mm, channel width is 0.4 mm, and channel wall

thickness is 0.3 mm. On this basis, the effect of the inlet velocity of the cooling fluid is further analyzed. The results show that the inlet velocity is not as high as possible, but its value is suitable; an extremely high inlet velocity is not conducive to a significant reduction in the surface temperature of the gain medium and will also cause a large pressure loss. Finally, the maximum temperature of the gain medium surface for specific microchannel parameters is determined. The equivalent heat transfer coefficient obtained can accurately and clearly reflect the cooling capacity of the microchannel system. The calculation results of this study can provide a strong numerical basis and theoretical foundation for practical fabrication and experiments on microchannel heat sink structures for slab laser amplifiers.

Key words lasers; micro-channel; slab laser amplifier; non-uniform temperature distribution; flow-heat-solid coupling model; numerical simulation