

细微管内氖工质流动冷凝换热特性仿真分析

何发龙^{1,3,4} 杜王芳^{1,3} 赵建福^{1,3} 苗建印² 张红星² 刘思学² 刘畅²

(1. 中国科学院力学研究所微重力重点实验室, 北京 100190;

2. 中国空间技术研究院北京空间飞行器总体设计部空间热控技术北京市重点实验室, 北京 100094;

3. 中国科学院大学工程科学学院, 北京 100049;

4. 天津城建大学能源与安全工程学院, 天津 300384)

摘要 冷凝换热是两相热控系统中的重要物理过程。细致分析不同作用力影响下流动冷凝过程中的气液行为及其换热性能的影响, 对冷凝器优化与设计具有一定指导意义。本文采用三维瞬态 VOF 模型仿真分析了水平细微管内氖工质管内流动冷凝过程, 基于网格无关性分析和实验流型对比, 验证了模型的可靠性。分析了质量通量、管径及重力效应对氖工质流动冷凝换热系数及截面气液分布的影响。研究表明, 质量通量增加、管径减小会提高流动冷凝换热效率, 重力效应对冷凝换热效率的影响主要取决于截面气液分布, 随着干度变化呈现出重力无关、强化换热和恶化换热三种状态。

关键词 流动冷凝; 低温工质; 换热系数; 重力效应

中图分类号: O359+1 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2023)03-0684-06

Numerical Investigation of Neon Flow Condensation Heat Transfer Characteristics inside Mini Tubes

HE Falong^{1,3,4} DU Wangfang^{1,3} ZHAO Jianfu^{1,3} MIAO Jianyin² ZHANG Hongxing²
LIU Sixue² LIU Chang²

(1. CAS Key Laboratory of Microgravity, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. Beijing Key Laboratory of Space Thermal Control Technology, Institute of Spacecraft System Engineering, China Academy of Space Technology, Beijing 100094, China;

3. School of Engineering Science, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;

4. School of Energy and Safety Engineering, Tianjin Chengjian University, Tianjin 300384)

Abstract The condensation flow and heat transfer are an important physics process in two-phase thermal control system. The analysis of the gas-liquid behavior and heat transfer performance in detail during the flow condensation process is of certain significance to the optimization and design of condensers. The current work employs the transient VOF model to simulate the flow condensation of Neon under different working condition. The numerical model is validated by grid independence analysis and comparison of the experiment flow pattern. Basing on the validated model, the effect of mass flux, inner diameter and gravity on the flow condensation heat transfer coefficient and the cross section two phase distribution. The result shows that the flow condensation heat transfer efficiency increases with the increase of the mass flux and the decrease of the inner diameter. The gravity effect on the condensation heat transfer efficiency is determined by the cross section two phase distribution, and shows three states the gravity independence, heat transfer intensification and deterioration.

Key words flow condensation; cryogenic working fluid; heat transfer coefficient; gravity effect

0 前言

管内冷凝流动与换热性能是两相热控系统的关键设计参数, 直接影响着系统的换热效能和稳定运行状态。已有的实验研究表明, 随着管径的减小会强化两相流动换热, 同时, 由于管径减小重力效应在气液两相流动中的作用会被进一步弱化。因此, 细

微管内气液两相流动换热一直是两相热控系统中的重要研究方向, 采用细微管设计的两相热控系统在工业和航空航天领域都有着广泛的应用。然而, 由于低温工质流动冷凝的研究成果相对缺乏, 当前对于低温工质两相系统的冷凝流动与换热设计仍以常

收稿日期: 2022-06-21; 修订日期: 2023-02-22

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No.11972040, No.11802314); 天津市教委科研计划资助项目 (No.2020KJ043)

作者简介: 何发龙 (1988-) 男, 博士生, 主要从事微重力多相热流体动力学研究。通信作者: 赵建福, 研究员, jfzhao@imech.ac.cn。

温工质的研究成果为参考, 如冷凝压降、换热关联式。低温工质细微管内流动冷凝的深入研究, 是提高低温两相系统设计可靠性的重要手段。

实验研究发现, 常温工质压降、换热关联式预测值与低温工质实验结果之间存在一定偏差^[1]。这主要是由于工质的热物性差异所导致的, 低温工质汽化潜热低, 表面张力小, 这可能导致低温工质在流动冷凝或沸腾过程中, 气液两相流动换热特性发生较大的改变。与常温工质相比, 低温工质冷凝研究需要严苛的实验条件, 如低温环境营造以及可视化图像采集等, 导致相关的研究成果还十分缺乏。齐超^[2]开展了氮和氦工质在管径 1~4 mm 范围内的圆管冷凝实验, 获得了氮工质和氦工质在不同条件下的冷凝换热系数和压降数据, 同时也获取了低温氮工质在不同条件下的流动冷凝流型图, 这为低温工质流动冷凝换热和压降特性的研究提供了十分重要的实验参考。

