

文章编号:1000-582X(2012)04-046-06

## 氨喷雾相变冷却换热面温度分布特性

陈蓉<sup>a,b</sup>, 王宏<sup>a,b</sup>, 余勇胜<sup>a</sup>, 周劲<sup>a</sup>, 朱恂<sup>a,b</sup>, 廖强<sup>a,b</sup>, 杨宝海<sup>a</sup>

(重庆大学 a. 工程热物理研究所; b. 低品位能源利用及系统教育部重点实验室, 重庆 400044)

**摘要:**以液氨为冷却工质, 针对大功率激光器  $350 \text{ W/cm}^2$  以上散热需求进行喷雾冷却换热实验, 研究了不同流量下冷却表面散热特性以及温度分布规律。实验结果表明: 在加热功率和喷淋高度不变时, 进口流量较大, 冷却表面处于无沸腾换热, 主要以强迫对流换热为主, 换热表面温度低且分布均匀; 流量为  $0.461 \text{ L/min}$  时, 热流密度可达  $388 \text{ W/cm}^2$ , 热沉表面温度仅有  $2.6 \text{ }^\circ\text{C}$ , 温度偏差为  $\pm 1.1 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 随着进口流量减小, 热流密度增加, 换热形式由强迫对流换热逐渐过渡到沸腾换热, 从而导致热沉表面温度分布均匀性降低。

**关键词:** 喷雾冷却; 液氨; 高热流密度; 温度分布

中图分类号: TK124

文献标志码: A

## Temperature Distribution of Heat Transfer Surface in Spray Cooling with Ammonia

CHEN Rong<sup>a,b</sup>, WANG Hong<sup>a,b</sup>, YU Yong-sheng<sup>a</sup>, ZHOU Jin<sup>a</sup>, ZHU Xun<sup>a,b</sup>, LIAO Qiang<sup>a,b</sup>,  
Yang Bao-hai<sup>a</sup>

(a. Institute of Engineering Thermophysics; b. Key Laboratory of Low-grade Energy Utilization Technologies and Systems, Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

**Abstract:** Using ammonia as coolant, experiments are performed to investigate heat transfer characteristics and surface temperature distribution for the spray cooling of  $350 \text{ W/cm}^2$  high power solid state laser. When the heating power and spray height were constant, the cooling surface was mainly dominated by forced convective heat transfer, high inlet flow rate of liquid ammonia resulted in low surface temperature and uniform temperature distribution. When the volumetric flow was  $0.461 \text{ L/min}$ , the cooling surface temperature was only  $2.6 \text{ }^\circ\text{C}$  and the temperature deviation was  $\pm 1.1 \text{ }^\circ\text{C}$ , the heat flux dissipated could reach  $388 \text{ W/cm}^2$ . As the inlet volumetric flow decreased, the dominant heat transfer mechanism for spray cooling gradually converted the forced convective heat transfer to the boiling while increasing heat flux, resulting in decrease of uniform temperature distribution of heat transfer surface.

**Key words:** spray cooling; ammonia; high heat flux; temperature distribution

收稿日期: 2011-12-17

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50906102); 重庆市自然科学基金资助项目(CSTC, 2011jjA90015); “211 工程”三期建设资助项目(S-09101); 研究生科技创新基金资助项目(CDJXS11140003); 中央高校基本科研业务费资助项目(CDJRC10150002); 教育部留学回国人员科研启动基金资助项目(教外司留[2010]1561 号)

作者简介: 陈蓉(1977-), 男, 重庆大学副教授, 博士, 主要从事微尺度流动与传热性质方向研究, (Tel)15215155996; (E-mail)rchen@cqu.edu.cn。

随着固体激光技术在国防、航空及核工业等领域的广泛应用,其单位输出功率越来越大,随之产生的热管理问题也日趋突出。激光器对温度控制的要求十分严格,温度过高将影响激光波长、输出功率、工作稳定性等,因此,散热问题成为制约其向大功率模式下发展的关键问题<sup>[1]</sup>。传统的冷却技术(热管、多层水冷、微槽冷却等)很难满足现有大功率激光器的散热需求,存在的问题主要有2个方面,一是冷却热流密度不能达到要求,二是很难在较高热流密度下维持换热面处于常温条件,特别存在冷却不均匀产生热应力损坏光学器件<sup>[2]</sup>。因此,对大功率激光器冷却需满足散热热流密度大,固体表面温度尽量低且分布均匀。

