

DOI: 10.7652/xjtub201405009

矩形通道内高速蒸汽与过冷水直接接触凝结换热流型的实验研究

李涛, 宗潇, 杨小平, 刘继平

(西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为研究有限通道内高速蒸汽与过冷水直接接触凝结换热(DCC)过程中汽液相界面的演化规律,搭建了具有矩形截面结构喷嘴及通道的可视化实验台,获得了入口蒸汽压力为0.1~0.45 MPa、入口过冷水压力为0.1~0.4 MPa以及入口过冷水温度为30℃条件下DCC过程的凝结形态,得到了基于入口参数的流型图。研究表明:矩形通道内DCC过程的典型流动形态可划分为蒸汽区、过冷水区、汽液混合层、回流区和均匀泡状流区,蒸汽区与汽液混合层之间有清晰的相界面;在不同的入口参数下会出现泡状流、界面振荡射流、尾部振荡射流、稳定射流和发散射流等凝结形态。获得了各种流型的下壁面温度分布规律,并通过计算,得到稳定射流的换热系数为 $5.2\sim 9.0\text{ MW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{℃}^{-1}$ 。

关键词: 直接接触凝结换热;矩形通道;流型;实验研究

中图分类号: TK2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)05-0050-06

Experimental Study on Flow Patterns of Direct Contact Condensation Between Steam Jet and Subcooled Water Flow in Rectangular Channel

LI Tao, ZONG Xiao, YANG Xiaoping, LIU Jiping

(Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering of MOE, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To fundamentally understand the details of steam-water interface, visual investigation is conducted in a rectangular channel with rectangular nozzles. The flow fields of DCC are filmed when the steam pressure, subcooled water pressure and subcooled water temperature at the device inlet get 0.1-0.45 MPa, 0.1-0.4 MPa, and 30℃ respectively. Moreover, a condensation regime map based on the inlet parameters is achieved. The result indicates that the process of DCC in a rectangular channel can be divided into five regions: steam region, subcooled water region, mixture layer, backflow region and homogenous bubble region. The interface between steam region and mixture layer is clearly observed. Under various inlet steam and water conditions, the flow patterns of DCC can be characterized as bubble flow, interface oscillation, tail oscillation, stable jet and divergent jet. The temperature distribution on the bottom wall is obtained, and the average heat transfer coefficient of stable jet is found to be within the range of $5.2\sim 9.0\text{ MW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{℃}^{-1}$.

Keywords: direct contact condensation; rectangular channel; flow pattern; experimental study

收稿日期: 2013-09-30。 作者简介: 李涛(1988—),男,硕士生;刘继平(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金重点资助项目(51176147)。

网络出版时间: 2014-02-26

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20140226.1417.032.html>

汽液两相流喷射式热交换器是一种高速蒸汽与过冷水在有限空间内完成直接接触凝结换热(Direct Contact Condensation,DCC)的设备,具有体积紧凑、换热强度高、可回收换热过程中的有用能进行升压等优点,在工业生产中具有广泛的应用前景。

在 DCC 过程中,汽液相界面是质量、动量和能量的主要传输场所,很多学者对于这一现象进行了研究。Celate 等对低速蒸汽在层流水平过冷水表面的直接接触凝结过程进行了理论研究,发现温度梯度集中在汽液界面的液体侧,相界面按等温面处理获得的层流对流换热理论模型,其计算结果与实验结果符合良好^[1];Chun 等通过实验研究了大空间内音速蒸汽在过冷水中水平射流的流动和凝结特性,将稳定射流含汽区的汽羽分为圆锥形和椭圆形得到的平均换热系数为^[2] $1.0\sim3.5\text{ MW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{C}^{-1}$;Xu 等对水流中的蒸汽射流进行了实验研究,通过热平衡方法计算得到稳定射流的平均换热系数为^[3] $0.34\sim11.36\text{ MW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{C}^{-1}$;Wu 等对大空间超音速蒸汽浸没射流进行了研究,获得了汽羽最大膨胀比、无量纲收缩长度及换热系数等参数^[4]。

