

文章编号:0253-4339(2019)05-0118-06

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2019.05.118

5 mm 小管径内 R290 流动沸腾换热特性

何宽 柳建华 余肖霄

(上海理工大学 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室 上海 200093)

摘要 本文对 R290 在 5mm 小管径内的流动沸腾换热特性进行实验研究,重点研究热流密度、质量流率及饱和温度对沸腾换热表面传热系数的影响。实验工况为:热流密度 10~60 kW/m²、饱和温度 15~25 °C、质量流率 50~200 kg/(m²·s)、干度 0.1~0.9。结果表明:增加热流密度可实现强化换热,提高表面传热系数,使干涸现象提前发生,并加剧干涸;质量流率在低干度区间对表面传热系数的影响较小,在中干度和高干度区间表面传热系数与质量流率分别呈正相关;当热流密度较低时,在中干度区间,增大饱和温度会使表面传热系数降低;而在较高的热流密度下,增大饱和温度明显引起表面传热系数的上升。

关键词 传热特性;流动沸腾;R290;小管径

中图分类号:TB61⁺1; TB64; TK124

文献标识码: A

Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of R290 in 5 mm Small-diameter Tubes

He Kuan Liu Jianhua Yu Xiaoxiao

(Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Shanghai Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract The characteristics of heat transfer for R290 flow boiling in 5-mm small diameter tubes were investigated experimentally with a focus on the effects of heat flux, mass flow rate, and saturation temperature on the surface coefficient of boiling heat transfer. The experimental conditions are as follows: heat flux = 10–60 kW/m²; saturation temperature = 15–25 °C; mass flow rate = 50–200 kg/(m²·s); and vapor quality = 0.1–0.9. The results showed that an increase in heat flux can significantly enhance heat transfer and raise its surface coefficient, speeding up the dryout process and decreasing the starting vapor quality of dryout. Mass flow rate has slight influence on the surface coefficient of heat transfer at low vapor quality, whereas surface coefficient of heat transfer was positively correlated with mass flow rate at middle and high vapor quality. Moreover, the surface coefficient of heat transfer was decreased with an enhancement in the saturation temperature with low heat flux at vapor quality range, whereas it was increased with an enhancement in the saturation temperature with higher heat flux.

Keywords heat transfer characteristics; flow boiling; R290; small-diameter tube

HCFCs 制冷剂的消费和生产水平逐年削减^[1-2],环保制冷剂 R290(丙烷)是一种理想的 HCFCs 替代工质,其 ODP=0, GWP=3,对环境完全友好^[3],具有良好的传热性能,蒸发潜热大,输送压力低,可广泛应用于家用及商用制冷系统^[4]。

为了节能省材,换热器的更新趋于小型化,换热器的小型化已成为行业内的研究热点。外径为 5 mm 小管径的铜管现已大量应用于小型换热器,然而铜管的管径变小后,换热特性与 9.52、7 mm 等较大管径不尽相同,管内制冷剂侧的沸腾换热表面传热系数(以下简称表面传热系数)会增大^[5-6]。此外,小管径铜管齿高和螺旋角均增加,强化了内螺纹对制冷剂的

扰动作用,液膜厚度减薄,降低热阻,进一步强化了换热^[7]。因此,有必要研究 R290 在 5 mm 内螺纹铜管内流动沸腾的换热特性。

G. D. Mathur 等^[8]对 R290 在光滑铜管内相变换热进行了理论分析,并在外径为 9.52 mm,壁厚为 0.64 mm 的水平光滑铜管内对 R290 的沸腾换热特性进行实验研究。当蒸发温度为 -6.7 °C 和 4.4 °C,质量流率范围为 50~800 kg/(m²·s)时,将 R290 的表面传热系数与 R12、R134a 进行对比,研究表明 R290 的表面传热系数显著高于 R12 和 R134a 的表面传热系数。Jin Shijie 等^[9]将 7 mm 的 R22 翅片管蒸发器管径缩小至 5 mm,使用环保制冷剂 R290,并使用模

拟软件 EVAP-COND 模拟传热性能,结果表明,小管径 R290 蒸发器的传热效果优于 R22 系统。但当前国内外对于 R290 制冷剂的研究多为常规较大管径^[10-14],或是 1~3 mm 的细微光滑不锈钢管^[15-17],缺少对 R290 在 5 mm 内螺纹铜管内流动沸腾换热的研究。

