

## 不凝性气体对竖直平板对流冷凝的影响

刘 泉, 杨渐志, 顾海林, 钱万益, 刘明侯

(中国科学技术大学热科学和能源工程系, 安徽合肥 230027)

**摘要:**数值研究了不凝空气质量分数、液膜、空气-蒸气流速等对竖直平板冷凝过程的影响。气液两相流采用流体体积(VOF)法模拟,水蒸气在不凝空气中的输运过程采用组分输运方法模拟。基于气体分子动力学基本理论推导出相变模型,对纯蒸气冷凝过程数值计算并与理论解比较,确定模型系数。数值结果表明,少量不凝空气对蒸气对流冷凝的影响并不十分明显;随着不凝空气质量分数的增加,冷凝换热明显下降;含少量不凝空气的蒸气对流冷凝在忽略液膜影响时壁面换热系数约升高8%;水蒸气-空气混合气体流速升高对对流冷凝换热系数的提升低于纯对流换热。

**关键词:**不凝性气体;对流冷凝;数值模拟

**中图分类号:**TK124      **文献标识码:**A      doi:10.3969/j.issn.0253-2778.2015.05.008

**引用格式:** Liu Quan, Yang Jianzhi, Gu Hailin, et al. Effect of non-condensable gas on convective condensation on a short vertical plate[J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2015, 45(5): 397-403.

刘泉, 杨渐志, 顾海林, 等. 不凝性气体对竖直平板对流冷凝的影响[J]. 中国科学技术大学学报, 2015, 45(5): 397-403.

### Effect of non-condensable gas on convective condensation on a short vertical plate

LIU Quan, YANG Jianzhi, GU Hailin, QIAN Wanyi, LIU Minghou

(Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, China)

**Abstract:** The effect of mass fraction of non-condensable air, liquid film and velocity of air-vapor mixture on the convective condensation on a short vertical plate was investigated numerically. The volume of fluid (VOF) was applied to model the two-phase flow of liquid film and gases mixture. The species transport between water vapor and air was calculated by the conservation equation for species. A modified phase change model, derived from basic equations related to the kinetic gas theory, was proposed and verified by two different cases. It was found that a small amount of non-condensable gas shows no significant effect on the convective condensation of water vapor. However, the heat transfer coefficient of convective condensation shrinks obviously as air concentration increases. And the heat transfer coefficient is about 8% higher than that of not ignoring liquid film. The heat transfer coefficient of convective condensation improves by increasing inlet velocity of the gas mixture to a lower extent than pure water vapor convection.

**Key words:** non-condensable gas; convective condensation; numerical simulation

收稿日期:2014-12-10;修回日期:2015-03-06

基金项目:国家自然科学基金(11372302, 11172296)资助.

作者简介:刘泉,男,1990年生,硕士生.研究方向:热管内传热传质. E-mail:lquan64@mail.ustc.edu.cn

通讯作者:刘明侯,博士/教授. E-mail:mhliu@ustc.edu.cn

## 0 引言

冷凝现象广泛存在于工程实际系统中,如空气调节、制冷设备及热管散热器等.研究表明,冷凝器内的水蒸气冷凝效率直接影响了热管散热性能<sup>[1]</sup>.1916年,Nusselt首先提出了纯蒸气膜状冷凝的解析解,理论上解释了各项物理参数对冷凝换热的影响<sup>[2]</sup>.Liu等<sup>[3]</sup>和Da Riva等<sup>[4]</sup>使用CFD软件Fluent实现纯蒸气冷凝的数值模拟,计算结果与实验数据吻合良好.

在工程实践中,蒸气冷凝过程往往掺杂着不凝气体,这对冷凝换热有显著影响.自然对流时,即使在液膜和蒸气之间有微量不凝气体也会形成扩散层,导致换热效果显著减弱.如静止水蒸气中含有1%的空气,就会使冷凝传热系数降低约60%.但在强迫对流时,不凝气体导致的传热能力降低没有自然对流那么明显.Sparrow<sup>[5]</sup>等的研究表明,与静止蒸气相比,不凝性气体对流动蒸气冷凝的影响小很多.这是因为对流会迅速给气液界面处补充高浓度的蒸气,并带走一部分聚积的不凝性气体,降低了气体扩散边界层内不凝性气体的浓度;另一方面,凝结液膜因气液界面剪切力及吸入效应作用会变薄,液膜导热热阻减小.Kuhn<sup>[6]</sup>实验研究了不同工况下纯蒸气、水蒸气-空气、水蒸气-氮气管内冷凝对流换热.Li<sup>[7]</sup>、李晓伟等<sup>[8]</sup>采用由平流理论与菲克定律推导的“壁面反应”模型,对Kuhn实验进行了含不凝气体对流冷凝的数值模拟.上述模型认为含不凝气体的蒸气在壁面形成的液膜较薄,且导热系数足够大,因而忽略液膜导热热阻的影响.该方法将冷壁面假设为蒸气冷凝的气液界面,导致气液界面温度低于水蒸气饱和温度,与实际界面温度接近饱和温度不相符.因此该模型不能用于模拟气液界面运动、液膜影响较明显及冷凝温差较大的情况;此外,该模型计算过程中使用不凝气质量分数作为分母,因此“壁面反应”模型并不适用于纯蒸汽冷凝的模拟.

