

R410A 在光管及强化管管外冷凝换热的数值研究

成 简^{1,2}, 陶乐仁^{1,2}, 李 猛¹, 金 程¹

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093;

2. 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室, 上海 200093)

摘要: 本文采用流体体积法 (Volume of Fluid, VOF) 多相流模型和 Lee 相变模型对制冷剂在水平光管和强化管管外的冷凝换热进行了数值模拟。分析了水平光管和强化管外液膜的瞬时液膜流动特性, 计算了不同工况下光管和强化管的冷凝液膜厚度, 及其与局部冷凝传热系数及管外冷凝传热系数的关系, 并对不同制冷剂在相同工况下进行了比较。结果表明: 模拟结果与实验数据和 Nusselt 解析解具有良好一致性, 误差均在 10% 以内; 局部传热系数大小对液膜厚度的分布非常敏感, 且强化管管外冷凝传热系数约是光管的 6 倍; 结合冷凝液膜的分布和制冷剂物性参数可得 R410A 的管外冷凝系数最高, 而 R1234yf 则最低。

关键词: 冷凝换热; CFD; VOF; 双侧强化管; 冷凝液膜

中图分类号: TK124

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2024.05.010

[引用本文格式] 成 简, 陶乐仁, 李 猛, 等. R410A 在光管及强化管管外冷凝换热的数值研究[J]. 热能动力工程, 2024, 39(5): 86-92. CHENG Jian, TAO Leren, LI Meng, et al. Numerical simulation of condensation heat transfer of R410A outside smooth and enhanced tubes[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(5): 86-92.

Numerical Simulation of Condensation Heat Transfer of R410A outside Smooth and Enhanced Tubes

CHENG Jian^{1,2}, TAO Leren^{1,2}, LI Meng¹, JIN Cheng¹

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093;

2. Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power and Engineering, Shanghai, China, Post Code: 200093)

Abstract: This paper adopted the volume of fluid (VOF) multiphase model and Lee phase transformation model to simulate the condensing heat transfer of coolants outside smooth and enhanced tubes. The instantaneous film flow characteristics of the liquid film outside the horizontal smooth and enhanced tubes were analyzed, and the thickness of the liquid film and the relationship with the local condensing heat transfer coefficient (HTC) and the condensing HTC outside the smooth and enhanced tubes under different working conditions were calculated. Different coolants were compared under the same working condition. The results show that the simulation results are in good agreement with the experimental data and the Nusselt analytical solution, and the error is all within 10%; the distribution of liquid film thickness is highly sensitive to the magnitude of local condensing heat transfer coefficients, and the condensation HTC outside the enhanced tube is approximately six times of that of smooth tube; combining the distribution of the liquid film and the thermophysical property parameters of the coolants, it is determined that R410A has the highest HTC, while R1234yf has the lowest one.

Key words: condensation heat transfer, CFD, VOF, doubly-enhanced tubes, condensate liquid film

收稿日期: 2023-09-15; 修订日期: 2023-10-24

基金项目: 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室研究项目 (2019KJFZ201)

Fund-supported Project: Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power and Engineering Research Project (2019KJFZ201)

作者简介: 成 简 (1986-), 女, 上海理工大学博士研究生。

引言

全球变暖是人类在过去几十年里面临的重大挑战之一^[1]。2014年,欧盟要求逐步淘汰氢氟氯碳化合物(HFCs)^[2]。由于R410A是一种近共沸、热力学性能较好、具有较高压缩效率的制冷剂之一,第四代制冷剂氢氟氧化物(HFOs)将成为HFCs的替代品,有利于对环境和气候的保护^[3]。

壳管式冷凝器应用范围广泛,各种类型的强化管不仅可以增加换热面积,还因为特殊的结构使流体产生湍流从而增强换热效果。为了更准确、详细地研究制冷剂冷凝特性,研究人员对光管和强化管均进行了数值研究。

