DOI: 10.3901/JME.2019.14.160

辐射槽面喷雾冷却传热特性试验*

张伟¹ 亓航² 张亚东¹ 孙晓明¹

(1. 中国石油大学储运与建筑工程学院 青岛 266580

2. 中国华电集团有限公司安徽公司 合肥 230022)

摘要: 针对表面结构强化喷雾传热机理不明确现状,在辐射槽道结构表面上,以蒸馏水为工质,研究了喷雾流量、槽道深度对传热特性的影响;通过测定液体离开待冷却表面温度、喷雾液体相变量,结合试验照片,探讨喷雾冷却传热机理。研究发现,热流密度随喷雾流量和表面温度的增大而增加;辐射槽面相比光滑表面具有更好的传热性能,槽道深度越大,效果越好,特别是在喷雾冷却的沸腾区。试验现象和曲线证明快速运动的薄液膜是决定喷雾冷却非沸腾区传热的关键;但在沸腾区,气泡破裂与液滴对接壁面的冲击更为重要。当槽道深度超过液膜厚度时,再增加槽道深度对提升非沸腾区传热不利,但深槽面能提供更多的汽化核心,有利于沸腾区传热强化。槽结构影响研究、相变量测定以及传热机理探讨丰富了喷雾冷却理论,为进一步完善模型奠定了基础。

关键词: 喷雾冷却; 辐射槽面; 传热强化; 液体温度; 相变量

中图分类号: TK 124

Experiment on Heat Transfer Characteristics of Radial Groove Surface Spray Cooling

ZHANG Wei¹ QI Hang² ZHANG Yadong¹ SUN Xiaoming¹

(1. College of Pipeline and Civil Engineering, China University of Petroleum, Qingdao 266580;

2. Anhui Branch of China Huadian Corporation LTD., Hefei 230022)

Abstract: At present, the mechanism of spray cooling enhanced by surface structure spray cooling heat transfer is not clear. With distilled water as the working fluid, experiments are conducted to study the effects of flow rate, groove depth and surface temperature on heat transfer characteristics of spray cooling on radial groove surfaces and flat surface. Heat transfer mechanism of spray cooling is discussed according to the final temperature of cooling fluid, the liquid phase change capacity and experimental photos. Experimental results indicate that the heat flux and surface temperature increase with the increasing of spray flow rate. Radial groove surfaces obtain the better transfer performance in comparison to the flat surface, and when the groove depth increase, heat flux of radial groove surfaces increase, especially in boiling region. The key factors which determine heat transfer in non-boiling region is fast moving liquid film, but in boiling region, bubble rupture and droplet impact on the contact wall are more important. When the radial groove depth exceeds the thickness of the liquid film, increasing the channel depth is unfavorable to the heat transfer in the non-boiling region, but the deeper groove can provide more vaporization cores, which is beneficial to the enhancement of the heat transfer in the boiling region. The research on the influence of groove structure, the determination of phase change and the mechanism discussion enrich the theory of spray cooling, which lays the groundwork for further perfecting the spray cooling model.

Key words: spray cooling; radial groove surface; heat transfer enhancement; liquid temperature; phase change capacity

0 前言

电子设备集成度的不断提高使其产热逐渐增

加,继而对冷却技术提出更高要求。作为一种高性能冷却方式,喷雾冷却以其良好的热均匀性、更高的冷却液利用率、无沸腾滞后性与接触热阻等优势被广泛关注^[1-4]。现阶段对喷雾冷却的试验研究主要集中于喷雾特性和强化表面结构两个方面。其中,对于喷雾特性(雾化压力、喷射高度、喷嘴构型等)的研究已比较充分^[5-7],但对于强化表面结构的研

* 十二五国家科技重大专项子课题(2016ZX05012-002-005)和山东省自然科学基金(ZR2017MEE030)资助项目。20181025 收到初稿,20190321 收到修改稿

