

研究简报

R22 在水平双侧强化管外的凝结换热

张定才, 刘启斌, 陶文铨, 何雅玲

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

关键词: 强化管; 膜状凝结; 传热特性

中图分类号: TK 124

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157(2005)10-1865-04

Condensation heat transfer of R22 outside horizontal doubly-enhanced tubes

ZHANG Dingcai, LIU Qibin, TAO Wenquan, HE Yaling

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University,
Xi'an 710049, Shaanxi, China)

Abstract: An experimental study on R22 film condensation on single horizontal tubes (one smooth tube and two doubly enhanced ones) was conducted at the saturation temperatures of 32 °C, 35 °C and 38 °C respectively. A modified Wilson plot was used to obtain the water-side and vapor-side heat transfer coefficients. The results indicated that the experimental condensation heat transfer coefficients agreed with the Nusselt theory with $\pm 10\%$. The water side heat transfer coefficients of tube No. 1 and tube No. 2 were 2.78 and 2.99 times of that of smooth tube, respectively. At the same heat flux the condensation heat transfer coefficients of tube No. 1 and tube No. 2 were 8.2—18.0 times and 8.1—12.4 times of the smooth tube, respectively. Thermal resistance analysis showed that the relative percentage of vapor-side thermal resistance increased with water velocity. When the thermal resistance values of the two sides were equal, the water velocity of tube No. 1 was $1.25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ($Re = 2.41 \times 10^4$) and that of No. 2 was $0.82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ($Re = 1.54 \times 10^4$). For all cases, the wall thermal resistance was less than 4 percentage. The reasons accounting for the superiority of tube No. 1 were analyzed.

Key words: enhanced tubes; film condensation; heat transfer property

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], 已由早期的二维矩形、梯形低肋管发展到现在的三维强化管 (如 Thermoexcel-C 管、Turboc 管等). 本文对光管与两种水平双侧强化管 (分别为二维低肋管与三维管) 进行了 R22 蒸气在管外凝结换热的试验研究, 并对各试验管的传热性能进行综合评价. 由于本文所研究的强化管制造工艺简单, 性能

2004-11-30 收到初稿, 2005-01-19 收到修改稿.

联系人: 陶文铨. 第一作者: 张定才 (1973-), 男, 博士研究生.

基金项目: 国家重点基础研究基金项目 (G2000026303); 国家自然科学基金项目 (50323001).

Received date: 2004-11-30.

Corresponding author: Prof. TAO Wenquan. E-mail: wqtao@mail.xjtu.edu.cn

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (50323001).

优越，其结果可供更有效地开发凝结换热强化管作参考。

1 试验系统

试验系统如图 1 所示，主要由两部分组成：氟里昂循环系统与冷却水循环系统。氟里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，然后经出口水箱，再流回至蓄水箱，完成一个循环。当测量冷却水流量时，冷却水直接流至称重水箱，称量后再流回蓄水箱。另有制冷系统和电加热器以维持蓄水箱内水温恒定。

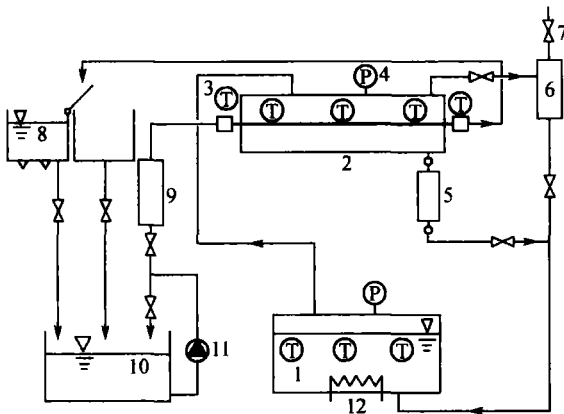


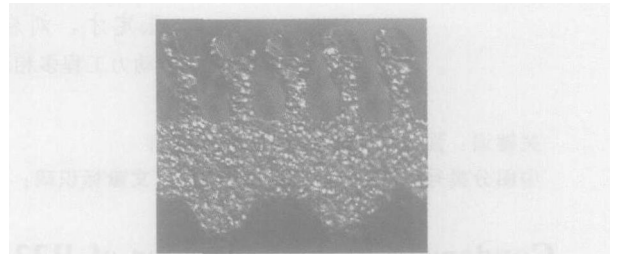
Fig 1 Schematic diagram of experimental apparatus

