

竖壁外含不凝气蒸汽凝结过程的数值模拟

王效嘉, 田茂诚, 魏民, 衣秋杰, 李亚鹏, 贾文华

(山东大学 能动学院热科学研究所, 济南, 250061, Email: Wangxj95@mail.sdu.edu.cn)

摘要: 该数值模拟建立了二维模型, 研究了竖壁外含不凝气的蒸汽的凝结过程。计算结合改进的壁面冷凝模型和 VOF 模型对凝结过程中不凝气层的变化规律及液膜的演变形态进行瞬态计算。通过 UDF 将气相和液相的源项添加在控制方程中, 同时将计算结果和实验结果进行对比证明了数值模拟结果的可靠性。计算结果表明, 在凝结过程的初期会产生高浓度不凝气层, 随着凝结过程的深入, 不凝气扩散回主流气体; 凝结液膜会出现波动, 滑动及脱落等动态现象; 凝结换热量占比可达 90% 以上, 液膜热阻占总热阻的 20%~26%。

关键词: 凝结换热; 不凝气层; 传热传质; 液膜形态

1 物理模型

本研究对含不凝气体的蒸汽在竖壁外的冷凝过程进行了数值模拟, 其中不凝气为空气。冷凝过程包括: 壁面附近混合气体中的水蒸气遇到过冷壁面发生凝结产生凝结水; 凝结水汇聚成液膜; 不凝气体不发生冷凝在液膜表面积聚形成高浓度不凝气层; 随着凝结的深入不凝气层逐渐扩散回主流^[1]。本研究使用 Fluent 进行数值计算, 结合壁面冷凝模型^[2-3], VOF 模型以及组分输运模型对含不凝气蒸汽的凝结过程进行瞬态计算, 物理模型如图 1 所示。

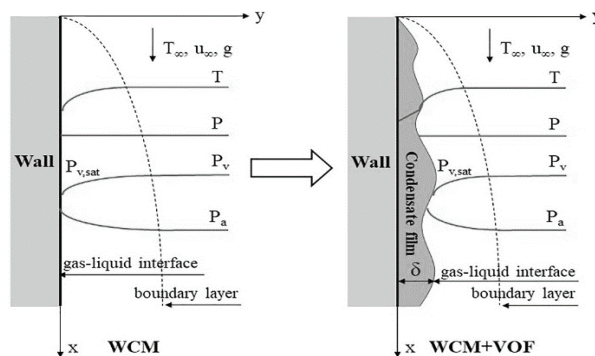


图 1 传统 WCM 模型及改进 WCM+VOF 物理模型

竖直平板的高度为 100 mm，计算域的宽度为 30 mm。上部为混合气体的速度入口边界条件，下部为混合气体压力出口边界条件，壁面设置为恒温，右侧为对称边界条件。网格绘制采用精度高适应性好的四边形网格，对近壁面处网格进行加密处理。共绘制了三组网格进行网格无关性验证，最后选择的网格数量为 60000 的网格进行数值计算。

2 模型及验证

由于该数值模拟涉及水蒸气的相变以及空气和水蒸气之间的组分输运过程，Fluent 需要求解连续性方程，动量方程，能量方程及组分输运方程^[4]，各个控制方程的公式如下：
连续性方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) = S_m + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (1)$$

动量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q \vec{v}_q) = -\alpha_q \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}}_q + \alpha_q \rho_q \bar{g} + \bar{F}_q \quad (2)$$

能量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) - \sum_i h_i \vec{J}_i + S_h \quad (3)$$

组分方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho W_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} W_i) = -\nabla J_i + R_i + S_i \quad (4)$$

为了证明数值计算结果的可靠性，将冷凝过程中竖直平板的平均换热系数与 Yi 等^[5]的实验中所得的壁面平均换热系数进行了对比，对比结果如图 2 所示。由图 2 可知数值计算结果和实验结果的整体趋势相同，平均误差在 25% 以内，证明模拟结果是可靠的。

