

文章编号: 1004 - 1478 (2007) 01 - 0042 - 04

R22 在水平微肋管和光管内 凝结换热的实验研究

唐上朝, 刘 星, 陶文铨

(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)

摘要:进行了 R22 在光管和微肋管内凝结换热实验, 比较了局部换热系数. 这两种管具有同样的外径 9 mm, 实验段有效换热长度 1 104 mm, 微肋管是以同样尺寸的光管为坯管加工而成. 实验工况对应凝结换热温度 38.6 °C, 工质流量分别为 30 kg/h, 60 kg/h, 干度范围 0.2 ~ 0.8, 热流密度 15 kW/m². 实验结果表明, 与光管相比, 微肋管的换热系数是光管的 1.7 倍左右. 但微肋管的强化效果在不同的管内工质流量下有所不同, 在较小流量 30 kg/h 下, 微肋管强化效果在不同干度下差别不大, 但在较大流量 60 kg/h 下, 强化效果随着干度的增大而增强.

关键词:凝结换热; 微肋管; 光管; 制冷剂

中图分类号: TK124

文献标识码: A

Experimental investigation on condensation heat transfer in horizontal microfin and smooth tube with refrigerant R22

TANG Shang-chao, LU Xing, TAO Wen-quan

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Eng., Xian Jiaotong Univ., Xian 710049, China)

Abstract: Local condensation heat transfer of R22 in a microfin tube and a plain tube are measured and compared. The two tubes have the same outer diameter of 9 mm, the active length of test tube is 1 104 mm, microfin tube is manufactured from the same plain tube. The test was measured at the condensation temperature of 38.6 °C with mass flux of 30 kg/h and 60 kg/h, quality of 0.2 ~ 0.8, and the constant heat flux of 15 kW/m². The result indicates that the local heat transfer coefficients of microfin tube are about 1.7 times of those of the plain tube. But the enhancement of heat transfer coefficient is different with refrigerants mass flux. At lower refrigerant mass flux 30 kg/h, the augmentation of heat transfer is the same at different quality while increases with quality increase at higher mass flux 60 kg/h.

Key words: condensation heat transfer; microfin tube; smooth tube; refrigerant

0 引言

为了降低能耗和缩小设备尺寸, 在现行的空调

器的蒸发器和冷凝器中, 广泛地采用了内螺纹管来取代光管. 为了开发出更紧凑的设备, 管子的直径向小的方向发展, 目前空调器的蒸发器和冷凝器普遍

收稿日期: 2006 - 10 - 10

作者简介: 唐上朝 (1971—), 男, 广西壮族自治区防城港市人, 西安交通大学讲师, 博士研究生, 主要研究方向: 管内相变强化换热.

采用的微肋管外径为 9 mm ~ 6 mm, 更小外径 (如 4 mm, 3 mm) 的微肋管也在开发之中。文献 [1] 对制冷工质 R134a 在内径 12 mm, 外径 16 mm 的三维微肋管内凝结换热特性进行实验研究, 并将实验结果与 Shah 的光管凝结换热关联式的预测值进行对比, 结果表明换热系数是光管的 1.7 倍 ~ 3 倍。文献 [2] 回顾了制冷工质在管内的相变换热研究情况, 认为光管内的相变换热预测关联式已经比较准确, 可供设计者采用, 而微肋管的相变换热性能也有了一些预测方法可用, 但其可信程度受到导出该预测方法的管子几何参数和实验工况的限制, 为了能进行安全可靠的设计, 有必要进行更多几何参数和制冷工质, 包括含油的实验研究。文献 [3] 进行制冷工质 R22 与 R410A 在 7 种外径为 9.52 mm 的水平微肋管和光管内凝结换热性能实验研究, 实验工况为: 管长 0.93 m, 凝结温度 45 °C, 热流密度 11 kW/m², 质量流量 40 kg/h ~ 80 kg/h, 干度范围 0.1 ~ 0.9。结果表明微肋管的凝结换热系数是光管的 1.7 倍 ~ 3.19 倍 (工质 R22) 和 1.7 倍 ~ 2.94 倍 (工质 R410A)。文献 [4] 实验研究了 3 种制冷工质 (R22, R410A 和 R134a) 在 4 种内径为 8.92 mm, 6.46 mm, 5.1 mm 和 4 mm 水平微肋管内凝结换热性能, 并与 Kosky 等的实验关联式和 Steinhagen 等的实验关联式进行对比, 结果显示, 微肋管凝结换热系数的增强因子随干度和管内工质流量变化的规律与压降增加的因子的变化规律相同。文献 [5] 实验研究了 R134a 和 R22 在光管及内径 14 mm 的两种内部强化管内凝结换热性能和阻力特性, 结果显示强化管的凝结换热系数比光管提高了 140% ~ 200%, 而压降增加 50% ~ 130%。文献 [6] 实验研究了工质 R22 与 R410A 在两种螺旋微肋管, 一种交叉微肋管, 一种三维微肋管和一种鱼骨状微肋管水平管内凝结换热性能, 这些管外径都是 8 mm。结果显示鱼骨状微肋管凝结换热系数是螺旋微肋管的约两倍。文献 [7, 8] 实验研究了 R22 和 R410A 在光管、一种内螺旋微肋管和 4 种鱼骨状微肋管水平管内凝结换热性能, 管外径都是 7 mm, 结果表明所有的鱼骨状微肋管在大流量时换热系数都大于内螺旋微肋管, 只是在小流量时稍低于内螺旋微肋管。

