

扁管微小通道内 R134a 的沸腾换热试验

詹宏波, 文 涛, 张大林

(南京航空航天大学 航空宇航学院, 南京 210016)

摘 要: 搭建适用于多种结构微小通道的沸腾换热试验系统,研究了制冷剂 R134a 在当量直径分别为 0.63 mm 和 0.72 mm 的多孔扁管微小通道内的沸腾换热特性。试验参数包括制冷剂质量流率为 82~621 kg/(m²·s),饱和压力为 0.22~0.63 MPa,干度为 0~1;采用等热流密度方式加热,热流密度范围为 9.7~64 kW/m²。结果表明:R134a 在扁管内沸腾换热中,当干度在 0~0.6 区间时,微小通道的传热系数明显高于常规通道,换热类型主要为核态沸腾,传热系数随热流密度和饱和压力的增大而增大,与质量流率关系不大;当干度大于 0.6 之后,传热系数随着干度的增大急剧减小,且在此干度区间,传热系数受热流密度和饱和压力影响较小,而受质量流率的影响相对较大。利用该结论和公开文献中 R134a 沸腾换热试验数据对 Gungor-Winterton 公式进行改进,改进后的公式对所有试验点的平均相对误差为 -1.17%,平均绝对误差为 19.24%,预测精度有了明显提高。

关 键 词: 微小通道; 多孔扁管; R134a 制冷剂; 沸腾换热; 传热系数

中图分类号: V211.1⁺7; TK124

文献标志码: A

Experiment on flow boiling heat transfer of R134a in mini-channel of flat tube

ZHAN Hongbo, WEN Tao, ZHANG Dalin

(College of Aerospace Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: An experimental study about R134a refrigerant flow boiling in a horizontal multiport flat tube mini-channel with the hydraulic diameter of 0.63 mm and 0.72 mm was carried out. The refrigerant was heated in uniform heat flux. The experiments were performed at the mass flux in range of 82—621 kg/(m²·s), heat flux in range of 9.7—64 kW/m², saturation pressure in range of 0.22—0.63 MPa and vapor quality in range of 0—1. Results showed that when the vapor quality in range of 0—0.6, the local heat transfer coefficients of mini-channel were higher than those of conventional channel, nucleate boiling was the main contributing factor, the local heat transfer coefficients increased with increasing heat flux and saturation pressure, but had little dependence with mass flux. When the vapor quality was bigger than 0.6, the local transfer coefficients decreased sharply; the influences of heat flux and saturation pressure on local heat transfer coefficient were small, but closely related to mass flux. Gungor-Winterton correlation was modified based on the experimental R134a flow boiling heat transfer coefficient from present study and published literatures, with -1.71% of the mean relation deviation and 19.24% of the mean absolute relation deviation respectively, showing an obvious improvement.

收稿日期: 2015-10-25

作者简介: 詹宏波(1987—),男,博士生,主要从事两相流和飞行器环境控制方面的研究。E-mail:zhanhongbonol@126.com

引用格式: 詹宏波,文涛,张大林. 扁管微小通道内 R134a 的沸腾换热试验[J]. 航空动力学报,2017,32(7):1585-1591. ZHAN Hongbo, WEN Tao, ZHANG Dalin. Experiment on flow boiling heat transfer of R134a in mini-channel of flat tube[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(7):1585-1591.

Key words: mini-channel; multiport flat tube; R134a refrigerant;
flow boiling heat transfer; heat transfer coefficient

设备集成度不断提高带来了高热流密度散热难题,高热流密度设备的散热问题被研究者们所关注。微小通道结构紧凑,传热面积大;沸腾换热具有较强的换热能力,并且换热温差小;因此,微小通道的沸腾换热为高热流密度散热提供了一种可行的解决方案。

