

水平通道制冷剂流型-阻力耦合特性与 两相压降预测实验研究

王建伟¹, 刘艳涛², 周晨捷¹, 郜哲明², 晏刚³, 褚雯霄¹, 王秋旺¹

(1. 西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室, 710049, 西安; 2. 广东美的制冷设备有限公司, 528311, 广东佛山; 3. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对低干度两相制冷剂在水平管内的流型演变与流动机理尚不明确, 从而制约着高效空调系统优化设计的问题, 提出了一种流型-阻力耦合的压降预测方法。首先, 搭建两相可视化实验台, 同步测量了质量流速为 $150 \sim 750 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、干度为 $0 \sim 0.2$ 时, 工质 R134a 与 R32 在内径为 7 mm 水平管内的流型与压降特性; 其次, 基于 OpenCV 软件库提取空泡份额等图像特征, 揭示了弹状流、波浪流和环状流的演化规律; 最后, 基于流型分区策略, 建立了融合流型参数(C_i)与无量纲数(Fr 、 We 、 Re_{tp})的压降预测新模型。研究表明: 工质 R32 在低流量、小干度时以弹状流为主, 而工质 R134a 在高流量、大干度时更易形成环状流, 其截面含气率较工质 R32 平均提高了 13% ; 全液相摩擦系数在质量流速为 $360 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时达到峰值, 此时最大气液相速度比亦达到最大, 且工质 R134a 的摩擦压力梯度较工质 R32 提高了 $25\% \sim 50\%$; 新模型将平均绝对偏差从现有模型的 $30\% \sim 70\%$ 降至 12.31% , 且 89% 的数据点位于 $\pm 20\%$ 误差带内。研究结果可为新型环保制冷剂系统的高效优化设计提供理论支撑。

关键词: 水平管; 两相可视化; 流型-阻力耦合; 两相压降

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202512010 **文章编号:** 0253-987X(2025)12-0117-11

Experimental Study on Refrigerant Flow Pattern-Flow Resistance Coupling Characteristics and Two-Phase Pressure Drop Prediction for Horizontal Tube

WANG Jianwei¹, LIU Yantao², ZHOU Chenjie¹, GAO Zheming²,
YAN Gang³, CHU Wenxiao¹, WANG Qiuwang¹

(1. MOE Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Guangdong Midea Refrigeration Equipment Co., Ltd., Foshan, Guangdong 528311, China;
3. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The flow pattern evolution and flow mechanisms of low-dryness R32 and R134a refrigerants are still not fully understood, which constrains the optimal design of high-efficiency air-conditioning systems. To address this issue, a pressure drop prediction method based on flow pattern-flow resistance coupling is proposed in this study. For the purpose of the study, a visual experimental setup was established; the flow pattern distribution and pressure drop characteristics of R134a and R32 in a horizontal circular tube with 7 mm inner diameter were studied under the

flowrate of 150 to 750 kg/(m² · s) and dryness of 0 to 0.2; then image features were extracted based on OpenCV software library to identify the evolution laws of three typical flow patterns: namely, slug flow, wave flow and annular flow; finally, a new pressure drop prediction model integrating flow pattern parameters (C_i) and dimensionless numbers (Fr , We , Re_{tp}) was established based on a flow pattern zoning strategy. The results show that R32 displayed a slug flow under the conditions of low flowrate and low dryness, while it was more likely for R134a to form an annular flow under the conditions of high flowrate with high dryness, with a 13% higher cross-sectional void fraction than R32 on average; the full liquid-phase friction coefficient reached the peak at a flowrate of 360 kg/(m² · s), concurring with the maximum gas-liquid-phase velocity ratio; a 25% to 50% higher friction-pressure-drop gradient was observed for R134a than that for R32; with the new model, the mean absolute deviation was reduced from 30% to 70% to 12.31%, compared with existing models, with 89% of the data locating within $\pm 20\%$ error band. These results may provide robust theoretical support for optimized design of efficient new and environment-friendly air-conditioning systems.