当高速蒸汽与过冷水在有限通道内进行直接接触凝结换热时,由于通道壁面对流体产生的剪切力,导致汽液相界面迅速地撕裂、破碎,使 DCC 过程表现出截然不同的特点。现有研究主要针对有限通道内汽液的流动特性^[5],而对换热特性的研究相对较少。Malibashev 等通过实验研究了不同工况下通道内流动参数的变化规律,采用过冷水进出口平均温度所对应的饱和压力作为汽液两相的混合压力^[6]。Deberne 等对通道内的流动过程进行了可视化研究,采用 γ 射线测定了混合腔内含汽率的变化,发现截面平均含汽率在凝结过程中不断增加,并且刚接触时空泡率上升迅速,然后逐渐趋于常数直至产生凝结激波^[7]。与大空间中相比,有限通道内高速蒸汽与过冷水的 DCC 过程缺乏系统的研究,有很多基本问题尚未完全研究。

由于现有实验研究采用的圆柱形轴对称结构无法直观获得相界面的变化,因此设计搭建了矩形通道结构的高速蒸汽与过冷水 DCC 过程的可视化实验台,通过营造准二维平面流动结构,采用高速摄像机拍摄流动过程,研究相界面的演化规律,并通过分析其温度和压力参数,揭示其流动换热机理,为有限通道内高速蒸汽与过冷水 DCC 过程的理论研究及工业应用提供理论依据。

1 实验系统及方法

1.1 实验系统

矩形通道内高速蒸汽与过冷水 DCC 可视化实验系统如图 1 所示,系统主要由可视化测试段、蒸汽锅炉、给水泵、回水泵、主副水箱、阀门、高速摄像机、点光源、冷却塔和管路系统等组成。

测试段结构如图 2 所示,主体为不锈钢,可视化窗口由前后壁面加装的耐高温玻璃与流道上下壁面构成。测试段主要几何尺寸如表 1 所示。为了研究混合腔内温度和压力参数的分布规律,在流道上下壁面分别布置 11 组测点进行温度测量,测点位置如图 2 所示。

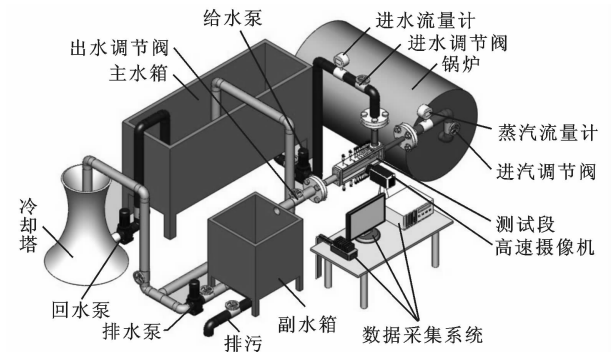


图 1 实验系统图

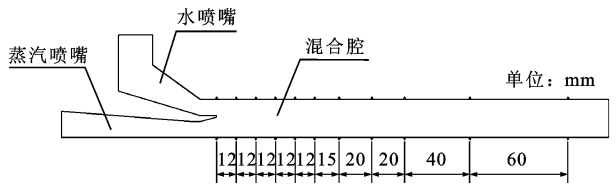


图 2 可视化测试段示意图

表 1 实验条件

参数	数值
入口过冷水压力 P_w/MPa	0.1~0.4
入口过冷水温度 t_w/C	30
入口蒸汽压力 P_s/MPa	0.1~0.45
蒸汽喷嘴喉部尺寸/mm×mm	8×8
蒸汽喷嘴出口尺寸/mm×mm	10×10
混合腔尺寸/mm×mm	19×10
混合段长度/mm	250