究, 进行的相对较少, 且更多关注直槽道和方柱结构^[1-2,8-10]。

SILK 等^[8]试验研究了具有方柱、三角锥、直槽道、辐射槽、微孔等多种强化结构表面的喷雾冷却传热特性, 发现在相同的喷雾特性下, 所有特殊结构均对传热有强化效果, 其中细直槽道仅在表面温度较低时对传热的强化效果明显, 微孔隧道与辐射槽道的传热特性在整个喷雾冷却过程中均得到明显增强; 进一步对比不同表面的润湿面积发现, 辐射槽面的单位润湿面积强化传热效果最好。

杨强^[9]对多种结构参数的直槽道喷雾冷却传热特性进行了试验研究, 发现槽道间距较小的表面传热较好, 而增加槽道高度会在增加传热面积的同时降低肋片温差, 对传热的强化有正反两种作用。

刘妮等^[10]对直槽道、方柱和辐射槽道表面喷雾冷却的传热性能进行试验, 发现辐射槽道虽然可以强化传热, 但强化效果要比方柱和直槽道差, 与 SILK 等^[8]的结果有区别。进一步比较可以发现, 刘妮采用的辐射槽面槽道部分的投影面积仅占总表面积的 15%, 而 SILK 等采用的辐射槽面这一比例在 40% 左右, 因此, 对传热特性的研究必须考虑结构参数的影响。

在理论研究方面, 现普遍认为喷雾冷却由强制对流、蒸发、核态沸腾和“二次成核”四种传热方式控制^[1-2,10-15]。在喷雾冷却非沸腾区, 强迫对流换热尤为重要^[11-12], 此时, 液滴对液膜的冲击作用和液膜冲刷决定喷雾冷却传热性能的高低^[13]。在喷雾冷却沸腾区, 待冷却表面的干涸以及“二次成核”对传热过程影响巨大^[14-15]。

RINI 等^[15]认为液滴冲击可使气泡更早脱离, 因而喷雾冲击下气泡数量大大增加, 促进了液膜的沸腾过程, 使传热强化。而 SELVAM 等^[16]认为, 液滴击穿气泡润湿待冷却表面过程中出现的瞬态传热与液膜重生成才是传热性能提升的关键。此外, 对喷雾冷却各阶段不同传热方式占比的研究很少, 已有的研究结果之间存在较大差异, 如 TAN 等^[17]认为沸腾区核态沸腾作用占比可达 65%, 但 RINI 等^[15]认为约占 50%, 值得进一步研究。

综上, 待冷却表面强化结构对喷雾冷却的影响研究仍有很大空间, 特别是传热性能较好的辐射槽道, 未见改变结构参数的研究; 同时, 对喷雾冷却不同传热形式占比的研究较为匮乏。基于此, 本文在多种结构参数的辐射槽面上对喷雾冷却传热特性进行试验研究, 并特别研究了喷雾冷却沸腾区蒸发传热的占比。

1 试验介绍

1.1 试验系统

喷雾冷却传热性能测试系统主要由供液与喷雾系统、加热系统和数据采集系统等部分组成。供液与喷雾系统主要包含磁力齿轮泵、喷嘴、流量计和连接管路等, 加热系统包括加热棒、电压调节装置、被冷却试件, 数据采集系统由数据采集器、热电偶与压力传感器构成, 如图 1 所示。

图 1 试验系统示意图

喷嘴采用 FN0.65x 实心锥形喷嘴, 当雾化压力较低时也能保证雾化质量。冷却介质采用蒸馏水, 确保在喷雾冷却试验进入沸腾区后, 不会因强烈的液体蒸发导致被冷却表面结垢, 改变试件的传热性能。被冷却试件为铜制, 被冷却表面下方距离被冷却表面 5 mm、12.5 mm、20 mm 处分别有三排热电偶测温点; 试件内部布置有 9 根电加热棒, 其加热功率受变压器调节。试件固定在一不锈钢基座内, 与基座之间缝隙填充保温材料, 同时, 在待冷却表面的侧面部分使用氟橡胶 O 型圈与耐热胶配合密封, 起到隔水、隔热、固定的作用。数据采集系统采用 Agilent34972A 型数据采集器, 接收 17 组铜-康铜热电偶及一个压力传感器的信号, 实时记录被冷却表面下方不同位置处温度、供给水温度、环境温度、液体流出温度与雾化压力等参数, 并保存至计算机。

