

振动环境下喷雾冷却的临界热流密度模型

王泽¹, 邢玉明¹, 刘鑫¹, 赵亮¹, 季益斌²

(1. 北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191;

2. 中国航空工业集团有限公司 南京机电液压工程研究中心

航空机电系统综合航空科技重点实验室, 南京 211106)

摘 要: 针对振动环境对喷雾冷却临界热流密度(CHF)的影响问题,基于静止环境喷雾冷却 CHF 模型,定义并引入内切偏离因子,建立振动环境下喷雾冷却 CHF 点基模型,对比 3 种不同工作模式的影响。结果表明:工作模式 1 周期平均 CHF 相对其他两种模式分别提高 0.98% 和 1.17%。该模式下,周期内 CHF 的变化呈现双峰结构,且后半周期最低热流密度高于前半周期最低热流密度,周期内最小 CHF 较最大 CHF 下降 3.02%。振动幅度越大,CHF 下降越大,1.0 mm 振幅相对 0.2 mm 振幅条件下的周期平均 CHF 下降 1.74%。分析喷雾锥角的影响,55.8°、90°全位角喷雾锥角相对 30°喷雾锥角,平均 CHF 分别下降 4.83% 及 16.21%。大锥角下,后半周期的峰值值相较周期内最大 CHF 下降减小。喷雾锥角小的喷嘴能够减小表面振动对喷雾冷却临界热流密度的恶化。

关 键 词: 喷雾冷却; 临界热流密度 (CHF); 振动环境; 点基模型; 正弦振动

中图分类号: V243; TK124

文献标志码: A

Model of critical heat flux for spray cooling under vibration environment

WANG Ze¹, XING Yuming¹, LIU Xin¹, ZHAO Liang¹, JI Yibin²

(1. School of Aeronautic Science and Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Aero Electromechanical

System Integration, Nanjing Engineering Institute of Aircraft Systems,

Aviation Industry Corporation of China Limited, Nanjing 211106, China)

Abstract: The effect of vibration environment on critical heat flux (CHF) of spray cooling was studied. The point-based CHF model under vibration environment was built by defining factor which represented the degree of deviating from the inscription state, based on the CHF model in normal environment. Three operation modes were compared, and the operation mode one had 0.98% and 1.17% increase in the period-average CHF compared with the others. In the operation mode one, the curve of CHF showed a bimodal structure, and the minimum CHF of the second half of period was larger than that of the first half of period. The minimum CHF was 3.02% lower than the maximum CHF. The larger vibration amplitude led to the greater decrease of the CHF. The average CHF with 1.0 mm amplitude was

收稿日期: 2016-08-08

基金项目: 航空科学基金(20132851034)

作者简介: 王泽(1988—),男,博士生,主要从事高热流电子元件温控研究。

引用格式: 王泽,邢玉明,刘鑫,等. 振动环境下喷雾冷却的临界热流密度模型[J]. 航空动力学报,2018,33(3):597-603. WANG Ze, XING Yuming, LIU Xin, et al. Model of critical heat flux for spray cooling under vibration environment[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(3): 597-603.

1.74% lower than that with 0.2 mm amplitude. The influence of spray angle was discussed. The average CHF showed 4.83% and 16.21% drop in 55.8° and 90° cases respectively, compared with 30° spray angle case. The difference between the minimum CHF of the second half of period and maximum CHF was smaller in larger spray angle case. Using nozzle with small spray angle could reduce the negative effect of vibration.