Li等人^[4]建立了三维两相瞬态CFD模型,研究水平光管冷凝液膜的流动和换热性能,分析了不同流动模式对周向和轴向液膜厚度分布的影响。Ji等人^[5-6]使用了流体体积法(VOF)与Lee冷凝模型相结合的方法对R134a在光管和低翅片管外冷凝换热进行了数值模拟,计算了水平光管和二维翅片管冷凝传热系数,并给出翅片上的液膜分布,模拟结果与Nusselt解析解^[7]和实验数据具有良好的一致性;通过不同时间点的光管及翅片管外液体体积分数的分布云图显示,管外传热系数与液膜厚度关系紧密;通过比较不同制冷剂的管外传热系数表明,冷凝换热性能不仅与潜热有关,表面张力对换热效率也起着非常重要的作用。Li等人^[8]对制冷剂在水平光管外冷凝液膜的流动和冷凝换热特性进行了研究,对不同过冷范围的冷凝特性进行了研究和比较。讨论了饱和温度、过冷度和表面张力对传热系数的影响,并对7种不同制冷剂进行了计算和比较。Zhang等人^[9]对Lee冷凝模型进行了改进,使得液膜厚度平均误差控制在2%以内,界面温度与饱和温度的温差控制在3%以内。

本文建立了制冷剂在光管及强化管管外冷凝的CFD三维数值模型。采用了VOF多相流模型和Lee冷凝模型预测了光管和强化管管外的冷凝传热系数,分析了冷凝液膜的瞬态传热系数和流动特性。定量分析翅片间隙中的冷凝液膜对强化管传热系数的影响,而液膜厚度等参数在实验中很难被测量。

此外,还讨论了过冷度、表面张力和不同制冷剂对管外冷凝流动及换热性能的影响。最后,给出了光管和强化管的瞬时液膜流动特性,从机理上分析强化管换热性能更高的原因。

1 冷凝模型及计算方法

采用VOF模型来模拟不同类型管外不同工况下的制冷剂蒸汽冷凝过程。连续性、动量和能量守恒的控制方程如下:

连续性方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_l \rho_l) + \nabla \cdot (\alpha_l \rho_l u) = S_l \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_v \rho_v) + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v u) = S_v \quad (2)$$

式中: S_l 和 S_v —液相和气相质量源项, $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$; ρ_l 和 ρ_v —液体和气体密度, kg/m^3 ; u —混合相速度, m/s ; α_l 和 α_v —液体和气体体积分数。

动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla u + \nabla u^T)] + \rho g + F_\sigma \quad (3)$$

式中: p —压力, Pa ; F_v , F_σ —表面张力源项; ρ —混合相密度, kg/m^3 ; μ —混合相动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; g —重力加速度, m/s^2 。

能量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot [u(\rho E + p)] = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_h \quad (4)$$

式中: E —单位质量总能量, J/kg ; λ —有效导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; S_h —能量源项。

相变模型采用Lee^[10]提出的蒸发-冷凝模型。本文将Lee模型与VOF模型相结合以模拟管外制冷剂蒸汽冷凝过程。

Lee模型:

$$m_v = r_i \alpha_v \rho_v \frac{T_v - T_s}{T_s}, \quad (T_v < T_s) \quad (5)$$

$$m_l = r_i \alpha_l \rho_l \frac{T_l - T_s}{T_s}, \quad (T_l > T_s) \quad (6)$$

式中: T_s —饱和温度, K ; T_l —液体温度, K ; T_v —蒸汽温度, K ; m_v —蒸发传质速率, $\text{kg}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$; m_l —冷凝传质速率, $\text{kg}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$; r_i —相变因子。

然而,相变因子 r_i 很难计算出来,基于蒸发-冷凝理论和 Hertz Knudsen 方程^[11],其计算方程为:

$$r_i = \frac{6}{d} \beta \sqrt{\frac{M}{2\pi RT_{\text{sat}}}} L \left(\frac{\alpha_l \rho_l}{\rho_l - \rho_g} \right) \quad (7)$$

式中: d —汽泡直径,mm; R —气体常数; M, L —相变潜热; β —容纳系数。

Da 等人^[12]对相变因子 r_i 的不同情况进行了冷凝模拟,结果表明, r_i 取值太大会导致收敛问题,太小会导致界面温度和饱和温度之间存在较大偏差, r_i 的范围在 $40\ 000 \sim 900\ 000\ \text{s}^{-1}$ 之间。当 $r_i = 50\ 000\ \text{s}^{-1}$ 时,计算的界面温度非常接近饱和温度。

