

R141b 在矩形微尺度通道中的 两相流传热特性

张宗卫¹, 郑东生², 张盛辉², 杨 祺³, 黄树椿²

(1. 中国民航大学 航空工程学院, 天津 300300;

2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

3. 中国航天科技集团公司 中国空间技术研究院 兰州空间技术物理研究所, 兰州 730000)

摘 要: 设计搭建水力直径分别为 1 mm 和 0.5 mm 的矩形微尺度通道实验台,研究了以 R141b 型制冷剂作为工质的两相流沸腾传热特性。实验取热流密度为 1~16 kW/m²、质量流速为 111.1~333.3 kg/(m²·s)和质量干度为 0~1,分析了三者对平均传热系数的影响,探究影响换热的主导因素。结果表明:热流密度较高时,平均传热系数随热流密度增加而减小,流动换热主要受到沸腾传热的影响;当质量流速较大且热流密度较低时,平均传热系数随热流密度增加而有所增长;热流密度较低时,平均传热系数随质量流速变化明显,热流密度升高到一定值后,质量流速对平均传热系数的影响很小;当质量流速处于 111.1~333.3 kg/(m²·s)时,平均传热系数随质量干度的增加而减小。

关 键 词: R141b 型制冷剂; 换热特性; 矩形微尺度通道; 两相流; 平均传热系数

中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A

Two-phase heat transfer characteristics of R141b in rectangular micro-channels

ZHANG Zongwei¹, ZHENG Dongsheng², ZHANG Shenghui²,
YANG Qi³, HUANG Shuchun²

(1. College of Aeronautical Engineering,

Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China;

2. School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

3. Lanzhou Institute of Physics, China Academy of Space Technology,
China Aerospace Science and Technology Corporation, Lanzhou 730000, China)

Abstract: An experimental study of two-phase flow heat transfer characteristics in rectangular micro-channels of 1 mm and 0.5 mm hydraulic diameter was conducted. R141b was used as the working fluid. In this experiment, the heat flux ranged from 1 to 16 kW/m², the mass flow rate ranges from 111.1 kg/(m²·s) to 333.3 kg/(m²·s), and the mass vapor quality ranged from 0 to 1. In order to know the main factor affecting heat transfer, the relationships of average heat transfer coefficient between heat flux, mass flow rate and mass vapor quality were analyzed. Result showed that, when the heat flux was low, the average

收稿日期: 2017-03-20
基金项目: 中央高校基本科研业务费中国民航大学专项(3122014C006); 中国民航大学科研启动基金(2013QD11S)
作者简介: 张宗卫(1984—),男,讲师,博士,研究领域为传热传质、节能减排。

引用格式: 张宗卫,郑东生,张盛辉,等. R141b 在矩形微尺度通道中的两相流传热特性[J]. 航空动力学报,2018,33(8):1793-1800.
ZHANG Zongwei,ZHENG Dongsheng,ZHANG Shenghui,et al. Two-phase heat transfer characteristics of R141b in rectangular micro-channels[J]. Journal of Aerospace Power,2018,33(8):1793-1800.

heat transfer coefficient decreased as heat flux increase was affected by boiling heat transfer, and the opposite trend came when the mass flow rate became large. Under the condition of low heat flux, the average heat transfer coefficient changed obviously with the mass flow rate, and the mass flow rate had weak effect on the average heat transfer coefficient after the heat flux increased to a certain value. When the mass flow rate ranged from $111.1 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ to $333.3 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, the average heat transfer coefficient decreased as mass vapor quality increased.

Key words: refrigerant R141b; heat transfer characteristics;
rectangular micro-channels; two-phase flow;
average heat transfer coefficient

近年来微尺度下的两相流流动与传热特性研究在高集成度电子工程技术、航空航天热环境控制、生物和医学、能源动力以及材料技术等领域受到越来越多地关注。在航空航天热环境控制领域,赵璧和宣益民认为微通道技术可以显著提高换热器的紧凑度,减小换热器尺寸和质量,但微通道内的流动传热机理十分复杂,许多工作仍有待开展^[1]。Williams 等认为微通道技术在航空发动机热管理应用中具有很大的潜力,相比于现存最先进的紧凑板翅式换热器技术,微通道技术可以使液-气换热器的质量减少 $20\% \sim 30\%$ ^[2]。英国 Reaction 公司的 Sabre 发动机的预冷器采用了直径为 0.98 mm 的微细管,研究人员通过实验证实预冷器具有在 0.02 s 内将空气冷却至 123 K 的能力^[3]。目前,先进飞行器机载设备不断增加,电子元器件集成度越来越高,热流密度很高,传统空气循环制冷系统很难满足电子设备舱的冷却要求^[4]。为了寻找更有效的换热手段,以解决微尺度下高热流密度的换热问题,利用低沸点液体作为换热工质的微通道两相流换热技术,引起了国内外研究人员的极大兴趣^[5]。

