

R134a 中润滑油对强化管外池沸腾传热影响的实验研究

费继友^{1,2}, 张定才¹, 李连生¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 大连交通大学机械工程学院, 610028, 大连)

摘要: 对3根高效强化管(E21、E22、E23)在饱和温度为5℃和10℃的工况下进行了水平管外含油R134a池沸腾传热的实验研究. 实验结果表明:相对于光滑管,强化管E21、E22和E23的管内传热系数强化倍率分别为3.703、3.035和2.709;在蒸发温度为5℃时,在不同的流速下,含油率为 100×10^{-6} 的外表面传热系数比含油率为 50×10^{-6} 的传热系数增加了3.7%~7.2%,而在10℃时增加了0.8%~10.9%. 研究结果对于制冷系统中蒸发器的设计具有一定的参考作用.

关键词: 强化管;含油R134a;沸腾传热;实验研究

中图分类号: TK172 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)05-0519-05

Experimental Study on Pool Boiling Heat Transfer of R134a-Oil Mixture Outside Single Horizontal Enhanced Tubes

FEI Jiyu^{1,2}, ZHANG Dingcai¹, LI Liansheng¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Mechanical Engineer, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China)

Abstract: In this study, heat transfer coefficients were experimentally determined for three horizontal enhanced tubes (E21, E22, E23) with R134a-oil mixture. The evaporation temperature was 10℃ and 5℃, respectively and the water velocity inside enhanced tubes was ranged from 1.5 m/s to 3.5 m/s. The results show that compared with smooth tube the enhancement magnification of heat transfer coefficient inside E21, E22 and E23 is 3.703, 3.035 and 2.709, respectively. The heat transfer coefficients outside the tubes with the oil concentration of 100×10^{-6} increase by 3.7%-7.2% compared with those with oil concentration of 50×10^{-6} at the same water velocities and the evaporation temperature 5℃, while by 0.8%-10.9% at the evaporation temperature 10℃.

Keywords: enhanced tube; R134a-oil mixture; pool boiling heat transfer; experimental study

制冷系统中润滑油的存在对压缩机性能、换热器的流动和传热以及毛细管的节流过程有重要的影响. 由于润滑油主要累积在压缩机中,因此以前主要研究润滑油对压缩机性能的影响. 然而,由于气体制冷剂携带作用,制冷系统的其他部位(如冷凝器和蒸发器)也会有润滑油存在,从而对换热器的传热产生一定的影响. 另外,不同的传热条件也会改变润滑

油对传热的影响,这些也会使润滑油对传热的影响变得比较复杂^[1]. 目前,文献[2-7]已进行了润滑油对于管内沸腾传热影响的研究,但国内外对润滑油对于池沸腾传热影响的研究并不多. 鉴于此,本文对3种不同结构尺寸的水平强化管进行了含油R134a水平管外池沸腾传热的实验研究,得出了实验管的总传热性能以及润滑油含量对传热的影响规律,为

进一步开展相关的研究提供参考。

1 实验系统

实验系统如图1所示,主要由2部分组成:制冷剂循环系统和水循环系统。蒸发器内工质通过电加热器或者蒸发管内的加热水加热产生饱和氟利昂蒸气,蒸气上升进入冷凝器内,在水平管外表面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。加热水由恒温热水箱流经流量计进入实验段,然后经出口水箱流回至恒温热水箱,完成一个循环。当测量加热水流量时,冷却水由出口水箱直接流至称量水箱,再流回恒温热水箱。冷却水同样完成这样一个循环,进入恒温冷水箱。

温度测点布置方式:沿蒸发器、冷凝器顶部4等分布置3个温度传感器,测量制冷剂温度;分别在冷凝器、蒸发器进出口各布置一个温度传感器以测量水的温度。所用传感器均采用A级精度铂电阻。

压力测点布置方式:分别在冷凝器、蒸发器顶部各布置一个压力测点。测量仪表(Rosemount 压力表)的精度为0.25级,量程为2.5 MPa。

通过数据采集系统实现对压力及温度信号的自动采集,数据采集系统由Keithley 2700型6位半数字万用表、7708程控开关和PC机组成。

当蒸发管内加热水流速在1.5~3.5 m/s的范围内变化时对3种类型的高效强化管在R134a不同含油量、不同蒸发温度((10±0.2)℃和(5±0.2)℃)时的传热性能进行了测定。3种管子的几何结构参数见表1。