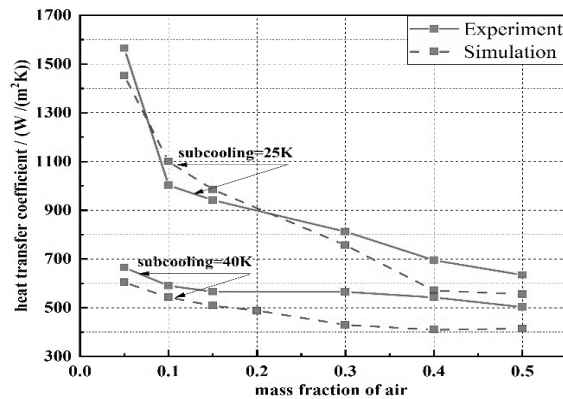


图 2 1m/s 时竖直平板的平均换热系数

3 结果与讨论

低不凝气含量的水蒸气在壁面的冷凝过程为一个非稳态过程。冷凝初期，刚接触壁面的水蒸气分压力对应的饱和温度高于壁面温度，水蒸气发生冷凝，壁面开始产生液膜，由于不凝气体未发生冷凝，故而积聚在液膜表面，形成高浓度的不凝气层，浓度高达 0.998。同时可以发现垂直壁面从上到下不凝气层厚度逐渐增加。随着冷凝传热和对流传热的进行，由于液膜表面的不凝气浓度远高于主流气体的不凝气浓度，在浓度差和温差的作用下，不凝气逐渐扩散回主流，如图 3 所示，液膜表面的不凝气浓度开始降低，液膜逐渐增厚，水蒸气浓度不断升高，最终接近主流区域水蒸气浓度，此时传质速率趋于稳定。