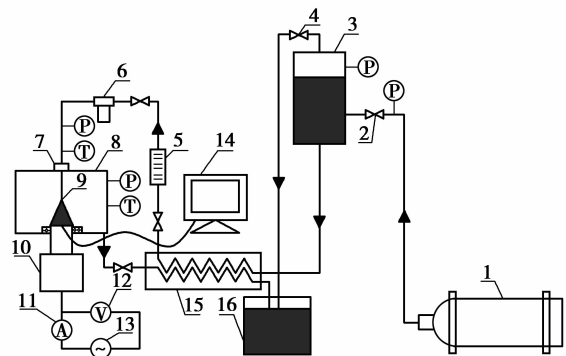
喷雾相变冷却是通过大量雾化液滴直接冲击换热面,主要依靠介质蒸发带走大量热量的具有蒸发相变特性的一种冷却方法。具有换热性能强、热流密度大、工质需求量少、冷却均匀等优点,被广泛认为是大功率激光器及集成电子元件最有效、最有前景的冷却方式<sup>[3]</sup>。但喷雾相变冷却过程是一个极其复杂的能质传输过程,近年来国内外学者对喷雾相变冷却的高效传热机理提出了单相强制对流换热、液膜蒸发、热表面核态沸腾以及“二次成核”沸腾等理论<sup>[4-7]</sup>。大量研究表明大功率激光器以及电子元器件最佳工作温度为75℃以下(在某些应用领域,其表面温度将严格控制在更低的温度水平),且壁面温度越低工作性能越稳定<sup>[8-10]</sup>,王亚青等<sup>[11]</sup>人用水作为喷雾冷却介质研究了无沸腾区的换热特性,热流密度为200 W/cm<sup>2</sup>,壁面温度为65℃。同时,无论是传统的冷却技术还是喷雾相变冷却,其换热表面的均匀性、温度梯度大小都存在随热流密度的提高而增大等问题,因此在不断提高冷却能力的同时,尽可能降低表面温度及其分布不均匀性也成为各种冷却技术得以发展和推广的核心问题。文中通过模拟大功率激光器散热体冷却,结合大功率激光器实际应用过程中对表面温控的严格要求,选用纯液氨作为冷却介质设计实验系统,重点分析了在高热流密度( $q'' > 380$  W/cm<sup>2</sup>)和温度偏差较小的条件下,不同液氨流量对喷雾相变传热特性及热沉温度分布均匀性的影响及变化规律,并对影响表面温度均匀性分布的机制进行分析和讨论,为大功率激光器喷雾冷却热控的实际应用奠定理论基础。

## 1 实验系统和方法

### 1.1 实验装置及系统

实验装置如图1所示,主要由氨液供应系统、喷

雾系统、模拟热源、数据采集和处理系统以及氨余液处理系统组成。纯度为99.9%的液氨从液氨钢瓶1中流出,经过节流降压阀2后,进入氨气液分离器3,分离后的氨液经过冷却器15再冷后流经过滤器6进入喷淋室8,由喷嘴9形成雾化液滴喷出以冷却模拟热源表面10,冷却后的液氨余液流入过冷器15,用以改变喷嘴进口液氨的温度,排出的氨余液和氨气导入氨处理系统16进行处理。实验中,调节阀主要用于调节喷嘴进口压力,维持整个系统的稳定。



注:1.液氨钢瓶 2.节流阀 3.氨气液分离器 4.调节阀 5.流量计  
6.过滤器 7.高度可调螺母 8.可视化喷淋室 9.喷嘴  
10.热沉 11.数字电流表 12.数字电压表 13.可调电源  
14.数据采集和处理系统 15.过冷器 16.氨处理系统

