西北大学学报(自然科学版)
2026 年 10 月,第 56 卷第 5 期,Oct. ,2026,Vol. 56,No. 5
Journal of Northwest University (Natural Science Edition)

·能源资源的绿色低碳转化与高效利用·

# 相变微胶囊悬浮液双孔喷雾冷却特性数值研究

焦紫桐,王新龙,赵　蕊,张嘉杰,李　勇,马素霞

太原理工大学 电气与动力工程学院,太原　030024

**摘要**　针对新能源汽车动力电池高热流密度散热需求,该文开展了基于相变微胶囊悬浮液的双孔喷雾冷却特性数值研究,采用离散相模型描述液滴运动,拉格朗日液膜模型处理液膜流动换热,相变微胶囊悬浮液的潜热吸收则采用等效热容法处理,同时分析了各关键参数的影响规律。研究结果表明,双孔喷雾由于两股喷雾的干涉扰动,使得滞止区合并为一个干涉区,并在其中形成横流效应,这导致干涉区内液膜较厚、换热 $Nu$ 数较低,而在干涉区边缘液膜厚度达到谷值、$Nu$ 数达到峰值;加热面 $Nu$ 数随着悬浮液质量分数的增大先增大后减小,在质量分数为 5% 时达到最佳;喷嘴间距过小或过大对喷雾冷却换热均不利,当前工况下最佳喷嘴间距为 $S/D = 2.67$;随着喷雾入口温度的升高,悬浮液的潜热吸收作用使得 $Nu$ 数呈先增大后减小的趋势,最佳喷雾入口温度为 $\theta = -0.11$。当前研究结果可为喷雾冷却用于动力电池高效散热方案的优化设计提供理论指导。

**关键词**　相变微胶囊悬浮液;双孔喷雾冷却;干涉效应;液膜;入口温度

**中图分类号**:TK124　　**DOI**:10.16152/j.cnki.xdxbzr.2026-05-009

# Numerical study on the dual-orifice spray cooling characteristics of phase change microcapsule suspension

Jiao Zitong, Wang Xinlong, Zhao Rui, Zhang Jiajie, Li Yong, Ma Suxia

School of Electrical and Power Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China

**Abstract**　For the high heat flux heat dissipation requirements of power batteries in the electric vehicle, this paper undertakes a numerical investigation on the dual-orifice spray cooling of phase-change microcapsule suspensions. The discrete phase model is employed to depict the movement of liquid droplets, the Lagrangian liquid film model is utilized to address the heat transfer in liquid film flow, and the equivalent heat capacity approach is adopted to handle the latent heat absorption of phase-change microcapsule suspensions. The influence laws of key parameters are also analyzed. The research findings reveal that, in contrast to single-orifice spray, in the array spray, due to the interference perturbation of the two spray streams, the stagnation zone coalesces into an interference zone and forms a cross-flow effect. This results in a thicker liquid film and a lower Nusselt number within the interference zone, while the liquid film thickness attains a valley value and the Nusselt number reaches a peak at the edge of the interference zone. The Nusselt number of the heating surface initially increases and subsequently decreases with the augmentation of the suspension mass fraction, achieving

**收稿日期**:2026-03-09　　修回日期:2026-04-12

**基金项目**:国家自然科学基金(52576084)

**第一作者**:焦紫桐,女,硕士研究生,从事传热传质研究,1195613054@qq.com。

**通信作者**:张嘉杰,男,教授,从事固液相变储热、射流冲击换热研究,zhangjiajie@tyut.edu.cn。

the optimal performance at 5%. Neither too small nor too large nozzle spacing is conducive to the spray cooling heat transfer, and the optimal nozzle spacing is $S/D = 2.67$ under the current circumstances. With the increase in the inlet temperature of the spray, the latent heat absorption of the suspension gives rise to an initial increase followed by a decrease in the Nusselt number, and the optimal inlet temperature is $\theta = -0.11$ at this point. The present research results can provide theoretical guidance for the optimal design of spray cooling for the efficient heat dissipation of power batteries.

**Keywords** phase-change microcapsule suspension; double hole spray cooling; interference effect; liquid film; temperature of inlet

在双碳背景下,新能源汽车的快速发展对其动力电池及相关电子设备的性能提出了更高的要求[1]。有研究表明,高温引起的热失效是电子设备失效的主要形式,因此高效且可靠的冷却技术成为保障高性能动力电池及电子设备稳定运行的关键[2-3]。以新能源汽车电池为例,随着电池能量比和充放电负荷增大,电池温度会升高,其循环寿命次数也会减少,甚至会引发热失控现象[4-5]。因此针对新能源汽车设定可靠的热管理方案十分重要。喷雾冷却技术通过将冷却介质以细小液滴的形式直接喷射至热源表面,利用相变蒸发带走大量热量[6-7],其效率远高于传统换热,具有更高的传热系数、更低的冷却液需求以及更为灵活的布置方式[8-10]。

Jisjoe 等提出一种以喷雾冷却为基础,利用比例积分算法来控制发动机负载变化的瞬态温度模型[11];Jafari 等提出喷雾冷取的高换热效率能够解决发动机爆震问题,减少废气排放,提高发动机运行稳定性[12];Lei 等采用喷雾冷却与相变材料结合的方式,来应对电池在不同温度下放电不均的问题[13];董斌等设计了针对动力电池的喷雾冷却实验装置,探究喷雾系数对电池换热的影响,得出控制喷嘴直径、制冷剂充注量可使电池降温速率最快[14];Fan 等以合成润滑剂作为喷雾介质,对比分析不同散热情况下电池的最大温度与温差情况[15],发现在 3C 放电工况下,喷雾冷却可以将最高温度降低 13.9 K;Yang 等研究了喷雾冷却在流量、液滴尺寸、外部空气流速、温度下对锂电池换热的影响,发现流量对电池最高温度有积极影响[16];Gao 等、Liu 等开发了针对电池热失控的喷雾冷却系统,采用连续、定频间歇、非定频间歇 3 种冷却方式,发现连续喷雾在热失控温度方面抑制作用更好[17-18];Karwa 等介绍了压力雾化水喷雾在水平表面传热的实验研究结果,发现单相喷雾冷却中,喷雾流量增加使强制对流换热增强,使表面换热系数呈现线性增加的趋势[19];Pautsch 等进行了不同压力下的喷雾冷却实验,发现单相喷雾冷却主要以强制对流换热为主,且增大喷雾压力,液膜变薄,可以增强换热[20];Fabbri 等以去离子水为实验工质,利用喷嘴和孔板分别进行了喷雾和射流阵列的实验[21],发现喷雾的换热强弱与液膜的厚度和流动速度存在密切联系。

有些学者使用相变微胶囊悬浮液进行单孔和阵列射流冲击换热实验[22-24],结果表明,10% 浓度的相变微胶囊悬浮液的换热能力比去离子水强 32.8%。在取得最佳换热效果时,工作液体的入口温度比相变材料熔点峰值低 12.1 ℃。此外,与水相比,5% 的悬浮液可以使阵列射流的传热系数提高 23.5%。李欢、Zhang 等采用等效热容法、流体体积模型和离散相模型,对单孔射流和阵列射流中相变微胶囊悬浮液的传热特性进行了数值研究[25-26],结果表明,$Nu$ 数随悬浮液浓度的增加呈先增大后减小的趋势,最优值为 $\eta_p = 5\%$。Hsieh 等、Ravikumar 等在实验中使用了多种纳米流体,显著改善了喷雾冷却的换热性能[27-28]。Maly 等研究了纳米流体(主要是氧化铝、锌、铜和铁的氧化物)在喷雾冷却中的应用,发现纳米颗粒可以通过增加流体密度和降低流体表面张力来增强喷雾冷却性能[29]。Wan 等基于离散相模型和拉格朗日液膜模型,建立了相变纳胶囊悬浮液喷雾冷却的三维模型[30],结果表明,相变纳胶囊悬浮液大大提高了相变温度范围内的换热系数,但降低了换热的均匀性。当相变纳胶囊悬浮液初始温度为 301 K 时,传热性能最佳,比相变峰值温度低了 0.9 K。