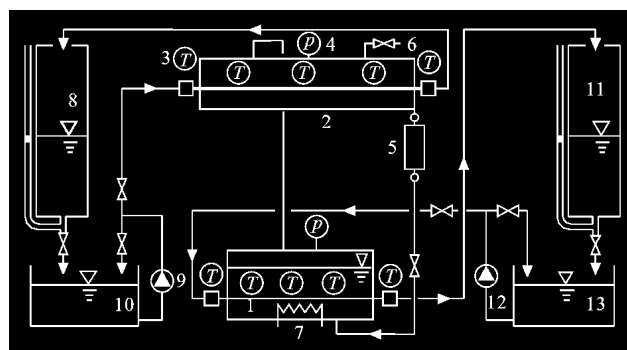
表1 测试管的尺寸

管型	D/mm	h/mm	L/mm
E21	18.93	1.18	1 100
E22	18.87	1.26	1 050
E23	18.88	1.16	1 050

注: D 为外径; h 为壁厚; L 为实验段的长度。

图2~图3分别为E21、E23型管外表面强化的图形,2种图形大体相似,但E21表面增加了滚压波纹的工艺,主要是尺寸不同。

在整个实验测试过程中,按压力变送器测出的R134a饱和蒸气温度与冷凝器中的R134a饱和蒸气温度(由热电偶读出)的差值均小于0.2℃,符合国际上通用的实验要求^[8-9]。



1:蒸发器;2:冷凝器;3:热电偶;4:压力变送器;5:凝液量筒;6:放气阀;
7:电加热器;8:智能容积式流量计;9:冷却水泵;10:蓄水箱;
11:智能容积式流量计;12:加热水泵;13:蓄水箱

图1 实验系统图

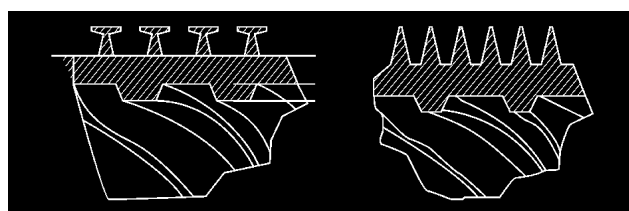


图2 E21型管外表面
强化图形

图3 E23型管外表面
强化图形

2 实验数据处理

本实验主要测定水平管外沸腾的总传热系数、管内传热系数以及管外传热系数,从而比较R134a在不同管型和不同含油量下蒸发强化管外的传热性能。

2.1 总传热系数的确定

根据所测得的数据可以得出:

蒸发管加热水温度降低所放出的热量

$$\Phi_e = m_e c_p (t_{e,2} - t_{e,1}) \quad (1)$$

冷凝管冷却水温度升高所吸收的热量

$$\Phi_c = m_c c_p (t_{c,2} - t_{c,1}) \quad (2)$$

式中: $t_{e,2}$ 、 $t_{e,1}$ 分别是蒸发管加热水进、出口温度(℃); $t_{c,1}$ 、 $t_{c,2}$ 分别为冷凝管冷却水进、出口温度(℃); c_p 为进、出口平均温度下水的比热容(J/(kg·K)); m_e 、 m_c 分别为蒸发器加热水、冷凝器冷却水的质量流量(kg/s)。计算中R134a的物性取自文献[10],水的物性取自文献[11]。

每一个工况在稳定后测量,共测10组数据,以平均值作为该工况的数据。对于所测定的任一个工况,只有当热流量 Φ 中的 Φ_e 与 Φ_c 的相对偏差之绝对值小于3%时,该测点的数据才有效,并以 Φ_e 、 Φ_c 的平均值作为计算的热流量 Φ 。

传热系数按下式计算

$$k = \frac{\Phi}{A_o \Delta t_m} \quad (3)$$

$$A_o = \pi d_o L \quad (4)$$

$$\Delta t_m = \frac{t_{e,2} - t_{e,1}}{\ln((t_s - t_{e,2})/(t_s - t_{e,1}))} \quad (5)$$

