

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2018.02.005

R134a 在螺纹管内冷凝换热及压降特性

毛舒适, 陶乐仁, 李庆普, 吴生礼, 张丹亭

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:为了研究冷凝温度和管径对3种内螺纹管内制冷剂R134a流动换热系数和压降的影响,对3根不同管径的内螺纹管(6.35, 7.00和8.00 mm)在不同冷凝温度下(35, 40和45℃)进行了冷凝实验。探究了冷凝温度、螺纹管直径和质流密度对换热特性及压降的影响。实验结果表明:冷凝温度越低,制冷剂侧传热系数越高,压降也越大。6.35 mm管的制冷剂侧传热系数最大,压降也最大,但单位压降冷凝传热系数 $\mu(\mu = h_i/\Delta P)$ 最高,综合性能最佳。

关键词:换热器;螺纹管;换热系数;压降;冷凝温度

中图分类号:TK124 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2018)02-0025-07

Condensation Heat Transfer and Pressure Drop Performance of R134a in Inner-Grooved Tubes

MAO Shushi, TAO Leren, LI Qingpu, WU Shengli, ZHANG Danting

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract: To investigate the effects of condensation temperature and diameter of inner-grooved tubes on flow evaporation and condensation performance of R134a, three kinds of inner-grooved tubes with different diameter (6.35, 7.00 and 8.00 mm) were tested at different condensing temperatures (35, 40 and 45℃). The effects of condensation temperature, diameter and mass flow rate on heat transfer characteristics and pressure drop were investigated. The experimental results show that: the lower the condensation temperature, the higher the heat transfer coefficient of the refrigerant side and the greater the pressure drop. The tube with diameter of 6.35 mm has the greatest heat transfer coefficient of the refrigerant side and the greatest pressure drop. However, it has the greatest condensation heat transfer coefficient per unit drop ($\mu = h_i/\Delta P$) and the best comprehensive performance.

Keywords: heat exchanger; thread pipe; heat transfer coefficient; pressure drop; condensation temperature

因能源短缺和环境污染问题,目前世界各国都在寻求提高能源利用率的方法。换热器性能的优劣直接关系到能源利用率的高低,提高换热器性能的关键在于强化传热技术。一些学者对强化管结构参数进行了研究。Chamra 等对交叉内肋管的换热性能进行了实验研究,指出强化管的冷凝传热效果随着螺旋槽的深度和螺旋角度的增加而增加^[1]。吴晓敏等研究了齿高、齿顶角、螺旋角等结构参数对微肋管内换热及压降性能的影响^[2]。武永强等以 R410A、R134a 及 R22 为工质在新管型 Turbo-DWT 管和普通内螺纹管 Turbo-A 内进行了冷凝实验,结果显示,在 DWT 管中,R22 的冷

凝换热效果最好,R134a 的压降最大^[3]。蔡运亮对具有相同外径的内螺纹铜管、内螺纹铝管和铜光管进行冷凝换热的实验研究。内螺纹铜管的管内冷凝传热系数比内螺纹铝管高 10%~15%,3 种管子的冷凝压力损失差别不大^[4]。Eckels 等把 R134a 与 369-SUS 和 169-SUS 两种润滑油分别混合,进行了冷凝压降特性实验研究,结果表明:在相同油质量分数下,R134a 与 369-SUS 混合的管内摩擦压降比其和 169-SUS 混合的管内摩擦压降大^[5]。秦妍等采用实验对比分析了外径为 7.00 mm 的光管和内螺纹管作为冷凝器对制冷系统整机性能的影响。采用内螺纹管作为冷凝器后,

收稿日期:2017-07-11;修回日期:2017-10-10

基金项目:上海市动力工程多相流动与传热重点实验室开放基金项目(13DZ2260900)。

第一作者简介:毛舒适(1993),男,河南南阳人,硕士研究生,主要研究方向为强化换热。E-mail:972566432@qq.com

系统能效比增加 3.3%^[6]。

课题组对具有不同几何参数,外径为 6.35,7.00 和 8.00 mm 的 3 根内螺纹强化管在不同冷凝温度和质流密度下的冷凝换热和压降性能进行了对比实验研究,并分析了齿型参数对传热性能的影响,以得到其冷凝换热性能指标,促进高效强化管和换热器的研发。