本文在完善纯蒸气的经验系数模型基础上,发展了适用于含不凝空气水蒸气冷凝的相变模型,选取一小段竖直平板冷凝作为研究对象,针对不凝气体、液膜、流速等各影响因素对蒸气冷凝进行数值研究.

## 1 计算模型及数值方法

二维竖直平板层流对流冷凝换热模型如图1所示.由于表面结构及冷凝液形态的复杂性,且本文主

要研究不凝气体组分、液膜热阻、不同进口速度对冷凝的影响机制,因此假定壁面为光滑膜状冷凝,忽略表面张力、气液流速滑移及温度阶跃的影响.

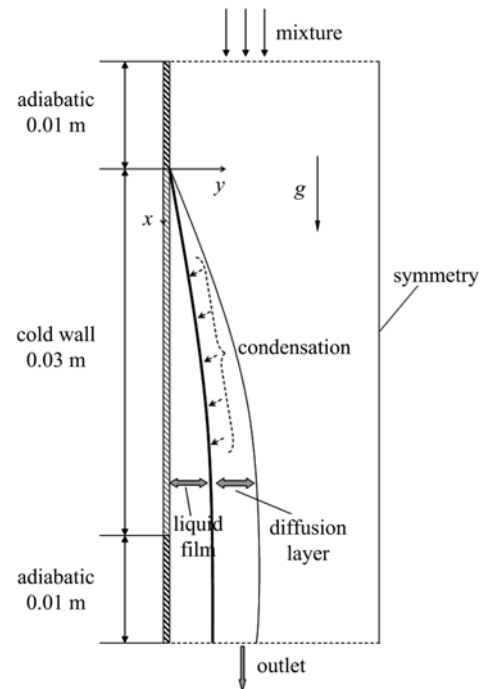


图1 对流冷凝换热物理模型

Fig. 1 Physical model of the forced convective condensation

含不凝性气体的对流冷凝传热过程如图2所示,其中包括纯对流换热、对流传质、冷凝放热、液膜导热等部分.其中,纯对流换热、对流传质与冷凝放热为同时进行,相互耦合,是对流冷凝换热的决定性过程.此外,本文也考虑液膜热阻的影响.

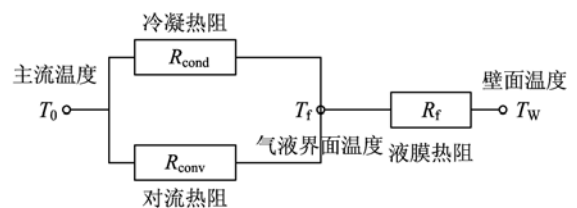


图2 含不凝气体冷凝过程热阻分析

Fig. 2 Thermal resistance of condensation with non-condensable gas

### 1.1 控制方程

混合气体与冷凝液的多相流问题采用VOF方法模拟,为各组分定义一个变量体积分数 $\alpha$ ,其值在0~1之间变化.在控制体内,所有相的体积分数满足和为定值1.

$$\alpha_l + \alpha_{\text{mix}} = 1 \quad (1)$$

式中, $\alpha_l$ , $\alpha_{\text{mix}}$ 分别是液相与混合气相的体积分数.其

中,  $\alpha_l = 1.0$  代表液相区域,  $\alpha_{mix} = 1.0$  代表气相区域, 气液界面处  $0 < \alpha_l(\alpha_{mix}) < 1.0$ .

连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2)$$

各相的体积分方程

$$\frac{\partial \alpha_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v} \alpha_k) = \frac{\dot{m}_k}{\rho_k} \quad (3)$$

方程中两相的质量源项应满足  $\dot{m}_l = -\dot{m}_{mix}$ , 冷凝过程  $\dot{m}_l > 0$ . 其计算方法将会在节 1.3 中定义.

动量方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = \\ -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T)] + \vec{\rho}g + \vec{F}_V \end{aligned} \quad (4)$$

能量方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_h \quad (5)$$

式中, 能量源项  $S_h = \dot{m}_l h_{fg}$ ,  $h_{fg}$  为水蒸气冷凝潜热.

