

R134a 在多孔扁管内沸腾换热试验研究

詹宏波 张大林 陈维建

(南京航空航天大学航空宇航学院, 南京, 210016)

摘要:采用试验的方法对制冷剂 R134a 在多孔扁管内的沸腾换热特性进行研究, 搭建沸腾换热试验系统, 以 R134a 为工质对当量直径为 0.63 mm 的多孔扁管的沸腾换热特性进行研究, 试验中质量流率范围为 116.5~466.0 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, 热流密度范围为 13~52.7 kW/m^2 。试验结果与适用于微小尺寸通道的沸腾换热公式的计算值对比可知, 沸腾换热系数试验值与 Bertsch 公式计算值吻合度较高, 且只在大质量流率时, 试验值才与 Cooper 公式和 Liu and Winterton 公式计算值接近。

关键词:多孔扁管; 沸腾; 换热; R134a

中图分类号: TK124

文献标志码: A

文章编号: 1005-2615(2013)06-0797-05

Experimental Study on Boiling Heat Transfer of R134a in Multi-port Extruded Tube

Zhan Hongbo, Zhang Dalin, Chen Weijian

(College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing, 210016, China)

Abstract: The boiling heat transfer characteristics of a multi-port extruded tube are experimentally investigated. To test the boiling heat transfer characteristics of the tube in equivalent diameter 0.63 mm, a boiling heat transfer test system with refrigerant R134a is built as the working medium. Tests are performed with a mass flux of 116.5—466.0 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ and a heat flux of 13—52.7 kW/m^2 . The experimental results are compared with the calculation results of the formulas that suit for boiling heat transfer in small size channel. It shows that the experimental data of boiling heat transfer coefficient fit well with the calculations of Bertsch correlation, and only in the big mass flux, the data are close to the calculations of the Cooper correlation and Liu and Winterton correlation.

Key words: multi-port extruded tube; boiling; heat transfer; R134a

随着科学技术的发展, 电子、机械、生物等设备都朝着小型化、高度集成化、高频化方向发展, 设备内部部件的功耗越来越大, 传统散热设备已越来越难满足小型化和高效的要求, 微小通道散热技术应运而生。与传统散热方式相比, 因其通道物理尺寸的大幅减小, 随之带来了与常规尺寸通道传热传质和流动不同的物理效应和现象, 使其具有更大的热流密度和更小的热惯性。正因如此, 微小通道换热器具有广阔的应用前景, 而其工质相变时的流动和换热特性更成为国内外学者研究的热点。

目前对微小通道内的两相沸腾换热的研究已有许多有价值的成果。因为通道微细化后, 影响流动沸腾的各个因素的重要性发生了变化, 导致微小通道内流动沸腾现象及气泡动力学特性均与常规尺寸通道有很大不同。纵观现有文献, 对微小通道内沸腾流动的换热特性还没有一致的结论。文献[1]等比较了不同学者研究的 2 100 多个微小通道沸腾换热数据点, 发现不同的学者即使在相同的试验工况下得出的结果也有很大差异, 特别是沸腾传热系数随着干度的变化趋势。文献[2]以 R113 为