1 实验装置及方法

1.1 实验装置

设计了单管管内蒸发冷凝换热实验台,可研究不同种类制冷剂、不同型号换热管内蒸发冷凝换热及压降特性。采用隔膜泵代替压缩机作为制冷剂循环系统的动力装置,既可测试不同类型制冷剂,亦可消除润滑油对实验结果的影响。系统原理如图 1 所示,主要部件如下:铂电阻 T1~T9,压力变送器 P1~P2,差压变送器测量压差 Δp ,视镜 S1~S2,电磁流量计 GW1~GW3,水泵 BW1~BW3,板式换热器 HE1~HE3,电加热 H1~H2,质量流量计 GR1,隔膜泵 BR1,电子膨胀阀 EXV,测试段套管 TS。在进行冷凝实验时,前段换热器 HE1 打开,后端换热器 HE3 关闭,液压隔膜泵将液态制冷剂从储液桶中抽出送入循环管道,先经过脉动阻尼器消除制冷剂液体的脉动,进入质量流量计 GR1 测得质量流量,然后进入前端板式换热器 HE1,被加热蒸发为气态制冷剂,随后气态制冷剂在实验段内被载冷剂冷凝成液态制冷剂,最后流回储液桶内,完成一个循环。

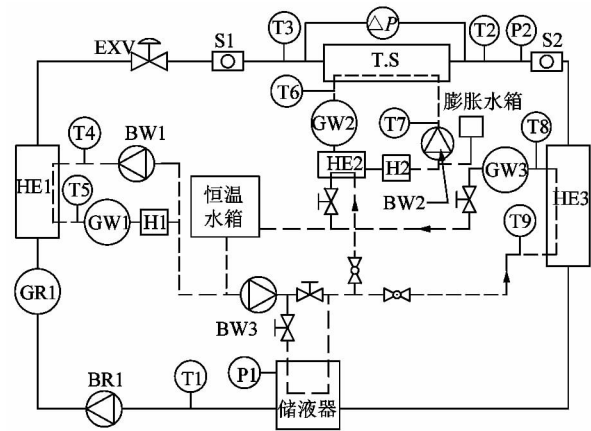


图 1 实验系统原理图

Figure 1 Schematic diagram of experimental system

1.2 实验工况及测试样管

实验选取的 3 种换热管为新开发的高效内螺纹强化管,齿型如图 2 所示,其具体参数如表 1 所示。实验中制冷剂遵循单相进、单相出的原则,即实验段进口为过热气体,出口为过冷液体,以保证制冷剂在实验段充

分换热,减小实验误差。本文中制冷剂为 R134a,实验段进出口过冷度、过热度维持在 3~5℃,制冷剂质流密度维持在 200~1 100 kg/(m²·s),冷凝温度分别为 35,40 和 45℃,实验段水侧流量保持在 700~900 L/h,在热平衡误差小于 5% 之后等待各个数据点稳定,然后记录数据。



图 2 内螺纹管示意图

Figure 2 Schematic diagram of internal thread tubes

表 1 内螺纹管的参数

Table 1 Parameters of internal thread tubes

编号	外径/ mm	底壁厚/ mm	齿高/ mm	齿顶角/ (°)	螺旋角/ (°)	齿数	内表面 扩展比
1	6.35	0.23	0.18	38	28	54	1.71
2	7.00	0.21	0.20	33	28	50	1.81
3	8.00	0.22	0.21	30	28	58	1.89

1.3 数据处理

测试段为套管式结构,制冷剂 R134a 在强化管内流动,水在强化管外流动。根据努赛尔数 Nu 来计算水侧传热系数 h_w ,再利用分离热阻法求出制冷剂侧传热系数。

测试段总传热系数 K :

$$K = \frac{(Q_r + Q_w)/2}{A_0 \cdot \Delta T_m} \quad (1)$$

式中: Q_r, Q_w 分别为制冷剂侧和水侧换热量; A_0 为测试管外侧面面积, ΔT_m 为测试段水的对数平均温差。

测试段对数平均温差 ΔT_m :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln(\Delta T_{\max}/\Delta T_{\min})} \quad (2)$$