水蒸气在空气中的组分扩散方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_{mix} Y_v) + \nabla \cdot (\rho_{mix} \vec{v} Y_v) = \nabla \cdot (\rho_{mix} D \nabla Y_v) + S_v \quad (6)$$

式中,  $S_v = \dot{m}_{mix}$ , 表明混合气体中只有水蒸气发生冷凝, 水蒸气冷凝量即为气相质量变化量.

$D$  为水蒸气在空气中的扩散系数, 采用下式计算:

$$D = D(0, 1) \frac{p_0}{p} \left( \frac{T}{T_0} \right)^n \quad (7)$$

式中,  $T_0$ ,  $p_0$  为标准状态温度和压力, 分别为 273.15 K 和 101 325 Pa;  $p/Pa$  和  $T/K$  为当地压力和温度; 标准状态下扩散系数  $D(0, 1) = 2.56 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ; 文献中认为  $n$  取值 1.81 与实验结果最为接近<sup>[9]</sup>.

密度  $\rho$ 、黏度  $\mu$ 、导热系数  $\lambda$  以及比焓  $h$  等物性参数均基于体积分计算:

$$\rho = \alpha_l \rho_l + \alpha_g \rho_g \quad (8)$$

$$\mu = \alpha_l \mu_l + \alpha_g \mu_g \quad (9)$$

$$\lambda = \alpha_l \lambda_l + \alpha_g \lambda_g \quad (10)$$

$$h = \frac{\alpha_l \rho_l h_l + \alpha_g \rho_g h_g}{\alpha_l \rho_l + \alpha_g \rho_g} \quad (11)$$

$$h_l = \int_{T_{ref}}^T c_{p,l} dT, \quad h_g = \int_{T_{ref}}^T c_{p,g} dT \quad (12)$$

气相的物性采用混合律, 即根据各组分质量分数加权求得. 以上各物质物性均随温度变化, 并由 REFPROP8.0<sup>[10]</sup> 热物性软件计算得到.

## 1.2 边界条件及网格

如图 1 所示, 计算区域的宽度为  $y=0.01 \text{ m}$ , 长度  $x=0.05 \text{ m}$ ; 入口给定均匀速度、浓度和温度. 所有工况入口混合物温度为  $T_{in} = 373.15 \text{ K}$ . 此时, 水蒸气处于饱和或过热状态. 出口设定为压力出口, 回流条件设置为最优值, 便于收敛. 壁面设为无滑移, 冷壁面温度恒定为  $T_w = 353.15 \text{ K}$ , 则冷凝温差恒定为 20 K. 流动环境基准压力为 101 325 Pa. 重力加速度为  $9.8 \text{ m/s}^2$ , 沿  $x$  方向竖直向下, 驱动冷凝液加速向下流动, 使得壁面表面短时间内形成稳定且较薄的液膜. 分别采用 21 500, 33 180, 49 950, 74 500 数目的结构网格进行计算, 以最密集网格计算值为标准, 平均换热系数差异分别为 3.8%, 1.7%, 0.3%, 平衡耗时与计算误差, 选择第二密集的网络数 49 950 (555 × 90) 作为计算网格, 可以保证计算的准确性. 由于壁面附近存在较大的速度和温度梯度及十分薄的液膜, 故壁面附近的网格非常细密,  $y$  方向最小网格约为  $5 \mu\text{m}$ , 渐变因子为 1.05. 冷凝起始端附近, 网格由密到疏,  $x$  方向最小网格  $10 \mu\text{m}$ , 渐变因子 1.2, 使得起始端液膜流动方向分辨率也较高.

## 1.3 相变模型

根据气体分子动力学基本理论, 推导出纯蒸气条件下界面处单位面积的冷凝率如下:

$$j = \frac{2\sigma}{2 - \sigma} \rho_v h_{fg} \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{sat}}} \frac{\rho}{\rho - \rho_v} \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}} \quad (13)$$

由于计算中, 源项作用于控制体, 需将单位面积冷凝率 (单位  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ ) 转化为单位体积冷凝率 (单位  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{s}^{-1}$ ). 此外, 当蒸气中存在不凝性气体时, 控制体内蒸气含量由其质量分数表征, 最终冷凝源项为

$$\dot{m}_l = \alpha_l \frac{2\sigma}{2 - \sigma} Y_v \rho_{mix} h_{fg} \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{sat}}} \frac{\rho}{\rho - Y_v \rho_{mix}} \frac{T_{sat} - T}{T_{sat}} \quad (14)$$