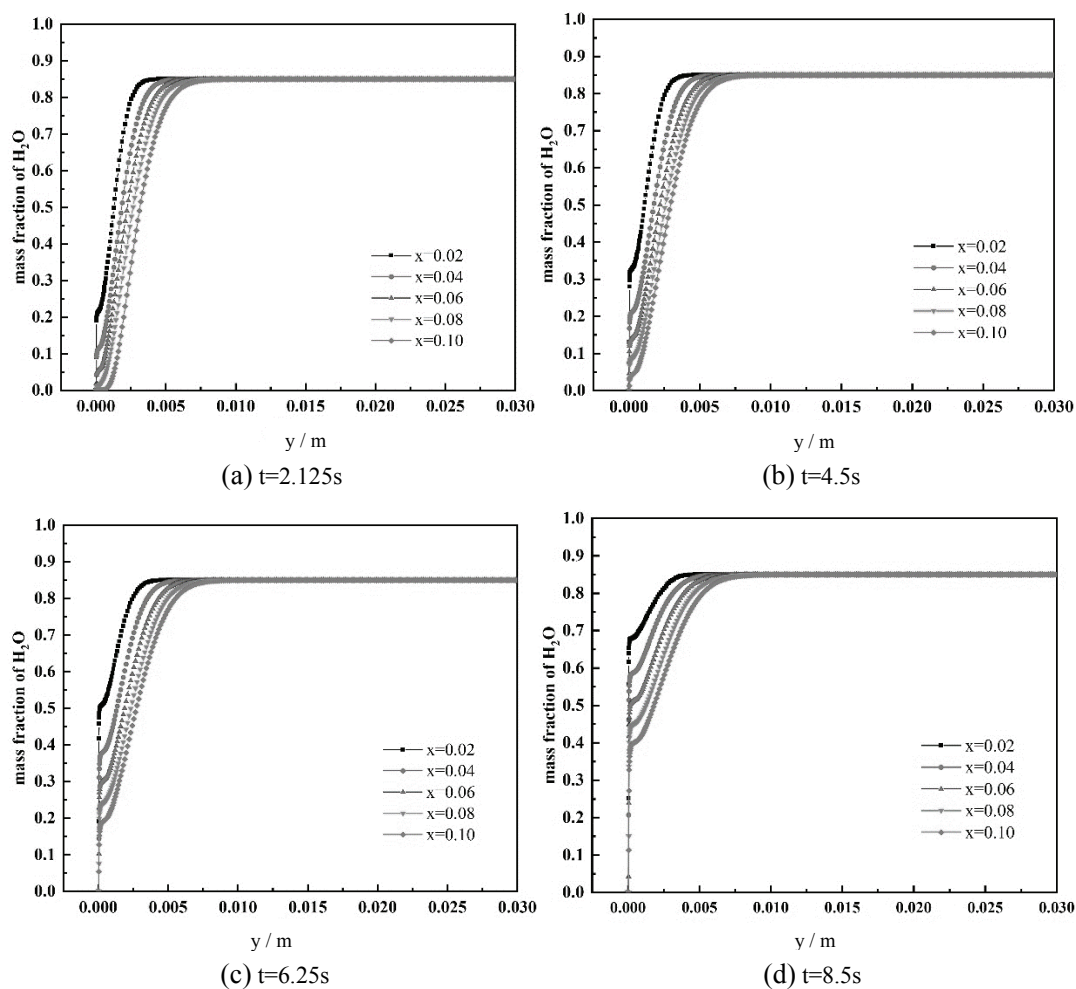


图3 不同时刻平板不同位置空气的质量分布曲线

伴随着混合气体凝结过程的进行, 冷凝液在避免汇聚形成液膜或液滴, 在重力、表面张力以及混合气体剪切力的综合作用下, 液膜不能在壁面上稳定地存在, 会出现波动, 下滑及脱落等形态。本文提取液相质量分数为 0.5 的等值线为气-液交界面, 得到的过冷度为 40K, 不凝气质量分数为 0.3 时不同时刻的液膜形态如图 4 所示。由图 4 可知, 初始时刻形成了较为平滑的液膜, 液膜厚度整体较小, 不足 0.05mm。随着凝结过程的进行, 凝结液逐渐增多, 液膜增厚, 在液膜的顶部聚集成了较大的类似液滴的波动, 顺着壁面下滑并铺展, 并在液膜的中下游产生了较大的波动。随着凝结液的持续产生汇聚成新的液膜及液膜不断地向下流动, 液膜达到了一种较为稳定的状态, 此时液膜厚度约为 0.1mm 左右。

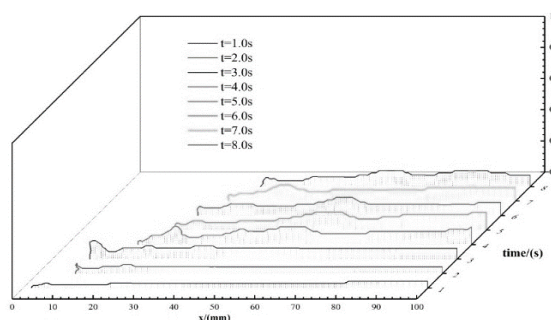


图 4 液膜形态变化

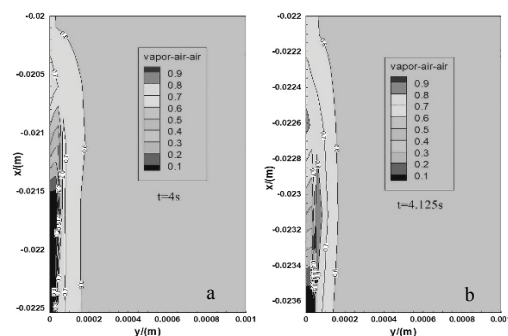


图 5 液膜脱落过程中空气质量分数变化

由于液膜的形态随着时间变化, 气-液界面则类似于动态粗糙表面, 而液膜被周围的不凝气层包围。在液膜波动或者液滴脱落的过程中, 冷凝液冲刷过冷壁面并与下方液膜合并, 同时作用于气液界面及混合气体扩散层, 改变气液界面的粗糙度, 导致混合气体扩散层的浓度发生变化。图 5 为空气的质量分数为 0.3 时液膜表面空气的质量分布云图, 由图 5(b)可知当冷凝进行至 4.125s 时液膜发生了下滑现象, 同时扩散层内产生了一个局部的不凝气质量分数较高的区域, 可知伴随着液膜下滑与波动的过程, 对不凝气层进行了扰动, 从而促进了凝结过程的进行, 对传热过程起到了一定的强化作用。

图 6 为过冷度 40K, 不凝气质量分数 0.15, 2.5s 时垂直平板的冷凝换热量, 总换热量及冷凝换热量所占百分比在 x 方向上的变化曲线。由图 6 可知, 在竖直方向上的凝结换热量的变化较小, 总换热量在 x 方向上减小幅度较大, 对流换热量同样逐渐减小, 同时凝结换热量的百分比占总换热量的百分比逐渐增加, 在垂直平板的底部达到最大值 0.975。结合之前所得不凝气层厚度在 x 方向上逐渐增厚, 使得蒸汽穿过不凝气层进行凝结换热更加困难, 从而凝结换热量减小; 其次, 气体扩散层内温度边界层和速度边界层的存在致使对流换热量的减小。分析图 7 可知液膜热阻及不凝气层的热阻随着不凝气层的增厚逐渐增大, 液膜热阻占总热阻的 20%~26%, 其中液膜厚度对液膜热阻所占总热阻的百分比影响较大, 在 $x=0.04\text{m}$ 处由于液膜厚度较大, 液膜热阻百分比曲线上出现了一个较小的峰值。