2 数值模拟及验证

2.1 物理模型

以 R410A 为主要研究对象,研究制冷剂在管径为 15.88 mm 光滑圆管和强化三腔导管 TLC 管外的冷凝换热特性。TLC 具体参数如下:管外径为 15.88 mm,管内径 13.28 mm,肋高为 0.7 mm,肋宽为 0.45 mm,肋密度为 32,周向浪花数为 50。

在相同工况下,将 R410A 与 R134a 和 R1234yf 的换热性能进行比较。为了更直观地分析冷凝液流动,本文采用二维模型对光滑铜管进行简化,如图 1 所示。其中, θ 为圆周角, A 点为管底部 $\theta = 180^\circ$ 的点。由于强化管管型复杂,需分析其周向、轴向及肋间的液膜分布,因此选择三维模型。

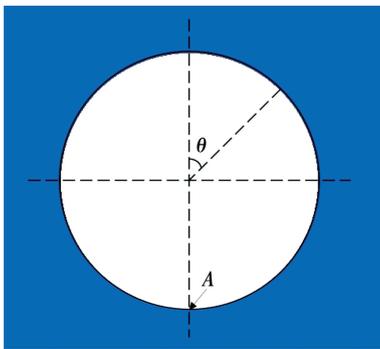


图 1 光管 2D 示意图

Fig. 1 Two-dimensional diagram of smooth tube

强化管图片如图 2 所示。强化 TLC 管 3D 模型如图 3 所示。制冷剂的物性参数由软件 REFPROP 提供。



图 2 强化 TLC 管图片

Fig. 2 The photo of enhanced TLC tube



图 3 强化 TLC 管 3D 模型

Fig. 3 3D model of enhanced TLC tube

2.2 计算参数及边界条件设置

该模拟使用 ANSYS Fluent 19.2 CFD 商业软件。选择基于压力的解算器,考虑重力的影响,压力-速度耦合采用 SIMPLE 格式,压力离散化采用 PRESTO! 格式。在求解体积分方程时,使用 Geo-Reconstruct 格式,二阶迎风格式用于离散动量和能量方程,分别实现了基于最小二乘单元和 Quick 算法的梯度离散化和体积分离散化,瞬态公式采用二阶隐式格式离散化。在不影响数值结果的情况下,忽略管道壁厚且设置为等温壁。计算域边界条件设置速度入口,压力出口。制冷剂蒸汽的入口速度设定为 0.08 m/s,进口处制冷剂蒸汽为饱和温度,体积分设置为 1,且在出口处不存在回流。

2.3 网格无关性验证

考虑到进行三维模拟的计算成本,由于其对称的几何形状,只取整个模型的 1 个单元进行网格无关性验证。假设剩余管段的流动是对称的,为了确认预测结果与网格无关,在同一工况下,使用 278 400, 374 400, 470 400, 566 400, 662 400 和 758 400 6 套网格进行了模拟,结果如图 4 所示。可以看出,网格数达到 662 400 时管外传热系数变化很小,因此选择网格数为 662 400 进行数值模拟。经过多次测试研究,时间步长设置为 $4 \times 10^{-5}\ \text{s}$,使得模拟结果和时间最优。

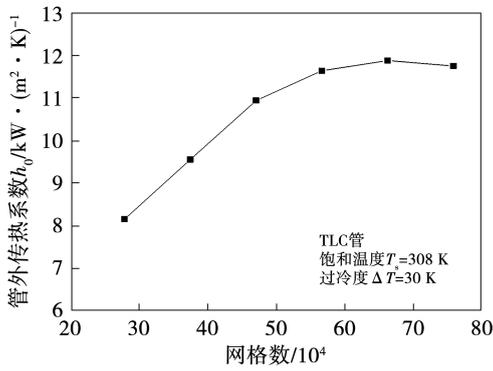


图4 网格独立性验证

Fig.4 Grid independence verification

2.4 模拟可靠性验证

为了验证数值模型,将数值计算结果与文献[13]中的实验结果进行比较。实验以 R410A 为研究对象,研究制冷剂在水平铜管管外冷凝换热特性。由于 R410A 几乎没有温度滑移,在模拟中被认定为纯流体。