式中,  $Y_v$  为水蒸气质量分数,  $\rho_{mix}$ ,  $\rho$  分别为混合气体密度和冷凝液密度,  $h_{fg}$  为水蒸气冷凝潜热,  $M$  为水蒸气摩尔质量,  $R$  为通用气体常数,  $T_{sat}$ ,  $T$  分别为饱和温度和当地温度.  $\sigma$  为冷凝系数, 代表了冷凝的难易程度, 其值在 0.001 到 1.0 之间变化, 过大的值会导致数值收敛较难, 过小的值则会导致气液界面温度与饱和温度有一定偏差. 且不同环境下其值往往不同, 目前还没有准确定论, 需通过一些初步的试验或计算得到.  $\alpha_l$  为相界面表面积与界面处控制体体积的比值, 此处作球面假设<sup>[3]</sup>, 由下式计算:

$$a_i = \frac{A_i}{V_c} = \left( \frac{36\pi}{V_c} \right)^{1/3} \alpha_{\text{mix}}^{2/3} \quad (15)$$

由于混合气体中蒸气质量分数的降低会导致其分压降低,进而饱和温度也会下降,水蒸气分压及其饱和温度分别由下式近似计算:

$$p_v = \frac{p}{0.622(1 - Y_v)/Y_v + 1} \quad (16)$$

$$T_{\text{sat}} = \frac{3826.36}{9.3876 - \ln(p_v/10^6)} + 45.47 \quad (17)$$

#### 1.4 数值计算方法

数值求解在 Fluent 软件中进行,相变模型自编 UDF 程序实现,在各相体积分数方程、组分方程、能量方程中添加源项.由于冷凝过程是由初始状态最终达到稳态,因此采取非稳态求解,时间步的选取满足 Courant 数( $u\Delta t/\Delta x$  或  $v\Delta t/\Delta y$ )在整个计算过程中始终小于 0.1.速度压力耦合选取 PISO 算法,动量方程、能量方程与组分方程均选用高精度的 QUICK 格式离散,体积分数方程由 Geo-Reconstruct 方法离散,可以更好地捕捉相界面.当连续方程和速度各分量迭代残差均小于  $10^{-4}$ ,能量方程以及组分浓度迭代残差小于  $10^{-8}$  时,认为该时间步内计算收敛,转而时间往前推进 1 步计算.当壁面总热流及出口混合气体各组分浓度在一段时间内变化保持在 0.1% 以内时认为流场达到稳定.

## 2 计算结果与分析

### 2.1 测试与验证

为了测试及验证此模型用于计算膜状冷凝的有效性和准确性,并选取适合本文的冷凝系数  $\sigma$ ,分别计算了 Nusselt<sup>[2]</sup>垂直板降膜冷凝及 Shekrladze<sup>[11]</sup>平板强迫对流冷凝两个例子,将数值解与理论解对比进行验证.对于 Nusselt 冷凝,蒸气环境压力为 101 325 Pa,饱和温度 373.15 K,冷壁面处于 353.15 K 恒温,即冷凝温差为 20 K.与壁面平行的重力使得液膜向  $x$  正方向流动,计算结果如图 3(a) 所示.可以发现,冷凝系数越大模拟结果越靠近 Nusselt 理论解.冷凝系数取 0.6 时,二者最大误差小于 15%.由于理论解求解过程中假定气液界面温度恒等于饱和温度、且忽略气液界面切应力,故数值模拟结果必然小于理论解.

在 Shekrladze 平板强迫对流冷凝中,蒸气流动方向及平板均为水平,故不考虑重力影响.假定水蒸气 5 m/s 恒定速度流入,忽略重力的影响,其余条件与 Nusselt 冷凝相同.水蒸气与液膜之间的剪切力

驱使冷凝液向  $x$  正方向流动,计算结果如图 3(b) 所示.可以得到相似的结论,即冷凝系数越大,模拟结果越趋近理论解,冷凝系数为 0.6 时二者最大差异小于 15%.由于此理论解同样是基于一些理想假设,导致了模拟结果与理论值的偏差.

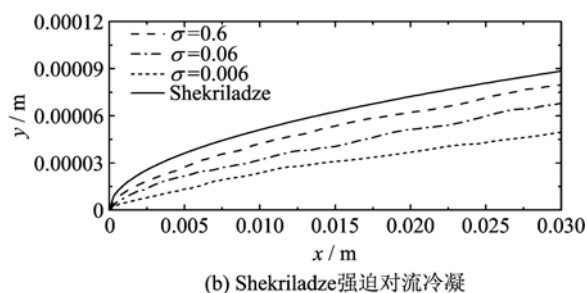
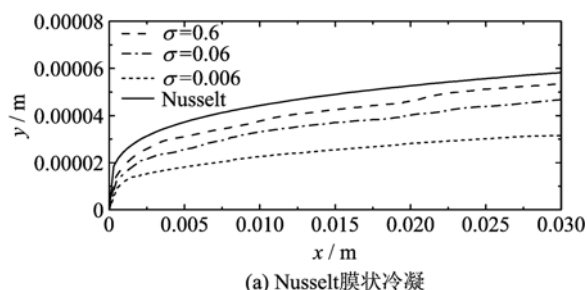