在传统强化换热的研究中,主要从平均传热系数、有效换热面积和平均传热温差等角度来研究换热特性,而在微尺度下强化换热的研究中,研究重点放在了工质本身属性上,对微尺度通道内强化换热时发生的相变过程和微分子动力学特性如何影响换热效率等方面进行研究。按照 Mehendale 等^[6]的理论,换热通道的水力直径低于 1 mm 的换热器即可认为是微通道换热器。与常规通道相比,Choi 等^[7]认为微尺度通道内的每单位工质与通道表面的接触面积更大,因此换热效率更高;Vakili 等^[8]认为蒸发流动特性主要是受表面力的交互影响,因此换热状况主要与当

地的流型有关;Chen 等^[9]指出在不稳定流动中流型的变化导致了平均传热系数的变化;Peng 等^[10]利用水作为工质,在水力直径为 0.646 mm 微通道中实验,发现核态沸腾时平均平均传热系数随热流密度增加而增大,与质量流速和质量干度无关。

尽管微尺度通道两相流的研究备受关注,但微尺度通道两相流的流动与传热特性研究更多地停留在实验研究方面,在很多现象和特性上没有达成统一的理论解释,甚至部分理论解释与实验结果存在差异。例如 Qu 等^[11]认为,在给定的质量流速下,传热系数随着质量干度的增加而增大才符合大多数学者所接受的核态沸腾机理,但 Qu 等在实验中发现了平均平均传热系数随质量干度增加而减小的现象。本实验在分析实验结果时同样遇到了相同的情况,并作出了合理的解释。

目前,关于微通道两相流的实验研究^[12-14]多以利用水、乙醇和 R134a 等作为工质,但以常用作空调制冷剂的 R141b 作为工质的研究却很少;R141b 沸点较低,常用作空调制冷剂,同时与氟利昂 CFC-11 相比,R141b 对大气臭氧层的破坏仅相当于氟利昂 CFC-11 的 $1/10$,因而被选定为全卤代的氟氯碳化合物的一种理想替代物。微通道两相流研究中多以圆柱形通道为主^[15-17],对矩形微通道的研究较少。Lin 等^[18]利用 R141b 作为工质,在水力直径为 2 mm 的矩形单通道中进行实验,但微通道的水力直径较大且通道数量较少。本实验选用低沸点的制冷剂 R141b 作为工质,采用水力直径为 1 mm 和 0.5 mm 的矩形微通道各一组,每组 9 条并列的微通道进行实验,从热流密度、质量流速和质量干度等 3 个因素入手,研究 R141b 在微尺度通道下的两相流换热特性,分析影响换热效果的主导因素。

1 微尺度通道实验系统

1.1 实验系统

本实验系统包括管路系统、数据采集系统、电加热系统、实验段 4 个部分。图 1 为实验系统结构图。管路系统由储液罐、过滤器、计量泵、安全阀、阻尼器、背压阀、微量调节阀和金属管流量计组成。实验时,利用 JX/GM 型计量泵抽取制冷剂,R141b 制冷剂从储液罐中流出,依次通过安全阀、阻尼器、背压阀、过滤器、金属管流量计和实验段,从实验段流出的气液两相流通过气液分离器后,分离出的液相工质流入集液袋。RXMZ-SO.35/1.0 型膜片式阻尼器和背压阀用来消除流动中的脉动;在制冷剂进入金属管流量计前,在主管路上分支出旁路,旁路中接有微量调节阀,以便控制流量和压力保证主管路的安全;LZDW-12F 型金属管流量计则用来监控和调节流入实验段的流量。

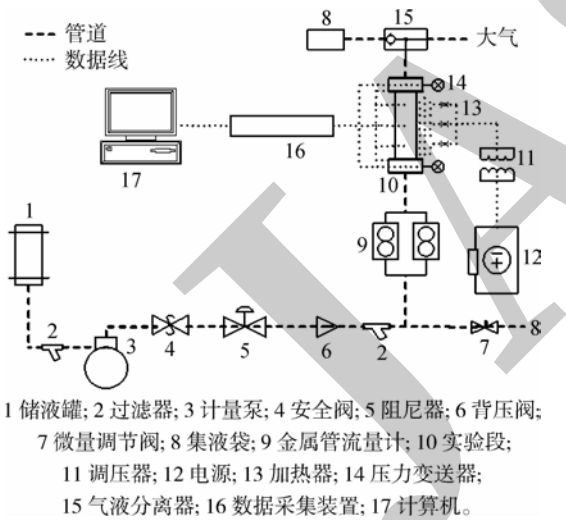


图 1 实验系统结构图

Fig. 1 Experimental system structure diagram

电加热系统由电源、调压器和加热器组成。电源为 380 V 三相电源;德力西 TDGC2-3KVA 型调压器串联在空气开关和断电保护器后,输入稳定的 220 V 电压,输出一定的交流电压,为电热棒提供电源;加热器由表面涂有导热硅脂(Ha-suncast SG7650 型)的 11 根加热棒组成,其作用是:插入紫铜制微通道基座底部,对微通道实施加热,电热棒输入电压即为调压器输出的预设值电压,通过调节此预设电压,可以较精确地调节电热棒的发热功率。