数值模拟可以获取和分析实验技术难以观测的物理参量, 并据此深入分析流动冷凝现象背后物理机制, 因此, 也是重要的研究手段之一。Riva 等^[3]采用 VOF 方法仿真分析了 1 mm 圆管内 R134a 冷凝过程中重力以及表面张力的影响, 研究表明, 在低质量通量的条件下, 重力效应依然具有明显的影响, 而高质量通量时则重力效应并不明显。在这之前, Riva 等^[4]曾详细分析对比过层流液膜和湍流液膜模型计算对冷凝换热系数的影响, 结果显示, 在高质量通量时, 层流液膜模型计算结果明显低估了冷凝换热系数, 且在不同质量通量条件时对应干度的冷凝换热系数十分接近。而在低质量通量时, 液膜湍流模型则比实验值偏高。Wen 等^[5]同样采用 VOF 模型对 0.493~4.57 mm 管径范围 R1234ze(E) 圆管冷凝进行仿真分析, 仿真结果表明, 管径减小会使液膜厚度明显减小, 重力效应影响液膜和速度分布, 这两者共同作用下会导致重力在冷凝过程中既会表现出传热强化也会导致传热恶化。上述模型的计算都是在稳态模型下进行的, 因此难以描述流动冷凝过程中的动力学行为, 如间歇流和泡状流等流动特征。Ganapathy 等^[6]采用二维瞬态模型仿真分析了 0.1 mm 管径内 R134a 冷凝过程中的流动和换热特性, 仿真获得了该管径条件下流动冷凝流型, 通过比较两相摩擦压降和 Nu 数关联式, 评估了模型的预测精度。Lei 等^[7]建立了 1 mm 方管 FC-72 流动冷凝三维瞬态仿真模型, 基于实验数据详细分析了模型中湍流强度、传质强度等参数对仿真结果的影响, 对比壁面温度的实验数据验证了模型的可靠性。上述研究充分说明了通过仿真分析流

动冷凝现象的可行性。

本文采用三维瞬态 VOF 方法仿真分析氦工质在细微管内流动冷凝换热特性, 分析了质量通量、管径、重力等参数对冷凝流动与换热性能的影响, 以加深细微管内低温工质冷凝过程中气液两相流动规律的分析 and 认知, 对冷凝器的设计与优化具有一定指导意义。

1 数值模型与方法

1.1 VOF 模型

氦工质在细微管内流动冷凝瞬态计算采用 Hirt 和 Nichols 提出的 VOF 模型^[8], 模型中假设工质为不可压流体。对于单相流体区域, 由常用的不可压缩 Navier-Stokes 方程组进行求解。而对于界面处则需要考虑气液两相间的相互作用, 两相区控制方程, 可由式 (1)~(4) 描述。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha \rho_g) + \nabla \cdot (\alpha \rho_g \vec{v}_g) = \dot{m}_{1-g} - \dot{m}_{g-1} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla P + \nabla \cdot [\mu (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T)] + \rho \vec{g} + \vec{F}_s \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot [\vec{v}(\rho E + P)] = \nabla \cdot [k(\nabla T)] + \dot{m} \Delta h \quad (4)$$

式中, α 为体积分数, ρ 为密度, v 为速度, P 为压力, E 为比内能, T 为温度, μ 为动力黏度, k 为导热系数, g 为重力加速度, F_s 为相间表面力源项, Δh 为汽化潜热, \dot{m} 为单位体积相变传质强度。相变传质强度需要由相变模型确定, 具体可见相变模型部分。下标 1 和 g 为液相和气相。

