

文章编号: 0253-4339(2013)04-0024-06

doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2013.04.024

R22 在矩形微细管内凝结的气液两相流动压降实验研究

刘 纳 李俊明

(清华大学热能工程系 北京 100084)

摘 要 实验研究了 R22 在当量直径为 0.952 mm 的水平不锈钢矩形管内凝结的气液两相流动压降。实验时的饱和温度为 40~50℃、质量流速为 200~800 kg/(m²·s)、干度为 0~1。研究表明,实验段的压降占总压降 95% 以上,而出口处流通断面扩张压降所占比例很小可以忽略;R22 的压力梯度随质量流速和干度的增大而增大,在较高干度区增大趋势更加明显,随饱和温度的增大压降减小;相同实验工况下 R152a 的凝结压降小于 R22 的凝结压降。

关键词 矩形微细管;两相流;压降;微通道;凝结;实验研究

中图分类号: TB61; TB657.5

文献标识码: A

Experimental Investigation on Two-phase Flow Pressure Drop of R22 During Condensation in a Rectangular Microchannel

Liu Na Li Junming

(Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing, 100084, China)

Abstract The paper reported two-phase flow pressure drop results of R22 during condensation in a horizontal stainless steel rectangular microchannel with the hydraulic diameter of 0.952 mm. Tests were conducted with saturation temperatures of 40-50℃, mass fluxes of 200-800kg/(m²·s) and vapor qualities from 0 to 1. The results show that pressure drops in the test section account for more than 95% of the measured pressure drops while the fractions of the expansion pressure drops at the outlet of the test section are small enough to neglect. Pressure gradients of R22 increase with mass flux and vapor quality especially in high vapor quality regions while decrease with the saturation temperature. Pressure gradients of R152a are lower than the data of R22 when compared with the same experimental conditions.

Keywords rectangular microchannel; two-phase flow; pressure drop; microchannel; condensation; experimental investigation

微通道换热器结构紧凑、换热高效,是当今高效制冷空调换热器的发展方向之一。因此,开展 R22 及其可能的替代物在微通道内凝结换热和两相压降的研究,可为全面评价 R22 的各种替代物提供有力的科学依据。

微通道换热器中使用的多通道铝带管多为方形或矩形截面。已有理论(Wang 等^[1])和实验(Matkov 等^[2])研究表明矩形管内的两相流动与换热机理与圆管有很大不同,表现为:矩形管内由于拐角的存在,液膜会在表面张力的作用下流向拐角,使得边壁上的液膜变薄热阻减小,从而增大了通道沿周向的平均对流换热系数,从而强化了换热。相应地矩形管内凝结时的气液两相流动特性也有较大区别。但是目前针对矩形管内凝结换热和压降的实验研究仍较少。因此,开展制冷剂在微通道矩形管内的两相流动和换热的研究具有重要意义。加之目前微细通道换热器的基本管型为矩形,研究微细矩形管内凝结时的气液

两相流动特性有现实的应用价值。

随管径的减小,由于重力、剪切力和表面张力的相对大小发生很大变化,基于大管内凝结换热和两相压降实验数据发展的关联式不再适用于微通道。Su 等^[3]对早期微通道内凝结换热和压降的实验工作进行了综述,在大多数的研究中流体具有相似的物性,以 R134a 为主。凝结换热系数普遍通过 Wilson 方法^[4]得到,该方法的误差较大。近年来,一些学者针对多种制冷剂在微通道内的凝结流动和换热开展了实验研究。Cavallini 等^[5]实验研究了 R134a 和 R32 在 0.96mm 微通道圆管内的单相和绝热两相压降实验,将实验数据与压降模型进行了对比,分析了表面粗糙度对两相流动的影响,考虑进表面粗糙度的影响对模型进行了修正;后续 Del Col 等^[6]和 Cavallini 等^[7]分别对 R1234yf 和 R245fa 在 0.96mm 微通道圆管内的绝热两相压降特性开展了实验研究。Garimella 等^[8-11]在对流型研究的基础上提出了微细管内两

