

# 竖直矩形窄通道内水沸腾换热的流型研究

杨丽辉<sup>1</sup>, 陶乐仁<sup>1</sup>, 黄理浩<sup>1</sup>, 王晓松<sup>2</sup>

(1. 上海理工大学, 上海 200093; 2. 英格索兰亚太工程技术中心, 上海 200051)

**摘 要:** 采用可视化方法观测了竖直矩形窄通道内单侧加热水的两相流型, 发现主要有孤立气泡流、合并气泡流、搅拌流和环状流 4 种流型。与多数文献中类似工况的流型图对比, 发现流型转变与通道宽深比、流体压力和加热条件有关。与现有的流型转变标准相比, 大部分的流型转变界线都不能被很好的预测, 因此有必要开发新的理论模型用于预测单面加热的窄通道内水和水蒸汽两相流型的转变标准。

**关 键 词:** 矩形窄通道; 水加热; 流型图; 转变标准; 可视化研究

中图分类号: TK121 文献标识码: A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2014.06.005

## 引 言

板式升膜蒸发器具有优良的换热性能, 是目前国内外得到广泛应用的新型换热器<sup>[1]</sup>。沸腾换热流型对两相流动的传热、传质和压降有重要影响, 因此对于板式窄通道内的两相流流型研究也得到了越来越多的关注。文献 [2-4] 研究了空气-水在绝热条件下的两相流型。文献 [5] 研究了压力为 1 MPa 的加热工况下, 水在窄通道内的两相流流型。文献 [6] 研究了低压力和入口水温过冷的工况下, 竖直矩形窄通道内水流动沸腾的三维可视化流型。

根据实验数据绘制的流型图普适性较差, 学者们根据实验结果, 提出了流型转变的理论模型来预测流型转变。在常规通道中, 文献 [7] 提出了竖直接管道中流型转变的半理论模型, 文献 [8] 提出了竖直接管道中流型转变的理论模型。文献 [9] 建议了矩形窄通道流型转变的标准, 并考虑了窄通道的几何形状对流型的影响。所有这些流型转变的标准都是基于水和空气绝热流动下的研究, 关于窄通道内水加热时的两相流流型特征和转变标准并未完全

掌握。

采用高速摄像机, 观测竖直上升矩形窄通道内水流动沸腾的主要流型, 绘制了流型图, 并与现有的流型图和转换标准进行对比。

## 1 实验方法

### 1.1 实验装置

实验装置如图 1(a) 所示, 其水路循环主要包括: 蠕动泵、流量计、恒温槽、实验段、冷凝器以及水箱等部件。光路系统包括高速摄像机和光源, 通过实验段上的钢化玻璃, 拍摄两相流型。

目前, 关于常规通道和窄通道的判定标准还没有形成统一认识<sup>[1]</sup>。窄通道的特征尺寸有别于常规通道, 使气泡生长受到限制, 从而出现流体流动和传热的尺度效应。Thome 认为可将受限气泡流作为区分常规通道和微细通道的标志<sup>[11]</sup>。实验段为铜板与钢化玻璃组成的矩形窄通道(如图 1(b) 所示), 尺寸为 720 mm × 250 mm × 3.5 mm(长 × 宽 × 深), 在可视化观测中观察到明显的气泡受限行为。试验段铜板背面贴有同样尺寸的硅橡胶电加热片用以控制试验的电加热热流密度。钢板上加工有 8 个直径为 2 mm 的圆孔, 并安装热电偶, 从上到下编号依次为 T1-T8, 用于测量窄通道壁面温度。

### 1.2 实验工况和数据处理

设定水入口温度分别为 40 °C、60 °C, 质量流速分别为 2.22、2.86 和 3.49 kg/(m<sup>2</sup>·s), 电加热片功率的调整范围为 0.4-2.0 kW 之间, 实验流体压力经传感器测量均在 100-200 kPa 之间。观测以上工况下热电偶 T1 处的流型变化和测量所对应的参数。