在 $T_s = 308 \text{ K}$ 、热流密度在 $10 \sim 50 \text{ kW/m}^2$ 之间时,光管管外冷凝传热系数的数值模拟结果与实验数据及 Nusselt 理论值比较结果如图 5 所示。

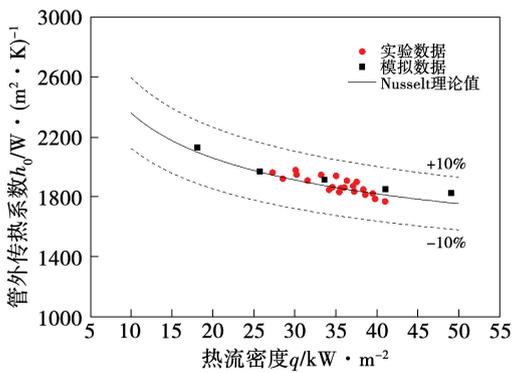


图5 在光管管外冷凝传热系数的数值结果与 Nusselt 解析解及实验结果比较

Fig.5 Comparison of numerical result, Nusselt analytical solution and experimental result of condensing HTC outside smooth tube

可以看出,实验数据和模拟结果与 Nusselt 理论值一致性良好,偏差在 10% 以内,且变化趋势一致,验证了模型的可靠性。误差产生的原因可能是由于 Nusselt 理论认为蒸汽是静止的且冷凝液膜的流动没有任何波动。而模拟中蒸汽以一定速度从入口进入,增加了扰动,加快冷凝液膜向下流动,使液膜变薄,传热系数变大。

3 数值结果及分析

3.1 光管管外冷凝液膜瞬时流动特性

R410A 在光管管外的流动和冷凝是瞬态过程。图 6 显示了在 $T_s = 308 \text{ K}$ 、过冷度 $\Delta T = 10 \text{ K}$ 时,不同时间制冷剂在光管管外冷凝换热液体体积分数云图。可以看到,最初光管外没有冷凝液膜,在模拟时间 $t = 0.1 \text{ s}$ 时管壁面开始出现冷凝液;由于重力的作用,在 t 为 $0.2 \sim 0.4 \text{ s}$ 时,冷凝液膜随着管壁向下流动,慢慢积聚在管底部,并形成液滴;在 $t = 0.505 \text{ s}$ 时,重力与表面张力达到平衡,液滴滴落;在 $t = 0.520 \text{ s}$ 时,由于表面张力的作用,把剩余液滴拉向管壁;在 $t = 0.550 \text{ s}$ 时,冷凝液又重新聚集在管底部,重复上一过程。液滴在表面张力和重力的共同作用下周期性滴落。当壁面过冷度为 30 K 时,管外壁面冷凝液的流动特性及过程与过冷度为 10 K 时相似,但由于过冷度较大,因此换热量和冷凝量变大且冷凝速率加快。

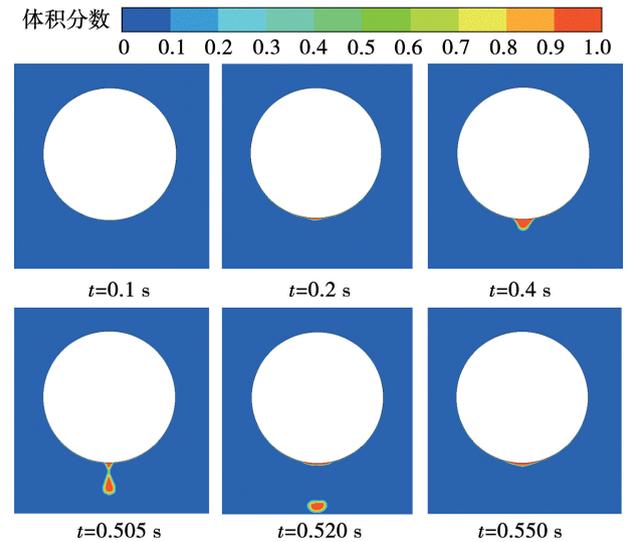


图6 不同时间光管外冷凝换热液体体积分数云图

Fig.6 Contours of condensing heat transfer liquid volume fraction outside smooth tube at different times