数据采集系统由热电偶、数据采集装置和计算机组成。实验段进出口采用 M8 螺纹安装 K 型热电偶,内部为 2 mm 直径 K 型铠装热电偶,盖板上用 TT-K-30-SLE 型热电偶;数据采集装置为自带温度补偿的研华 USB-4718 数据采集模块;计算机运行 DataLogger 监控并记录温度数据。

1.2 实验段

实验段主要由 5 部分组成,分别是进液腔、紫铜基座、微通道模块、上盖板和出液腔,实验段采用水平放置,如图 2 所示。

实验段进液腔和出液腔分别装有压力变送器(CYYZ13 数字显示型)和热电偶,用来测量进出口压力和温度。为了减小热量对进出腔内工质的影响,实验段进出口与紫铜基座、上盖板与基座部件之间安装聚四氟乙烯垫片进行隔热并留有空隙,不直接接触。紫铜基座底部均匀分布 11 个电热棒插孔,电热棒表面涂有耐高温导热硅脂。实验时,实验段由厚厚的保温层包裹,可以假设微尺度通道两侧及垫片绝热,热量只从模块底部沿垂直于微通道流向方向传给流体,因此在基座中间沿热流方向布置了 6 个上下对应的热电偶,用来测量输入微通道模块的热流。微通道模块上部及上盖板上部同时布置 6 个贴片热电偶,用来测量输出热流。

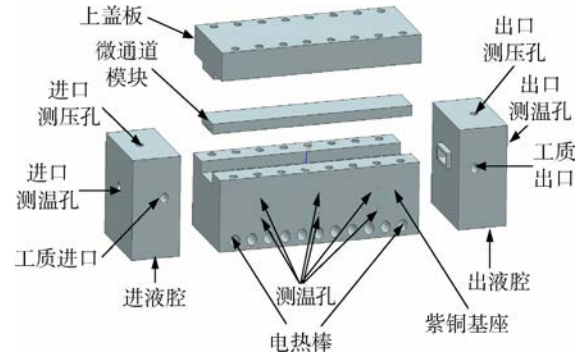


图 2 实验段结构示意图

Fig. 2 Experimental section structure diagram

本实验使用可拆装的微通道模块,共两块模块,两块模块的微尺度通道槽道水力直径分别为 0.5 mm 和 1 mm,微尺度通道槽道为 9 条并列的矩形微尺度通道,相邻微尺度通道之间相距 1 mm,微尺度通道模块长为 250 mm、宽为 40 mm、高为 16 mm,如图 3 所示。实验时,整个实验段利用保温材料包裹。水力直径用符号 d_h 表示。

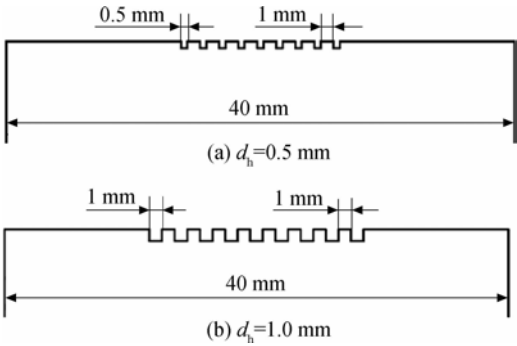


图 3 微尺度通道模块横截面图

Fig. 3 Micro-channel module cross section diagram

2 实验原理

2.1 平均传热系数

实验段的横截面及参数表示如图 4 所示。根据牛顿冷却公式可得

$$q_{\text{eff}} W_{\text{cell}} = h(T_w - T_f)(2W_{\text{ch}} + 2H_{\text{ch}}) \quad (1)$$

其中 h 为平均传热系数; q_{eff} 为有效热流密度; T_w 为微尺度通道底部壁面温度; T_f 为微尺度通道内流体饱和温度; W_{cell} 为所选微元体的宽度; H_{cell} 为所选微元体的高度; W_{ch} 为微尺度通道宽度; H_{ch} 为微尺度通道高度; W_w 为微通道边缘到微元体边缘的宽度。

