

微通道内表面活性剂水溶液饱和流动沸腾换热特性的数值模拟

王迎慧¹, 王茹¹, 归柯庭², 施明恒²

(1. 江苏大学 能源与动力工程学院, 江苏 镇江 212013; 2. 东南大学 能源与环境学院, 江苏 南京 210096)

摘要: 针对微尺度下表面活性剂水溶液的饱和流动沸腾换热, 应用VOF模型和用户自定义函数, 分别对竖直矩形微通道内水溶液、纯水的饱和流动沸腾过程进行数值模拟。对比水溶液与纯水的饱和沸腾换热效果与换热可靠性的差异, 分析浓度对水溶液换热的影响。结果表明: $T_{in} = 368\text{ K}$, $\rho = 0.5\text{ m/s}$, $q_w = 200\text{ kW/m}^2$ 工况下, 沿流动方向, 饱和沸腾阶段表面活性剂水溶液加热壁面的 Nu 数均值高于纯水; $t = 60\text{ ms}$ 时, 邻近通道出口的区域, 水溶液、纯水对应的加热壁面均出现局部过热现象, 但水溶液对应的最高过热温度低于纯水, 且过热面积较小; $0.256 \sim 0.769\text{ mol/L}$ 浓度范围内, 增大水溶液浓度, 流动沸腾换热效果增强; 0.513 mol/L 的水溶液换热可靠。

关键词: 微通道; 表面活性剂水溶液; 流动沸腾; 饱和沸腾; 数值模拟

中图分类号: TK124 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.09.006

引言

微通道流动沸腾换热是一种综合性能被看好的传热方式, 其尺度小、热应力小、受热面温度梯度小, 换热性能明显提升。添加表面活性剂的水溶液有助于形成稳定的核态沸腾且冷却效果较为可靠, 在微电子冷却、航空航天、制冷、化工等领域的强化换热研究中受到了广泛关注。

现有研究大多关注微通道内工质的汽泡动力学、流型演变及入口温度、热流密度等因素对换热的影响, 且主要建立在实验基础上; 如 Owahib 等用玻璃管外加一层加热膜, 研究微通道内汽泡的脱离直径、生长速度、脱离频率等^[1]; Kandlikar 等认为微通道中汽泡的生长率随雷诺数的增大而减小^[2]; Triplett 等实验观察微通道内纯水流型^[3], 发现由通道

入口到出口, 依次出现泡状流、弹状流、弹状-环状交替流、翻腾流等流型; Lee 等发现矩形微通道内纯水的流动沸腾过程中^[4], 传热系数随质量流速的升高而增大, 热流密度的影响较小; Hetsroni 等实验发现水中加入表面活性剂后沸腾曲线改变^[5], 且微通道加热壁面温度随热流的增加而减小。

前人对微通道内流动沸腾过程中的汽泡运动、流型演变及热力学参数的影响有一些共识, 而有关几个重要的换热阶段, 特别是饱和沸腾 (Saturated boiling) 换热阶段的研究工作还有待深入, 这方面的数值研究也并不多见。微通道内工质在流动沸腾换热过程中, 饱和沸腾阶段的汽泡运动与演变、换热均进入相对稳定状态, 因此, 分析该阶段的换热特征, 能较好地反映工质在微通道内流动沸腾换热的效果。结合作者前期的研究工作, 添加表面活性剂的水溶液能够改善其在微通道内流动沸腾特性, 维持微通道内的可靠换热, 故本研究针对微通道内的饱和流动沸腾换热特性进行数值模拟, 以表面活性剂水溶液、纯水为研究对象进行对比研究, 分析水溶液与纯水的饱和沸腾换热效果与换热可靠性的差异以及水溶液浓度对换热的影响。

1 物理及数学模型

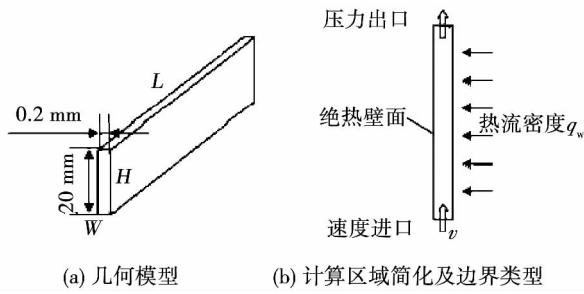
1.1 物理模型

本研究选取竖直矩形微通道, 主要结构参数为宽度 $W(0.2\text{ mm})$, 高度 $H(20\text{ mm})$ 和长度 L , 如图 1(a) 所示。暂不考虑长度 L 方向的温度梯度, 模型简化为 $0.2\text{ mm} \times 20\text{ mm}$ 的二维竖直通道。计算区域和边界类型如图 1(b) 所示, 其中, 通道底部为工质进口, 上部为出口, 右侧壁面加热, 左侧壁面绝热。