图1 实验流程图

图2为采用紫铜设计加工模拟大功率固体激光器的热源,图中单位为mm。为保证其一维导热特性,在底座四周包裹10 mm厚硅酸铝绝热材料。在距离热表面5 mm、11 mm和17 mm处布置直径为0.2 mm、孔深为4 mm的K型热电偶,用于计算热流密度;为了测量热表面温度及考察其温度分布均匀性,在距离热表面以下2 mm处的同一平面也布置有6个直径为0.2 mm、孔深为4 mm的K型热电偶,分别标记为 $T_{a1}$ 、 $T_{a2}$ 、 $T_{a3}$ 、 $T_{c1}$ 、 $T_{c2}$ 、 $T_{c3}$ 。数据采集系统由CYG1102压力、温度传感器、Omega K型热电偶、DMF转子质量流量计、Agilent34970A数据采集仪和PC机组成。所有测量仪器在使用前均进行标定,具有一级或以上误差。为保证每次实验条件相同,实验前用粗糙度约为0.2的砂纸对换热面进行擦光磨平处理,然后用高纯度酒精及丙酮对热表面进行去杂质、去氧化处理。为保证有效喷淋最大,喷淋高度选择喷射底圆与换热面内相切<sup>[12]</sup>,高度为10 mm。实验中所有数据均在稳定状态下读取。

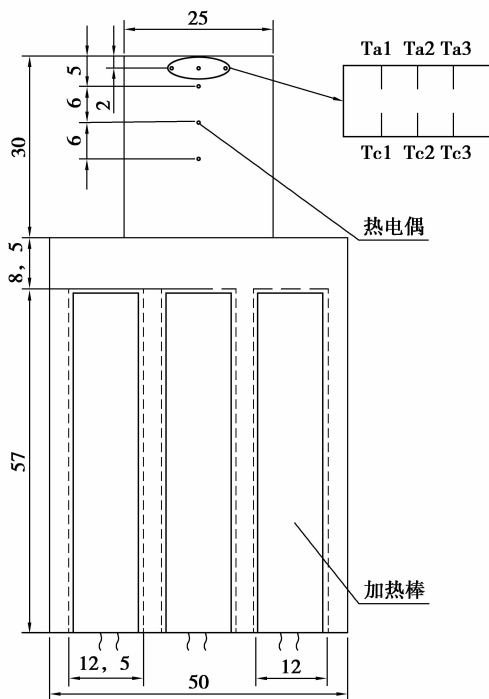


图 2 热沉结构及各测温点的布置(单位:mm)

## 1.2 喷嘴雾化特性

喷嘴雾化性能参数主要包括液滴粒径、喷射速度等。压力式雾化喷嘴液滴直径与喷嘴口径、压差和介质物性的关系<sup>[13]</sup>为

$$\frac{d_{32}}{d_0} = 3.67 \left( \frac{\rho_a^{0.5} \Delta p d_0^{1.5}}{\sigma^{0.5} \mu} \right)^{-0.259}, \quad (1)$$

式中: $d_{32}$ 为邵特直径; $\rho_a$ 为介质气体密度; $\Delta p$ 为喷嘴的内外压差; $d_0$ 为喷嘴的口径; $\sigma$ 表示液体的表面张力; $\mu$ 为液体的粘度。由能量平衡关系可得到液滴喷射速度 $v$ 的关系式<sup>[14]</sup>为

$$v = \left( V^2 + \frac{2\Delta p}{\rho} - \frac{12\sigma}{\rho d_{32}} \right)^{0.5}, \quad (2)$$

式中: $\rho$ 为液体密度; $V$ 为流量速度。因此,液氨作为喷雾冷却工质不同工况下喷嘴雾化参数计算值如表 1 所示。

表 1 喷嘴雾化性能参数

压降( $\Delta p$ ) /Pa	流量(Q) /(L·min <sup>-1</sup> )	粒径( $d_{32}$ ) /μm	粒速(v) /(m·s <sup>-1</sup> )
4.01	0.391	59.5	24.2
5.16	0.411	56.3	28.9
6.34	0.461	54.7	38.2

## 1.3 误差分析

实验中主要的可测数据为壁面温度 $T$ ,加热底

座为一维导热,由傅立叶导热定律可得热流密度 $q$ 为

$$q'' = k \frac{\Delta T}{\Delta x}, \quad (3)$$

式中: $\Delta T$ 为不同截面上热电偶的平均温差; $\Delta x$ 为截面之间的距离; $k$ 为紫铜的导热系数。同样换热面平均温度 $T_w$ 为

$$T_w = T_m - \frac{q'' \Delta x}{k}, \quad (4)$$

式中: $T_m$ 为距离换热面 5 mm 截面两热电偶的平均温度。

在液氨喷雾相变冷却中换热系数 $h$ 定义为

$$h = \frac{q''}{T_w - T_{sat}}, \quad (5)$$

式中: $T_w$ 为壁面温度; $T_{sat}$ 为喷淋室中液氨的饱和温度。

实际喷雾冷却带走的热量:

$Q =$  电源总热量( $Q_{in}$ ) - 加热器壁面损失热量( $Q_{out}$ )  
式中: $Q_{in} = UI$ , 直接由输入电压、电流得出。 $Q_{out}$ 由加热器外壳上的温度值计算,由公式:

$$Q_{out} = (T_w - T_0) \cdot L/R, \quad (6)$$

$$R = \frac{1}{2\pi \cdot k} \ln \frac{d_2}{d_1},$$

式中: $T_w, T_0$ 分别为加热器铜块外壁温度和环境温度; $R$ 为耐高温硅酸铝绝热材料的热阻值大小; $k$ ,  $d_1, d_2$ 分别为绝缘材料的导热系数、绝缘层内径和外径。通过计算热损失功率约占输入总功率的 6.5%。

热流误差 $\epsilon_q$ 的计算采用下式

$$\epsilon_q = \sqrt{\left( \frac{\epsilon_x}{\Delta x} \right)^2 + \left( \frac{\epsilon_T}{\Delta T} \right)^2}, \quad (7)$$

式中: $\epsilon_x, \epsilon_T$ 分别为截面之间距离和温度测量误差,分别为 $\pm 0.00004$  m 和 $\pm 0.3$  °C,通过计算可得实验中 $\epsilon_q$ 值约为 3.8%。壁面温度误差 $\epsilon_{T_w}$ 可表示为

$$\epsilon_{T_w} = \sqrt{\left( \frac{\Delta T_{1-2} \Delta x_{0-2} \epsilon_x}{\Delta x_{1-2}} \right)^2 + (\epsilon_T)^2 + \left( \frac{\Delta T_{1-2} \epsilon_T}{\Delta x_{1-2}} \right)^2 + \sqrt{\left( \frac{\Delta x_{0-2} \epsilon_T}{\Delta T} \right)^2}}, \quad (8)$$

式中: $\Delta T_{1-2}$ 为截面 1 和截面 2 的温差; $\Delta x_{0-2}$ 为截面 2 和换热面之间的距离; $\Delta x_{1-2}$ 为截面 1 和截面 2 之间距离,计算可得实验中误差 $\epsilon_{T_w}$ 值约为 4.8%。同样的分析方法可得换热系数 $h$ 最大误差范围在 6.3%。

## 2 结果与分析

在氨喷雾相变冷却开式实验系统中,系统背压

为大气压,研究了喷嘴进口压力、流量等因素对其换热机理以及温度分布特性的影响。文中通过调节喷嘴进口流量分别为 0.351、0.411、0.461 L/min 时,研究了不同加热热流密度下热沉表面温度分布均匀性及传热特性。图 3 给出了流量为 0.351 L/min 时不同热流密度下各测点的温度变化。中可以看出,在低热流密度( $q'' < 150 \text{ W/cm}^2$ )时,各测点温度随热流密度的增加而线性增加,且相互差别极小,热流密度为  $150 \text{ W/cm}^2$ ,各测点温度的平均值为  $8 \text{ }^\circ\text{C}$ ,偏差为  $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ ,说明在低热流密度下热沉表面温度分布非常均匀;随着热流密度的增加,加热表面温度快速上升,各测点之间的温差偏差逐渐增大,热流密度为  $330 \text{ W/cm}^2$  时,各测点温度的平均值为  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ ,偏差达到了  $\pm 4.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 。可预见在达到临界热流密度之前,该偏差还会随着热流密度增加而增大。各测点温度随着热流密度增大而逐渐不均匀的原因在于低热流密度时,热表面完全被液氨覆盖,此时的换热方式主要是雾化液滴冲击液面形成的强迫对流换热;随着热流密度的不断增加,液膜沸腾换热将逐渐增强,薄液膜蒸发区域逐渐扩大,且在薄液膜内由于液体蒸发产生大量气泡,造成强烈扰动,而喷雾液滴撞击在薄液膜上使得这些扰动更加剧烈,但剧烈的扰动使得热表面的换热不均匀,导致各测点温度的偏差逐渐增大。