式中: $\Delta T_{\max}$ 为测试段入口水温与铜管壁温的差值; $\Delta T_{\min}$ 为出水口与铜管壁温的差值。

对于水侧努赛尔数,使用 Gnielinski 经验关联式^[7-8],得到

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/2}(Pr^{2/3} - 1)} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3)$$

式中:根据 Petukhov 公式得到摩擦因数 $f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2}$; μ_f 和 μ_w 分别为流体中心温度和壁面温度对应的流体黏度。

制冷剂侧传热系数 h_r :

$$h_r = \frac{1}{A_i \left(\frac{1}{kA_0} - \frac{1}{h_w A_0} \right)} \quad (4)$$

式中 A_i 为管内表面积。

2 实验结果及分析

2.1 冷凝温度对管内制冷剂侧传热系数的影响

图3~5展示了在冷却水流量 800 L/h 下,冷凝温度对3种内螺纹管的管内制冷剂侧传热系数的影响,其中 h_r 为螺纹管制冷剂侧内表面传热系数, G_r 为管内制冷剂质流密度。①在 400 ~ 1 100 kg/(m²·s) 的质流密度范围内,这3种强化管的管内制冷剂侧传热系数都是随着制冷剂质流密度的增大而增大,且呈现出上升的抛物线形态。②在相同的制冷剂质流密度和循环水流量下,3根不同管径的强化管的传热系数都是随冷凝温度的升高而降低,35℃时的冷凝传热系数比40℃时约大1.5倍,比45℃时约大2.6倍,并且制冷剂侧传热系数增加速率较大。出现上述2种情况的原因是:①随着制冷剂质流密度的增加,质量流量 m_r 变大,管内制冷剂湍流效应增大,则管内制冷剂侧传热系数增大;同时,随着制冷剂质流密度的增加,管内螺纹对流动边界层的破坏作用增强,主流区扰动更加剧烈,同时冷凝液膜也被拉薄,最终对流换热更加充分,故呈现出上升的抛物线形态。②冷凝温度越低,制冷剂的相变潜热 r_i 越大,则在相同的制冷剂质流密度时,冷凝放热量 $m_r \cdot r_i$ 越大,而强化管的管内换热面积不变,则管内制冷剂侧传热系数也越大;并且冷凝温度越低,增加单位制冷剂质流密度换来的冷凝放热量增量也越大,故制冷剂侧传热系数增加速率也越大^[9]。

2.2 冷凝温度对测试段冷凝压降的影响

图6~8展示了在冷却水流量 800 L/h 下,冷凝温度对3种内螺纹管的管内冷凝压降的影响,其中 ΔP 表示实验段强化管管内压降。①在 200 ~ 1 100 kg/(m²·s) 的质流密度范围内,这3种强化管的测试段压降都是随着制冷剂质流密度的增大而增大,压降最小为4.2 kPa,最大为49.4 kPa。②对于相同的水侧流量,制冷剂质流密度较低(200 ~ 550 kg/(m²·s))时,3种冷凝温度下的测试段压降基本相同,但制冷剂质流密度较高(700 ~ 1 100 kg/(m²·s))时,都是35℃冷凝时管内冷凝压降最高,40℃冷凝时其次,45℃冷

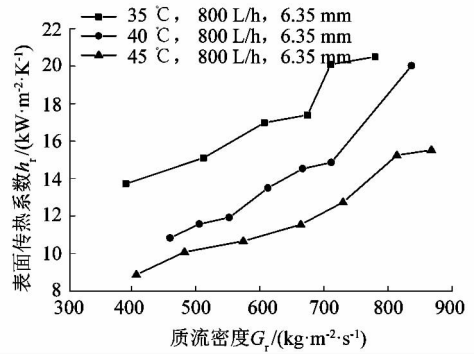


图3 6.35 mm管传热系数随制冷剂质流密度的变化

Figure 3 Variation of heat transfer coefficient of tube with diameter of 6.35 mm along refrigerant mass flow rate