工质,对当量直径为 2.92 mm 的微小通道进行沸腾换热研究。研究表明:质量流率在 $100 \sim 300 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 范围内,热流密度在 $16 \sim 63 \text{ kW/m}^2$ 范围内,热流密度和质量流率是影响换热系数的重要因素,在低质量流率和低热流密度下,沸腾换热系数对二者的依赖性开始降低。文献[3]以 R134a 为工质分别对直径为 1.7, 1.224, 0.826 mm, 长度均为 220 mm 的微通道内的沸腾换热进行了试验研究。试验的参数范围为:管壁热流密度 $3 \sim 34 \text{ kW/m}^2$, 制冷剂质量流率 $50 \sim 400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, 入口干度为 $0 \sim 0.6$, 制冷剂冷凝压力分别为 862.6, 645.8 kPa。他们研究试验结果发现:对流换热系数与壁面热流密度和系统压力有关,传热机制与沸腾密切相关。文献[4]以 R134a 为工质对当量直径为 0.51, 1.12 和 3.1 mm 的圆管的沸腾换热进行了试验研究,试验的参数范围是:热流密度为 $5 \sim 39 \text{ kW/m}^2$, 质量流率为 $150 \sim 450 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, 饱和温度为 278.15~288.15 K。研究表明:质量流率对换热系数的影响随着当量直径的减小而减小,而热流密度对换热系数的影响一直很显著。随着当量直径的减小,换热系数的最大值点对应的干度值也减小。文献[5]以 HFO-1234yf 为工质对当量直径为 2 mm 的水平光滑管的沸腾换热进行试验研究,试验中热流密度范围为 $6 \sim 24 \text{ kW/m}^2$, 质量流率范围为 $100 \sim 400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, 饱和温度为 288.15 K, 入口干度范围为 $0 \sim 0.25$ 。试验结果表明:在低干度区域,热流密度对换热系数的影响很大,而在高干度区域,换热系数主要受质量流率的影响。文献[6]对截面尺寸为 $400 \mu\text{m} \times 400 \mu\text{m}$ 的水平布置的不锈钢矩形微槽内流动沸腾进行换热特性研究。试验结果表明:在较低干度下,换热系数随着干度的增加而增加;干度较大时,换热系数保持不变直至换热恶化。换热系数随质量流速的增加有较大增加,进口温度的变化对换热系数几乎没有影响。本文搭建了沸腾换热试验系统,对当量直径为 0.63 mm 的多孔扁管的沸腾换热特性进行研究,为相近通道尺寸的换热器的设计提供试验依据。

1 试验方法

1.1 沸腾换热试验系统

沸腾换热试验系统(图 1)由测试段和蒸发循环制冷段组成,后者通过旁路阀门为测试段稳定地提供所需工况下的制冷剂,是本次及后续系列试验的核心组件。

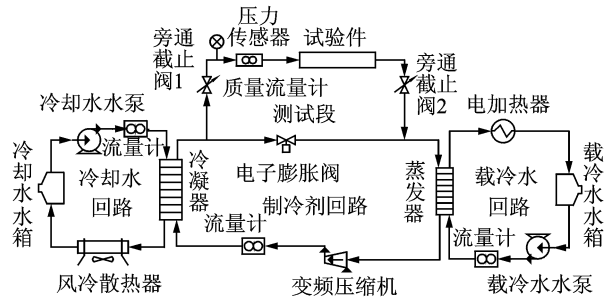


图 1 沸腾换热试验系统示意图

蒸发循环制冷段由 3 个回路组成,分别为:制冷剂回路、冷却水回路和载冷水回路。在制冷剂回路中,工质采用 R134a,压缩机提供动力驱动高压气态制冷剂进入冷凝器,过热气体经过冷凝放热变成过冷液体,然后经电子膨胀阀节流后变成低温的两相蒸汽进入蒸发器,在蒸发器中经过沸腾换热吸收外界热量变成过热蒸汽,再回到压缩机,不断循环。冷却水回路是用来带走制冷剂冷凝释放的热量。冷却水回路中的水依靠水泵提供动力不断循环,并由风冷散热器将其吸收的热量散到空气中,使冷却水的温度始终维持在合适的范围内。载冷水回路是用来提供制冷剂蒸发所需的热量,也是由水泵提供循环动力,载冷水的热量由电加热器不断补充。

在制冷剂回路的冷凝器出口与电子膨胀阀之间接出一支旁路,通入测试段。试验中使用的质量流量计口径较小,因此受到流量计明显的节流作用,冷凝器出口的过冷制冷剂在试验件入口可能已处于两相状态。试验中通过调节压缩机、膨胀阀和旁通阀等可以控制试验件进口工质的干度、温度和流量,再在试验件上对工质提供一定的加热量使其在出口刚好达到完全汽化,从而可以测试不同流量、不同入口干度的制冷剂在扁管中沸腾流动时的换热特性。