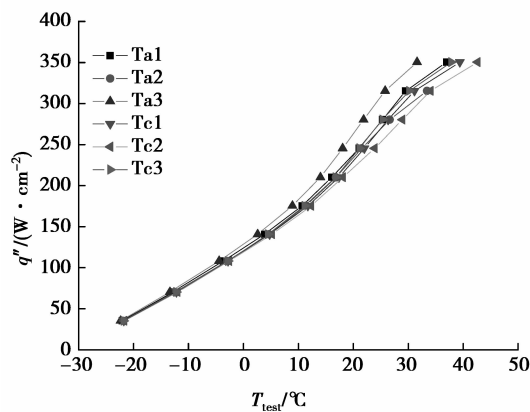


图3 流量为 0.351 L/min 时的各测点温度

图 4 给出了流量为 0.411 L/min 时,不同加热热流密度下各测点温度的变化,可以看出,当进口液氨流量增大至 0.411 L/min 时,在低热流密度下,各测点温度更加接近,热表面温度分布趋于均匀,热流密度为  $230 \text{ W/cm}^2$ ,各测点温度平均值为  $14 \text{ }^\circ\text{C}$ ,偏差为  $\pm 1.2 \text{ }^\circ\text{C}$ ;当热流密度增大为  $333 \text{ W/cm}^2$  时,各测点温度平均值为  $26 \text{ }^\circ\text{C}$ ,偏差为  $\pm 2.8 \text{ }^\circ\text{C}$ 。流量的增

大导致换热表面温度分布趋于均匀的原因是压力雾化喷嘴,随着流量的增大进口压力的提高虽然导致液膜厚度的增加,但是液滴速度和喷雾状态同样受到喷嘴进口压力改变而变化,液滴冲击速度、液滴密度数都会随着进口压力的提高而增大,同时液滴粒径反而减小(液滴速度及粒径大小随进口压力的变化由表 1 所示),不仅强化了传热的传输过程,而且增加了换热面积。可见液膜厚度的增加对换热的减弱不足以抵消液滴冲击速度、液滴数密度等带来的对换热增强的影响<sup>[16]</sup>。同时,流量的增加将使得喷雾相变冷却的沸腾起始点向后移,而这个阶段主要以强制对流换热为主,因此,在相同热流密度下,流量越大,温度分布越均匀。在核态沸腾阶段,由于大流量喷雾下,液滴速度和液滴数密度增大、平均粒径的减小有助于液滴与换热面的充分换热,同时,降低了表面出现干涸区域的频率,减小了蒸发过程对壁面温度分布的扰动,使得壁面温度分布更加均匀。

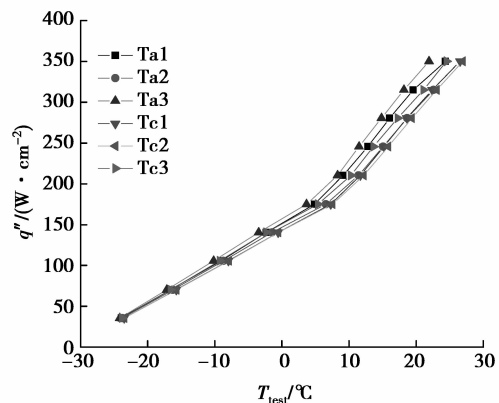


图4 流量为 0.411 L/min 时的各测点温度

图 5 给出了流量为 0.461 L/min 时各测点温度的变化。从图中可以明显看出,喷嘴进口液氨流量进一步增大至 0.461 L/min 时,各测点温度随着热流密度的变化近似呈线性增加,温度分布更加均匀。热流密度为  $388 \text{ W/cm}^2$  时,各测点温度的平均值为  $22.2 \text{ }^\circ\text{C}$ ,偏差为  $\pm 1.1 \text{ }^\circ\text{C}$ 。这是由于流量增大,喷雾冷却过程中主要以单相强迫对流换热为主,热表面温度分布更加均匀。

