

文章编号: 0258-7025(2009)08-1973-06

大功率激光器喷雾冷却中无沸腾区换热性能实验研究

王亚青 刘明侯 刘东 徐侃

(中国科学技术大学热科学与能源工程系, 安徽 合肥 230027)

摘要 以水为冷却介质, 采用雾化角 60° 的 Steinen 系列 1.5 和 2.0 实心圆锥喷嘴, 研究不同流量 (3.26~5.0 L/h) 时大功率激光器喷雾冷却中的换热性能。结果表明, 喷雾冷却“无沸腾”区换热性能不能简单以流量大小来衡量; 对于同种型号喷嘴, 压力、流量增大会导致换热性能增强; 但对不同型号的喷嘴, 增大压力与流量不能明显增强换热能力。在液滴喷射速度变化不大时, 由于流量增加会引起液滴数通量、液滴粒径大小、液膜厚度等喷雾参数的变化, 这些参数共同影响着换热。冷却效率主要受液体流量和液滴喷射速度共同影响。对于同种型号喷嘴, 压力增强冷却效率下降。相对于光滑表面, 粗糙换热面在喷雾冷却“无沸腾”区有着更好的换热性能和冷却效率。

关键词 激光器; 喷雾冷却; 无沸腾区; 冷却效率

中图分类号 TK124 文献标识码 A doi: 10.3788/CJL20093608.1973

Experiment Study on Non-Boiling Heat Transfer Performance in Spray Cooling for High-Power Laser

Wang Yaqing Liu Minghou Liu Dong Xu Kan

(Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei, Anhui 230027, China)

Abstract Using water as coolant, Steinen 1.5, 2.0 full-cone nozzles with spray cone angle 60° were applied to study heat transfer performance of spray cooling for high-power laser in non-boiling regime when mass flow rates ranged from 3.26 L/h to 5.0 L/h. The results indicate that heat transfer can not be judged by mass flow rates only. For the same nozzle, the increasing of pressure and mass flow rates result in the increasing of heat transfer performance. For different nozzles, the heat transfer performance doesn't increase obviously, if droplet velocity is not varied significantly, increased mass flow rates can change other spray parameters such as droplet flux, droplet size and film thickness, and all the parameters determine spray heat transfer performance together. Mass flow rates and droplet velocity are the key parameters to influence cooling efficiency. For the same nozzle, enhanced pressure could result in cooling efficiency drop. Compared with smooth wall, the rough wall has better heat transfer performance and cooling efficiency in non-boiling region.

Key words lasers; spray cooling; non-boiling region; cooling efficiency

1 引 言

从抽运源、晶体棒的全腔式冷却到循环风冷、循环液冷, 这些冷却方法基本上可以满足小功率激光器的散热需求^[1~3]。但近年来出现的大功率固体激光器其平均输出功率可达 10 kW 甚至更高, 上述冷却方法已经不能满足要求。于是微槽道、金刚石、喷

雾等新型的冷却方式逐渐被研究者提出。激光器冷却要求散热性能好、冷却均匀等^[4,5], 不然轻则影响光束质量, 重则导致激光机件的损坏, 因此对新型的冷却方式提出了更高的要求。喷雾冷却作为一种新型的冷却方式, 具有换热温差小、换热系数高、冷却均匀等特点, 刚好满足激光冷却的要求, 因而倍受研