在冷却介质相变量试验中, 采用两个大小相同的容器分别用来供应和收集冷却液, 以试验前后两容器液体质量来确定冷却介质相变量; 但在试验中发现, 热水在传热后进入热水箱前, 先流经一个开放的回收槽, 回收槽内液体蒸发十分强烈, 对试验精度产生巨大影响。为了减轻热水在回收槽内的蒸发损失, 在原有试验系统的基础上增加一蒸发减弱罩, 如图 2 所示。

图 2 回收槽蒸发减弱罩示意图

1.2 辐射槽结构设计

由前文所述,辐射槽道投影面积占比对喷雾冷却传热性能的影响很大,为了更好地研究不同槽道结构对传热性能的作用,应采用较多的辐射槽数量,结合 SILK 等^[8]研究中采用的辐射槽形式,本文槽道数量选定为 36,在此基础上对槽道结构参数作设计选择,如图 3 所示。

图 3 辐射槽面结构示意图

辐射槽的布置将待冷却表面分为三部分,即槽道顶部、槽道底部和中心区。在设计过程中发现,当槽道数量确定时,槽道宽度 L 对辐射槽表面上槽顶、槽底、中心区占比影响巨大。以下将分别以 0.3 mm、0.4 mm 与 0.5 mm 的槽道宽度对各部分所占整个槽结构表面比例进行计算,结果记入表 1 中。

表 1 辐射槽变宽度试算结果

槽道宽度 /mm	中心区占比 (%)	槽道顶部占比 (%)	槽道底部占比 (%)
0.3	5.27	59.35	35.38
0.4	9.37	48.15	42.48
0.5	14.64	38.11	47.25

从表 1 可以看出,当槽道宽度为 0.3 mm 时,槽道顶部面积占整个待冷却表面近 60%,而槽道底部仅占 35.38%;槽道宽度为 0.5 mm 时,中心光滑区域面积占整个表面的 14.64%,使得强化槽道部分占比偏小。综上,在关于变槽道宽度强化表面的喷雾冷却试验研究中,难以排除因表面结构占比变化产生的影响。为了使试验结果更能反映喷雾冷却传热机理,本文试验中的槽道宽度取固定值,综合比较后选取顶部、底部相差不大且中心区占比较小的 0.4 mm 宽度槽道。

在给定槽道宽度的情况下,改变槽道深度将使槽道侧壁面积和槽道内液体流动阻力产生变化,因此对变槽道深度辐射槽面进行研究同样有意义。基于该想法,本文对 0.3 mm、0.5 mm 与 0.7 mm 深的辐射槽面进行试验,分别测定了喷雾流量为 23 mL/min、33 mL/min 以及 43 mL/min 时喷雾冷却的传热特性,其喷雾高度始终为 7 mm。试验中还测定了相同喷雾工况下光滑表面的传热特性,作为对照。

2 数据处理与误差分析

2.1 数据处理

热流密度 q 和液体离开待冷却表面温度 t_1 均可作为衡量喷雾冷却传热性能的参数。在保温和密封理想的情况下,待冷却表面的热流密度 q_w 与喷雾冷却热流密度 q 相等,而试验中可以通过测得待冷却表面下方不同位置处的温度计算 q_w 的具体数值,再由 q_w 计算 t_1 的大小。

图 4 中上表面为被冷却表面,热量从试件内的电热棒产生,沿 z 方向从下到上传递。将被冷却表面下方的三排热电偶测得温度分别记为 $t_1 \sim t_4$ 、 $t_5 \sim t_8$ 、 $t_9 \sim t_{12}$ 。由于接近待冷却表面处的密封采用橡胶圈与硅橡胶结合的方式,其保温性能相比填充的保温材料差得多,但若相对靠下的两层测点又相距表面较远,综合考虑后本文采用最上层与最下测温点计算热流密度 q_w ,即

$$q_w = \lambda \frac{\frac{1}{4} \left(\sum_{i=1}^4 t_i - \sum_{i=9}^{12} t_i \right)}{10\,000 \Delta z} \quad (1)$$