收稿日期: 2015-11-10; 修订日期: 2015-12-11

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51276039), 国家科技型中小企业技术创新基金(14C26213201131)

作者简介: 王迎慧(1968-), 男, 江苏兴化人, 江苏大学副教授。



(a) 几何模型 (b) 计算区域简化及边界类型

图 1 微通道物理模型

Fig. 1 Physical model for microchannels

1.2 数学模型及参数设定

数学建模作如下假定: 流动属于二维不可压缩层流流动, 流体物性参数为常数, 考虑重力影响。为了得到微通道内汽液两相的分布特征, 本文采用 VOF 模型追踪计算域内汽液两相的体积份额, 并结合 UDF 定义汽液两相间质量、能量方程中的源项, 构建微通道内工质流动沸腾换热模型。汽相及液相的质量方程如式(1)、式(2)所示, 汽液两相共用的动量、能量守恒方程如式(3)、式(4)所示。

$$\frac{\partial \alpha_v}{\partial t} + \nabla \cdot (v \alpha_v) = - \frac{S}{\rho_v} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \alpha_l}{\partial t} + \nabla \cdot (v \alpha_l) = \frac{S}{\rho_l} \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v v) = - \nabla p + \nabla [\mu(\nabla v + \nabla v^T)] + \rho g + F_{vol} \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [v(\rho E + p)] = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + Q \quad (4)$$

式(3)中的体积力 F_{vol} 与表面张力系数有关, 考虑添加表面活性剂引起的水溶液表面张力的变化, 其表达式为:

$$F_{vol} = \sigma \frac{\rho \kappa_1 \nabla \alpha_1}{0.5(\rho_l + \rho_v)} \quad (5)$$

式中: α_l, α_v —汽相、液相的体积分数; S —相变过程中从液相转移到汽相的质量源项, kg; v —汽液两相的平均速度, m/s; p —汽液两相共享的局部压力, Pa; F_{vol} —表面张力产生的体积力, N; λ —汽液两相导热系数, W/(m·K); Q —通过界面的体积热量源项, W; κ_1 —液相表面曲率, m^{-1} ; 式(3)~式(5)中未注明的参数密度 ρ 、流速 v 、动力粘度 μ 、温度 T 、能量 E 均按两相体积份额取平均值。

压力与速度采用 PISO 方式耦合, 离散格式采用

二阶迎风格式。由于通道结构规则, 采用结构化网格。为保证计算精度, 在加热壁面邻近区域加密, 对网格无关性验证后, 模型的网格数为 8.04×10^4 。

取速度入口边界条件, 工质入口速度取 0.5 m/s, 入口温度取 368 K, 加热壁面为无滑移恒热流边界, 热流密度为 200 kW/m², 壁面的汽液接触角取 30°, 出口为压力出口边界条件, 出口回流温度取 373.15 K。

本文工质为纯水和分子量为 390 g/mol 的 Alkyl (8-16) Glycoside 非离子表面活性剂水溶液, 参照文献[5]选取温度 368 K, 浓度 0.769 mol/L 水溶液对应下的表面张力系数 ($\sigma = 0.03$ N/m)。鉴于溶液浓度低, 溶液其它物性可参照纯水取值如表 1 所示。

表 1 工质物理特性

Tab. 1 Physical properties of the working medium

	$\sigma /$ N·m ⁻¹	$\mu /$ kg·(m·s) ⁻¹	$\lambda /$ W·(m·K) ⁻¹	$c_p /$ J·(kg·K) ⁻¹	$\rho /$ kg·m ⁻³
纯水	0.058 9	0.000 3	0.6	4 182	1 000
蒸汽	0.058 9	1.34×10^{-5}	0.026 1	2 014	0.554 2
水溶液	0.03	0.000 3	0.6	4182	1 000

2 计算结果及分析

2.1 模型可靠性验证

为验证计算模型和计算方法的可靠性, 本文将纯水在不同入口流速条件下发生流动沸腾时, 加热壁面换热系数的数值模拟计算值与文献[6]提出的经验公式的计算结果进行比较, 如图 2 所示。比较发现, 数值模拟值与经验公式的计算结果之间的最大误差不超过 5%。由此可见, 本文工作与已有的实验结果吻合较好, 采用的模型和方法可行, 结果可靠。

2.2 水溶液与纯水饱和沸腾换热效果对比

图 3 为 $T_{in} = 368$ K、 $v = 0.5$ m/s 及 $q_w = 200$ kW/m² 条件下, 水溶液、纯水在微通道内处于饱和沸腾时 ($t = 40$ ms), 加热壁面 Nu 数从入口至出口的变化曲线。由图 3 可知, 加热壁面 Nu 数沿流动方向总体呈下降趋势, 在 0~15 mm 区域内, 水溶液加热壁面 Nu 数在 35~60 范围内波动, 纯水在 35~50 范围