Kandlikar 等^[1]提出了一种通道分类方法,当量直径大于 3 mm 的属于常规通道,介于 0.2~3 mm 的属于微小通道;Jabardo 等^[2]研究了 R134a 制冷剂在当量直径为 12.7 mm 的铜管内的沸腾换热特性,试验采用等热流密度方式加热,试验结果表明:铜管内制冷剂干度 $x < 0.8$ 时,其传热系数随着热流密度、饱和压力和质量流率升高而升高;Choi 等^[3]以当量直径为 1.5 mm 和 3 mm 的不锈钢管为试验通道,得出的结论是:干度 $x < 0.2$ 时,质量流率对传热系数影响很小,在干度 $0.2 < x < 0.8$ 区间,传热系数随质量流率增大而增大;并且在该区域,当量直径越小,传热系数越大。Bertsch 等^[4-5]的两篇文献均采用等热流密度加热,但是结论不统一:文献[4]得出传热系数随质量流率增大而增大,而与饱和压力无关;文献[5]则认为传热系数受质量流率影响不大,并且在干度 $x < 0.7$ 时,传热系数随饱和压力的增大而增大。除了 R134a, R22 与 R410a 也作为常用工质被研究者采用;Kim 等^[6]以 R22 为工质,采用水浴加热,认为传热系数在大热流密度、干度 $x < 0.6$ 时随饱和压力增大而增大,而在小热流密度时饱和压力无影响;Yun 等^[7]认为在“干涸”之前,试验条件对传热系数没有影响。Fang 等^[8]总结和评估了现有的 R134a 沸腾换热公式,预测结果最好的为 Gungor-Winterton^[9] 公式,其平均绝对误差也有 36.6%。

虽然针对制冷剂在微小通道内的沸腾换热国内外已经做了一些相关研究,但是由于试验方案及目的各不相同导致关于质量流率,热流密度和饱和压力对于传热系数影响的结论也不相同。本文以扁管微小通道为试验件,研究了等热流密度情况下上述因素对传热系数的影响。

1 试验方法

1.1 试验系统

沸腾换热试验系统由制冷剂回路和数据测量子

系统两部分组成,试验系统工作原理图如图 1 所示。

制冷剂回路依次由试验件,储液器,管翅式冷凝器,齿轮泵,质量流量计,预热器等组成。储液器用于储存系统中过量制冷剂以及给系统充注制冷剂;管翅式冷凝器冷凝在试验件中蒸发的制冷剂,同时也可以储存液体;用于冷却的空气由可调节流量和温度的冷风源提供。齿轮泵为整个制冷剂回路提供循环动力,回路的制冷剂质量流量由精度为 0.25% 的质量流量计测得,流量大小通过调节齿轮泵转速来控制。预热器的作用是加热制冷剂以调节进入试验件的制冷剂干度其功率大小通过交流电源 AC 调节。

扁管试验件进口截面实物图如图 2 所示,其结构尺寸见表 1。

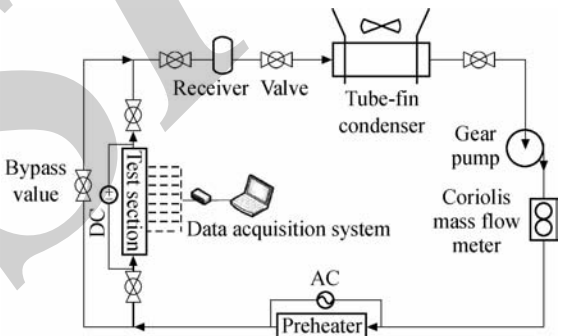


图 1 试验系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

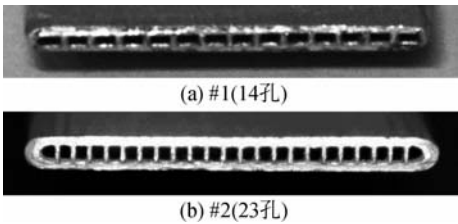


图 2 多孔扁管进口截面图

Fig. 2 Cross section of multiport flat tube inlet

表 1 扁管微小通道结构尺寸

Table 1 Structure size of the min-channel of flat tube		
Parameter	# 1	# 2
Channel height/mm	0.65	0.85
Channel width/mm	0.8	0.5
Hydraulic diameter (D_h)/mm	0.72	0.63
Number of channel (N)	14	23
Length/mm	274	274
Flow area/mm ²	7.28	9.78