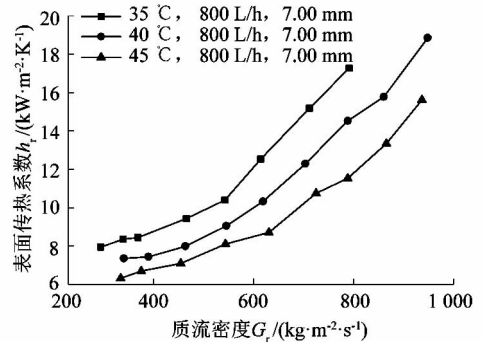


图4 7.00 mm管传热系数随制冷剂质流密度的变化

Figure 4 Variation of heat transfer coefficient of tube with diameter of 7.00 mm along refrigerant mass flow rate

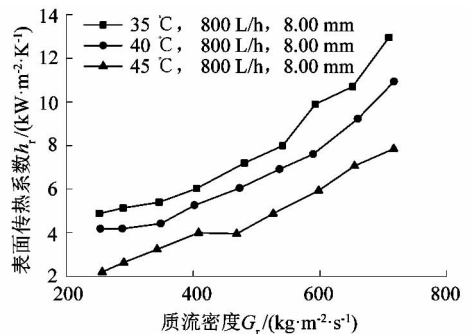


图5 8.00 mm管传热系数随制冷剂质流密度的变化

Figure 5 Variation of heat transfer coefficient of tube with diameter of 8.00 mm along refrigerant mass flow rate

凝时最小,35℃冷凝时的管内冷凝压降最高比40℃冷凝时平均大1.2倍,比45℃冷凝时平均大1.3倍;即冷凝温度越高,测试段压降反而越小。出现上述2种情况的原因是:①随着制冷剂质流密度的增大,内螺纹对制冷剂的扰动效应强化,摩擦压降损失加剧。②在低制冷剂质流密度条件下,内螺纹对流动边界层的破坏作用较小,所以测试段制冷剂压降很小,冷凝温度对其影响也就不大。但制冷剂质流密度较高时,冷凝温度越高的制冷剂的黏度越低,摩擦损失就越小,故表现为制冷剂质流密度高时,冷凝温度越高,压降越小。

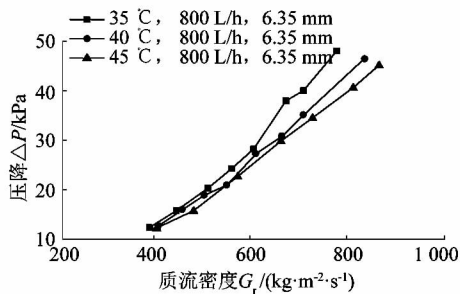


图6 6.35 mm管压降随制冷剂质流密度的变化
Figure 6 Variation of pressure drop of tube with diameter of 6.35 mm along refrigerant mass flow rate

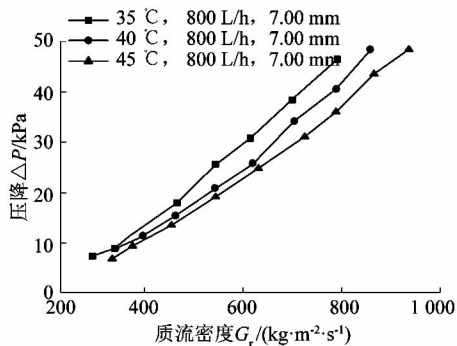


图7 7.00 mm管压降随制冷剂质流密度的变化
Figure 7 Variation of pressure drop of tube with diameter of 7.00 mm along refrigerant mass flow rate

2.3 管径对管内制冷剂侧传热系数的影响

图9~11展示了冷却水流量为800 L/h,冷凝温度分别为35,40和45℃时内螺纹管的管径对管内制冷剂侧传热系数的影响。在相同的冷凝温度和冷却水流量下,6.35 mm内螺纹管的管内制冷剂侧传热系数最大,7.00 mm管其次,8.00 mm管最低,6.35 mm内螺纹管的管内制冷剂侧传热系数比7.00 mm内螺纹管约大1.6倍,比8.00 mm内螺纹管约大2.5倍;即相同冷凝温度和冷却水流量下,强化管的管径越大,管内制