收稿日期: 2014-01-21; 修订日期: 2014-03-12

基金项目: 博导类联合基金项目(3312301001); 上海市研究生创新基金项目(JWCXSL1201)

作者简介: 杨丽辉(1977-), 女, 河南洛阳人, 上海理工大学博士研究生。

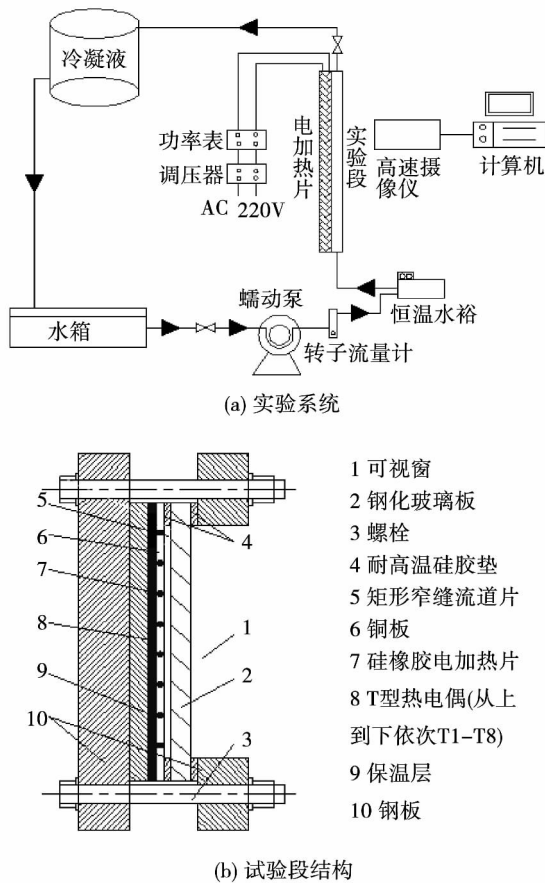


图 1 实验装置图

Fig. 1 Chart showing the test device

由于实验段与环境温度有温差, 需要进行热平衡分析, 避免因漏热造成较大的数据误差。试验段热损失主要是实验段与环境的对流换热, 根据水单相流动时的能量守恒, 可以确定热损失  $Q_{loss}$ :

$$Q_{loss} = Q - \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

式中:  $Q$ —硅橡胶电加热片输入功率, kW。  $\dot{m}$ —水的质量流量, kg/s。  $C_p$ —水的定压比热容, kJ/(kg·K)。  $T_{out}$ —单相流动时水的出口温度, °C。  $T_{in}$ —水的入口温度, °C。

因此, 实验中有效热流密度  $q$  计算为:

$$q = (Q - Q_{loss}) / (S \cdot H) \quad (2)$$

式中:  $S, H$ —实验段宽度和高度, μm。

根据过冷段的热平衡(即从入口处到工质饱和处的有效电加热功率等于工质的焓差)可以确定饱和水点(即过冷段终点)的高度  $Z_{sat}$ :

$$q \cdot S \cdot Z_{sat} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{sat} - T_{in}) \quad (3)$$

式中:  $T_{sat}$ —对应压力下水的饱和温度, °C。

根据两相段的热平衡和干度的定义, 可以计算观测点 T1 处的蒸汽干度  $x$ :

$$x = (q \cdot S \cdot (Z_1 - Z_{sat})) / (\dot{m} \cdot h_r) \quad (4)$$

式中:  $Z_1$ —热电偶 T1 的高度;  $h_r$ —水的气化潜热, kJ/kg。

水的气相表观速度  $J_g$  和液相表观速度  $J_l$  定义为:

$$J_g = G \cdot x / \rho_g \quad (5)$$

$$J_l = G \cdot (1 - x) / \rho_l \quad (6)$$

式中:  $G$ —水的质量流速, kg/(m<sup>2</sup>·s)。  $\rho$ —流体密度, kg/m<sup>3</sup>; 下标 g—气相; 下标 l—液相。

