

# 高功率固体激光器用一体化制冷喷雾 冷却系统实验研究

司春强<sup>1,2</sup> 邵双全<sup>1</sup> 田长青<sup>1</sup>

(<sup>1</sup>中国科学院理化技术研究所, 北京 100190)  
(<sup>2</sup>中国科学院研究生院, 北京 100049)

**摘要** 为改善高功率固体激光器的散热性能,以 R600a 为冷却工质,将制冷系统和喷雾冷却系统相结合,设计了一体化制冷喷雾冷却系统,并进一步研究了热流密度、蒸发压力、喷嘴进口压力对换热性能的影响。实验中在  $123 \text{ W/cm}^2$  的热流密度条件下,可保证热沉表面温度低于  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ ;在喷嘴进口压力  $350 \text{ kPa}$ ,蒸发压力  $185 \text{ kPa}$  的条件下换热系数可以达到  $25000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,在热流密度  $130 \text{ W/cm}^2$  时,热沉表面温度标准差为  $2.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 。结果表明,该系统能够获得较低的热沉表面温度、温度分布均匀并且具有较高的换热系数,能够满足高功率固体激光器对散热的需求。

**关键词** 激光器;R600a;制冷循环;喷雾;换热

**中图分类号** TK124;TN248.1 **文献标识码** A **doi**: 10.3788/CJL201138.0102008

## Experimental Study on Integrated Refrigeration-Spray Cooling System for High-Power Solid-State Laser

Si Chunqiang<sup>1,2</sup> Shao Shuangquan<sup>1</sup> Tian Changqing<sup>1</sup>

(<sup>1</sup>Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)  
(<sup>2</sup>Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

**Abstract** To improve heat-sink performance of the high-power solid-state laser, the refrigeration-spray cooling system was designed by combining the refrigeration cycle and the spray cooling system, and R600a was used as the coolant. The effects of heat flux, evaporation pressure, and nozzle inlet pressure on the heat transfer performance were analyzed by experiment. The heat-sink surface temperature could be kept below  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  at  $123 \text{ W/cm}^2$  heat flux. The heat transfer coefficient was obtained up to  $25000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  when the nozzle inlet pressure and the evaporation pressure were  $350$  and  $185 \text{ kPa}$ , respectively. And standard deviation of the surface temperature was only  $2.5 \text{ }^\circ\text{C}$  when the heat flux was  $130 \text{ W/cm}^2$ . The above results show that the system can get a lower surface temperature, more uniform surface temperature distribution and higher heat transfer coefficient, which can meet the heat removal demand for high-power solid-state lasers.

**Key words** lasers; R600a; refrigeration cycle; spray; heat transfer

**OCIS codes** 020.3320; 140.3320; 140.3580

## 1 引 言

目前激光技术已经广泛地应用于军事、科研、医用、材料化学等领域。但是,伴随激光产生的有害热效应问题一直没有得到有效的解决<sup>[1]</sup>。高达  $10 \text{ kW}$

平均输出功率的大功率固体激光器的出现使得散热问题更为突出。大量的有害热不但会产生热透镜、应力、双折射等不良效应,降低激光光束质量和输出功率,而且会损毁激光介质,严重限制固体激光器的

**收稿日期**: 2010-06-02; **收到修改稿日期**: 2010-07-14

**作者简介**: 司春强(1982—),男,博士研究生,主要从事高热流密度冷却技术、制冷空调新技术等方面的研究。

E-mail: sichunqiang@126.com

**导师简介**: 田长青(1965—),男,博士,研究员,主要从事高热流密度冷却技术、新制冷技术等方面的研究。

E-mail: chqtian@mail.ipc.ac.cn

最大输出平均功率<sup>[2~5]</sup>。目前的技术无法避免有害热的产生,于是微通道液冷、固体冷却、喷雾冷却、微热管冷却、射流冲击沸腾等散热技术逐渐被研究者提出<sup>[6,7]</sup>。喷雾冷却具有换热温差小、换热系数大、临界热流密度大、温度均匀性好等特点,与激光器对散热技术的要求相适应,因此得到越来越多的关注。