内波动, 二者的均值基本相同。但在 15 ~ 20 mm 区域内, 水溶液的加热壁面 Nu 数仍在 $Nu = 37$ 处小范围波动, 纯水的波动范围则明显下降为 10 ~ 35。可见, 从微通道入口到出口, 水溶液在饱和沸腾时, 加热壁面 Nu 数的平均值高于纯水, 尤其在邻近出口处 (15 ~ 20 mm), 二者差异明显。

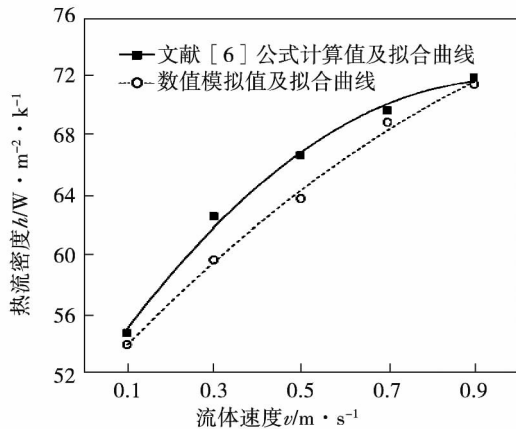


图 2 壁面换热系数的模拟结果与经验公式计算值的对比

Fig. 2 Contrast of the simulation results of the heat exchange coefficient on the wall surfaces with ones calculated by using the empirical formulae

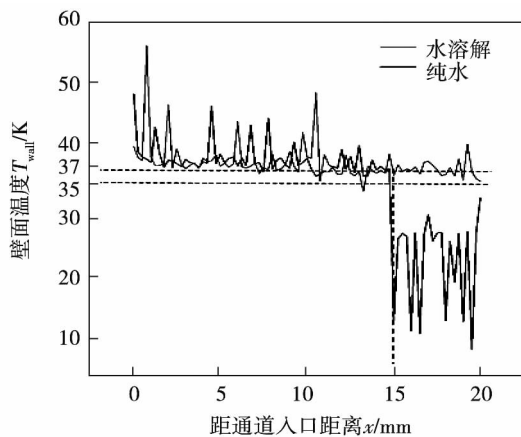


图 3 水溶液、纯水饱和沸腾时加热壁面 Nu 数沿流动方向的变化 ($T_{in} = 368\text{ K}$, $v = 0.5\text{ m/s}$, $q_w = 200\text{ kW/m}^2$, $t = 40\text{ ms}$)

Fig. 3 Changes of the Nu number of water solution and pure water on the heating surfaces along the flow direction when water solution and pure water are being in saturated boiling state ($T_{in} = 368\text{ K}$, $v = 0.5\text{ m/s}$, $q_w = 200\text{ kW/m}^2$, $t = 40\text{ ms}$)

图 4 为 $T_{in} = 368\text{ K}$, $v = 0.5\text{ m/s}$ 及 $q_w = 200\text{ kW/m}^2$ 条件下, 距离入口 15 ~ 20 mm 区域内水溶液和纯水饱和沸腾时 ($t = 40\text{ ms}$) 的汽相分布云图。不难看出, 在该区域内, 水溶液的流型维持在弹状流状态, 且大多数汽泡与壁面之间保留完整的液膜 (如局部 I 处所示), 纯水流型则已演变为环状流, 环状流中的气塞现象 (如局部 II 处所示) 阻碍了通道内的换热。结合作者前期的研究, 由于表面张力的减小使水溶液在通道内核态沸腾超前, 且生成汽泡数量多、汽泡直径小, 汽泡在壁面的生长、与壁面的脱离以及小汽泡的聚并行为都造成不同程度的扰动, 使得水溶液更易进入换热较为充分的饱和沸腾。而纯水后期流型的显著变化导致加热壁面 Nu 数的急剧下降。由此可见, 饱和沸腾时, 水溶液在整个换热区域内 Nu 数波动较小, 换热相对充分, 其效果优于纯水, 该结论与文献 [7] 的实验研究结论基本一致。

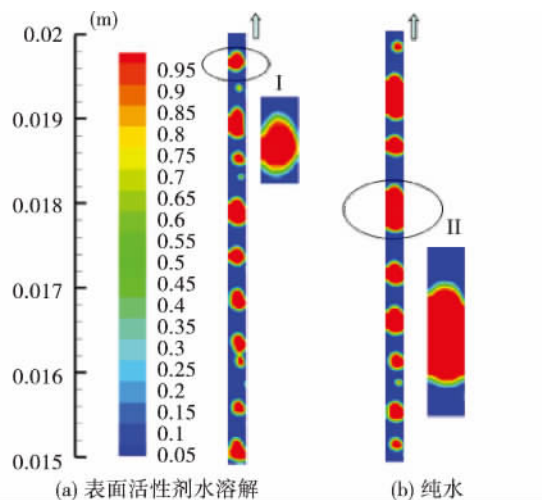


图 4 15 ~ 20 mm 区域内饱和沸腾时的汽相分布云图 ($T_{in} = 368\text{ K}$, $v = 0.5\text{ m/s}$, $q_w = 200\text{ kW/m}^2$, $t = 40\text{ ms}$)