Keywords: horizontal tube; two-phase visualization; flow pattern-flow resistance coupling; two-phase pressure drop

空调系统与人类生活、生产多个领域密切相关,2022年全国建筑业能耗总量占全国能源消费总量的44.8%,其中暖通空调能耗占建筑能耗的比例超过50%^[1]。此前,制冷行业大规模应用的制冷剂R22不仅会引起显著的温室效应,还会对大气中的臭氧层有严重的破坏效果^[2]。自《蒙特利尔议定书》公布后,制冷行业开始向氢氟烃类制冷剂转型^[3],目前,R134a、R32、R410A^[4-6]等制冷剂已在空调系统中广泛应用。为实现“双碳”目标,提升能源利用效率刻不容缓。换热器作为空调系统中的重要部件^[7-8],对系统能效起决定作用,因此从原理上明晰换热器各部件内流动和传热的详细过程,是提升空调系统能效进而减少能源消耗的关键。然而,目前对空调系统通道内流动的两相制冷剂的气液界面转变和动力学特性仍缺乏深入了解。因此,为提升换热设备能效,有学者对小管径(内径)通道管内两相制冷剂流动开展研究^[9-10],尤其是蒸发器入口前低干度制冷剂的流型转变和流动阻力特性研究至关重要,这可为两相换热器优化设计与系统性能提升提供关键支撑。

影响小管径通道内部两相制冷剂流型、阻力特性的因素较多。两相流型研究方面,Qian等^[11]实验探究了内径为7mm的水平和竖直圆管内,R134a在绝热条件下的流态和空泡份额(水平管质量流速为40~150 kg/(m² · s),垂直管质量流速为65~115 kg/(m² · s)),并将流型结果与Wojtan的流型图作对比,发现相较于竖立管,水平管的空泡份额更大。Qian等^[12]利用电容式传感器的归一化信号、功率谱密度等信息,表征了内径为7mm的管子在

水平和垂直方向上流动的流态,结果表明不同轴向长度的传感器在表征流态时具有相似能力,这说明空间有限时采用轴向长度较短传感器是合理的。张浩等^[13]研究了直径为5mm管子的R32空调系统的传热和压降特性,采用流体体积(VOF)界面追踪方法模拟不同气液相表观速度入口条件下的R32流动过程,获得的流型变化规律与Baker的经验流型图吻合良好。Jin等^[14]以水为工质实验探究了垂直狭窄矩形通道中流动沸腾现象,通过分析流型图和局部传热特性,揭示了传热机制、局部传热热通量和系数的变化趋势,指出传热能力最佳点出现在搅动-环形流区域。Ruzaikin等^[15]对管径为7.5mm的透明水平管中氨的两相流型进行实验研究,在饱和温度为15~65℃、质量流速为50~60 kg/(m² · s)、干度为0.1~0.8时识别出3种流型,但结果偏离Taitel-Dukler流型图,从而提供了高温氨新两相流型图,并更新了阻力和传热关联式。Yang等^[16]借助高速摄像机记录R134a在蒸发器内的两相脉动流动状态,同时测量了传热系数,实验结果表明脉动流在短周期(小于16s)内能够增强传热,相比于连续流最大增强率为28%。

管内两相压降特性研究方面,Solanki等^[17]针对不同管径下低压高热流密度水的过冷流动沸腾水力特性,开发了非绝热压降比(定义为非绝热压降与绝热压降之比)与雅各布数和直径比函数的无量纲相关性。Xu等^[18]开展水平管内流动实验,在管径为1.88mm、质量流速为400~870 kg/(m² · s)的工况下,得到两相摩擦压降和流型分布,观测到典型