收稿日期: 2008-09-16; 收到修改稿日期: 2008-11-21

作者简介: 王亚青(1983-), 男, 博士研究生, 主要从事高热流密度器件散热方面的研究。E-mail: wangyq05@mail.ustc.edu.cn

导师简介: 刘明侯(1966-), 男, 副教授, 博士, 主要从事微尺度流动、传热与燃烧方面的研究。E-mail: mhliu@ustc.edu.cn

究者关注。

综合已有研究成果发现,喷雾冷却过程受单相强迫对流换热、液膜表面蒸发、热表面核态沸腾及“二次成核”引起的核态沸腾4个机理共同作用。由于沸腾区换热能力强,目前已有的研究中多数关注喷雾冷却沸腾区的换热特性及其影响因素^[6~9]。喷雾冷却沸腾区虽然散热能力更强,但受表面换热状况(粗糙度、气化核心分布情况)的影响,气泡产生不均匀,这样在气泡产生区和非气泡产生区换热机理有所不同,热表面温度梯度增加,严重时会引起激光器件局部过热。因此,一些大功率激光器件散热依然采用“无沸腾”喷雾冷却。研究者普遍认为介质流量是决定“无沸腾”区换热性能最主要因素,换热系数随着介质流量增加而增加^[10~12]。液滴喷射速度及液滴数通量等对“无沸腾”区换热影响很少有研究者考虑。本文采用雾化角为60°的Steinen系列实心圆锥1.5,2.0喷嘴,研究不同流量下“无沸腾”区域喷雾换热特性,分析换热性能(热流密度、换热系数)、冷却效率随流量、喷嘴特性(液滴喷射速度、液滴直径和液滴数通量等)的变化关系。

2 实验系统

实验装置如图1所示,主要包括喷雾系统、数据采集系统、模拟热源3部分组成。其中M为转子流量计(量程:0~10 L/h),P为压力传感器(量程:0~40 MPa),T为温度传感器(量程:0~100 °C)。实验时,低温恒温槽中的水由泵加压后,经过滤器和阀门由喷嘴雾化喷到热源表面。换热后流回水箱,再经板式换热器回到低温恒温槽,完成整个循环。其中板式换热器和低温恒温槽的作用分别是带走水中多余热量和维持泵进口温度恒定;过滤器去除水中杂质防止喷嘴堵塞;阀门主要用于调节管道压力,保持整个系统工作稳定。为使系统背压恒定,喷腔采用开式设计,直接与空气接触。

模拟热源主要模拟大功率激光器的发热,结构如图2(a)所示(单位为mm)。由纯铜底座和5根功率为300 W的加热棒及调压器组成。加热棒用于对底座加热,调压器用于调节电压,改变模拟热源加热功率。为了保证其一维导热特性,在底座四周分别包裹12 mm厚绝热材料,并用铝板和胶粘剂对其封装。通过对其数值热分析后发现,如图2(b)所示(图中所标数据为截面上温度分布情况,单位K),不同界面上温度分布近似直线,表明该设计具有良好的一维导热性。在距散热表面

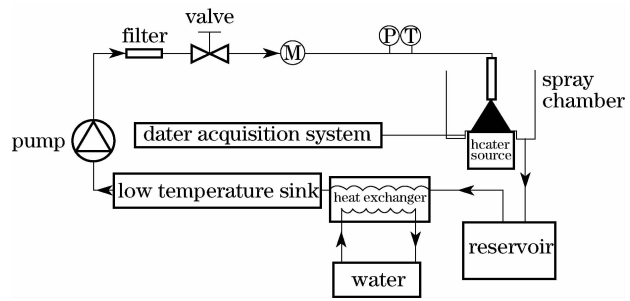


图1 实验系统图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

10 mm,20 mm,30 mm处安装直径为0.125 mm K型热电偶,用于测量热源表面温度和热流密度。数据采集系统由PSIBAR压力传感器P(量程0~40 MPa),Omega K型热电偶T(量程0~100 °C),LZB系列转子流量计M(量程0~10 L/h),Agilent数据采集仪和PC机组成。压力传感器,热电偶用于测量喷嘴进口处压力、温度。流量由转子流量计测量。所有测量设备在使用前均经过标定,具有一级或以上精度。

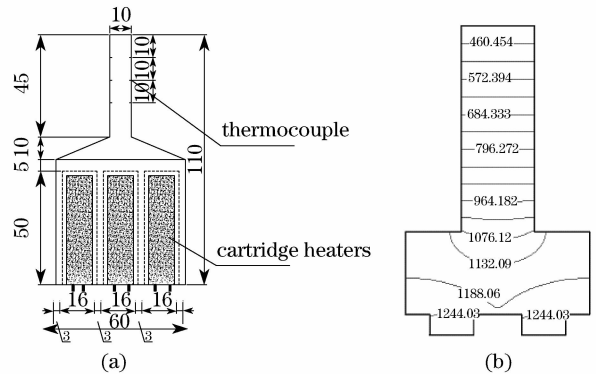


图2 热源结构图(a)及其模拟图(b)

Fig. 2 Schematic diagram of heat-target (a) and simulated heat-target (b)