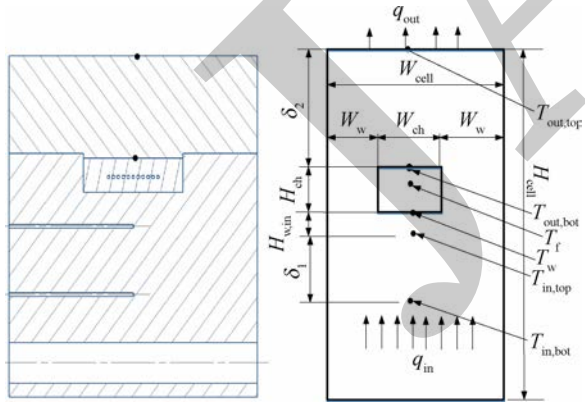


图 4 微尺度通道截面结构图

Fig. 4 Microchannel structure cross section structure diagram

式(1)中的有效热流密度由下式计算:

$$q_{\text{eff}} = q_{\text{in}} - q_{\text{out}} \quad (2)$$

其中 q_{in} 是进入微通道模块的热流密度, q_{out} 为流出微通道模块的热流密度。 q_{eff} 为工质沸腾吸收的有效热流密度。

$$q_{\text{in}} = k \frac{dT}{d\delta} = k_1 \frac{(T_{\text{in,bot}} - T_{\text{in,top}})}{\delta_1} \quad (3)$$

$$q_{\text{out}} = k \frac{dT}{d\delta} = k_2 \frac{(T_{\text{out,bot}} - T_{\text{out,top}})}{\delta_2} \quad (4)$$

其中基座为紫铜, 298 K 下导热系数为 398 W/(m · K), 上盖板为黄铜, 298 K 下导热系数为 108.9 W/(m · K); $T_{\text{in,bot}}$ 为靠近基座底部热电偶所测温度; $T_{\text{in,top}}$ 为盖板顶部温度; $T_{\text{out,bot}}$ 为盖板与模块间热电偶所测温度; $T_{\text{out,top}}$ 为盖板上的热电偶所测温度; δ_1 和 δ_2 分别为图 4 所示三组热电偶之间的距离。由傅里叶定律求得

$$T_w = T_{\text{in,top}} - \frac{q_{\text{in}} H_{w,\text{in}}}{k} \quad (5)$$

其中 $H_{w,\text{in}}$ 为微尺度通道底部到基座最近的热电偶孔的距离。

2.2 质量干度

根据热力学平衡方程可以得到质量干度 X 为

$$X = \frac{q_{\text{eff}} n W_{\text{cell}} Z_{0.25} - M c_p (T_f - T_{\text{in,top}})}{\nabla h_g M} \quad (6)$$

其中 $Z_{0.25}$ 为通道长度; $n=9$ 为微尺度通道数量; M 为 9 个微尺度通道的质量流量; ∇h_g 为工质的蒸发焓; c_p 为工质比定压热容。

2.3 质量流速

质量流速表示的是单位面积的质量流量, 又叫面积质量流速, 质量流速 G 的定义为

$$G = \frac{M}{A} \quad (7)$$

式中 A 为 9 个并列的微尺度通道总面积。

2.4 不确定度分析

实验段的机械加工精度为 $\pm 0.5 \text{ mm}$, 其中微通道加工精度控制在 $\pm 0.01 \text{ mm}$ 范围内; 高精度热电偶的测量误差限在 $\pm 0.2 \text{ K}$ 内; 利用金属管流量计控制流量变化, 精度为 $\pm 0.1 \text{ L/h}$; 通过微分法求解误差传递系数^[19], 对平均传热系数 h 、质量流速 G 、质量干度 X 和热流密度 q 等主要参数进行不确定度分析。

根据式(1), 利用误差传递系数的微分法得到平均传热系数 h 的不确定度为 $\pm 5.88\%$; 同样利用式(2)、式(6)和式(7)分别得到有效热流密度 q 、质量干度 X 和质量流速 G 的不确定度分别为 $\pm 5.6\%$ 、 $\pm 4.42\%$ 和 $\pm 3.8\%$ 。

3 换热特性分析

工程中研究微尺度通道两相流的目的是求得在一种给定流动工况下的传热特性和压降特性。在有热量输入时, 两相流是一个传热学和流体动力学的综合问题: 一方面热量的输入引起相的变

化,引起流动状态的变化;另一方面沿程压降引起流体动力特性的变化,从而又影响传热特性。本文将在热流密度 q 为 $1\sim 16\text{ kW/m}^2$ 、质量流速 G 为 $111.1\sim 333.3\text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$ 和质量干度 X 为 $0\sim 1$ 的范围内,给出在水力直径分别为 0.5 mm 和 1 mm 的矩形微尺度通道中,影响 R141b 两相流传热特性的主导因素,分析热流密度 q 、质量流速 G 和质量干度 X 对平均传热系数 h 的影响。