流型如弹状流、喉环流、波浪环流、环形流和环雾流,并指出在相同条件下,R1234yf的换热系数和摩擦压降小于R134a。Yang等^[19]实验研究了饱和压力为0.215~0.415 MPa、质量流速为67~194 kg/(m²·s)时,R600a在内径为6 mm的光滑水平管中的流动沸腾和压降特性。对于两相摩擦压降,质量流速对摩擦压降有明显的正影响,而对饱和压力有负影响。李俊峰等^[20]分析了不同管径、流路和运行工况下内径为5 mm管子的换热器压降特性,指出内径为5 mm的内螺纹管可替代内径为7 mm内螺纹管达到相同的冷凝和换热性能,冷凝工况下压降增大0.5~1.3倍,蒸发工况下增大3倍以上,但可通过多管并联减小压降。Sun和Mishima^[21]在已发表的18篇文献中汇总了92份两相流动实验压降数据,包含R123、R134a、R22、R236ea、R245fa、R404a、R407C、R410a、R507、CO₂、水和空气诸多工质,基于上述数据提出了新的压降关联计算式,预测绝对误差在29%之内,具有更广泛的应用性。Zhu等^[22]提出一种基于流型的R32摩擦压降预测模型,但该模型仅适用于流动沸腾工况,模型中环状流、弹状流、搅拌流、雾状流等区域的摩擦因数可表示为沸腾数(Bo)和其他项的乘积。

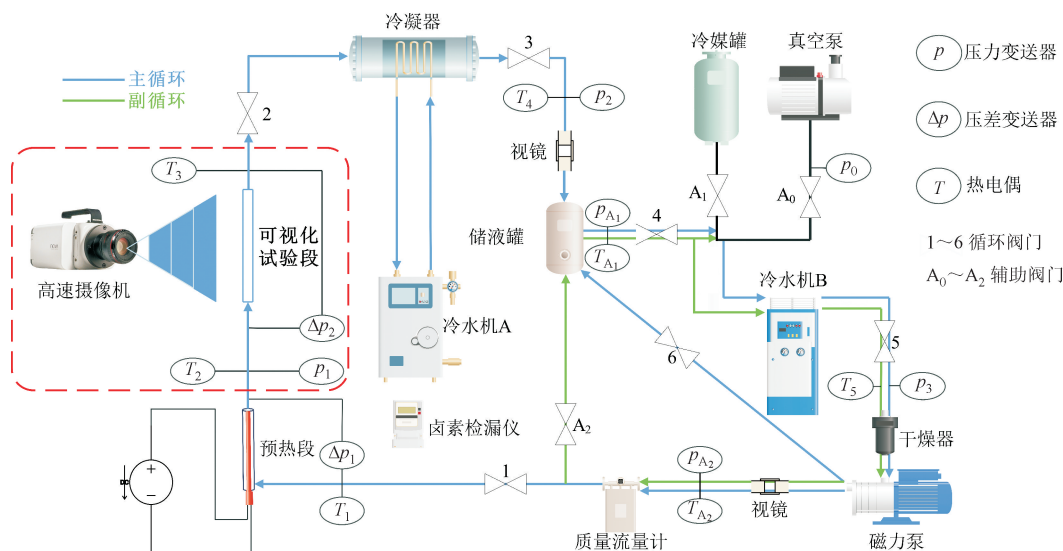
上述研究已对管内两相流型、压降分别开展了研究和预测,但结果差异较大,其主要归因于两相流动的复杂性,以致单独研究流型和压降,未能实现流型与压降的耦合求解,从而难以真实反映工况参数的影响。针对上述问题,本文对新型制冷剂R134a、R32(分别为应用广泛的第三代制冷剂和潜力巨大的新一代制冷剂,二者物性差异较大)开展内径为

7 mm管内的两相流动可视化实验,揭示不同工质两相流型转变差异,基于不同两相流型开发出适用于新型制冷剂空调系统管径的两相压降关联式,为采用新型制冷剂的空调系统设计研发提供了指导。