相流型的判据,并对不同流型和不同管型内的凝结压降进行了系统的研究,提出了三个理论模型,即:圆管间歇流压降模型、非圆管间歇流压降模型和圆管环状流压降模型。Kim 等^[12]实验研究了 FC-72 在当量直径为 1mm 平行多通道矩形管内的凝结流动和换热特性,分析了均相流和分相流模型压降关联式,分析结果与预期不同的是:均相流模型的压降预测结果反而优于分相流。

搭建了制冷剂在微通道内的凝结换热和两相压降实验台,对 R22 在当量直径为 0.952mm 的微通道矩形管内的凝结两相压降进行了实验研究。分析了质量流速、干度以及饱和温度对摩擦压降梯度的影响;以 R22 的实验数据为基础,对比分析了其替代物 R152a 的两相压降特性。

1 实验装置

实验系统由制冷剂回路、冷却水回路和过冷水回路组成,如图 1 所示。制冷剂的流程为:从储液罐中流出经过过滤器后由磁力驱动齿轮泵泵出,通过旁路调节流量后进入质量流量计测量流量。在预热器中被加热为一定干度的气液两相流进入实验段,被逆流过的冷却水冷却。之后在过冷器中全部冷凝后返回储液罐。储液罐中安装了一个 500W 的筒型电加热器,用于快速加热系统到所需压力以及为实验系统中的热损失提供热量补偿。实验中用到两个恒温水浴,分别为实验段和过冷段提供恒温冷却水。

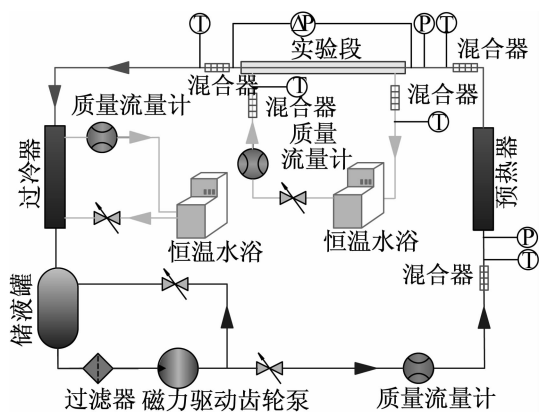


图 1 实验系统图

Fig. 1 Schematic of the experimental system

实验管是当量直径为 0.952mm 的不锈钢微通道单矩形管,截面尺寸采用精度为 4.5nm 的 KYKY2800 型电子扫描显微镜测量得到,实验管截面图见图 2。实验管长为 352mm,有效换热长度为 288mm。实验段是逆流套管式换热器,制冷剂在不锈钢矩形管内流动,冷却水在有机玻璃水套和实验管组成的环形空间