现有研究成果表明,喷雾冷却过程主要受强制对流、液膜蒸发、核态沸腾等机理共同作用<sup>[8,9]</sup>,换热能力远高于池沸腾。以水为冷却液,池沸腾的临界热流密度是  $120 \text{ W/cm}^2$ ,而喷雾冷却可以获得  $1000 \text{ W/cm}^2$  的临界热流密度,Pais 等<sup>[10,11]</sup>借助气助式雾化喷嘴,更是获得高达  $1200 \text{ W/cm}^2$  的临界热流密度。基于喷雾冷却的强换热能力,众多学者从雾化参数(雾滴粒径、雾滴密度、锥角)、流动参数(流量、速度)、几何参数(喷射高度、角度、热面粗糙度)、物性参数对喷雾冷却进行深入的研究。Estes 等<sup>[9]</sup>通过实验得出了临界热流密度与雾滴索太尔直径、体积流量之间的关系式,可以很好地用于预测 FC-72,FC-87 和水的喷雾冷却性能。Sodtke 等<sup>[12]</sup>通过实验研究了表面粗糙度对换热系数的影响,结果表明具有微小粗糙结构的表面换热效果好于平滑表面。Bostanci 等<sup>[13]</sup>以氨为冷却液,获得了  $500 \text{ W/cm}^2$  热流密度,Zhou 等<sup>[14]</sup>利用插值法,获得了 R113 的核态沸腾曲线。

喷雾冷却以水为冷却液可以获得较高的热流密度,但是开式环境会使得换热表面温度过高,不适于激光器的应用。欲降低表面温度,必须保证换热环境的真空度,这会使得系统更为复杂。以氨为冷却液的闭式循环实验可以获得较低表面温度,但是氨的毒性和易燃性限制其使用;以 R134a 为代表的一类工质无毒,不可燃,但气化潜热仅为  $214 \text{ kJ/kg}$  左右。同时,现有研究多以泵来驱动冷却液,附加冷却系统用于保证冷却液的温度,系统结构复杂,不利于在高功率激光器中大量应用。本文以 R600a 为冷却液(标准大气压力下气化潜热值为  $366 \text{ kJ/kg}$ ),将制冷循环和喷雾冷却过程结合,进行一体化设计,通过换热实验研究该系统的换热性能。

## 2 实验装置及原理

实验装置(如图 1 所示)主要由喷嘴、喷雾室和基本的制冷系统组成。变频压缩机排出的 R600a 气体经过换热器与回气换热后进入水冷冷凝器,经过冷凝器后冷却液以液态形式进入储液罐,来自储液罐的冷却液依次经干燥过滤器、流量计、控制阀后

进入压力式喷嘴,经喷嘴节流雾化作用后喷射到模拟热源(如图 2 所示)表面,换热后的冷却剂气体和多余的液体经喷雾室底部流出,经过换热器过热后进入压缩机吸气腔,完成循环。冷凝器后的分支管路,是用于测量循环过程中冷却液的含油量。经称重法测量含油量体积分数在  $2.8\% \sim 3.0\%$  之间。该系统将制冷系统的节流装置由喷嘴取代,蒸发器由喷雾室代替,压缩机替代泵作为喷雾系统的动力源,实现制冷喷雾一体化设计,简化系统。同时蒸发压力可调,易于获得更低的热沉表面温度。