3 雾化性能参数

喷嘴雾化性能参数主要包括液滴粒径、喷射速度、液滴数通量。机械雾化喷嘴液滴直径与喷嘴口径、压差和喷入环境介质的关系^[13]为

$$\frac{d_{32}}{d_0} = 3.07 \left(\frac{\rho_a^{0.5} \Delta p d_0^{1.5}}{\sigma^{0.5} \mu_l} \right)^{-0.259}, \quad (1)$$

其中 d_{32} 为撒特直径, ρ_a 为空气的密度, Δp 为喷嘴的内外压差, d_0 为喷嘴的口径, σ 表示液体的表面张力, μ_l 为液体的粘度。Mudawar实验表明(1)式计算的液滴粒径与实验值误差大约在12.4%左右。由能量平衡关系可得到液滴喷射速度 v 的关系式^[14]

$$v = \left(V_1^2 + \frac{2\Delta p}{\rho} - \frac{12\sigma}{\rho d_{32}} \right)^{1/2}, \quad (2)$$

其中 ρ 为液体密度, V_1 为管道中流体速度。Qiao 等^[15]通过实验发现忽略(2)式右边第一, 三两项对结果影响很小, (2)式可近似等于

$$v = c_q \left(\frac{2\Delta p}{\rho} \right)^{1/2}, \quad (3)$$

其中 c_q 为流量修正系数, 其值一般在 0.61~1 之间^[16,17], 具体数值由实验标定, 本文主要比较速度变化趋势对换热影响, 对具体的数据值要求不是很高, 为简化计算近似认为 $c_q=1$ 。

4 实验步骤

在研究光滑表面喷雾换热特性时, 为保证每次实验条件相同, 实验前用超精细砂纸(粗糙度 Ra 约为 0.2)对热源表面进行抛光处理, 并且用丙酮和擦铜液对其进行去氧化和去杂质处理。对喷嘴的高度进行调节, 使之喷射的底圆刚好和散热面相切, 许多研究者实验表明此种情况下换热性能最佳^[12]。本实验中喷嘴雾化角为 60° , 热源表面为 $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ 正方形, 故喷嘴高度为 8.67 mm(图 3, 单位 mm)。

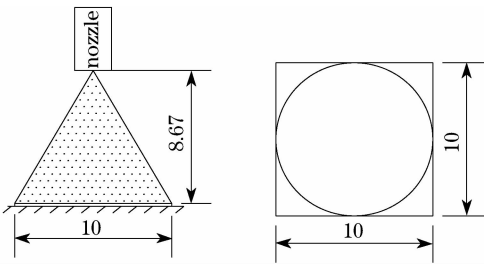


图 3 喷嘴高度示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the height of nozzle

通过对泵转速和阀门的调节来稳定系统压力和流量, 在压力和流量一定的情况下, 调节加热功率来获得不同表面温度下的换热情况。实验中所有数据均在稳定状态(热电偶数值偏差在 $\pm 0.1 \text{ }^\circ\text{C}$ 以内而且持续时间达 20 min 以上)读取。实验过程中, 随着表面温度不断升高, 喷腔口水温以及受其影响的水箱内水温均随之升高, 因此需要不断调节自来水流量增强换热, 以保证低温恒温槽口水温恒定, 从而尽量减小因喷嘴进口处水温波动给实验带来的误差。将低温恒温槽温度设定为 $20 \text{ }^\circ\text{C}$, 测量发现喷嘴进口温度(20 ± 0.1) $^\circ\text{C}$ 上下波动。为获得不同表面粗糙度下的换热情况, 再用普通砂纸(粗糙度 Ra 约为 0.8)对表面进行擦光磨平处理, 重复以上实验

步骤。

5 数据处理及误差分析

实验中主要测量参数为热流密度 q 和换热面平均温度 T_w 。加热底座为一维导热, 由 Fourier 导热定律可得热流密度 q

$$q = k \frac{\Delta T}{\Delta x}, \quad (4)$$

其中 ΔT 为不同截面上热电偶的平均温差, Δx 为截面之间距离, k 为纯铜的导热率。同样热表面平均温度为 T_w

$$T_w = T_{1m} - \frac{q\Delta x}{k}, \quad (5)$$

其中 T_{1m} 为距热表面为 10 mm 截面两热电偶平均温度。换热系数 h 定义为热流密度与壁面温度 T_w 和喷嘴进水温差 T_{in} 之差的比, 即

$$h = \frac{q}{T_w - T_{in}}. \quad (6)$$

液滴数量通量 N 为喷雾冷却中的另一个重要性能参数。可通过计算获得

$$N = \frac{6Q}{\pi d_{32}^3}, \quad (7)$$

其中 Q 为液体流量。喷雾中液滴速度很大可直接穿透聚集在热表面上的液膜, 使低温液滴直接与壁面接触且其携带的气体会增加液膜蒸发速度, 这两种情况均使换热增强。液滴喷射位置是随机分布的, 这样会破坏热表面上的流体边界层, 增加扰动, 换热性能增强。液滴数目越大, 以上效应均越强, 换热性能越好^[11]。