式中, q_w 为待冷却表面的热流密度, $W \cdot cm^{-2}$; λ 为紫铜试件的导热系数, $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$; Δz 为上下两排热电偶之间间距, m。

图 4 辐射槽面结构示意图

算得热流密度 q 后,再由傅里叶定律可以计算被冷却表面温度,由于热流密度计算采用最上层与最下层测温点数据,则表面温度的计算应以两者之

间的测点温度为基准, 该值可以表示为

$$t_w = \sum_{i=1}^8 t_i - \frac{10\,000 q \Delta h}{\lambda} \quad (2)$$

式中, t_w 为被冷却表面温度, $^{\circ}\text{C}$; Δh 为中间排热电偶与被冷却表面的间距, m 。

此外, 本文对喷雾冷却过程中的液体相变进行测定, 其计算式如下

$$x = \frac{m_{\text{损}}}{m_{\text{流}}} \times 100\% \quad (3)$$

式中, x 为液体相变率, $m_{\text{损}}$ 为循环结束后的液体损失质量, $m_{\text{流}}$ 为循环过程中总喷雾液体质量。

2.2 误差分析

本文试验中热流密度和表面温度是由温度数据计算得到, 每个温度测点的偏差为 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$, 根据式(1)、(2)以及误差传递计算式, 可得待冷却表面热流密度与表面温度的计算式

$$\sigma_{q_w} = \frac{\lambda_{\text{Cu}}}{10\,000 \delta_1} \sqrt{\frac{1}{16} \left(\sum_{i=1}^4 \sigma_{t_i}^2 + \sum_{i=9}^{12} \sigma_{t_i}^2 \right)} \quad (4)$$

$$\sigma_{t_w} = \sqrt{\frac{1}{16} \sum_{i=1}^8 \sigma_{t_i}^2 + \left(\frac{10\,000 \delta_2}{\lambda_{\text{Cu}}} \right)^2 \sigma_{q_w}^2} \quad (5)$$

计算可得热流密度与表面温度的偏差分别为 $\pm 1.83\%$ 与 $\pm 0.31\%$ 。

3 试验结果及讨论

3.1 喷雾流量对喷雾冷却传热特性的影响

以槽深为 0.5 mm 的辐射槽面为例, 对喷雾流量与喷雾冷却平均热流密度之间关系进行研究, 同时以光滑表面作对照, 试验结果如图 5、6 所示。从图中可以发现, 增加喷雾流量对强化传热非常有效。喷雾冷却过程的不同区段存在明显差异, 按表面温

图5 光滑表面各流量热流密度曲线

图6 0.5 mm 辐射槽面各流量热流密度曲线

度将其划分为三个部分, 低于 70°C 为非沸腾区, 高于 100°C 为沸腾区, 两者之间为过渡区, 本节将分别对这三个区段进行讨论。

3.1.1 非沸腾区

在喷雾冷却非沸腾区, 传热主要由强制对流决定。对于同种形式的机械雾化喷嘴, 当喷雾流量改变时, 雾化压力也相应地产生变化, 使喷雾液滴的平均速度增大^[7]。因此, 增大喷雾流量会使更多的高速液滴冲击在待冷却表面, 改变液膜形态。如图 7 所示, 当表面温度约为 50°C 时, 喷雾流量越大, 待冷却表面外围的厚液膜区域明显减小, 且中部薄液膜区波动减轻、更加平整, 说明液膜厚度整体减薄。大流量和薄液膜意味着更快的液膜流动速度, 强制对流换热得到强化, 因此热流密度随喷雾流量的增加而增大, 如图 5 所示, 当光面温度为 50°C 时, 33 mL/min 相比 23 mL/min 提升约 29.41% , 而 43 mL/min 比 33 mL/min 仅提升约 22.73% 。

(a) 流量 23 mL/min

(b) 流量 43 mL/min

图7 表面温度 50°C 时光滑表面试验照片

辐射槽面的液膜形态变化与光滑表面相似, 如图 8 所示, 小流量喷雾时待冷却表面外侧有一明显的厚液膜区, 当流量增加时, 这一区域几乎完全消失。同时, 在待冷却表面中心区, 液膜本身很薄且集中于槽道内部流动, 无法直接观测, 但通过槽道侧壁反光区域(裸露在外)可以大致区分液膜没有充满的薄液膜区。经对比发现, 随着流量增大, 反光