图 3 为完整的试验件实物图,进出口封头具有密封与分配流量的作用,以使制冷剂均匀进入扁管的各个孔中。加热方式是通过紧贴在扁管一侧的电加热膜加热提供等热流密度的热流,电加热功率通过调节直流电源 DC 的电压和电流控制,功率大小由精度为 0.2% 的单相电力分析仪测得。



图 3 试验件
Fig. 3 Experiment specimen

数据测量系统:在扁管上等距(25 mm)布置 10 个经过标定,精度为 $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的 T 型热电偶,测得扁管试验件的壁温(如图 3 所示)。制冷剂进出口温度通过在进出口封头内的两个 T 型热电偶获得;制冷剂进出口压力由精度为 0.25% 的绝对压力传感器测得。试验中所有的电压信号和电流信号均由 NI(National Instruments)数据模块采集。

1.2 数据处理

根据试验中测量的数据,可以处理得到各试验工况下制冷剂饱和压力,质量流率,试验件热流密度分布,进而计算出制冷剂在扁管通道内的局部干度和局部传热系数,具体处理方法如下:

制冷剂饱和压力计算式

$$p_{\text{sat}} = \frac{p_i + p_o}{2} \tag{1}$$

式中 p_i, p_o 分别为制冷剂进出口压力(MPa)。

加热热流密度计算式

$$q = \frac{Q}{A} \tag{2}$$

式中 A 为扁管内参与换热的固壁面积总和(m^2), Q 为总的加热功率(W)。试验中采用保温棉隔热以减小试验件向环境散热,通过比较制冷剂吸热量与加热量,试验中最大热损失小于 3%。

制冷剂质量流率计算式

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} \tag{3}$$

式中 $\dot{m}$ 为质量流量(kg/s), A_c 为扁管进口流通面积(m^2)。

表面传热系数定义式

$$\alpha_k = \frac{q}{T_{w,k} - T_{\text{sat}}} \tag{4}$$

式中 $T_{w,k}$ 为第 k 个测点试验件壁面温度(K),本文采用铝合金材质扁管,其导热系数大,并且壁厚

仅为 0.2 mm,在试验热流密度范围内,内外壁面温差均小于热电偶测量精度,因此可以将测量的外壁面温度当成壁面温度; T_{sat} 为饱和压力 p_{sat} 对应的饱和温度(K)。

通道内制冷剂局部干度计算式

$$x_k = \frac{h_k - h_{l,\text{sat}}}{h_{g,\text{sat}} - h_{l,\text{sat}}} \tag{5}$$

$$h_k = h_i + \frac{QL_k}{\dot{m}L} \tag{6}$$

$$h_i = f(T_i, p_i) \tag{7}$$

式中 $h_{l,\text{sat}}$ 为制冷剂饱和液态焓(J/kg); $h_{g,\text{sat}}$ 为饱和气态焓(J/kg); L_k 为测点与加热起点的距离; L 为总加热长度; T_i, p_i 为进口温度和压力。

根据测量仪器精度及数据处理方式,表 2 给出了数据处理时计算参数的不确定度。

在公式评估中,平均相对误差(MRD,量符号记为 D_{mr})和平均绝对误差(MAD,量符号记为 D_{ma})的定义如下:

$$D_{\text{mr}} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \frac{\alpha_{k,\text{cal}} - \alpha_{k,\text{exp}}}{\alpha_{k,\text{exp}}} \tag{8}$$

$$D_{\text{ma}} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \left| \frac{\alpha_{k,\text{cal}} - \alpha_{k,\text{exp}}}{\alpha_{k,\text{exp}}} \right| \tag{9}$$

式中 $\alpha_{k,\text{cal}}$ 为公式预测传热系数; $\alpha_{k,\text{exp}}$ 为试验传热系数。

表 2 所计算参数的不确定度(单位:%)	
Table 2 Uncertainty of calculation parameters (unit:%)	
Parameter	Uncertainty
q	0.5
G	0.4
α	4.6
x	1.2

