

文章编号:0253-4339(2015)01-0090-08

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2015.01.090

R134a 水平微细管内流动沸腾换热的实验研究

丁杨¹ 柳建华¹ 叶方平² 姜林林¹ 鄂晓雪¹ 吴昊¹

(1 上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093; 2 浙江新劲空调设备有限公司 龙泉 323700)

摘要 本文对 R134a 在水平微细管内的流动沸腾进行了实验研究。实验测试段选用了内径为 1 mm、2 mm、3 mm 共 3 种不同的水平光滑不锈钢管,实验的饱和温度为 5~30℃,热流密度为 2~70 kW/m²,流量范围为 200~1500 kg/(m²·s)。实验结果表明:相同条件下,干涸前 2 mm 管较 3 mm 管换热系数平均增幅为 11.6%,1 mm 管较 2 mm 管换热增幅为 26.3%,1 mm 管径换热系数比 3 mm 管径平均增大 40.8%。随着管径的减小,换热系数在更低的干度开始减小,质量流速和强制对流蒸发作用对换热系数的影响变小,热流密度的影响依然显著;塞状流和弹状流区域减小,泡状流和环状流区域增大。

关键词 R134a;微细管;流动沸腾;干涸;换热系数

中图分类号:TB61⁺2; TQ051.5; TB61⁺1

文献标识码:A

Experimental Studies on Flow Boiling of R134a in Horizontal Small Tubes

Ding Yang¹ Liu Jianhua¹ Ye Fangping² Jiang Linlin¹ E Xiaoxue¹ Wu Hao¹

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China; 2. Zhejiang Xinjing Air Conditioning Equipment Co., Ltd., Longquan, 323700, China)

Abstract Experimental investigation on the flow boiling of R134a in horizontal mini-channels was carried out in this study. The test sections are three different horizontal smooth stainless steel tubes with inner diameter of 1 mm, 2 mm and 3 mm. The experiment was performed on the saturated temperatures ranging from 5 to 30℃, heat fluxes from 2 to 70 kW/m² and mass fluxes from 200 to 1500 kg/(m²·s). The results indicated that on the same conditions the pre-dryout heat transfer coefficients in 2-mm-ID tube increased 11.6% averagely than the 3-mm-ID tube, the coefficients in 1-mm-ID tube increased 26.3% averagely than the 2-mm-ID tube and the heat transfer coefficients in the 1-mm-ID tube were 40.8% greater in average than those in the 3-mm-ID tube. With decreasing tube diameter the coefficients started decreasing at lower vapor quality, the effect of mass flux and the contribution of forced convective evaporation on the local heat transfer coefficient decreased while the effect of heat flux was still strong in all three tubes, the zone of plug flow and slug flow decreased while the zone of bubbly flow and annular flow increased.

Keywords R134a; mini-channel; flow boiling; dryout; heat transfer coefficient

在能源日益紧缺的今天,高效、紧凑的换热器由于在制冷、空调系统中表现出良好的节能效应而日益受到大家的关注,微小型换热器的研制也成为研究热点。因此,研究微小尺度管径下制冷剂的流动沸腾换热特性,具有非常重要的实际意义。尽管从最早 Lazarek G M & Black S H^[1]对管内流动沸腾的实验到现在已经超过 30 年,已经有大量关于这一方面的研究,但是在微细管径(管径小于 3 mm)下的流动沸腾换热中,各个文献之间的换热系数趋势与热流密度、饱和温度、质量流速、干度等等因素的变化关系存在较大差异,普遍的换热机理以及管径、流型等因素对换热的影响尚不明确^[2-4]。

首先,微细通道内流动沸腾换热机理存在较大的

争议,根据 Ong C L & Thome J R^[5]总结主要的换热机理主要分为四种:1)核态沸腾,换热与热流密度有着很强的关联性,如 Lazarek G M & Black S H^[1]、Bao Z Y 等^[6]所述;2)对流沸腾,换热与质量流速和干度有很强的依赖性,与热流密度关联不大,如 Qu W & Mudawar I^[2]、Kuwahara K 等^[7]所述;3)核态沸腾和对流沸腾共存,即低干度区核态沸腾主导,高干度区对流沸腾主导,两种机理此消彼长的混合换热机理,如 Lin S 等^[8-9]、Yan Y Y & Lin T F^[10]所述;4)薄膜蒸发,即管内加长气泡与内壁之间薄膜的蒸发换热机理,与气泡的产生频率有关,进而与热流密度相关,如 Consolini L & Thome J R^[11]所述。其次,微细通道流动沸腾换热的实验结果有很大的差异^[12-14],甚至存在规律