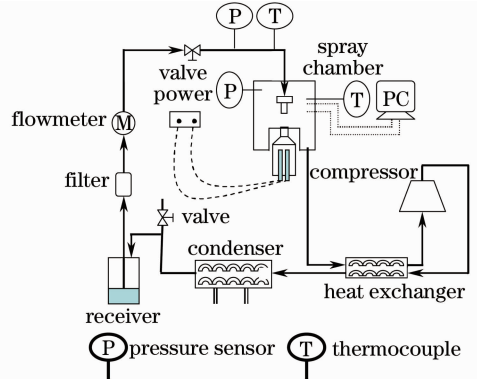


图 1 实验系统图

Fig. 1 Systemic schematic of spray cooling

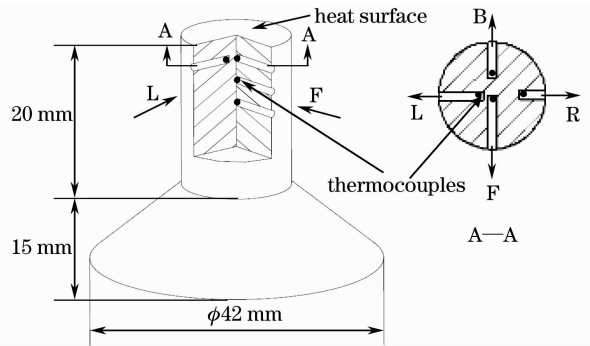


图 2 模拟热源(局部剖视)

Fig. 2 Heat unit (partial cutaway view)

模拟热源主要由紫铜底座和 5 根 220 W 的加热棒组成。如图 2 所示,底座底部是直径为 42 mm 的圆柱体,用于放置加热棒,后经  $45^\circ$  圆台渐变成直径为 12 mm 的圆柱体,数值模拟结构表明该结构具有较好的一维导热性<sup>[15]</sup>。用于与冷却液发生换热过程的热面半径为 6 mm,与喷雾室接触处添加聚四氟乙烯隔热垫,并用耐高温胶进行密封。热源四周包裹 15 mm 厚绝热材料。实验用喷嘴为某公司生产的压力式喷嘴,雾化锥角为  $60^\circ$ ,喷嘴口径为 0.83 mm,根据最佳热流密度准则<sup>[16]</sup>,喷嘴置于热面正上方 10.4 mm 处。用于测量热面温度的 6 个 T 型热电偶分前(F)后(B)左(L)右(R)4 个方向排

布,前方沿轴向均匀布置 3 个热电偶,进入深度是 6 mm,热电偶间距及热电偶与换热面的间距均为 3 mm,其余 3 个方向各布置一个热电偶,距离换热面 3 mm,进入深度分别是 5 mm(L),4 mm(B),3 mm(R)。喷雾室内及喷嘴进口前布有相同型号热电偶用于测量温度。两个压力传感器用于测量喷嘴进口压力及喷雾室内压力。喷雾室内的压力(蒸发压力)可以通过调节压缩机频率进行调节,喷嘴进口压力可以通过喷嘴进口前的阀和冷凝器冷却水的进水温度进行调节。实验数据由采集仪器结合 PC 机读取并记录,实验中,当温度数值波动范围在 0.5 °C 以内,并持续 5 min 以上时视为有效数据,并用于实验分析。

### 3 数据处理及误差分析

实验中测量得到热电偶温度,可以根据傅里叶

导热定律计算实验中的热流密度及换热表面温度

$$q = \lambda \frac{\Delta T}{\Delta x}, \quad (1)$$

$$T_{\text{sur}} = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 T_i, \quad (2)$$

式中  $\Delta T, \Delta x$  分别为前向两个热电偶的温差和距离,  $\lambda$  为紫铜的导热率,  $T_{\text{sur}}$  为热沉表面平均温度,  $T_i$  为换热表面不同点的温度。

用于表征换热能力的换热系数定义为

$$h = \frac{q}{(T_{\text{sur}} - T_{\text{sat}})}, \quad (3)$$

式中  $T_{\text{sat}}$  为喷雾室内蒸发压力下所对应的冷却液的饱和液体温度。

表面温度标准差  $S(T)$  用于表示换热面表面温度分布,其定义为

$$S(T) = \sqrt{\frac{1}{4} [(T_F - T_{\text{sur}})^2 + (T_L - T_{\text{sur}})^2 + (T_B - T_{\text{sur}})^2 + (T_R + T_{\text{sur}})^2]}. \quad (4)$$

实验中,所用热电偶的误差为 0.5 °C,压力传感器的误差为 0.25%,所用科氏力流量计误差为 0.25%。按照传统误差分析方法,热流密度及换热系数的误差分别为 3.9% 和 2.7%。