- 1—boiler; 2—condenser; 3—thermocouple;
- 4—pressure gage; 5—condensate measuring container;
- 6—after condenser; 7—flushing vent;
- 8—water rate measuring tank; 9—water flow meter;
- 10—water storage tank; 11—pump; 12—electric heater

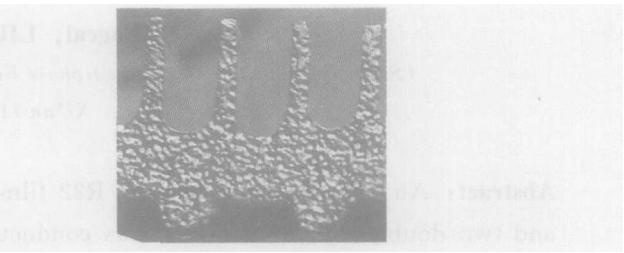
系统内温度及冷却水进口水温由铜康铜热电偶测量，冷却水进出口温差由 6 对铜康铜热电偶组成的热电堆测量，经 IMP 分布式数据检测系统采集处理，热电偶、热电堆均经二等标准水银温度计标定。

分别在冷凝温度 (32 ± 0.1) °C、(35 ± 0.1) °C、(38 ± 0.1) °C，管内冷却水流速在 0.3~ 3.0 m · s⁻¹ 范围内对 3 种试验管进行了传热性能测定，其纵向截面的几何形状如图 2 所示，几何结构参数见表 1。由于强化凝结换热的关键在于减薄液膜厚度，在强化管 No. 1 的翅片顶部均有尖角，在表面张力的作用下，可以减薄液膜，同时加大了翅片顶

部表面积。试验用的强化管管内均是滚轧出的螺旋槽。当流体在管内流动时，靠近壁面部分的流体将沿螺旋面旋转流动，在经过凸起的螺旋槽时形成了周期性的扰动，从而起到水侧强化换热的作用。



(a) tube No. 1



(b) tube No. 2

Fig 2 Cross section of enhanced tubes

Table 1 Fin geometries of studied tubes

Tube	Outer diameter /mm	Inner diameter /mm	Fin height /mm	Fin per meter	Fin pitch /mm	Inner fin height /mm
No. 1	18.95	16.43	0.837	1795	0.557	0.362
No. 2	18.95	16.25	1.08	1362	0.734	0.385
smooth	19.0	15.04				

2 试验数据处理

2.1 总传热系数

试验中确保各测点的热平衡偏差小于 5%。总传热系数 *k* 按式 (1) 计算

$$k = \frac{\phi}{F_o \Delta T_m} \tag{1}$$

式中 ϕ 为换热量； F_o 为胚管外表面积； ΔT_m 为对数平均温差。热通量 $q = \phi / F_o$ 。

2.2 管外凝结传热系数

采用热阻分离法从总传热热阻分离出管外凝结传热系数 h_o 。

$$\frac{1}{h_o} = \frac{1}{k} - \frac{F_o}{F_i} \left[\frac{1}{h_i} + r_f \right] - r_w \tag{2}$$

式中 F_i 为胚管内表面积； r_w 为管壁热阻，计算中忽略污垢热阻 r_f ； h_i 为管内传热系数， $h_i = \alpha h_{fp}$ ，光管管内传热系数 h_{fp} 由 Gnielinski 公式计算得出^[5]。

对于强化管, 采用 Wilson 法来确定系数 c_i [6,7].

2.3 不确定度分析

通过分析得到在中等负荷下, 本试验总传热系数 k 的不确定度为 5.9%. 采用文献 [7] 中的方法来估算凝结传热系数的不确定度. 分析得出, 本试验在中等流速情况下 h_o 的最大不确定度为 12.4%.

3 试验结果及讨论

3.1 试验系统的可靠性

对 R22 进行了光管外凝结换热的校核试验. 图 3、图 4 分别是光管试验结果与 Nusselt 理论解的对比. 其中 ΔT_{vs} 是蒸气饱和温度与管外壁温度之差. 可以发现, 试验值与理论值的相对偏差在 $\pm 10\%$ 以内. 这一结论与前人的研究结果相同 [7,8], 可以认为试验系统与测量数据是可靠的.