式中: t_s 为蒸发温度,按蒸发压力计算; d_o 为强化管的胚管外径。

2.2 管内、外两侧传热系数的测定

为了比较不同蒸发强化管在不同含油量、不同蒸发温度下的蒸发情况,需要得到管内、外的传热系数。由于实验管内、外均为强化表面,需要对内、外表面的传热系数进行分离。本实验采用 Wilson 热阻分离法来处理数据。

对于强化管,以其胚管外表面积为基准,总热阻可以写成热阻之和的形式

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_i} + R_f + R_w \quad (6)$$

式中: R_f 为污垢热阻(由于在实验前对管路进行了清洗,运行时间很短,可忽略); R_w 为管壁热阻,用下式计算

$$R_w = \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2\lambda} \quad (7)$$

λ 为紫铜管的导热系数,取 $398 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ^[11]。式(6)中的 h_i 为强化管的管内对流换热系数,没有直接可用的关联式来计算,将其写成光管的管内对流换热系数的倍数,即 $h_i = c_i h_{ip}$ 的形式, h_{ip} 为相同情况(进口水流速、进口水温、管内径相同)下光管的管内对流传热系数。因此,式(6)就可以写成

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_o} + \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{c_i h_{ip}} + R_w \quad (8)$$

也可以写成以下形式

$$\frac{1}{k} = a \frac{1}{h_{ip}} + b \quad (9)$$

其中

$$a = \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{c_i} \quad (10)$$

$$b = \frac{1}{h_o} + R_w \quad (11)$$

如果管外的传热系数 h_o 不变,那么 b 也是常数,在实验参数变化的范围不是很大的情况下, c_i 也是不变的,所以对某一根强化管来说, a 也是常数。

根据传热的基本理论,应保证管外的对流传热系数 h_o 不变。测出传热系数 k 并计算出相应情况下的 h_{ip} ,然后以 $\frac{1}{h_{ip}}$ 为自变量、 $1/k$ 为因变量,用最小二乘法拟合,得出拟合直线的斜率 a ,由此可以得出强

化倍率的值

$$c_i = \frac{1}{a} \frac{d_o}{d_i} \quad (12)$$

则相应的强化管实际的管内对流传热系数

$$h_i = c_i h_{ip} \quad (13)$$

文献[12]对管内对流传热系数 h_{ip} 采用 Gnielinski 公式计算

$$h_{ip} = \frac{\lambda}{d_i} \frac{(\xi/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(\xi/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.11} \quad (14)$$

其中

$$\xi = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \quad (15)$$

式(14)的适用范围: Re 为 $2300 \sim 10^6$; Pr 为 $0.6 \sim 10^5$ 。由于 Gnielinski 公式中有以管内壁温 t_w 为定性温度的 Prandtl 数 Pr_w ,需知道 t_w 才能确定其值,可由迭代法求出 Pr_w ,再代入式(14)求出 h_{ip} 。于是,可得管外凝结(沸腾)传热系数

$$h_o = 1 / \left(\frac{1}{k} - \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{c_i h_{ip}} - R_w \right) \quad (16)$$

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 3.4% 。采用文献[13-14]中的方法来计算沸腾换热表面传热系数的不确定度 h_o ,得出在中等流速情况下的最大不确定度为 16.8% 。

3 实验结果及讨论

实验测得强化管 E21 的管内的传热系数强化倍率为 3.703, E22 的为 3.035, E23 的为 2.709(见图4),表明型号为 E21 的管内强化效果最好,在此情况下比较了 R134a 在 2 种不同含油率时管外

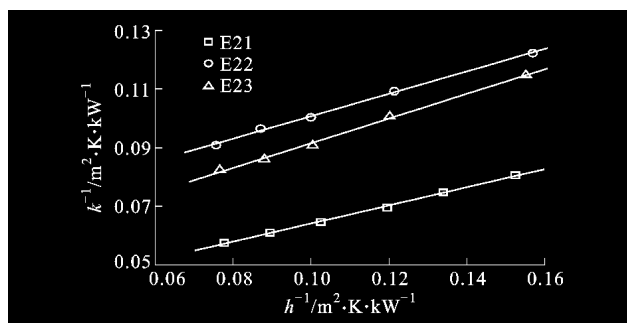


图4 强化管 Wilson 图

表面的传热系数。图5~图10为实验测定的蒸发管外表面传热系数 h_o 与流速的关系曲线。从图5~图8中可以看出,在不同的蒸发温度 t_s 下,随着流速的增大,不同含油率下的管外表面传热系数也相应地增大,而图9~图10则表明管E23随着流速的增