Key words: spray cooling; critical heat flux (CHF); vibration environment; point-based model; sinusoidal vibration

在航空航天领域,电子元件日趋高度集成化,微型化,热流密度不断提高,特别是雷达、激光武器等领域的发展受到温控技术的制约,喷雾冷却技术作为高热流密度冷却技术被认为是解决该问题的关键技术,日益受到关注^[1-2]。目前已有实验证实,以水为工质,喷雾冷却临界热流密度(CHF)可以超过 1 kW/cm²^[3]。喷雾冷却中利用喷嘴将冷却工质雾化为离散细小液滴并直接喷射到热源表面,在表面形成薄液膜,通过液膜蒸发、核态沸腾及对流作用进行散热^[4]。达到 CHF 时,散热热流的小幅提升,将引起表面温度出现急剧升高,是喷雾冷却技术有效温控的热流上限。所以,喷雾冷却 CHF 成为该领域的研究重点,国内外学者根据各自实验结果提出众多关联式^[5-8]。

其中,Estes、Mudawar 等^[9-10]研究喷雾高度对 CHF 的影响,表明当喷雾区域恰好内切于方形加热面时可获得最大 CHF,并基于几何关系,建立点基模型,结合实验数据提出喷雾冷却 CHF 关联式,该关联式适用于水、FC-72、FC-87 及 PF-5052。

Visaria 等^[11-14]研究倾斜喷射对 CHF 的影响,研究中保持椭圆喷雾区域的长轴内切于方形表面,结果表明 CHF 随喷射倾角的增大而有所降低,并基于点基模型提出单喷嘴倾斜喷射的 CHF 模型。后续又研究了多喷嘴重叠喷雾条件下的 CHF 点基模型。

郭永献等^[15-16]基于点基模型,研究了喷射倾角变化时喷嘴的运动轨迹,研究包括圆形表面及方形表面在倾斜喷雾中的影响,并研究了方形喷雾的影响。

王泽等^[17]结合流体体积函数(VOF)方法和动网格技术研究了振动环境对喷雾冷却特征过程的影响,并对比了稀薄喷雾及稠密喷雾的区别。但该研究针对喷雾冷却两相区,并未涉及对 CHF 的影响。

高热流密度电子元件在航空及船舶中均有应用,使用过程中不可避免的处于振动环境。振动

对喷雾冷却 CHF 的影响尚不清楚。本文基于静止环境喷雾冷却 CHF 点基模型,增加振动环境,引入振动时间项,考虑喷雾作用面积及流量损失的影响,分析振动引发喷雾高度变化对喷雾冷却 CHF 的影响,建立振动表面喷雾冷却 CHF 传热理论,分析垂直正弦振动过程中各因素对表面 CHF 的影响。提出振动环境下喷雾冷却的临界热流密度的点基模型。该研究有助于喷雾冷却技术的应用拓展及振动环境高热流密度元件温控技术的发展。

1 振动环境的影响

振动环境对喷雾冷却的影响主要包括:振动对液滴与液膜间换热的影响;振动过程中的工质流量损失;喷雾直接作用区域的变化。由于 CHF 发生时,热源表面接近完全干涸状态^[18],所以忽略第一个影响因素。

当喷雾高度使喷雾区域内切与热源表面时,喷雾直接作用区域最大且喷雾不存在流量损失,可获得最大喷雾冷却 CHF。但振动过程中,热源表面位置连续变化,致使喷雾区域在热源表面的分布连续变化,见图 1(图中 t 为时间),偏离内切

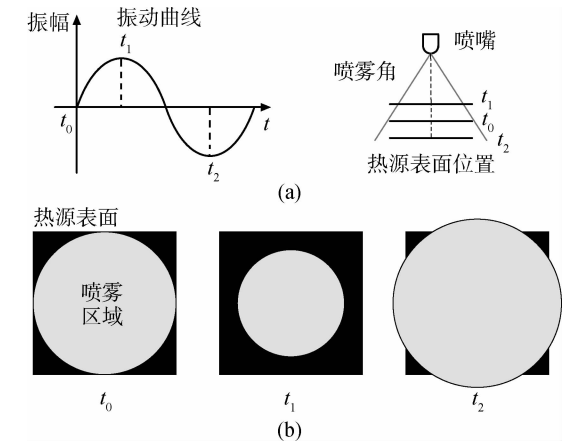


图 1 振动过程中热源表面位置及喷雾区域分布
Fig. 1 Surface position and spray impact area distribution during the vibration process