本文对 R290 在 5 mm 内螺纹铜管内的流动沸腾

换热特性进行实验研究,研究了热流密度、质量流率及饱和温度对沸腾换热表面传热系数的影响。

1 实验装置与原理

1.1 实验装置与测试流程

小管径内沸腾换热特性的测试系统原理如图 1 所示。

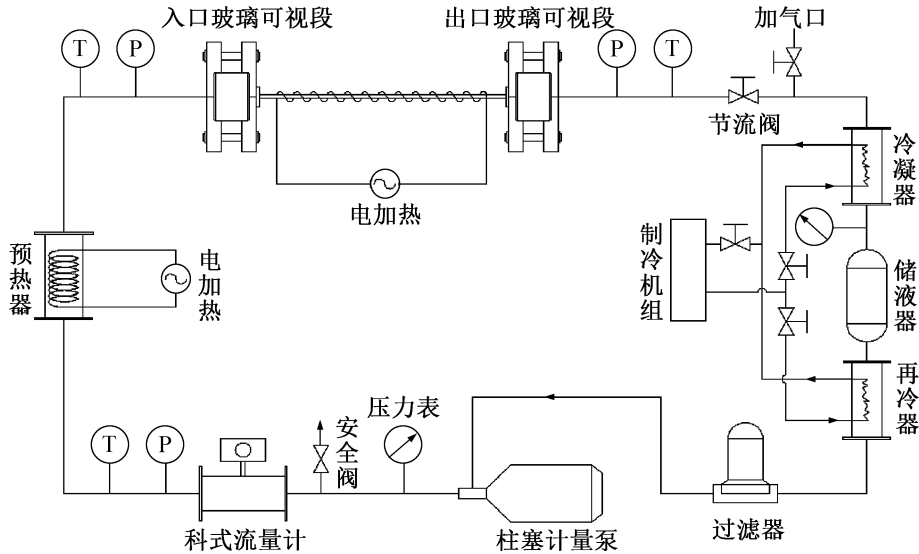


图 1 测试系统原理

Fig.1 Test system

测试回路由柱塞计量泵、科式流量计、预热器、测试部分、冷凝器、储液罐、再冷器和过滤器组成。柱塞计量泵替代压缩机为系统内制冷剂提供循环动力,用科式流量计测量质量流量。通过预热器控制实验段入口工质的干度;冷凝器用于冷凝测试段出口处高温制冷剂;储液器确保循环系统中有充足的制冷剂;再冷器保证制冷剂在进入柱塞泵之前完全冷凝。

在测试装置运行时,储液器中流出的液态 R290 经过再冷器过冷,以保证单相,再由柱塞计量泵传送至测试段。工质经过预热器时,通过 PID 精确调节输入预热器的功率可以控制测试段入口 R290 干度。测试段排出的 R290 气体进入冷凝器中被冷凝成液体后再次进入储液器完成一个循环。实验系统的饱和温度主要由冷凝压力控制,系统通过 PID 控制调节冷凝器中乙二醇载冷剂的流量,以此调节冷凝器内的冷凝压力达到对测试段出口压力的控制。系统的质量流量由调节柱塞计量泵的行程调节旋钮控制,流量大小直接由质量流量计测量。实验系统所需测试的温度、压力分别采用热电偶与压力传感器获得。

实验对象为外径 5 mm 的水平内螺纹铜管,内径为 4.32 mm,测试段具体参数为:螺纹数 38,螺旋角 18°,齿顶角 40°,齿高 0.14 mm,底壁厚 0.20 mm。

为消除入口段对表面传热系数的影响,需满足 $L/D > 60$,因此设置测试段总长为 500 mm,以此测定充分发展段的表面传热系数。测试段加热方法是使用电加热丝均匀的缠绕在加热段上,并用玻璃棉垫隔热,以减少对周围环境的热量损失。对测试段所施加的电功率由功率计直接测得。同时,在测试段的 6 个位置设置热电偶测量外壁温度。为保证测量温度的精确度,采用同一测点不同位置测量取平均值的方法,在每个测点的上、下、左、右 4 个方向布置贴片式热电偶,4 个测点两两中心对称。整个加热段共布置 24 个热电偶,具体布置方式如图 2 所示。