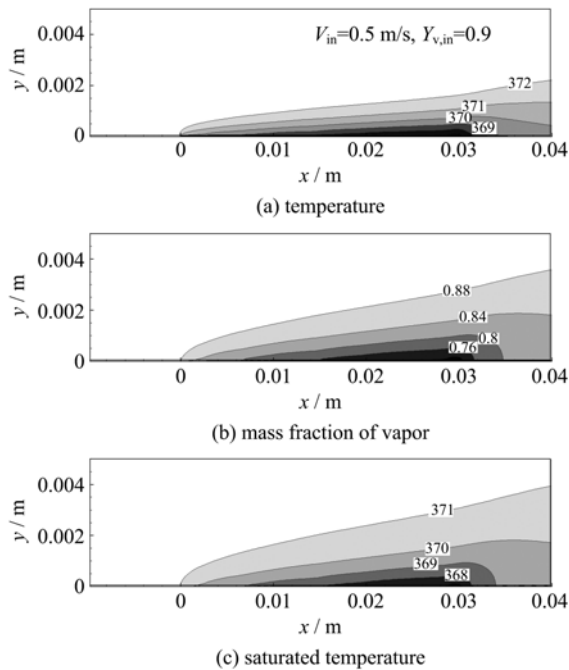
图 3 冷凝液厚度对比

Fig. 3 Comparisons of liquid film thickness with different values of the coefficient  $\sigma$

从以上两个例子中可以看出,冷凝系数  $\sigma$  取 0.6 时模拟结果和理论值差异均小于 15%,较为一致,而过大的值将会导致数值收敛问题.考虑到计算时间成本、收敛问题及计算的准确性等因素,本文的数值模拟对式(14)中冷凝系数  $\sigma$  取值均为 0.6.

### 2.2 温度、浓度、分压、速度的分布

为了研究不凝气对流冷凝传热传质机制以及各参数的分布,数值模拟了进口速度为 0.5 m/s、水蒸气质量分数为 0.9 时的壁面对流冷凝过程.图 4 给出了壁面附近区域温度、组分及饱和温度分布的等值线图.图 4(a) 表明在冷壁面附近区域,温度逐渐下降,且越靠近壁面温度梯度越大.在气液界面附近,温度梯度骤增,这是由于水蒸气在液膜表面冷凝释放大量潜热.图 4(b) 为水蒸气质量分数分布.进入冷凝段后,壁面附近水蒸气质量分数降低,并沿着流动方向整体质量分数下降,形成组分扩散边界层,增加了冷凝换热的阻力.饱和温度分布如图 4(c) 所示,随着水蒸气在壁面冷凝的进行,空气质量分数升高,水蒸气分压降低,导致了壁面附近饱和温度的下降,进一步增大了冷凝阻力.



为了使各参数分布更加清晰,  $y$  方向坐标轴扩大了一定比例

图 4 温度、组分及饱和温度分布

Fig. 4 Contour of temperature, mass fraction and saturated temperature

为了更清楚地分析壁面冷凝过程, 图 5 给出了流向上不同截面位置的组分浓度分布、 $x$  方向速度、 $y$  方向速度. 由图 5(a) 可知, 在冷凝段内 ( $x=0 \sim 0.03$  m), 由于水蒸气的冷凝, 混合气体中水蒸气质量分数沿流向不断减小, 而壁面附近空气不断聚积. 在冷凝段末端, 壁面上液膜表面处的水蒸气质量分数已经由来流的 0.9 下降到 0.7, 不凝空气质量分数上升到 0.3, 使得冷凝阻力增大, 冷凝作用减弱. 当混合气体来到绝热段 ( $x=0.035$  m), 水蒸气的冷凝潜热转化为液膜显热, 使液膜温度升高, 液膜表面冷凝作用迅速减弱至停止. 这时混合气体中组分浓度梯度导致的组分扩散, 使得液膜附近水蒸气质量分数明显回升, 组分浓度梯度降低.  $x$  方向速度分量变化如图 5(b) 所示, 由于壁面的流阻, 导致远离壁面处局部加速, 随着冷凝的进行,  $x$  方向流速逐渐减小.  $y$  方向速度分量变化如图 5(c) 所示, 随着混合气体进入冷凝段, 水蒸气迅速向壁面汇聚从而开始冷凝, 各截面靠近壁面处的  $y$  方向速度分量为负方向, 其绝对值在往下游发展过程中先增大后减小. 进入绝热段后, 冷凝过程迅速减弱并停止, 由于壁面的流阻, 壁面附近的区域  $y$  方向速度分量转为正方向.