## 4 结果分析

### 4.1 表面温度

众多研究表明,激光器工作的最佳温度在 75 °C 以下,且温度越低工作性能越稳定。图 3 是在维持蒸发温度、喷雾室内蒸发压力、喷嘴进口压力等条件不变的情况下,逐渐加大模拟热源的加热量,测得的热沉表面温度的变化。当热沉表面的热流密度低于 80 W/cm<sup>2</sup> 时,表面温度可以稳定在 30 °C 左右,随着热流密度的进一步增大,表面温度升高的速率加快;当热流密度达到 123 W/cm<sup>2</sup> 时,热沉表面温度有了较大提高,但仍可以保持在 60 °C 以内。根据曲线趋势预测,当热流密度达到 135 W/cm<sup>2</sup> 时,仍可以保证热沉表面温度控制在 75 °C 以内。表面温度数值远低于 R134a 在同等热流密度条件下的表面温度,甚至和 Lanchao 等用甲醇为工质,在热流密度为 130 W/cm<sup>2</sup> 获得 78 °C 的表面温度相当<sup>[17]</sup>。R600a 的气化潜热高于 R134a 等工质是其获得较低表面温度的重要原因。虽然 R600a 的气化潜热低于甲醇,但是其沸点远远低于甲醇,因此可以获得

不亚于甲醇的换热能力。这一散热能力可以满足多数高功率激光器的散热需求。图中实验数据是在喷嘴进口和换热环境压差仅为 150 kPa 条件下获得的,进一步增大压差,改变流量等参数将会进一步增强换热能力。

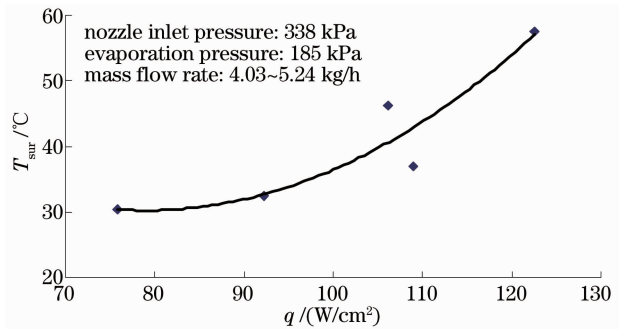


图 3 表面温度随热流密度的变化

Fig. 3 Surface temperature changes with the heat flux

### 4.2 换热系数

图 4 研究了蒸发压力和喷嘴进口压力对换热系数的影响。维持热流密度 77 W/cm<sup>2</sup> 和喷嘴进口压力 350 kPa 不变,通过改变压缩机频率对蒸发压力进行调节,获得的换热系数与蒸发压力之间的关系如图 4(a) 所示。蒸发压力从 159 kPa 增加到 186 kPa,换热系数增加 1000 W/(m<sup>2</sup>·K),蒸发压力的继续增加,换热系数将不再增加,甚至可以预见,继续过大的增大蒸发压力将会减小换热系数。这是

由于开始时蒸发压力较低,流量较大,达到5.6 kg/h,而热沉表面面积较小,液体流量相对于换热需求是过剩的,强制对流在这一阶段换热中起重要作用。随着蒸发压力的增大,虽然蒸发温度升高,但是流量降低,使得相变换热效果明显,换热系数得到增大。当蒸发压力增大到一定值后,喷嘴进出口压差过小,雾化效果严重削弱,相变换热能力下降,同时出口速度减小,导致强制对流换热也被削弱,换热系数减小。图 4(b)是在维持热流密度 90 W/cm<sup>2</sup> 和蒸发压力 185 kPa 不变,通过调整阀的开度,对喷嘴进口压力进行调整获得的换热系数变化图。可以看出,随着喷嘴进口压力的增加,换热系数呈先增后减的趋势。