完全相反的情况。如 Lin S 等^[8-9]研究 R141b 在不同管径下的流动沸腾换热结果显示,在干涸点以前,换热系数一直随着干度的增加而增加;而 Huo X^[15]研究 R134a 水平圆管内流动沸腾换热时发现在较大的干度范围内,换热系数随着干度的增加而减小。

本文利用实验方法,研究 R134a 在 3 种不同管径水平管内的流动沸腾换热特性,重点在于系统地分析管道尺寸不断减小的条件下,质量流速、热流密度以及流型对管内流动沸腾换热的影响,为紧凑型换热器的

设计提供有效的数据支持。同时将实验结果与文献关联式进行比较,找出预测效果较好的关联式类型。

1 实验装置与原理

1.1 实验装置

以 R134a 为实验工质,R134a 管内流动沸腾换热实验系统由两个循环系统(实验工质循环系统和水系统)和一套测控系统组成。实验系统原理图如图 1 所示。

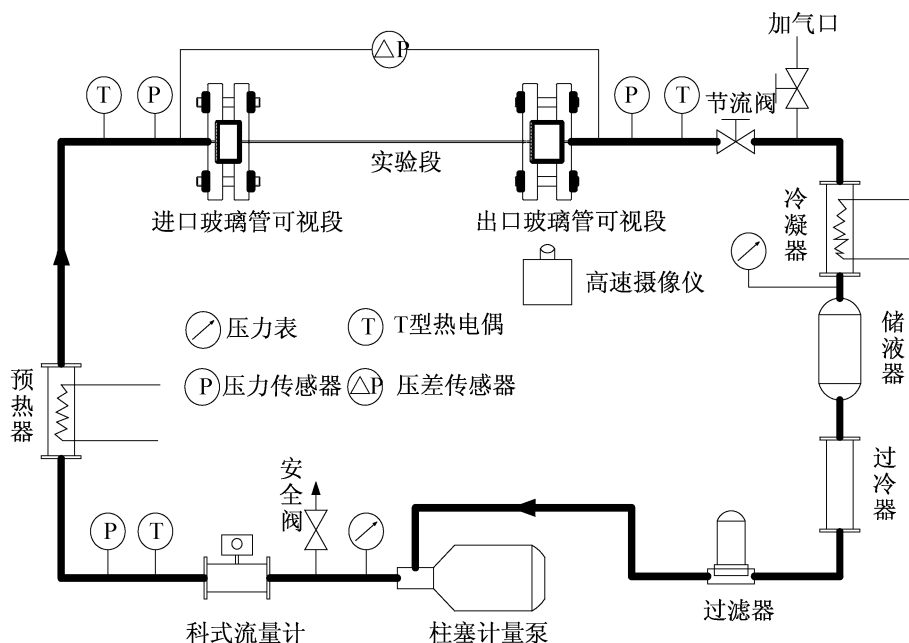


图 1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic of test system

实验工质循环系统由柱塞计量泵、质量流量计、预热器、实验段、节流阀、冷凝器、储液器和过冷器组成。实验时,R134a 液体由柱塞计量泵压出,流过质量流量计,在预热器中被加热,再经过实验段,然后在冷凝器中被冷凝成饱和液体,流进过冷器,最后进入柱塞计量泵完成一个循环。预热器对 R134a 进行预热以达到实验所要求的干度,根据预热器入口温度、压力传感器分别计算出其对应焓值与实验段入口制冷剂焓值之差,再根据制冷剂流量可计算预热器进出口加热量,调节预热器加热量从而可实现实验段入口干度的控制,由此来看,预热段前工质的温度是实验段入口处干度计算的重要参数。冷凝器可调节 R134a 的冷凝温度,以维持实验段的压力,过冷器使进入柱塞计量泵的 R134a 保持过冷,防止 R134a 通过柱塞计量泵的进出口阀组时产生闪发蒸气。

1.2 测量方法

实验段水平放置在预热器之后,节流阀之前,实

验段的进出口分别装有相同内径的石英玻璃管,可利用高速摄像机记录进出测试管的流型。实验过程中,实验段两端固定电极与直流稳压电源连接,通过低电压、大电流的方法直接加热,这样实验段的加热均匀且调节方便。