1.2 湍流模型

当前氦工质管内冷凝仿真工况中, 不同管径内工质的全液相雷诺数 Re_{10} 可达到 10^3 到 10^4 量级, 因此需要考虑湍流影响。仿真湍流模型采用 SST $k-w$ 模型^[9]计算, 忽略浮力对流对湍流的影响, 则湍动能 (κ) 和比耗散率 (ω) 可通过下述输运方程描述:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \kappa) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \kappa) = \nabla \cdot (\rho \Gamma_\kappa \nabla \kappa) + \mu_t S^2 - \rho \beta^* \kappa \omega + K_s \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\omega) = \\ \nabla \cdot (\rho\Gamma_\omega\nabla\omega) + \frac{a}{v_t}\mu_t S^2 - \\ \rho\beta\omega^2 + 2(1-F_1)\rho\frac{1}{1.168\omega}\nabla\kappa\nabla\omega + \Omega_s \end{aligned} \quad (6)$$

式中, μ_t 为湍流动力黏度, S 为应变率, v_t 为湍流运动黏度。 a 、 β 、 β^* 和 F_1 为模型系数。 K_s 和 Ω_s 为湍动能和比耗散率方程源项。 Γ_κ 和 Γ_ω 分别为湍动能和比耗散率的等效扩散率。

1.3 相变模型

相变模型采用 Lee 模型^[10], 这是由于该模型在宏观层面具有较为明晰的物理意义和较为简便的表达形式, 即当气相温度低于饱和温度时, 气相冷凝, 反之, 则液相蒸发, 并由调节系数来确定, 具体如下式所示:

$$\dot{m} = \begin{cases} \gamma_e \alpha_1 \rho_l (T_l - T_{\text{sat}}) / T_{\text{sat}} & \text{蒸发 } T_l > T_{\text{sat}} \\ \gamma_c \alpha_g \rho_g (T_{\text{sat}} - T_g) / T_{\text{sat}} & \text{冷凝 } T_g < T_{\text{sat}} \end{cases} \quad (7)$$

其中, ρ 为密度, T 为温度 (K), α 为体积分数, 下标 l、g、sat 分别表示为液相、气相和饱和状态。 \dot{m} 为单位体积相变质量流率 ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{s}^{-1}$), γ 为相变传质强度因子或相变频率 (s^{-1}), 下标 e 和 c 分别表示蒸发和冷凝。

需要注意的是相变传质强度因子受到工质、网格和运行工况等因素的影响, 因此无法给出通用的取值。从现有在冷凝计算文献来看, 冷凝传质强度因子的取值范围为差异较大。Riva 等^[3] 在对 R134a 冷凝的计算中取值范围为 $10^5 \sim 10^7$, 而 Lei 等^[7] 在对 FC-72 的冷凝对比计算后, 该值设置为 33000。根据计算测试, 当传质强度值较小时会导致较大的温度跳变, 取值过大则难以保证计算的收敛性。本文模拟中传质强度因子设置为 30000 时, 相界面温度与饱和温度偏差在 1 K 左右, 且能保证较好的收敛性。

1.4 数值方法

冷凝流动模拟在 ANSYS FLUENT 中采用瞬态求解方法, 方程中的瞬态项采用一阶隐式计算。VOF 方程通过显示差分求解, Courant 数设定为 0.25, 采用几何重构算法 (Geo-Reconstruct) 捕捉界面。速度和压力耦合方程使用 PISO 算法, 压力差值使用 PRESTO! 算法, 计算过程中的变量梯度使用基于单元的 Green-Gauss 算法。动量和能量方程的离散采用二阶迎风差分格式, 湍动能和比耗散率方程离散采用一阶迎风差分格式。

2 仿真模型与验证

2.1 仿真模型

水平细微圆管的基本构型如图 1 所示, 为减少计算量, 采用轴对称模型。为了更准确地捕捉和分析近壁面液膜的区, 近壁面首层网格径向厚度设置在 1~2 mm 范围内, 截面中心区域网格则相对粗糙, 范围为 50~100 mm, 如图 1 所示网格截面。管内冷凝工质为氖, 设定工质饱和温度为 37.5 K, 对应温度下的主要物性参数从 REFPROP 物性工具中查出。

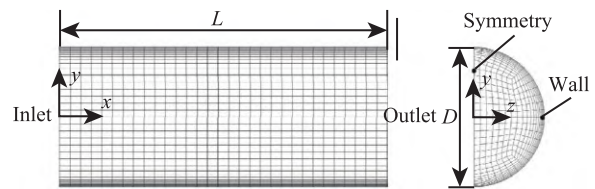


图 1 冷凝圆管构型及网格划分示意

Fig. 1 The representation of computational domain and the grid configuration

进口处工质为饱和蒸气, 热平衡干度为 1, 出口为压力出口, 壁面为恒定热流条件, 热流密度为 $7500 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ 。仿真分析了质量通量为 $20 \sim 320 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$, 内径为 1 和 2 mm 圆管内氖工质的流动冷凝过程, 模拟工况如表 1 所示。