Fig. 4 Contours of the distribution of the vapor phase in the domain from 15 mm to 20 mm in the process of saturated boiling ($T_{in} = 368\text{ K}$, $v = 0.5\text{ m/s}$, $q_w = 200\text{ kW/m}^2$, $t = 40\text{ ms}$)

2.3 水溶液与纯水饱和沸腾换热可靠性对比

图 5 为 $T_{in} = 368\text{ K}$, $v = 0.5\text{ m/s}$ 及 $q_w = 200\text{ kW/m}^2$ 条件下, 水溶液、纯水在饱和沸腾时 ($t = 60\text{ ms}$), 加热壁面温度从入口至出口的变化曲线。不难看出

出 在 0 ~ 15 mm 区 域 内 , 水 溶 液 对 应 的 加 热 壁 面 温 度 基 本 保 持 稳 定 , 在 380 K 左 右 ; 但 $x \geq 15$ mm 时 , 加 热 壁 面 温 度 突 然 上 升 , 在 15 ~ 20 mm 范 围 内 的 最 高 温 度 约 为 1 050 K , 而 纯 水 对 应 的 加 热 壁 温 在 $x = 10$ mm 处 就 已 出 现 过 热 , 在 10 ~ 20 mm 范 围 内 的 最 高 壁 温 约 为 2 100 K , 为 水 溶 液 的 2 倍 。 由 此 可 见 , 水 溶 液 与 纯 水 在 饱 和 沸 腾 时 , 加 热 壁 面 均 出 现 过 热 , 但 水 溶 液 对 应 的 过 热 区 域 较 小 。

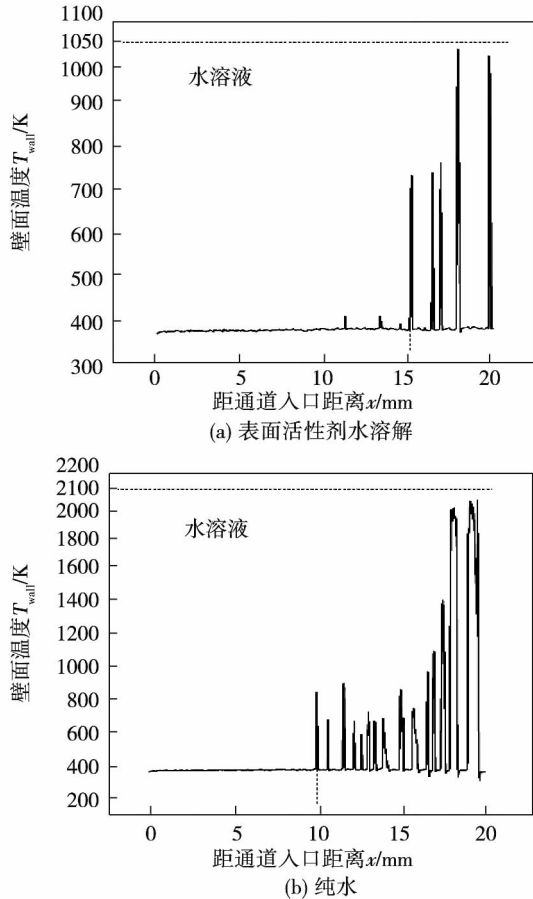


图 5 饱和沸腾时加热壁面温度沿流动方向的变化 ($T_{in} = 368$ K $\rho = 0.5$ m/s , $q_w = 200$ kW/m² $t = 60$ ms)

Fig. 5 Changes of the temperature on the heating wall surfaces along the flow direction in the process of saturated boiling ($T_{in} = 368$ K $\rho = 0.5$ m/s , $q_w = 200$ kW/m² $t = 60$ ms)

图 6 为 相 同 条 件 下 , 距 离 入 口 15 ~ 20 mm 区 域 内 , 水 溶 液 和 纯 水 在 微 通 道 内 的 温 度 分 布 云 图 。 可 以 观 察 到 , 在 15 ~ 20 mm 区 域 内 , 水 溶 液 中 共 有 5