区域占比提高,间接说明液膜随着流量增大而减薄。也就是说,辐射槽面喷雾冷却中增大喷雾流量使强制对流换热也有明显增强,如图 6 所示,当 0.5 mm 槽面温度为 50 °C 时,33 mL/min 相比 23 mL/min 提升约 43.75%,而 43 mL/min 比 33 mL/min 仅提升约 17.39%。结合槽道特征与试验照片图 8 分析认为 23 mL/min 时液膜流动阻力过大,液体在待冷却表面上聚集,严重影响了传热,当流量提升至 33 mL/min 时,液滴冲击已经能使液膜铺展开来,进一步提升流量效果不再明显。

(a) 流量 23 mL/min

(b) 流量 43 mL/min

图 8 表面温度 50 °C 时 0.5 mm 辐射槽面试验照片

关于液体流出温度的试验结果也印证了上述的分析结论。如图 9、10 所示,在光滑表面和槽道深度为 0.5 mm 的辐射槽面,整个喷雾冷却过程中的液体流出温度仅与待冷却表面温度有关,与喷雾流量的大小无关。即在参与传热过程的流体总量增加的情况下,经传热后的流体温度几乎完全相同,也说明了流量增加对传热的强化。此外,图 9、10 的数据为直接测试结果,图 5、6 的数据为计算所得,两者互为支撑,证明了试验结果的可靠性。从另一角度分析,非沸腾区不考虑液体相变吸热,若以相同的传热面积得到更大的热流密度,考虑到边界层内以导热为主的传热方式,基于同样表面温度下液膜温度相同的事实(图 9、10),证明流量大边界层薄(液膜薄),说明前面分析是合理的。

图 9 光滑表面各流量液体流出温度曲线

图 10 0.5 mm 辐射槽面各流量液体流出温度曲线

3.1.2 沸腾区

比较热流密度曲线和液体流出温度曲线的变化趋势可以发现,在液体流出温度的曲线在整个喷雾冷却过程中增长近似线性,仅在表面温度超过 110 °C 之后出现增长停滞,如图 9、10 所示。但从图 5、6 中可以发现,表面温度为 110 °C 时,光滑表面 33 mL/min 相比 23 mL/min 热流密度提升约 37.50%,43 mL/min 比 33 mL/min 提升约 14.77%,相同条件下辐射槽面分别提升 39.73% 与 35.29%,均较为明显,说明此时冷却介质强制对流已经不再主导传热,冷却介质相变作用非常显著,如图 11 所示。

从图 11 可以发现,当表面温度超过 100 °C 后,冷却介质的相变量迅速增加,因此出现图 9、10 与图 5、6 中液体流出温度增长缓慢而热流密度增长迅速的情况。

图 11 液体相变量变化曲线

受冷却介质相变的影响,待冷却表面的液膜形态也发生了相应的变化。在光滑表面,当表面温度很高时,待冷却表面迅速产生大量气泡,而 23 mL/min 流量下液滴冲击相对较弱,气泡不易被冲走,在表面上连结成不稳定的气膜,使液膜厚度增

加、核态沸腾减弱; 而 43 mL/min 流量下液滴冲击很强, 气泡刚产生就被冲破, 待冷却表面始终与液体接触, 液体沸腾非常强烈, 如图 12 所示。

(a) 流量 23 mL/min

(b) 流量 43 mL/min

图 12 表面温度 110 °C 时光滑表面试验照片

在辐射槽面, 由于槽结构底部气泡更难排出, 液滴冲击作用较弱的 23 mL/min 流量下, 槽底气泡得以充分生长, 使部分待冷却面不被液膜浸湿, 减弱了液体相变, 且大气泡破裂时液膜弹起明显; 而 43 mL/min 流量下液滴冲击强, 使槽底气泡较早被冲破, 保证槽道底部传热面始终被液膜浸湿, 沸腾过程始终较强, 且气泡破裂引起的液体损失更少, 此时辐射槽面热流密度的增加幅度约为光滑表面的 2 倍, 如图 13 所示。