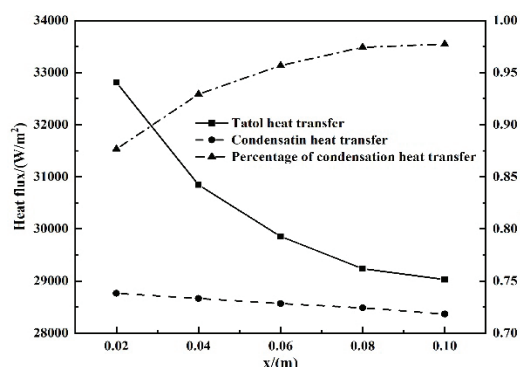


图6 竖直平板换热量变化曲线

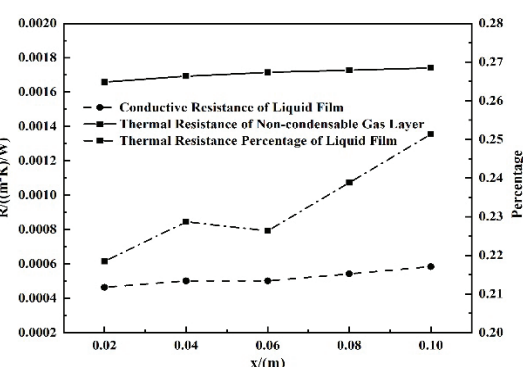


图7 竖直平板热阻变化曲线

4 结论

本研究考虑了液膜热阻，对竖壁外含不凝气蒸汽的凝结过程进行了数值计算，研究了不凝气层及液膜的变化规律并进行了传热分析，主要结论如下。

(1) 凝结初期形成的高浓度不凝气层会随着凝结过程的进行逐渐减薄减淡，最后趋于稳定。

(2) 初始时刻凝结液膜较薄，且较为平滑，随着凝结液的不凝气不断积聚，液膜会出现波动、下滑、脱落等多种形态，且液膜的这种动态表现会对不凝气层产生一定的扰动，改变气体扩散层的浓度分布，在一定程度上利于传质过程的进行。

(3) 凝结过程中的潜热换热量占总换热量的百分比在混合气体流动方向上逐渐增加，最高比值可达 0.975；液膜的导热热阻所占总热阻的百分比约在 20%~26%，且该值受液膜导热热阻即液膜厚度影响较大。

参考文献

- 1 崔永章. 内置折边扭带管内混合气体对流凝结换热与阻力性能研究. 山东大学, 2011.
- 2 Punetha M, Khandekar S. A CFD based modelling approach for predicting steam condensation in the presence of non-condensable gases. Nucl. Eng. Des., 2017, 324: 280-296.
- 3 Zschaek G, Frank T, Burns A D. CFD modelling and validation of wall condensation in the presence of non-condensable gases. Nucl. Eng. Des., 2014, 279: 137-146.

- 4 Liao Y, Vierow K, Dehbi A, et al. Transition from natural to mixed convection for steam-gas flow condensing along a vertical plate . Int. J. Heat Mass Transfer., 2009, 52: 366-375.
- 5 Yi Qiuji, Tian Maocheng, Yan Weijie, et al. Visualization study of the influence of non-condensable gas on steam condensation heat transfer . Appl. Therm. Eng., 2016, 106: 13-21.

Numerical study of film condensation process of steam with non-condensation gas on vertical plate

WANG Xiao-jia, TIAN Mao-cheng, WEI Min, YI Qiu-jie, LI Ya-peng, JIA Wen-hua

(Thermal Sciences Institute in School of Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan, 250061. Email: Wangxj95@mail.sdu.edu.cn)

Abstract: This study established a two-dimensional CFD model and numerically studied the condensation process of steam with non-condensation gas. The improved Wall Condensation Model (WCM) and Volume of Fluid (VOF) were combined to investigate the change law of non-condensation gas layer and liquid film. The source terms of steam and liquid film were added to the convergence equations through the UDF, and the reliability of this numerical simulation results was proved by comparing the calculated results with the experimental results. The calculation results showed that a high concentration non-condensable gas layer will be formed in the early stage of the condensation process, with the deepening of condensation process, the non-condensable gas gradually diffuses back to the mainstream. Meanwhile, the dynamic phenomena such as fluctuation, sliding and shedding of liquid film will occur. The condensation heat transfer accounts for more than 90%, and thermal resistance of liquid film accounts for 20%—26% in the total thermal resistance.

Key words: Condensation heat transfer, Non-condensation gas layer, Heat and mass transfer, Condensation mode.