状态主要包含以下两种情况:

1) 振动过程中喷雾区域小于热源表面, 喷雾作用面积减小, 喷雾流量无损失。

2) 振动过程中喷雾区域超出热源表面, 直接作用区域加大, 喷雾流量出现损失。

同时, 由于工质流量通量在热源表面并非均匀分布, 振动表面致使热源表面的工质流量分布发生改变。

2 振动环境点基 CHF 模型

2.1 振动环境 CHF 点基模型

以垂直正弦振动为例, 建立振动环境下喷雾冷却 CHF 点基模型, 振动方程为

$$v = 2\pi f d_{0-p} \cos(2\pi f \cdot t) \quad (1)$$

式中 v 为表面振动速度; f 、 d_{0-p} 为振动频率及振幅; t 为振动时间。

目前喷雾冷却多采用实心锥雾化喷嘴, 工质流量在以喷射源(喷口)为圆心, 以喷雾锥角为边界的球型曲面上均匀分布, 通过该曲面与热源表面的映射关系, 可建立热源表面工质流量通量分布的点基公式。在此基础上, 通过喷雾高度间接引入振动时间项

$$H_t = H_0 - d_{0-p} \sin(t \cdot 2\pi f) \quad (2)$$

式中 H_0 为 $t=0$ s 时刻喷雾源距振动平衡位置的距离。

进而可得到振动过程中 t 时刻热源表面局部位置工质体积流量通量的点基分布模型

$$Q_{d,t} = \frac{1}{2} \cdot \frac{Q}{\pi [H_0 - d_{0-p} \sin(t \cdot 2\pi f) \tan(\theta/2)]^2} \cdot \frac{\tan^2 \frac{\theta}{2}}{1 - \cos \frac{\theta}{2}} \cdot \frac{1}{\left\{ 1 + \left[\frac{r}{H_0 - d_{0-p} \sin(t \cdot 2\pi f)} \right]^2 \right\}^{3/2}} \quad (3)$$

式中 $Q_{d,t}$ 为 t 时刻热源表面局部位置工质体积流量通量; Q 为工质流量; θ 为喷雾锥角; r 为局部位置的径坐标, 以热源表面中心为原点。

Mudawar 得到的点基 CHF 模型为

$$\frac{q_{m,p}}{\rho_g h_{fg} Q_d} = 2.3 \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.3} \cdot \left(1 + 0.0019 \frac{\rho_f c_{p,f} \Delta T_{sub}}{\rho_g h_{fg}} \right) \cdot \left(\frac{\rho_f Q_d^2 d_{32}}{\sigma} \right)^{-0.35} \quad (4)$$

式中 $q_{m,p}$ 为喷雾区域边缘 CHF; ρ_g 、 ρ_f 分别为蒸汽和液体的密度; h_{fg} 为工质潜热; d_{32} 为液滴索太尔

直径; σ 为工质表面张力; $c_{p,f}$ 为工质的比定压热容; ΔT_{sub} 为工质过冷度。此时, Q_d 为 $r=L/2$ 处流量通量。

喷雾冷却 CHF 发生在流量通量最为稀薄的位置, 即喷雾作用区域边缘。边缘 CHF 与表面 CHF 的关系为

$$q_{m,p} = \frac{L^2}{(\pi/4)L^2} q_m \quad (5)$$

式中 q_m 为表面 CHF, L 为热源表面边长。

因为该模型基于喷雾区域内切于热源表面的实验数据提出的半经验公式, 未考虑偏离内切状态对喷雾冷却 CHF 的影响, 即未考虑上文所述振动过程中的两种情况。所以需引入偏离内切喷雾状态及喷雾流量损失的影响, 以下介绍模型针对该问题的处理方法。

为了表征偏离内切喷雾状态程度对振动表面 CHF 的影响, 引入内切偏离因子 C , 定义为表面边长的 $1/2$ (内切半径) 与 t 时刻喷雾圆半径 R_t ($R_t = H_t \tan(\theta/2)$) 的比, $C = (L/2)/R_t$ 。