处 较 小 的 过 热 区 域 , 过 热 区 域 内 最 高 过 热 温 度 为 1 000 K , 而 纯 水 中 共 有 7 处 过 热 , 每 处 过 热 面 积 都 较 大 , 且 过 热 区 域 中 的 最 高 过 热 温 度 (1 800 K) 远 高 于 水 溶 液 。 结 合 图 3 , 其 原 因 在 于 水 溶 液 中 大 多 数 汽 泡 与 壁 面 之 间 留 有 液 膜 薄 层 , 而 纯 水 中 多 个 汽 泡 与 壁 面 之 间 出 现 液 膜 蒸 干 现 象 , 这 些 位 置 的 缺 液 现 象 导 致 壁 面 及 通 道 内 局 部 温 度 异 常 , 这 对 于 微 通 道 内 的 流 动 沸 腾 换 热 极 为 不 利 。 可 见 , 添 加 表 面 活 性 剂 的 水 溶 液 可 以 一 定 程 度 上 减 轻 加 热 壁 面 的 过 热 现 象 , 减 少 局 部 过 热 点 和 过 热 面 积 。

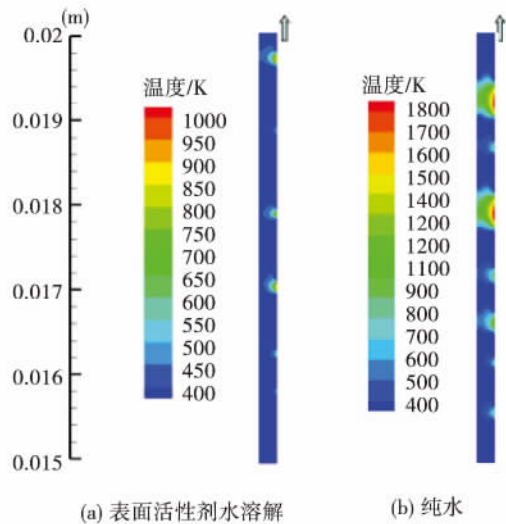


图 6 15 ~ 20 mm 区 域 内 饱 和 沸 腾 时 的 温 度 分 布 云 图 ($T_{in} = 368$ K $\rho = 0.5$ m/s , $q_w = 200$ kW/m² $t = 60$ ms)

Fig. 6 Contours of the temperature distribution in the domain from 15 mm to 20 mm in the process of saturated boiling ($T_{in} = 368$ K , $v = 0.5$ m/s $q_w = 200$ kW/m² $t = 60$ ms)

2.4 浓度对水溶液饱和沸腾换热的影响

由 前 文 的 分 析 可 知 , 由 于 添 加 表 面 活 性 剂 , 微 通 道 内 水 溶 液 和 纯 水 在 饱 和 沸 腾 阶 段 的 换 热 效 果 与 可 靠 性 存 在 明 显 差 异 。 但 对 于 不 同 浓 度 的 水 溶 液 , 其 饱 和 沸 腾 换 热 效 果 及 可 靠 性 的 差 异 还 有 待 进 一 步 研 究 。 文 献 [5] 中 在 低 浓 度 范 围 , 水 溶 液 浓 度 的 变 化 导 致 表 面 张 力 的 变 化 ; 当 水 溶 液 浓 度 增 加 到 0.769 mol/L 时 , 表 面 张 力 则 不 再 变 化 。 因 此 , 本 文 取 浓 度 范 围 为 0.256 ~ 0.769 mol/L 的 水 溶 液 进 行 饱 和 沸

腾换热的研究。溶液不同浓度对应的表面张力系数如表 2 所示^[5]。

表 2 水溶液表面张力系数

Tab. 2 Surface tension coefficient of the water solution

$c/\text{mol} \cdot \text{L}^{-1}$	$\sigma/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$
0.256	0.043
0.513	0.035
0.769	0.03

2.4.1 浓度对水溶液饱和和沸腾换热效果的影响

图 7 分别为 $T_{in} = 368 \text{ K}$ 、 $v = 0.5 \text{ m/s}$ 及 $q_w = 200 \text{ kW/m}^2$ 条件下, 不同浓度的水溶液在饱和沸腾时 ($t = 40 \text{ ms}$) 加热壁面 Nu 数从入口至出口的变化曲线。由图 7 可知, 沿流动方向 $0 \sim 15 \text{ mm}$ 区域内, 0.256 、 0.513 和 0.769 mol/L 的水溶液加热壁面 Nu 数平均值分别为 37 、 39 、 41 ; $15 \sim 20 \text{ mm}$ 区域内, 0.256 和 0.513 mol/L 水溶液对应的加热壁面 Nu 数下降, 其平均值分别降至 34 和 35 , 而 0.769 mol/L 的水溶液在 $Nu = 37$ 处上下波动。可以得出, 沿流动方向, 加热壁面 Nu 均值随水溶液浓度的增加而增大。