目前单孔喷雾冷却领域已经得到了较多的关注与研究,然而针对相变悬浮液(相变微/纳胶囊悬浮液)的双孔喷雾冷却研究却相对匮乏。尽管现有研究在实验层面上探讨了相变微胶囊对喷雾冷却换热性能的影响,但关于相变微胶囊悬浮液

喷雾冷却的换热机理依然不够清晰。鉴于这一现状,本文通过数值模拟深入相变微胶囊悬浮液的双孔喷雾冷却换热特性及参数影响规律,为高热流密度散热方案的优化设计提供理论指导。

# 1 数值模型

## 1.1 物理模型

图 1(a)为本研究所采用的相变微胶囊悬浮液喷雾冷却物理模型。相变微胶囊悬浮液被喷嘴雾化成小液滴,喷射到喷嘴正下方的加热面上,形成一层液膜。通过液膜在加热面上的流动与蒸发带走加热面的热量,同时微胶囊颗粒的潜热吸收可以进一步强化换热效果。加热面直径$l$ = 20 mm,底部为被加热的铜柱,热流密度 $q$ = 30 kW/m$^2$,本文选用实心圆锥喷嘴模型,指定喷嘴直径 D,$H$ 表示喷嘴与加热面的中心距离,即喷雾高度,$\alpha$ 则为喷雾锥角,$S$ 表示双喷嘴之间的间距。为了清楚描述喷嘴与铜柱的位置关系,图中采用了三维坐标系 $Oxyz$,其原点 $O$ 为加热面的中心点。为了准确模拟喷雾冷却的流场特性,数值建模时在喷雾冷却物理模型周围设置一个扩展区域〔见图 1(b)〕,圆柱形扩展区域直径取值为 10$l$,以保证喷雾在流场中可以充分发展。

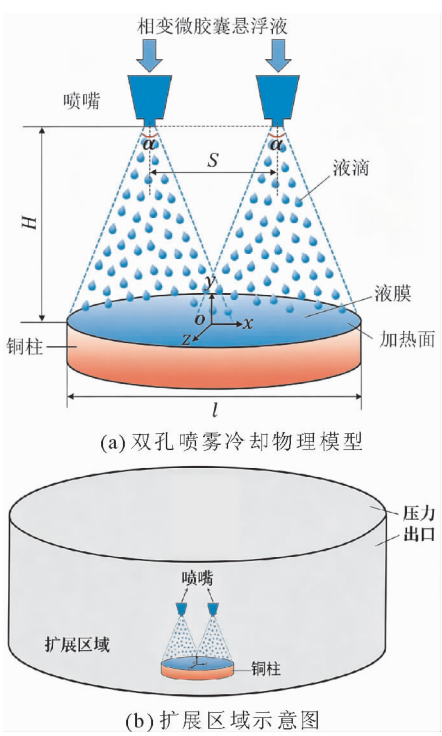



图 1 物理模型

Fig. 1 Physical model

## 1.2 数学模型

由于喷雾冷却过程复杂,本文将相变微胶囊悬浮液视作单相流体,基于欧拉拉格朗日方法,将空气视为连续相,悬浮液液滴视为离散相,对相变微胶囊悬浮液喷雾冷却的流动换热过程进行数学建模。喷雾液滴假设为球形,采用离散相模型来处理,液膜采用拉格朗日液膜模型来描述,简化了相变微胶囊颗粒的融化凝固过程,同时采用等效热容法处理相变微胶囊悬浮液的潜热吸收过程。

喷雾冷却过程中流动的空气视为连续相,采用 Realizable $k$-$\varepsilon$ 湍流模型。

质量守恒方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i)=S_{\mathrm{m}} \tag{1}$$

动量方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\mu\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i}+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)+\rho g+F+S_{\mathrm{u}} \tag{2}$$

$k$ 方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_{\mathrm{m}} \tag{3}$$

$\varepsilon$ 方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+\rho C_1 S\varepsilon-\rho C_2\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\nu\varepsilon}}+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}G_b \tag{4}$$

其中:

$$\begin{cases}\mu_t=C_\mu\dfrac{\rho k^2}{\varepsilon},\\ G_k=-\rho\overline{u'_i u'_j}\dfrac{\partial u_j}{\partial x_i},\ G_b=-g_i\dfrac{\mu_t}{\rho Pr_t}\dfrac{\partial \rho}{\partial x_i},\\ C_2=1.9,\ C_{1\varepsilon}=1.44,\ \sigma_k=1.0,\ \sigma_\varepsilon=1.2,\\ Y_{\mathrm{M}}=2\rho\varepsilon \mathrm{M}_t^2,\ C_1=\max\left[0.43,\dfrac{\eta}{\eta+5}\right]\end{cases} \tag{5}$$

式中:$\rho$ 为流体密度,kg/m$^3$;$t$ 为时间,s;$u_i$、$u_j$ 为速度分量,m/s;$p$ 为流体静压,Pa;$\mu$ 为流体分子动力黏度,Pa·s;源项 $S_{\mathrm{m}}$ 为由于液膜蒸发导致离散相进入连续相的质量的变化,kg/(m$^3$·s);源项 $S_{\mathrm{u}}$ 为液滴引起连续相动量的变化,kg/(m$^2$·s$^2$);$g$、$F$ 分别为重力、体积力引起的动量变化,N/m$^3$;$K$ 为湍动能;$\varepsilon$ 为湍流耗散率,m$^2$/s$^2$;$\mathrm{M}_t$ 为湍流马赫数(无量纲);$Y_{\mathrm{M}}$ 为可压缩性修正项,w/m$^2$。

相变微胶囊悬浮液的液滴作为离散相,采用离散相模型描述喷雾液滴的运动轨迹,液滴的初始直径按 Rosin-Rammler 方法分布。

液滴对应的离散相运动方程为

$$\frac{\mathrm{d}u_p}{\mathrm{d}t} = F_D(u_f - u_p) + \frac{g(\rho_p - \rho_f)}{\rho_p} + F_x \quad (6)$$

其中:

$$\begin{cases} F_D = \dfrac{18\mu}{\rho_p d^2}\dfrac{C_D\,\overline{\mathrm{Re}}}{24} \\ \overline{\mathrm{Re}} = \dfrac{\rho_f d\,|\,u_p - u_f\,|}{\mu_f} \end{cases} \quad (7)$$

式中:$F_D(u_f - u_p)$ 为单位质量液滴所受的曳力;$\dfrac{g(\rho_p - \rho_f)}{\rho_p}$ 为单位质量液滴所受重力;$F_x$ 为其他外力。单位均为 $\mathrm{m/s^2}$。

液膜与空气之间的对流传热及壁面内部热传导可通过能量方程式来描述,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[k_e\frac{\partial T}{\partial x_j} - \sum_j J_j\int_{T_{ref}}^{T} c_{p,j}dt + u_j\tau_{ij}\right] + S_h \quad (8)$$

式中:$E$ 是动能、内能和势能的总和,J/kg;等号右侧括号内的 3 项分别代表由于导热、组分扩散和黏性扩散引起的能量传递;热源项 $S_h$ 代表液滴与空气之间的传热,$\mathrm{W/m^3}$;$T$ 为流体温度,K;$\tau_{ij}$ 为雷诺应力,Pa;$k_e = k + k_t$,其中 $k_e$ 为有效导热系数,$k_t$ 为湍流导热系数,单位均为 W/(m·K)。