1 实验系统及方法

1.1 可视化实验台

图1(a)为可视化实验系统^[23]示意图。该可视化循环系统主要由实验段、冷凝器、储液罐、过冷段、磁力泵、质量流速计和预热段组成。整个实验循环回路分为驱动部分、测量部分和可视化部分。实验工质在磁力驱动齿轮泵的驱动下通过视镜进入液体流量计,之后通过预加热段加热达到一定干度后流入可视化实验段;实验段由石英玻璃制成,管壁较厚且导热系数(0.8~1.4 W/(m·K))较低,由于环境温度与制冷剂设定饱和温度接近,因此实验段与外界的能量交换忽略不计,可视为管内发生绝热流动;通过高速摄像机记录流型变化并测量进、出口压差参数。经冷凝器回路的冷却水冷却后通过储液罐(可平衡调节循环系统内压力),再进入大功率冷水机B过冷后被干燥器干燥,最后回到磁力驱动泵,流向质量流量计,形成闭环循环。通过连接齿轮泵的变频器和旁通阀开度对流量进行调节,磁力泵输出的过冷液体分为两路,支路流经旁通阀返回储液罐,主路进入预热段以实现流量控制。图1(b)为测试实验段,材料采用耐腐蚀、耐高压的石英玻璃,结构参数如下:内径为7 mm,壁厚为3 mm,可视化区长度为400 mm。为提高成像质量,采用硫酸纸背光系统实现均匀照明。



(a)可视化系统示意图



(b)测试实验段

图 1 两相流动可视化实验系统示意图及测试实验段

Fig. 1 Schematic of two-phase flow visualization test system and testing section

1.2 参数计算

基于绝热流动假设(除可视化段外均设置良好保温措施)计算实验段入口干度 x_{in} , 具体流程可参考图 2 的压焓图, 图中蓝色实线为饱和气/液相线。 x_{in} 的计算式如下

$$x_{in} = \frac{h_{in} - h_{s,l}}{h_{s,v} - h_{s,l}} \quad (1)$$

式中: 下标 l、v 分别表示液态和气态; h_{in} 为入口工质比焓; $h_{s,l}$ 、 $h_{s,v}$ 分别为饱和液态和饱和气态比焓。实验中, 通过测量温度和压力, 调用 NIST REFPROP^[24] 数据库获取工质热力学参数, 进而确定对应工况的比焓。

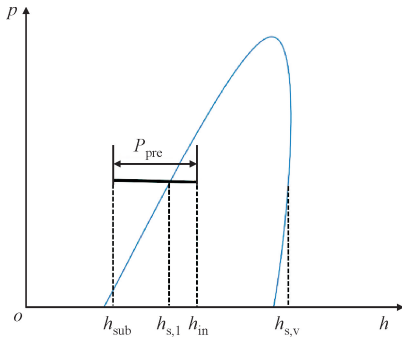


图 2 工质预热过程压焓图

Fig. 2 p - h diagram of working fluid preheating process

实验段入口焓 h_{in} 的计算式如下

$$h_{in} = \frac{P_{pre}}{\dot{m}_{in}} + h_{sub} \quad (2)$$

式中: P_{pre} 为预加热器加热功率; $\dot{m}_{in}$ 为入口质量流量; h_{sub} 为预热段入口工质过冷状态比焓。

截面含气率 β (空泡份额) 定义为气相面积 A_v 与流道总面积 A 的瞬时比, 计算式为

$$\beta = \frac{A_v}{A} = \frac{A_v}{A_v + A_l} \quad (3)$$

式中: A_v 、 A_l 分别为气相和液相占据的流道截面积。

采用 PHOTRON NOVA S12 高速摄像系统捕捉气液界面动态演变过程, 基于计算机视觉图像处理软件库 OpenCV, 对图像执行背景差影降噪→高斯模糊→Otsu 阈值分割→Canny 边缘检测→形态学填充→三维积分计算, 最终提取截面含气率数据。图 3 给出了图形预处理的相关操作。