(a) 流量 23 mL/min

(b) 流量 43 mL/min

图 13 表面温度 110 °C 时 0.5 mm 辐射槽面试验照片

3.1.3 过渡区

在表面温度为 70~100 °C 范围内的喷雾冷却处于过渡区。从热流密度曲线来看, 其在过渡区开始出现轻微的上扬; 从冷却介质相变量曲线中发现, 冷却介质相变量在过渡区开始增大。因此, 喷雾冷却在过渡区的传热特性介于沸腾区与非沸腾区之间, 在此不进行详细分析。

对比前文得出的试验结果及图片发现, 光滑表面与辐射槽面的传热特性差别明显, 特别是在表面温度较高的沸腾区。本文将以试验结果为基础, 继续讨论表面结构参数对喷雾冷却传热特性的影响。

3.2 表面结构参数对喷雾冷却传热特性的影响

本文在三种不同的喷雾流量下, 对三种不同深度的辐射槽面进行喷雾冷却传热特性试验, 并以光

滑表面为对比。按喷雾流量分类, 分别给出四种不同表面的热流密度曲线, 如图 14~16 所示。

图 14 流量为 23 mL/min 时各表面热流密度曲线

图 15 流量为 33 mL/min 时各表面热流密度曲线

图 16 流量为 43 mL/min 时各表面热流密度曲线

从图 17 可以发现, 液膜形态随表面温度的上升不断变化。当表面温度约为 50 °C 时, 光滑表面上的液膜完整且平滑, 此时喷雾冷却传热主要由对流决定。当表面温度约为 80 °C 时, 待冷却表面中心部位存在时有时无的干涸区, 液膜开始出现间断; 随着表面温度的继续升高, 空隙面积增大、持续时间变长, 最终成为稳定的液膜干涸区; 此时的液膜形态与表面温度约为 50 °C 时相比没有非常显著的

差异,液膜流动仍然主导喷雾冷却传热过程。当表面温度进一步提高,达到约 $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,待冷却表面出现大面积干涸,且非干涸区出现剧烈的核态沸腾。

图 17 流量为 43 mL/min 时光滑表面液膜形态
(从左向右表面温度约为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $110\text{ }^{\circ}\text{C}$)

为了更好地讨论槽道深度变化对热流密度曲线的影响因素,图 18、19 中展示了槽道深度 0.3 mm 与 0.5 mm 的辐射槽面不同表面温度下的试验图片。从图中可以发现,当喷雾冷却处于非沸腾区时,槽道深度对液膜形态的影响很小,槽道深度 0.3 mm 与 0.5 mm 表面几乎没有差别。当表面温度约为 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,两者形态也较为相似,但 0.5 mm 表面最外侧的液膜相比 0.3 mm 表面更厚;同时 0.5 mm 表面槽道出口处存在气泡堆积,说明当表面温度升高时,深槽道内产生的部分气泡很难被冲走,这将大大增加液膜流动阻力,使液膜变厚、强迫对流传热被削弱。因此,在表面温度为 $70\sim 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的区间内,深槽道传热弱于浅槽道,与图 14~16 中热流密度曲线相符。此外,从图中可以看出,在喷雾冷却非沸腾区与过渡区,槽道部分的液膜明显薄于槽深,本文选定的槽道深度相对这两部分偏大。

图 18 流量为 43 mL/min 时 0.3 mm 辐射槽面试验照片
(从左向右表面温度约为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $110\text{ }^{\circ}\text{C}$)

图 19 流量为 43 mL/min 时 0.5 mm 辐射槽面试验照片
(从左向右表面温度约为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $110\text{ }^{\circ}\text{C}$)

当表面温度约为 $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,槽道深度 0.3 mm 与 0.5 mm 表面液膜均发生核态沸腾,从试验图片来看, 0.5 mm 表面的核态沸腾明显更强;虽然 0.5 mm 表面的流动阻力仍然大于 0.3 mm 表面,但此时强迫对流不在占据绝对优势, 0.5 mm 表面因槽道侧壁面