马丁内利(Martinelli)参数  $1/X_{tt}$  为:

$$1/X_{tt} = (x / (1 - x))^{0.9} \cdot (\rho_l / \rho_g)^{0.5} \cdot (\mu_g / \mu_l)^{0.1} \quad (7)$$

其中:  $\mu$ —水的动力粘度, Pa·s。

## 2 试验结果和分析

### 2.1 流型分析

图 2 为所观测到的窄通道内的主要流型, 在试验范围中, 由于通道尺寸较宽, 并未有弹状流生成。各流型特征: (1) 孤立气泡流。气泡分散在连续的流体中。主流是过冷的, 进入主流的气泡将破灭, 因此气泡并没有充满整个通道深度。气泡直径受壁面饱和液体层的限制, 远小于通道间隙。(2) 合并气泡流。随着蒸汽干度的增加, 大量的气泡互相合并, 在通道中形成更大, 更长的气泡。沿通道深度方向, 气泡的尺寸已接近于通道间隙。由于受壁面的限制, 在深度方向上气泡是扁平的。气泡只可以沿长和宽方向上生长, 气泡之间的合并是非常容易的。(3) 搅拌流。当气泡生长到临界长度, 受壁面剪切力、流动紊流及热流密度的作用, 气泡将会破裂。蒸汽充斥于实验段截面的任意位置, 通道内的混合流体是完全饱和的。从图中可以观察到, 小气泡、大块的蒸汽团和流体共存。蒸汽团与伴随着小气泡的流体是间歇流动的, 因此也称为间歇流, 此时实验段的压降极不稳定, 并造成质量流量波动。(4) 环状流。随着蒸汽干度的进一步增大, 蒸汽的速度也会逐渐增大, 两个汽团之间的液栓将会被破坏并产生环状流。此时, 在通道中心存在蒸汽核心, 通道壁面将环绕着一层液膜。

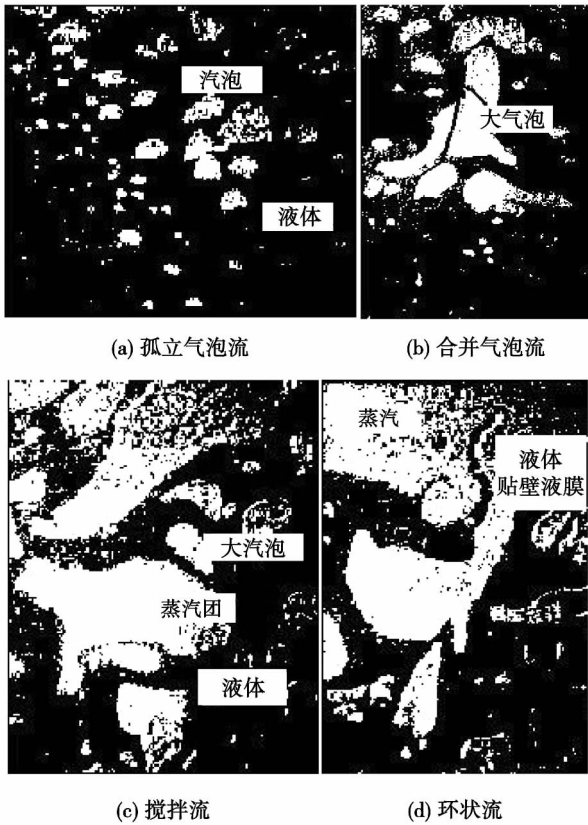


图 2 主要流型示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the main flow patterns

### 2.2 流型图

根据流型的定义和可视化观测的统计结果可得到流型的转变界线,但一般意义上流型转变线是个过渡区,因此流型观测具有模糊性,会有部分观测点偏离<sup>[6]</sup>。