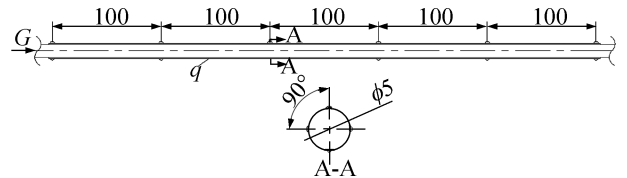


图 2 测试段热电偶轴向和径向布置(单位:mm)

Fig.2 Axial and radial layout of thermometer in experiment phase(Unit:mm)

实验要研究 R290 在 5 mm 小管径内流动沸腾换热过程中不同的饱和温度、质量流率、热流密度等参数对沸腾换热表面传热系数的影响,因此需综

合考量上述参数,确定实验装置能够测试的范围。测试工况如表 1 所示,其中干度划分为低干度区间(0.1~0.3]、中干度区间(0.3~0.75]、高干度区间(0.75~0.9]。

表 1 实验测试工况

Tab.1 Test conditions of experiment

| 参数 | 数值 |
|-------------------------------|---------|
| 管径/mm | 5 |
| 质量流率/(kg/(m ² ·s)) | 50~200 |
| 热流密度/(kW/m ²) | 10~60 |
| 入口干度 | 0.1~0.9 |
| 对应饱和温度/℃ | 15~25 |

1.2 实验原理

1) 沸腾换热表面传热系数

R290 管内流动沸腾换热表面传热系数:

$$h = \frac{q}{T_{w,in} - T_r} \quad (1)$$

式中: q 为测试段热流密度, kW/m²; $T_{w,in}$ 为平均内壁温度, ℃; T_r 为管内制冷剂饱和温度, ℃。

2) 测试段的热流密度

测试段的加热功率:

$$Q = Q_0 + Q_L \quad (2)$$

式中: Q_0 为测试段的电加热功率, kW, 由功率计直接测得; Q_L 为测试段的漏热量, kW, 通过对漏热系数的标定获得。标定的方法是:实验装置搭建完毕,在实验初始时对测试段施加恒定的热流密度,在保证测试段管壁面温度恒大于环境温度,并且维持稳定工况一段时间后,根据施加的电加热功率、管壁面与环境温差来计算测试段的漏热系数。得到测试段的加热功率后,可由(3)式得到测试段的热流密度:

$$q = \frac{Q}{\pi D_i L} \quad (3)$$

式中: D_i 为测试管内径, m; L 为加热段长度, m。

3) 平均内壁温度

制冷剂在圆管内的换热可假设为具有内热源的一维稳态导热模型,计算式如式(4)、式(5)所示。其中, $T_{w,out}$ 为外管壁的温度, ℃; $r_{w,out}$ 为测试段管外半径, m; $r_{w,in}$ 为测试段管内半径, m。

$$T_{w,in} = T_{w,out} - \left(\frac{Q D_i}{4\lambda} \right) \left[\frac{\eta(1 - \ln\eta) - 1}{1 - \ln\eta} \right] \quad (4)$$

$$\eta = \left(\frac{r_{w,out}}{r_{w,in}} \right)^2 \quad (5)$$

4) 制冷剂饱和温度

由于管内工质的饱和温度 T_r 随着流动沸腾的压降而降低,所以通过实验段进出口安装的压差传感器获得实验段压差,然后用线性插值计算法获得对应点的饱和压力,再借助工质热物性软件 NIST 查询获得对应饱和压力下的饱和温度。

5) 测试段入口干度

工质在测试段入口处的干度 x_{in} 由式(6)、式(7)推导。

$$x_{in} = \frac{h_{pre} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

$$h_{pre} = \frac{Q_{pre}}{M_m} + h_s \quad (7)$$

式中: h_s 为预热器前过冷液体的焓值, kJ/kg; M_m 为制冷剂的质量流量, kg/s; Q_{pre} 为预热器的电加热量, kW, 由功率计直接测得; h_1 、 h_2 分别为饱和压力对应的液相和气相的焓值, kJ/kg。