内逆流流过,见图 3。

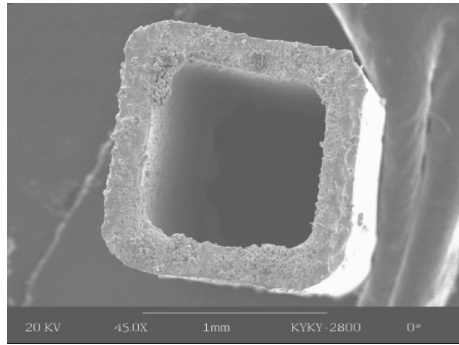


图 2 实验管截面图

Fig. 2 Sectional view of the test tube

冷却水出口
制冷剂入口
制冷剂出口
冷却水入口

图 3 实验段结构示意图

Fig. 3 Schematic of the test section

实验管外壁温采用 8 个直径为 75 μ m 的 T 型热电偶测量得到,将热电偶分成四组沿实验管长均匀布置、采用点焊方法对称的焊在实验管的上、下外壁面上,热电偶的平均温度即为实验管的外壁面温度。制冷剂 and 冷却水温度采用 Pt100 铂电阻温度传感器测量;在所有流体测温点前均安装混合器使流体充分混合。实验管为单通道矩形管,换热量较小,通过调整冷却水流量,使得实验段冷却水进出口温差不小于 1 $^{\circ}$ C (实验中约为 1.5 ~ 2.5 $^{\circ}$ C),热电偶精度为 $\pm 0.1^{\circ}$ C,因此可认为测温误差不超过 10%。实验前采用 6020 系列高精度温度标定恒温水浴对铂电阻和热电偶进行标定。预热段前和实验段前、后的压力均采用 Trafag1498 型压力变送器测得,量程为 0 ~ 6MPa,精度为 $\pm 0.3\%$ 。实验段进出口处测量的压力和由测量的温度推出的饱和压力间的偏差在压力传感器精度范围内,保证了实验段进出口处的饱和状态。实验段的饱和温度取进出口饱和温度的算术平均值。EJA110A 型差压变送器用于测量实验段进出口压差,测量范围为 0 ~ 100kPa,精度为 $\pm 0.08\%$ 。制冷剂 and 冷却水的流量采用基于科里奥利原理的 DMF-I 系列质量流量计测量,测量范围为 0.5 ~ 5kg/h,测量精度为 $\pm 0.2\%$ 。实验数据通过 Agilent 34970A 数据采集器获得。

2 数据处理及误差分析

实验段进口干度 x_{in} 需要根据预热段加热量和加

热前的焓值,以及相变潜热来确定:

$$x_{\text{in}} = \frac{UI - m_r(h_l - h_{\text{in}})}{m_r h_{lv}} \quad (1)$$

式中: U, I 分别为预热器加热电压和电流; h_l 为饱和液体的比焓, h_{in} 为预热器前过冷液体比焓(可由预热段入口处的温度与压力确定); m_r 为制冷剂质量流量, h_{lv} 为工质的气化潜热。

实验段的换热量可通过冷却水侧的温度变化计算得到:

$$Q_{\text{water}} = c_p m_c (t_{\text{out}} - t_{\text{in}}) \quad (2)$$

式中: c_p 为冷却水的比热容, m_c 为冷却水质量流量, t_{in} 和 t_{out} 为冷却水进出口温度。

实验段的干度变化量 Δx 由凝结换热量决定:

$$\Delta x = \frac{Q_{\text{water}}}{m_r h_{lv}} \quad (3)$$

由此得到实验段的平均干度:

$$x = x_{\text{in}} - 0.5 \Delta x \quad (4)$$

由于实验管径很小,无法直接测量实验管内的静压力,而是测量与实验管衔接的衔接管的静压力。衔接管与实验管截面积不同,流体边界形状会发生突然变化,流动状态也就随之而发生急剧的改变,并形成漩涡,引起机械能损失,从而使得工质在实验管进口和出口处产生局部阻力损失。另外,对于管内的凝结过程,流体流动是逐渐减速的,因而随着速度的降低有一个压升,由于这三部分均不是由摩擦带来的压降,需对局部阻力和减速压升进行数据处理。因此,实验测得的总压降 Δp_m 包括摩擦压降 Δp_f 、进口截面收缩压降 Δp_{in} 、出口截面扩张压降 Δp_{out} 以及凝结减速压升 Δp_{de} :

$$\Delta p_m = \Delta p_f + \Delta p_{\text{in}} + \Delta p_{\text{out}} - \Delta p_{\text{de}} \quad (5)$$

减速压升 Δp_{de} 是由于流动中流体流动速度减小造成静压力的升高产生的,可由 Carey^[13] 推荐的模型计算得到:

$$\Delta p_{\text{de}} = \left[\frac{G^2 x^2}{\rho_v \xi} + \frac{G^2 (1-x)^2}{\rho_l (1-\xi)} \right]_{x=x_{\text{out}}} - \left[\frac{G^2 x^2}{\rho_v \xi} + \frac{G^2 (1-x)^2}{\rho_l (1-\xi)} \right]_{x=x_{\text{in}}} \quad (6)$$

式中: G 为制冷剂质量流速; ρ_l 和 ρ_v 分别为液相和气相密度; ξ 为空隙率,可由 Baroczy^[14] 关联式计算得到:

$$\xi = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.74} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.65} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.13} \right]^{-1} \quad (7)$$