实验段外壁温 $T_{w,o}$ 是一个很重要的参数,分别在实验段外壁的相隔均匀的 12 个位置的上、下、左、右四个方向上各布置 4 个 T 型热电偶,对实验段外壁温进行测量,通过求平均值获得外壁温。具体实验条件见表 1,实验中各测量装置与参数的不确定度见表 2。

为了整个实验系统测试的可靠性和稳定性,首先对单相对流换热系数进行了测试,在所有实验工况下,热平衡偏差 $< 2.5\%$ 。在此热平衡测试的基础上,进行了两相流动沸腾换热实验。换热系数由公式 (1) 得出。

$$h_{\text{exp}} = \frac{q}{T_{w,i} - T_r} \quad (1)$$

表 1 实验段条件
Tab. 1 Experimental conditions

饱和温度/℃: 5、10、15、20、30						
实验段	内径 d_i /mm	外径 d_o /mm	长度 l /mm	热流密度 q /(kW/m ²)	质量流速 G /(kg/(m ² ·s))	干度 x
实验段 1	3.0	6.0	1500	2 ~ 70	200 ~ 1500	0.1 ~ 1.0
实验段 2	2.0	6.0	900	2 ~ 70	200 ~ 1500	0.1 ~ 1.0
实验段 3	1.0	6.0	300	2 ~ 70	200 ~ 1500	0.1 ~ 1.0

表 2 实验参数的不确定度
Tab. 2 Uncertainty of experimental parameters

参数	测量仪器	不确定度
温度	T 型热电偶	± 0.3℃
压力	压力传感器	± 0.06%
质量流速	科隆流量计	± 0.1%
功率	电功率仪	± 0.2%
干度	二次计算	1.2% ~ 6.5%
换热系数	二次计算	1.8% ~ 7.9%

式中: $T_{w,i}$ 为实验段管内壁温, 测试过程中制冷剂在圆管换热可假设为常物性、具有内热源的一维稳态导热模型, 由下式(2)和式(3)计算得出:

$$T_{w,i} = T_{w,o} - \left(\frac{QD_i}{4\lambda} \right) \left[\frac{\eta(1 - \ln\eta) - 1}{1 - \eta} \right] \quad (2)$$

$$\eta = \left(\frac{r_{w,o}}{r_{w,i}} \right)^2 \quad (3)$$

式中: T_r 为制冷剂温度, 制冷剂进入实验段时为过冷或饱和状态, 制冷剂从过冷直至饱和时的温度通过能量平衡方程得出, 见式(4); 饱和后制冷剂的温度通过饱和压力计算而得, 假定 $L > L_{sat}$ 时的压降是线性的, 实验段位置 z 处饱和压力和温度如公式(5)和(6)所示:

$$T_r = T_{r,in} + \frac{q\pi DL_{sat}}{mc_p} \quad (4)$$

$$p_{sat(z)} = p_{out} + \frac{p_{sat} - p_{out}}{L - L_{sat}}(L - z) \quad (5)$$

$$T_{r(z)} = T_{sat}(p_{sat(z)}) \quad (6)$$

当某测试工况下系统运行稳定后, 所有的温度、压力和流量测量信号均由数据采集仪采集并输入计算机, 利用 VB 采集软件处理和存储。数据分析时用到的流体热物性通过 NIST 的 Refprop v8.0^[16] 查得。