本实验使用全自动电热蒸汽锅炉,最大蒸汽流量为 $0.4\text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$;实验中高速数字摄像机设置采样频率为 $3\,500\text{ Hz}$;压力测量采用量程为 $0\sim1.0\text{ MPa}$ 的绝对压力变送器,满量程精度为 0.1% ;温度测量

采用精度为 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的 K 型热电偶,在使用前统一用标定水槽进行标定。

1.2 蒸汽质量流量的计算

本实验中采用缩放形蒸汽喷嘴。当运行压比低于临界压比时,蒸汽在喷嘴内已经达到临界状态,因此其质量流量仅与入口蒸汽的状态和喷嘴喉部截面积有关^[8]

$$m_s = A_{cr} \left(\frac{2\kappa}{\kappa+1} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{2/(\kappa-1)} P_{0s} \rho_{0s} \right)^{1/2} \quad (1)$$

式中: m_s 为蒸汽质量流量; A_{cr} 为喷嘴喉部截面积; κ 为绝热指数,饱和蒸汽取 1.135; P_{0s} 为喷嘴入口蒸汽压力; ρ_{0s} 为喷嘴入口蒸汽密度。

1.3 不确定度分析

实验中存在的系统误差与测量误差必然会影响实验结果的准确性,本文使用 Moffat 的方法^[9]对实验结果的不确定度进行分析。假设间接测量变量 R 是独立的直接测量量 $X_1, X_2, \dots, X_n$ 的函数,则 R 的不确定度为

$$\delta R = \left\{ \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (2)$$

根据实验系统中测量仪器的精度和上述不确定度的计算方法,可以计算得出本实验参数范围内压力、温度、蒸汽质量流量、换热系数的不确定度分别为 1.0%、3.3%、2.5% 和 10.2%。

2 凝结形态分析

2.1 稳定射流的凝结形态分析

在一定的入口蒸汽与过冷水参数下,矩形通道内高速蒸汽与过冷水的 DCC 过程会出现稳定射流。图 3 为 $P_s=0.3\text{ MPa}$ 、 $P_w=0.1\text{ MPa}$ 时通道内的流动形态,可划分为蒸汽区、过冷水区、汽液混合层、回流区和均匀泡状流区,蒸汽区与汽液混合层之间有清晰的汽液相界面。

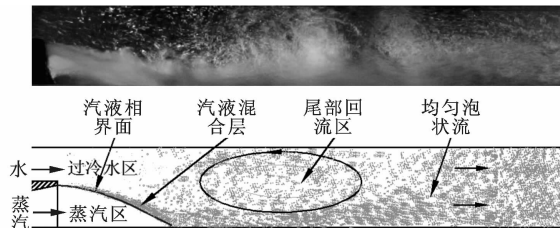


图3 稳定射流的凝结形态

在蒸汽区内,喷嘴出口的蒸汽具有较高的速度,动量与能量较大,保持单相透明的状态,在流动过程中,受过冷水压力、温度以及自身流动特性的影响形成一系列膨胀波与压缩波,出现与相关研究中类似

汽羽形状的膨胀与收缩^[4]。

在蒸汽区上部,水喷嘴出口与尾部回流区之间的区域为过冷水区。在此区域内,过冷水由于受到在蒸汽喷嘴出口处形成的真空的影响不断被加速;与此同时,由于压力降低,过冷水中溶解的气体不断析出,产生少量的气泡。

在蒸汽区与汽液混合层之间为汽液相界面。不少学者利用分子动力学理论进行模拟,从分子水平上揭示出汽液界面可能是一个有几个分子到几十个分子层厚度的区域^[10]。本文通过实验观察确认了汽液相界面的存在。

汽液相界面与过冷水区之间为汽液混合层,此区域为汽液共存且呈乳白色的区域,蒸汽以小气泡的形式存在并且产生小尺度的旋涡,温度为局部压力下的饱和温度,湍流脉动产生的小旋涡对汽液相界面的形状以及界面传输有非常大的影响^[11]。