式中: μ_l 和 μ_v 分别为工质液相和气相粘度。

对于实验段的进口,通道截面积突然缩小,有两种作用使得实验管内的静压力降低:其一是截面收缩

的局部压力损失,其二是流体速度增大而引起的压力势能到动能的转换。由此带来的进口截面收缩压降 Δp_{in} 可由 Butterworth 等^[15] 推荐的式(8)、(9)和(10)进行计算:

$$\Delta p_{\text{in}} = \frac{G^2}{2\rho_l} \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + 1 - \gamma^2 \right] \psi_H \quad (8)$$

$$\psi_H = 1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \quad (9)$$

$$C_c = \frac{1}{0.639 (1 - \gamma)^{0.5} + 1} \quad (10)$$

式中: ψ_H 为均相流动因子,是气液相密度 ρ_v 、 ρ_l 和干度 x 的函数; γ 是实验段和接头截面积比 ($A_{\text{test-section}}/A_{\text{header}}$); C_c 为收缩系数,是 γ 的函数。

与实验段进口处相反,出口处通道面积突然扩大,截面扩大的局部压力损失使静压力降低,而流体速度减小引起的动能到压力势能的转换却使得静压力升高,因而出口处静压力变化相对不大。由于出口截面变化带来的压力变化可由 Butterworth 等^[15] 推荐的式(11)和(12)进行计算:

$$\Delta p_{\text{out}} = \frac{G^2 \gamma (V_{a,1} - V_{a,2})}{\rho_l} \quad (11)$$

$$V_a = \frac{x^2}{\xi \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-\xi) \rho_l} \quad (12)$$

式(12)分别计算进口出口的两个值,代入式(11),即可计算出出口处带来的压力变化。

由式(5)、(6)、(8)和(11)可计算出摩擦压降 Δp_f ,因此,摩擦压降梯度为:

$$\frac{dp}{dl} = \frac{\Delta p_f}{l} \quad (13)$$

式中: l 为实验管长。

工质 R22 的热物性性质通过 NIST 的制冷剂物性计算程序 Refprop Version 7.0^[16] 计算得到。为确定整个实验系统的不确定度,采用 Kline 等^[17] 推荐的均方误差法进行分析,各参数的测量误差见表 1。

3 实验结果及分析

3.1 实验段各部分压降随干度的变化

图 4 中给出 R22 在 $G = 600 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ 、 $t_s = 50^\circ \text{C}$ 时,测量得到的总压降 Δp_m 及根据经验关联式计算得到的进口截面收缩压降 Δp_{in} 、出口截面扩张压降 Δp_{out} 、凝结减速压升 Δp_{de} 以及摩擦压降 Δp_f 随干度的变化图。所有实验工况下,计算得到的各部分压降占总压降的比例范围见表 2。结合图 4 和表 2 可以看出,各部分压降随干度的增大整体趋势均增大,出口截面扩张压降 Δp_{out} 所占比例很小可以忽略,而摩擦压降 Δp_f

所占比例高达 95% 以上,进口截面收缩压降 Δp_{in} 以及凝结减速压降 Δp_{dc} 的比例相当。下文中主要分析了摩擦压力梯度随各因素的变化。

表 1 实验误差

Tab.1 Experimental uncertainties

变量	误差
温度 T (热电偶)/K	± 0.1
温度 T (Pt100 传感器)/K	± 0.05
制冷剂流量 M /(kg/h)	$\pm 0.2\%$
冷却水流量 M /(kg/h)	$\pm 0.2\%$
实验段换热量 Q/W	$\pm 7.1\%$
干度 x	$\pm 7.1\%$
压力 p /MPa	$\pm 0.3\%$
压降 Δp /kPa	$\pm 0.08\%$