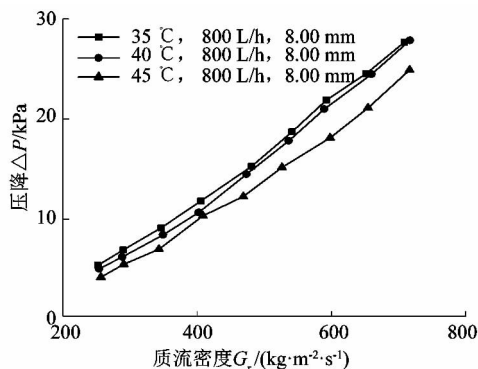


图8 8.00 mm管压降随制冷剂质流密度的变化
Figure 8 Variation of pressure drop of tube with diameter of 8.00 mm along refrigerant mass flow rate

冷剂侧传热系数反而越低。这是因为,在相同的制冷剂质流密度下,管径越小,管内制冷剂的质量流量就越小,则冷凝产生的液膜也越薄,冷凝换热的阻力就越小;另一方面,管径越小,管内螺纹对流动边界层的破坏作用越大,流动边界层的扰动就越强烈,则制冷剂与壁面间的对流换热更加充分,因此管内制冷剂侧传热系数随着管径的增大而降低^[10]。

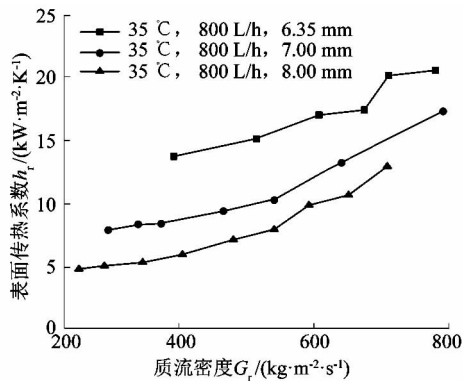


图9 35℃时3根管的传热系数随制冷剂质流密度的变化
Figure 9 Variation of heat transfer coefficient of three tubes along refrigerant mass flow rate at 35℃

2.4 管径对测试段冷凝压降的影响

图12~14展示了冷却水流量为800 L/h,冷凝温度分别为35,40和45℃时,内螺纹管的管径对管内流动压降 ΔP 的影响。①在相同的冷凝温度和冷却水流量下,6.35 mm内螺纹管和7.00 mm内螺纹管的管内流动压降几乎始终相等。②制冷剂质流密度较低(200~450 kg/(m²·s))时,3种内螺纹管内的流动压降基本相同;但制冷剂质流密度较高(500~1 100 kg/

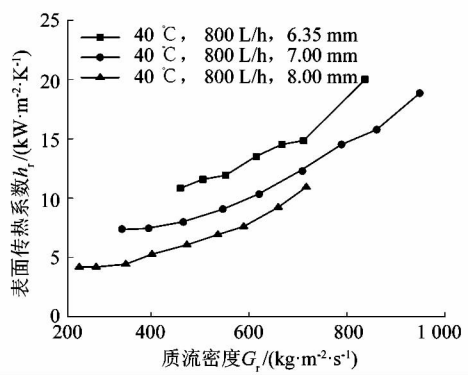


图 10 40 °C 时 3 根管的传热系数随制冷剂质流密度的变化

Figure 10 Variation of heat transfer coefficient of three tubes along refrigerant mass flow rate at 40 °C

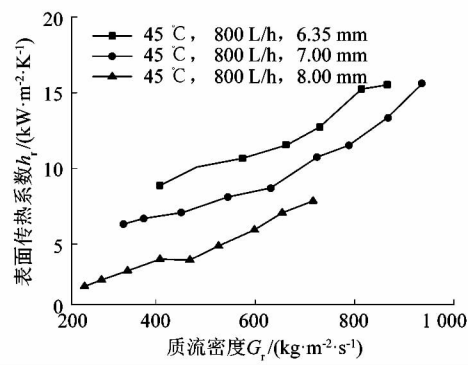


图 11 45 °C 时 3 根管的传热系数随制冷剂质流密度的变化

Figure 11 Variation of heat transfer coefficient of three tubes along refrigerant mass flow rate at 45 °C