表 1 模拟工况

Table 1 Simulation condition

$G/\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$	$D/L/\text{mm}$	网格数/ 10^4
20	2/150	43
46.8	2/300	86
80	2/450	130
80	1/250	68
187	1/500	17, 34, 68, 102, 136
320	1/800	217

2.2 模型验证

图 2 显示了 1 mm 管质量通量为 $187 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 工况下, 管内冷凝换热系数随网格数量的变化关系。由于水平圆管内工质在轴向的速度梯度要大于径向和轴向, 为此在保证截面网格拓扑构型不变的条件下, 沿轴向进行网格加密。从图中可知, 随着计算网格数量的增加, 计算获取的冷凝换热系数不断趋近于稳定值, 如图 2 所示。当网格进一步细化时, 换热系数在部分干度条件下有所回升, 可能是由于网格进一步细化后, VOF 算法对气液界面的捕捉精度更高, 在 136 万网格中就会捕捉到更多液滴甚至是悬浮液滴, 这一点在 Zhang 等^[11] 的研究

中也曾报道过, 更为细化的网格会捕捉到更小尺寸的液滴, 造成仿真结果偏离实验实际。因此, 在小网格尺寸下模型计算会产生的弥散状流型可能与物理实际不符, 由于冷凝换热系数对于液膜尺度较为敏感, 液滴的产生会导致局部液膜厚度的减小, 从而导致换热系数的升高。基于上述分析, 为减少计算量, 后续计算中在保证截面拓扑结构不变的条件下, 采用了 68 万网格数对应的网格尺寸进行仿真分析。

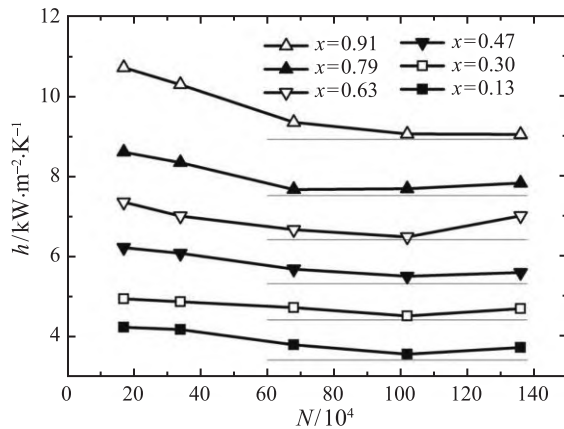


图 2 不同网格数量下管内冷凝换热系数变化
Fig. 2 Comparison of the heat transfer coefficient of condensation inside tube for different grid number

基于上述网格尺寸, 进行了质量流量为 $20 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 条件下 1 mm 管径氦工质冷凝过程的仿真分析。图 3 显示了冷凝过程中气液两相流型图, 从图中可知主要的流型包括环状流、波状/分层流和弹状/泡状流。作为对比, 图中给出了 1 mm 管径 $20\sim 40 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 质量流量条件下氦工质流型图^[2], 对比实验流型可知, 氦工质冷凝仿真中获取的流型与实验结果是一致的, 这从一方面也验证了当前网格尺寸设置的合理性。

3 结果与讨论

3.1 质量流量对冷凝影响

图 4 给出了不同质量流量条件下 1 mm 管径氦工质流动冷凝换热系数。从图中可知, 氦工质冷凝换热系数受质量流量和干度的影响, 这主要是由于干度和质量流量会影响壁面冷凝液膜的分布和运动。事实上冷凝换热强度主要取决于壁面冷凝液膜的分布和运动, 基于前述流型图可知, 干度越低则截面含液率越高, 这会增加截面平均液膜的厚度, 因此, 干度越低冷凝换热系数越小。进口质量流量的增加一方面会增加气液两相的运动速度, 同时也会增加气液两相的相间剪切速度。壁面液膜运动速度的增加无疑会提高换热效率, 特别是液膜运动进入湍流状态。气液两相相间剪切速度的增加一方面会提升气液两相的相间对流换热, 同时, 当气液相间速度达到一定值后相间剪切作用更为明显, 显著的特征是推动波状液膜形成的同时降低壁面液膜的厚度, 从而提升冷凝换热效率。