在相界面的下游为由大量气泡与水组成的回流区。在此区域内,高速蒸汽与过冷水进行强烈的动量、能量交换,使相界面附近的过冷水水流速度相对较大,从而在相界面下游上方产生大尺度的回流涡。该回流涡将大量气泡输送至过冷水区的下游并产生剧烈的掺混作用,使流动形态很快转为均匀泡状流。

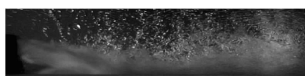
2.2 凝结流型研究

如图 4 所示,根据大量的可视化实验数据,在不同的入口参数下矩形通道内 DCC 过程会出现泡状流、界面振荡射流、尾部振荡射流、稳定射流和发散射流等凝结形态。

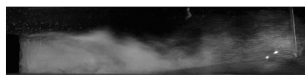
当入口蒸汽压力小于过冷水压力时,实验中观



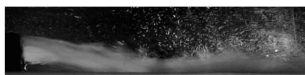
(a)泡状流



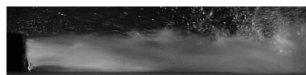
(b)界面振荡射流



(c)尾部振荡射流



(d)稳定射流



(e)发散射流

图4 凝结形态图

察到了泡状流($P_s=0.25\text{ MPa}$ 、 $P_w=0.3\text{ MPa}$),此时蒸汽喷嘴出口处不能形成稳定的射流,蒸汽在喷嘴内聚集成气泡,在喷嘴出口附近即发生凝结;当入口蒸汽压力较小且略大于入口水压时形成了界面振荡射流($P_s=0.2\text{ MPa}$ 、 $P_w=0.1\text{ MPa}$),汽液相界面存在但比较模糊,并且整个界面以一定的频率剧烈上下摆动;当入口蒸汽压力较大且稍大于入口水压时为尾部振荡射流($P_s=0.4\text{ MPa}$ 、 $P_w=0.3\text{ MPa}$),蒸汽在喷嘴出口处形成射流,在距喷嘴出口较近的范围内观察到了清晰的汽液相界面,但在射流尾部,相界面剧烈地上下摆动,汽液混合层厚度较大且以一定的频率振荡;当入口蒸汽压力相对过冷水压力较大时观察到了稳定射流($P_s=0.45\text{ MPa}$ 、 $P_w=0.2\text{ MPa}$),汽液相界面稳定且清晰,上一节中介绍的区域均会出现;当入口蒸汽压力远大于入口水压时,由于过冷水冷凝能力不足,形成了发散射流($P_s=0.4\text{ MPa}$ 、 $P_w=0.15\text{ MPa}$)。

2.3 流型随入口参数的变化规律

2.3.1 入口蒸汽压力 如图 5 所示为入口过冷水压力保持不变时,流型随入口蒸汽压力的变化规律。从图中可以看出,随着蒸汽压力的增大,射流开始发生并且汽液相界面逐渐变得稳定、清晰,射流穿透长度逐渐增加。当蒸汽压力较小时为泡状流,随着蒸汽压力的增大形成尾部振荡射流和稳定射流。