考虑气体侧、壁面侧的能量通量以及液膜蒸发量,液膜内的能量传递为

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(m_p c_p T_p) = Q_{p,cond} + Q_{p,conv} - \dot{m}_p h_{fg} \quad (9)$$

式中:$m_p$ 为液膜的质量,kg;$c_p$ 为液膜定压比热容,J/(kg·K);$T_p$ 为液膜温度,K;$Q_{p,cond}$ 为壁面传导热通量,$Q_{p,conv}$ 为液膜表面的对流传热热通量,W;$h_{fg}$ 是液膜蒸发的潜热,J/kg。

考虑到连续相和离散相的耦合。求解时采用双向耦合方法,交替求解连续相和离散相方程,当连续相和离散相的解都停止变化时,可认为达到热平衡状态,热量耦合方程为

$$S_h = \frac{\overline{m}_{p,0}}{m_{p,0}}\left[\begin{array}{l}(m_{p,in} - m_{p,out})(-H_{latref}) \\ -m_{p,out}\displaystyle\int_{T_{ref}}^{T_{pout}} c_{p_p}dT + m_{p,in}\int_{T_{ref}}^{T_{pin}} c_{p_p}dT\end{array}\right] \quad (10)$$

式中:$m_{p,in}$、$m_{p,out}$ 分别为液滴进出计算空间的质量,kg;$T_{pin}$、$T_{pout}$ 分别为液滴进出计算空间的温度,K;$H_{latref}$ 为参考条件下汽化潜热,J/kg。

## 1.3　网格独立性校验

利用 Gambit 软件建立了相变微胶囊悬浮液喷雾冷却的物理模型并进行网格划分。图 2 所示为模型网格示意图,由于本研究重点是喷嘴出口至加热面附近,喷雾中心区域具有较大的速度和温度梯度,因此径向采用了 pave 类型网格,纵向则划分为六面体结构化网格,且在纵向高度上越靠近加热面附近网格划分越精密。

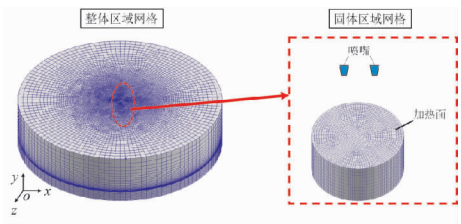



图 2　网格划分示意图

Fig. 2　Schematic of grid division

在对喷雾冷却换热问题进行数值模拟之前,需要对网格数量进行独立性校核。采用基准工况($H = 20$ mm,$D = 1.5$ mm,$t = 30$ ℃,$\eta_p = 5\%$,$Q = 15$ g/s,$u = 8.5$ m/s,$q = 30$ kW/m$^2$)进行网格独立性校核。利用 Gambit 软件对模型进行网格划分并不断加密,着重在加热面、其周边区域以及喷雾喷洒区域进行了网格的加密处理,以探究加热面上液膜的流动与换热情况。网格数依次取 63 882、206 514、381 940、580 950、825 468。选取加热面的壁面平均温度和平均 $Nu$ 数作为监测对象。图 3 展示了不同网格数下加热面的壁面平均温度和平均 $Nu$ 数变化的结果。可以看到,随着网格数目的增加,加热面平均温度逐渐增大,平均 $Nu$ 数减小,且温度增大和 Nu 数减小的幅度逐渐变小,即相对误差变小。考虑到数值计算的准确性和速度,最终确定合适的网格数为 580 950。

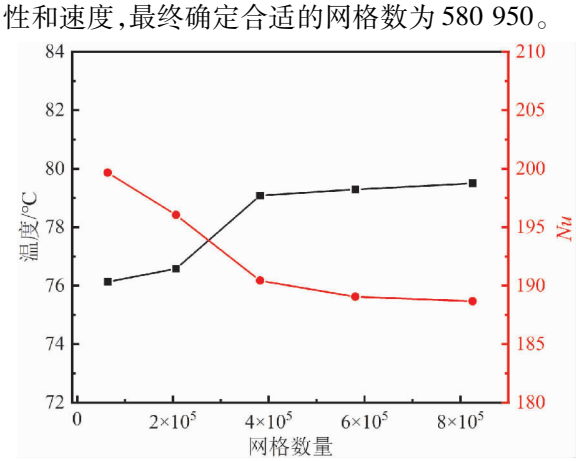



图 3　网格无关性验证结论

Fig. 3　Grid independence verification results

### 1.4 模型验证

为了评估本研究所建立模型的适用性和可靠性,采用课题组前期的实验数据进行了验证[24]。具体参数为 $H=20$ mm, $D=1.5$ mm, $t=30$ ℃, $\eta_p=5\%$, $Q'=30\sim78$ L/h, $q=30$ kW/m$^2$。图 4 展示了模拟数据与实验数据对比的结果。可以看到,该模型与实验数据吻合较好,误差不超过 12%。预测结果的误差主要是因为本文模拟计算简化了相变微胶囊颗粒的熔化凝固过程,将相变微胶囊悬浮液简化为单相流体所产生的。

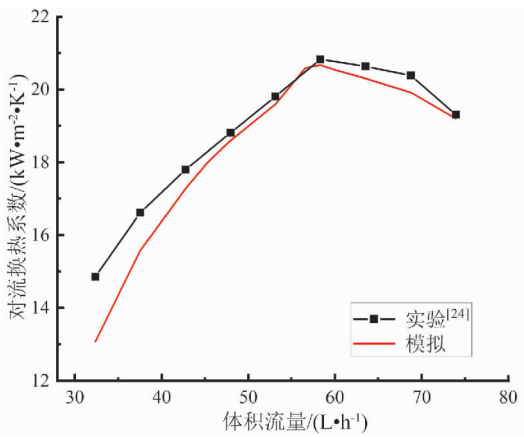



图 4 模拟与实验对比图

Fig. 4 Comparison diagram between simulation and experiment

## 2 双孔喷雾冷却换热特性

### 2.1 无量纲参数

为分析相变微胶囊悬浮液喷雾冷却的流动特性,对数值模拟结果采用无量纲参数进行分析,

$$\begin{cases} P=\dfrac{p}{p_e}, U=\dfrac{u}{u_o}, \theta=\dfrac{t-t_m}{t_m-t_e} \\ Nu=\dfrac{hl}{\lambda}, h=\dfrac{q}{t_w-t} \end{cases} \tag{11}$$

式中:$P$、$U$、$\theta$、$Nu$、$h$ 分别为压力、速度、过余温度、努塞尔数和对流换热系数;$\lambda$、$u$、$u_o$、$p_e$ 分别为流体的导热系数、速度、喷雾出口速度、环境大气压(0.1 MPa);$l$ 为加热面直径;$q$ 为加热面热流密度;$t$、$t_w$、$t_m$、$t_e$ 为流体温度、加热面温度、相变微胶囊流体熔融峰值、环境温度。

### 2.2 流动特性

图 5 为流域对称截面($z=0$)处双孔喷雾的速度、压力、湍流度及液滴浓度分布情况。由图 5(a)速度云图可以发现,双孔喷雾的流动与单孔喷雾流动相似,均存在势流核心区和贴壁流动区。双孔喷雾的势流核心区中存在 2 个楔形高速区,流体到达加热面前速度会急剧下降,在贴壁流动区内,速度沿加热面径向先增大后减小。不同于单孔喷雾,由于 2 股喷雾之间的干涉扰动,使 2 个喷嘴下方的滞止区合并为一个干涉区,该区域在速度云图中为蓝色低速区。2 个喷嘴喷出的液滴在干涉区发生大量碰撞导致动能减小,使该区域液膜流动速度降低,同时由于喷雾之间相互干涉产生涡流。图 5(b)为压力云图,由于双孔喷雾之间发生干涉,在干涉区域产生了涡流,致使 2 个喷雾中心压力较小。由图 5(c)湍流度云图发现,在贴壁流动区内湍流度较强。由于双孔喷雾的相互干涉,使干涉区内流动速度减小,进而减小了强湍流区域的面积,所以单孔喷雾的强湍流区域面积更大。由图 5(d)液滴浓度云图发现,双孔喷雾和单孔喷雾基本相同,喷雾势流核心区的液滴浓度较高,远离核心区的区域液滴比较稀疏。