### 2.3 不凝气浓度对冷凝换热的影响

含不凝气的水蒸气凝结时, 不凝性气体在冷凝

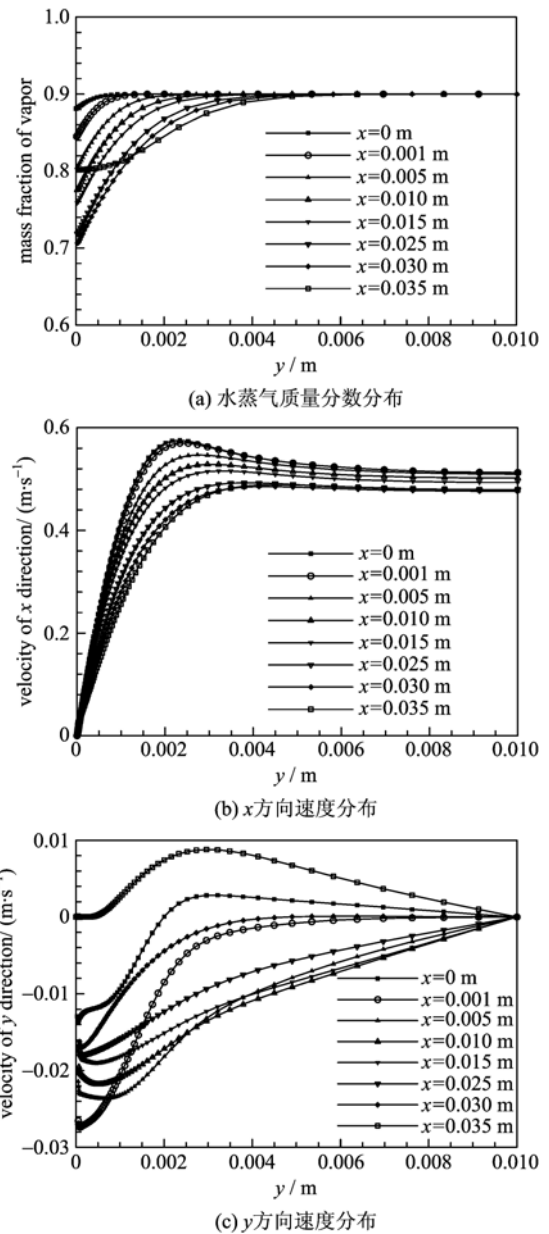


图 5 各参数分布

Fig. 5 Distribution of variables

液膜处聚积, 水蒸气只能通过对流传质和扩散方式到达气液界面. 不凝气的质量分数对壁面冷凝换热的影响如图 6 所示. 冷凝起始端具有较高的换热系数, 随着  $x$  增大, 换热系数很快下降并趋于平稳. 与自然对流相比, 强迫对流时在水蒸气中加入 1% 的不凝空气, 换热系数降低并不明显, 约为 4%. 但随着不凝空气质量分数继续增加, 如 5%, 10% 的不凝空气分别导致换热系数降低 17%, 30%, 可见其对换热的影响越来越显著. 当入口空气质量分数增加到 20% 时, 冷凝换热系数与纯蒸气冷凝相比约降低了 50%. 这是由于对流流动会带走一部分界面上的

不凝性气体,组分扩散边界层内不凝气浓度降低;凝结液膜因气液界面剪切力及吸入效应厚度变薄,液膜导热热阻比自然对流时更小.但随着入口不凝性气体浓度的持续增高,冷凝阻力增大,且来流和壁面组分扩散层的对流传质作用明显减弱,对流冷凝换热量迅速下降.另一方面,水蒸气在壁面冷凝形成液膜,由于重力作用,其厚度沿壁面逐渐增加,导致壁面和蒸气之间传热热阻增加,冷凝传热量沿壁面逐渐降低.液膜厚度沿壁面分布由图 7 给出,降低入口水蒸气浓度,冷凝换热减弱,液膜厚度也相应降低,液膜导热热阻减小,而组分扩散层热阻增大,可以判定液膜热阻占水蒸气冷凝总热阻的比例下降.本文中平板强迫对流冷凝的计算结果与 Sparrow 等<sup>[5]</sup>的研究结果基本一致.

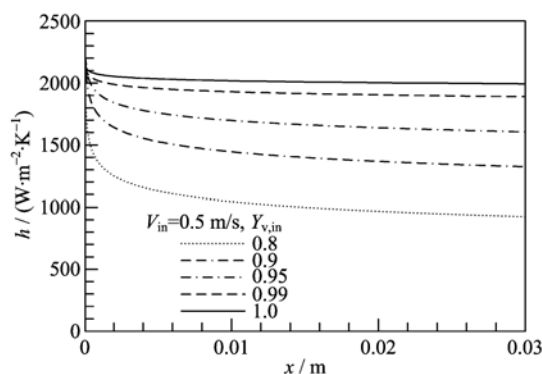


图 6 蒸气质量分数对对流冷凝换热系数的影响

Fig. 6 The effect of mass fraction of vapor on convective condensation heat transfer coefficient