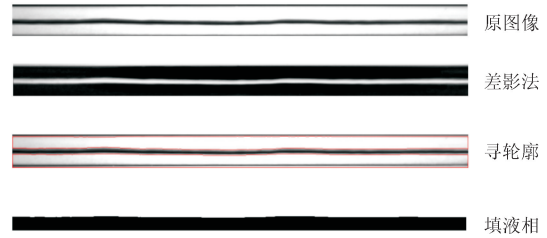


图 3 流型可视化图像预处理

Fig. 3 Flow visualization image preprocessing

压降是两相流动特性中主要特征参数之一。两相流的总压降与动能势能的转变及流体与管壁间的摩擦有关, 两相流总压降 Δp 由重力分量 Δp_g 、加速分量 Δp_a 和摩擦分量 Δp_f 组成, 表达式写为

$$\Delta p = \Delta p_g + \Delta p_a + \Delta p_f \quad (4)$$

本实验中, 压降主要由摩擦分量 Δp_f 主导。基于全液相摩擦阻力系数 φ_{lo}^2 处理实验数据, 该系数起源于经典的 Lochhart-Martinelli 计算方法, 由 Martinelli 在分型流动模型基础上进行修正, 表达式如下

$$\varphi_{lo}^2 = \frac{\Delta p_{tp}}{\Delta p_{lo}} \quad (5)$$

式中: Δp_{tp} 为实测两相摩擦压降; Δp_{lo} 为假设总质量流速完全以液相流动时的摩擦压降, 计算式为

$$\Delta p_{lo} = f_1 \frac{L}{d} \frac{G^2}{\rho_l} \quad (6)$$

式中: f_1 为液相 Darcy 摩擦因子; L 为可视化段长度; d 为管子内径; G 为制冷剂总质量流速; ρ_l 为液相密度。

1.3 不确定度分析

实验测量参数包括制冷剂流量、预热段/实验段进出口温度、预热段/实验段压力、预热段/实验段压差和电加热功率。采用科氏力质量流量计 (DMF-1-S06) 测量质量流量, T 型热电偶 (OMEGA) 经恒温校验炉校验, 其测量不确定度为 ± 0.1 K。采用 Rosemount30 系列压力变送器测量压力。在计算实验值不确定度时, 采用基于测量不确定度的误差传播分析方法, 根据直接物理量的测量误差, 得到间接测量物理量的相对不确定度表达式如下

$$u_{Y_i} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} u_{x_i} \right)^2} \quad (7)$$

式中: $\partial Y / \partial x_i$ 为间接测量物理量 Y 对直接测量物理量 x_i 的偏导数; u_{xi} 为直接测量物理量的不确定度; n 为参与计算的直接物理量个数。

表 1 给出了测量物理量的相对不确定度。

表 1 测量物理量的相对不确定度

Table 1 Uncertainties of measuring variables

物理量	相对不确定度/%
制冷剂流量	± 0.20
温度	± 0.10
压力	± 0.04
加热功率	± 0.20
干度	± 1.26

1.4 实验系统可靠性验证

为保证实验系统的运行平稳和测量结果的准确性,正式实验前进行如下验证过程。

(1) 保压测试:验证系统密封性。经过 24 h 以后,系统内部压力下降不超过初始压力的 1%。

(2) 热平衡测试:确认系统热损失。采用水介质开展单相流动热平衡验证实验,热平衡测试显示最大相对偏差为 3.62%,符合实验允许误差要求。

(3) 流动沸腾测试:通过管内流动沸腾传热实验,采用修正的 Fang 关联式,可实现 88.56% 的数据点落在 $\pm 10\%$ 的误差带内^[23],预测精度较高。

2 结果与讨论

2.1 两相流型分析

2.1.1 低干度小管径管内流型分布

实验采用内径为 7 mm 的石英玻璃管,质量流速为 $150 \sim 750 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,干度为 $0 \sim 0.2$,饱和温度为 $10 \sim 20 \text{ }^\circ\text{C}$,对 R134a、R32 在小管径水平通道气液两相流的流型进行观测。

图 4 以工质 R134a 为例,展示了 3 种典型流型及其对应工况。由图可见,一共出现 3 种流型:弹状流主要呈柱状气弹形态,其尾端受两相流动不稳定影响,会脱落部分小气泡;波浪流主要呈分层流动形态,气液界面有时会发生波动,可观测到液峰快速流过;环状流的特点是连贯的气芯存在于流道内部,液相成环状贴附在壁面上,底部液膜较厚。