为分析干度和质量流量对液膜分布和厚度的影响, 图 5 显示了管壁液膜周向液膜厚度随质量流量和干度的变化。相同质量流量条件下, 分析截面液膜分布结果可知, 重力对氦工质在 1 mm 管径冷凝液膜分布, 在重力作用下顶部冷凝液膜向截面底部运动, 形成底部液池, 如图所示。随着干度的减小, 圆管底部液池明显增厚, 但顶部液膜厚度变化较小, 甚至低干度条件下要小于高干度顶部液膜厚度, 但这与底部液池的液膜厚度差异相比, 对冷凝换热性能的影响则显得十分微弱。从液膜分布图中同样可知, 干度相同条件下, 随着质量流量的增加降低壁面液膜的厚度, 这种差异在高干度时更为明显。更进一步的, 对比周向液膜厚度, 干度为 0.7 条件下, 当 θ 大于 110° 时高质量流量条件下的液膜厚度明显更小。

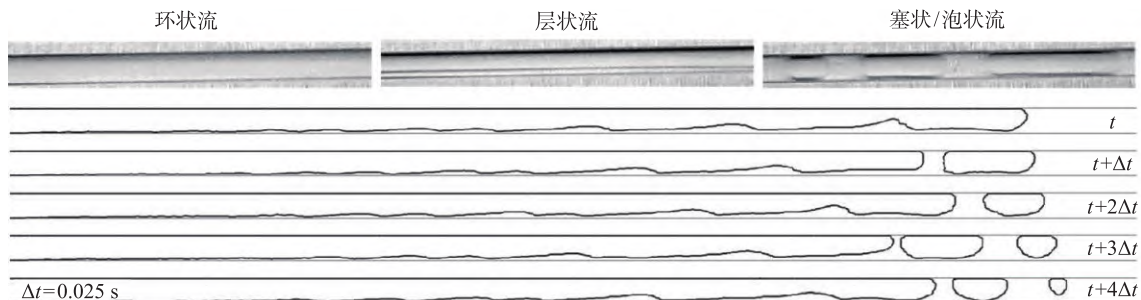


图 3 氦工质冷凝过程中流型图与实验对比
Fig. 3 The flow regime comparison between the simulation and experiment

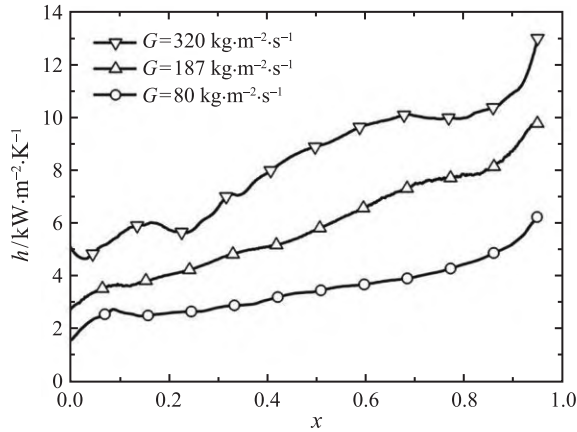


图 4 质量通量对冷凝换热系数的影响

Fig. 4 The influence of mass flux on the condensation heat transfer coefficient

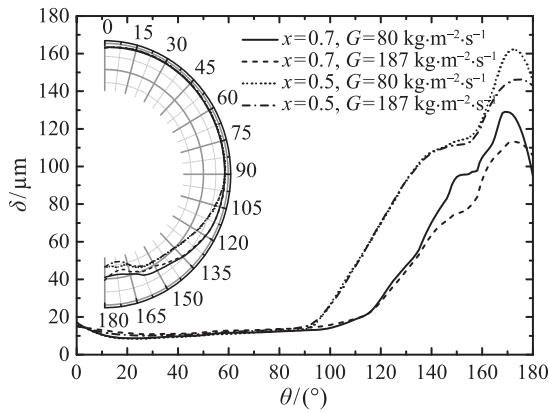


图 5 质量通量对液膜厚度影响

Fig. 5 The effect of mass flux on the distribution of cross area condensate film

3.2 管径对氨工质冷凝换热系数影响

图 6 对比了 $20 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ 质量通量条件下, 1 mm 和 2 mm 管径氨工质冷凝换热系数的对比, 从对比结果可知, 冷凝换热系数受管径的影响较为明显, 小管径明显强化了管内工质的冷凝换热, 具体表现为对应干度下, 1 mm 管径的冷凝换热系数要大于 2 mm 管径, 如图 6 所示。这主要是由于在重力作用下冷凝液膜会沿着管壁向下运动, 并在管道底部形成液池, 管径越大重力效应越明显, 底部液池厚度越大, 降低冷凝换热效率。