图 7 为 $T_s = 308 \text{ K}$, $\Delta T = 10$ 和 30 K 时 R410A 在管底部 ($\theta = 180^\circ$) 的液膜厚度和传热系数随模拟时间的变化规律。由图 7(a) 可知,最初液膜厚度随模拟时间的推移慢慢增大,传热系数则随之下降。当 $t = 0.5 \text{ s}$ 时,达到最大液膜厚度 3.26 mm ,此时对应的局部传热系数最低 ($295 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$); 当 $t = 0.505 \text{ s}$ 时,由于重力大于表面张力使得液滴断裂下

落,液膜厚度陡然变小;当 $t=0.505 \sim 0.530$ s 时,由于表面张力的作用,液膜被拉回管壁面,0.530 s 液膜厚度最小(0.19 mm),此时对应该点的传热系数最大($1\ 178\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)。可以看出,该点液膜厚度跟局部传热系数关系密切。此时第 1 个周期结束,第 2 个周期开始。第 1 个周期最长,达到 0.530 s,之后冷凝液膜厚度周期稳定在 0.295 s 左右。当冷凝液滴呈周期滴落时,管表面其他区域的冷凝液膜也保持稳定,平均表面传热系数达到平衡。在被冷凝液滴覆盖的管底部区域,传热系数极低。平均传热系数的周期性变化是由淹没面积的周期性变动引起的。由图 7(b)可知, $\Delta T=30\ \text{K}$ 时的周期规律与 $\Delta T=10\ \text{K}$ 时相似,但由于过冷度大,冷凝液聚集更快,第 1 个周期时长仅为 0.325 s,之后冷凝液膜厚度周期稳定在 0.150 s 左右。且最大冷凝液膜厚度为 3.9 mm,此时的对应的局部传热系数最低($250\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$),在 0.325 s 时液膜厚度最小(0.49 mm),此时对应该点的传热系数为 $795\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

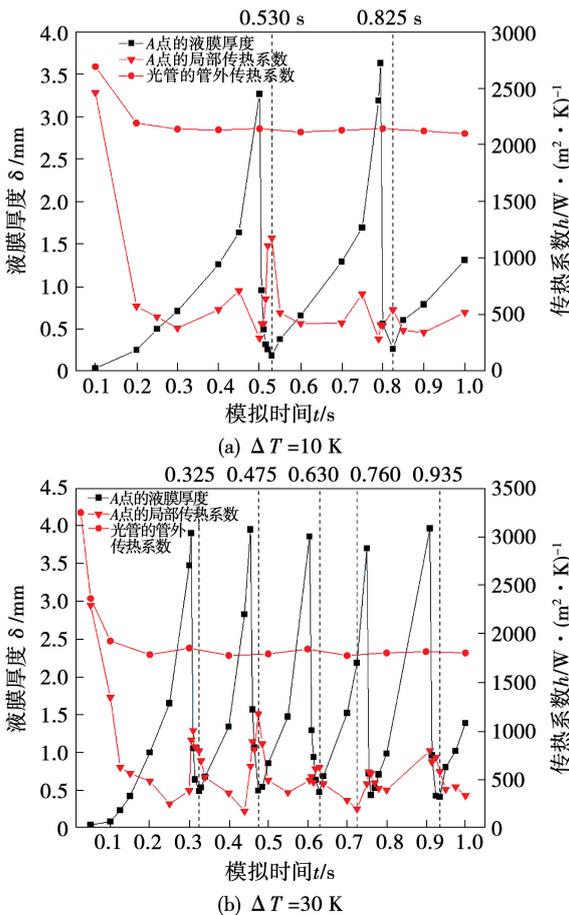


图 7 冷凝传热系数和液膜厚度随时间的变化图
Fig. 7 Variation diagrams of condensate HTC and liquid film thickness with time