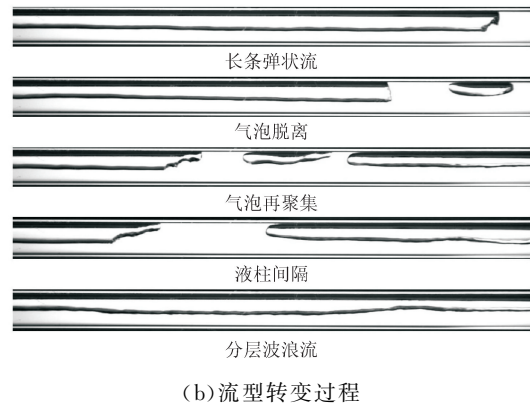
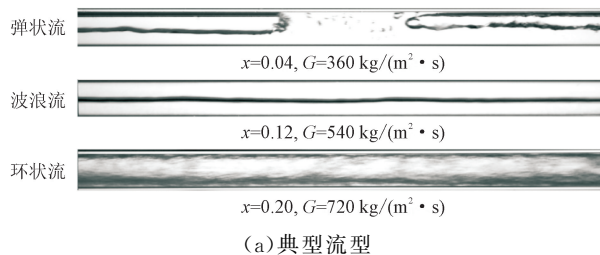


图 4 实验典型流型及其转变过程

Fig. 4 Experimenting of typical flow pattern and transformation process

在质量流速-干度 ($G-x$) 坐标系中,两种工质的流型分布能够清晰显示出质量流速 G 随干度 x 的变化规律。不同实验工况下的流型分布如图 5 所示。由图可见,当质量流速 G 恒定时,低干度区域主要呈现弹状流。制冷剂进入测试段后,重力作用使得气泡在管子上部聚集形成弹状结构,其长度可达管径的十余倍。观测发现,小气泡从大气弹尾部脱离并向前端聚集。随着干度增加,气弹逐渐连接形成连续气相,液柱间隔现象消失。制冷剂气液两相分层明显,气相在上部流动,液相在底部流动。由于速度差异产生的界面剪切力导致接触面波动,形成具有周期性的波浪流。当干度进一步增加,气液相速度差增大,在剪切力和表面张力的作用下,气相在管中心聚集形成气柱,液相在管壁形成环状液膜(重力作用下底部液膜较厚),气柱中夹带少量液滴。在 $G > 540 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 的中高质量流速下,可完整观测到上述流型演变过程(见图 5)。

R32 与 R134a 的流型发展图具有显著差异。如图 6 所示,在低干度、低流量工况下,R32 表现出更显著的弹状流特征。其主要原因在于:相同流量的两种工质,R32 具有更高的液相表观速度 U_{ls} 和更低的气相表观速度 U_{vs} ,从而抑制了气弹连接形成连续分层波浪流。在高流量、高干度工况下,R134a 更容易形成环状流。以 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ 饱和温度为例,R134a 的液相密度为 $1261.0 \text{ kg}/\text{m}^3$,显著高于其气相密度 ($20.2 \text{ kg}/\text{m}^3$),而 R32 的液相密度 ($1019.7 \text{ kg}/\text{m}^3$) 与气相密度 ($30.2 \text{ kg}/\text{m}^3$) 差异相对较小。相同工况下,R134a 更大的气液相密度差导致更强的气液两相速度差异,从而在两相分界面上产生较强剪切力,更易促进环状流形成。