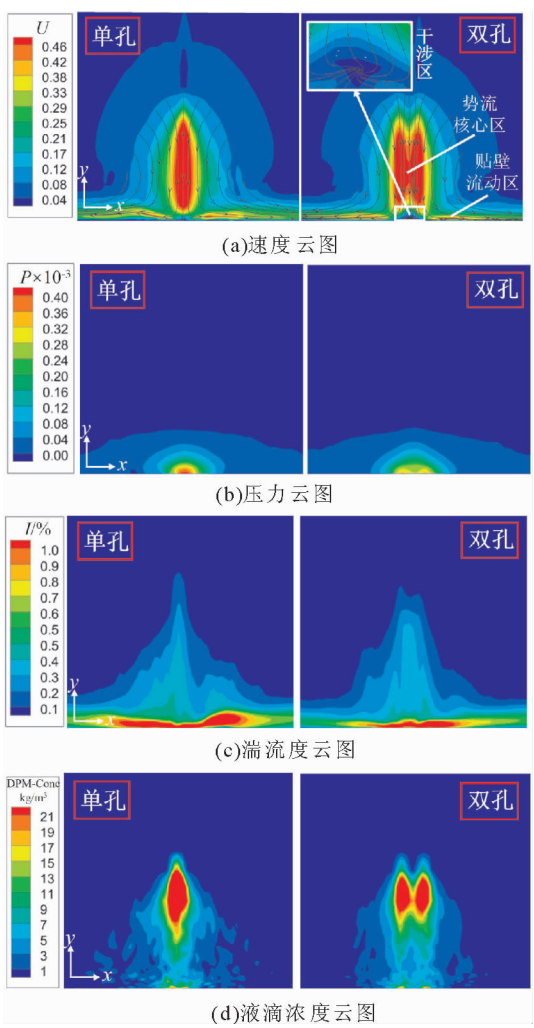



图 5 流域 $z=0$ 面的流动分布

Fig. 5 Flow distribution at $z=0$ of the flow domain

### 2.3　换热特性

图 6 为双孔喷雾冷却下加热面的压力云图和加热面中心线($x=0$)的压力分布曲线。双孔喷雾存在 2 个滞止点,因此其加热面的压力分布会出现 2 个压力最大值。另外由于双孔喷雾间的相互干涉,致使大量液滴发生碰撞、反弹和飞溅,加剧了液滴动能的损失,导致干涉区压力显著降低。

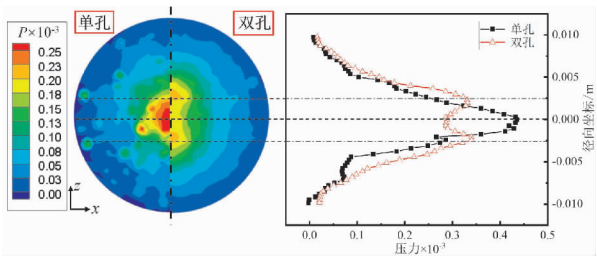



图 6　加热面压力云图及中心线($x=0$)压力分布曲线

Fig. 6　Pressure contour of heating surface and pressure distribution curve of heating surface center line ($x=0$)

图 7 为双孔喷雾冷却下加热面的液膜厚度云图与加热面中心线($x=0$)的液膜厚度分布曲线。由于双孔喷雾中滞止点的存在,会相应出现 2 个液膜厚度的低谷,在云图中对应 2 个蓝色薄膜区域。相较于单孔喷雾,双孔喷雾的 2 个喷嘴正下方加热面区域液膜厚度较小,因为双孔喷雾干涉区的存在,液滴发生剧烈碰撞和破碎,使得加热面上的液膜变薄。此外,双喷嘴之间的干涉会产生横流效应,导致 2 个喷嘴喷射出来的液滴在滞止区累计更多,使得干涉区的液膜厚度增大。

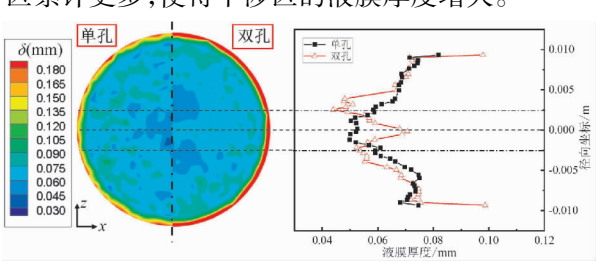



图 7　加热面液膜厚度云图及中心线($x=0$)液膜厚度分布曲线

Fig. 7　Contour of liquid film thickness on the heating surface and distribution curve of liquid film thickness on the center line of the heating surface ($x=0$)

图 8 为双孔喷雾冷却下加热面的蒸发量云图与加热面中心线($x=0$)的蒸发量分布曲线。由于双孔喷雾下加热面存在 2 个液膜厚度低谷,液膜厚度越小,越有利于液膜蒸发换热,因此双孔喷雾会出现 2 个高蒸发量区。此外,双孔喷雾的干涉区液膜较厚,热阻较大,阻碍液膜的蒸发换热。

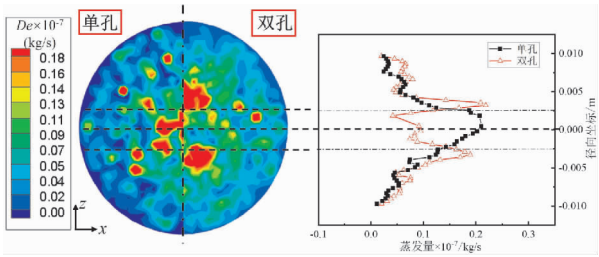



图 8　加热面蒸发量云图及中心线($x=0$)蒸发量分布曲线

Fig. 8　Evaporation contour of heating surface and evaporation distribution curve of heating surface center line ($x=0$)

图 9 为双孔喷雾冷却下加热面的 $Nu$ 数云图与加热面中心线($x=0$)的 $Nu$ 数分布曲线。从图中可以看出双孔喷雾会出现 2 个相对应的高 $Nu$ 数区。因为双孔喷雾下加热面存在 2 个液膜厚度低谷,液膜厚度越小,流体与加热面的换热越充分,越有利于液膜蒸发换热。

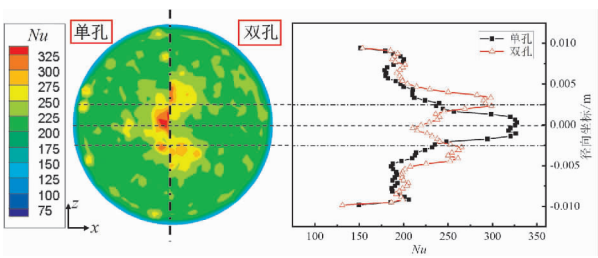



图 9　加热面 $Nu$ 数云图及中心线($x=0$)$Nu$ 数分布曲线

Fig. 9　Nusselt number contour of heating surface and Nusselt number distribution curve of heating surface center line ($x=0$)

图 10 所示为双孔喷雾冷却下加热面的过余温度云图与加热面中心线($x=0$)的过余温度分布曲线。图中,双孔喷雾出现了 2 个相对应的低温区域。这主要是由于双孔喷雾下加热面存在 2 个液膜厚度低谷,液膜厚度越小,越利于液膜蒸发换热,进而降低加热面温度。