6) 局部干度

结合预热器和测试段的加热功率可以计算出工质对应的焓变,利用内插法计算局部干度,如式(8)、式(9)所示。

$$x_z = \frac{h_z - h_1}{h_2 - h_1} \quad (8)$$

$$h_z = h_{pre} + \frac{q\pi D_i L_z}{2 M_m} \quad (9)$$

式中: x_z 为测试段所需测点的干度; L_z 为测点离入口段的距离, m。

7) 实验参数不确定度分析

考虑到实验本身的系统误差,实验过程中各个参数均具有一定的不确定度,其中一些通过二次计算得来的参数,其不确定度还具有传播性。故需要对测试数据进行不确定度分析,采用文献[18]中提出的方法分析,并总结于表 2 中。表面传热系数测定的最大不确定度 < 8%。

表 2 实验参数不确定度

Tab.2 Uncertainty of experimental parameters

| 参数 | 测量仪器 | 不确定度 |
|--------|--------|-----------|
| 温度 | T 型热电偶 | ±0.1 ℃ |
| 压力 | 压力传感器 | ±0.1% FS |
| 加热量 | 功率计 | ±0.2% |
| 质量流量 | 科式流量计 | ±0.1% FS |
| 干度 | 计算 | 1.1%~6.4% |
| 局部传热系数 | 计算 | 1.9%~7.9% |

2 实验结果与分析

2.1 热流密度对沸腾换热特性的影响

选取饱和温度 $T = 25\text{ }^\circ\text{C}$ 、质量流率 $G = 100\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 不变的工况,控制热流密度范围在 $10 \sim 60\text{ kW}/\text{m}^2$,定性定量研究热流密度对 5 mm 小管径内 R290 沸腾换热特性的影响,如图 3 所示。

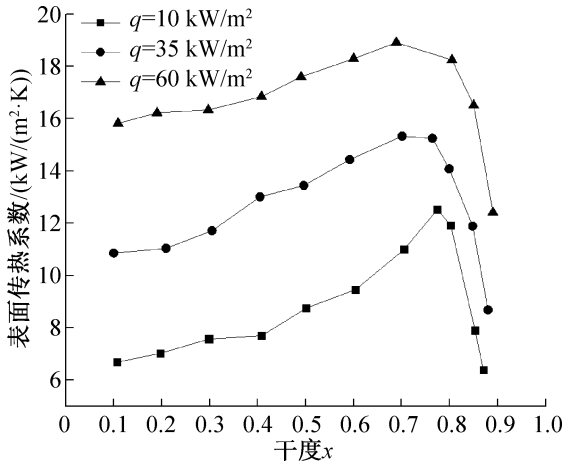


图 3 饱和温度 $T = 25\text{ }^\circ\text{C}$ 、质量流率 $G = 100\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,不同热流密度 R290 在测试管内表面传热系数

Fig.3 Surface coefficient of heat transfer in test tube for R290 at $T = 25\text{ }^\circ\text{C}$ with mass flow rate $G = 100\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ at different heat flux

由图 3 可知,在中低干度区间,随着热流密度的提高 R290 的表面传热系数显著增大。原因是热流密度上升直接导致壁面过热度变大,壁面气泡的生长速度和脱离频率均随之加快,同时内螺纹管的齿也使气泡受到更大的扰动。上述综合强化了核态沸腾换热作用,所以表面传热系数显著增加,此时管内主要换热形式为核态沸腾换热^[19]。而在高干度区间,局部表面传热系数急速下降,且表面传热系数下降的程度随热流密度的上升而更加剧烈。因为此时管内工质开始干涸,对流换热起核心作用。一方面液膜减薄,降低了传热热阻,使管壁面温度下降,核态沸腾换热受到抑制;另一方面,热流密度的增大加速了管内流型的转变,恶化了换热效果。由此可以看出,对沸腾换热大小起决定性作用的是核态沸腾换热。

实验结果表明,当饱和温度和质量流率一定,热流密度的上升使干涸现象提前发生,且更加剧烈。在中低干度区间,提升热流密度明显强化换热效果;干涸现象发生后,热流密度的上升使表面传热系数的下降更加剧烈。

2.2 质量流率对沸腾换热特性的影响

质量流率对于 R290 沸腾换热特性的影响如图 4

所示,实验控制质量流率的范围在 $50 \sim 200\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,选取工况为温度 $T = 25\text{ }^\circ\text{C}$,热流密度 $q = 10\text{ kW}/\text{m}^2$ 。