2 实验结果与分析

2.1 热流密度(q)和质量流速(G)对换热系数的影响

图 2(a) ~ (c) 分别显示了饱和温度 10℃ 时热流密度 q 和质量流速 G 对 3 种管径条件下流体沸腾换热的影响, 图中的横坐标和纵坐标分别为工质的干度和换热系数。以图 2(a) 所示的 3 mm 管径为例, 在低干度区 ($x < 0.6$), 当质量流速 $G = 300$ kg/(m²·s), 热流密度 $q = 24$ kW/m² 条件下的换热系数要高于 $q = 15$ kW/m², 而当热流密度 q 保持在 15 kW/m², 质量流速 $G = 200$ kg/(m²·s) 条件下的换热系数与 $G = 300$ kg/(m²·s) 时相近; 相比之下, 在高干度区 ($x > 0.6$), 当热流密度 q 保持在 15 kW/m², 质量流速 $G = 300$ kg/(m²·s) 条件下的换热系数要高于 $G = 200$ kg/(m²·s), 而当质量流速 G 固定为 300 kg/(m²·s), 热流密度 $q = 24$ kW/m² 条件下的换热系数与 $q = 15$ kW/m² 时相近。类似的规律在其他曲线也比较明显, 这些实验结果表明: 在低干度区 R134a 流动沸腾换热系数随热流密度的增大而增大, 与质量流速的关系很小, 可推断此时的流动沸腾换热由核态沸腾换热占主导; 在高干度区 R134a 流动沸腾换热系数随质量流速的增大而显著增大, 而与热流密度的关系很小, 可推断此时的流动沸腾换热由强制对流换热占主导。3 种管径对比来看, 随着管径的减小, 在低干度区热流密度对 R134a 流动沸腾换热呈明显的正相关关系, 单独的热流密度 q 和质量流速 G 的增大对换热的加强都是有利的, 且当管径减小时, 对流沸腾换热的主导作用在削弱, 核态沸腾换热作用依旧显著, 尤其是 1 mm 管径下热流密度对换热的提升十分巨大, 说明此时核态沸腾占据绝对的主导地位。

总体来看: 相同条件下干涸前 1 mm 管径换热系数要高出 2 mm 管径和 3 mm 管径, 2 mm 管径较 3

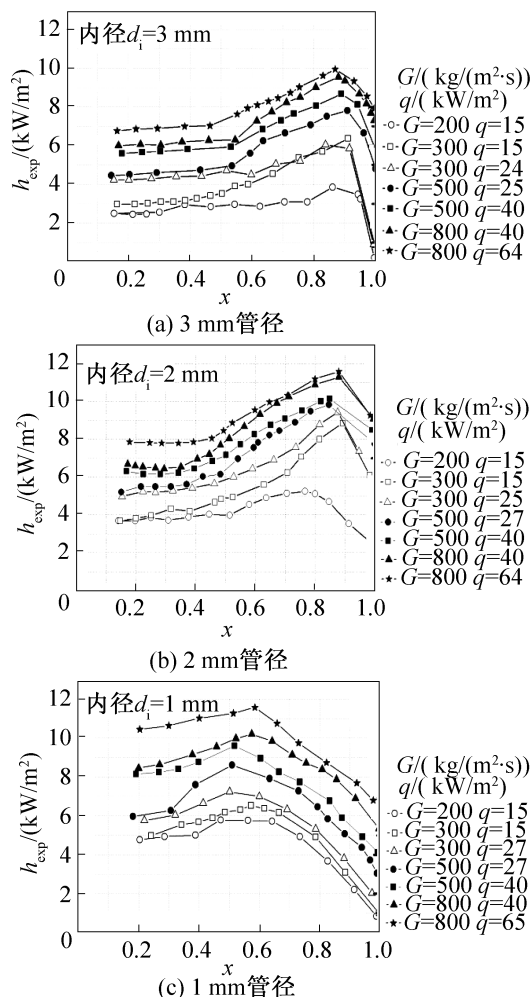


图 2 热流密度 (q) 及质量流速 (G) 对不同管径
换热系数的影响

Fig. 2 Effects of heat flux (q) and mass flux (G) on heat
transfer coefficient (h_{exp}) for different ID tubes

mm 管换热平均增幅较小为 11.6%, 1 mm 管较 2 mm 管径换热平均增幅较大为 26.3%, 1 mm 管比 3 mm 管平均增加 40.8%; 随着干度的增加, 3 mm 管径在 $x < 0.5$ 区域换热不随干度而改变, 2 mm 管径这个区域变小至 $x < 0.4$, 而 1 mm 管径的换热系数在整个干度区域内已消失平缓区, 整个换热曲线全部呈上升趋势, 且明显陡于 2 mm 和 3 mm 管径下的换热曲线, 说明一定范围内管径的减小确实有利于换热系数的提升。另外管径减小时, 换热系数 h_{exp} 的减小发生在更低的干度条件下, 3 mm 管在干度 $x = 0.9$ 处换热骤减, 2 mm 管和 1 mm 管则分别在 $x = 0.82$ 和 $x = 0.6$ 处, 即管径的减小, 导致表面张力成为主导力, 此时微尺度效应显现, 干涸在更低的干度下发生。