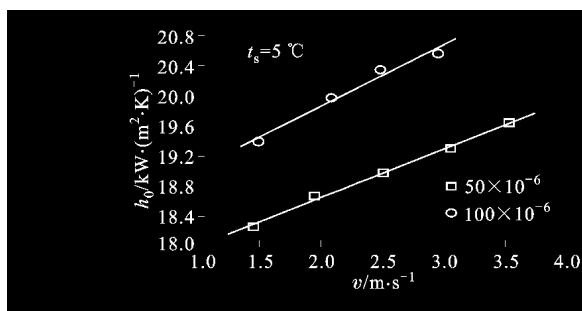


图5 E21管在蒸发入口水温为10℃时不同含油率下管外传热系数和流速的关系图

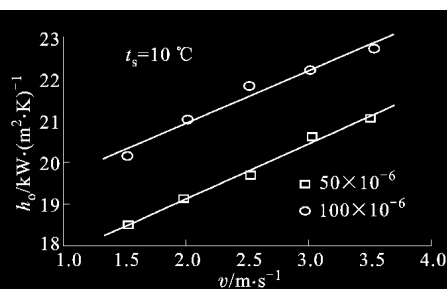


图6 E21管在蒸发入口水温为15℃时不同含油率下管外传热系数和流速的关系图

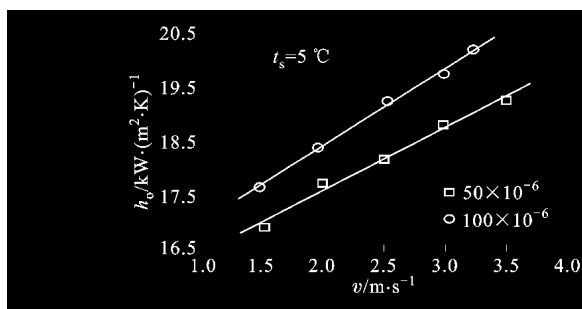


图7 E22管在蒸发入口水温为10℃时不同含油率下管外传热系数和流速的关系图

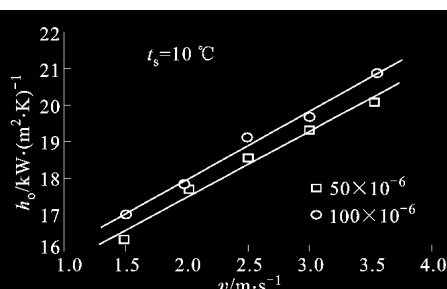


图8 E22管在蒸发入口水温为15℃时不同含油率下管外传热系数和流速的关系图

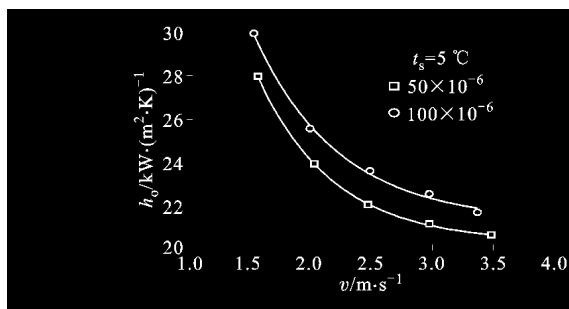


图9 E23管在蒸发入口水温为10℃时不同含油率下管外传热系数和流速的关系图

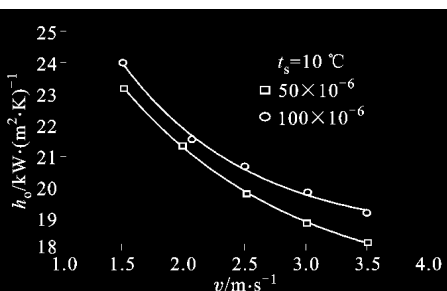


图10 E23管在蒸发入口水温为15℃时不同含油率下管外传热系数和流速的关系图

大,不同含油率下的管外传热系数减小。图5~图10均表明,在相同的流速下,随着含油率的增加,高含油率的情况下强化传热效果较好,含油率为 100×10^{-6} 的管外传热系数比含油率为 50×10^{-6} 的要高,在蒸发温度为5℃时,传热系数增加了3.7%~7.2%,在蒸发温度为10℃时,传热系数增加了0.8%~10.9%。图5~图10综合表明:管E21和E22可在高流速、高含油率的情况下强化传热,而管E23则适用于低流速、高含油率情况下的强化沸腾传热。