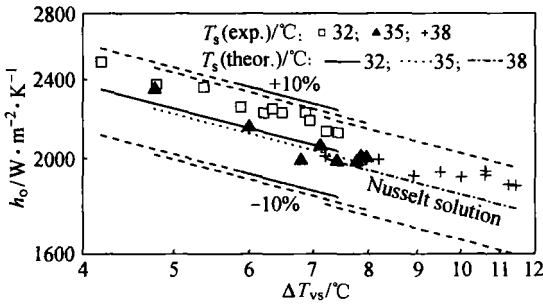


Fig 3 Variation of h_o with ΔT_{vs}

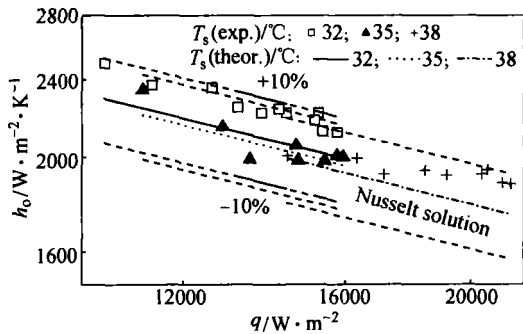


Fig 4 Variation of h_o with q

3.2 强化管总传热系数

图 5 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. 由图可见, 传热系数随着冷凝温度的升高而下降, 强化管 No. 1 传热系数高于同流速下的 No. 2 管.

3.3 强化管管内传热系数

采用 Wilson 法来确定 Gnielinski 公式前的系数 c_i . 两种强化管的 c_i 值分别为: No. 1 管 $c_i = 2.78$, No. 2 管 $c_i = 2.99$. 所得到的管内强化换热的

效果不同, 主要是由于内齿高度不同所造成的, 在一定范围内, 内齿越高内部强化换热效果越好.

3.4 强化管管外传热系数

采用热阻分离法从总传热系数得出的 R22 在水平强化管外凝结换热的结果如图 6、图 7 所示, 横坐标为热通量, 纵坐标为管外传热系数. 可以看出, 管外传热系数随着冷凝温度的升高而下降.

强化管与相同热通量条件下的光管管外传热系数 $h_{o, smooth}$ 的比较见图 8. 试验结果表明, 在相同热通量条件下, No. 1 管的管外传热系数是光管的 8.2~18.0 倍, No. 2 管是光管的 8.1~12.4 倍, 且随着热通量的增大, 管外传热系数强化倍率逐渐增大. 三维强化管 No. 1 的管外换热性能优于二维强化管 No. 2. 强化管 No. 1 由于在翅片顶端加工出尖角, 尖角可以有效地减薄凝结液膜, 同时增大了外表面积, 使换热得以强化. 翅片数较多是 No. 1 管外传热系数较大的另外一个原因. 文献 [9] 所试验的低肋管的管外传热系数是光管的 5.2~5.5 倍, Turbo-C 管的管外传热系数是光管的 7.9~8.2 倍, 虽然文献 [9] 与本文的测试条件不尽相同, 但可以说明本文所试验的 No. 1 管的换热性能是优越的.

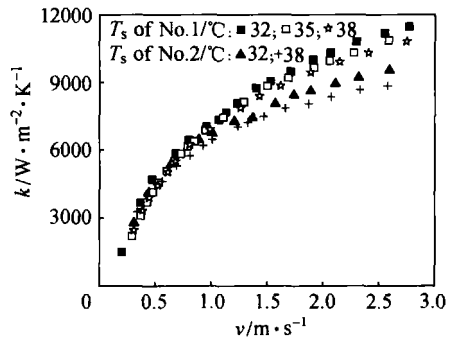


Fig 5 Variation of k with v for enhanced tubes

3.5 强化管热阻分析

图 9 是冷凝温度 38 °C 管外换热热阻 r_o 、管内换热热阻 r_i 与管壁热阻 r_w 占总热阻的比例与 Re 的关系. 随着 Re 的增大, 管外换热热阻占总热阻的比例逐渐增大, 至管内外热阻相等时, No. 1 管的 $Re = 24100$ ($v = 1.25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), No. 2 管的 $Re = 15400$ ($v = 0.82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), 管壁热阻所占比例均小于 4%. 虽然 No. 1 管的管内传热系数小于同条件下的 No. 2 管, 但其管外传热系数大于 No. 2 管, 且在工程常用的流速范围内, No. 1 管的管内

外热阻比较接近, 这是 No. 1 管的总传热性能优于 No. 2 管的原因.