2 试验结果与分析

2.1 当量直径对换热的影响

图 4 表示不同当量直径通道内制冷剂传热系数随干度变化的曲线图,数据分别来自文献[2-3]和本文试验。文献[3,5]认为传热系数随当量直径的增大而减小,在饱和压力和热流密度相当、干度 $x < 0.6$ 时,图 4(a)中当量直径为 0.63 mm 的微小通道在较小质量流率时的传热系数明显大于当量直径为 12.7 mm 的常规通道;图 4(b)中也可以得到相同结论,图 4(c)中本文两个试验件的当量直径相差较小,所以传热系数也很接近。图中结果验证了文献[3,5]的结论。当量直径对于传

热系数造成影响的原因是通道尺寸减小后,制冷剂气泡的产生和合并受到尺寸的限制,流型的转变和发展有别于常规通道,核态沸腾相比于常规通道更加强烈,使得传热系数显著提高。另外,从图中现局部蒸干区,使得传热系数急剧减小^[10-11]。

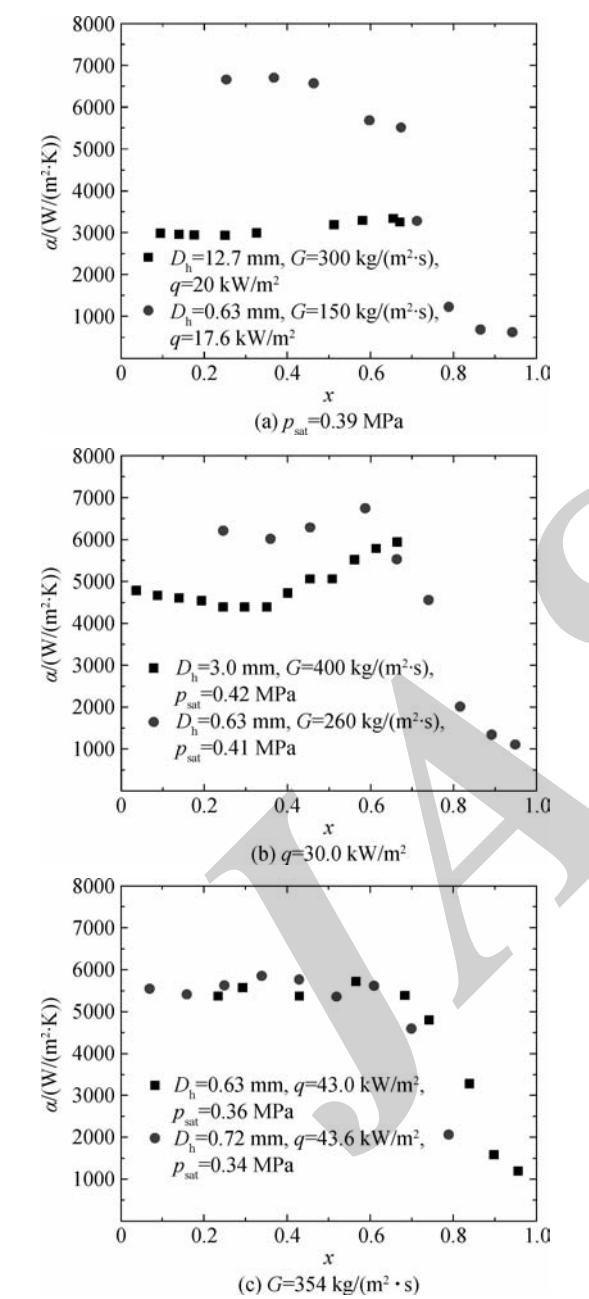


图 4 当量直径对传热系数影响
Fig. 4 Effect of hydraulic diameter on heat transfer coefficient

2.2 质量流率对换热的影响

从图 5 中可以看出,在干度 $x < 0.6$ 的换热区间,质量流率对于传热系数的影响很小,并且传热系数基本不随干度变化;在干度 $x > 0.6$ 的换热区间,随着干度的增加,质量流率的影响开始增大,其原因是大干度区域对流换热逐渐占优。