1.2 试验件

试验中使用了如图 2 所示的多孔扁管,材料为铝,具体结构尺寸见表 1。其具有单位体积内换热面积大、结构紧凑、质量轻等特点,非常适合作为紧凑型换热器的基础结构。

在试验件上表面均匀排布有加热膜,以实现试验件的恒热流加热,而在试验件下表面沿工质流



图 2 多孔平直扁管的截面实物图

表 1 多孔扁管结构尺寸

孔宽/ mm	孔高/ mm	孔数	当量直 径/mm	管长/ mm	管宽/ mm
0.5	0.85	23	0.63	218	13

动方向均匀排布有 18 个热电偶以测量试验件壁面温度分布。在试验件两端环氧树脂法兰处各布置有一个热电偶和压力传感器,以测量试验件进出口处工质的工况(图 3)。

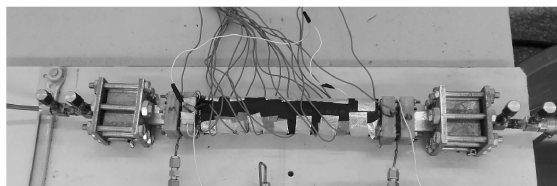


图 3 多孔扁管试验段实物图

1.3 数据处理

在试验件外表面包裹有保温棉,实际测量其热量损失很小,可认为加热膜加热量即为试验件吸收热量。加热膜加热功率由功率分析仪测得。壁温的分布由沿程布置在下壁面的热电偶测量,两相试验中,壁温 t_w 是处于试验件两相区的热电偶温度的平均值。工质物性根据流体进出口温度的平均值 t_m 和入口压力 p_i 得到。

由于试验件前段流量计的节流作用,工质在试验件入口处已处于两相态,则入口处工质的焓值 h_i 可由质量流量计测得的压力 p_M 和温度 T_M 计算得到。则进口干度 x_i 可以由进口温度 t_i 和 h_i 确定

$$x_i = \frac{h_i - h_{i,l}}{h_{i,g} - h_{i,l}} \quad (1)$$

式中: $h_{i,l}$ 为进口温度对应的饱和液体比焓; $h_{i,g}$ 为进口温度对应下的饱和蒸汽比焓。流体完全汽化后干度为 1,所以平均干度 \bar{x} 为

$$\bar{x} = \frac{1}{2}(x_i + 1) \quad (2)$$

由于两相段结束点距离试验件出口较短,压力损失小,认为这段压力基本保持不变,则可以由试验件出口压力 p_0 作为两相段结束点压力来计算此点工质物性,则有

$$t' = t_{\text{sat}, p_0}, h' = h_{\text{sat}, p_0} \quad (3)$$

式中: t' 和 h' 为两相段结束点工质的温度和比焓; t_{sat, p_0} 和 h_{sat, p_0} 为出口压力 p_0 对应的饱和温度和饱和比焓。

则两相区吸收热量为

$$Q' = M \cdot (h' - h_i) \quad (4)$$

式中 M 为质量流量。

由于加热膜布置均匀,认为加热膜对试验件为恒热流加热,则试验件中两相区长度 L' 为

$$L' = \frac{Q'}{Q} \cdot L \quad (5)$$

式中: Q 为总加热量; L 为试验件总长度。

换热系数 h 计算式为

$$h = \frac{Q'}{A'(t_w - t_m)} \quad (6)$$

式中: A' 为对应于两相段长度 L' 的换热面积。

努塞尔数计算式为

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} \quad (7)$$

式中: λ 为流体在定性温度、压力下的导热系数; D_h 为当量直径。

1.4 对比公式

在沸腾试验数据处理时,选取了 3 个适用条件与本试验工况接近的微小平直通道的沸腾换热系数公式(表 2),以其计算值作为试验结果的对比项。

1.5 误差分析

试验中,测量温度所用的 T 型热电偶测量范围为 $-200 \sim 400$ °C,误差 ± 0.5 °C。测量工质压力的绝压变送器量程为 2 Bar,不确定度为 0.2%。测量工质流量的质量流量计量程为 200 kg/h,不确定度为 0.05%。测量加热功率的功率分析仪量程为电压 1 000 V、电流 20 A,所测功率值的不确定度为 0.2%。表 3 为数据处理时所计算参数的不确定度。