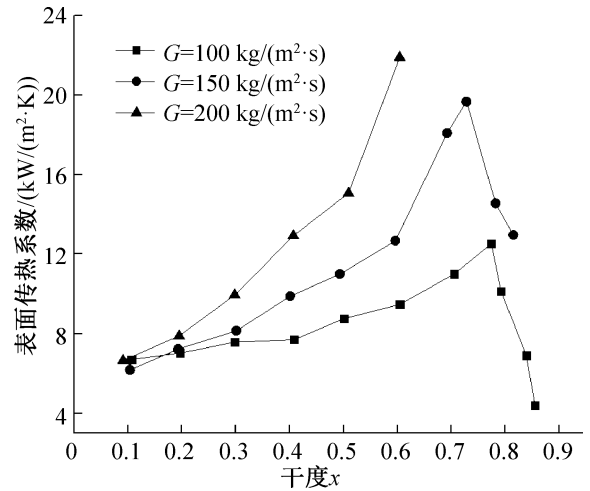


图 4 饱和温度 $T = 25\text{ }^\circ\text{C}$ 、热流密度 $q = 10\text{ kW}/\text{m}^2$,不同质量流率 R290 在测试管内的表面传热系数

Fig.4 Surface coefficient of heat transfer in test tube for R290 at $T = 25\text{ }^\circ\text{C}$ with heat flux $q = 10\text{ kW}/\text{m}^2$ at different mass flow rate

由图 4 可知,在低干度区间,表面传热系数受质量流率影响很小;中干度区间,表面传热系数伴随质量流率的增加有明显提高;干涸现象发生之后,表面传热系数随着质量流率的增大略有提高。原因是:在低干度区间,管内换热方式以核态沸腾换热为主,所以干度在低干度区间质量流率对表面传热系数的影响较小;而在中干度区间,核态沸腾换热逐渐向对流换热转变,由于流速的增加使雷诺数增大,此时质量流率的增大使表面传热系数逐渐增大。且在干涸发生前的 $0.6 \sim 0.7$ 干度区间,表面传热系数的增长更为明显。这是因为流速越快,管内流态越接近于环状流。而在质量流率为 $200\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,所测干度的范围内并未发生干涸现象。

实验结果表明,当饱和温度和热流密度一定,在低干度区间,表面传热系数受质量流率影响很小;中干度区间,表面传热系数随着质量流率的上升而提高;高干度区间,伴随质量流率的增加表面传热系数略有增加。

2.3 饱和温度对沸腾换热特性的影响

根据实验结果可得,饱和温度对 R290 在 5 mm 小管径内流动沸腾换热具有重要影响,选取热通量为 $q = 10\text{ kW}/\text{m}^2$ 的工况,质量流率 $G = 100\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,如图 5 所示。在低干度区间,饱和温度对表面传热系数影响较小,表面传热系数随饱和温度的提高略有增

加,因为较高的饱和压力有利于形成汽化核心,强化了核态沸腾换热。但干度增至 0.3 以后,表面传热系数反而随着饱和温度的提升而下降,原因是:在 $q=10 \text{ kW/m}^2$ 的低热流密度工况下,壁面过热度较低,气泡的产生和扰动均较小,核态沸腾换热作用较小,因此饱和温度的提升对表面传热系数的影响较小。此时对流换热起主导作用,饱和温度的下降使工质导热系数增大,强化了对流换热作用。

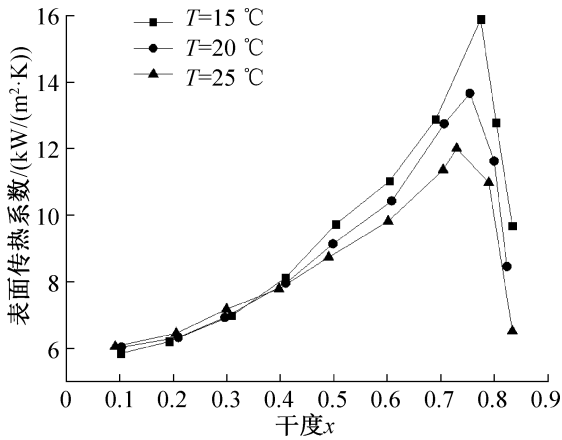


图 5 质量流率 $G=100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、热流密度 $q=10 \text{ kW}/\text{m}^2$, 不同饱和温度时 R290 在测试管内的表面传热系数