喷嘴进口压力的增加会带来两个结果:1)雾化得到一定程度的强化,2)流量得到增大。开始阶段喷嘴进口压力增大使得换热系数增大是由于雾化得到强化,流量增大,满足了散热需求;继续增大喷嘴进口压力虽然能使得雾化进一步强化,但是过大的流量使得过多的液体来不及发生相变就被排出,虽然出口速度的增大使得强制对流换热的效果增强,但是却抑制了相变换热,导致整体换热系数的降低。因此,根据换热需求,调整蒸发压力、喷嘴进口压力,可以获得最优的组合。结合图 4(a),(b)可以发现,喷嘴进口压力维持在 350 kPa,蒸发压力维持在 185 kPa,该实验系统可以获得最优的换热性能。

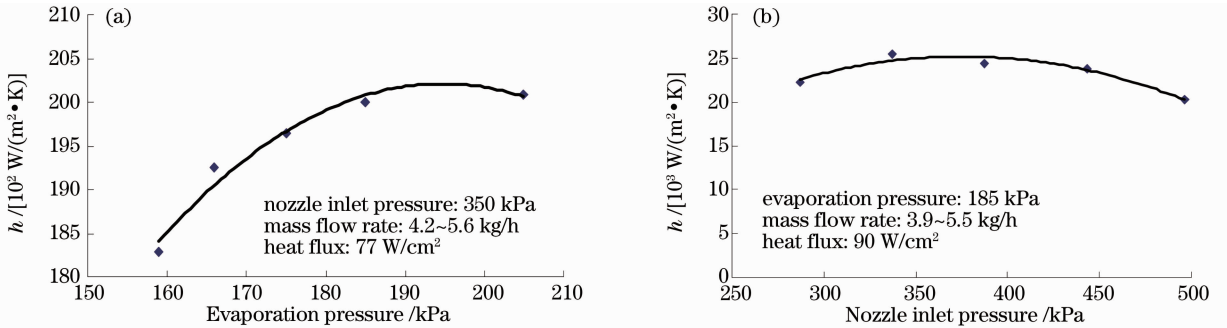


图 4 换热系数随蒸发压力(a)和喷嘴进口压力(b)的变化

Fig. 4 Variation of heat transfer coefficient with evaporation pressure (a) and nozzle inlet pressure (b)

### 4.3 表面温度分布

作为激光器的散热装置,要求散热表面温度分布均匀,避免因为温度差异产生热应力,损坏光学器件。图 5 研究了热流密度、蒸发压力、喷嘴进口压力

对表面温度分布的影响。图 5(a)表明,随着热流密度的增加,表面温度标准差  $S(T)$  增大,温度分布不均匀程度加剧。这是由于热流密度的增大,使得换热需求增加,换热过程剧烈,导致表面温度差异增