2.4.2 浓度对水溶液饱和和沸腾换热可靠性的影响

图 8 为 $T_{in} = 368 \text{ K}$ 、 $v = 0.5 \text{ m/s}$ 及 $q_w = 200 \text{ kW/m}^2$ 条件下, 不同浓度的水溶液在饱和沸腾 ($t = 60 \text{ ms}$) 时, 距离入口 $15 \sim 20 \text{ mm}$ 区域内的温度分布云图。不难发现, 0.256 mol/L 水溶液在换热区域内主流温度维持在 390 K 左右, 局部最高温度为 500 K ; 0.513 mol/L 水溶液在换热区域内主流温度约为 376 K , 局部最高温度为 390 K ; 而 0.769 mol/L 水溶液的主流温度为 400 K , 但其局部最高温度达到了 1000 K 。比较发现, 0.513 mol/L 的水溶液主流温度最低, 0.256 、 0.513 mol/L 的水溶液在微通道邻近出口区域的温度相对正常, 而 0.769 mol/L 的水溶液则出现局部温度异常的状况。这表明, 水溶液浓度对微通道内流动沸腾换热可靠性的影响较为复杂, 对应于本文计算工况, 0.513 mol/L 的水溶液在微通道内的流动沸腾换热相对可靠, 这与文献 [7] 的研究结论基本一致。

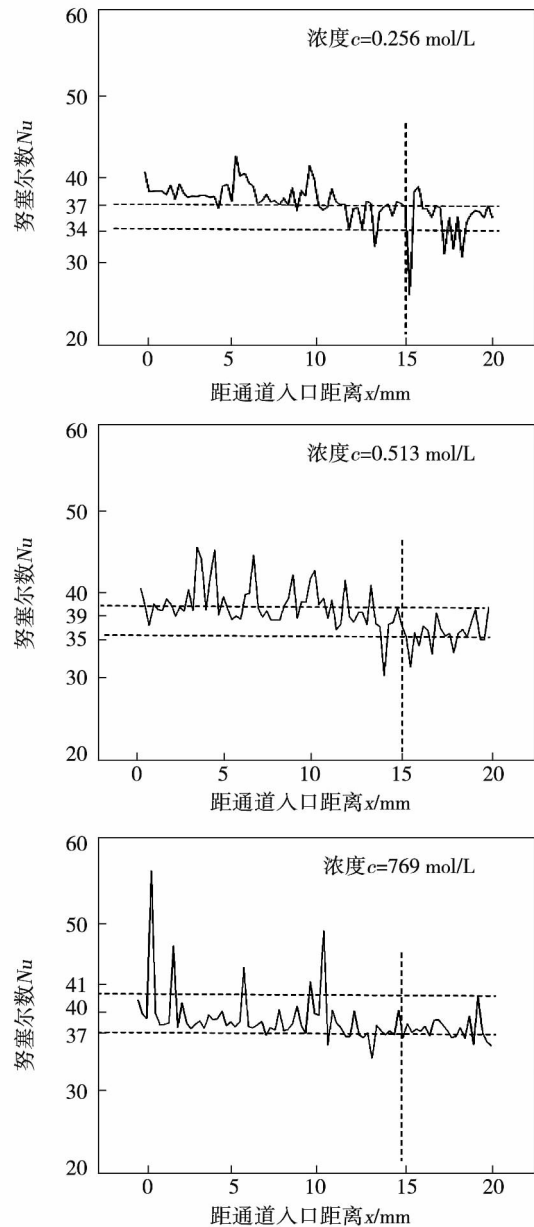


图 7 不同浓度水溶液饱和和沸腾时加热壁面 Nu 数沿流动方向的变化 ($T_{in} = 368 \text{ K}$, $v = 0.5 \text{ m/s}$, $q_w = 200 \text{ kW/m}^2$, $t = 40 \text{ ms}$)
Fig. 7 Changes of Nu number of the heating wall surface along the flow direction when the water solution in various concentrations is being in the saturated boiling state ($T_{in} = 368 \text{ K}$, $v = 0.5 \text{ m/s}$, $q_w = 200 \text{ kW/m}^2$, $t = 40 \text{ ms}$)

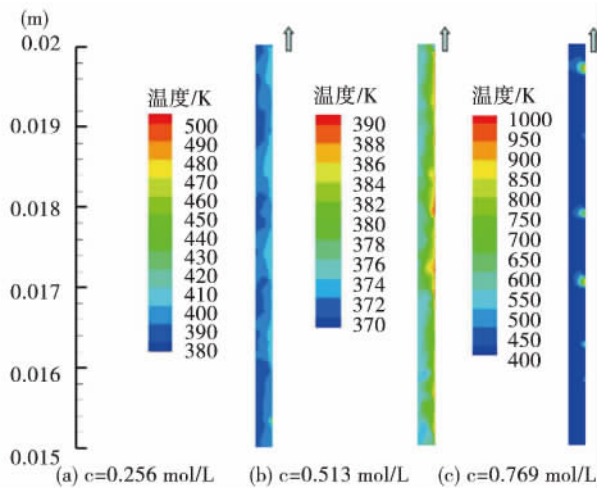


图 8 15 ~ 20 mm 区域内水溶液饱和沸腾时的温度分布云图($T_{in} = 368\text{ K}$ $v = 0.5\text{ m/s}$,

$$q_w = 200\text{ kW/m}^2 \quad t = 60\text{ ms}$$

Fig. 8 Contours of the temperature distribution in the domain from 15 mm to 20 mm in the process of the water solution being in the saturated boiling state