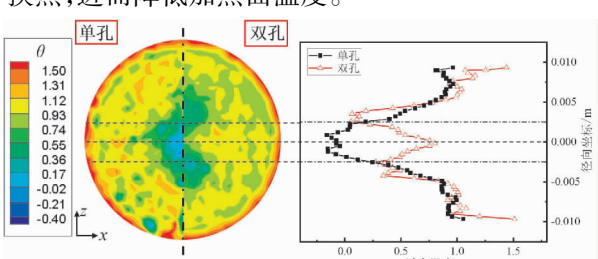



图 10　加热面过余温度云图及中心线($x=0$)过余温度分布曲线

Fig. 10　Excess temperature contour of heating surface and Excess temperature distribution curve of heating surface center line ($x=0$)

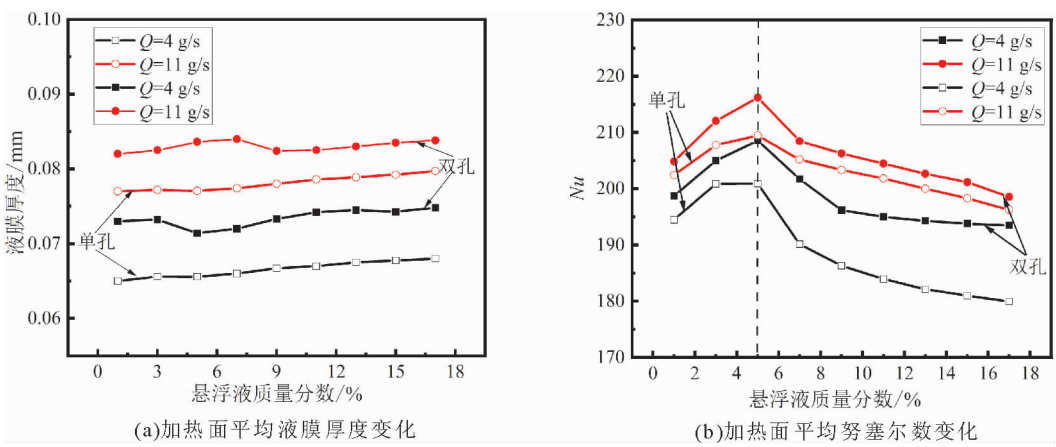
## 3 参数分析

在确保其他参数恒定的情况下,逐一改变基准工况中的单一参数,以研究其对相变微胶囊悬浮液双孔喷雾冷却换热效果的影响。其中,质量分数选取 9 个不同的值(1% ~17%,隔 2% 取值),喷嘴间距选取5 个不同间距(2 ~10 mm,隔2 mm 取值),喷雾锥角选取 4 个不同的值(46° ~76°,隔 10°取值),喷雾高度选取 8 个不同高度(4 ~18 mm,隔 2 mm 取值),喷雾入口温度选取 11 个不同温度(26 ~46 ℃,隔 2 ℃取值)。

### 3.1 悬浮液质量分数

图 11(a)为双孔喷雾冷却下,加热面平均液膜厚度随相变微胶囊悬浮液质量分数的变化曲线。在一定质量流量时下,随着悬浮液质量分数的增加,液膜厚度略微增加,且双孔喷雾的液膜厚度大于单孔喷雾。图 11(b)为双孔喷雾冷却下,加热面平均 *Nu* 数随相变微胶囊悬浮液质量分数的变化曲线。在一定质量流量下,加热面平均 *Nu* 数随着悬浮液质量分数的增加先增加后减小,换热效果在悬浮液质量分数为 5% 时达到最佳。且相较于单孔喷雾,双孔喷雾冷却取得了更大的 *Nu* 数,强化了喷雾冷却换热。这是由于双孔喷雾发生干涉,液滴之间碰撞致使液膜扰动更强,使得加热面湍动能更强,进而强化换热。当 $\eta_p < 5\%$ 时,潜热的强化作用起主导作用,因此加热面平均 *Nu* 数随质量分数的增加而增加。当 $\eta_p > 5\%$ 时,加热面平均 *Nu* 数随质量分数的增加而减少,这一现象归因于质量分数的增大导致悬浮液黏度增大。在其余参数维持恒定的条件下,黏度的增大将直接增加热阻,进而阻碍对流换热的进行。

图 12 所示为不同质量流量下加热面的湍动能变化。当 $Q = 4$ g/s 时,加热面湍动能较小;大流量下,加热面上有 2 个对应的强湍流区。由于喷射到加热面的液滴数目增多,使液膜的扰动增强,加热面上湍动能增强,增强了液膜的对流换热。因此质量流量增大,液膜变厚,反而增强了液膜的强制对流换热。




(a)加热面平均液膜厚度变化 (b)加热面平均努塞尔数变化

图 11 质量分数对悬浮液双孔喷雾冷却换热的影响

Fig. 11 Effect of mass fraction on heat transfer of array spray cooling

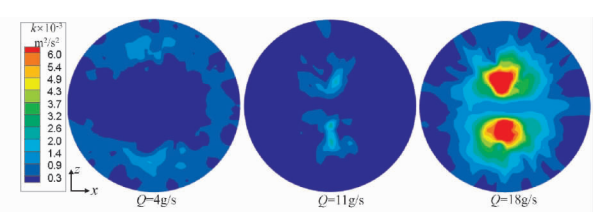



图 12 不同质量流量下湍动能变化($\eta_p = 5\%$)

Fig. 12 Variation of turbulent kinetic energy at different mass flow rate($\eta_p = 5\%$)

### 3.2 喷嘴间距

图 13(a)为双孔喷雾冷却下,加热面平均液膜厚度随喷嘴间距的变化曲线。在一定质量流量下,加热面平均液膜厚度随着喷嘴间距的增加呈先减小后增大的趋势,加热面平均液膜厚度在喷嘴间距 $S/D = 2.67$ 时取最小值。图 13(b)显示了双孔喷雾冷却下,加热面平均 *Nu* 数随喷嘴间距的变化曲线。在一定质量流量下,加热面平均 *Nu* 数随着喷嘴间距的增加呈先增加后减小的趋势,加热面平均 *Nu* 数在喷嘴间距 $S/D = 2.67$ 时取最大值。

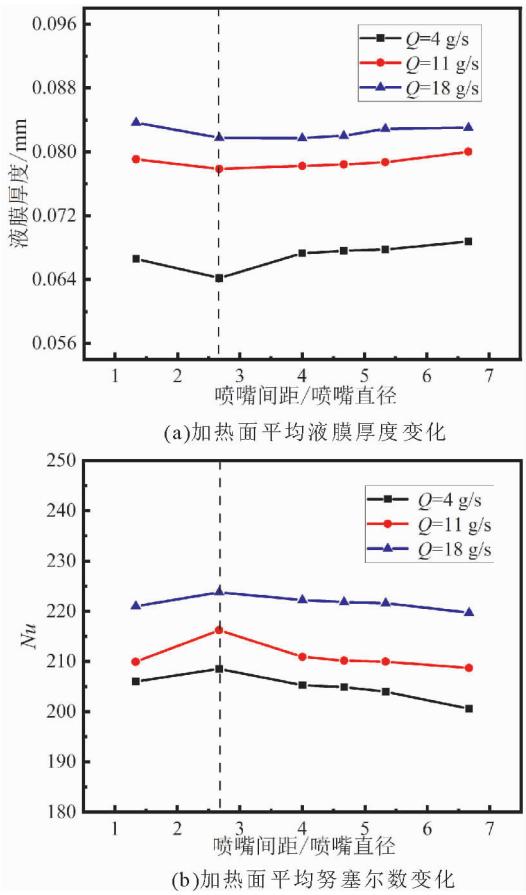



图 13　喷嘴间距对悬浮液双孔喷雾冷却换热的影响

Fig. 13　Effect of droplet diameters on heat transfer of array spray cooling of suspension