3.2 强化 TLC 管管外冷凝液膜的瞬时流动特性

图 8 给出了 $\Delta T=30\ \text{K}$ 时 R410A 在强化 TLC 管管外冷凝流动瞬态过程。冷凝开始后, $t=0.10\ \text{s}$ 时,肋片顶端和肋片根部逐渐被冷凝液覆盖。随着冷凝过程的深入,冷凝液逐渐增多,整个模型部分全部被冷凝液覆盖,且由于重力作用,冷凝液慢慢流向管底,在管底聚集。此时,表面张力大于重力,因此冷凝液附着在管壁上。随着时间的推移,在 $t=0.20\ \text{s}$ 时,冷凝液越来越多,重力的作用超过了表面张力,开始形成冷凝液滴。在 $t=0.2 \sim 0.32\ \text{s}$ 之间,形成冷凝液柱,开始时冷凝液柱的流动不稳定。但在 $t=0.32\ \text{s}$ 后,冷凝液柱达到了一个相对稳定的状态,与实验观测到的现象一致。

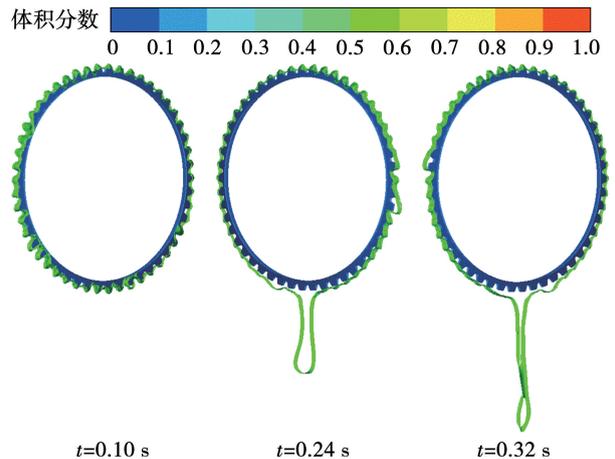


图 8 $\Delta T=30\ \text{K}$ 强化 TLC 管管外不同时间的液体体积分数云图

Fig. 8 Contours of liquid volume fraction outside enhanced TLC tube at different times

图 9 给出在 $T_s=308\ \text{K}$ 、 $\Delta T=30\ \text{K}$ 的工况下, TLC 管肋片顶端周向截面的局部冷凝传热系数和液膜厚度的分布。可以看出,管的局部冷凝传热系数随液膜的波动而波动。在液膜最厚时局部传热系数最小。在管顶端, θ 值在 $0 \sim 20^\circ$ 之间时液膜最薄,此时对应的传热系数最大。随着 θ 值的增加,液膜厚度逐渐变大,则传热系数相应逐渐减小。在 θ 约为 80° 时,冷凝液滴出现聚集,液膜增厚,传热系数降低。当 $\theta=180^\circ$,即管底部的液膜最厚时传热系数最低。这与努塞尔薄膜理论一致,表明了液膜厚度对传热系数的重要性。

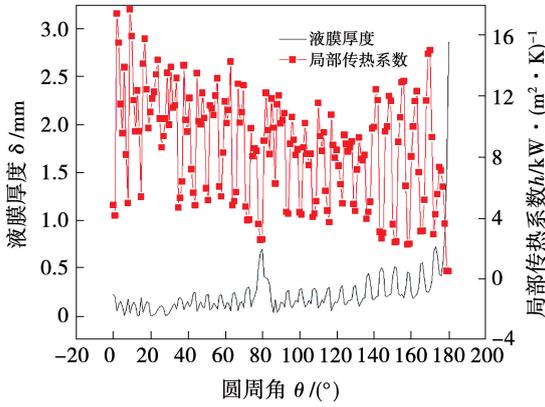


图 9 局部传热系数和液膜厚度随肋片顶端周向截面圆周角的变化

Fig. 9 Variation of local HTC and liquid film thickness with circumferential angle on circumferential section of fin tip