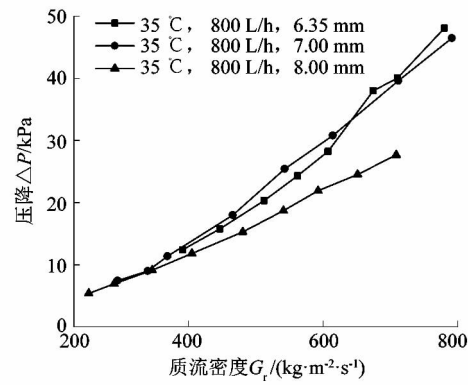


图 12 35 °C 时 3 根管的压降随制冷剂质流密度的变化

Figure 12 Variation of pressure drop of three tubes along refrigerant mass flow rate at 35 °C

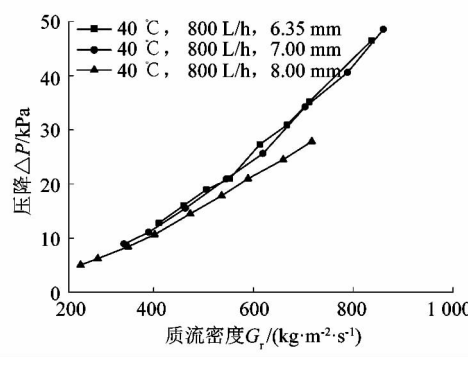


图 13 40 °C 时 3 根管的压降随制冷剂质流密度的变化

Figure 13 Variation of pressure drop of three tubes along refrigerant mass flow rate at 40 °C

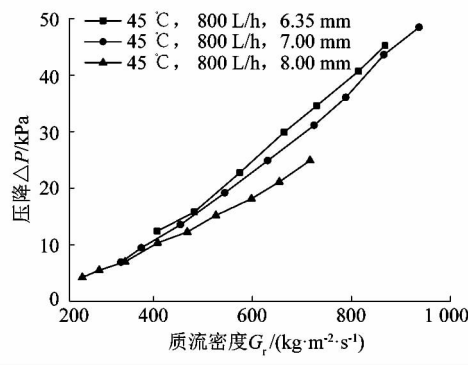


图 14 45 °C 时 3 根管的压降随制冷剂质流密度的变化

Figure 14 Variation of pressure drop of three tubes along refrigerant mass flow rate at 45 °C

($\text{m}^2 \cdot \text{s}$))时,6.35 mm 内螺纹管和 7.00 mm 内螺纹管的管内流动压降明显比 8.00 mm 内螺纹管内流动压降大,比 8.00 mm 内螺纹管平均大 1.3 倍,即相同冷凝温度和冷却水流量下,强化管的管径越大,管内流动压降反而越小。出现这些情况的原因是:①6.35 mm 强化管和 7.00 mm 强化管的管径接近,因此二者的测试段压降基本相同。②在低制冷剂质流密度条件下,内螺纹对流动边界层的破坏作用较小,测试段制冷剂的流动压降就很小,因此内螺纹管的管径对其影响也就不大。但在制冷剂质流密度较高的情况下,管径越小,管内螺纹对流动边界层的破坏作用就越大;气液两相的扰动越剧烈,流动过程中的摩擦压降就越大,因此强化管的管径越大,管内流动压降越小。

2.5 综合能耗

图15~17是在3个不同冷凝温度下,6.35,7.00和8.00 mm 3根内螺纹管的单位压降冷凝传热系数($\mu = h_i / \Delta P$)随制冷剂质流密度(G_r)的变化情况。由图可见,3种冷凝温度下,6.35 mm管的单位压降冷凝传热系数均为最高,7.00 mm管次之,8.00 mm管最低。虽然6.35 mm管的压降较大,但其传热系数的提升更大,在制冷剂质流密度为200~600 kg/(m²·s)时,单位压降冷凝传热系数差异更明显。综合来看,6.35 mm管的综合性能更好。