图 3 是根据实验数据所得到的  $G-x$  流型图,各个流型之间的分界线都十分清晰。由图可知,孤立汽泡区与合并汽泡区的干度都较小。随着干度的增加,蒸汽速度足够大在通道中心形成气相核心,从而发生了环状流。根据漂移流模型和滑速比模型<sup>[10]</sup> 相同干度,混合物的质量流量越高,空泡份额也越高,越容易出现环状流,因此搅拌流向环状流的转变分界线的斜率为负值。

表观速度流型图简单明了,是两相流应用最广泛的坐标系。根据相同的实验数据得到了图 4 所示的表观速度流型图。通常在绝热的空气-水流型发生转变时,气相表观速度随着液相表观速度的增加而增加。从图中可以看出,孤立汽泡区向合并汽泡区转变时,气相表观速度随着液相表观速度的增大而减小。这是因为在单面加热水的情况下,通道的

深度方向存在温度梯度,质量流量增加,则温度梯度也增加,饱和液体层变薄,而气泡只能在通道的宽度和长度方向扩展,所以气泡的合并更容易,流型转变发生提早。从图中还可以看出,合并汽泡区向搅拌流转变时,由于实验通道宽,液相表观速度小,流体的温度梯度较小,因此转变线的斜率仍为正值。当搅拌流向环状流转变时,主流已经充分饱和,气相表观速度基本保持恒定。以上两点与文献<sup>[6]</sup>的研究是一致的。

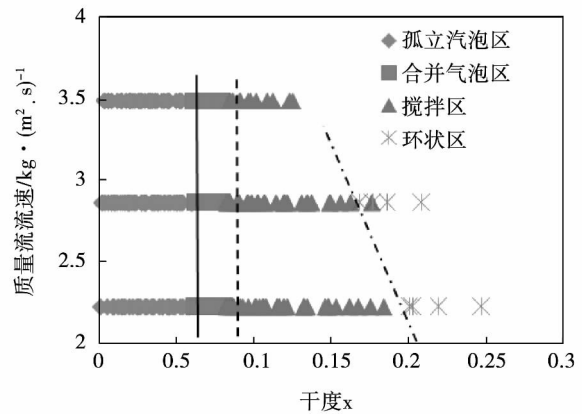


图 3 质量流流速 - 干度流型图

Fig. 3 Chart showing the mass flow speed-dryness flow patterns

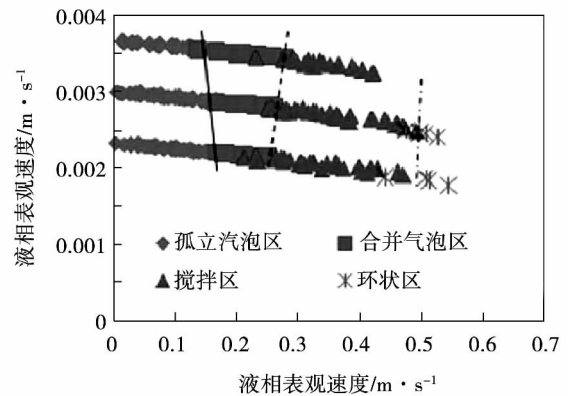


图 4 气相 - 液相表观速度流型图

Fig. 4 Chart showing the gas-phase-liquid-phase apparent speed flow patterns

### 2.3 流型图对比

表 1 给出了其它文献中矩形窄通道两相流型的实验参数对比,文献<sup>[2-4]</sup>是在空气-水的绝热条件下测出的两相流型,文献<sup>[5-6]</sup>在水加热工况下

的两相流型。

表 1 试验工况对比表

Tab. 1 Table showing the contrast of the test conditions

研究者	通道尺寸和方向	流体	加热条件	压力
思勤	竖直, 矩形通道: 4 × 140 mm	空气 - 水	绝热	--
Xu	竖直, 矩形通道: 1.0 × 12 mm	空气 - 水	绝热	0.1 MPa
Mishima	竖直, 矩形通道: 2.45 × 40 mm	空气 - 水	绝热	0.1 MPa
Hosler	竖直, 矩形通道: 3.175 × 25.4 mm	蒸汽 - 水	加热	1.0 MPa
Wang	竖直, 矩形通道: 3 × 40 mm	蒸汽 - 水	加热	0.4 - 1.0 MPa