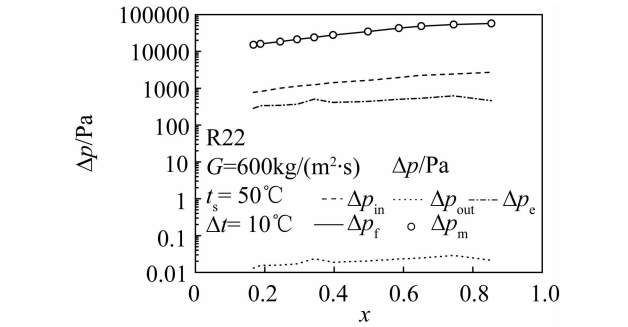


图 4 实验段各部分压降随干度的变化图

Fig. 4 Pressure drops in the test section versus vapor quality

表 2 各部分压降占总压降的比例

Tab.2 Fractions of all pressure drop parts

工质	比例/%			
	Δp_{in}	Δp_{out}	Δp_{dc}	Δp_f
R22	1.7 ~ 6.1	$(4.8 \sim 13.4) \times 10^{-5}$	1.1 ~ 3.1	95.8 ~ 99.6

3.2 质量流速和干度对摩擦压力梯度的影响

从图 5 可以看出, R22 的摩擦压力梯度在 t_s 为 40℃ 和 50℃ 时均随质量流速和干度的增大而增大, 且在较高干度区域增大趋势更加明显。在相同干度下, 随质量流速的增大气液界面间的摩擦以及液膜与壁面间的摩擦均会增大, 导致摩擦压力梯度的增大; 当质量流速相同时, 随干度的增大液相所占面积减小, 液膜流速的增大导致摩擦压力梯度的增大。

3.3 饱和温度对摩擦压力梯度的影响

图 6 中给出工质质量流速分别为 400 kg/(m²·s)、600 kg/(m²·s) 以及 800 kg/(m²·s) 时饱和温度对

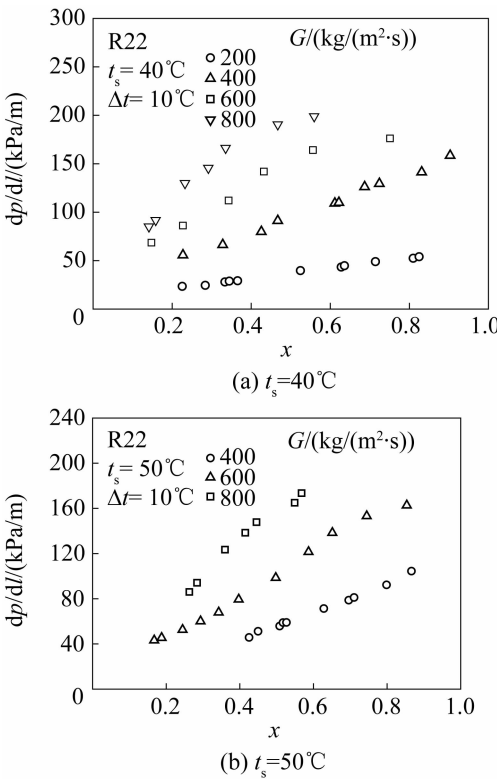


图 5 质量流速和干度对摩擦压力梯度的影响

Fig. 5 Effects of mass flux and vapor quality on frictional pressure gradients

摩擦压力梯度的影响, 可以看出, 随饱和温度的增大摩擦压力梯度反而减小。主要是由于流体热物性的变化引起的, 随着饱和温度的升高, 对应的饱和压力升高, 气相密度增加, 液相密度随压力变化不明显, 气液密度比会增大, 相同质量流速的情况下, 气液相的流动速度均降低, 相同干度下气相所占的截面份额减小, 这意味着液膜增厚, 液相内部的速度梯度降低, 壁面对液相的粘滞力下降, 这都将导致压力梯度的下降。