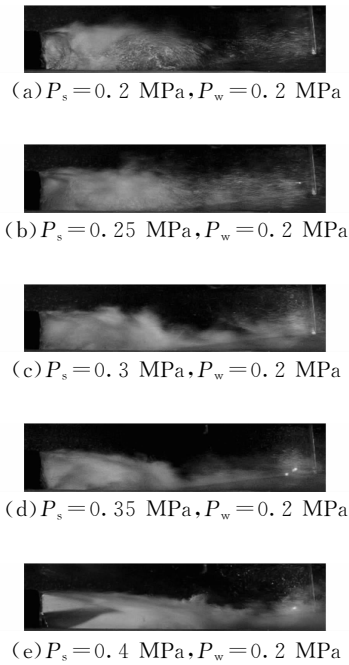


图 5 流型随入口蒸汽压力的变化规律

2.3.2 入口过冷水压力 图 6 为入口蒸汽压力保持不变时,流型随入口过冷水压力的变化规律。从

图中可以看出,随着入口过冷水压力的增大,射流逐渐变得不稳定,汽液相界面逐渐变得不稳定直至消失,射流穿透长度逐渐减小,流型从稳定射流逐渐变为泡状流。

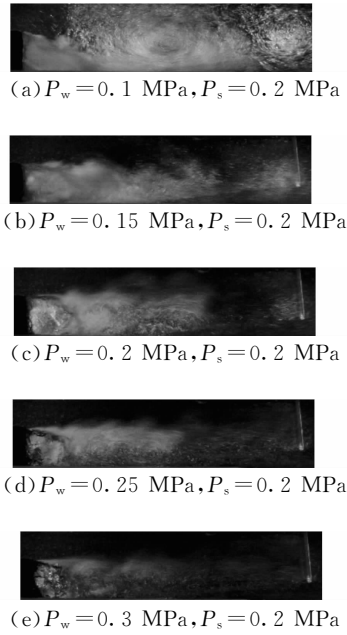


图 6 流型随入口过冷水压力的变化规律

2.3.3 流型图 对矩形通道内高速蒸汽与过冷水 DCC 流动特性实验的研究发现,在入口水温保持不变时,射流凝结形态主要由入口蒸汽压力、入口过冷水压力决定。本文在实验研究的基础上建立了矩形通道内高速蒸汽与过冷水 DCC 流型图,如图 7 所示。从图中可以看出,当入口蒸汽压力较小时,不能形成射流,在较大区域内出现泡状流;当过冷水压力较小时,随着入口蒸汽压力的相对升高,流型依次为泡状流、界面振荡射流、稳定射流和发散射流;当过冷水压力较大时,过冷水对蒸汽区影响较大,在较大的参数范围内出现了尾部振荡射流。

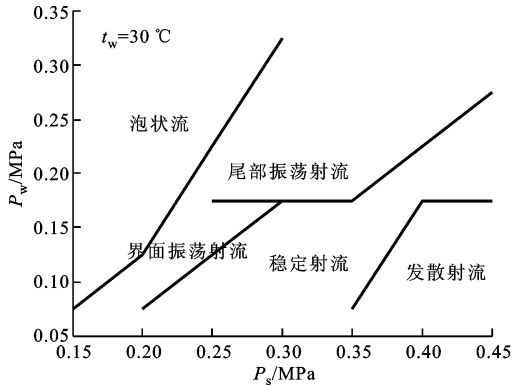
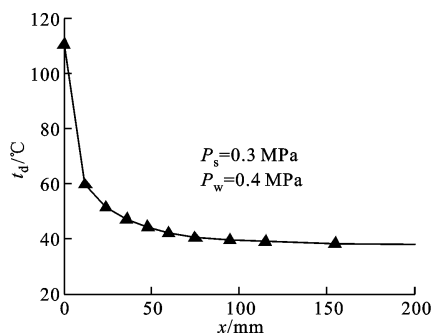


图 7 凝结流型图

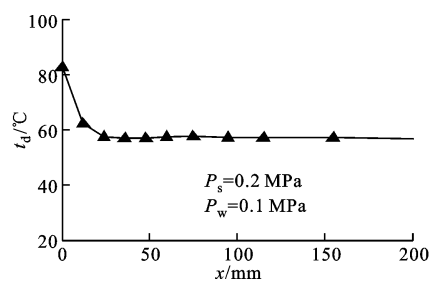
2.4 通道下壁面温度分布

本文针对不同流型测定了通道下壁面温度分布,分析了不同流型所对应的温度分布规律。

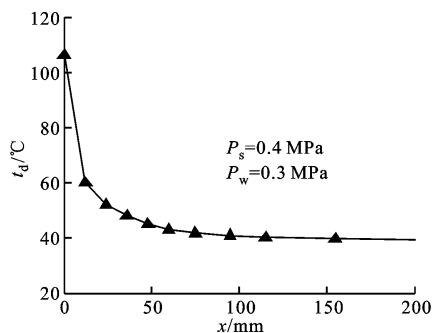
图8为通道下壁面中心轴线温度 t_d 的分布情况。可以看出:当泡状流、界面振荡射流和尾部振荡