2.2 流型对换热系数的影响

换热系数的变化与流型的转变密不可分, 从流型的角度研究换热以及干涸, 可以更好地理解换热规律

和干涸现象^[4,17]。

随着管道直径逐渐减小至微细尺度, 管道内的流型与常规尺度的流型存在很大的不同, 这是由于管道内的重力和惯性力的作用慢慢变小, 取而代之的是表面张力和剪切力的作用逐渐变大。Revellin R & Thome J R^[18] 对微尺度流型研究表明: 在常规大尺度管中的层流或者分层波状流受到抑制, 弹状流和柱塞流的聚合形成了长气泡流型, 长气泡流态在较低的干度下转化成混状环流或环状流。

本实验通过德国 MIKROTRONCube4 高速摄像机实现可视化研究, 观察到泡状流、塞状流、弹状流和环状流, 而常规管径下的光滑分层流和波状分层流现象在微尺度管径的流型研究实验中都没有观察到。在微尺度管径的流型实验中观察到的流型转变的界线非常明显, 易于捕捉和记录。下图 3(a) ~ (c) 分别显示了饱和温度为 30 °C 时 1 ~ 3 mm 管径下 R134a 的流型图以及转变界线, 流型图的横坐标和纵坐标分别为流体的气相速度和液相速度, 图中的粗实线为流型转变的边界线, 虚线为一定质量流速下流型随着干度的变化曲线。

图 3(a) 是管径 3 mm 下的流型图, 从图中可以看出: 在质量流速为 300 kg/(m²·s) 和 600 kg/(m²·s) 时, 随着干度的增大, 流型由塞状流转变为弹状流, 再转变为环状流; 质量流速为 1500 kg/(m²·s) 时, 流型保持为泡状流; 从各个图之间的对比来看, 随着管径的减小, 泡状流、塞状流和弹状流的区域减小, 环状流的区域增大, 尤其是 1 mm 和 3 mm 对比, 泡状流和弹状流的差距十分明显; 一定质量流速下, 如当 $G = 300$ kg/(m²·s) 时, 塞状流和弹状流的临界干度、弹状流和环状流的临界干度从 3 mm 管径下的 0.098、0.4 下降为 1 mm 管径下的 0.084、0.15, 即一定质量流速时, 随着管径的下降, 塞状流和弹状流的区域范围减小, 环状流区域增大; 随着管径的减小, 泡状流的区域也在减小, 在实验条件质量流速 $G = 1500$ kg/(m²·s) 以内, 3 mm 管径下 $G \geq 1000$ kg/(m²·s) 时会出现泡状流, 1 mm 管径下 $G \geq 1350$ kg/(m²·s) 时才会出现泡状流, 即随着管径的下降, 管内产生泡状流的临界质量流速 G 增大。从以上规律可以看出: 在一定质量流速范围内, 微尺度条件下管径的下降缩小了泡状流的区域, 致使产生泡状流的临界质量流速增大, 说明缩小管径有利于气泡的成长、变大, 有利于气泡从孤立小气泡转变为聚合大气泡, 对塞状流和弹状流的产生有促进作用; 同时, 管径的减小也缩小了塞状流和弹状流的区域, 促使核态沸腾的主导机制在更低的干度结束, 环状流区域的增大, 促使对流沸腾的主导