图 6 为不同流量下的各测点间最大温差随热流密度的变化曲线,各测点间最大温差随着流量的增加而明显减小,温度分布更加均匀。图 8 为不同流量下热表面温度随热流密度的变化,从图中可发现在相同热流密度下,热表面温度随流量的增加而减少。当流量为 0.461 L/min 时,在冷却热流密度为

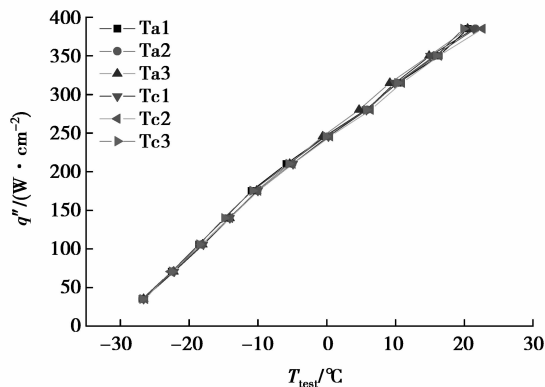


图 5 流量 0.461 L/min 时测点温度分布

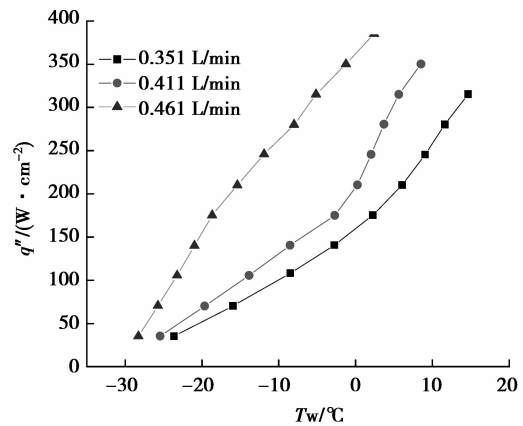


图 7 不同流量热流密度与热表面过热度关系

388 W/cm<sup>2</sup> 时,热表面温度为 2.6 °C,温差为 ±1.1 °C。

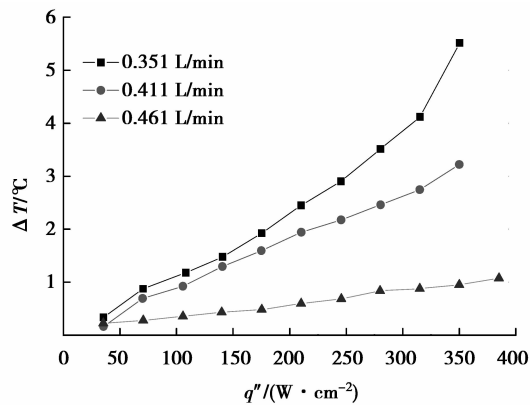


图 6 不同流量热流密度与最大温差关系

图 7 表明,提高喷嘴进口压力时,虽然流量的增大将导致液膜厚度的增加带来传热热阻的增加,但是喷雾液滴的冲击速度和喷雾密度数也大幅增加,其结果将会对液膜产生更强的扰动而强化换热。从计算结果看,当流量为 0.461 L/min 时,液滴在喷嘴出口速度将达到 38.2 m/s,因此,液滴的冲击动能大大提高,由此带来的单相强迫对流的能力也得到大幅提高,所以较之低流量喷雾在相同热流密度下的冷却能力也得到显著的提高,表面温度的分布也更加均匀。实验结果表明,流量的增加有利于达到更高的热流密度以及更低的表面温度,且温度的均匀性也将得到改善,但是冷却效率将会降低,文中研究表明在获得高热流密度( $q'' > 388$  W/cm<sup>2</sup>)时,换热表面温度只有 2.6 °C 且温度偏差在 ±1.1 °C 以内,说明采用氨喷雾相变冷却非常符合实际应用过程中的大功率激光器及集成电子器件的冷却。

### 3 结 论

通过在不同流量下,对高功率激光器氨喷雾冷却中换热表面温度分布均匀性及传热特性的实验研究,可得出以下结论:

1) 随着流量的增大,液滴的进口速度和液滴密度数将增大,液滴粒径将减小,这些参数的变化都将促进喷雾相变冷却换热性能的提高。

2) 在实验工况不变条件下,增大流量,喷雾冷却主要以强迫对流换热为主,热流密度与热表面温度基本成线性变化,冷却表面温度低且分布均匀;减小流量,换热形式由单相强迫对流向沸腾换热的转换区域缩短,传热性能得到强化但是热沉表面温度分布均匀性降低。

3) 以氨作为喷雾相变冷却工质具有很好的冷却能力和换热效果,随着流量增加,温度分布更加均匀,流量为 0.461 L/min 时,热流密度可达 388 W/cm<sup>2</sup>,冷却表面温度仅为 2.6 °C,温度偏差为 ±1.1 °C,可满足大功率激光器的工作温度需求及分布均匀性。

#### 参考文献:

- [1] 武德勇,高松信,吕文强,等. 激光二极管高效铜微通道冷却器设计[J]. 强激光与粒子束, 2004, 16 (7): 840-842.  
WU DE-YONG, GAO SONG-XIN, LV WEN-QIANG, et al. Design of high efficient copper micro-channels cooler for diode laser[J]. High Power Laser and Particle Beams, 2004, 16 (7): 840-842.
- [2] 王霄,张惠中,丁国民,等. 聚丙烯塑料激光透射焊接工艺[J]. 中国激光, 2008, 35(3): 466-471.

- WANG XIAO, ZHANG HUI-ZHONG, DING GUO-MIN, et al. Laser transmission welding polypropylene plastics[J]. Chinese Journal of Lasers, 2008, 35(3): 466-471.
- [3] 王亚青, 刘明侯, 刘东, 等. 倾斜喷射时喷雾冷却无沸腾区换热特性[J]. 化工学报, 2009, 60(8): 1912-1917.
- WANG YA-QING, LIU MING-HOU, LIU DONG, et al. Heat transfer performance of inclined spray cooling in non-boiling regime[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2009, 60(8): 1912-1917.
- [4] CHEN R H, CHOW L C, NAVEDO J E. Effects of spray characteristics on critical heat flux in subcooled water spray cooling[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(19): 4033-4043.
- [5] CHOW L C, SEHMBEY M S, PAIS M R. High heat flux spray cooling [J]. Annual Review of Heat Transfer, 1997(8): 291-318.
- [6] LIN L C, PONNAPPAN R. Heat transfer characteristic of spray cooling in a closed loop[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(20): 3737-3746.
- [7] KIM J. Spray cooling heat transfer; the state of the art[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2007, 28(4): 753-767.
- [8] CABRERA E, GONZALEZ J E. Heat flux correlation for spray cooling in the nucleate boiling regime[J]. Experimental Heat Transfer, 2003, 16(1): 19-44.
- [9] KARWA N, KALE S R, SUBBARAO P M V. Experimental study of non-boiling heat transfer from a horizontal surface by water sprays [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2007, 32(2): 571-579.
- [10] MA C F, GAN Y P, TIAN Y C, et al. Liquid jet impingement heat transfer with or without boiling[J]. Journal of Thermal Science, 1993, 2(1): 668-671.
- [11] 王亚青, 刘明侯, 刘东, 等. 大功率激光器喷雾冷却中无沸腾区换热性能实验研究[J]. 中国激光, 2010, 37(1): 115-120.
- WANG YA-QING, LIU MING-HOU, LIU DONG, et al. Experiment study on non-boiling heat transfer performance in spray cooling for high-power laser[J]. Chinese Journal of Lasers, 2010, 37(1): 115-120.
- [12] OLIPHANT K, WEBB B W, MCQUAY M Q. An experimental comparison of liquid jet array and spray impingement cooling in the non-boiling regime [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1998, 18(1): 1-10.
- [13] ESTES K A, MUDAWAR I. Correlation of sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaceS[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1995, 38(16): 2985-2996.
- [14] GHODBANE M, HOLMAN J P. Experimental study of spray cooling with Freon-113 [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, 34(4-5): 1163-1174.
- [15] HSIEH C C, YAO S C. Evaporative heat transfer characteristic of a water spray on micro-structured silicon surface[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(5-6): 962-974.
- [16] JIA W, QIU H H. Experimental investigation of droplet dynamics and heat transfer in spray cooling[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2003, 27(7): 829-838.

(编辑 陈移峰)