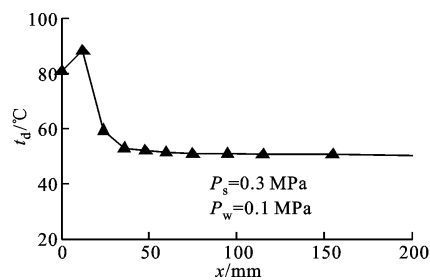
(a) 泡状流



(b) 界面振荡射流



(c) 尾部振荡射流



(d) 稳定射流

图8 通道下壁面中心轴线处的温度分布

射流发生时,由于射流不稳定,外部过冷水对内部蒸汽影响较大,内部蒸汽不能维持自身的流动状态,在喷嘴出口处即被凝结,温度在 0~40 mm 范围内快速下降;当发生稳定射流时,在蒸汽区内出现峰值,这是因为在稳定射流内部产生了膨胀波与压缩波,这与 Wu 等的研究结果^[4]是一致的。

3 凝结换热系数计算

由于稳定射流汽液相界面清晰且稳定,其面积较易获得。本文采用图像分析的方法测得汽液相界面的长度,进而可得汽液相界面的面积。

本文采用两种方法计算了矩形通道内 DCC 过程稳定射流的平均换热系数:方法1根据水侧能量平衡,通过计算过冷水的吸热量,取蒸汽与过冷水的对数平均温差为平均换热温差,计算得到了基于水侧的平均换热系数;方法2从蒸汽侧出发,通过计算蒸汽放热量,同样取对数平均温差为换热温差,计算得到了基于蒸汽测的平均换热系数。采用两种方法计算得到的换热系数如表2所示。

方法1 根据水侧能量守恒有

$$h_{ave} = \frac{G(t_{w2} - t_{w1})c_p}{\Delta t A} \quad (3)$$

式中: G 为进口水流量; t_{w2} 为混合腔出口水温; t_{w1} 为入口水温; $c_p = 4.2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ 为水的比热容; A 为汽液相界面面积; h_{ave} 为平均换热系数; Δt 为对数平均温差。

方法2 根据汽侧能量守恒有

$$h_{ave} = \frac{m_s h_{fg}}{\Delta t A} \quad (4)$$

式中: h_{fg} 为凝结潜热。

本文计算得到的平均换热系数为 $5.2 \sim 9.0 \text{ MW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$,比 Chun ($1.0 \sim 3.5 \text{ MW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)^[2] 以及 Wu ($0.63 \sim 3.44 \text{ MW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)^[4] 的计算结果略大一些。这是因为 DCC 换热过程的阻力主要集中在水侧^[12],由过冷水的湍流运动产生的旋涡增强了汽液之间的质量与能量传递;另一方面,本文中的过冷水处于流动状态,蒸汽凝结产生的热水会沿着通道流向下游,蒸汽周围随时保持新鲜且温度较低的过冷水,提高了汽液间的换热温差,换热强度增加。由于本文中观测到的稳定射流工况较少,影响换热系数的参数及其随各参数的变化规律有待进一步研究。