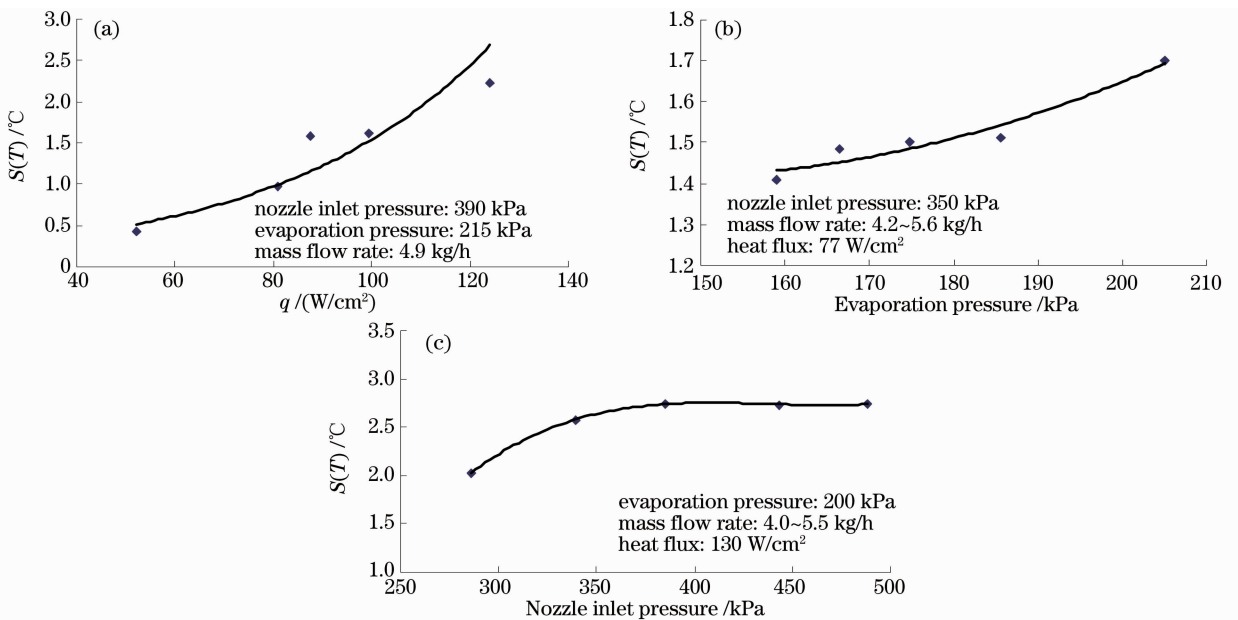


图 5 (a)热流密度,(b)蒸发压力,(c)喷嘴进口压力对表面温度分布的影响

Fig. 5 Surface temperature distributions affected by (a) heat flux, (b) evaporation pressure, (c) nozzle inlet pressure

大。当热流密度增大到  $130 \text{ W/cm}^2$  时, 表面温度标准差达到了  $2.5 \text{ }^\circ\text{C}$ , 这一数值可以满足激光器对散热温度均匀性的需求。图 5(b) 表明, 随着蒸发压力的增加, 表面温度差异略有增加, 但是变化缓慢。这是由于蒸发压力增加, 蒸发温度随之增加, 换热温差减小, 换热系数增大, 相变换热增强, 温度差异略有增大。图 5(c) 表明, 随着喷嘴进口压力的增大, 温度标准差呈先增大后稳定的趋势。原因是喷嘴进口压力增大, 雾化得到强化, 流量增加使得相变换热得到加剧, 温度差异增大。当继续增大喷嘴进口压力时, 温度标准差呈稳定趋势, 这是由于进口压力增大到一定程度, 使得流量增大, 强制对流换热起重要作用, 温度不均匀程度呈稳定的趋势。合理控制喷嘴进口压力、蒸发压力, 可以有效地将温度不均匀性控制在需求范围之内。

## 5 结 论

以绿色制冷剂 R600a 为冷却工质, 设计了将制冷循环和喷雾冷却过程结合的高功率固体激光器用冷却系统, 在含油量体积分数为  $2.8\%$  左右的条件下, 研究了该系统的换热性能及其影响因素。其换热性能主要受热流密度、蒸发压力、喷嘴进口压力等因素的影响, 实验中得出主要结论为: 1) R600a 具有较高的气化潜热, 可以较好地应用于喷雾冷却系统; 2) 将制冷系统和喷雾系统结合, 可以极大简化系统, 并能较好地满足较低的表面温度需求; 3) 该系统具有较好的换热能力, 在热流密度为  $123 \text{ W/cm}^2$  时, 热沉表面温度可以控制在  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  以内; 4) 通过实验在喷嘴进口压力  $350 \text{ kPa}$  和蒸发压力  $185 \text{ kPa}$  的条件下换热系数可以达到  $25000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ ; 5) 该系统在热流密度为  $130 \text{ W/cm}^2$  时, 热沉表面温度标准差为  $2.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 。以上结果表明, 以 R600a 为冷却介质, 将制冷循环与喷雾冷却相结合的一体化激光器冷却系统可以较好地满足高功率激光器散热的需求。