3.4 R22 和 R152a 摩擦压力梯度的对比

图 7 中给出 R22 和 R152a 在相同微通道矩形管内、相同实验条件时摩擦压力梯度的对比结果, 可以看出, R22 的摩擦压力梯度在饱和温度为 40℃、质量流速分别为 200 kg/(m²·s)、400 kg/(m²·s) 和 600 kg/(m²·s) 时均大于 R152a。R22 在饱和温度为 40℃ 时的气液相的粘度分别为 13.4μPa·s 和 138.7μPa·s; R152a 气液相的粘度低于 R22, 分别为 10.7μPa·s 和 137.2μPa·s, 粘度的降低导致液膜内速度梯度的减小, 引起壁面粘滞阻力的下降, 从而导致 R152a 的摩擦压力梯度低于 R22。从这点来看, R152a 在凝结压降方面具有替代 R22 的潜力; 从冷凝器设计的角度看, R152a 压降的减小可通过适当增加质量流速提高冷凝器的性能。

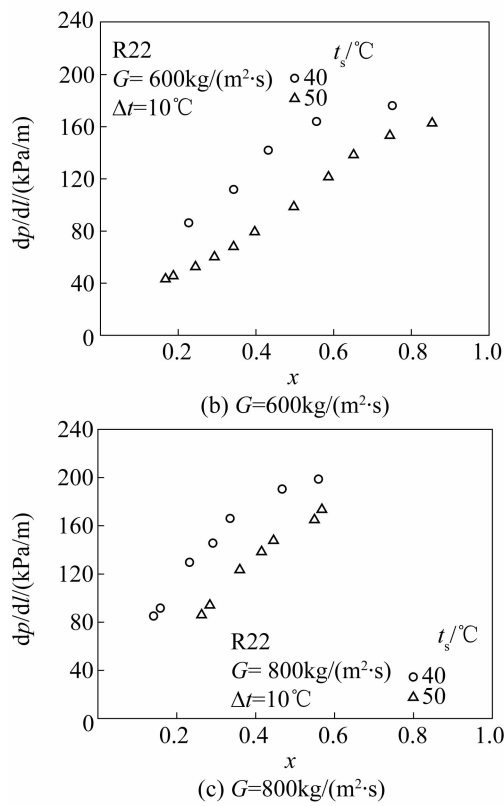
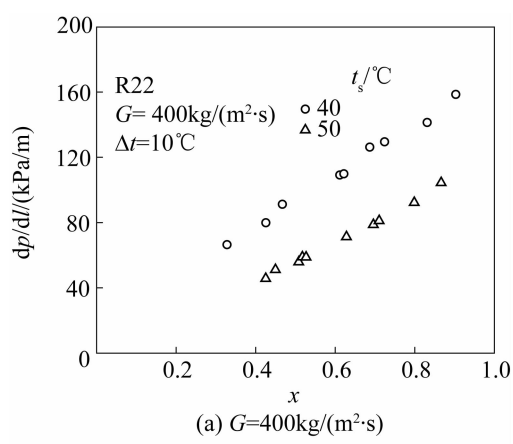


图 6 饱和温度对摩擦压力梯度的影响
Fig.6 Effect of saturation temperature on frictional pressure gradients

4 结论

基于以上实验结果及其分析,可得出如下结论:

- 1) 实验段各部分压降均随干度的增大而增大,其中摩擦压降占总压降 95% 以上,出口处流通断面扩张压降所占比例很小可以忽略。
- 2) R22 的摩擦压力梯度在不同饱和温度时均随质量流速和干度的增大而增大,在较高干度区增大趋势更加明显。
- 3) R22 的摩擦压力梯度在不同质量流速时,均随饱和温度的增大而减小。

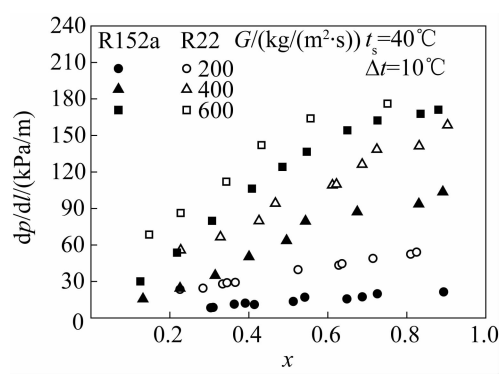


图 7 R22 和 R152a 摩擦压力梯度的对比
Fig.7 Comparison of R22 with R152a on frictional pressure gradients

4) R152a 的摩擦压力梯度在不同质量流速时均小于 R22,表明其在凝结压降方面具有替代 R22 的潜力。

本文受广东省教育部产学研结合项目(2011A090200018)资助。(The project was supported by Guangdong Industry-Academia-Research Project (No. 2011A090200018).)

