固体激光器新型冷却热沉的设计和 CFD 数值研究

刘 刚,唐晓军,赵 鸿,刘 洋,刘 磊,徐鎏婧,王 超,陈三斌,梁兴波,王文涛

(固体激光技术重点实验室,北京 100015)

摘 要:为固体激光器设计了一种新型内部结构——扰流柱结构的冷却热沉,采用计算流体力学(CFD) 方法对此水冷热沉的三种典型设计方案以及传统的空腔结构和等截面小通道结构热沉分别进行了数值模 拟,据此研究了冷却水流量对各种方案的增益介质最高温度、冷却面温度分布以及热沉的压力损失等特性 的影响。在相同传热量和相同冷却水流量前提下,等截面小通道热沉和扰流柱热沉的传热特性都明显优于 空腔结构热沉。与等截面小通道水冷热沉相比较,扰流柱热沉传热热阻更小,而流动压力损失较大。数值模 拟结果表明扰流柱热沉传热性能优于传统的两种热沉(空腔结构和等截面小通道结构)设计方案,具有更 好的冷却效果。在较高流量下工作时,扰流柱热沉传热性能略优于等截面小通道热沉,在较低流量下工作 时则显著优于等截面小通道热沉。

关键词: 热沉; 计算流体力学; 数值研究; 固体激光器; 扰流柱结构 中图分类号: TN248.1 文献标志码: A 文章编号: 1007-2276(2014)04-1111-06

New designs and CFD numerical simulations for solid-state laser heat sink

Liu Gang, Tang Xiaojun, Zhao Hong, Liu Yang, Liu Lei, Xu Liujing, Wang Chao, Chen Sanbin, Liang Xingbo, Wang Wentao

(Science and Technology on Solid-State Laser Laboratory, Beijing 100015, China)

Abstract: A new type of heat sink for solid-state laser, namely pin-fins heat sink, was presented. Three typical structure designs of water cooled pin-fins heat sink, as well as traditional cavity structure and invariable cross-section mini-channel heat sink, were simulated with Computational Fluid Dynamics (CFD) method. The influence of cooling water flow rate on the characteristics of these approaches, such as gain media maximum temperatures, cooling surface temperature profiles, and pressure losses of heat sinks were comparatively investigated. On the assumptions of equal heat transfer rate and equal flow rate, the heat transfer characteristics of pin-fins heat sink & mini-channel heat sink were better than cavity structure heat sink remarkably. The heat transfer resistance of pin-fins heat sink is less than that of mini-channel heat sink; meanwhile the flow pressure loss of pin-fins heat sink is greater. Numerical simulation results suggest that pin-fins heat sink has a better performance compared with traditional cavity structure and mini-channel heat sinks. The heat transfer performance of pin-fins heat sink is slightly better than

基金项目:固体激光技术重点实验室基金

作者简介:刘刚(1978-),男,高级工程师,主要从事光电子元器件的热设计和热管理研究。Email:ncrieolaser@163.com

收稿日期:2013-08-10; 修订日期:2013-09-11

that of invariable cross-section mini-channel heat sink at a higher flow rate, and remarkably better while at a lower flow rate.

Key words: heat sink; computational fluid dynamics (CFD); numerical simulation; solid-state laser; pin-fins structure

0 引 言

固体激光器在工作时增益介质中会产生大量无 用热,为了提高激光器的输出功率,必须提高给定条 件(限定温差)下增益介质向外的传热能力^[1-2],即需 要尽量减小传热热阻。固体激光器常采用热沉连接 增益介质向外散热,利用热沉可以有效减小总传热 热阻。

由于增益介质内部和外部传热是传热过程中的两 个串联环节,为此,热管理技术至少需要从两个方面进 行努力:一方面,减小增益介质传热热阻,具体方法较 多,譬如采用板条和薄片等增益介质新几何构型,此处 不详细叙述;另一方面,决定外部传热效果的热沉设计 是激光器热管理技术中需要考虑的重点问题。