R410A 在光管和强化 TLC 管管外的过冷度与冷凝传热系数关系如图 10 所示。可以明显看出,强化 TLC 管相比光管能够大幅度地提高管外凝结传热效果。在饱和温度 $T_s = 308\text{ K}$ 工况下,管外凝结传热系数约为光管的 6 倍。这主要是因为强化 TLC 管不仅实际换热面积增加了 3.2 倍,而且特殊的肋结构形式增加了湍流并且能够及时将凝结液排出,降低了传热热阻。此外,随着过冷度的增大,光管和强化 TLC 管的传热系数逐渐降低。这反映了液膜对传热系数的高敏感度。过冷度增大导致冷凝液量增多,排液困难加大,从而增大了换热热阻,导致冷凝传热系数降低。

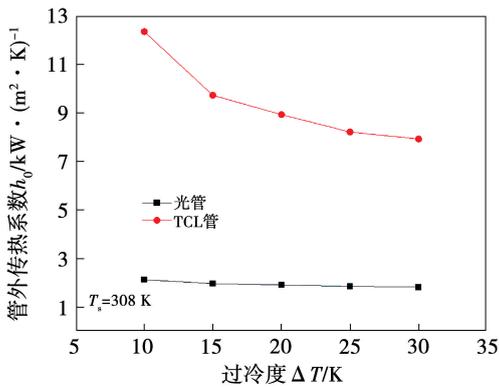


图 10 R410A 在光管和强化 TCL 管管外过冷度与冷凝传热系数关系

Fig. 10 Relation of subcooling degree and condensate HTC of R410A outside smooth tube and enhanced TCL tube

3.3 不同工质对管外冷凝换热的影响

选取 R134a 和 R1234yf 与 R410A 做对比。在同一管径和同一饱和温度、不同过冷度下,3 种不同制冷剂的传热性能比较如图 11 所示。可以看出,R410A 的冷凝传热系数约为 R134a 的 1.05 倍,约为 R1234yf 的 1.32 倍,且 3 种制冷剂的冷凝传热系数均随过冷度的增加而降低。

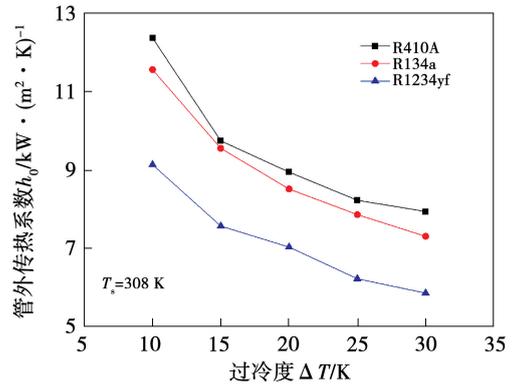


图 11 不同制冷剂的冷凝传热系数对比

Fig. 11 Comparison of condensation HTC of different coolants

3 种制冷剂在饱和温度为 308 K 下的物性参数如表 1 所示。可以看出,R410A 的粘度最小,而粘度越小冷凝液体更易排出管外,使液膜变薄。此外,R410A 的表面张力最小,较小的表面张力会使管底部的液膜更薄,在肋顶形成的凝结液压力梯度更容易将凝结液膜刺破,降低了液膜的厚度。表面张力的不同可能导致不同的液膜分布。

表 1 3 种制冷剂在饱和温度为 308 K 下的物性参数

Tab. 1 Thermophysical property parameters of three kinds of coolants at 308 K

工质	潜热/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	粘度/ $\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$	表面张力/ $\text{mN}\cdot\text{m}^{-1}$
R410A	169.10	103.24	3.952 3
R1234yf	137.01	137.08	4.991 5
R134a	168.33	172.33	6.761 3

根据方程,表面张力越小导致接触角 β 越大,使得冷凝液更易向外排出。接触角 β 可以通过 Young 方程获得:

$$\cos\beta = (\gamma_{\text{SV}} - \gamma_{\text{SL}}) / \gamma_{\text{LV}} \quad (8)$$