Fig.5 Surface coefficient of heat transfer in test tube for R290 at $G=100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ with heat flux $q=10 \text{ kW}/\text{m}^2$ at different saturation temperatures

改变测试工况为热流密度 $q=60 \text{ kW}/\text{m}^2$, 质量流率 $G=100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 如图 6 所示。

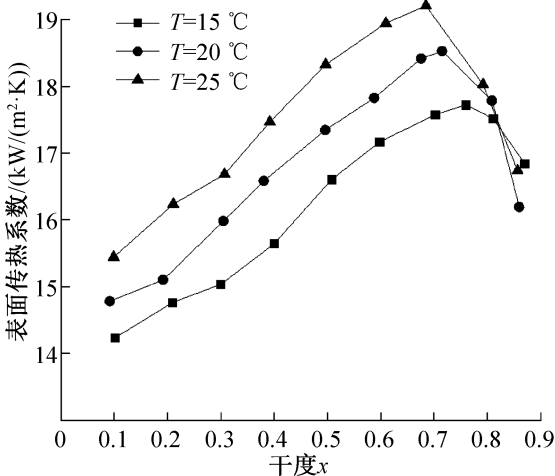


图 6 质量流率 $G=100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、热流密度 $q=60 \text{ kW}/\text{m}^2$, 不同饱和温度时 R290 在测试管内的表面传热系数

Fig.6 Surface coefficient of heat transfer in test tube for R290 at $G=100 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ with heat flux $q=60 \text{ kW}/\text{m}^2$ at different saturation temperatures

由图 6 可知,在热流密度较高为 $60 \text{ kW}/\text{m}^2$ 的工

况下,表面传热系数随着饱和温度的增大而提高。原因是饱和温度越高,制冷剂液相动力黏度越低,表面张力也会下降,促使汽化核心的脱离,强化了核态沸腾换热,表面传热系数增大。

实验结果表明,当质量流率一定,较低热流密度工况下,在中干度区间表面传热系数会随着饱和温度的提高而降低;较高热流密度工况下,表面传热系数与饱和温度呈正相关性。同时饱和温度的提高会使干涸现象提前发生,加快干涸发展的过程。

3 结论

本文实验研究了 R290 在 5 mm 小管径管内流动沸腾换热特性,在饱和温度为 15~25 °C、热流密度为 10~60 kW/m^2 、质量流率为 50~200 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 的工况下,就不同因素对换热及干涸特性的影响进行了理论分析,得到如下结论:

1) 热流密度的上升能够有效提升表面传热系数,加剧干涸过程。当饱和温度和质量流率一定,在中低干度区间,热流密度的提升可以明显强化换热效果,增大传热系数;干涸现象发生后,热流密度的升高使表面传热系数下降更加剧烈。

2) 提高质量流率对表面传热系数有显著提升。在饱和温度和热流密度一定时,表面传热系数随质量流率的增大而增加。尤其在干度为 0.6~0.7 时,表面传热系数增大尤为明显。同时,质量流率也能提前干涸发生的时机。

3) 饱和温度的升高使干涸现象提前发生,同时加快干涸发展的过程。但饱和温度对表面传热系数的影响较为复杂。保持质量流率不变,在较低热流密度工况下,中干度区间内的表面传热系数随饱和温度的提高不增反降;然而较高热流密度工况下,表面传热系数与饱和温度呈正相关性。

本文受上海市部分地方院校能力建设专项计划(16060502600)项目资助。(The project was supported by the Capacity Building Plan for some Non-military Universities and Colleges of Shanghai Committee (No. 16060502600).)

参考文献

[1] VAITKUS L, DAGILIS V. Analysis of alternatives to high GWP refrigerants for eutectic refrigerating systems[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 76: 160-169.
[2] 肖友元,刘畅,郭春辉,等. 自然工质 R290 在家用空调器中的应用研究[J]. 流体机械, 2009, 37(5): 61-65. (XIAO Youyuan, LIU Chang, GUO Chunhui. Experimental research on refrigeration system of air-conditioner which