积大于 0.3 mm 表面,汽化核心更多,对核态沸腾的强化大于对强迫对流的抑制,因此在表面温度很高时,深槽道对传热的强化效果更加突出。

这一结论在液体相变研究中可以得到验证。根据图 11 的中液体相变量曲线,辐射槽面的液体相变量始终略大于光滑表面。将液体相变量占比进行比较可以发现,液体相变占比受喷雾流量影响很小,但受表面结构影响很大。如图 20 所示,辐射槽面的液体相变占比始终大于光滑表面,而相同表面不同流量的液体相变占比相差不大,进一步说明辐射槽对液体沸腾过程的强化作用。

图 20 0.5 mm 辐射槽面各流量液体流出温度曲线

此外,从图 20 中可以发现,当表面温度处于 $70\sim 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 区间时,流量 23 mL/min 的液体相变占比略小于其他流量。本文认为在喷雾冷却过渡区,待冷却表面气泡产生速度相对较慢,需要靠液滴冲击刺破,但 23 mL/min 流量的液滴冲击太弱,使液膜内的气泡排出不及时,但随着喷雾流量增大,整个液膜得到有效的冲击,产生的气泡被迅速带走。因此在喷雾冷却过渡区,喷雾流量过小反而使得液体相变减弱,但当流量增大到能使液膜得到有效冲击,进一步增大流量则不会产生影响,如图 21 所示。

(a) 23 mL/min (b) 33 mL/min (c) 43 mL/min

图 21 表面温度 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时光滑表面液膜形态

4 结论

(1) 喷雾流量与槽道深度对喷雾冷却传热特性影响明显。在光滑表面下当喷雾流量从 23 mL/min 增

加到 33 mL/min、再从 33 mL/min 增加到 43 mL/min 时, 喷雾冷却热流密度分别有 29%~38%和 14%~23%的提升; 辐射槽面与之类似, 但在沸腾区 43 mL/min 的大流量下热流密度相比 33 mL/min 提升可达 35%。在喷雾冷却非沸腾区, 喷雾流量增加, 液滴冲击大大增强, 使待冷却表面液膜减薄, 流动速度增大, 强制对流换热增强; 在沸腾区, 大流量喷雾液滴的强烈冲击, 更容易带走待冷却表面产生的气泡, 强化了核态沸腾传热; 过渡区的情况介于两者之间。

(2) 在本文选定的槽道深度变化范围内, 辐射槽深度的增加对非沸腾区传热特性影响不明显, 在过渡区甚至不利于强化传热。但在喷雾冷却沸腾区, 槽道越深传热越好, 0.5 mm 槽深表面的热流密度仅比 0.3 mm 槽深表面增加不到 10%, 而 0.7 mm 槽深表面相比 0.5 mm 槽深表面增加 20%左右。

(3) 在喷雾冷却非沸腾区, 槽道内液膜远比槽深更薄, 变化槽深对传热特性几乎无影响; 在沸腾区, 液膜的剧烈沸腾使得整个槽道侧壁均有液体接触, 具有更大传热面积的深槽表面传热更好; 而在过渡区, 气泡产生速度慢, 且集中于槽道底部, 使槽底液膜加厚, 进而保护气泡不被雾滴冲走, 阻碍了强制对流换热, 因此槽道越深传热越差。