3.1 热流密度与平均传热系数的关系

图 5(a)和图 5(b)分别给出了在水力直径分别为 0.5 mm 和 1 mm 矩形微尺度通道中, R141b 型制冷剂作为工质时,平均传热系数 h 随热流密度 q 的变化关系,图中 G_1 、 G_2 、 G_3 表示质量流速的 3 种工况。图 5(a)中显示,当热流密度 $q=1\sim 16\text{ kW/m}^2$ 时,在 $G_1=111.1\text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$ 和 $G_2=222.2\text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$ 两种工况下,平均传热系数 h 随着热流密度 q 的增加而减小;在 $G_3=333.3\text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$ 工况下,当热流密度在 $4\sim 8\text{ kW/m}^2$

范围内变化时,平均传热系数存在最大值点,在该点之后,平均传热系数随着热流密度的增加而减小。可知,当热流密度达到一定值后,由于两相流流动与换热状态相互影响,导致了微尺度通道内换热强度降低。

当热流密度较小时,通道内的流动换热受到强制对流传热和沸腾传热共同控制。强制对流传热中,热流量的持续增加使得壁温升高,制冷剂与壁面之间温差增加,传热强度增强。沸腾传热初期,依靠气泡沸腾过程中气泡生成时潜热的传递、气泡脱离时冷液体置换传热和微对流传热,增强了传热强度。实验中 G_3 工况下,热流密度较小时,平均传热系数随热流密度增加而增大,是强制对流传热和沸腾传热初期气泡沸腾共同影响的结果。随着热流密度升高,沸腾传热最终占据主要控制地位。受到沸腾传热的影响,随着热量的增加微尺度通道内的气泡量增加到了一定程度,部分受热面气泡脱离受阻,出现部分区域的气膜覆盖,传热能力降低。这种对传热强度的阻碍,表现为 G_3 工况中平均传热系数在最大值点后的减小和 G_1 与 G_2 工况中平均传热系数随热流密度的增加而减小。在强制对流传热与沸腾传热主导地位变化的过程中,平均传热系数存在最大值点,工程应用中可以考虑利用工作状态接近该最大值点,以优化换热效果。

从图 5(b)中可以看出,当热流密度 q 在 $4\sim 35\text{ kW/m}^2$ 范围内变化时,随着热流密度的增加平均传热系数呈现减小的趋势,并且质量流速越小,平均传热系数的减小量相对越明显。同时,在热流密度为 35 kW/m^2 附近时,平均传热系数 h 随着热流密度 q 的增加而缓慢减小,并且这种变化呈现向稳态发展的趋势。Chanyoot 等^[20]在水力直径为 0.68 mm 矩形通道中使用 R134a 作为工质,在饱和沸腾温度为 304 K 和质量干度 $X=0.1$ 的工况下,当热流密度 q 在 $10\sim 30\text{ kW/m}^2$ 范围内变化时,同样发现平均传热系数随热流密度增加而缓慢减小,并且在 25 kW/m^2 时平均传热系数基本不发生变化。Chanyoot 等将这种平均传热系数减小的趋势归因于局部区域的蒸干效应。由 $d_h=0.5\text{ mm}$ 微尺度通道内的平均传热系数与热流密度的关系分析中可知,在沸腾传热主导时,热流密度过高会出现管道内气泡过多而引起气泡脱离壁面受阻,容易在部分区域形成覆盖在管壁的气膜。本文认为,图 5(b)中平均传热系数趋向于稳定值,是热流密度较高导致气泡沸腾

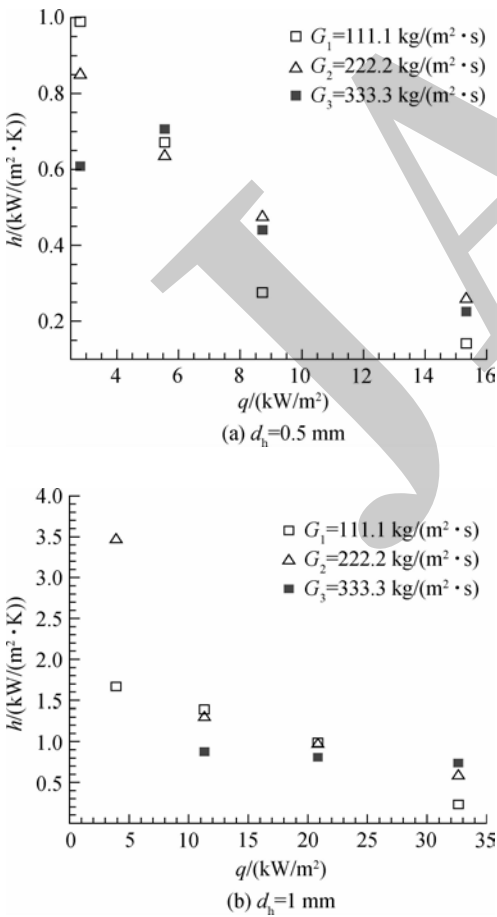


图 5 平均传热系数随热流密度的变化关系
Fig. 5 Relationship between average heat transfer coefficient and heat flux