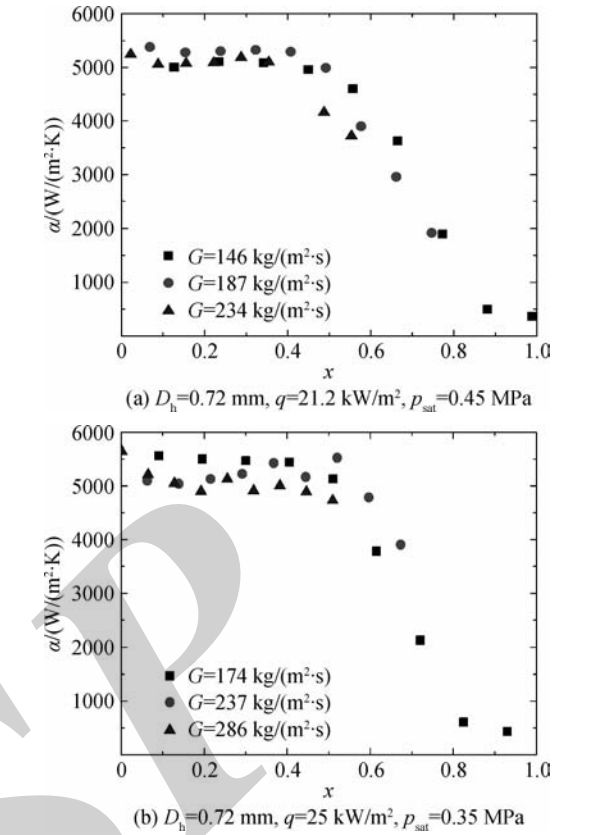
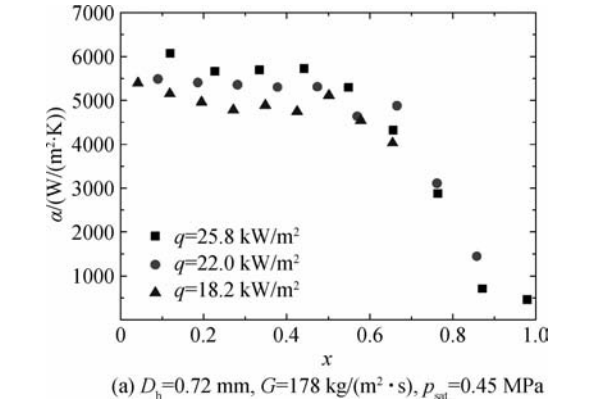


图 5 质量流率对传热系数影响
Fig. 5 Effect of mass flow rate on heat transfer coefficient

2.3 热流密度对换热的影响

图 6 所示在干度 $x < 0.6$ 时,传热系数随着热流密度增大而增大,随干度变化不大。根据文献[12]中所述:核态沸腾与干度、质量流率关系不大,受热流密度影响较大,结合图 5、图 6 中传热系数的变化趋势可知,本文试验件内制冷剂在干度 $x < 0.6$ 时,换热类型以核态沸腾为主。