$$(T_{in} = 368\text{ K} \quad v = 0.5\text{ m/s} \quad q_w = 200\text{ kW/m}^2, \quad t = 60\text{ ms})$$

3 结 论

(1) $T_{in} = 368\text{ K}$ 、 $v = 0.5\text{ m/s}$ 及 $q_w = 200\text{ kW/m}^2$ 条件下,在 $0.2 \times 20\text{ mm}$ 竖直矩形微通道饱和沸腾阶段,表面活性剂水溶液、纯水对应的加热壁面 Nu 数沿流动方向总体呈下降趋势;距离微通道入口 $0 \sim 15\text{ mm}$ 区域内,二者对应的 Nu 数波动范围均较小;但在距离微通道入口 $15 \sim 20\text{ mm}$ 区域内,水溶液对应的加热壁面 Nu 数出现小范围波动,纯水对应的加热壁面 Nu 数则出现突降,波动范围增大。饱和和沸腾阶段,水溶液换热效果优于纯水;

(2) 饱和沸腾时($t = 60\text{ ms}$) 相对于纯水,水溶液在微通道内的过热区域较小,过热程度较轻;在邻

近通道出口处($x \geq 15\text{ mm}$) 纯水对应的局部过热点多于水溶液,最高过热温度纯水约为水溶液的 2 倍,水溶液可以减轻加热壁面的过热现象,减少局部过热点和过热面积;

(3) $0.256 \sim 0.513\text{ mol/L}$ 浓度范围内,增大水溶液浓度,加热壁面 Nu 均值增加,换热效果增强; 0.513 mol/L 水溶液在微通道内基本未出现过热, 0.256 、 0.769 mol/L 的水溶液则出现局部温度异常的状况。 0.513 mol/L 水溶液其换热相对可靠。

参考文献:

- [1] Owhaib W, Palm B, Callizo C M. A visualization study of bubble behavior in saturated flow boiling through a vertical mini-tube [J]. Heat Transfer Engineering 2007 28: 852 - 860.
- [2] Kandlikar S G. Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels [J]. Thermal Fluid Science, 2002 26: 389 - 407.
- [3] Triplett K A, Ghiaasiaan S M, Abdel-Khalik S I, et al. Gas-liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns [J]. International Journal of Multiphase Flow, 1999 25(3): 377 - 394.
- [4] Lee H J, Lee S Y. Heat transfer correlation for boiling flows in small rectangular horizontal channel with low aspect ratios [J]. International Journal of Multiphase Flow 2001 27(12): 2043.
- [5] Hetsroni G, Gurevich M, Mosyak A, et al. Effect of surfactant concentration on saturated flow boiling in vertical narrow annular channels [J]. International Journal of Multiphase Flow 2007 33: 1141 - 1152.
- [6] Sun L, Mishima K. An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2009 52(23): 5323 - 5329.
- [7] Hetsroni G, Zakin J. K, Gurevich M, et al. Saturated flow boiling heat transfer of environmentally acceptable surfactants [J]. International Journal of Multiphase Flow 2007 30(11): 717 - 734.

(刘 瑶 编辑)

coefficient will increase by 19% to 48%. In addition, the comprehensive performance of the dual helical structure will be obviously superior to that of the single helical structure and the comprehensive performance of the dual helical structure will attain its optimum when $Re = 2\ 000$. It can be known from the field synergy principles that the intense disturbance to the fluid caused by the dual helical fin structure will force the synergy degree of the speed vector and the temperature gradient vector of the fluid to become better. The comprehensive comparison results show that the dual helically finned heat pipe is more instrumental to enhancing the heat exchange. **Key words:** dual helical fin heat pipe, numerical simulation, field synergy principle

乙醇胺水溶液降膜吸收 CO_2 的数值研究 = **Numerical Study of the Falling Film Absorption of Carbon Dioxide by Monoethanolamine Solution** [刊, 汉] / ZHAO Lin-lin, DING Yu-dong, ZHU Xun, LIAO Qiang (Education Ministry Key Laboratory on Low-grade Energy Source Utilization Technologies and Systems, Chongqing University, Chongqing, China, Post Code: 400030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(9). - 27 ~ 32

