

不凝气体对 R123 凝结换热的影响

张定才^{1,2} 冀文涛¹ 陶文铨¹ 何雅玲¹

(1. 动力工程多相流国家重点实验室, 西安交通大学能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049;
2. 中原工学院能源与环境学院, 河南 郑州 450007)

摘要 对氟利昂 R123 在水平单管外的凝结换热性能进行了试验研究, 试验管为光管和五根强化管. 目的是获得不凝气体对 R123 蒸气凝结时最佳肋密度的影响. 试验结果表明: 光管管外 Nusselt 理论值与实验数据偏差在 $\pm 5\%$ 以内. 对于含 8% 不凝气体的 R123 在低肋管外的凝结换热, 在肋密度为 1475 翅/米时可以获得最佳的换热性能. 含不凝气体的 R123 凝结换热系数显著下降, 其管外换热系数约为纯蒸气的 20%~25%. 随着肋密度的减小, 不凝气体对凝结换热的影响逐渐减弱, 但其最佳肋间距仍保持不变, 均为 0.32 mm.

关键词 强化管; 膜状凝结; 传热特性; 试验研究

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2009)12-2062-03

EFFECT OF NON-CONDENSIBLE GAS ON CONDENSATION HEAT TRANSFER OF R123

ZHANG Ding-Cai^{1,2} JI Wen-Tao¹ TAO Wen-Quan¹ HE Ya-Ling¹

(1. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, School of Energy & Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. School of Energy & Environment Engineering, Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou 450007, China)

Abstract Experimental studies of film condensation of R123 on single horizontal smooth tube and five enhanced tubes are conducted. The objective is to reveal the influence of non-condensable gas on optimum fin density for the condensation of R123. The results indicate that the predicted condensation heat transfer coefficients of pure R123 on smooth tube from Nusselt theory agree well with the experimental data within ± 5 percent. It is found that the optimum fin density is about 1475 fpm for R123 condensing outside integral-fin tubes, with non-condensable gas bulk concentration of 8 percent. The heat transfer rate is deteriorated sharply with the existence of non-condensable gas, and the condensation heat transfer coefficients are about 20~25 percent of those of pure refrigerant gas. The effect of non-condensable gas is weakened with the decrease of fin density, but the optimum fin spacing is kept constant at about 0.32 mm.

Key words enhanced tube; film condensation; heat transfer characteristics; experimental study

0 引 言

由于世界能源紧张问题日益突出, 以节约能源与材料消耗为主要目的, 开发高效紧凑式换热器是传热界的重要研究课题. 冷凝器作为制冷空调领域的重要设备, 其换热效果对机组性能影响很大. 因此, 对传热强化研究具有重要的意义, 国内外对水平管外制冷剂蒸气凝结强化进行了研究^[1~4]. R123 作为传统制冷剂 R11 的替代物引起了各国学者的关注, 但针对 R123 在低肋管外凝结换热的参数优化的文献较少. R123 的特点之一是在空调工况下 (冷凝温度 40°C, 蒸发温度 5°C), 其冷凝压力 (0.1545

MPa) 高于大气压, 而蒸发压力 (0.0408 MPa) 低于大气压, 因此其系统中容易进入空气等不凝性气体. 为了查明不凝性气体对 R123 凝结换热的影响, 本文对此进行了研究.

本文对光管与五种不同肋密度的水平强化管进行了 R123 蒸气在管外凝结换热的实验研究, 找出了含不凝性气体体积浓度 8% 时的 R123 蒸气凝结换热的最佳肋密度, 并与文献中纯净蒸气凝结的最佳肋密度进行了比较, 其结果可供更有效地开发凝结换热强化管作参考.