## 参 考 文 献

- Zhou Shouhuan, Zhao Hong, Tang Xiaojun. High average power laser diode pumped solid-state laser[J]. *Chinese J. Lasers*, 2009, **36**(7): 1605~1618  
周寿桓, 赵 鸿, 唐小军. 高平均功率全固态激光器[J]. *中国激光*, 2009, **36**(7): 1605~1618
- 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
- Shao Jie, Li Xiaoli, Feng Yutong *et al.*. LD-end-pumped Nd:YVO<sub>4</sub> slab laser and its thermal effects[J]. *Acta Optica Sinica*, 2008, **28**(3): 497~501  
邵 杰, 李小莉, 冯宇彤 等. 激光二极管端面抽运 Nd:YVO<sub>4</sub> 板条激光器及其热效应[J]. *光学学报*, 2008, **28**(3): 497~501
- Shi Peng, Li Jinping, Li Long *et al.*. Influence of pump light distribution on thermal effects within Nd:YAG microchip laser [J]. *Chinese J. Lasers*, 2008, **35**(5): 643~646  
史 彭, 李金平, 李 隆 等. 抽运光分布对 Nd:YAG 微片激光器热效应的影响[J]. *中国激光*, 2008, **35**(5): 643~646
- Zhang Xingyu, Zhao Shengzhi, Wang Qingpu *et al.*. Study on thermal lens of Nd<sup>3+</sup>:YAG laser pumped by a laser diode[J]. *Chinese J. Lasers*, 2000, **A27**(9): 777~781  
张行愚, 赵圣之, 王青圃 等. 激光二极管抽运的激光器热透镜效应研究[J]. *中国激光*, 2000, **A27**(9): 777~781
- Tian Changqing, Xu Hongbo, Cao Hongzhang *et al.*. Cooling technology for high-power solid-state laser [J]. *Chinese J. Lasers*, 2009, **36**(7): 1686~1692  
田长青, 徐洪波, 曹文章 等. 高功率固体激光器冷却技术[J]. *中国激光*, 2009, **36**(7): 1686~1692
- Zhou Leping, Tang Dawei, Du Xiaozhe *et al.*. High power laser weapons and their cooling systems[J]. *Laser & Optoelectronics Progress*, 2007, **44**(8): 34~38  
周乐平, 唐大伟, 杜小泽 等. 大功率激光武器及其冷却系统[J]. *激光与光电子学进展*, 2007, **44**(8): 34~38
- K. J. Choi, S. C. Yao. Mechanisms of film boiling heat transfer of normally impacting spray[J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 1987, **30**(2): 311~318
- K. A. Estes, I. Mudawar. Correlation of Sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces [J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 1995, **38**(16): 2985~2996
- J. Yang, L. C. Chow, M. R. Pais. Nucleate boiling heat transfer in spray cooling[J]. *J. Heat Transfer*, 1996, **118**(3): 668~671
- M. P. Pais, L. C. Chow, E. F. Mahefkey. Surface roughness and its effects on the heat transfer mechanism in spray cooling [J]. *J. Heat Transfer*, 1992, **114**(1): 211~219
- C. Sodtke, P. Stephan. Spray cooling on micro structured surface[J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 2007, **50**(19-20): 4089~4097
- H. Bostanci, D. P. Rini, J. P. Kizito *et al.*. Spray cooling with ammonia on microstructured surfaces: performance enhancement and hysteresis effect [J]. *J. Heat Transfer*, 2009, **131**(7): 1401~1409
- D. W. Zhou, C. F. Ma. Local jet impingement boiling heat transfer with R113 [J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 2004, **47**(6): 539~549
- Wang Yaqing, Liu Minghou, Liu Dong *et al.*. Experiment study on non-boiling heat transfer performance in spray cooling for high-power laser[J]. *Chinese J. Lasers*, 2009, **36**(8): 1973~1978  
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*, 2009, **36**(8): 1973~1978
- I. Mudawar, K. A. Estes. Optimization and predicting CHF in spray cooling of a square surface [J]. *J. Heat Transfer*, 1996, **118**(3): 672~680
- L. Lin, R. Ponnappa. Heat transfer characteristics of spray cooling in a closed loop [J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 2003, **46**(20): 3737~3746