Fair 流型图是以  $1/X_{tt} - G_t$  为双参数的流型图。图 5 给出了实验数据与思勤的水 - 空气绝热流动的流型对比。由图可知, 实验的泡状流 - 弹状流和弹状流 - 搅拌流的转变曲线较晚, 这可能是因为在水单侧加热的两相流中, 由于通道深度上存在温度梯度, 当主流还是过冷时饱和液体层已经产生气泡, 而进入过冷主流的气泡将被冷凝, 这使得气泡区大大延长。

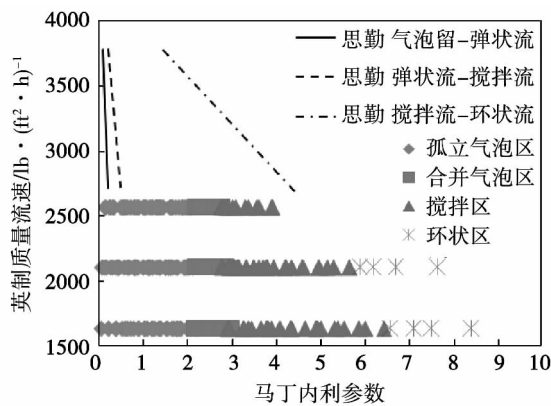


图 5 马丁内利参数 - 质量流速流型图对比

Fig. 5 Contrast of Martinelli parameter-mass flow rate flow pattern diagram

图 6 给出了实验数据与 Xu 及 Mishima 的空气 - 水的绝热两相流的对比。与前述原因相同, 在绝热两相流时, 气泡流 - 搅拌流的转换界线斜率为正, 而单侧加热两相流的孤立气泡流 - 合并气泡流的转变界线的斜率为负值, 即流型转变线的气相表观速度随着液相表观速度的增大而减小。同时实验的搅

拌流 - 环状流的气相表观速度要小得多, 这可能是通道的宽深比大, 气泡合并更容易, 从而流型转变提前。

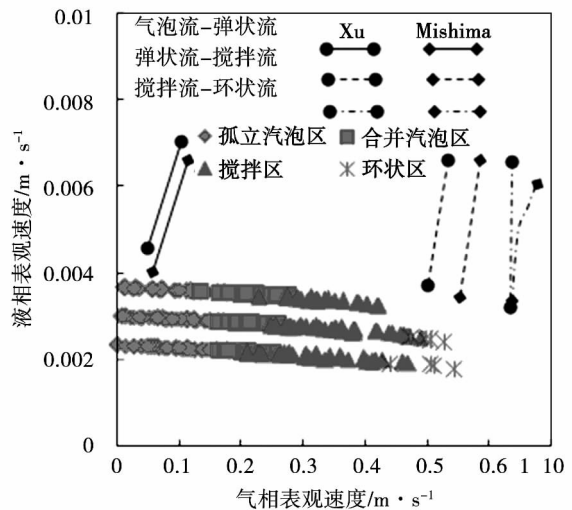


图 6 与空气 - 水流型图对比

Fig. 6 Contrast with the air-water flow pattern diagram

图 7 是与 Wang 及 Hosler 的水 - 水蒸汽流型图的比较。从图中可以看出, wang 的流型转变趋势与实验流型相似, 但是实验中流型转变的气相表观速度更低。可能的原因有两个: (1) 实验中的流体压力更小, 气泡膨胀更明显, 更容易聚合成大气泡。(2) 实验通道的宽深比更大, 受深度方向的限制, 气泡沿长度和宽度方向膨胀更明显, 从而在气相表观流速较小时即有可能发生流型转变。