从上述近期的文献可以看到, 内微肋管的凝结换热性能与管子的几何参数和实验工况密切相关, 目前还没有一致公认的计算准则式, 各种管型的凝结换热系数主要还靠实验测定。本文主要实验测定了一种国产的内螺纹微肋管的凝结换热性能, 为便于比较, 同时也对相应的光管作了对比测定。

1 实验

实验在动力工程多相流国家重点实验室内的管内相变实验装置上进行。该实验装置可以进行管内纯制冷工质或混合工质的管内冷凝或蒸发换热性能实验, 实验工质最大流量 108 kg/h, 最高压力 2.5 MPa

1.1 实验装置

图 1 是实验系统装置图。由工质循环系统、循环水系统和数据测试设备组成。工质循环系统由实验段、调节段、蒸发器、过热器、冷凝器、储液器、磁力驱动工质泵、质量流量计和视液镜等组成。其中实验段和调节段是套管换热器, 两者的结构形式和几何尺寸相同, 制冷工质在紫铜管内流动, 冷却水在套管与紫铜管之间的环形空间内逆向流动, 套管外包上保温材料。冷却水分别来自两个恒温水箱 A 和 B, 其流量采用 KILDE 智能型电磁流量计测量, 进口温度用铜-康铜热电偶测量, 进出口水的温差用 7 对热电偶组成的热电堆测量。实验段的进、出口和调节段进口处的工质温度采用热电偶测量, 压力采用精密弹簧压力计测量。储液器处的工质经磁力驱动泵升压后, 经过质量流量计进入蒸发器蒸发, 然后经过热器进行微调, 保证调节段入口处工质的过热, 工质经过调节段的干度调节后进入实验段, 由实验段出来的工质还是汽液两相流, 经过冷凝器冷凝后回到储液器完成一个工质循环。工质的流量通过调节磁力驱动泵出口处的旁路调节阀和质量流量计出口的调节阀进行控制。循环水系统主要由恒温水箱 A, B, 冷水箱, 制冷机组, 循环水泵, 电磁流量计、转子流量计 (图中未画出) 和控制调节设备等组成。进入实验段和调节段的水温通过调节进入恒温水箱的冷水流量 (采用转子流量计监测) 和电加热功率 (采用调压器调节) 进行控制。为了测出制冷工质在管内表面的换热系数, 在实验段内管外壁的 4 个不同截面上的 0, $l/2$, $2l/3$, $3l/4$ 处分别安装热电偶测出管外壁面温度, 这 4 个截面距离实验段外套管的一端分别为 138 mm, 414 mm, 690 mm 和 966 mm。实验管外壁面温度取这 16 个温度的平均值。实验段管内工质的温度取为进出口工质温度的平均值 (单相换热) 或压力对应的饱和温度的平均值 (相变换热)。在热平衡条件下, 通过测量冷却水的流量和进出口的温差就可以求得制冷剂在实验段和调节段的换热量。测试设备的准确度估计: 热电偶 ± 0.2 °C, 温差热电堆 ± 0.05 °C, 工质流量计 $\pm 0.1\%$, 冷却水流量计 $\pm 0.5\%$, 压力表 $\pm 0.25\%$ 。在进行热平衡实验中, 从制冷剂侧及水侧测得的换热量偏差小于 5%。