向膜态沸腾转变的结果。在此过程中,由于气泡的生长受到几何尺寸的限制,部分区域气泡很快增长到受限尺寸并覆盖在微尺度通道壁面上,使得壁面与流体之间的换热实际上分为壁面与气膜之间、气膜与液相工质之间两个部分进行,传热受到阻碍,平均传热系数表现为平稳地缓慢减小。

3.2 质量流速与平均传热系数的关系

图 6 给出了在水力直径为 0.5 mm 的矩形微尺度通道中,平均传热系数 h 随质量流速 G 的变化情况,图中 q_1, q_2, q_3, q_4 表示热流密度的 4 种工况。从图中可以看出,在 $q_1 = 2.8 \text{ kW/m}^2$ 工况下,平均传热系数 h 随着质量流速 G 的增加而减小。这是由于该工况下的热流密度很小,因此强制对流传热占据主导地位。随着质量流速的增加,管壁与流体之间的温差会逐渐缩小,传热能力下降。在 q_2, q_3 和 q_4 工况下,平均传热系数 h 随质量流速 G 变化很小,缓慢趋于稳定值。

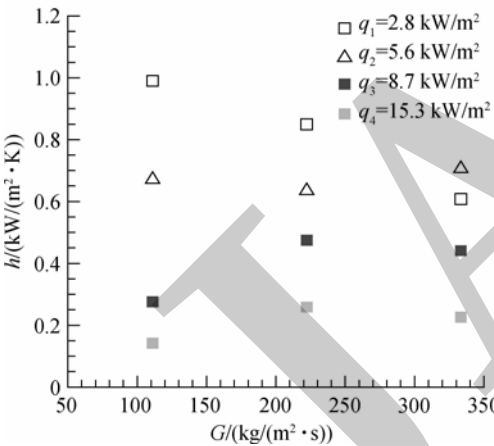


图 6 $d_h = 0.5 \text{ mm}$ 矩形微尺度通道平均传热系数与质量流速的关系

Fig. 6 Relationship between heat transfer coefficient and mass flow rate in rectangular micro-channels of $d_h = 0.5 \text{ mm}$

Bao 等^[15]利用氟利昂 R11 和 HCFC123 进行实验,其热流密度 q 的实验范围在 $5 \sim 200 \text{ kW/m}^2$,在与本实验相同热流密度 ($5.6 \sim 15.3 \text{ kW/m}^2$) 范围内时,发现在达到饱和沸腾后,换热形式主要以核态沸腾为主,质量流速 G 对平均传热系数 h 的影响很小。由文中第 3.1 节中平均传热系数与热流密度的关系分析中可知,在本实验的 q_2, q_3 和 q_4 工况下,沸腾传热占主要控制地位,此时换热将分成两部分,一部分是通道内表面与贴近壁面的气膜进行换热,另一部分是蒸汽与通道

的中心液体之间进行换热。在这种情况下,尽管质量流速增加,但受到沸腾换热的影响,管壁与液相流体并未直接进行换热,液相质量流速的变化对气膜与壁面间的换热影响较小。

图 7 给出了在水力直径为 1 mm 的矩形微尺度通道中,平均传热系数 h 随质量流速 G 的变化情况,图中 q_5, q_6, q_7, q_8 表示热流密度的另外 4 种工况。在热流密度为 $q_5 = 3.9 \text{ kW/m}^2$ 的工况下,随着质量流速 G 的增加平均传热系数 h 迅速增大。与图 6 中 $q_1 = 2.8 \text{ kW/m}^2$ 工况有所不同,此时 q_5 工况下的热流密度较高,可以看出此时沸腾传热初期的气泡沸腾影响更大,在气泡沸腾过程中,管壁上生成的气泡随着质量流速的增加更好地发挥了传热效果,平均传热系数随质量流速增加而增大。在热流密度在 $11.3 \sim 20.8 \text{ kW/m}^2$ 范围内,随着质量流速 G 在 $110 \sim 340 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ 范围内增加时,平均传热系数 h 呈现缓慢减小的趋势,可以看出此时质量流速 G 对平均传热系数 h 有所影响,但影响微弱。此时质量流速对平均传热系数的影响与图 6 中 $d_h = 0.5 \text{ mm}$ 微尺度通道内在 q_2, q_3 和 q_4 工况下对应的情况相同,两者之间互相验证:当热流密度达到一定值后,平均传热系数基本不受质量流速的影响。