2 试验结果与分析

本试验以制冷剂从进口干度(0.06~0.3)到完全汽化的整个过程为研究对象,对多孔扁管进行试验。图 4 显示了在不同参数条件下扁管表面温度分布。由图 4 可知,沿流动方向扁管表面温度起初略微下降,一段距离后温度突然显著增大。因为在汽化的过程中流体温度不变,所以壁面与流体的温差变化趋势相同,即从工质干度较小到完全汽化的过程中,扁管的对流换热系数先略微增大后减小。分析原因,可能是开始的区域内,主体液体饱和沸腾,局部换热系数稳定,但随着液体的减少,管内的制冷剂干度增加,壁面开始出现局部干涸的现象,导致换热系数的降低,壁面和流体温差开始增加。

将试验结果与适用条件接近的 Bertsch、Liu and Winterton 及 Cooper 公式计算结果进行对比,结果如图 5 所示。

表2 微小平直通道的沸腾换热系数公式

公式名	表达式	适用范围
Cooper ^[7-8]	$h_{nb} = 55P_R^{0.12} (-0.434 \ln P_R)^{-0.55} M^{-0.5} q''^{0.67}$	$q'' = 0.01 \sim 600 \text{ kW/m}^2$ $M = 0.102 \text{ kg/mol}$ $P_{crit} = 4.059 \text{ 3 MPa}$ 对比压强 $P_R = \frac{P}{P_{crit}}$
Bertsch ^[9]	$h_{tp} = (1-x)h_{nb} + [1 + 80(x^2 - x^6)e^{-0.6Co_f}]h_{sp}$ $h_{sp} = xh_{sp,go} + (1-x)h_{sp,lo}$ $h_{sp,ko} = \left[3.66 + \frac{0.0668Re_{ko}Pr_k D_h/L}{1 + 0.04(Re_{ko}Pr_k D_h/L)^{2/3}} \right] \frac{\lambda_k}{D_h}$ $Co_f = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)D_h^2}}$ $Re_{go} = \frac{GD_h}{\mu_g}, Re_{lo} = \frac{GD_h}{\mu_l}$	$D_h = 0.16 \sim 2.92 \text{ mm}$ $G = 20 \sim 3000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ $q'' = 4 \sim 1150 \text{ kW/m}^2$ $T_{sat} = -194 \sim 97 \text{ }^\circ\text{C}$
Liu and Winterton ^[10]	$h_{tp}^2 = (Sh_{nb})^2 + (Fh_{sp})^2$ $F = \left[1 + xPr_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right]^{0.35}$ $S = 1 / (1 + 0.055F^{0.1} Re_{lo}^{0.16})$	$D_h = 2.95 \sim 32.0 \text{ mm}$ $G = 12.4 \sim 8157 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ $q'' = 0.35 \sim 2620 \text{ kW/m}^2$ $x = 0.0 \sim 0.95$