从图 6(a)中可以看出,在相同的质量流率下,干度 $x > 0.6$ 的换热区间,传热系数受热流密度影响很小,这是因为对流换热的传热系数基本不受热流密度影响。



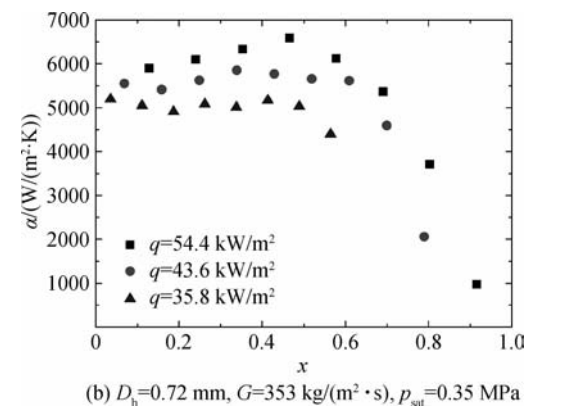


图 6 热流密度对传热系数影响
Fig. 6 Effect of heat flux on heat transfer coefficient

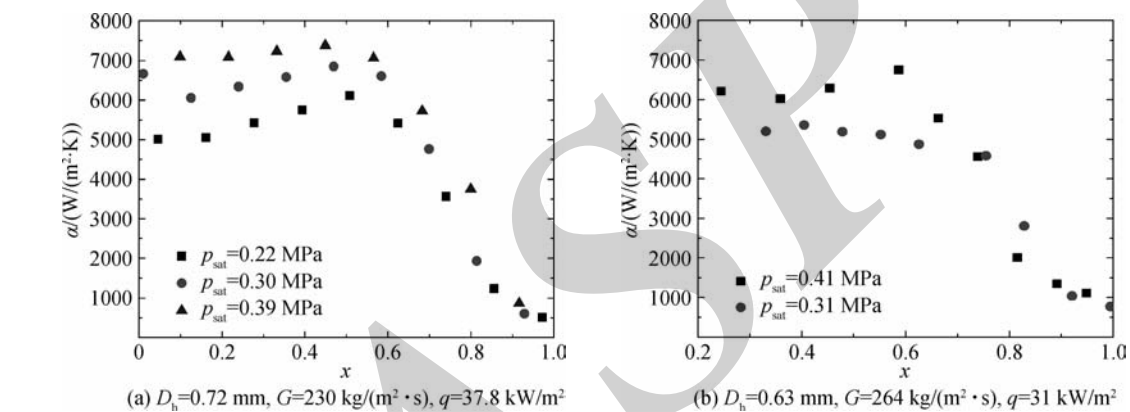


图 7 饱和压力对传热系数影响
Fig. 7 Effect of saturation pressure on heat transfer coefficient

2.5 Gungor-Winterton 沸腾换热公式改进

利用本文两个扁管试验件在试验范围:热流密度为 9.7~64kW/m²,质量流率为 82~621 kg/(m²·s),饱和压力为 0.22~0.63 MPa,干度为 0~1 内的 780 个试验点和文献[11,14-22]中不同当量直径

2.4 饱和压力对换热的影响

饱和压力对传热系数影响主要体现在物性方面。在干度 $x < 0.6$ 区间时,传热系数随着饱和压力的增大而增大。其原因之一是随着饱和压力的增大制冷剂气化潜热减小,在吸收相同热量的情况下,气化潜热小的制冷剂将产生更多的蒸汽(气泡)从而对流体的扰动更大,传热系数也更大;另一种原因如文献[13]所述:饱和压力增大导致沸腾时气泡脱离直径减小,以致气泡脱离速度加快,从而增强换热。

由图 7 中干度 $x > 0.6$ 的区域可知,饱和压力对于传热系数影响很小,可见对流换热受饱和压力影响也不大。

与试验工况的 1587 个数据点(具体数据来源参见表 3),本文引入了 3 个无量纲参数:韦伯数 (We) 和 无量纲压力 (p_{cr}) 以及参数 B ,对 Gungor-Winterton^[9] 公式进行了改进,改进后的公式如下:

表 3 R134a 沸腾换热试验数据来源
Table 3 Experimental data source of boiling heat transfer for R134a

Number of references	Channel geometry	$(D_h, L)/mm$	$G/(kg/(m^2 \cdot s))$	T_{sat}/K	$q/(kW/m^2)$	Number of data points
Ref. [11]	C, H	0.51,550;1.12,935;3.1,3235	150~450	278,283	5~39	126
Ref. [14-15]	C, H	4.26,500;2.01,211;1.1,150	100~600	295~319.5	13~150	648
Ref. [16]	C, H	2.6,183	240~930	285,295	10~100	281
Ref. [17]	C, H	0.19,31	314,392,470	308.5,316	10,15,20	177
Ref. [18]	C, H	1.03,180	100~1500	304	2.3~250	164
Ref. [19]	C, H	6,6000	371	282~302	11~21	28
Ref. [20]	C, H	2.3,464	50~700	295,304,314	5~55	76
Ref. [21]	C, H	1.75,600	200~1000	304~323	1~83	34
Ref. [22]	C, H	0.5,120;0.96,127	300~1500	288~318	30~165	53

C; circular, H; horizontal

$$h_{tp} = Nu\lambda_l/D_h$$

(10)

$$Nu = 0.021 \cdot (S + F)Re_{lo}Pr^{0.8}We^{-0.403}p_{cr}^{0.603}/B$$

(11)

$$S = 1 + 3000B_o^{0.86}$$

(12)

$$F = 1.8(\frac{x}{1-x})^{0.75}(\frac{\rho_l}{\rho_g})^{0.41}$$

(13)

$$A = \exp[\frac{0.14\mu_l}{\mu_l(1-x) + \mu_gx}] / \exp(1.24 \times 10^{-4} \cdot Re_1)$$