对于大功率固体激光器,为了满足低热阻、高热 流密度传热的要求,多采用微/小通道结构的水冷热 沉^[3-5]。文中对一种新型内部结构——扰流柱结构的 冷却热沉进行了方案设计,并用计算流体力学(CFD) 方法对新型的和传统的水冷热沉多种设计方案分别 进行了数值模拟,在此基础上进行分析和比较。

1 激光器水冷热沉设计的基本结构

为激光器设计的水冷热沉冷却结构示意图如 图1所示。定义正方形片状激光增益介质几何中心



国1 回种版记证这种意见基件相特国

Fig.1 Heat sink structure for solid-state laser

点为原点 O,厚度 H 方向为 z 轴,方形薄片增益介质 宽度 W 方向分别为 x,y 轴。端泵薄片增益介质通过 底面进行冷却,热沉主要由底板、换热板和冷板三个 部分组成,冷板和薄片增益介质直接接触,之间通过 焊接保证良好的热接触,其界面热阻可以忽略不计。 热沉与冷却水接触部分全部经防锈蚀处理。

热量传递和交换的过程简述如下:热量在薄片 增益介质中产生,依次经过增益介质本身、增益介 质冷却面(焊接层)、热沉冷板传递至热沉换热板,主 要通过换热板和冷却水进行热交换。冷却水从入口 流入,流经换热板,与换热板进行热交换之后从出 口流出。

在该冷却结构设计中,热沉换热板的设计至关 重要,即热沉内部流道结构对热沉的冷却效果起决 定性作用,决定了在一定的冷却水流量和一定的产 热量前提下,增益介质的温度升高和冷却水出入口 之间的流动压力损失,也在一定程度上影响增益介 质内的温度分布。

综合考虑实际应用中加工难度等各方面因素, 设计热沉内部结构主要特征尺寸约为1mm,此处 没有设计和研究更细小的通道,这样的热沉制造工 艺相对简单,传热特性良好,工程实用性强。

2 CFD 模拟方法

在热沉初步设计完成后须先对其冷却效果进行 模拟,检查流体冷却在带走高热流密度的热量时薄 片增益介质的温度升高在是否在可接受的范围之 内,据此选择和优化热沉结构,然后根据热沉的流量 特性与压力损失特性来确定相应的冷却系统的其他 设计参数。

热量通过水冷热沉向流体传递,这个过程极为 复杂,传统的模拟分析绝大部分是假设热沉和流体 的界面具有均匀一致的对流换热系数;或更简单 的,在增益介质冷却面上设定一个均匀、一致的传 热系数,然后根据工程经验估计一个数值再代入求 解^[6-7]。 对流换热系数或传热系数在实验中是很难测量 的,因此,实验结果和模拟结果进行比较就非常困 难。另外,由于这种方法对于对流换热系数或传热系 数的确定在定性和定量上都很不准确,一般来说,实 际情况中对流换热系数都不会是均匀的,因此模拟 结果所具有的参考意义难免会大打折扣。

下面的分析采用新方法——计算流体力学 (CFD)方法进行流-固耦合模拟计算。CFD 方法是指 采用数值方法对描写流动和传热的控制方程通过计 算机予以求解的一门流体力学和数值方法相结合的 方法。在流体力学和传热学中,由于偏微分方程极 其复杂,只有少数问题能够得到分析解,很多的实际 问题只有靠实验或经验公式进行近似处理。随着计 算机技术的飞速提高,利用其求解大规模偏微分方 程成为可能,在这种情况下,CFD 方法和应用得到 了快速发展。CFD 方法的具体实施方法是将偏微分 控制方程离散为代数方程,大多数 CFD 软件都是采 用有限容积法(FVM,Finite Volume Method)进行离 散,离散后对代数方程进行迭代求解,直到达到所需 要的精度为止。

分析考虑热源向流体传递热量的整个过程,包 括增益介质内和热沉内的导热以及流-固耦合界 面上的对流换热过程,由于 CFD 方法无需使用对 流换热系数等不准确的参数,只需要根据实际情 况给出进入或者流出的冷却水流量作为条件,更 可以利用该方法计算全局的压力分布和压力损 失,因此十分适合科研和工程领域,求解得到的更 准确温度分布可为进一步的光学模拟提供更可靠 的重要参考。