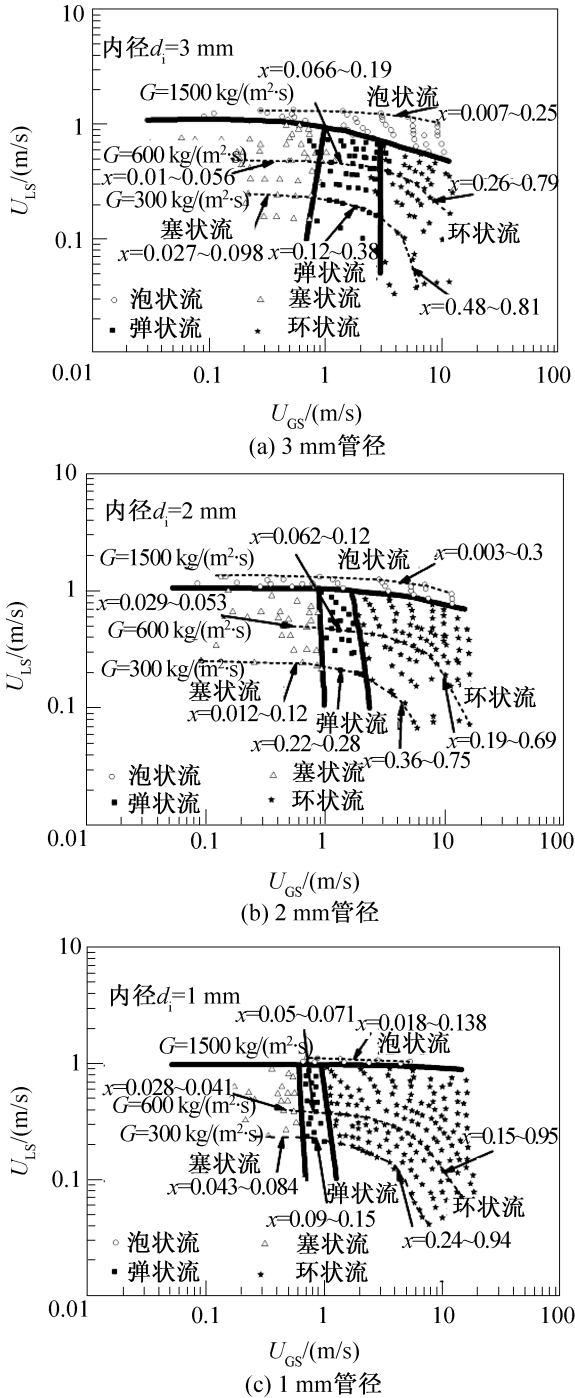


图 3 对不同管径流型的观察以及转变线

Fig. 3 Flow pattern observations with experimental transition lines for different ID tubes

机制在更低干度开始;这样的结果是随着管径的减小,换热系数在干涸点以前有所增大,但同时干涸点的提前造成的换热系数下降对管内流动沸腾换热存在不利影响。

2.3 与关联式比较

根据对核态沸腾传热和强制对流传热两种传热机理的合成方式可将关联式分为三种类型:加和模

型、增强模型和渐进模型。从适用工质来看,可以分为通用关联式和专用关联式,鉴于通用关联式对于 R134a 的换热预测普遍不如专用关联式,本文选取了 R134a 专用关联式: Saitoh 公式^[19]和 Fang 公式^[20],旨在找出预测 R134a 换热精度较高的关联式,为换热器的设计运算提供数据基础。Saitoh 公式在原有 Chen 公式^[21]基础上考虑到管径的影响,通过加入韦伯数对公式进行了修正; Fang 公式以 19 篇文献的 2286 组 R134a 数据为基础,运用了与流动沸腾换热紧密相关的无量纲数 Fa ,并体现出较高的精确度。

Saitoh 公式如下:

$$h_{TP} = Fh_l + Sh_n \quad (7)$$

$$h_l = 0.023Re_l^{0.8}Pr_l^{1/3}\frac{\lambda}{d} \quad (8)$$

$$h_n = 207\frac{\lambda_l}{d_b}\left(\frac{qd_b}{\lambda_l T_l}\right)^{0.745}\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.581}Pr_l^{0.533} \quad (9)$$

$$d_b = 0.51\left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}\right]^{0.5} \quad (10)$$

$$F = 1 + \frac{(1/X)^{1.05}}{1 + We_g^{-0.4}} \quad (11)$$

$$S = \frac{1}{1 + 0.4(Re_{TP} \times 10^{-4})^{1.4}} \quad (12)$$

$$Re_{TP} = Re_l F^{1.25} \quad (13)$$

Fang 公式如下:

$$Nu = \frac{0.00061(S + F)Re_l Pr_l^{0.4} Fa^{0.11}}{\ln\left(\frac{1.023\mu_{l,f}}{\mu_{l,w}}\right)} \quad (14)$$

$$S = \begin{cases} 30000Bo^{1.13} & Bo < 0.0026 \\ 36 & Bo \geq 0.0026 \end{cases} \quad (15)$$

$$F = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.95}\left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.4} \quad (16)$$

$$Fa = \frac{(\rho_l - \rho_g)\sigma}{G^2 D_h} \quad (17)$$

$$Re_l = \frac{(1-x)GD_h}{\mu_l} \quad (18)$$

图 4 和图 5 分别显示了实验值与 Saitoh 关联式和 Fang 关联式的对比情况,图中的横坐标为换热实验值 h_{exp} ,纵坐标为关联式计算值 h_{cal} 。从对比可以看出, Saitoh 公式对 3 mm 管的预测效果较好,90.9% 点都处于 $\pm 30\%$ 以内,干涸区域有部分偏差;对于 2 mm 管和 1 mm 管的预测精度要差一些,尤其在干度小于 0.2 和大于 0.8 时误差最大,2 mm 管的实验值偏大,而 1 mm 管的实验值偏小。Fang 公式对三种管径的换热预测都要好于 Saitoh 公式,尤其是 3 mm 管和 2 mm 管的预测精度很高,而 1 mm 管的较多实验