4 结 论

(1)本文研究的3种强化传热管具有明显的强化传热作用,强化管E21的管内传热系数强化倍率

为3.703,E22的为3.035,E23的为2.709。

(2)在不同的蒸发温度和不同的含油率下,管E21和E22的管外传热系数随着流速的增大而增大,而管E23的管外传热系数则随着流速的增大而减小。

(3)在相同流速、不同蒸发温度下,含油率为 100×10^{-6} 的管外传热系数总是高于含油率为 50×10^{-6} 的,在蒸发温度为5℃时增加了3.7%~7.2%,而在蒸发温度为10℃时增加了0.8%~10.9%。

(4)含油率对于水平管外池沸腾换热的影响受管子结构、蒸发温度和流速等参数的影响,需要进一步深入研究,以便为相应的工业应用提供基础。

参考文献:

- [1] 丁睿,郑钢,宋吉. 润滑油对管内沸腾换热影响研究综述[J]. 流体机械,2006,34(16):80-85.
DING Rui, ZHENG Gang, SONG Ji. Research review of lubricant oil's impact on in-tube flow boiling heat transfer [J]. Fluid Machinery, 2006,34(16):80-85.
- [2] SCHLAGER L M, PATE M B, BERGLES A E. Heat transfer and pressure drop performance of smooth and internally finned tubes with oil and refrigerant 22 mixtures [J]. ASHRAE Trans, 1989, 95: 160-169.
- [3] ECKELS S J, DOERR T M, PATE M B. Heat transfer coefficients and pressure drops for R2134a and an ester lubricant mixture in a smooth tube and a micro-fin tube [J]. ASHRAE Trans, 1998, 104: 366-375.
- [4] CAWTE H, SANDERS D A, POLAND G A. Effect of lubricating oil contamination on evaporation in refrigerants R12 and R22 [J]. Int J of Energy Research, 1996, 20(8):663-679.
- [5] ZURCHER O, THOME J R, FAVRAT D. Flow boiling and pressure drop measurements for R2134a/oil mixtures: evaporation in a plain tube [J]. HVAC&R Research, 1997, 3(1): 54-64.
- [6] 严嘉,童明伟,杨鹏. HC290 含油工质在水平微肋管内沸腾换热特性及压降的实验研究 [J]. 制冷学报, 2005,26 (1):5-10.
YAN Jia, TONG Mingwei, YANG Peng. An experimental investigation on evaporation heat transfer and pressure drop of HC290-oil mixtures in a horizontal micro-fin tube [J]. Journal of Refrigeration, 2005, 26 (1):5-10.
- [7] 魏文建,胡海涛,丁国良,等. 含油制冷剂在小管径换热管内流动沸腾换热特性实验研究 [J]. 上海交通大学学报,2006,40(2): 286-290.
WEI Wenjian, HU Haitao, DING Guoliang, et al. Experimental study on the influence of oil on heat transfer performance of refrigerant flow boiling inside small tubes [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2006,40(2): 286-290.
- [8] WEBB R L, RUDY T M, KEDZIERSKI M A. Prediction of the condensation coefficient on horizontal integral-fin tubes [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1985, 107(2): 369-376.
- [9] SUKHATME S P, JAGADISH B S, PRABHAKARAN P. Film condensation of R11 vapor on single horizontal enhanced condenser tubes [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1990,112(1): 229-234.
- [10] 蒋能照. 新制冷工质热力性质图和表 [M]. 上海:上海交通大学出版社,1992.
- [11] 杨世铭,陶文铨. 传热学 [M]. 4 版. 北京:高等教育出版社,2006.
- [12] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow [J]. Int Chemical Engineering, 1976, 16(2): 359-368.
- [13] CHENG Bing, TAO Wenquan. Experimental study of R152a film condensation on single horizontal smooth tube and enhanced tubes [J]. ASME J Heat Transfer, 1994,16(2): 266-270.
- [14] KLIME S J, MCCLINTOCK F A. Description of uncertainties in single sample experiments [J]. Mechanical Engineering, 1953,75(1): 3-9.

(编辑 王焕雪)