图 7 给出了相同干度条件下不同管径的截面液膜分布, 大管径的底部液池厚度明显大于小管径。更进一步分析可知, 在质量通量相等条件下, 1 mm 管径 Bo 数和最大气相表观 Fr 数分别为 5.62 和 0.73, 而 2 mm 管径是分别 22.49 和 0.51。根据 Zhao 等 [12] 提出的重力无关性准则, Bo 数的临界值范围为 1.5~6.0, 气相表观 Fr 数的临界范围值

为 0.54~2.20。当前模拟中 1 mm 和 2 mm 管径趋近于重力相效应相关区边界, 而 2 mm 管径中重力效应要更为明显。

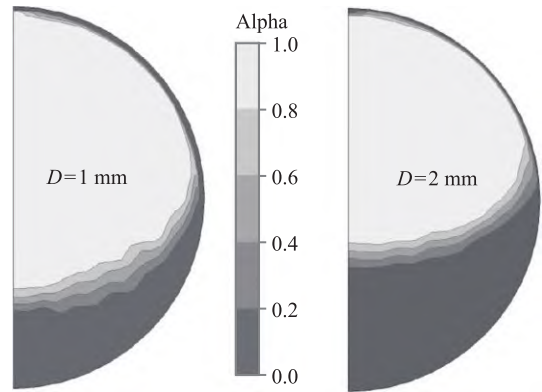
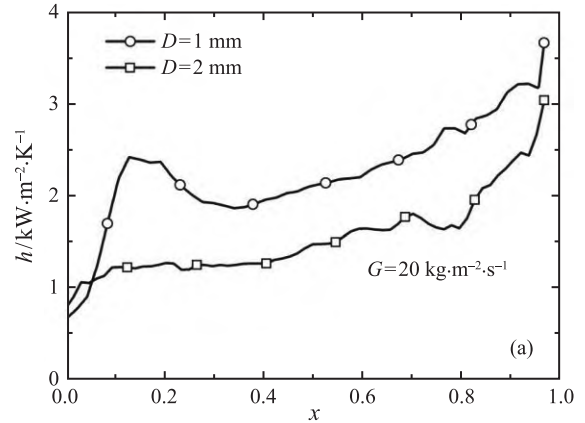


图 6 管径影响 (a) 换热系数 (b) $x=0.5$ 时截面液膜分布

Fig. 6 The effect of tube diameter (a) the condensation heat transfer coefficient (b) the condensate film distribution on cross section when $x=0.5$

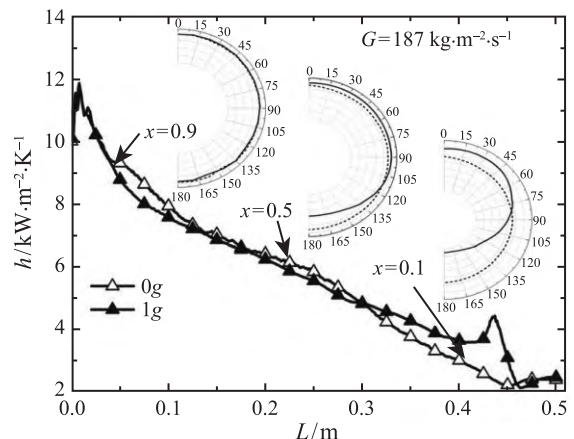


图 7 重力对冷凝换热系数及截面气液分布的影响

Fig. 7 The heat transfer coefficient and distribution of cross area condensate film for 1g and 0g