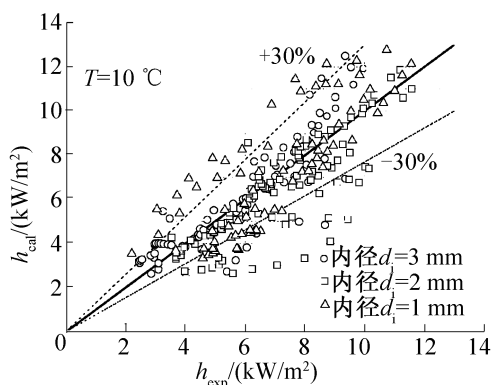


图 4 R134a 实验值与 Saitoh 关联式^[14]对比
Fig. 4 Comparison between R134a experimental heat transfer coefficient (h_{exp}) and predicted data by Saitoh correlation^[14]

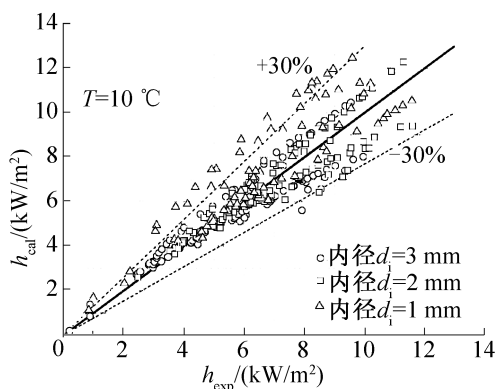


图 5 R134a 实验值与 Fang 关联式^[15]对比
Fig. 5 Comparison between R134a experimental heat transfer coefficient (h_{exp}) and predicted data by Fang correlation^[15]

值偏小,尽管在干度很小和很大的情况误差也增大,但也好于 Saitoh 公式。共同点方面来看,两个公式与实验值的趋势是吻合的,都是换热随干度先增大、后减小,Fang 公式的跟随性更好。基于以上对比分析,可以推导流动沸腾换热在低干度区为核态沸腾主导,此时换热与干度无关,随着干度增加至干涸或部分干涸前,核态沸腾和对流换热共同影响换热,对流换热作用增强,当换热到达峰值后,出现部分干涸致使换热系数下降。虽然以上对比是在饱和温度为 10 °C 的情况下,但其他工况下数据的规律和适用性是一致的,Fang 公式无论是整体的精确度还是单一管径的适用度都要好于 Saitoh 公式。

3 结论

通过实验对内径分别为 1 mm、2 mm 和 3 mm 的 3 种水平不锈钢光滑管内 R134a 的流动沸腾换热进

行了研究,重点在于研究管径对于流动沸腾换热的影响,实验的饱和温度为 5 ~ 30 °C,热流密度为 2 ~ 70 kW/m²,流量范围为 200 ~ 1500 kg/(m²·s)。通过实验得到以下结论:

1) 3 种管径下,单独的热流密度 q 和质量流速 G 的增大对换热的加强都是有利的,当管径减小时,对流沸腾换热的主导作用在削弱,核态沸腾换热作用依旧显著。

2) 一定条件下,管径的减小确实有利于换热系数的提升,但同时导致表面张力成为主导力,此时微尺度效应显现,干涸在更低的干度下发生。

3) 流型与换热系数的变化密不可分,随着管道直径逐渐减小至微细尺度,常规通道下的光滑分层流和波状分层流都没有观察到。小管径有利于气泡的成长、变大,有利于气泡从孤立小气泡转变为聚合大气泡,对塞状流和弹状流的产生有促进作用;管径的减小也促使核态沸腾的主导机制在更低的干度结束,流沸腾的主导机制在更低干度开始;最终的结果是随着管径的减小,换热系数在干涸点以前有所增大,但同时干涸点的提前造成的换热系数下降对管内流动沸腾换热存在不利影响。