式中: γ_{SV} 和 γ_{SL} —蒸汽和液体的固体界面力; γ_{LV} —液体与蒸汽之间的界面力。

因此,与 R1234yf 相比,R410A 的冷凝液体更容易从管壁流出,使得液膜更薄。由测量可知,R134a 的液膜厚度最厚,为 0.36 mm,其次是 R1234yf 的 0.33 mm 和 R410A 的 0.32 mm。液膜越薄,热阻越小,换热效果越好。R410A 与 R134a 的潜热相差无几,但均高于 R1234yf,而潜热对换热起到积极的作用。由于 R410A 的潜热最大,液膜最薄,因此 R410A 传热系数最大。综上可知,液膜厚度主要受表面张力和粘度等物性参数的影响,而冷凝传热系数则主要由液膜厚度和潜热决定。从制冷剂的物理参数、液膜厚度可以分析出不同制冷剂换热能力存在差异的原因。

4 结 论

(1) 光管和强化 TCL 管的冷凝传热系数均随过冷度的增大而减小。通过分析光管的液膜厚度和局部传热系数可知,过冷度越大,液膜越厚,且冷凝液聚集更快,形成液滴所需时间周期越短。在液膜最厚处,局部传热系数最低。

(2) 强化 TCL 管的管外冷凝传热系数约为光管的 6 倍,其换热面积增加了 3.2 倍。强化管不仅增加了换热面积,也因为特殊的管型增加了湍流使冷凝液及时排出,降低了传热热阻,提升了换热效率。

(3) 在同一工况下,不同制冷剂的传热系数主要由液膜厚度及潜热共同决定,R410A 的液膜厚度最小,潜热最大,因此 R410A 的冷凝传热系数最大。

参考文献:

- [1] KJELLSTRÖM E, NIKULIN G, STRANDBERG G, et al. European climate change at global mean temperature increases of 1.5 and 2 °C above pre-industrial conditions as simulated by the EURO-CORDEX regional climate models [J]. *Earth System Dynamics*, 2018, 9(2):459–478.
- [2] AGENCY E P. Regulation (EU) No. 517 of 2014 on fluorinated greenhouse gases, S. I. 281 of 2006 control of substances that deplete the ozone layer regulations, European regulation on substances that deplete the ozone Layer (Regulation (EC) No. 2037/2000), control of sub [J]. Environmental Protection Agency, 2014.
- [3] LONGO G A, MANCIN S, RIGHETTI G, et al. R1234yf and R12-34ze (E) as environmentally friendly replacements of R134a: Assessing flow boiling on an experimental basis [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, 108:336–346.
- [4] LI Meijun, LU Yuan, ZHANG Shijie, et al. A numerical study of effects of counter-current gas flow rate on local hydrodynamic characteristics of falling films over horizontal tubes [J]. *Desalination*, 2016, 383:68–80.
- [5] JI Wentao, NUMATA M, HE Yaling, et al. Nucleate pool boiling and filmwise condensation heat transfer of R134a on the same horizontal tubes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 86:744–754.
- [6] JI Wentao, MAO Shuaifeng, CHONG Guohun, et al. Numerical and experimental investigation on the condensing heat transfer of R134a outside plain and integral-fin tubes [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 159:113878.
- [7] NUSSELT W. The surface condensation of water vapour [J]. *Zeitschrift Des Vereines Deutscher Ingenieure*, 1916, 60:541–546.
- [8] LI Shu, JU Yonglin. Numerical study on the condensation characteristics of various refrigerants outside a horizontal plain tube at low temperatures [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2022, 176:107508.
- [9] ZHANG Yuchen, LI Guo, ZHANG Guohua, et al. Development and modified implementation of Lee model for condensation simulation [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 231:120872.
- [10] LEE W H. A pressure iteration scheme for two-phase modeling [M]. Florida, USA: Multiphase Transport: Fundamentals, Reactor Safety, Applications, 1980.
- [11] TANASAWA I. Advances in condensation heat transfer [J]. *Advances in Heat Transfer*, 1991, 21:55–139.
- [12] 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):051019. 1–051019. 8.
- [13] 杨振斌, 黄理浩, 姜敬德. R410A 在水平强化管管外冷凝换热性能研究 [J]. *化学工程*, 2021, 49(12):33–38.
YANG Zhenbin, HUANG Lihao, JIANG Jingde. Condensation heat transfer performance of R410A outside horizontal enhanced tube [J]. *Chemical Engineering*, 2021, 49(12):33–38.

(刘 颖 编辑)