参考文献

- [1] Wang Huasheng, Rose J W. Film condensation in horizontal microchannels: Effect of channel shape[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2006, 45(12): 1205-1212.
- [2] Matkovic M, Bortolin S, Cavallini A, et al. Experimental Study of Condensation Inside a Horizontal Single Square Minichannel[C]. Shanghai: December, 2009: 18-21.
- [3] Su Qian, Yu Guangxu, Wang Huasheng, et al. Micro-channel condensation: Correlations and theory[J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(6): 1149-1152.
- [4] Wilson E E. A basis for rational design of heat transfer apparatus[J]. Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., 1915, 37: 47-70.
- [5] Cavallini A, Del Col D, Matkovic M, et al. Pressure Drop During Two-Phase Flow of R134a and R32 in a Single Minichannel[J]. Journal of Heat transfer, 2009, 131(3): 103.
- [6] Del Col D, Torresin D, Cavallini A. Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(7): 1307-1318.
- [7] Cavallini A, Bortolin S, Del Col D, et al. Condensation Heat Transfer and Pressure Losses of High- and Low-Pressure Refrigerants Flowing in a Single Circular Minichannel[J]. Heat Transfer Engineering, 2011, 32(2): 90-98.
- [8] Coleman J W, Garimella S. Two-phase flow regime transitions in microchannel tubes: the effect of hydraulic diame-

- ter[J]. Proceedings of the ASME Heat Transfer Division, 2000(4): 71-83.
- [9] Garimella S, Killion J D, Coleman J W. An experimentally validated model for two-phase pressure drop in the intermittent flow regime for circular microchannels[J]. Journal of Fluids Engineering-transactions of the Asme, 2002, 124(1): 205-214.
- [10] Garimella S, Agarwal A, Coleman J. Two phase pressure drops in the annular flow regime in circular microchannels; Proceedings of the 21st[C]//International Congress of Refrigeration, Washington D. C. : 2003, 1-10.
- [11] Coleman J W, Garimella S. Two-phase flow regimes in round, square and rectangular tubes during condensation of refrigerant R134a[J]. International Journal of Refrigeration-revue Internatikonale Dufroid, 2003, 26(1): 117-128.
- [12] Kim S M, Kim J, Mudawar I. Flow condensation in parallel micro-channels - Part 1: Experimental results and assessment of pressure drop correlations[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(4): 971-983.
- [13] Carey V P. Liquid-vapor phase change phenomen[M]. Hemisphere, New York, NY (United States), 1992.
- [14] Baroczy C J. Correlation of liquid fraction in two-phase flow with application to liquid metals[J]. Chemical Engineering, 1963, 57(61): 179-191.
- [15] Butterworth D, Hewitt G F. Two phase flow and heat transfer[M]. Oxford University Press, New York, NY, 1977.
- [16] NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerants Mixtures REFPROP[DB/CD]. Version 7.0 ed.
- [17] Kline S J, McClintock F A. Describing Uncertainties in Single Sample Experiments[J]. Mechanical Engineering, 1953, 75:3-8.

通信作者简介

李俊明,男(1956-),博士,教授,博士生导师,清华大学热能工程系工程热物理研究所,(010) 62771001,E-mail: lijm@tsinghua.edu.cn。研究方向:微纳传热;空调制冷系统可再生能源利用与节能;物质与能量回收过程的传热传质。

About the corresponding author

Li Junming (1956-), male, Ph. D./Professor, Institute of Engineering Thermophysics, Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, (010) 62771001, E-mail: lijm@tsinghua.edu.cn. Research fields: Micro/Nano heat transfer, Renewable energy utilization and saving in air-conditioning and refrigeration system, Heat and mass transfer during material and energy recovery process.