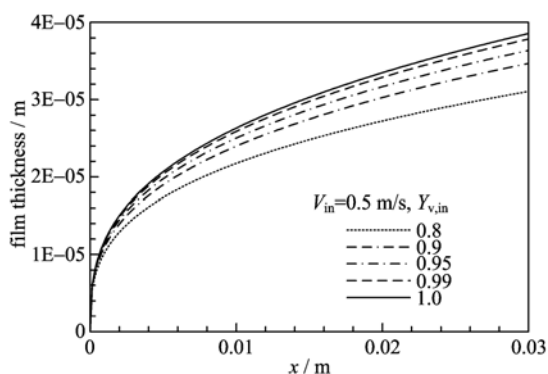


图 7 蒸气质量分数对液膜厚度的影响

Fig. 7 The effect of mass fraction of vapor on film thickness

#### 2.4 液膜热阻的影响

为了研究液膜对冷凝传热的影响,需模拟不存在液膜时的冷凝换热.具体处理方法是在壁面附近采用类似“壁面反应”模型,仅考虑水蒸气冷凝放热,无需求解液相的控制方程.这时冷壁面上不产生冷

凝液,从而忽略了液膜对冷凝传热及混合气体流动的影响.数值模拟两种方法的计算结果对比如图 8 所示,入口空气含量较低时,忽略液膜将导致壁面传热系数平均偏高约 8%.在冷凝段初始位置,液膜较薄,热阻很小,其对传热削弱效果不明显;随着冷凝的不断进行,液膜向下游运动的过程中越积越厚,导致其热阻作用迅速升高;此后,液膜厚度及不凝空气质量分数增长速率均逐渐减缓,组分扩散层的热阻与液膜热阻比值较为稳定,液膜对冷凝换热的影响趋于平稳.入口蒸气质量分数为 0.9 时液膜对传热的影响稍小于质量分数为 0.99 时,即蒸气质量分数降低时液膜热阻占冷凝换热总热阻的比例降低.

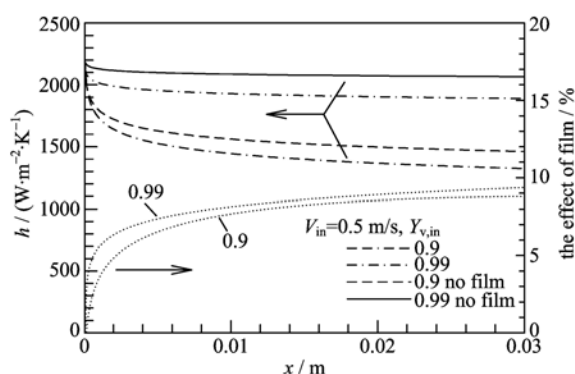


图 8 液膜热阻对对流冷凝换热系数的影响

Fig. 8 The effect of thermal resistance of liquid film on convective condensation heat transfer coefficient

#### 2.5 流速影响

流速的变化对壁面对流冷凝换热的影响如图 9 所示.随着流速增加,壁面换热有一定提高,但效果并不显著.这是因为在纯对流换热条件下, $Re$  数的增加可以通过增大壁面附近速度梯度和减小边界层厚度提高换热系数.存在冷凝时,提高  $Re$  数尽管能加快带走气液界面不凝空气并补充水蒸气,但层流状态下效果并不明显.

对流冷凝及纯对流比较如图 10 所示.由于冷凝前端有一段长度  $\xi=0.01$  m 的绝热起始段,  $Nu$  数与  $Re$  数特征长度计算均需从绝热起始段前缘开始.纯对流条件下的换热关系式如下<sup>[2]</sup>:

$$Nu_x = \frac{Nu_x|_{\xi=0}}{[1 - (\xi/x)^{3/4}]^{1/3}} \quad (18)$$

其中,

$$Nu_x|_{\xi=0} = 0.332 Re_x|_{\xi=0} Pr^{1/3} \quad (19)$$

可以清楚地看到,对流冷凝的  $Nu$  数与  $Re^{1/2}$  数之比随着  $Re$  增加而减少,而自然对流换热下  $Nu$  数与  $Re^{1/2}$  数之比不受  $Re$  的影响.因此对流冷凝换热并