图 14 为不同喷嘴间距下流域 $z=0$ 面的速度变化。由图可知,喷嘴间距 $S/D=1.33$ 时,流域 $z=0$ 面 2 个喷雾合并成为单个喷雾。当喷嘴间距 $S/D=2.67$ 时,双孔喷雾之间发生干涉,存在 2 个喷雾,且滞止区速度衰减明显。当喷嘴间距 $S/D=4.00$ 时,随着喷嘴间距的变大,干涉区域逐渐减小,干涉区产生涡流。

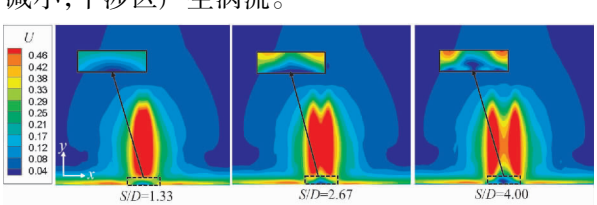



图 14　不同喷嘴间距下流域 $z=0$ 面的速度变化

Fig. 14　Variation of velocity on the $z=0$ plane of the flow field under different nozzle spacings

图 15 为不同喷嘴间距下加热面的湍动能变化。由图可知,当喷嘴间距 $S/D=1.33$ 时,双孔喷雾之间干涉严重,加热面上未出现 2 个强湍动能区域;当喷嘴间距 $S/D=2.67$ 时,加热面的湍动能最大;当喷嘴间距 $S/D=4.00$ 时,加热面的湍动能减小。这是因为当喷嘴间距过小时,双孔喷雾之间干涉严重,2 个喷雾合并成为单个喷雾。当喷嘴间距 $S/D=2.67$ 时,双孔喷雾之间发生干涉,液滴之间互相碰撞、破碎导致液膜扰动增强,加热面上湍动能增强,从而在此间距下,取得最佳换热效果。当喷嘴间距过大时,干涉区域逐渐减小,液滴碰撞、破碎的概率也相应降低,导致干涉区横流堆积,液膜扰动变弱,加热面上湍动能减小,致使加热面换热效果变差。因此,导致加热面平均 $Nu$ 数随着喷嘴间距的增加呈先增加后减小,并且在喷嘴间距 $S/D=2.67$ 时取得最大值。

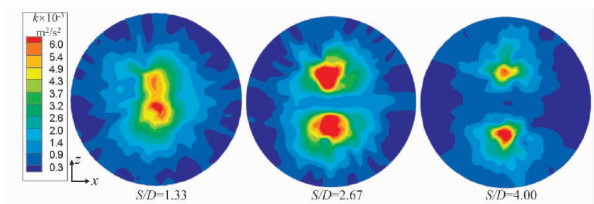


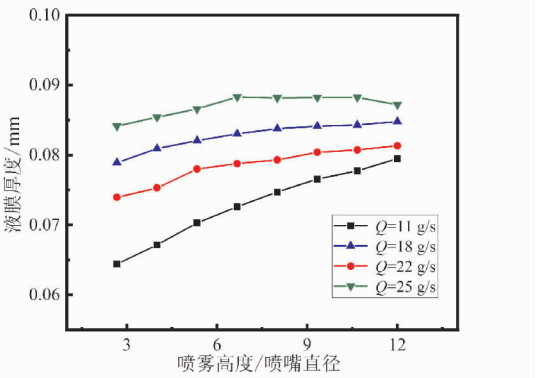

图 15　不同喷嘴间距下加热面的湍动能变化

Fig. 15　Variation of kinetic energy on heating surface at different nozzle spacing ($Q=18$ g/s)

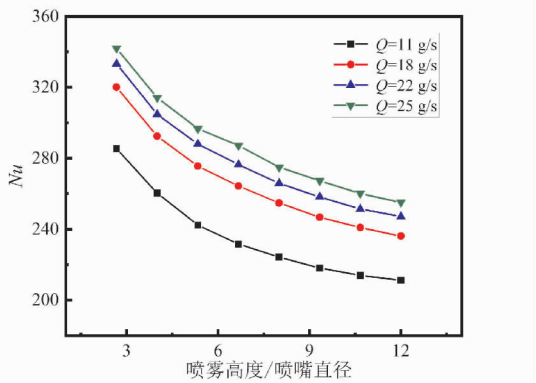
### 3.3　喷雾高度

图 16(a)显示了双孔喷雾冷却下,加热面平均液膜厚度随喷雾高度的变化曲线。由图可知:一定质量流量下,当 $H/D$ 较小时,加热面平均液膜厚度随着喷雾高度的增加而增加;当 $H/D$ 较大时,较大流量下加热面平均液膜厚度随着喷雾高度的增加并趋于稳定。图 16(b)显示了双孔喷雾冷却下,加热面平均 $Nu$ 数随喷雾高度的变化曲线,由图可知,一定质量流量下,当 $H/D$ 较小时,加热面平均 $Nu$ 数随着喷雾高度的增加而减小;当 $H/D$ 较大时,加热面平均 $Nu$ 数也随着喷雾高度的增加而减小,且下降趋势变缓。这是因为喷雾高度越高,导致液滴与空气作用的时间变长,且液滴在空气中受到的阻力越大,液滴动量损失越大,使得液滴撞击壁面的速度变小,减小了液滴对壁面液膜的扰动,且液膜变厚阻碍了液膜蒸发换热,因此削弱了换热。

图 17 所示为不同喷雾高度下加热面的蒸发量变化。由图可知,加热面上蒸发量随着喷雾高度的增加而减小。当 $H/D$ 较小时,加热面平均液膜厚度随着喷雾高度的增加而增加不利于液膜蒸发换热,导致加热面平均 $Nu$ 数减小。当 $H/D$ 较大时,加热面平均液膜厚度随着喷雾高度的增加基本不变导致蒸发量基本不变。




(a)加热面平均液膜厚度变化




(b)加热面平均努塞尔数变化

图 16 喷雾高度对悬浮液双孔喷雾冷却换热的影响

Fig. 16 Effect of spray height on heat transfer of array spray cooling of suspension

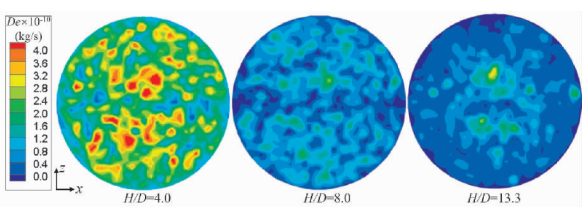
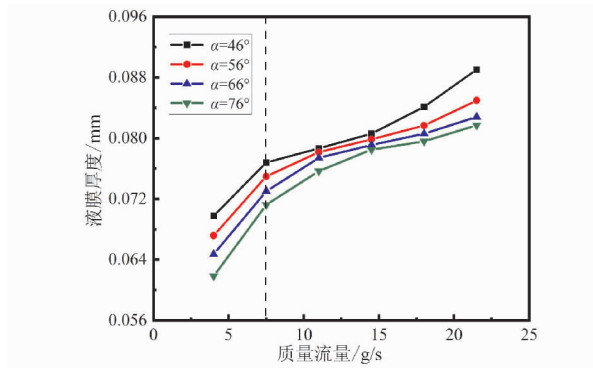



图 17 不同喷雾高度下加热面蒸发量变化(Q = 18g/s)