收稿日期: 2008-12-31; 修订日期: 2009-11-02

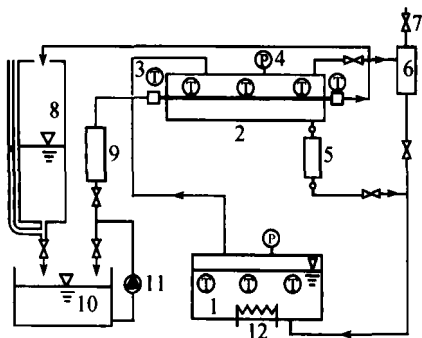
基金项目: 国家重点基础研究发展计划项目 (No.G2007CB206902)

作者简介: 张定才 (1973-), 男, 安徽当涂人, 副教授, 博士, 主要从事强化传热方面的研究.

1 实验系统

试验系统如图 1 所示, 主要由两部分组成: 氟利昂循环系统与冷却水循环系统。氟利昂液体在蒸发器内被电热器加热而沸腾, 饱和蒸气上升进入冷凝器内, 在水平管外表面上被冷却水冷凝成液体, 冷凝液汇流后经凝液量筒流回至蒸发器内。冷却水由蓄水箱流经流量计进入试验段, 经称重水箱再流回至蓄水箱。当测量冷却水流量时, 关闭称重水箱下面的阀门, 称重后再流回蓄水箱。另有制冷系统和电加热器以维持蓄水箱内水温恒定。

系统内温度及冷却水进口水温由铜 - 康铜热电偶测量, 冷却水进出口温差由六对铜 - 康铜热电偶组成的热电堆测量, 经分布式数据检测系统采集处理, 热电偶、热电堆均经二等标准水银温度计标定。



1. 蒸发器 2. 冷凝器 3. 热电偶 4. 压力表 5. 凝液量筒
6. 辅助冷凝器 7. 放气阀 8. 称重水箱 9. 转子流量计
10. 蓄水箱 11. 水泵 12. 电加热器

图 1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

分别在冷凝温度 $(38 \pm 0.1)^\circ\text{C}$ 、 $(40 \pm 0.1)^\circ\text{C}$ 下对六种试验管进行了传热性能测定, 其中管 C21-C25 分别是二维低肋管, 几何结构参数见表 1。为了较准确地分离出管外换热系数, 试验用的强化管管内均为光滑表面, 可以直接用经验公式计算对流换热系数。

表 1 试验管几何结构参数

Table 1 Geometries of studied tubes

Tube	D_o (mm)	D_i (mm)	D_r (mm)	肋高 (mm)	肋间距 (mm)	肋密度 (fpm)
C21	18.95	15.81	16.96	0.996	0.464	2156
C22	18.93	15.82	17.08	0.926	0.581	1720
C23	18.93	15.64	16.93	0.998	0.678	1475
C24	18.93	15.42	17.01	0.962	0.982	1020
C25	19.02	15.34	16.98	1.020	1.359	736
smooth	19.00	17.00				

2 实验数据处理

2.1 总传热系数

试验中确保各测点的热平衡偏差小于 3%。总传热系数 k 按下式计算:

$$k = \frac{\phi}{A_o \Delta t_m} \tag{1}$$

式中, ϕ 为换热量, A_o 为管外表面积, Δt_m 为对数平均温差。热流密度 $q = \phi/A_o$ 。

2.2 管外凝结换热系数

采用热阻分离法从总传热热阻分离出管外凝结换热系数 h_o 。

$$\frac{1}{h_o} = \frac{1}{k} - \frac{A_o}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} + R_f \right) - R_w \tag{2}$$

式中, A_i 为管内表面积, R_w 为管壁热阻, 计算中忽略污垢热阻 R_f , h_i 为管内换热系数, 光管管内换热系数由 Gnielinski 公式计算得出^[5~7]。

2.3 不确定度分析

通过分析得到, 本实验总传热系数 k 的不确定度为 3.5%。采用文献 [7] 中的方法来估算凝结换热系数的不确定度。分析得出, h_o 的最大不确定度为 16.5%~24.2%, 各试验管的实验结果不确定度分别是 C21 管 24.2%, C22 管 20.5%, C23 管 19.7%, C24 管 19.5%, C25 管 19.0%, 光管 16.5%。