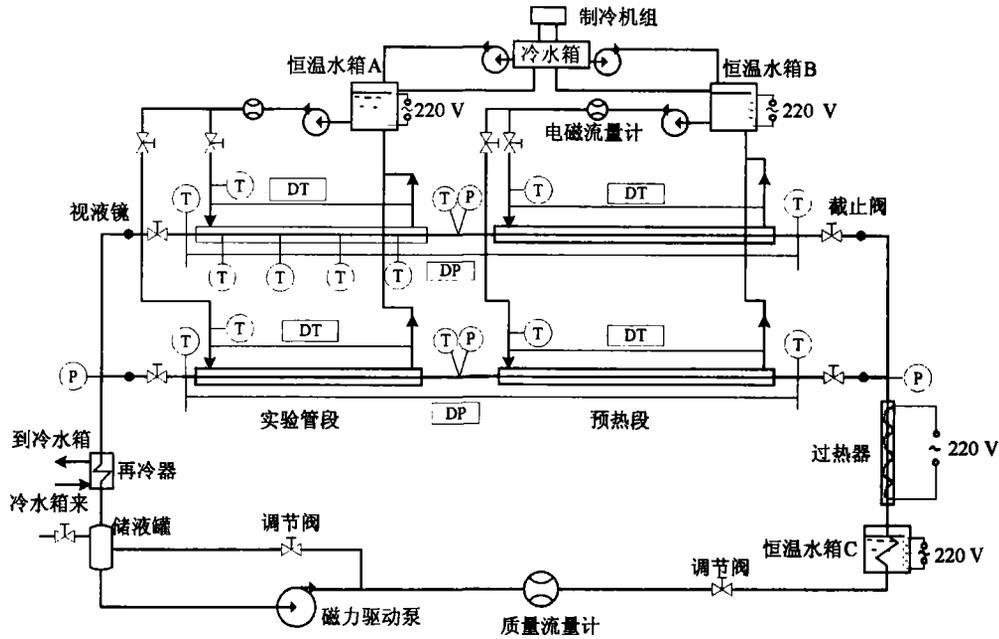


图 1 实验系统图

光管和微肋管的有效换热长度都是 1.1 m, 几何参数如表 1 所示. 微肋管 M 是采用光管 S 为坯管加工而来, 其横截面结构如图 2a) 所示, 局部放大如图 2b) 所示.

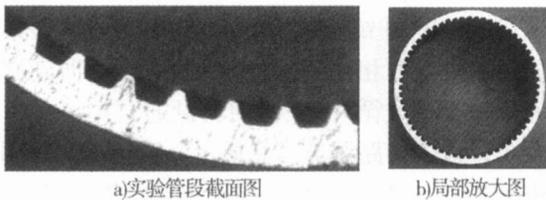


图 2 实验段

1.2 实验工况和测量方法

实验工况如表 2 所示. 当工况稳定时间在 30 min 以上, 连续进行两组数据采集, 每组数据采集 8 min, 采样频率 1 s 如果两组数据保持一致 (偏差小于 5%), 则认为系统是稳定且实验数据有效, 否则重新调节稳定后再测.

表 1 实验管几何参数

测试管段	外径 /mm	内径 /mm	底壁厚 /mm	肋间距 /mm
光管 S	9.00	8.28	0.38	—
微肋管 M	9.00	8.40	0.30	0.43

测试管段	肋高 /mm	槽底宽 /mm	肋顶角 / (°)	螺旋角 / (°)	肋条数 条
光管 S	-	-	-	-	-
微肋管 M	0.18	0.19	43	14	60

表 2 实验工况

工质	冷凝温度 /	热流密度 / (kW · m ⁻²)	流量 / (kg · h ⁻¹)	干度
R22	38.6	15	30, 60	0.82 ~ 0.18

2 结果与讨论

实验段和调节段的换热量

$$Q = m_s C_{ps} (t_{so} - t_{si})$$

其中, m_s , C_{ps} 和 $(t_{so} - t_{si})$ 是实验段或调节段冷却水的流量、比热和进出口的温差. 管内壁热流密度

$$q = Q / (D_i l)$$

其中, D_i 是管子内径, 对于微肋管, 取管子肋根的直径; l 是管段长度.

换热系数由下式计算

$$\left[\frac{D_i l (t_s - t_{w0})}{Q} - \frac{D_i}{2k} \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \right]^{-1}$$

其中, t_s 是管内工质平均饱和温度, 由实验段进出口处压力对应的饱和温度平均求得; t_{w0} 是管外壁温度, 由实验段 4 个截面上共 16 对热电偶测得的管外壁温度进行平均求得; k 是铜管的导热系数取 398 W / (m · K).