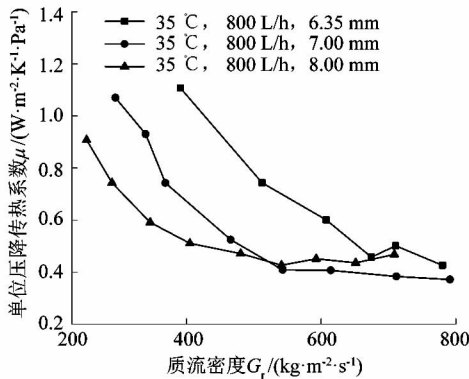


图15 35 °C时3根管的单位压降冷凝传热系数随制冷剂质流密度的变化

Figure 15 Variation of unit pressure drop heat transfer coefficient of three tubes along refrigerant mass flow rate at 35 °C

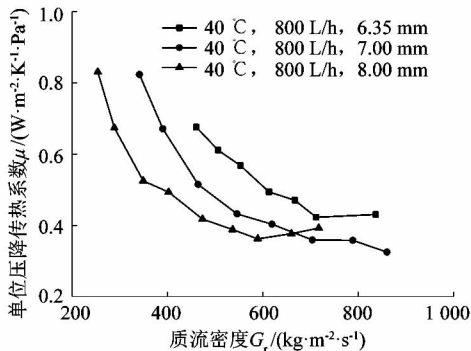


图16 40 °C时3根管的单位压降冷凝传热系数随制冷剂质流密度的变化

Figure 16 Variation of unit pressure drop heat transfer coefficient of three tubes along refrigerant mass flow rate at 40 °C

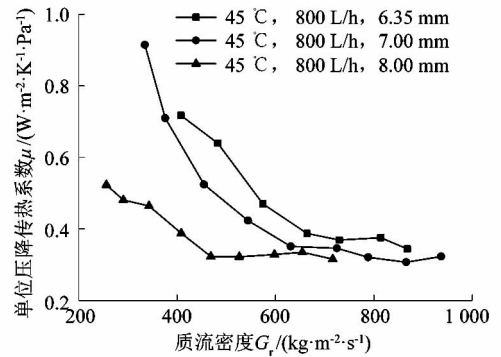


图17 45 °C时3根管的单位压降冷凝传热系数随制冷剂质流密度的变化

Figure 17 Variation of unit pressure drop heat transfer coefficient of three tubes along refrigerant mass flow rate at 45 °C

种内螺纹管都是冷凝温度越低,管内制冷剂侧传热系数越高,并且制冷剂侧传热系数增加速率越大。

2) 在相同的制冷剂质流密度和循环水流量下,制冷剂质流密度较高(700~1 100 kg/(m²·s))时,3种内螺纹管冷凝温度越高,测试段压降反而越小,35 °C冷凝时的管内冷凝压降最高比40 °C冷凝时平均大1.2倍,比45 °C冷凝时平均大1.3倍。

3) 在相同的冷凝温度和冷却水流量下,6.35 mm内螺纹管的管内制冷剂侧传热系数最大,8.00 mm内螺纹管最低,说明管径越大,管内制冷剂侧传热系数反而越低。6.35 mm内螺纹管的管内制冷剂侧传热系数最高比7.00 mm内螺纹管平均大0.6倍,比8.00 mm内螺纹管平均大2.5倍。

4) 在相同的冷凝温度和冷却水流量下,6.35 mm内螺纹管和7.00 mm内螺纹管的管内流动压降差异不明显;制冷剂质流密度较低(200~450 kg/(m²·s))时,3种内螺纹管内的流动压降差异不大,但制冷剂质流密度较高(500~1 100 kg/(m²·s))时,6.35 mm内螺纹管和7.00 mm内螺纹管的管内流动压降明显比8.00 mm内螺纹管的管内流动压降大,强化管的管径越大,管内流动压降越小。

5) 6.35 mm管的单位压降冷凝传热系数在3种不同冷凝温度时均为最高,7.00 mm管次之,8.00 mm管最低。在较小的制冷剂质流密度200~600 kg/(m²·s)时,单位压降冷凝传热系数差异更明显。综合来看,6.35 mm管的综合性能更好。

3 结论

1) 在相同的制冷剂质流密度和循环水流量下,3

(下转第35页)