表 2 平均换热系数计算结果

参数	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5	工况 6	工况 7
P_s/MPa	0.25	0.3	0.3	0.35	0.4	0.45	0.45
P_w/MPa	0.1	0.1	0.15	0.15	0.2	0.2	0.25
喷嘴出口压力 P_o/MPa	0.06	0.05	0.08	0.06	0.08	0.08	0.11
$t_{w1}/^\circ\text{C}$	30.0	30.0	30.0	30.0	30.0	30.0	30.0
$t_{w2}/^\circ\text{C}$	53.4	50.0	44.5	44.0	43.4	45.7	44.2
$m_s/\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	0.024	0.029	0.029	0.033	0.038	0.042	0.042
$G/\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	0.53	0.77	1.07	1.41	1.71	1.54	1.77
$A/10^4\text{m}^2$	1.7	1.8	1.7	2.4	3.0	2.3	2.1
h_{ave} (方法 1)	7.0	8.6	7.8	6.7	5.2	8.0	7.6
h_{ave} (方法 2)	7.9	9.0	8.2	6.8	5.2	7.8	7.5

4 结 论

本文研究了矩形通道内高速蒸汽与过冷水 DCC 过程的凝结形态,根据其特点,将流动区域划分为蒸汽区、过冷水区、汽液混合层、回流区和均匀泡状流区;在实验中观察到了泡状流、界面振荡射流、尾部振荡射流、稳定射流和发散射流 5 种流型;在稳定射流下,蒸汽区与汽液混合层之间存在清晰且稳定的汽液相界面。研究表明,射流凝结形态主要由入口参数决定,得到了基于入口蒸汽压力与入口过冷水压力的流型图。

对矩形通道下壁面中心轴线处的温度分布进行了分析,计算得到矩形通道内 DCC 过程稳定射流的换热系数为 $5.2\sim9.0\text{ MW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^\circ\text{C}^{-1}$ 。

参考文献:

[1] CELATA G P, CUMO M, FARELLO G E, et al. Direct contact condensation of steam on a horizontal surface of water [J]. Heat and Mass Transfer, 1987, 21 (2/3): 169-180.

[2] CHUN M H, KIM Y S, PARK J W. An investigation of direct condensation of steam jet in subcooled water [J]. International Communications of Heat and Mass Transfer, 1996, 23(7): 947-958.

[3] XU Qiang, GUO Liejin, ZOU Suifeng, et al. Experimental study on direct contact condensation of stable steam jet in water flow in a vertical pipe [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 66: 808-817.

[4] WU Xingzhuang, YAN Junjie, SHAO Shufeng, et al. Experimental study on the condensation of supersonic steam jet submerged in quiescent subcooled water: steam plume shape and heat transfer [J]. International Journal of Multiphase Flow, 2007, 33 (12): 1296-

1307.

[5] YAN Junjie, SHAO Shufeng, LIU Jiping, et al. Experiment and analysis on performance of steam-driven jet injector for district-heating system [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(8): 1153-1167.

[6] MALIBASHEV S K. Experimental investigation of transparent models of steam-water injector with a convergent nozzle [J]. Atomic Energy, 2001, 90(6): 469-474.

[7] DEBERNE N, LEONE J F, LALLEMAND A. Local measurements in the flow of a steam injector and visualization [J]. International Journal of Thermal Science, 2000, 39(9): 1056-1065.

[8] 沈维道,郑佩芝,蒋谈安. 工程热力学 [M]. 2 版. 北京: 高等教育出版社, 1983: 239-261.

[9] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(1): 3-17.

[10] 王遵敬,陈民,过增元. Lennard-Jones 流体汽液界面的分子动力学研究 [J]. 清华大学学报, 2001, 41(2): 80-83.

WANG Zunjing, CHEN Min, GUO Zengyuan. Molecular dynamics study of the Lennard-Jones liquid-vapor interface [J]. Journal of Tsinghua University, 2001, 41(2): 80-83.

[11] PETROVIC A. Analytical study of flow regimes for direct contact condensation based on parametrical investigation [J]. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 2005, 127(1): 20-25.

[12] KIM Y S, PARK J W, SONG C H. Investigation of the stem-water direct contact condensation heat transfer coefficients using interfacial transport models [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2004, 31(3): 397-408.

(编辑 荆树蓉)