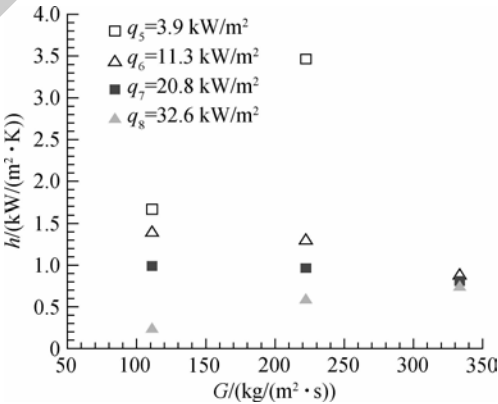


图 7 $d_h = 1 \text{ mm}$ 矩形微尺度通道平均传热系数随质量流速的变化关系

Fig. 7 Relationship between average heat transfer coefficient and mass flow rate in rectangular micro-channels of $d_h = 1 \text{ mm}$

3.3 质量干度与平均传热系数的关系

图 8 中给出了 $d_h = 0.5 \text{ mm}$ 和 $d_h = 1 \text{ mm}$ 微尺度通道的平均传热系数 h 随质量干度 X 的变化关系。从图中可以看出,在 $G_3 = 111.1 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ 工况下,平均传热系数 h 随质量干度 X

先增大后减小。在 $G_1=111.1\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 和 $G_2=222.2\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 两种工况下,平均传热系数 h 随着质量干度 X 的增加而减小。

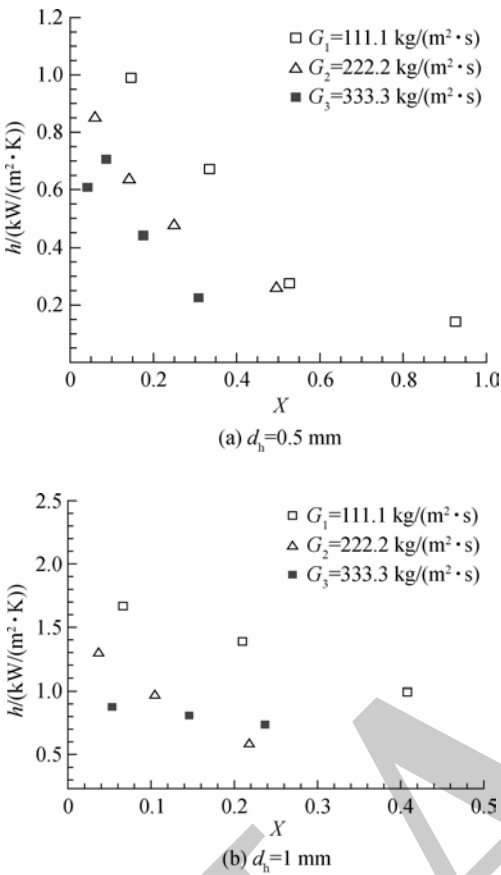


图 8 平均传热系数随质量干度的变化关系

Fig.8 Relationship between average heat transfer coefficient and mass vapour quality

对于平均传热系数随质量干度的变化关系, Qu 等^[11]认为对给定的质量流速下,传热系数随着质量干度的增加而增加才符合大多数学者所接受的核态沸腾机理,但在实验中同样遇到了传热系数随质量干度减小的情况。Kew 等^[21]和 Warrier 等^[22]的解释是蒸汽泡下出现的局部蒸干,造成了传热系数随质量干度增加而减小;Ravigururajan 等^[23]将其归因于蒸汽泡对矩形通道的堵塞。本文认为质量干度的大小直接反映了微尺度通道内蒸汽所占的份额,并且与热流密度直接相关。由此推测,在平均传热系数随质量干度的增加而先增大后减小的过程中,微尺度通道内的换热形式由强制对流传热和沸腾传热共同控制向沸腾传热主导转变。在文中第 3.1 节中的平均传热系数随热流密度变化的分析中,用到了相同的解释。

在强制对流传热与沸腾传热共同控制时,热流密度增加引起质量干度的增加,此时强制对流传热和气泡沸腾都使传热效果增强,平均传热系数随质量干度增加而增加。在沸腾传热完全占主导时,当两相流中的气相增大到一定份额,管道壁面的蒸汽泡的不断生长与合并,容易形成覆盖在壁面的连续气膜,降低了换热强度。

从图 8(b)中可以看出,在质量干度 X 达到 0.05 之后,平均传热系数 h 随质量干度 X 的增加而减小。这种变化规律与图 8(a)中 $G_1=111.1\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 和 $G_2=222.2\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 两种工况下,平均传热系数 h 随着质量干度 X 的增加而减小的变化规律相同。由此推测,实验得到的 $d_h=1\text{ mm}$ 微尺度通道的平均传热系数 h 随质量干度 X 的这种变化关系,同样是由于气泡脱离管壁受阻,壁面的蒸汽泡不断生长与合并,局部形成覆盖在壁面的连续气膜,引起了传热能力下降。利用两种尺寸通道进行实验,相互验证实验结果,避免了实验现象的偶然性。