喷雾冷却中经常提到冷却效率的概念, 其定义为实际换热量和液体离开换热面之前理论上可带走的最大热量之比, 定义式为

$$\eta = \frac{qA}{\rho Q [c_p (T_w - T_{in})]}, \quad (8)$$

其中 A 为热表面的面积, c_p 为流体比热。

所有测量仪器均为一级或以上误差精度, 热电偶在测量前用最小刻度为 $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$ 温度计进行标定, 转子流量计测量前用质量称重法进行标定, 标定中所用电子秤最小刻度为 0.1 g 。依照传统误差分析方法, 热流误差 ϵ_q 为

$$\epsilon_q = \sqrt{\left(\frac{\epsilon_x}{\Delta x} \right)^2 + \left(\frac{\epsilon_T}{\Delta T} \right)^2}, \quad (9)$$

其中 ϵ_x, ϵ_T 分别为截面之间距离和温度测量误差, 分别为 $\pm 0.00005 \text{ m}$ 和 $\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$, 依据后面的测量数据可得实验中 ϵ_q 值大约在 3.5%。热表面温度的

误差可表示为

$$\epsilon_{T_w} = \sqrt{\left(\frac{\Delta T_{1-2} \Delta x_{0-2} \epsilon_x}{\Delta x_{1-2}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta x_{0-2} \epsilon_T}{\Delta T}\right)^2 + (\epsilon_T)^2 + \left(\frac{\Delta T_{1-2} \epsilon_T}{\Delta x_{1-2}}\right)^2}, \quad (10)$$

其中 ΔT_{1-2} 为截面 1 和截面 2 的温差, Δx_{0-2} 为截面 2 和换热面之间距离, Δx_{1-2} 为截面 1 和截面 2 之间距离。 ϵ_{T_w} 误差大约在 6%。同样的分析方法可得本实验中换热系数最大误差范围在 7.5% 左右, 液滴通量的误差在 7% 左右。

6 实验结果分析

实验中喷嘴具体雾化参数如表 1 所示。在“无

沸腾”区, 液滴因不能及时蒸发, 在热表面聚集而形成一层液膜, 在液滴冲击力作用下, 液膜不断向热表面四周移动, 因液滴喷射速度较大, 液膜移动很快变为湍流。在“无沸腾”区, 主要通过液膜移动而产生的强迫对流和液膜自身蒸发进行有效散热。

图 4 分别为 #1.5 喷嘴实验给出的热流及换热系数随散热面温度变化曲线。从图 4(a) 可以看出, 在“无沸腾”区热流和散热面温度基本成线性关系,

表 1 喷嘴雾化性能参数

Table 1 Parameters of nozzles atomization

Nozzle model	Gauge pressure /MPa	Q / (L/h)	V / (m/s)	Partical size / μm	Number of droplets / (1/($\text{cm}^2 \cdot \text{s}$))
#1.5	0.5	3.26	28.52	78.6	3575950
#1.5	0.6	4	31.83	74.3	5187670
#1.5	0.7	4.61	35.2	70.4	6981700
#2.0	0.5	4.95	28.6	85.3	4172100
#2.0	0.6	5.6	31.9	80.9	5592190

特别是温度小于 90 °C 时线性关系很明显。主要由于散热面温度较低时液膜蒸发换热相对于单相强迫对流换热占据比重较小, 换热以单相为主。对比不同压力(流量)下的换热情况, 发现流量愈大, 愈利于换热, 这与喷嘴雾化性能参数和“无沸腾”区换热机理有关。从表 1 可得, 在 0.7 MPa 下, 液体流量、喷射速度以及液滴数量通量均最大。喷射速