情况 1 时, 以真实喷雾作用区域面积代替式 (5) 中的内切圆面积 $(\pi/4)L^2$ 计算表面 CHF, 从而表征喷雾作用面积的影响。

情况 2 中, 此时流量通量最低点为 $R_t = H_t \tan(\theta/2)$ 处, 以内切于表面处 ($R=L/2$) 的流量通量代替最低点的流量通量, 并以灰色区域作为喷雾作用区域进行计算, 见图 2。该方法通过减小喷雾面积引入工质流量损失的影响。同时, 该近似方法将喷雾圆超出表面的喷雾状态转变为内切喷雾状态, 该状态下内切偏离因子 $C=1$, 避免表面喷雾区域外形复杂所引起的复杂流量通量积分, 并且适用于喷雾圆与热源表面相交及喷雾圆包含热源表面的两种喷雾状态。

内切时 $C=1$, 还原为原始 CHF 点基公式。

基于上述处理方法结合式 (4) 和式 (5), 导出振动过程中 t 时刻表面 CHF 关联式

$$\frac{q_{m,t}}{\rho_g h_{fg} Q_{d,t}} = 2.3 \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.3} \cdot \left(1 + 0.0019 \frac{\rho_f Q_{d,t}^2 d_{32}}{s} \right)^{-0.35} \frac{A_{s,t}}{L^2} C \quad (6)$$

$$\begin{cases} H_t \tan(\theta/2) \leq L/2 & A_{s,t} = \pi R_t^2 \\ H_t \tan(\theta/2) > L/2 & A_{s,t} = \frac{\pi}{4} L^2 \end{cases}$$