4 结 论

本实验利用 R141b 型制冷剂作为工质,实验段采用水力直径为 1 mm 和 0.5 mm 的矩形微尺度通道,围绕影响平均传热系数的热流密度、质量流速和质量干度 3 个主要因素进行实验分析,得到以下结论:

- 1) 在质量流速 G 在 $111.1\sim333.3\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 范围内,当热流密度较低时,微尺度通道内由强制对流传热和沸腾传热共同影响,平均传热系数随热流密度增加而增大;当热流密度较高时,平均传热系数 h 随热流密度 q 增加而减小,微尺度通道内流动换热主要受到沸腾传热的控制。
- 2) 当热流密度较低时,平均传热系数 h 随质量流速 G 变化明显;当热流密度升高到一定值后,质量流速对平均传热系数的影响微弱。
- 3) 与核态沸腾机理所预测的不同,当质量流速 G 在 $111.1\sim333.3\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 范围内,平均传热系数 h 随质量干度 X 的增加而减小,受到沸腾传热的影响,管壁气泡分离受阻,局部形成气膜引起传热能力下降。

参考文献:

[1] 赵壁,宣益民. 航空发动机间冷器及回热器发展研究综述[J]. 航空学报,2017,29(2):1-21.
ZHAO Bi, XUAN Yiming. A review on intercoolers and

- recuperators in aero-engines[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2017, 29(2): 1-21. (in Chinese)
- [2] WILLIAMS M, MULEY A, BOLLA J, et al. Advanced heat exchanger technology for aerospace applications[R]. Society of Automotive Engineers, SAE Technical Paper 2008-01-2903, 2008.
- [3] VARVILL R, BOND A. The skylon spaceplane-progress to realisation[J]. *Journal of the British Interplanetary Society*, 2008, 61(10): 22-32.
- [4] 田莉莉. 过载条件下细微尺度通道内两相流流动与换热特性实验研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
- TIAN Lili. The experimental study of two-phase flow and heat transfer in micro-channels under high-gravity conditions[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)
- [5] 陈学俊. 多相流热物理研究的进展[J]. 西安交通大学学报, 1994, 28(5): 1-8.
- CHEN Xuejun. Advances in multiphase flow thermophysics[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 1994, 28(5): 1-8. (in Chinese)
- [6] MEHENDALE S S, JACOBI A M, AHAH R K. Fluid flow and heat transfer at micro and meso-scales with application to heat exchanger design[J]. *Applied Mechanics Reviews*, 2000, 53(7): 175-193.
- [7] 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.
- [8] VAKILI F F, AGOSTINI B, THOME J R. Experimental study on flow boiling heat transfer of multiport tubes with R245fa and R1234ze(E)[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2013, 36(2): 335-352.
- [9] CHEN T, GARIMELLA S V. Local heat transfer distribution and effect of instabilities during flow boiling in a silicon microchannel heat sink[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(15/16): 3179-3190.
- [10] PENG X F, WANG B X. Forced convection and flow boiling heat transfer for liquid flowing through microchannels [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1993, 36(14): 3421-3427.
- [11] 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.
- [12] HUH C, KIM M H. Pressure drop, boiling heat transfer and flow patterns during flow boiling in a single micro-channel[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2007, 28(8): 730-737.
- [13] DÍAZ M C, SCHMIDT J. Experimental investigation of transient boiling heat transfer in microchannels[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2007, 28(1): 95-102.
- [14] 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(23/24): 4973-4984.
- [15] 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.
- [16] 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): 177-179.
- [17] YUN R, KIM Y, KIM M S. Flow boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal minitubes [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2005, 26(5): 801-809.
- [18] LIN S, KEW P A, CORNWELL K. Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm diameter tube[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(1): 51-56.
- [19] KLINE S J, MCCLINTOCK F A. Describing uncertainties in single-samples experiments [J]. *Mechanical Engineering*, 1953, 75(1): 3-8.
- [20] CHANYOOT K, SOMCHAI W. Two-phase flow patterns and heat transfer characteristics of R134a refrigerant during flow boiling in a single rectangular micro-channel[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2015, 66: 36-45.
- [21] KEW P A, CORNWELL K. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels[J]. *Applied Thermal Engineering*, 1997, 17(8/9/10): 705-715.
- [22] WARRIER G R, DHIR V K, MOMODA L A. Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channel[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2002, 26(1): 53-64.
- [23] RAVIGURURAJAN T S. Impact of channel geometry on two-phase flow heat transfer characteristics of refrigerants in microchannel heat exchangers [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1998, 120(2): 485-491.

(编辑: 王碧珺)