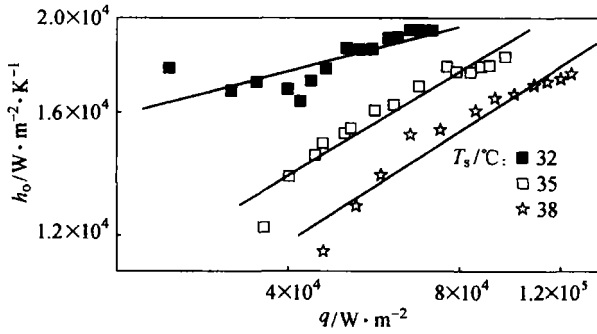


Fig 6 Variation of h_o with q for tube No. 1

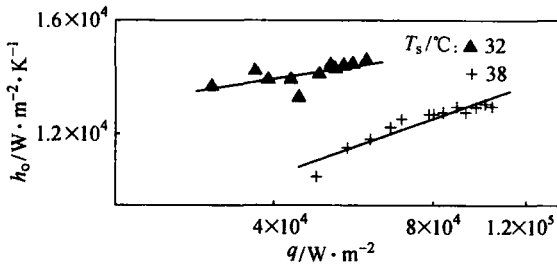


Fig 7 Variation of h_o with q for tube No. 2

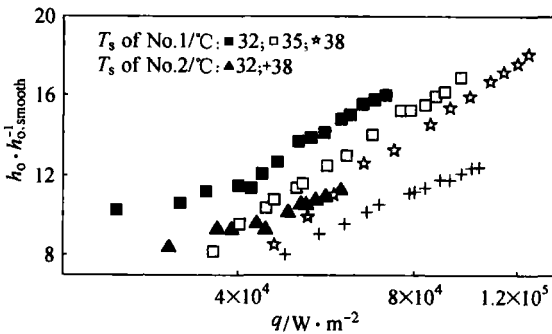


Fig 8 Variation of ratio $h_o/h_{o,smooth}$ with q

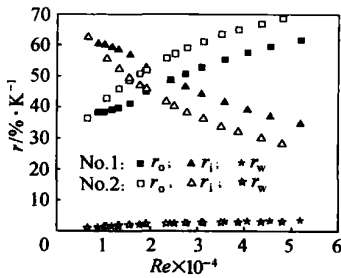


Fig 9 Thermal resistance analysis of enhanced tubes

4 结 论

通过对光管和两根双侧强化管在 32、35 和 38

℃ 3 种工况下凝结换热的试验研究表明:

(1) 所研究的两根双侧强化管均有明显的强化换热作用, No. 1 管的总传热系数高于 No. 2 管. No. 1 管、No. 2 管的管内传热系数分别是光管的 2.78 倍和 2.99 倍, 原因是 No. 2 管的内齿高大于 No. 1 管.

(2) 在测试条件下, No. 1 管、No. 2 管的管外凝结传热系数分别是同热通量条件下光管的 8.2~18.0 和 8.1~12.4 倍. 由于 No. 1 管翅片数较多, 同时在翅片顶端有尖角, 有效地减薄了凝结液膜, 同时增大了外表面积, 使换热得以强化.

(3) 随着流速的增大, 管外换热热阻占总热阻的比例逐渐增大, 至管内外热阻相等时, No. 1 管的 $v = 1.25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ($Re = 24100$), No. 2 管的 $v = 0.82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ($Re = 15400$), 管壁热阻所占比例小于 4%, No. 1 管的管内外热阻比较接近, 因而其总体性能优于 No. 2 管.

References

- [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, Kakac S. 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] Yang Shiming (杨世铭), Tao Wenquan (陶文铨). *Heat Transfer* 3rd ed. Beijing: Higher Education Press, 1998
- [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] Jung D S, Kim C B, Hwang S M, Kim K K. Condensation heat transfer coefficients of R22, R407C, and R410A on a horizontal plain, low fin, and turboc tubes. *Int. J. of Refrigeration*, 2003, 26: 485-491