式中 $q_{m,p,t}$ 为 t 时刻边缘 CHF; $q_{m,t}$ 为 t 时刻表面 CHF; $A_{s,t}$ 为 t 时刻喷雾作用区域面积。

采用 MATLAB 软件编写计算程序,计算流程图见图 3。

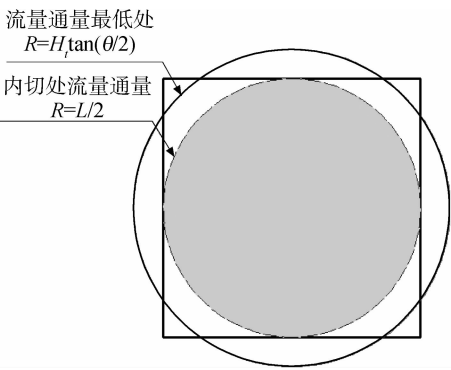


图 2 流量损失处理方法示意图
Fig. 2 Schematic of approach of flow loss

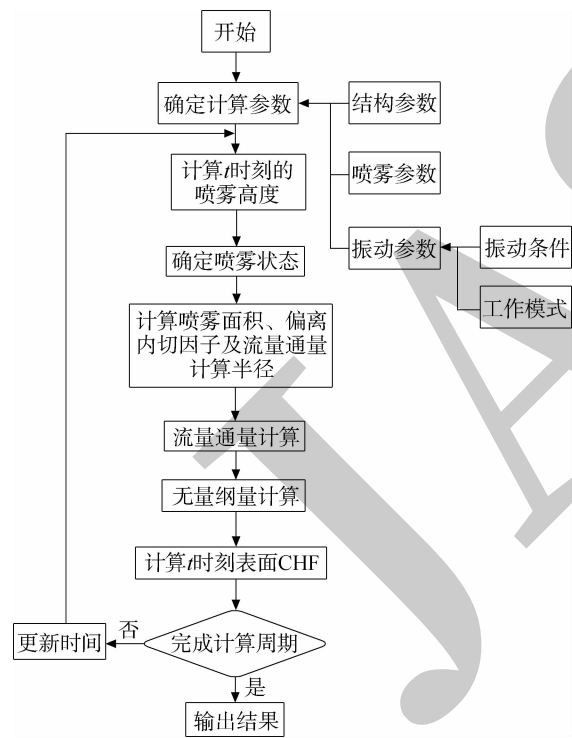


图 3 计算流程图
Fig. 3 Calculation flow chart

2.2 模型验证

将计算结果同 Mudawar 和 Estes 的实验数据对比,见图 4,图中 $q_{m,\max}$ 为最大 CHF,即内切时的 CHF。计算曲线整体与实验曲线较吻合,特别是在表面包含喷雾圆的情况,最大误差为 9.3%,而喷雾圆超出表面情况时,误差相对较大,最大误差为 17.1%,整体平均误差为 8.7%。证明振动环境点基 CHF 模型的可靠性,能够用于振动环境表面 CHF 的分析。

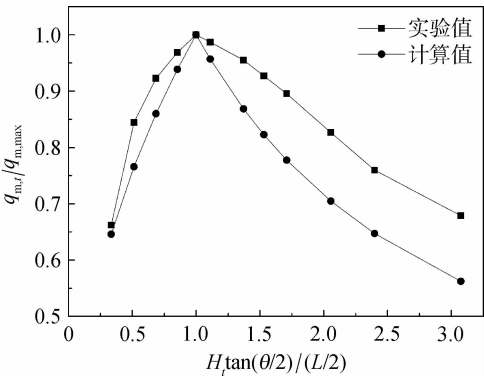


图 4 模型计算值与实验值对比
Fig. 4 Comparison between model calculational value and experimental value

3 振动环境对 CHF 的影响分析

3.1 计算参数

为表征各因素对 CHF 的影响所采用的模型计算参数见表 1。
垂直正弦振动计算参数见表 2。

表 1 CHF 模型计算参数 Table 1 Computation parameters of CHF model	
参数	数值及详情
工质	FC-72
体积流量/ $10^{-6}(\text{m}^3/\text{s})$	7.57
压降/MPa	0.276
喷嘴直径/mm	0.762
雾化锥角/ $^\circ$	55.8
表面边长/mm	12.7
过冷度/K	33
环境空气密度/ (kg/m^3)	1.20

表 2 振动计算参数 Table 2 Vibration calculational parameters	
频率/Hz	振幅/mm
15	1.000
15	0.861
15	0.500
15	0.200

3.2 工作模式对比

分析对比 3 种工作模式:①喷雾区域内切于振动平衡位置;②喷雾区域内切于振动峰顶位置;③喷雾区域内切于振动峰谷位置。各工作模式初

始喷雾高度及初始振动相位角见表 3。

图 5 对比同种工况下 3 种工作模式下周期平均临界热流密度 q_{ave} , 其中工作模式 1(内切于平衡位置)时 CHF 最高, 工作模式 2(内切于峰顶位置)时次之, 工作模式 3(内切于峰谷位置)时最差。 $f=15\text{ Hz}$, $d_{0-p}=0.861\text{ mm}$ 振动条件下, 工作模式一周周期平均 CHF 相对其他两种模式分别提高 0.98% 和 1.17%。 因为工作模式 1, 振动过程中偏离内切的程度低。

表 3 初始喷雾高度及相位角
Table 3 Initial spray height and phase angle

模式	初始喷雾高度/mm	初始相位角/rad
1	11.99	0
2	11.99	$\pi/2$
3	11.99	$3\pi/2$

图 5 中可以看出, 随着振幅的减小, 3 种工作模式周期平均 CHF 曲线趋于平缓, 所以振幅越大, 3 种工作模式的表现相差越大, 对工作模式 3 的影响最大。 因为振幅越小, 振动过程中, 3 种工作偏离内切的程度越小, 越趋于相同。