参 考 文 献

- [1] 张伟, 王照亮, 徐明海. 微结构表面封闭式喷雾冷却传热特性[J]. 强激光与粒子束, 2012, 24(9): 2053-2058. ZHANG Wei, WANG Zhaoliang, XU Minghai. Heat transfer characteristics of spray cooling on micro-structured surface in enclosed room[J]. High Power Laser and Particle Beams, 2012, 24(9): 2053-2058.
- [2] 张伟. 微槽表面喷雾冷却换热特性研究[D]. 青岛: 中国石油大学(华东), 2013. ZHANG Wei. Investigation of heat transfer characteristics of spray cooling on micro-grooved surfaces[D]. Qingdao: China University of Petroleum (East China), 2013.
- [3] 胡士松, 刘伟, 章玮玮, 等. 单相阶段板式多喷嘴阵列喷雾冷却的试验研究[J]. 流体机械, 2015, 43(7): 1-5. HU Shisong, LIU Wei, ZHANG Weiwei, et al. Experimental study on spray cooling with plate multi-nozzle array in the non-boiling regime[J]. Fluid Machinery, 2015, 43(7): 1-5.
- [4] 潘华辰, 周泽磊, 刘雷. 关键结构参数对离心式雾化喷嘴雾化效果的影响研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(2): 199-206. PAN Huachen, ZHOU Zelei, LIU lei. Influence of design parameters of the swirl nozzle on its spray characteristics[J]. Journal of Mechanical engineering, 2017, 53(2): 199-206.
- [5] KARAPETIAN Emil, AGUILAR Guillermo, KIMEL Sol, et al. Effects of mass flow rate and droplet velocity on surface heat flux during cryogen spray cooling[J]. Physics in Medicine and Biology, 2002, 48(1): N1.
- [6] 邓东, 周华, 杨华勇. 新型细水雾灭火喷嘴的仿真及试验[J]. 机械工程学报, 2006, 42(12): 122-127. DENG Dong, ZHOU Hua, YANG Huayong. Simulation and test of a new type of water mist nozzle[J]. Journal of Mechanical engineering, 2006, 42(12): 122-127.
- [7] GUO Yongxian, ZHOU Zhifu, JIA Jianyuan, et al. Optimal heat transfer criterion and inclination angle effects on non-boiling regime spray cooling[C]// Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 2009. SEMI-THERM 2009. 25th Annual IEEE. IEEE, 2009: 193-200.
- [8] SILK E A, KIM Jungho, KIGER K. Enhanced surface spray cooling with embedded and compound extended surface structures[C]// Thermal and Thermomechanical Proceedings 10th Intersociety Conference on Phenomena in Electronics Systems, 2006. ITHERM 2006. IEEE, 2006: 215-223.
- [9] 杨强. 具有强化表面的氨喷雾相变冷却实验研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2013. YANG Qiang. Experiments investigation of spray cooling on enhanced surfaces with ammonia[D]. Chongqing: Chongqing University, 2013.
- [10] 刘妮, 李丽荣, 钟泽民. 微结构表面喷雾冷却性能试验研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(6): 158-165. LIU Ni, LI Lirong, ZHONG Zemin. Heat transfer characteristics of spray cooling on micro-structured surface[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(6): 158-165.
- [11] NEVEDO J. Parametric effects of spray characteristics on spray cooling heat transfer[D]. Orlando: University of Central Florida, 2008.
- [12] YANG B H, WANG H, ZHU X, et al. Heat transfer enhancement of spray cooling with ammonia by microcavity surfaces[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 50(1): 245-250.
- [13] ZHAO R, CHENG W L, LIU Q N, et al. Study on heat transfer performance of spray cooling: Model and analysis[J]. Heat & Mass Transfer, 2010, 46(8-9): 821-829.
- [14] 谢宁宁. 喷雾冷却及其换热强化的实验与理论研究[D]. 北京: 中国科学院研究生院, 2012. XIE Ningning. Experimental and theoretical study on

- spray cooling and its heat transfer enhancement[D]. Beijing: Chinese Academy of Science, 2012.
- [15] RINI D P, CHEN R H, CHOW L C. Bubble behavior and nucleate boiling heat transfer in saturated FC-72 spray cooling[J]. Journal of Heat Transfer, 2002, 124(1): 63-72.
- [16] SELVAM R P, LIN L, PONNAPPAN R. Direct simulation of spray cooling: Effect of vapor bubble growth and liquid droplet impact on heat transfer[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2006, 49(23-24): 4265-4278.
- [17] TAN S W. Computer simulation of a spray cooling system with FC-72[D]. Gainesville: University of Central Florida, 2001.

作者简介: 张伟(通信作者), 男, 1978 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为锅炉节能改造、强化传热、热力采油、洁净煤技术。

E-mail: weizhang22@163.com