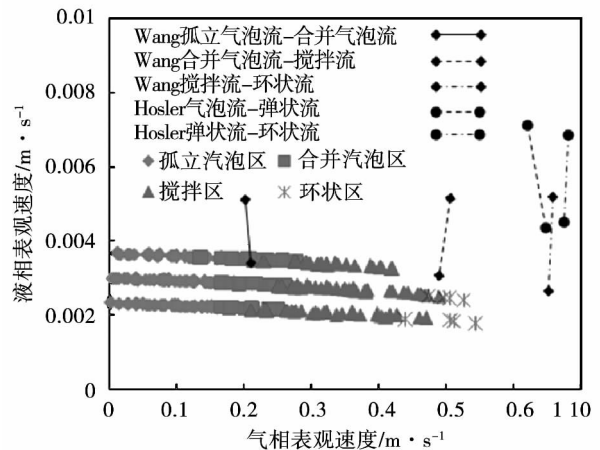


图 7 与蒸汽 - 水流型图对比

Fig. 7 Contrast with the steam-water flow pattern diagram

### 2.4 与流型转换模型比较

图 8 给出了实验数据与两个流型转换模型比较。文献 [7]认为当汽芯中的气相表观速度足以夹带液滴时出现环状流。因此,形成稳定环状流的最小气相表观速度为:

$$J_g = \frac{3.1 \times [\sigma g(\rho_L - \rho_g)]^{0.25}}{\rho_g^{0.5}} \quad (8)$$

式中:  $\sigma$ —流体的表面张力, N/m;  $g$ —重力加速度,  $m/s^2$ 。

对比 Taitel 的模型,流型转变的气相表观速度远高于本实验数据,原因是窄通道的尺度效应促使了气泡的合并行为,使得流型转变提前。

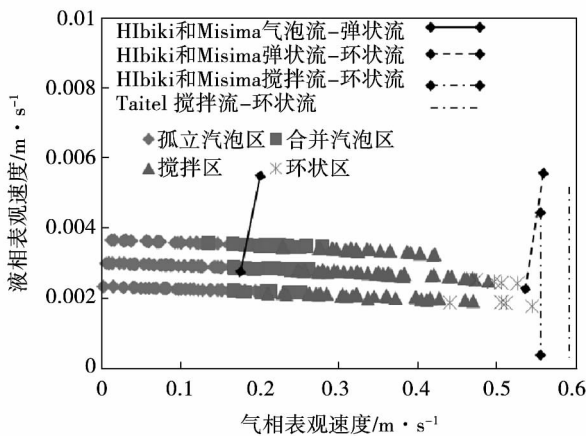


图 8 与现有流型转换模型比较

Fig. 8 Comparison with the currently available flow pattern transformation model

Hibiki 和 Mishima 认为窄通道内气泡流向弹状流转变的空泡份额为 0.2,弹状流或搅拌流向环流转变时,气相表观速度为定值。对于孤立气泡流的界线,Hibiki 和 Mishima 的理论模型与实验数据趋势不同,根据前面分析是由于不同的热力边界条件造成的。对于弹状-环状流和搅拌-环状流的转变,实验数据与理论模型趋势相同,但汽相表观速度要小得多,这可能是实验中通道的宽深比更大,实验的压力更低,使得气泡合并更容易。因此有必要开发一种新的兼有流体压力和窄通道尺寸的用以预测单侧水加热时沸腾两相流的理论模型。

### 3 结 论

对单侧加热的 250 mm × 3.5 mm 竖直上升矩形窄通道内水沸腾流型进行可视化研究,得出以下结论:

(1) 其两相流的主要流型为孤立气泡流、合并气泡流、搅拌流和环状流。由于通道截面宽,不会出现弹状流。

(2) 水单侧加热窄通道内的深度方向上存在温度梯度,使得主流过冷时气泡提前产生,孤立气泡区延长,而且孤立泡状流的转变界线斜率为负。

(3) 窄通道的宽深比和流体压力影响了流型转变的表观速度,压力越低,宽深比越大,气泡的合并越容易,流型转变的气相表观速度更低。

(4) 现有的流型转变标准不能很好的预测不同压力下和不同宽深比的窄通道内单侧加热水的两相流型转变,因此有必要开发新的理论预测模型。

### 参考文献:

[1] 刘效德,陶乐仁,郑志皋,等.垂直矩形窄通道换热特性实验研究[J].制冷学报,2014,35(1):14-19.  
LIU Xiao-de,TAO Le-ren,ZHENG Zhi-gao,et al. Experimental study of the heat exchange characteristics of a vertical rectangular narrow channel[J]. Journal of Refrigeration 2014,35(1):14-29.

[2] 思勤,王会军,黄鸿鼎.垂直矩形窄缝通道内气液两相流型的研究[J].化工学报,1990,(6):745-753.  
SI Qin,WANG Hui-jun,HUANG Hong-ding,et al. Study of gas-liquid two-phase flow patterns in a vertical rectangular narrow channel [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering,1990,(6):745-753.

[3] Xu. J. Experimental study on gas-liquid two-phase flow regimes in rectangular channels with mini gaps [J]. Int. J. Heat Fluid Flow. 1999,20:422-428.

[4] Mishima K,Hibiki T,Nishihara H. Some characteristics of gas-liquid flow in narrow rectangular ducts [J]. Int. J. Multiphase Flow, 1993,19:115-124.

[5] Hosler E R. Flow patterns in high pressure two-phase (steam-water) flow with heat addition [J]. AIChE Symp. Ser. 1968,64:54-66.

[6] Jun-feng WANG,Yang-ping HUANG,Yan-lin WANG. Photographic study on two-phase flow patterns of water in a single-side heated narrow rectangular channel [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 2011,133(5):529-535.

[7] Taitel Y,Bornea D,Dukler A E. Modelling Flow Pattern Transitions for Steady Upward Gas-Liquid Flow in Vertical Tubes [J]. AIChE J. 1980(26):345-354.

[8] Mishima K,Ishii M. Flow Regime Transition Criteria for Upward Two-Phase Flow in Vertical Tubes [J]. Int. J. Heat Mass Transfer,1984.

[9] Hibiki T,Mishima K. Flow Regime Transition Criteria for Upward Two-Phase Flow in Vertical Narrow Rectangular Channels [J]. Nucl. Eng. Des. 2001(203):117-131.

[10] Ishii M. One-Dimensional Drift-Flux Model and Constitutive Equations for Relative Motion Between Phases in Various Two-Phase Flow Regimes. ANL Report,1977.

[11] Thome J R. Boiling in microchannels: a review of experiment and theory [J]. International Journal of Heat Fluid Flow,2004(25):129-139.

(陈滨 编辑)

ature on turbine blades. **Key Words:** finite volume method ,weighted least square method ,gas-heat coupling ,transition

肋片振动对带肋矩形通道内流动和换热影响的数值研究 = **Numerical Study of the Influence of the Rib Vibration on the Flow and Heat Exchange in a Rectangular Channel with Ribs** [刊 汉] SHEN Jia-huan ,GE Li-shun ,SONG Ping ,WANG Hong-guang ( College of Energy Source and Power Engineering ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29( 6) . -617 -621

Numerically simulated were the flow and heat exchange characteristics of a rectangular straight channel with ribs being vibrated in a two-dimensional flow field based on the Fluent mobile grid and UDF ( user defined function) programming technology and analyzed was the influence of the amplitude and frequency on the heat exchange characteristics. The numerical calculation results show that compared with the heat exchange in a static rectangular straight channel with ribs ,the vibration has a certain influence on the heat exchange and with an increase in the amplitude and frequency ,the heat exchange effectiveness intensified by the vibration becomes more and more evident. In the meantime ,the vibration can also force the configuration in the flow field inside the channel to be changed and to increase either amplitude or frequency can make the static pressure in the channel quickly increase. During the vibration ,the two vortices in different sizes existing between the two ribs inside the channel will become smaller and smaller one after another with an increase of the amplitude and frequency until they are all finally carried away by the main stream. **Key Words:** vibration ,intensified heat exchange ,rectangular straight channel with ribs ,numerical simulation