注: h_{nb} 表示核态沸腾换热系数; σ 表示表面张力; h_{tp} 表示两相沸腾换热系数; h_{sp} 表示单相沸腾换热系数。

表3 所计算参数的不确定度 %

参数	雷诺数	努塞尔数	换热系数
不确定度	3	2.9	1.4

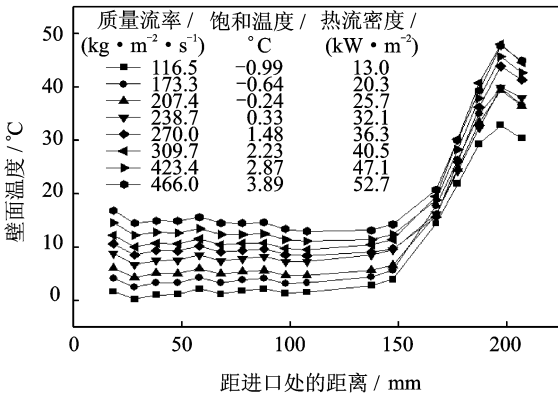


图4 沿流动方向扁管表面温度分布

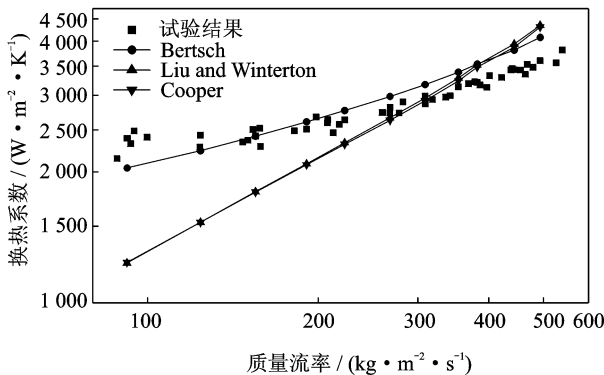


图5 两相制冷剂的质量流率与换热系数关系图

由图5可知,本次试验结果与Bertsch公式计算值吻合度较高,差值基本在10%以内,而与Liu and Winterton及Cooper公式计算值相比,在小质量流率时差别比较大,但在大流量时两者比较接近,表明本次试验方法可行。

3 结 论

搭建了沸腾换热试验系统,采用试验的方法对制冷剂R134a在当量直径为0.63 mm的多孔扁管内的沸腾换热特性进行研究,质量流率范围为 $116.5 \sim 466.0 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$,热流密度范围为 $13 \sim 52.7 \text{ kW/m}^2$,通过对试验结果的分析,得出以下结论:

(1)在沸腾换热过程中,沿流动方向扁管表面温度起初略微下降,一段距离后温度突然显著增大。所以从工质干度较小到完全汽化的过程中,扁管的对流换热系数是先略微增大后减小的。

(2)对于沸腾换热特性,试验结果与Bertsch公式计算值吻合度较高,在大流量时试验值与Liu and Winterton及Cooper公式计算值比较接近,表明本文的试验方法可行。因此,对于与本试验中通道尺寸、试验条件接近的平直通道的沸腾换热系数的计算可以使用Bertsch公式。

参考文献:

- [1] Thome J R. Boiling in micro-channel: A review of experiment and theory[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2004, 25(2): 128-139.

- [2] Tran T N, Wambsganss M W. Small circular and rectangular channel boiling with two refrigerants[J]. *Int J Multiphase Flow*, 1996, 22(3):485-498.
- [3] Owhaib W. Evaporative heat transfer in vertical circular micro-channel[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24(8/9):1241-1253.
- [4] Shizuo Saitoh, Hirofumi Daiguji, Eiji Hihara. Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48 (23/24):4973-4984.
- [5] Shizuo Saitoh, Dang Chaobin, Yoshitaka Nakamura. Boiling heat transfer of HFO-1234yf flowing in a smooth small-diameter horizontal tube[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2011, 34 (8): 1846-1853.
- [6] 王际辉,唐大伟,颜晓虹. 矩形微槽内水的流动沸腾换热及可视化试验研究[J]. *中国科学院研究生院学报*, 2007, 24(1):34-38.
Wang Jihui, Tang Dawei, Yan Xiaohong. An experimental study on the flow boiling heat transfer and its visualization of water in a rectangular micro-groove horizontally laid[J]. *Journal of the Graduate School of the Chinese Academy of Sciences*, 2007, 24(1): 34-38.
- [7] Bertsch S S, Groll E A, Garimella S V. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels[J]. *Int J Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(7/8):2110-2118.
- [8] Bertsch S S, Groll E A, Garimella S V. Effects of heat flux, mass flux, vapor quality, and saturation temperature on flow boiling heat transfer in micro-channels[J]. *Int J Multiphase Flow*, 2009, 35(2): 142-154.
- [9] Cooper M G. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling—A wide ranging examination using reduced properties[J]. *Adv Heat Transfer*, 1984(16): 157-239.
- [10] Liu Z, Winterton R H S. A general correlation for saturated and sub-cooled flow boiling in tubes and annuli based on a nucleate pool boiling equation[J]. *Int J Heat and Mass Transfer*, 1991, 34(11):2759-2766.