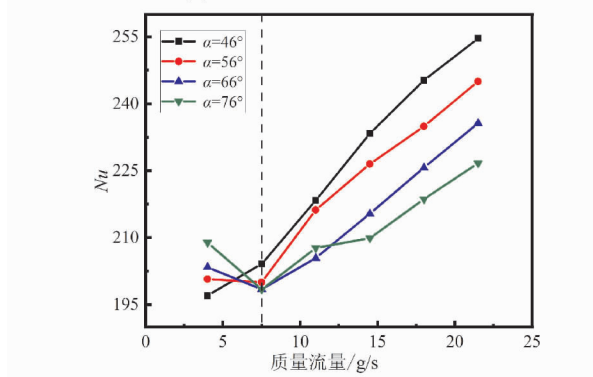
Fig. 17 Variation of evaporation of heating surface at different spray height (Q = 18g/s)

### 3.4 喷雾锥角

图 18(a)显示了双孔喷雾冷却下,加热面平均液膜厚度随喷雾锥角的变化曲线,由图可知,一定质量流量下,加热面平均液膜厚度随着喷雾锥角的增加而减小。图 18(b)显示了加热面平均 *Nu* 数随喷雾锥角的变化曲线,由图可知,当 $Q \leqslant 7.5$ g/s 时,喷雾锥角的增加,加热面平均 Nu 数也增加;当 $Q > 7.5$ g/s 时,随着喷雾锥角的减小,加热面平均 *Nu* 数增加。这是因为小流量($Q = 4$ g/s)下,加热面的液膜厚度是主要因素,随着喷雾锥角的增大,液膜厚度相应减小,进而使得热阻降低,液膜温度上升,从而促进了液膜的蒸发过程,有效地增强了传热效果。另一方面,大流量下,喷雾锥角越小,加热面上液膜厚度虽然增加,但加热面的湍动能也增加,增强了喷雾的换热效果。




(a)加热面平均液膜厚度变化




(b)加热面平均努塞尔数变化

图 18 喷雾锥角对悬浮液双孔喷雾冷却换热的影响

Fig. 18 Effect of spray cone angle on heat transfer of array spray cooling of suspension

图 19 所示为不同喷雾锥角下加热面的蒸发量变化。由图可知,加热面上蒸发量随着喷雾锥角的增加而增加。这是因为当 $Q \leqslant 7.5$ g/s 时,加热面平均液膜厚度随着喷雾锥角的增加而减小,致使热阻减小,有利于液膜的蒸发换热。以 $Q = 18$ g/s 为例,图 20 显示了不同喷雾锥角下加热面的湍动能变化。由图可知,随着喷雾锥角的增加,加热面上湍动能减小,导致对流换热减弱。因此大流量下,虽然加热面平均液膜厚度随着喷雾锥角的增加而减小,但较大的湍动能增强了换热。

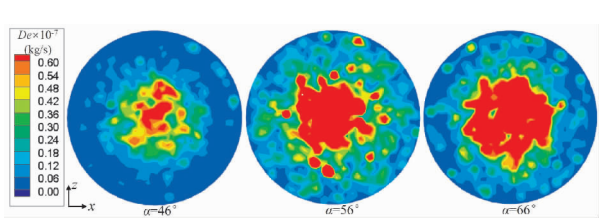



图 19 不同喷雾锥角下蒸发量变化

Fig. 19 Variation of evaporation at different spray cone angle

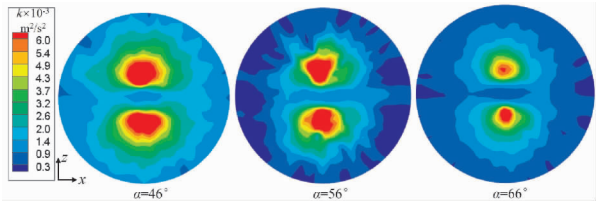



图 20　不同喷雾锥角下湍动能变化

Fig. 20　Variation of turbulent kinetic energy at different spray cone angle

### 3.5　喷雾入口温度

图 21 显示了悬浮液喷雾入口温度对双孔喷雾冷却换热的影响。以悬浮液作为冷却工质时,随着喷雾入口温度的升高,加热面平均 $Nu$ 数呈现先增大后减小的趋势,并存在一个最佳喷雾入口温度。以水作为工质时,随着喷雾入口温度的升高,加热面平均 $Nu$ 数呈现单调增加的趋势。此外,与水相比,悬浮液双孔喷雾冷却换热能力最大提高了 6%。这是因为与水相比,相变微胶囊悬浮液具有相变特性。当喷雾入口温度比较低时,悬浮液喷射到加热面后,温度升高但没有达到悬浮液的相变初始温度,此时换热比较弱。当悬浮液温度为 $\theta = -0.11$,即低于 $\theta = 0$ 的相变峰值温度时,与加热面接触时的温度恰好达到熔融峰值温度,此时悬浮液的潜热吸收最大,换热最强。此外,相较于单孔喷雾,双孔喷雾的有利温度范围为 $\theta = -0.44 \sim 0.33$。当喷雾入口温度比较高时,在进行喷雾冷却过程中,悬浮液吸收潜热而温度变化大,换热较弱。

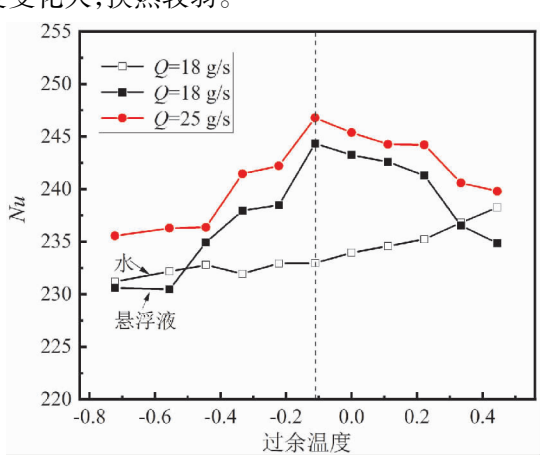



图 21　喷雾入口温度对悬浮液双孔喷雾冷却换热的影响

Fig. 21　Effect of spray inlet temperature on heat transfer of array spray cooling of suspension

图 22 展示了 $\theta = -0.11$ 的温度场图和沿轴的温度曲线。由于靠近加热面的边界($y = 0$ 附近)处存在明显的温度梯度,使得悬浮液的温度在接近受热表面时迅速上升,悬浮液与换热表面接触的温度恰好在熔化峰值 $\theta = 0$ 附近达到,此时处于熔化状态的相变材料的潜热吸热能力将达到最大,换热效果最强,得到最佳传热,这与单孔喷雾入口过余温度数值模拟结果完全相符。

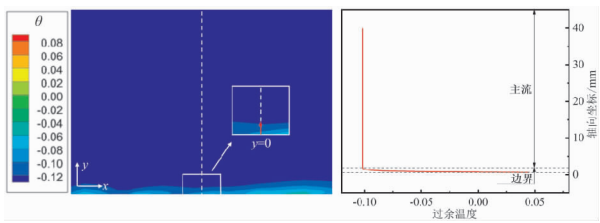



图 22　温度场图和沿轴的温度曲线($\theta = -0.11$)

Fig. 22　Temperature field diagram and temperature curve along the axis ($\theta = -0.11$)

## 4　结论

本文通过数值模拟研究了相变微胶囊悬浮液双孔喷雾冷却的流动及换热特性,分析了质量分数、喷嘴间距、喷雾高度、喷雾锥角、喷雾入口温度等参数对双孔喷雾冷却换热的影响规律,为高热流密度散热方案的优化设计提供理论指导。

1)区别于单孔喷雾,双孔喷雾由于两股喷雾间的干涉扰动,使得喷嘴下方的滞止区合并为一个干涉区($-0.002\ 5\ \text{m} < x < 0.002\ 5\ \text{m}$)并在其中形成横流堆积效应,这导致干涉区内液滴速度减小,加热面液膜较厚、液膜蒸发率和换热 $Nu$ 数均较低,而在干涉区边缘液膜厚度达到谷值而 $Nu$ 数达到峰值。相同质量流量下,双孔喷雾的 $Nu$ 数相对于单孔喷雾最大可提升 7.5%。