竖直矩形窄通道内水沸腾换热的流型研究 = **Study of the Water Boiling Heat Exchange Flow Pattern in a Vertical Rectangular Narrow Channel** [刊 汉] YANG Li-hui ,TAO Le-ren ,HUANG Li-hao ( Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) ,WANG Xiao-song ( Ingersoll Rand Asia and Pacific Ocean Engineering Technology Center ,Shanghai ,China ,Post Code: 200051) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29( 6) . -622 -626

By employing the visualization method ,observed was the two-phase pattern of a water flow heated at a single side in a vertical narrow channel. It has been found that there mainly exist four kinds of flow pattern ,namely ,isolated bubble flow ,combined bubble flow ,agitation flow and annular flow. Contrasted with the flow pattern charts under the similar operating conditions given in the literatures ,it has been discovered that the flow pattern transition has some-

thing to do with the width-depth ratio of the channel ,fluid pressure and heating condition. Compared with the currently available flow pattern transition criteria ,the most transition boundaries of the flow patterns cannot be predicted very well ,therefore ,it is necessary to develop a new theoretical model for predicting the transition of the water-steam two-phase flow pattern of a flow heated at a single side of a narrow channel. **Key Words:** thermodynamics ,rectangular narrow channel ,water heating ,flow pattern chart ,transition criterion ,visualization study

静止流体中颗粒污垢沉积模型数值模拟 = **Numerical Simulation of the Granular Foul Deposition in a Static Fluid** [刊 汉] XU Zhi-ming ,SUN Mei ( Northeast University of Electric Power ,Jilin ,China ,Post Code: 132012) , ZHANG Yi-long ( North China University of Electric Power ,Beijing ,China ,Post Code: 102206) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29( 6) . -627 -632

To study the law governing the granular foul deposition in a static fluid ,a granular foul deposition model was established based on the solid-liquid two-phase flow theory and the diffusion theory ,by using the numerical simulation method ,changes of the granular deposition speed ,concentration and deposition quantity with the deposition process were analyzed and studied with the law controlling the deposition of particles with a diameter being greater than 5  $\mu\text{m}$  being obtained: all the granular deposition speed ,concentration and deposition quantity assume a step-by-step progressive type tendency and the particles finally deposit to the bottom at a constant deposition speed. The closer to the bottom ,the shorter the deposition time. The closer to the surface ,the quicker the change of the concentration. When the simulation value and the test one are analyzed and contrasted ,it has been found that both are in relatively good agreement and their error is within the range permitted. **Key Words:** granular foul ,deposition ,model ,numerical simulation ,test verification

分离型热管单管回路传热特性实验研究 = **Experimental Study of the Heat Transfer Characteristics of the Single Tube Loop of a Separate Type Heat Pipe** [刊 汉] YI Chong-chong ,WANG Wen ,WANG Bo-jie ZHENG Wen-long ( Refrigeration and Cryogenics Research Institute ,Shanghai Jiaotong University ,Shanghai ,China ,Post Code: 200240) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29( 6) . -633 -638

As high efficiency non-energy-driven heat transfer elements ,separate type heat pipes have obtained a wide use in industry. With ammonia serving as the working medium ,an experimental study was performed of the single tube loop of a separate type heat pipe. In this connection ,the influence of the temperature of the heat source and the liquid filling rate on the heat transfer performance of the heat pipe was mainly discussed. The test results show that the higher the temperature of the heat source ,the higher the working temperature in the heat pipe and the larger the