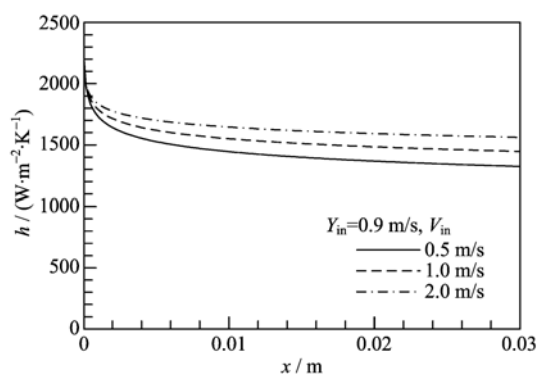
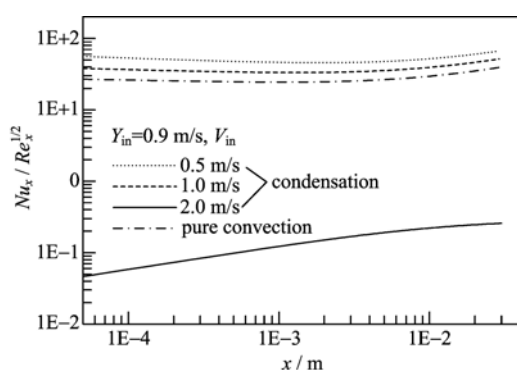


图9 进口速度对冷凝对流换热系数的影响

Fig. 9 The effect of inlet velocity on convective condensation heat transfer coefficient

图10  $Nu$  数与  $Re^{1/2}$  数之比Fig. 10 The ratio of  $Nu$  to  $Re^{1/2}$ 

不完全依赖于混合气体流速,还受到很多因素影响。

### 3 结论

本文采用 Fluent 软件建立了二维壁面层流对流冷凝模型,自编 UDF 添加源项,模拟了含不凝空气的饱和或过热蒸气在层流状态下的速度、组分和换热系数分布情况。数值模拟结果表明:

(I) 强迫对流条件下,水蒸气中含有 1% 不凝空气时对冷凝换热影响并不是十分明显,但随着不凝空气质量分数的增加,冷凝换热系数明显降低,当水蒸气中含有 20% 不凝空气时冷凝换热减少 50%。

(II) 对于不凝空气含量在 1%~10% 的水蒸气冷凝,数值模拟忽略液膜影响时壁面整体换热系数约升高 8%。

(III) 随着入口水蒸气质量分数的降低,液膜变薄,液膜热阻占冷凝换热总热阻的比例降低。

(IV) 提高混合气体入口流速尽管能加快带走气液界面不凝空气并补充水蒸气,但对冷凝换热量的提升效果低于纯对流换热,对流冷凝换热还受许多因素影响。

### 参考文献 (References)

- [1] Zhu Huiyuan, Zhang Xianfeng, Liu Quan, et al. Experimental study on flat loop heat pipes used in HCPV systems[J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2013, 43(5): 393-401. 朱会元,张先锋,刘泉,等. HCPV 用平板式环路热管实验研究[J]. 中国科学技术大学学报, 2013, 43(5): 393-401.
- [2] Incropera F P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer[M]. 6th ed. John Wiley & Sons, 2011.
- [3] Liu Z, Sundén B, Yuan J. VOF modeling and analysis of filmwise condensation between vertical parallel plates [J]. Heat Transfer Research, 2012, 43(1): 47-68.
- [4] Da Riva E, Del Col D. Numerical simulation of laminar liquid film condensation in a horizontal circular minichannel [J]. Journal of Heat Transfer, 2012, 134(5): 807-824; doi:10.1115/1.4005710.
- [5] Sparrow E M, Minkowycz W J, Saddy M. Forced convection condensation in the presence of noncondensables and interfacial resistance [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1967, 10(12): 1 829-1 845.
- [6] Kuhn S Z. Investigation of heat transfer from condensing steam-gas mixtures and turbulent films flowing downward inside a vertical tube[D]. Berkeley: University of California, 1995.
- [7] Li J D. CFD simulation of water vapour condensation in the presence of non-condensable gas in vertical cylindrical condensers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 57(2): 708-721.
- [8] Li Xiaowei, Wu Xinxin, He Shuyan. Numerical simulation of the heat and mass transfer process of convective condensation with non-condensable gas[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(2): 302-306. 李晓伟,吴莘馨,何树延. 含不凝性气体冷凝对流传热传质过程的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(2): 302-306.
- [9] Massman W J. A review of the molecular diffusivities of  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $CH_4$ ,  $CO$ ,  $O_3$ ,  $SO_2$ ,  $NH_3$ ,  $N_2O$ ,  $NO$ , and  $NO_2$  in air,  $O_2$  and  $N_2$  near STP[J]. Atmospheric Environment, 1998, 32(6): 1 111-1 127.
- [10] Lemmon E W, Huber M L, McLinden M O. NIST thermodynamic properties of refrigerant and refrigerant mixtures: REFPROP [CP]. Version 8.0. Boulder, USA: National Institute of Standards and Technology, 2007.
- [11] Shekrladze I, Gomelauri V. Theoretical study of laminar film condensation of flowing vapour [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1966, 9(6): 581-591.