3 实验结果分析

3.1 试验系统的可靠性验证

对 R123 纯净蒸气进行了光管外凝结换热的校核试验。图 2 是光管实验结果与 Nusselt 理论解的对比。可以发现, 实验值与理论值的相对偏差在 $\pm 5\%$ 以内, 这一结论与前人的研究结果相同^[7,8], 可以认为实验系统与测量数据是可靠的。

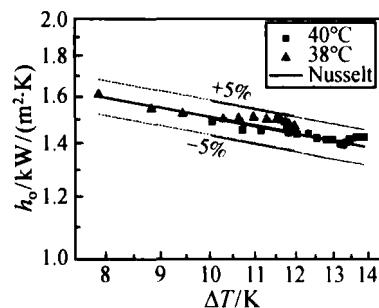


图 2 光管 h_o 随 ΔT 的变化

Fig. 2 Variation of h_o with ΔT for smooth tube

3.2 一定的不凝气体浓度下总传热系数试验结果

试验中根据系统内压力与温度的关系, 保持系统内不凝气体的体积浓度约为 8%。图 3、4 是各试验管总的传热系数 k 与管内冷却水流速 v 的关系曲线。可见, 强化管 C23 传热系数高于同流速下的其它强化管。

3.3 管外换热系数随壁面温差的变化

采用热阻分离法从总传热系数得出的 R123 在低肋管外凝结换热的结果如图 5、6 所示。可以发现,

在肋密度为 1475 翅/米时的强化管 C23 的凝结换热性能最佳, 其次是 C22 管. 从试验结果来看, 38°C 和 40°C 工况下的凝结换热系数很接近.

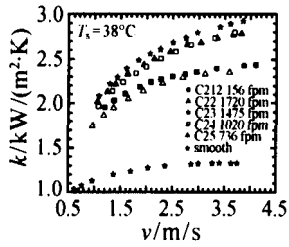


图 3 38°C 时 k 随 v 的变化

Fig. 3 Variation of k with v

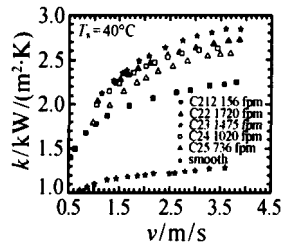


图 4 40°C 时 k 随 v 的变化

Fig. 4 Variation of k with v

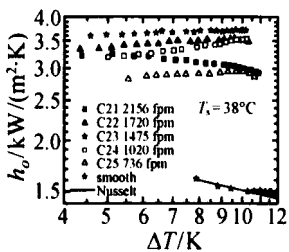


图 5 38°C 时 h_o 随 ΔT 的变化

Fig. 5 Variation of h_o with ΔT

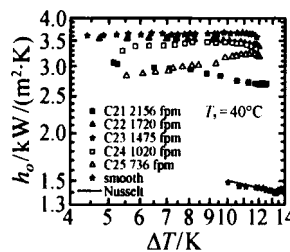


图 6 40°C 时 h_o 随 ΔT 的变化

Fig. 6 Variation of h_o with ΔT

3.4 强化管与光管的比较

强化管在相同壁面温差条件下的强化倍率见图 7、8. 在相同壁面温差条件下, 38°C 时 C21~C25 管强化倍率分别为 1.7~2.0, 1.8~2.3, 2.0~2.5, 1.8~2.4, 1.6~2.0, 40°C 时则分别为 1.7~1.9, 2.0~2.4, 2.0~2.5, 1.9~2.3, 1.6~2.2.