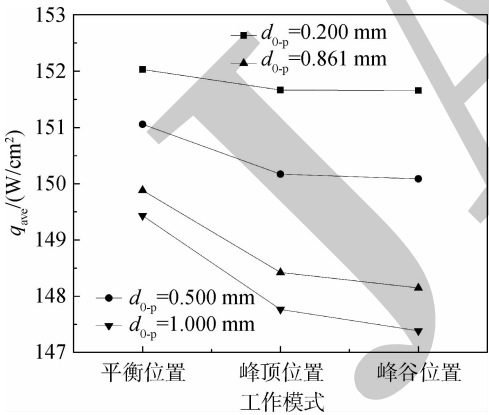


图 5 不同振幅条件下工作模式对周期平均 CHF 的影响
Fig. 5 Effect of the operation mode on the average CHF under different amplitudes

基于上述分析, 振动环境下为了获取较高的周期平均 CHF, 应该采用振动平衡位置时喷雾区域内切于表面的工作模式, 以下计算结果均为工作模式 1 的结果。

工作模式 1 中随着表面的振动, 热源表面喷雾区域面积在振动周期内先减小后增大再减小, 平衡位置喷雾圆内切于表面, 前半周期喷雾区域内含于热源表面, 后半周期喷雾区域与热源表面

相交, 出现流量损失。

振动周期内 CHF 的变化呈现双峰结构, 见图 6。 喷雾区域在振动平衡位置, 内切于表面, 所以 0、 $T/2$ 及 T 时刻取得周期内最大热流密度, T 为振动周期。 前半周期, 表面向喷射源先靠近后远离, 喷雾直接冲击区域面积减小, CHF 先减小后增大, 在 $1/4$ 个周期处(峰顶位置)取得最小值。 后半周期, 表面向喷射源先远离后靠近, 喷雾流量损失先增大后减小, CHF 先减小后增大, 在 $3/4$ 个周期处(峰谷位置)取得最小值。 由于后半周期中流量损失的同时喷雾直接冲击区域面积略有增大, 所以后半周期最低热流密度大于前半周期最低热流密度。 以 $f=15\text{ Hz}$, $d_{0-p}=0.861\text{ mm}$ 振动条件为例, 周期内 CHF 最低值为 148.201 W/cm^2 , 最高值为 152.6837 W/cm^2 , 变化 3.02%。

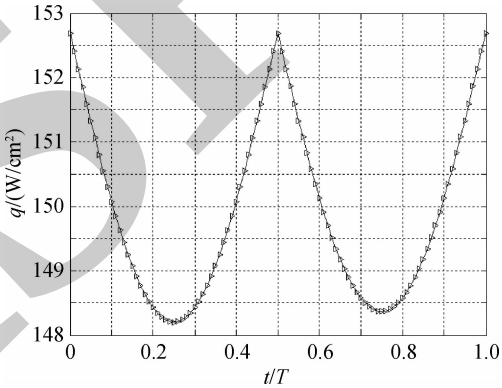


图 6 CHF 周期内变化曲线
($f=15\text{ Hz}$, $d_{0-p}=0.861\text{ mm}$)

Fig. 6 CHF variation curve in the vibration period
($f=15\text{ Hz}$, $d_{0-p}=0.861\text{ mm}$)

3.3 振动幅度的影响

随着振幅的增大, 周期内偏离内切状态的程度加大, CHF 曲线幅度变化越大, 所以振幅越大, CHF 越低, 周期平均 CHF 越低, 见图 7 和图 8。 周期平均 CHF 随振幅增大呈近似线性下降。 15 Hz 条件下, $d_{0-p}=0.2\text{ mm}$ 相对 $d_{0-p}=1.0\text{ mm}$ 振幅条件下的周期平均 CHF 提高 1.74%。