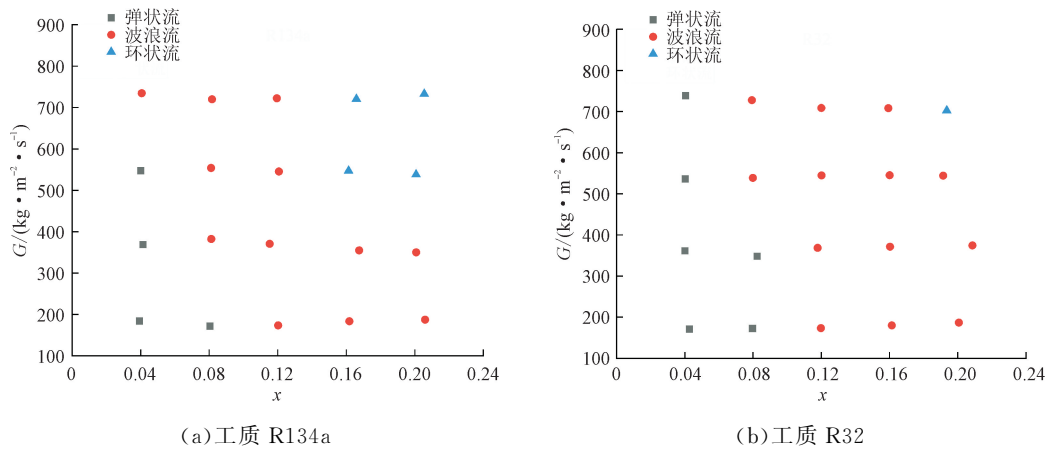


图 5 不同工质的流型分布

Fig. 5 Flow pattern distribution of different working fluids

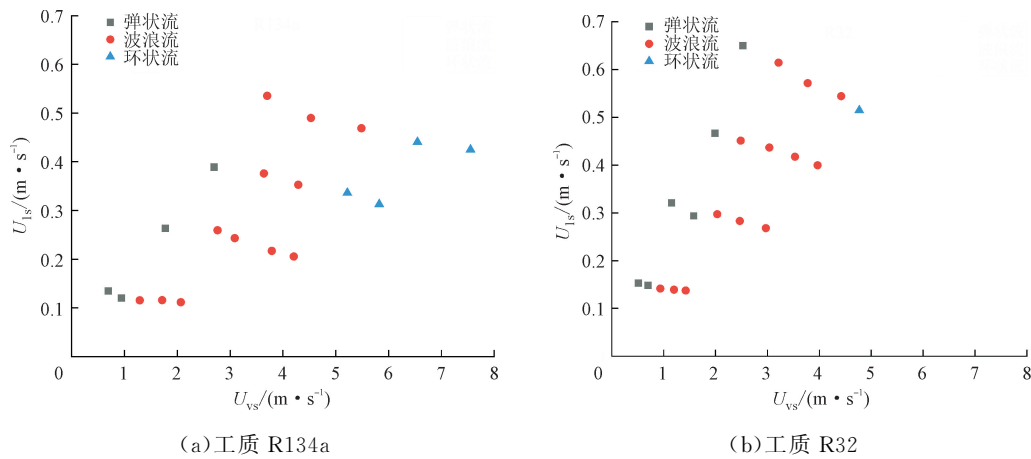


图 6 不同工质液相和气相表观速度的对比

Fig. 6 Comparison of apparent velocities of liquid and gas phases for different working fluids

2.1.2 截面含气率对比

为验证经计算机视觉方法获取的截面含气率的准确性,将实验与理论计算所得结果进行对比验证。经多模型对比分析,选用基于 Rouhani 水平管漂移流动模型的 Steiner 公式^[25]计算截面含气率,表达式写为

$$\beta = \frac{x}{\rho_v} \left\{ 1 + 0.12(1-x) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1.18(1-x) [g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0.25}}{G\rho_l^{0.5}} \right\}^{-1} \quad (8)$$

式中: ρ_v 为气相密度; σ 为表面张力。

图 7 展示了理论计算与实验得到的截面含气率的误差对比。经验证,全干度范围内典型流型截面含气率的最大相对误差为-10.49%,且所有相对误差均在±15%范围内,表明两相流可视化实验获取