(14)

$$Re_{lo} = \frac{GD_h(1-x)}{\mu_l}$$

(15)

$$Re_1 = \frac{GD_h}{\mu_l}$$

(16)

$$B_o = \frac{q}{Gh_{lg}}$$

(17)

$$We = \frac{G^2D_h}{\sigma\rho_l}$$

(18)

$$p_{cr} = \frac{p_{sat}}{p_{crit}}$$

(19)

式中 λ 表示热导率 ($W/(m \cdot K)$); ρ 表示密度 (kg/m^3); μ 表示动力黏度 ($Pa \cdot s$); σ 表示表面张力 (N/m); h_{lg} 表示汽化潜热 (J/kg); p_{crit} 表示临界压力。下标 l 和 g 分别表示液态和气态。公式适用于干度 $x < 0.8$ 的情况。改进后公式的预测结果与试验值的比较如图 8 所示,图中 $\alpha_{cal}, \alpha_{exp}$ 分别表示传热系数的计算值和试验值。公式对于所有 2367 个试验点预测的平均相对误差为 -1.17% , 平均绝对误差为 19.24% , 其中 59% 的试验数据处于 $\pm 20\%$ 误差带范围内, 79% 的试验数据处于 $\pm 30\%$ 误差带范围内如图中黑色虚线所示。根据文献[14],选择其中预测结果较好的公式与本文公式进行比较,结果如表 4 所示,可以看出,本文提出公式的预测精度明显高于其余公式。

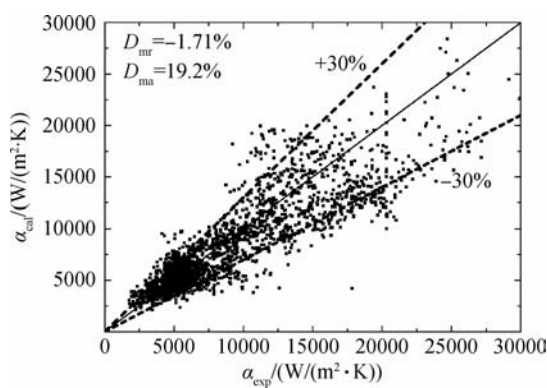


图 8 试验值与公式预测值比较

Fig. 8 Comparison between experiment value and prediction value for some correlations

表 4 改造公式与已有公式对比

Table 4 Comparison of modification correlation with existing correlations

Correlations (or number of references)	$D_{mr}/\%$	$D_{ma}/\%$
Modified correlation	-1.71	19.24
Ref. [9]	7.72	28.15
Ref. [23]	-30.61	35.15
Ref. [24]	-9.36	29.7
Ref. [25]	2.74	25.17
Ref. [26]	-6.12	34.93

3 结 论

通过搭建的沸腾换热试验系统研究了制冷剂 R134a 在当量直径分别为 0.63 mm 和 0.72 mm 的扁管微小通道内的沸腾换热特性,在本文试验参数范围内得出如下结论:

- 1) 微小通道内,气泡的产生和合并受到通道尺寸的限制,相应流型的发展和转变有别于常规通道,使得本文在干度 $x < 0.6$ 区间,核态沸腾更加强烈,传热系数明显高于常规通道;在干度 $x > 0.6$ 之后,由于逐渐出现局部蒸汽区,传热系数随干度的增大急剧减小。
- 2) 在干度 $x < 0.6$ 区域,换热类型主要为核态沸腾,传热系数随着热流密度和饱和压力增大而增大,而与质量流率无关;随着干度增大,对流换热逐步占优,传热系数受热流密度与饱和压力影响很小,随质量流率的增大而增大。
- 3) 利用本文和公开文献中 2367 个 R134a 沸腾换热试验点改进 Gungor-Winterton 公式,改进后的公式适用于干度 $x < 0.8$ 的情况,公式预测精度得到了明显提高。

参考文献:

[1] KANDLIKAR S G, GRANDE W J. Evolution of micro-channel flow passages; thermohydraulic performance and fabrication technology [J]. Heat Transfer Engineering, 2003, 24(1): 3-17.