- use of natural refrigerant R290 [J]. Fluid Machinery, 2009, 37(5): 61–65.)
- [3] 李连生. 制冷剂替代技术研究进展及发展趋势[J]. 制冷学报, 2011, 32(6): 53–58. (LI Liansheng. Research progress on alternative refrigerants and their development trend[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(6): 53–58.)
- [4] 秦延斌, 张华, 邱金友, 等. 碳氢制冷剂 R290 最新研究进展[J]. 制冷技术, 2015, 35(6): 45–51. (QIN Yanbin, ZHANG Hua, QIU Jinyou, et al. Latest research progress of hydrocarbon refrigerant R290[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2015, 35(6): 45–51.)
- [5] 任滔, 丁国良, 韩维哲, 等. 空调器中采用小管径的影响分析及研发思路[J]. 制冷技术, 2012, 32(1): 51–54, 69. (REN Tao, DING Guoliang, HAN Weizhe, et al. Analysis and research ideas of the influence of small tubediameter in air conditioner[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2012, 32(1): 51–54, 69.)
- [6] LEI Gang, YANG Zhangzhang, XU Yuanyuan, et al. Research progress on micro/mini-channel heat exchanger[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2014, 14(12): 1–12.
- [7] JIGE D, SAGAWA K, INOUE N. Effect of tube diameter on boiling heat transfer and flow characteristic of refrigerant R32 in horizontal small-diameter tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 76: 206–218.
- [8] MATHURG D. Heat transfer coefficients for Propane (R-290), Isobutane (R-600a), and 50/50 mixture of propane and isobutane [J]. ASHRAE transaction, 1998, 19(4): 1159–1172.
- [9] JIN Shijie, WANG Xiaochun, MA Xinlei, et al. Study on the performance of small tube diameter R290 fin-tube evaporator[J]. Procedia Engineering, 2017, 205: 1578–1583.
- [10] LEE H S, YOON J I, KIM J D, et al. Evaporating heat transfer and pressure drop of hydrocarbon refrigerants in 9.52 and 12.70 mm smooth tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(12): 2351–2359.
- [11] SHIN J Y, KIM M S, RO S T. Experimental study on forced convective boiling heat transfer of pure refrigerants and refrigerant mixtures in a horizontal tube[J]. International Journal of Refrigeration, 1997, 20(4): 267–275.
- [12] LEE H S, YOON J I, KIM J D, et al. Characteristics of condensing and evaporating heat transfer using hydrocarbon refrigerants[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(10): 1054–1062.
- [13] WANG S, GONG M Q, CHEN G F, et al. Two-phase heat transfer and pressure drop of propane during saturated flow boiling inside a horizontal tube[J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 41(5): 200–209.
- [14] LEE H S, YOON J I, KIM J D, et al. Evaporating heat transfer and pressure drop of hydrocarbon refrigerants in 9.52 and 12.70 mm smooth tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(12): 2351–2359.
- [15] 葛琪林, 柳建华, 张良, 等. 预热微通道内制冷剂对沸腾传热系数影响的实验研究[J]. 热能动力工程, 2016, 31(1): 42–47. (GE Qilin, LIU Jianhua, ZHANG Liang, et al. Experimental study of the influence of the refrigerant preheated on the boiling heat exchange coefficient inside a micro-channel[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2016, 31(1): 42–47.)
- [16] 葛琪林, 柳建华, 张良, 等. R290 微通道内沸腾换热实验研究[J]. 热能动力工程, 2015, 30(5): 672–677. (GE Qilin, LIU Jianhua, ZHANG Liang, et al. Experimental study of the boiling heat exchange of R290 inside a micro-channel[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2015, 30(5): 672–677.)
- [17] KANDLIKAR S G, GRANDE W J. Evolution of microchannel flow passages—thermohydraulic performance and fabrication technology [J]. Heat Transfer Engineering, 2002, 24(1): 3–17.
- [18] MOFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(1): 3–17.
- [19] SAITOH S, DANG C, NAKAMURA Y, et al. Boiling heat transfer of HFO-1234yf flowing in a smooth small-diameter horizontal tube[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(8): 1846–1853.

通信作者简介

柳建华, 男, 教授, 上海理工大学能源与动力工程学院, 13817757889, E-mail: lwnlwn_liu@163.com。研究方向: 制冷系统的优化匹配研究, 制冷测试设备的应用研究。

About the corresponding author

Liu Jianhua, male, professor, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 13817757889, E-mail: lwnlwn_liu@163.com. Research fields: optimization research for refrigeration system, application research for refrigeration test equipment.