3.4 喷雾锥角的影响

分析振动环境下喷雾锥角对喷雾冷却 CHF 的影响, 选择 $f=15\text{ Hz}$, $d_{0-p}=0.861\text{ mm}$ 作为振动条件。

随着喷雾锥角的增大, 周期内 CHF 及周期平均 CHF 均减小, 见图 9 和图 10。 因为喷雾锥角越大, 喷雾边缘工质越稀薄, 边缘工质流量通量

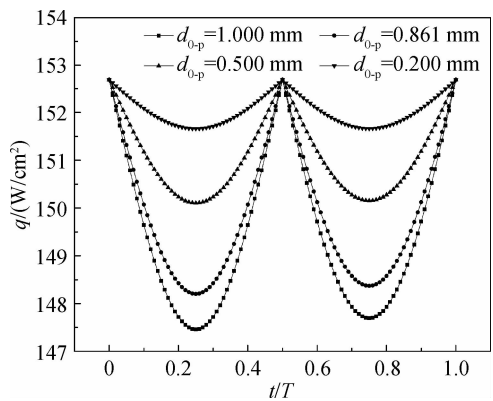


图 7 振幅对表面 CHF 的影响

Fig. 7 Effect of the vibration amplitude on the CHF

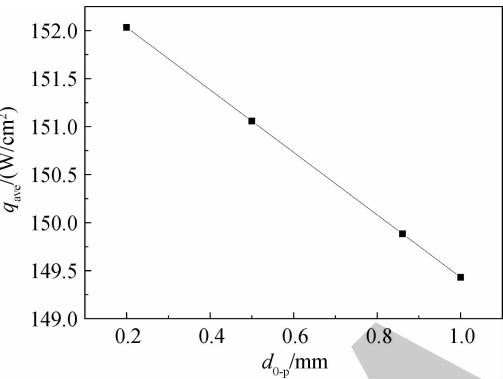


图 8 振幅对周期平均 CHF 的影响 ($f=15\text{ Hz}$)

Fig. 8 Effect of the vibratin amplitude on the average CHF ($f=15\text{ Hz}$)

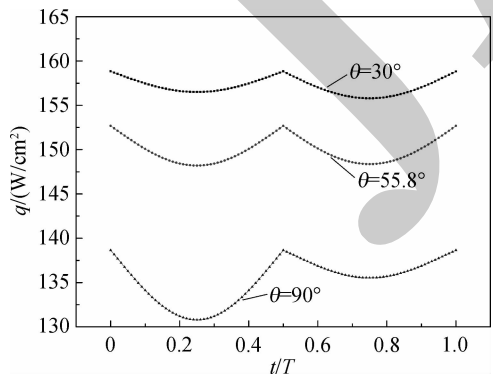


图 9 喷雾锥角对 CHF 的影响

($f=15\text{ Hz}, d_{0-p}=0.861\text{ mm}$)

Fig. 9 Effect of the spray angle on the CHF

($f=15\text{ Hz}, d_{0-p}=0.861\text{ mm}$)

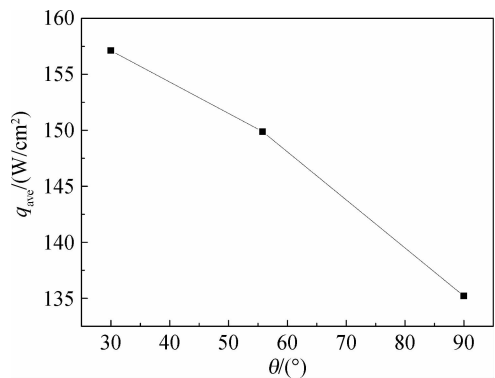


图 10 喷雾锥角对周期平均 CHF 的影响

($f=15\text{ Hz}, d_{0-p}=0.861\text{ mm}$)

Fig. 10 Effect of the spray angle on the average CHF

($f=15\text{ Hz}, d_{0-p}=0.861\text{ mm}$)

由于喷雾锥角增大,喷雾边缘区域流量分布稀薄,喷雾区域超出热源表面所造成的喷雾流量损失降低,所以周期后段的峰谷值相较周期内最大 CHF 下降减小。

综上所述,采用喷雾锥角小的喷嘴能够减小表面振动对喷雾冷却临界热流密度的恶化。

4 结 论

- 1) 基于静止环境点基模型,建立并引入内切偏离因子,提出偏离内切状态情况近似方法,提出振动环境喷雾冷却建模方法,建立振动环境下喷雾冷却 CHF 点基模型。
- 2) 振动环境对喷雾冷却 CHF 的影响较小。
- 3) 对比 3 种振动工作模式,认为振动环境下应采用喷雾区域内切于振动平衡位置的工作模式以获得较大 CHF。
- 4) 振幅越大,周期内 CHF 越低,周期平均 CHF 越低。
- 5) 喷雾锥角小的喷嘴能够减小表面振动对喷雾冷却 CHF 的影响。