度以及液滴数目增大均使强迫对流换热增强, 流量变大直接导致液膜厚度增加, 而不利于蒸发换热。但前面分析可知在“无沸腾”区, 以强迫对流换热为主, 因此液膜厚度增加对换热的影响不足以抵消液滴速度和数目增加对换热的影响。故在喷嘴型号相同的情况下, 压力(流量)的增加会使“无沸腾”区换热增强。

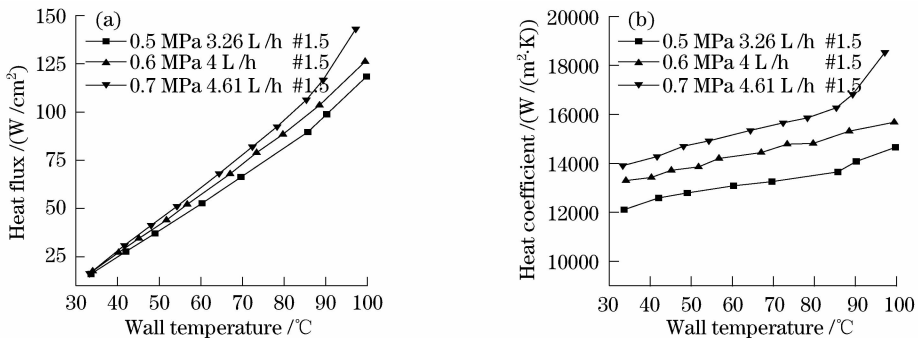


图 4 热流(a)及换热系数(b)与壁面温度关系

Fig. 4 Heat flux (a) and heat coefficient (b) versus wall temperature

从图 4(b) 可以看出, 随着散热面温度升高换热系数缓慢增强, 当壁面温度为 90 °C 左右时, 增强趋势愈发明显并出现“拐点”。主要因为液膜蒸发速度与散热面温度直接相关, 温度越高蒸发越快, 换热性

能越好, 故换热系数逐渐增加; 由图 4(a) 可知在“无沸腾”区, 换热以强迫对流为主, 液膜蒸发换热占据比重很小, 故换热系数增强较为缓慢。散热面平均温度达到 90 °C 左右时, 已接近沸点温度液膜蒸发变

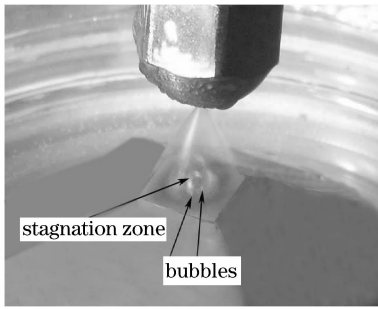
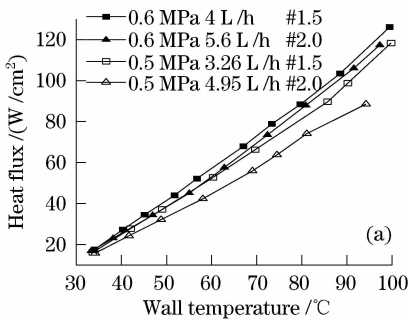


图 5 换热情况示意图

Fig. 5 Schematic diagram of heat transfer

快,两相换热明显,换热系数可能会出现陡增现象;再者由于散热面温度不均匀(如滞止区温度较高),个别区域温度可能已达沸点产生气泡,导致换热系数增加(图 5)。

图 6 为 #1.5, #2.0 喷嘴在不同压力(流量)下换热情况比较。从图中可以看出压力为 0.5 MPa 时, #1.5 喷嘴换热性能更好。从表 1 可知,同样压差条件下, #2.0 和 #1.5 两喷嘴液滴喷射速度大致



相同,但前者液滴数目、液滴直径和流量分别比后者大 15%, 8.5% 和 53% 左右。由此可见,当喷嘴出口液滴速度一定时,流量增加会使散热面液膜厚度增大,热阻增大,换热能力降低。其根本原因是当散热面液膜厚度增大后,同样的液滴速度穿透液膜到热表面更加困难,液面垂直方向上温度差较大,液面顶端的温度更低,液面蒸发能力降低。

当压力为 0.6 MPa 时, #1.5, #2.0 喷嘴喷射速度基本相同,后者液滴数目、液滴直径和流量分别比前者大 7%, 8.8% 和 40% 左右。与 0.5 MPa 工况相比,该工况下液滴直径增加量变化不大,但液滴数目和流量增加量均有所减小,导致压差 0.6 MPa 时两喷嘴换热情况相差较小,虽然 #1.5 喷嘴换热依然稍微好点(图 6)。由此可见,换热能力的好坏不能仅仅看流量,与液滴数目、液滴直径有着较为复杂的关系。特别对于型号不同的喷嘴,换热性能和压力、流量之间关系较为复杂,不能单纯地以流量大小或压力多少来评判换热优劣。