[2] JABARDO J M S, BANDARRAF E P. Convective boiling of halocarbon refrigerants flowing in a horizontal copper tube-an experimental study[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2000, 23(3/4): 93-104.

[3] CHOI K I, PAMITRAN A S, OH C Y, et al. Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO₂ in horizontal smooth minichannels[J]. International Journal of Refrigeration,

- 2007,30(8):1336-1346.
- [4] BERTSCH S S, GROLL E A, GARIMELLA S V. Refrigerant flow boiling heat transfer in parallel microchannels as a function of local vapor quality[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(19):4775-4787.
- [5] 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 microchannels[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2009, 35(2):142-154.
- [6] KIM N H, SIM Y S, MIN C K. Convective boiling of R-22 in a flat extruded aluminum multi-port tube[R]. *International Conference on Microchannels and Minichannels, IC-MM2004-2375*, 2004.
- [7] YUN R, HYEOK H J, KIM Y. Evaporative heat transfer and pressure drop of R410A in microchannels[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2006, 29(1):92-100.
- [8] FANG X, SHI R, ZHOU Z. Correlations of flow boiling heat transfer of R-134a in minichannels; comparative study[J]. *Energy Science and Technology*, 2011, 1(1):1-15.
- [9] GUNGOR K E, WINTERTON R H S. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons with data[J]. *Chemical Engineering Research and Design*, 1987, 65(2):148-156.
- [10] YEN T H, KASAGI N, SUZUKI Y. Forced convective boiling heat transfer in microtubes at low mass and heat fluxes[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2003, 29(12):1771-1792.
- [11] SAITOH S, DAIGUJI H, HIHARA E. 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):4973-4984.
- [12] 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.
- [13] QU W, MUDAWAR I. Flow boiling heat transfer in two-phase microchannel heat sinks: I experimental investigation and assessment of correlation methods[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46(15):2755-2771.
- [14] SHIFERAW D, HUO X, KARAYIANNIS T G, et al. Examination of heat transfer correlations and a model for flow boiling of R134a in small diameter tubes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(25):5177-5193.
- [15] SHIFERAW D, KARAYIANNIS T G, KENNING D B R. Flow boiling in a 1.1 mm tube with R134a; experimental results and comparison with model[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, 48(2):331-341.
- [16] COPETTI J B, MACAGNAN M H, ZINANI F, et al. Flow boiling heat transfer and pressure drop of R-134a in a mini tube; an experimental investigation[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2011, 35(4):636-644.
- [17] IN S, JEONG S. Flow boiling heat transfer characteristics of R123 and R134a in a micro-channel[J]. *Journal of Multiphase Flow*, 2009, 35(11):987-1000.
- [18] ONG C L, THOME J R. Flow boiling heat transfer of R134a, R236fa and R245fa in a horizontal 1.030 mm circular channel[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2009, 33(4):65-663.
- [19] GRECO A, VANOLI G P. Flow-boiling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a smooth horizontal tube[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2005, 28(6):872-880.
- [20] TIBIRI C B, RIBATSKI G. Flow boiling heat transfer of R134a and R245fa in a 2.3 mm tube[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, 53(11/12):2459-2468.
- [21] SAISORN S, KAEW-ON J, WONGWISES S. 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.
- [22] BASU S, NDAO S, MICHNA G J, et al. Flow boiling of R134a in circular microtubes; Part I study of heat transfer characteristics[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2011, 133(5):051502.1-051502.9.
- [23] COOPER M G. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling-a wide ranging examination using reduced properties[J]. *Advances in Heat Transfer*, 1984, 16:157-239.
- [24] LIU Z, WINTERTON R H S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli based on a nucleate pool boiling equation[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1991, 34(11):2759-2766.
- [25] LAZAREK G M, BLACK S H. Evaporative heat transfer pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1982, 25(7):945-960.
- [26] BERTSCH S S, GROLL E A, GARIMELLA S V. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(7):2110-2118.