4) Saitoh 公式对 3 mm 管的换热预测效果较好,对于 2 mm 管和 1 mm 管的预测精度要差一些;Fang 公式对三种管径的换热预测都要好于 Saitoh 公式,尤其是 3 mm 管和 2 mm 管的预测精度很高。

参考文献

- [1] Lazarek G M, Black S H. Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in small vertical tube with R113[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1982, 25(7): 945-960.
- [2] Qu W, Mudawar I. Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks—I. Experimental investigation and assessment of correlation methods [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(15): 2755-2771.
- [3] Jong-Taek Oh A S, Pamitran, Kwang-II Choi, et al. Experimental investigation on two-phase flow boiling heat transfer of five refrigerants in horizontal small tubes of 0.5, 1.5 and 3.0 mm inner diameters [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(9/10): 2080-2088.
- [4] Ong C L, Thome J R. Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1—Two-phase flow patterns and film thickness measurements [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, 35(1): 37-47.
- [5] Ong C L, Thome J R. Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 2—Flow boiling heat transfer and

- critical heat flux[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2011, 35(6): 873-886.
- [6] Bao Z Y, Fletcher D F, Haynes B S. Flow boiling heat transfer of Freon R11 and HCFC123 in narrow passages [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, 43(18): 3347-3358.
- [7] Kuwahara K, Koyama S, Hashimoto Y. Characteristics of evaporation heat transfer and flow pattern of pure refrigerant HFC134a in a horizontal capillary tube[C]//R134a flow boiling heat transfer in small diameter tubes: Proceedings of the Fourth JSME-KSME Thermal Engineering Conference. 2000: 385-390.
- [8] Lin S, Kew P A, Cornwell K. Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm tube[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(1): 51-56.
- [9] Lin S, Kew P A, Cornwell K. Flow boiling of refrigerant R141b in small tubes [J]. *Chemical Engineering Research and Design* *Chemical Engineering Research and Design*, 2001, 79(4): 417-424.
- [10] Yan Y Y, Lin T F. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a small pipe[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, 41: 4183-4194.
- [11] Consolini L, Thome J R. A heat transfer model for evaporation of coalescing bubbles in micro-channel flow[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2010, 31(1): 115-125.
- [12] Sira Saisorn, Jatuporn Kaew-On, Somchai Wongwises. Two-phase flow of R-134a refrigerant during flow boiling through a horizontal circular mini-channel[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2011, 35(6): 887-895.
- [13] Grauso S, Mastrullo R, Mauro A, et al. Flow pattern map, heat transfer and pressure drops during evaporation of R-1234ze(E) and R134a in a horizontal, circular smooth tube: Experiments and assessment of predictive methods [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2013, 36(2): 478-491.
- [14] Cristiano Bigonha Tibiriçá, Ribatski G, Thome J R. Saturated flow boiling heat transfer and critical heat flux in small horizontal flattened tubes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55(25/26): 7873-7883.
- [15] Huo X. Experimental study of boiling heat transfer in small diameter tube[D]. UK: London South Bank University, 2006.
- [16] Lemmon E W, Huber M L, McLinden M O. NIST Standard Reference Databases 23, Version 8.0 [DB/CD]. Gaithersburg: MD, USA, US Department of Commerce, Technology Administration, National Institute of Standards and Technology, 2007.
- [17] Charnay R, Bonjour J, Rémi Revellin. Experimental investigation of R-245fa flow boiling in minichannels at high saturation temperatures: Flow patterns and flow pattern maps[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2014, 46:1-16.
- [18] Revellin R, Thome J R. A new type of diabatic flow pattern map for boiling heat transfer in microchannels [J]. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2007, 17(4): 788-796.
- [19] Saitoh S, Daiguji H, Hihara E. Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(25/26): 5215-5225.
- [20] Fang X D. A new correlation of flow boiling heat transfer coefficients based on R134a data[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 66: 279-283.
- [21] Chen J C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow[J]. *Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev.*, 1966, 5(3): 322-329.

作者简介

丁杨,男,硕士研究生,上海理工大学能源与动力工程学院, (021)55271153, E-mail: dingyang19900102@163.com。研究方向: 制冷测试技术与自动化。

About the author

Ding Yang, male, master candidate, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 21-55271153, E-mail: dingyang19900102@163.com. Research fields: refrigeration testing technology and automation.