In the light of the heat and mass transfer problems in the process of the MEA (monoethanolamine) solution to absorb the carbon dioxide in falling films, a two-dimensional mathematical model for the MEA solution at various concentrations absorbing carbon dioxide in falling films was established and the distribution of both temperature and concentration field inside the liquid films as well as the law governing changes of the heat flux, mass flux and carbon dioxide absorption rate inside the liquid films along the liquid film falling direction were obtained. It has been found that the temperature at the inlet on the boundary surface rapidly increases and then assumes a decline as per an exponential regularity. The heat flux, mass flux and carbon dioxide absorption rate along the liquid film falling direction at the inlet drops sharply like a straight line and afterwards, changes by a small margin, indicating that the absorption action mainly happens at places closing to the inlet section. At the middle location of the liquid film, the variation tendency of the heat and mass flux differs greatly around the inlet section, which is possibly caused by a part of the reaction-released heat quantity absorbed by the liquid. **Key words:** monoethanolamine solution, falling film absorption, two-dimensional numerical simulation, heat flux, mass flux

微通道内表面活性剂水溶液饱和流动沸腾换热特性的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Saturated Flow Boiling Heat Exchange Characteristics of a Surfactant Water Solution in a Microchannel** [刊, 汉] / WANG Ying-hui, WANG Ru (College of Energy Source and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, China, Post Code: 212013), GUI Ke-ting, SHI Ming-heng (College of Energy Source and Environment, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(9). - 33 ~ 38

For the saturated flow and boiling heat exchange of a surfactant water solution in a microscale, a VOF (volume of fluid) model and a user-defined function were used to conduct a numerical simulation of the saturated flow and boil-

ing process of a water solution and pure water inside a vertical rectangular microchannel. Through comparison of the difference between the saturated flow and boiling heat exchange effectiveness and reliability of the water solution and pure water, the influence of the concentration on the heat exchange of the water solution was analyzed. It has been found that under the operating condition when $T_{in} = 368 \text{ K}$, $v = 0.5 \text{ m/s}$ and $q_w = 200 \text{ kW/m}^2$, the average value of the Nu number of the wall surface heated by the surfactant water solution along the flow direction in the saturated boiling stage will be higher than that of pure water. When $t = 60 \text{ ms}$, in the zone closing to the outlet of the flow passage, both wall surfaces heated by the water solution and pure water will be locally overheated but the highest overheated temperature corresponding to the water solution will be higher than that corresponding to pure water and the overheated surface areas will be relatively small. In a range from 0.256 mol/L to 0.769 mol/L , to increase the concentration of the water solution will enhance the saturated flow and boiling heat exchange effectiveness and the heat exchange of water solution at a concentration of 0.513 mol/L will be reliable. **Key words:** microchannel, surfactant water solution, flow boiling, saturated boiling, numerical simulation

管式换热器黏液形成菌生物污垢特性的实验研究 = **Experimental Study of the Bio-foul Characteristics of Bacteria Formed in Viscous Liquids Inside a Tubular Type Heat Exchanger** [刊, 汉] / XU Zhi-ming, WANG Yu-hang, SHEN Yi-wen, WANG Jing-tao (College of Energy Source and Power Engineering, Northeast University of Electric Power, Jilin, China, Post Code: 132012) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31 (9). - 39 ~ 44

To exploratorily investigate the foul characteristics of bacteria formed in viscous liquids inside a tubular type heat exchanger, with the bacteria formed in viscous liquids obtained from the slime at the bottom of the circulating cooling towers in a power plant after the separation and purification serving as the object of study, a foul dynamic simulation and test system was utilized and a contrast test research method was adopted to obtain the foul characteristics of bacteria formed in viscous liquids in a stainless steel bare tube heat exchanger under the condition of various inlet temperatures, flow speeds and volumetric concentrations. It has been found that there exists an induction period in the fouling process of bacteria formed in viscous liquids. With an increase of the temperature at the inlet, the induction period will become shortened and the time duration required by the foul thermal resistance to attain its asymptotic value reduced. In the range of the temperature tested, when the temperature at the inlet is $30 \text{ }^\circ\text{C}$, the asymptotic value of the foul thermal resistance will be maximum followed by the asymptotic value at $35 \text{ }^\circ\text{C}$ and minimum at $25 \text{ }^\circ\text{C}$. With an increase of the flow speed, the time duration required by the foul thermal resistance to attain its asymptotic value will become shortened and the asymptotic value of the foul thermal resistance will decrease. With an increase of the volumetric concentration, the induction period will become prolonged, the fouling speed rate will increase and the asymptotic value of the foul thermal resistance will become big. **Key words:** tubular type heat exchanger, foul characteristics, bacteria formed in viscous liquids, bio-film, enzyme

叶片副翼摆角对两段式翼型气动性能的影响 = **Influence of the Swaying Angle of the Flap of a Blade on the**