3 数值模拟模型和条件

3.1 结构和尺寸

增益介质尺寸为 30 mm×30 mm×2 mm, 热沉换 热板的尺寸为 32 mm×32 mm,为了便于比较,设计 了如下几种方案:

方案1 (D1) 热沉内为空腔结构,流通截面积 32 mm×0.5 mm;

方案 2 (D2) 换热板内部为圆形截面小通道结构,通道尺寸 Φ1 mm×32 mm,数量 21 条,中心间距 1.5 mm,结构和流动方向如图 2(a)所示;

以下三种方案换热板内部为扰流柱结构,流道 特征尺寸为1mm:

方案 3 (D3) 扰流柱 $\Phi 2 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$,数量 126 个, 交叉排列,相邻扰流柱中心间距 3 mm,呈正三角形, 结构和流动方向如图 2(b)所示;

方案 4 (D4) 和方案 3 相近似, 扰流柱 $\Phi 2 \text{ mmx}$ 1 mm, 数量 126 个, 交叉排列, 相邻扰流柱中心间距 3 mm, 也呈正三角形, 但与方案 3 相比旋转 90°, 结 构和流动方向如图 2(c)所示, 即将方案 3 的换热板 旋转 90°安装并焊接;

方案 5 (D5) 扰流柱 Φ2 mm×1 mm,数量 121 个, 正方形排列,中心间距 3 mm,如图 2(d)所示。



Fig.2 Layout of heat exchange plate in heat sinks

3.2 边界条件

设定冷却水入口温度统一为 20℃, 出口压力 1.013 25×10⁵ Pa(标准大气压), 热沉内壁面粗糙度 全部为 R_z=12.5 μm。由于增益介质的温度和环境温 度相比差别不大, 根据传热学基本原理, 在该问题 中, 空气自然对流散热和辐射散热的热流量很小, 可以完全忽略不计, 因此和空气接触的壁面全部设 为绝热。 另外,热沉的各部分之间是良好焊接的,可按照 热阻为零来进行处理。如需考虑这些额外的小影响 因素,也不难另外进行分析。

由于热沉的热阻显著依赖于输入冷却水的流量,很有必要对不同流量冷却水的结果进行比较,设定入口水流量分别为0.0167(1)、0.0333(2)、0.05(3)、0.0667(4)、0.0633(5)、0.1 kg/s(6 L/min)。

3.3 热 源

薄片增益介质的厚度相对较小,入射泵浦光多 次经过薄片增益介质,其吸收可以按照均匀吸收来 处理,因此假设增益介质内部处处产热密度都是完 全相同的,这是对实际情况的近似处理,该前提也便 于在后面分析中说明增益介质中的温度分布不均匀 是纯粹由于冷却介质的流动和传热所造成的。

设定总产热量为 900 W,即单位体积生热密度 为 5×10⁸ W/m³,由于忽略空气自然对流散热和辐射 散热,增益介质向外传热的唯一热通路是通过焊接 层传向热沉冷板,冷板和增益介质接触表面平均热 流密度为 1×10⁶ W/m²(100 W/cm²)。

- 3.4 流动与传热控制方程组
 - (1) Poisson 方程(热传导基本方程):

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0$$
(1)

式中:x,y,z为固体内任一点的坐标;T为该点的温度; q‴为该点的热源发热密度;入为固体材料的导热系数。

- (2) Navier-Strokes 方程组:
- ① 连续性方程

$$\frac{\partial(\rho_{\rm f} u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_{\rm f} v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho_{\rm f} w)}{\partial z} = 0$$
(2)

式中: ρ_{f} 为任一点的流体密度;u,v,w为该点x,y,z三个方向的速度分量。

② 湍流动量方程、能量方程及 k-ε 方程通用方 程组

$$\frac{\partial (\rho_{\rm f} u\phi)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho_{\rm f} v\phi)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho_{\rm f} w\phi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z}\right) + S \qquad (3)$$