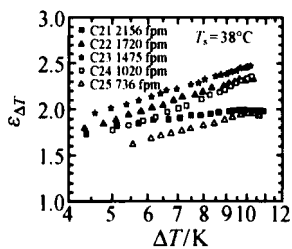


图 7 强化倍率随 ΔT 的变化
Fig. 7 Variation of enhancement factor with ΔT

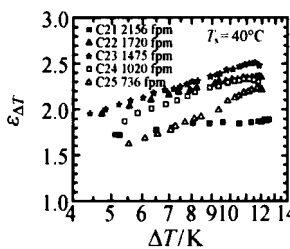


图 8 强化倍率随 ΔT 的变化
Fig. 8 Variation of enhancement factor with ΔT

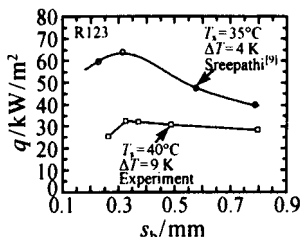


图 9 热流密度随 s_b 的变化
Fig. 9 Variation of heat flux with s_b

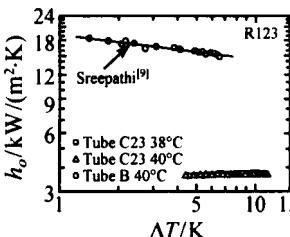


图 10 与纯净蒸气结果的比较
Fig. 10 Compared with pure gas

3.5 与纯净蒸气凝结试验结果的比较

图 9、10 为含不凝气体的实验结果与纯净蒸气的比较, 表明含 8% 不凝气体的 R123 凝结换热系数显著下降, C23 管外换热系数约为 B 管^[9](1575 fpm 低肋管) 的 20%~25%, 随着肋密度的减小 (肋间隙 s_b 增大), 不凝气体对凝结换热的影响逐渐减弱, 但其最佳肋间隙 (s_b) 仍保持不变, 均为 0.32 mm.

4 结论

通过对光管和五根不同肋密度的强化管在 38°C、40°C 两种工况下凝结换热的试验研究表明:

- (1) 含 8% 不凝性气体的 R123 蒸气在低肋管外凝结换热, 其最佳肋密度为 1475 翅/米.
- (2) 含 8% 不凝气体的 R123 凝结换热系数显著下降, 其管外换热系数约为纯蒸气的 20%~25%.
- (3) 随着肋密度的减小 (肋间隙 s_b 增大), 不凝气体对凝结换热的影响逐渐减弱, 但其最佳肋间隙 (s_b) 仍保持不变, 均为 0.32 mm.

参考文献

- [1] Karkhu V A, Borovkov V P. Film condensation of Vapor at Finely-Finned Horizontal Tubes. Heat Transfer Soviet Research, 1971, 3(2): 183-191
- [2] Rudy T M, Webb R L. An Analytical Model to Predict Condensate Retention On Horizontal Integral-Fin Tubes. ASME J. of Heat Transfer, 1985, 107(2): 361-368
- [3] Wanniarachchi A S, Marto P J, Rose J W. Film Condensation of Steam on Horizontal Finned Tubes: Effect of Fin Spacing. ASME J. of Heat Transfer, 1986, 108(4): 960-966
- [4] Sarma P K, Vijayalakshmi B, Mayinger F, et al. Turbulent Film Condensation on a Horizontal Tube with External Flow of Pure Vapors. Int. J. of Heat Mass Transfer, 1998, 41(3): 537-545
- [5] Gnielinski V. New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow. Int. Chemical Engineering, 1976, 16(2): 359-368
- [6] 杨世铭, 陶文铨. 传热学. 第四版. 北京: 高等教育出版社, 2006. 248-249
YANG Shi-Ming, TAO Wen-Quan. Heat Transfer. 4th ed. Beijing: Higher Education Press, 2006. 248-249
- [7] Cheng B, Tao W Q. Experimental Study of R152a Film Condensation on Single Horizontal Smooth Tube and Enhanced Tubes. ASME J. of Heat Transfer, 1994, 116(2): 266-270
- [8] Wang J C, Turaga M, Lin S. Effects of Refrigerant-Oil Mixtures on Condensation Heat Transfer on the External Surface of Horizontal Tubes in Water-Cooled Shell-and-Tube Condensers. ASHRAE Transactions, 1984, 90(1B): 26-38
- [9] Sreepathi LK, Bapat SL, Sukhatme SP. Heat Transfer During Film Condensation of R-123 Vapour on Horizontal Integral-Fin Tubes. Journal of Enhanced Heat Transfer, 1996, 3(2): 147-164