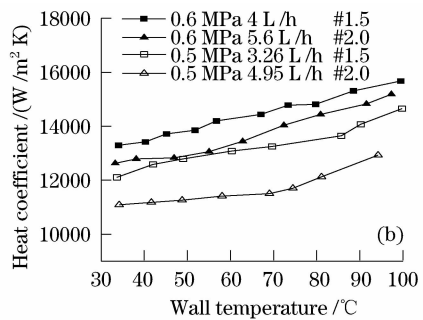


图 6 热流(a)及换热系数(b)与壁面温度的关系

Fig. 6 Heat flux (a) and heat coefficient (b) versus wall temperature

图 7 为表面粗糙度不同情况下换热情况比较图。图中可看出压力、流量相同情况下,粗糙度愈大换热性能愈好。这主要因为表面粗糙度变大换热表面积增加,换热增强,且液膜厚度会减小,更利于蒸发换热^[18]。从中可看出 #2.0 喷嘴 0.6 MPa 下粗糙度 Ra0.8 时换热曲线,基本与 #1.5 喷嘴 0.6 MPa 下 Ra0.2 时重合。

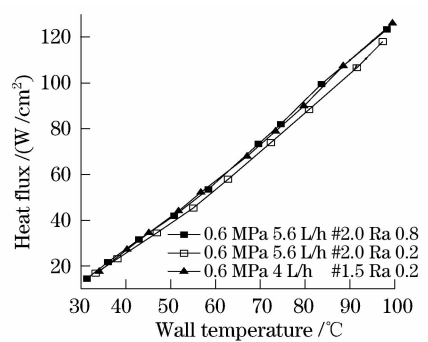


图 7 光滑面和粗糙面换热比较

图 8 为不同压力和表面粗糙度时冷却效率图。从中可看出各种工况下冷却效率都低于 50% 且随着流量的增加冷却效率明显减弱,这主要因为高速喷射的液滴与壁面碰撞后出现了飞溅,真正参与壁面换流流体量较少,效率较低^[19]。由表 1 可知,对同种型号的喷嘴,压力增加,流量以及液滴喷射速度均变大,导致液滴飞溅量增大,直接参与换流流体量减小,冷却效率降低。对实验中所用的不同型号喷嘴,压力相同时,喷射速度基本无异(表 1),流量增

加的同时液滴数量通量亦明显变大,导致液滴飞溅量增加,冷却效率降低。综合以上因素,流量是决定冷却效率的最重要参数,流量增加冷却效率降低。因粗糙表面更利于换热(图 7),故在喷嘴雾化参数相同的情况下,粗糙表面冷却效率更高(图 8)。

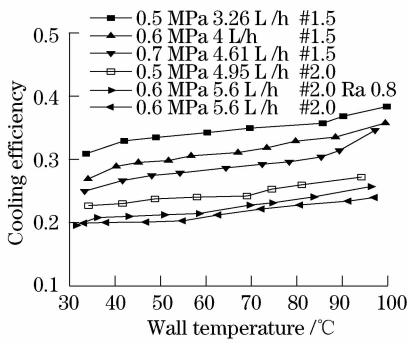


图 8 冷却效率和壁面温度关系

Fig. 8 Cooling efficiency versus wall temperature

7 结 论

采用雾化角为 60° 的 Steinen 系列 1.5 和 2.0 实心圆锥喷嘴, 分别对压力为 0.5 MPa, 0.6 MPa, 0.7 MPa 下大功率激光器件喷雾冷却中的“无沸腾”区域换热性能进行实验研究。

1) 在“无沸腾”区, 喷雾冷却换热机理主要包括: 强迫对流、液膜蒸发, 但强迫对流换热所占比重较大, 热流和壁面温度基本成线性变化。当散热面平均温度到达 90°C 左右时, 液膜蒸发变快, 两相换热明显, 换热增强。