2)随着悬浮液质量分数的增大,其潜热吸收能力和黏度均增大,二者对换热的矛盾影响使得加热面 $Nu$ 数先增加后减小,换热效果在质量分数为 5% 时达到最佳。随着喷嘴间距的增大,加热面 $Nu$ 数呈先增加后减小的趋势,且在喷嘴间距 $S/D = 2.67$ 时达到最大值。随着喷雾高度的增加,加热面液膜逐渐变厚,液膜蒸发率和 $Nu$ 数逐渐减小。

3)喷雾锥角的增大导致加热面液膜厚度减小,使得液膜蒸发率增大但湍流度减小,当 $Q \leqslant 7.5$ g/s 时前者占据主导,因此喷雾锥角越大 $Nu$ 数越大;当 $Q > 7.5$ g/s 时后者占据主导,使得喷

雾锥角越大 $Nu$ 数反而越小。随着喷雾入口温度的升高,悬浮液的潜热吸收作用使得 $Nu$ 数呈先增大后减小的趋势,最佳喷雾入口温度为 $\theta = -0.11$,此时悬浮液相对于水的强化换热效果达到最佳。

此外,本文数值模型中将相变微胶囊悬浮液简化为一种单相流体,采用等效热容法来表现其潜热特性,并未能描述胶囊内相变材料的相变过程,后续可探索在数值模型中实现这一相变过程,进一步缩小模拟与实验之间的误差。

## 参考文献


[1] 许浩洁. 静电喷雾冷却特性及其强化传热机理研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2023:13-21.

[2] 刘玉华. RF 激励全金属 $CO_2$ 波导激光器散热系统的设计[J]. 西北大学学报(自然科学版),2013,43(3):400-402.
Liu Y H. Design of heat dissipation system for RF excited all-metal $CO_2$ waveguide laser[J]. Journal of Northwest University (Natural Science Edition), 2013, 43(3): 400-402.

[3] 周保全,张木山. 用红外激光远距离供能的设想[J]. 西北大学学报(自然科学版),1982(3):123-128.
Zhou B Q, Zhang M S. The idea of remote energy supply by infrared laser[J]. Journal of Northwest University (Natural Science Edition),1982(3):123-128.

[4] 骆桢弘. 振动环境下车载喷雾冷却试验与数值仿真研究[D]. 扬州: 扬州大学, 2023: 12-25.

[5] 武风波,张会可. 太阳能自动跟踪系统的设计[J]. 西北大学学报(自然科学版),2016,46(6):837-840,846.
Wu F B, Zhang H K. Design of automatic solar tracking system[J]. Journal of Northwest University (Natural Science Edition), 2016, 46(6): 837-840, 846.

[6] 贾博. 喷雾射流及液滴撞击热表面传热特性的数值模拟研究[D]. 包头: 内蒙古科技大学, 2023: 14-27.

[7] 刘广林,张伟,郭明宇,等. 梯形微通道气液分相强化换热实验研究[J]. 科学技术与工程,2021,21(32):13702-13707.
Liu G L, Zhang W, Guo M Y, et al. Experimental study on enhanced heat transfer by gas-liquid phase-separation in ladder microchannel[J]. Science Technologyand Engineering, 2021, 21(32): 13702-13707.

[8] 阙雨晨. 锂离子动力电池液冷散热系统优化设计研究[D]. 重庆: 重庆交通大学,2024: 11-22.

[9] 严吉开. 动力电池相液耦合热管理系统传热特性研究及结构优化[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2024: 10-23.

[10] 胡定华,朱劭恺,于坤洋,等. 液滴撞击振动壁面传热特性影响的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2024, 45(8): 2466-2474.
Hu D H, Zhu S K, Yu K Y, et al. Numerical study on the influence of droplet impact on the heat transfer characteristics of vibration wall[J]. Chinese Journal of Engineering Thermophysics, 2024, 45(8): 2466-2474.

[11] Jose J T, Dunne J F, Pirault J P, et al. Spray evapoativecooling system design for automotive internal combustion engines[C]// 2018 ASME Internal Combustion Engine Fuels & Lubricants Meeting, 2018.

[12] Jafari S, Dunne J F, Langari M, et al. A review of evaporative cooling system concepts for engine thermal management in motor vehicles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2017, 231(8): 1126-1143.

[13] Lei S R, Shi Y, Chen G Y. A lithiumion bakerythermalmanagement design based on phasechange-material thermal storage and spray cooling[J]. Applied Themal Engineering, 2020, 168: 114792.

[14] 董彬, 孙权, 高春艳, 等动力电池喷雾冷却换热特性研究[J]. 工程热物理学报,2022,43(6):1588-1595.
Dong B, Sun Q, Gao C Y, et al. Study on heat transfer characteristics of power battery by spray cooling [J]. Chinese Journal of Engineering Thermophysics, 2022, 43(6): 1588-1595.

[15] Fan Z X, Wang Y, Xie Z F, et al. Investigation on performance of battery thermal management system using spray cooling[J]. International Journal of Energy Research, 2022, 46(7): 8726-8741.

[16] Yang Y, Yang L, Du X Z. Precooling of air by water-spray evaporation to improve thermal performance of lithium battery pack[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 163: 114401.

[17] Gao Q, Liu Y B, Wang G H, et al. An experimental investigation of refrigerant emergency spray on coolingand oxygen suppression for overheating power battery [J]. Journal of Power Sources, 2019, 415: 33-43.

[18] Liu Y B, Gao Q, Wang G H, et al. Experimental study on active control of refrigerant emergency spray cooling of thermal abnormal power battery[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 182: 116172.

[19] 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.

[20] Pautsch A G, Shedd T A. Adiabatic and diabatic measurements of the liquid film thickness during spraycooling with FC-72[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49: 2610-2618.

[21] Mabbri M, Jiang S J, Dhir V K. A comparative study of cooling of high power density electronics using sprays and microjets[J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127(1): 38-48.

[22] Zhang J J, Yang C H, Jin Z G, et al. Experimental study of jet impingement heat transfer with microencapsulated phase change material slurry[J]. Applied thermal Engineering, 2021, 188: 116588.

[23] Zhang J J, Chen Y W, Liu Y, et al. Experimental investigation on heat transfer characteristics of microcapsule phase change material suspension in array jet impingement[J]. Science China Technological Sciences, 2022, 65(7):1634-1645.

[24] 陈岩伟. 相变微胶囊悬浮液阵列射流及喷雾冷却换热特性实验研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2023: 9-16.

[25] 李欢. 相变微胶囊悬浮液射流冲击换热数值模拟研究[D]. 太原:太原理工大学, 2022: 11-23.

[26] Zhang J J, Zhao R, Li H, et al. Numerical simulationon jet impingement heat transfer with microcapsule phase change material suspension: Single jet and arrayjet[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2023, 50:103449.

[27] Hsieh S S, Liu H H, Yeh Y F. Nanofluids spray heat-transfer enhancement[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 94: 104-118.

[28] Ravikumar S V, Haldar Kjha S M, et al. Heat transfer enhancement using air-atomized spray cooling with water-$Al_2O_3$ nanofluid[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2015, 96: 85-93.

[29] Maly M, Moita A S, Jedelsky J. Effect of nanoparticles concentration on the characteristics of nanofluid sprays for cooling applications[J]. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 2018, 135: 3375-3386.

[30] Wan H, He G Q, Xue Z R, et al. Numerical study and experimental verification on spray cooling with nanoencapsulated phase-change material slurry (NPCMS)[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2021, 123: 105187.

(编　辑　李　波)