调节段和实验段出口干度计算

$$x_o = \frac{Q - m_r [(1 - x_i) h_{li} + x_i h_{vi} - h_{lo}]}{m_r (h_{lo} - h_{vo})}$$

式中, m_r 是制冷工质流量; x_i 是进口干度, 对于调节段取为 1.0, 同时换热量 Q 也要扣除过热蒸气的放热量, 其中过热蒸气的放热量是调节段入口处工质的过热蒸气焓与该点压力对应的饱和焓之差; h 是工质的饱和焓值, 其中, 下标 V 代表蒸气, L 代表液体.

实验得到的不同流量下水平光管与微肋管内局部平均换热系数随管内平均凝结换热干度变化曲线

如图 3 所示. 从实验结果可以看出, 在本实验工况下, 无论是微肋管还是光管, 管内凝结换热系数随干度增大而增大, 基本是线性关系, 只是不同流量下增大的趋势有所不同. 管内工质流量较小 (30 kg/h) 时, 干度对光管凝结换热系数影响比较大, 流量 (60 kg/h) 时强, 但干度对微肋管在两种不同的管内工质流量下凝结换热的影响基本相同. 由图 3 还可以看出, 在小流量 (30 kg/h) 下, 微肋管对凝结换热的强化效果在不同干度下差别不大, 但在大流量 (60 kg/h) 下, 强化效果随着干度的增大而增强.

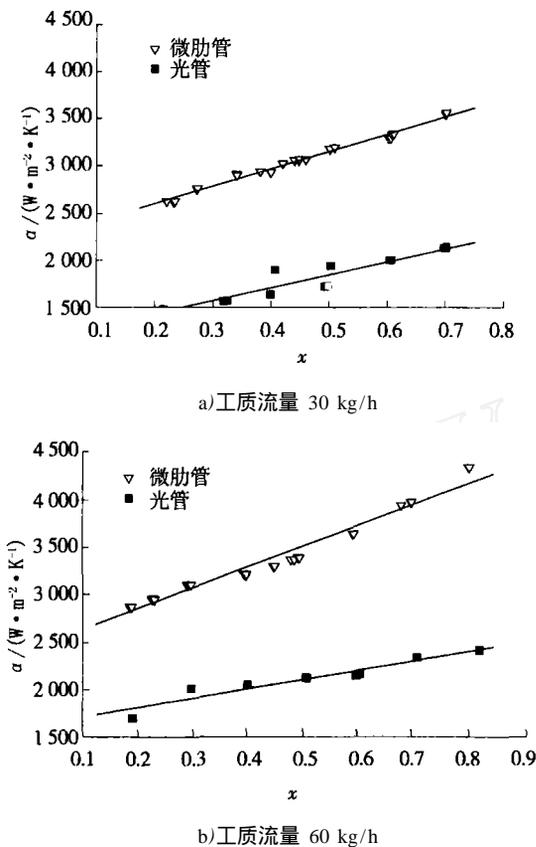


图 3 实验管内局部平均凝结换热系数

3 结论

在保持热流密度和凝结换热温度不变的情况下, 微肋管与光管的管内凝结换热系数随干度增大

而增大, 而且不同流量下增大的趋势有所不同. 光管在小流量下随干度增大的趋势比在大流量下强, 但微肋管则是在两个流量下随干度增大的趋势基本相同. 在较小流量下, 微肋管对凝结换热的强化效果在不同干度下差别不大, 但在较大流量下, 强化效果随着干度的增大而增强.

参考文献:

- [1] 辛明道, 陈清华, 崔文智, 等. 在新型水平三维内微肋管中 R134a 的凝结传热 [J]. 化工学报, 2000, 51 (3): 358—361.
- [2] Cavallini A, Censi G, Del Col D, et al. Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes—A review of recent research [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, (26): 373—392.
- [3] Kim M H, Shin J S. Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, (28): 949—957.
- [4] Han D, Lee K J. Experimental study on condensation heat transfer enhancement and pressure drop penalty factors in four microfin tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, (48): 3804—3816.
- [5] 解旭斌, 王维诚, 王栋, 等. 高效传热管内凝结换热性能及阻力性能的实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2000, 21 (6): 742—745.
- [6] Goto M, Inoue N, Yonemoto R. Condensation heat transfer of R410A inside internally grooved horizontal tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, (26): 410—416.
- [7] Miyara A, Nonaka K, Taniguchi M. Condensation heat transfer and flow pattern inside a herringbone-type micro-fin tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2000, (23): 141—152.
- [8] Miyara A, Otsubo Y. Condensation heat transfer of herringbone micro fin tubes [J]. International Journal of Thermal Science, 2002, (41): 639—645.