参考文献:

[1] PAIS M R, CHOW L C. Surface roughness and its effects on the heat transfer mechanism in spray cooling[J]. Journal of Heat Transfer, 1992, 114(1): 211-219.

[2] 周年勇, 王瑜, 蒋彦龙, 等. 无沸腾区机载喷雾冷却实验关联式研究[J]. 航空动力学报, 2016, 31(5): 1113-1120. ZHOU Nianyong, WANG Yu, JIANG Yanlong, et al. Investigation on experimental correlations for aircraft spray cooling system in non-boiling area[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(5): 1113-1120. (in Chinese)

[3] CADER T, WESTRA L J, EDEN R C. Spray cooling thermal management for increased device reliability[J]. IEEE

越低,所以 CHF 减小。 $\theta=55.8^\circ, 90^\circ$ 相对 $\theta=30^\circ$ 的最大 CHF 分别下降 4.03% 和 14.56%, 平均 CHF 分别下降 4.83% 和 16.21%。而且喷雾锥角越大,振幅的影响越大,因为同状态下,锥角越大,相同振幅下偏离内切状态的程度越大。

Transactions on Device and Materials Reliability, 2004, 4 (4): 605-613.

[4] KIM J. Spray cooling heat transfer; the state of the art[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2007, 28 (4): 753-767.

[5] SILK E A, GOLLIHER E L, SELVAM R P. Spray cooling heat transfer; technology overview and assessment of future challenges for micro-gravity application[J]. Energy Conversion and Management, 2008, 49(2): 453-468.

[6] SHEDD T A, PAUTSCH A G. Spray impingement cooling with single and multiple nozzle arrays: Part II visualization and empirical models[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(15): 3176-3184.

[7] 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.

[8] ORTIZ L, GONZALEZ J E. Experiments on steady-state high heat fluxes using spray cooling[J]. Experimental Heat Transfer, 1999, 12(3): 215-233.

[9] 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.

[10] MUDAWAR I, ESTES K A. Optimizing and predicting CHF in spray cooling of a square surface[J]. International Journal of Heat Transfer, 1996, 118(3): 672-679.

[11] VISARIA M, MUDAWAR I. Theoretical and experimental study of the effects of spray inclination on two-phase spray cooling and critical heat flux[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51 (9/10): 2398-2410.

[12] VISARIA M, MUDAWAR I. Effects of high subcooling on two-phase spray cooling and critical heat flux[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(21): 5269-5278.

[13] VISARIA M, MUDAWAR I. A systematic approach to predicting critical heat flux for inclined sprays[J]. Journal of Electronic Packaging, 2007, 129(4): 452-459.

[14] VISARIA M, MUDAWAR I. Application of two-phase spray cooling for thermal management of electronic devices[J]. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 2008, 32(4): 275-283.

[15] 郭永献. 喷雾液膜流动理论及电子器件喷雾冷却实验研究[D]. 西安: 西安电子科技大学, 2009.

GUO Yongxian. Spray liquid-film flow theory and experimental study of spray cooling of electronic devices[D]. Xi'an: Xidian University, 2009. (in Chinese)

[16] GUO Yongxian, JIA Jianyuan, CHANG Jiantao, et al. Nozzle track and CHF prediction of spray cooling for inclined sprays[R]. Piscataway, NJ: Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 2008.

[17] WANG Ze, XING Yuming, LIU Xin, et al. Computer modeling of droplets impact on heat transfer during spray cooling under vibration environment[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 107: 453-462.

[18] HSIEH C C, YAO S C. 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.

(编辑: 叶 青)