方程(3)实际是 6 个方程联立的一个方程组,其 中,参数 φ 分别代表三个方向的速度 u、v、w,温度 T,湍流脉动动能 k,湍流动能耗散率 ε,各有相应的 扩散系数 Γ 和源项 S^[8]。

4 模拟结果与讨论

对各种设计方案首先进行数值计算,各方案的 模拟中划分网格数量都在40000以上,经反复计算, 结果收敛良好,然后对计算结果进行比较和研究,应 用 CFD 方法可以很好地观察到内部水流方向以及 冷却水温度升高等细节。图 3 为根据数值结算结果 得到的方案 2、方案 3 和方案 4 的热沉内部流动迹 线图。

(a) D2



图 3 扰流柱热沉内部流动迹线图 Fig.3 Flow trajectories in heat sinks

图 4 为根据数值结算结果得到的方案 3 和方案 4 的热沉内部速度分布图。



图 4 扰流柱热沉内部速度分布图

Fig.4 Velocity distribution contour in pin-fins heat sinks

根据所设定的边界条件和各种不同冷却结构, 以下模拟结果中,只提取最受关注的增益介质的最 高温度、入口和出口压力差,即相应流量下的热沉 压力损失、另外,还有冷却面表面最高和最低温 度、最高和最低热流密度这几项指标并进行比较。 分别介绍各设计方案的数值模拟结果,然后对以 上几项指标进行对比,计算结果见表1和表2。

表 1	增益介质的最高温度(°C)
-----	------------	-----

Tab.1 Max.	temperature	of	gain	media	(°C))
------------	-------------	----	------	-------	------	---

Flow rate /L·min ⁻¹	D1	D2	D3	D4	D5
1	194.3	142.2	98.1	93.1	94.9
2	186.6	118.0	86.7	82.8	84.1
3	182.9	94.7	82.0	78.6	79.6
4	179.9	82.6	79.2	76.0	77.0
5	177.2	78.5	77.1	74.3	75.4
6	174.8	75.8	75.6	72.9	73.9

表 2 热沉流动压力损失 (10⁵ Pa)

Tab.2 Pressure loss of l	heat sink ((10° Pa)
--------------------------	-------------	----------

Flow rate /L·min ⁻¹	D1	D2	D3	D4	D5
1	0.021	0.032	0.103	0.157	0.130
2	0.059	0.109	0.410	0.628	0.519
3	0.114	0.242	0.924	1.427	1.168
4	0.184	0.443	1.636	2.550	2.059
5	0.271	0.689	2.519	3.942	3.202
6	0.373	0.987	3.590	5.642	4.548

为便于比较,将以上数据绘成曲线图,如图5所







图 5 各种方案不同流量下最高温度和压力损失

Fig.5 Max. temperature and pressure loss versus flow rate for different designs

4.1 冷却面的温度分布和热流密度分布

虽然增益介质中的生热密度是均匀的,但是焊接面以及增益介质内的温度分布和热流密度分布却 不是均匀的,以相同的流量 5 L/min 作为统一的设计 前提进行比较,研究冷却面的温度和热流密度分布, 数值计算结果见表 3,温度分布如图 6 所示。

表 3 冷却面的温度和热流密度

Tab.3 Temperature and heat flux of cooling surface

	D1	D2	D3	D4	D5
Max. temp. /℃	141.7	42.9	41.3	38.4	39.6
Min. temp. /°C	39.2	31.6	29.5	29.4	29.7
Max. heat flux/W \cdot cm ⁻²	141	106.6	108.5	107.9	109
Min. heat flux/W \cdot cm ⁻²	92.9	99.3	90	89.7	89.7



Fig.6 Temperature profile of cooling surface comparison for all five designs

4.2 数值模拟结果讨论

根据数值模拟结果可知,在这些边界条件模拟

的范围内,随着冷却水流量的提高,温度降低的幅度 渐趋平缓,而压力损失都在显著提高,扰流柱热沉压 力损失更显著;D3、D4和D5方案传热特征相差不 大,但是阻力特性区别明显,其中D3阻力最小,D4 最大,D5居中。