2) “无沸腾”区换热强弱不能简单以流量大小来判断。对于同一喷嘴, 压力和流量的增加均会使换热增强; 在不同型号喷嘴, 在液滴速度变化不大时, 流量以及液滴数通量共同影响着喷雾冷却的散热能力。与光滑表面相比, 粗糙面有着更好的换热性能。

3) 流量是决定冷却效率最重要的因素, 在文中所研究的范围内, 流量增加冷却效率降低。

参 考 文 献

- Ren Hongliang, Zhuang Lihui, Li Yinmei. Measurement of interaction potential between colloidal particles using dual optical tweezers[J]. *Chinese J. Lasers*, 2008, **35**(1):151~155
任洪亮, 庄礼辉, 李银妹. 双光镊测量胶体微粒间相互作用势[J]. *中国激光*, 2008, **35**(1):151~155
- Wang Xiao, Zhang Huizhong, Ding Guomin *et al.*. Laser transmission welding polypropylene plastics [J]. *Chinese J. Lasers*, 2008, **35**(3):466~471
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
- Lu Le, Zong Renhe, Zhou Zhangwu *et al.*. Study on the application of laser in cosmetology [J]. *Chinese Journal of Quantum Electronics*, 2002, **19**(4):323~325
罗 乐, 宗仁鹤, 周章武等. 激光在美容中的应用研究[J]. *量子电子学报*, 2002, **19**(4):323~325
- Tao Yujia, Huai Xiulan, Li Zhigang *et al.*. Advancement of cooling techniques in high-power solid state laser [J]. *Laser Journal*, 2007, **28**(2):11~12
陶毓伽, 淮秀兰, 李志刚等. 大功率固体激光器冷却技术进展[J]. *激光杂志*, 2007, **28**(2):11~12
- Chen Jianye. A discussion on cooling systems of high power electronic equipment [J]. *International Electric Power for China*, 2002, **6**(4):48~52
陈建业. 大功率电力电子装置冷却系统的原理与应用[J]. *国际电力*, 2002, **6**(4):48~52
- L. C. Chow, M. S. Schembey, M. R. Pais. High heat flux spray cooling. [J]. *Annul. Rev. Heat Transfer*, 1997, **8**:291~318.
- L. Lin, R. Ponapean. Heat transfer characteristics of spray cooling in a closed loop [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, **46**(20):3737~3746
- Ruey-Hung Chen, Louis C. Chow, Jose E. Navedo. Effects of spray characteristics on critical heat flux in sub cooled water spray cooling [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, **45**(19):4033~4043
- Zhou Zhifu, Xin Hui, Chen Bin *et al.*. Evaporation characteristics of a single droplet in laser treatment of port wine stain in conjunction with cryogen spray cooling [J]. *Chinese J. Lasers*, 2008, **35**(6):952~956
周致富, 辛 慧, 陈 斌等. 激光手术喷雾冷却中单个液滴蒸发特性[J]. *中国激光*, 2008, **35**(6):952~956
- Daniel Porter Rini. Computer simulation of a spray cooling system with fc-72 [D]. School of Mechanical, Materials and Aerospace Engineering in the College of Engineering and Computer Science at the University of Central Florida, 2001
- Nitin Karwa, Sunil R. Kale, P. M. V. Subbarao. 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
- K. Oliphant, B. W. Webb, M. Q. McQuay. An experimental comparison of liquid jet array and spray impingement cooling in the nonboiling regime [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1998, **18**(1):1~10
- I. Mudawar, K. A. Estes. Optimizing and prediction CHF in spray cooling of a square surface [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1996, **118**:672~679
- M. Ghodbane, J. P. Holman. Experimental study of spray cooling with Freon-113 [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1991, **34**(45):1163~1174
- Y. M. Qiao, S. Chandra. Spray cooling enhancement by addition of a surfactant [J]. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1998, **120**(1):92~98
- A. H. Lefebvre. Atomization and Sprays [M]. Newport: Hemisphere Publishing Corporation, 1989
- A. K. Lichtarowicz, R. K. Duggins, E. Markland. Discharge coefficients for incompressible non-cavitating flow through long orifices [J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1965, **7**(2):210~219
- Cheng-Chieh Hsieh, Shi-Chune Yao. Evaporative heat transfer characteristics of a water spray on micro-structured silicon surfaces [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, **49**(5-6):962~974
- W. Jia, H. H. Qiu. Experimental investigation of droplet dynamics and heat transfer in spray cooling [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2003, **27**(7):829~838