3.3 重力效应对冷凝换热的影响

图 8 给出了相同流量条件下重力 ($1g$ 和 $0g$) 对 1 mm 管径内氦工质冷凝换热系数影响的结果对比。计算表明, 重力效应在 1 mm 管氦工质冷凝过程中影响依然存在, 主要体现在重力作用下会明显增加相同干度下管底部液池的厚度, 从而削弱冷凝换热, 但在同时也会减小顶部液膜厚度, 起到传热强化的作用。事实上, 冷凝流动和换热性能对于冷凝气液分布及其输运行为较为敏感, 这一过程通常由惯性力、表面张力和重力等因素决定。显然, 重力效应对冷凝换热性能的影响主要取决于截面工质气液分布, 这主要是由于截面气液分布直接影响到局部液膜厚度和对流换热强度。如图 8 所示, 重力对细微管氦工质冷凝换热强度的影响受到干度的影响, 这主要体现在: 干度为 $1.00\sim 0.91$ 之间, 考虑或忽略重力时的冷凝换热系数几乎没有差异, 表现出换热效率的重力无关。干度为 $0.91\sim 0.34$ 之间, 忽略重力效应的换热系数更高, 而干度低于 0.34 时, 情况则与前者相反, 且常重力条件下的冷凝换热系数要明显高于 0 重力条件。类似的结果在 Wen 等^[5]对 R1234ze(E) 的圆管冷凝仿真结果中也曾报道过, 只是由于采用稳态模型计算, 其结果中并未观测到在低干度区冷凝换热系数在常重力条件下要高于微重力。

4 结 论

基于 VOF 模型建立了氦工质流动冷凝三维瞬态仿真模型, 进行了模型的网格无关性分析, 通过对比冷凝两相流动流型图, 对模型进行了验证。对于不同质量通量、管径和重力水平的仿真结果表明: 氦工质流动冷凝换热系数随着质量通量和干度的提升而增大; 相同质量通量条件下, 管径的减小会抬升冷凝换热系数, 起到强化冷凝换热的作用; 重力效应影响主要体现在截面气液分布形态上, 在 1 mm 管氦工质冷凝过程中重力效应表现出不同的状态, 对应工况下存在上下两个临界干度, 当干度大于上临界干度时换热系数表现出重力无关, 在上临界干度和下临界干度之间重力表现出恶化冷凝换热, 当干度小于临界值时, 重力表现出冷凝换热强化。

参 考 文 献

- [1] I Chao, CHEN Xiting, WANG Wen, et al. Experimental Investigation on Flow Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Nitrogen on Horizontal Tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 132: 985–996
- [2] 齐超. 氮及氦在管内冷凝的流动换热特性研究 [D]. 上海交通大学, 2019
QI Chao. Investigation on Flow and Heat Transfer Characteristics of Condensation in Tubes for Nitrogen and Neon [D]. Shanghai, Shanghai Jiao Tong University, 2019
- [3] Riva E D, Col D D. Effect of Gravity During Condensation of R134a in a Circular Minichannel [J]. Microgravity Science and Technology, 2011, 23(1): 87–97
- [4] Riva E D, Col D D, Cavallini A, et al. Simulation of Condensation in a Circular Minichannel: Application of VOF Method and Turbulence Model [C]//International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2010: Paper 1160
- [5] WEN Jian, GU Xin, LIU Yuce, et al. Effect of Surface Tension, Gravity and Turbulence on Condensation Patterns of R1234ze(E) in Horizontal Mini/Macro-Channels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 125: 153–170
- [6] Ganapathy H, Shooshtari A, Choo K, et al. Volume of Fluid-Based Numerical Modeling of Condensation Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics in Microchannels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 65(5): 62–72
- [7] LEI Yuchuan, Mudawar I, CHEN Zhenqian. Computational and Experimental Investigation of Condensation Flow Patterns and Heat Transfer in Parallel Rectangular Micro-Channels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 149(4): 119158
- [8] Hirt C W, Nichols B D. Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries [J]. Journal of Computational Physics, 1981, 39: 201–225
- [9] Menter F R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598–1605
- [10] Lee W H. A Pressure Iteration Scheme for Two-phase Flow Modeling [M]. Washington, USA: Hemisphere Publishing, 1980, 407–432
- [11] ZHANG Chenwei, ZHANG Zhenyu, WU Kun, et al. Atomization of Misaligned Impinging Liquid Jets [J]. Physics of Fluids, 2021, 33: 093311
- [12] ZHAO Jianfu, XIE Jingchang, LIN Hai, Hu Wenrui, et al. Experimental Studies on Two-Phase Flow Patterns aboard the Mir Space Station [J]. International Journal of Multiphase Flow, 2001, 27(11): 1931–1944