新结构扰流柱结构和传统的等截面小通道热沉 都显著优于空腔结构热沉, 而扰流柱结构热沉比小 通道热沉具有更好的综合性能, 虽然相同流量的前 提下扰流柱热沉流动压力损失更大, 但换热性能更 好, 在较高流量下工作时, 扰流柱热沉传热性能略优 于等截面小通道热沉, 在较低流量下工作时, 则显著 优于等截面小通道热沉。

对于激光器系统来说,所需要的冷却水流量和 出口压力决定着所需要的冷却设备的尺寸和重量, 因此,在保证传热性能前提下,为了减小整个系统的 体积和功耗,应尽量采用较低流量的设计,在低流量 前提下,更适宜采用扰流柱热沉方案。

热沉方案 D4 和 D5 与方案 D3 相比传热特性差 别不太大,不再详细讨论,但数值计算结果说明了扰 流柱的布局方案对热沉的传热和流动阻力特性都存 在显著影响。另外,扰流柱的结构参数(形状、尺寸和 间距等)还值得进一步进行研究,实际采用的方案应 当根据流动条件慎重选择合理的设计方案。

值得注意的是,经过模拟分析可知,按照文中设 计方案,数值计算的前提已经假定增益介质内部处 处产热密度都是严格均匀的,但是由于实际流动和 传热的影响,增益介质内部温度分布和表面热流密 度分布都不是均匀的。等截面小通道热沉和扰流柱 热沉的温度均匀性和热流密度均匀性显著优于空腔 热沉。

5 结 论

针对高功率激光器冷却过程中涉及的流动和传 热问题,采用基于计算流体力学(CFD)的流-固耦合 传热分析方法进行了模拟分析,详细研究了多种因 素对水冷热沉性能的影响。

冷却热沉应用中不存在流量和带走热量的对应

关系,对应于每种不同的热沉结构设计,流量决定着 增益介质的温度,实际流量是热管理技术中需要关 注的核心问题。

小通道和扰流柱结构热沉都大大降低了固-液 耦合界面的热阻,提高了总传热系数,可将热源的温 度显著降低;文中设计方案中的扰流柱结构水冷热 沉比小通道热沉更进一步降低了热阻,使得温度升 高更低,但是在相同流量前提下也具有更明显的压 力损失;低流量前提下,扰流柱结构水冷热沉可表现 出更佳综合性能。

对于扰流柱结构水冷热沉,较大的特征尺寸已 经可以获得很好的传热特性,而且在低流量下前提 下性能显著优于传统的空腔结构和等截面小通道结 构两种热沉设计方案,值得在实际应用中推广采用。

参考文献:

- Hagop Injeyan, Gregory Goodno. High Power Laser Handbook
 [M]. US: McGraw-Hill Professional, 2011: 189–191.
- [2] Zhou Shouhuan. The heat managements of the solid-state lasers [J]. *Chinese Journal of Quantum Electronics*, 2005, 22(4): 497–509. (in Chinese)
- [3] Cai Zhen, Wang Xiaojun, Jiang Jianfeng, et al. Study of uniform pumping and uniform cooling on thin disk laser [J]. *Chinese Journal of Lasers*, 2010, 37 (10): 2437-2440. (in Chinese)
- [4] Ma Menglin, Guo Jin, Yang Gaofeng. Cooling technology applied in optical elements of high power laser [J]. *Infrared* and Laser Engineering, 2007, 36(1): 86–88.
- [5] Song Xiaolu, Li Bingbin, Wang Shiyu, et al. Comparison of different cooling methods in DPL [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2008, 37(1): 73–76. (in Chinese)
- [6] Wang Jianlei, Li Lei, Qiao Liang, et al. Theoretical analysis of temperature and stress distribution in end –pumped composite ceramic Nd:YAG laser slab [J]. *Chinese Journal* of Lasers, 2009, 36(7): 1777–1783. (in Chinese)
- [7] Liu Quanxi, Zhong Ming. Temperature and thermal stress distribution in thin disk laser end –pumped by LD [J]. Journal of Applied Optics, 2010, 31(4): 636–640. (in Chinese)
- [8] Tao Wenquan. Numerical Heat Transfer [M]. 2nd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001: 349–350. (in Chinese)