的截面含气率结果能够满足精度要求。

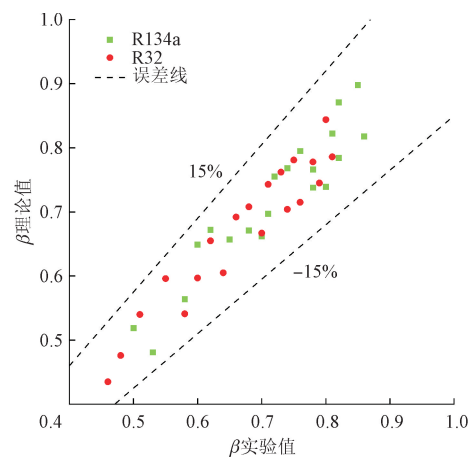


图 7 不同工质截面含气率误差分析

Fig. 7 Error analysis of void fraction in cross-sections of different working fluids

图 8 展示了不同质量流速下, R134a 和 R32 的截面含气率随干度的变化规律。由图可见, 在低干度区, 截面含气率变化显著, 这主要是因为相变初期气相密度低、流速小, 单位干度的增加导致流道内气相体积占比快速上升。在高干度区, 斜率降低, 尽管气相质量持续增加, 但气液相速度差异显著(气相速度为液相速度的近 10 倍), 根据截面含气率 $\beta = A_v/A$, 气相体积流量增长主要体现为流速提升, 而非气相截面占比的增加。

进一步对比 R134a、R32 的截面含气率发现, 相同工况下, R134a 的截面含气率较 R32 平均要高 13%。这是由于在相同质量流速和干度下, R134a 具有更高的气相体积流量, 且同时具有较大的液相密度 $\rho_l = 1261.0 \text{ kg/m}^3$ (R32 的 $\rho_l = 1019.7 \text{ kg/m}^3$) 和较大的表面张力 $\sigma = 0.011 \text{ N/m}$ (R32 的 $\sigma = 0.008 \text{ N/m}$), 这些物性上的差异共同导致了上述现象。

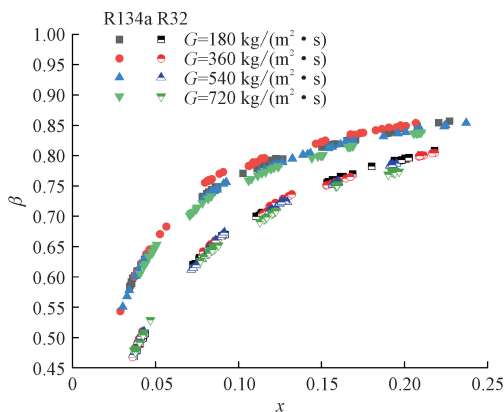


图 8 不同质量流速下两种工质截面含气率随干度的变化
Fig. 8 Variation of gas content in two working fluid cross-sections with dryness under different mass flow rates

2.2 两相流型-阻力融合分析

2.2.1 两相流动阻力分析

本文中, 压降主要由摩擦压降引起。图 9 展示了 R134a、R32 在质量流速为 $180 \sim 720 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ 时两相摩擦压力梯度随干度的演变规律。由图可见, 当质量流速一定时, 压力梯度随干度的增加呈线性增加; 当干度处于一定范围时, 两相摩擦压力梯度随质量流速的增大而显著增大, 表现出强的正相关性。摩擦压力梯度源自壁面摩擦和气液界面摩擦的共同作用, 主导因素因流型而异。在 $G = 180 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ 的低质量流速工况下, 流型以弹状流/波浪流为主, 气液相速度差异较小, 壁面摩擦贡献率更高; 在 $G = 720 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$ 的高质量流速工况下, 流型呈环状

流, 此时气液相速度比增大, 气相-液膜界面摩擦贡献率更高。R134a 的摩擦压力梯度较 R32 高约 25%~50%, 主要归因于 R134a 有着更高的截面含气率。当压降主要由气相流动引起时, 产生的摩擦阻力更显著。此外, 从两者的热物性可知, R134a 具有更大的液相黏度, 这也会导致相同工况下 R134a 的两相摩擦压力梯度更大。

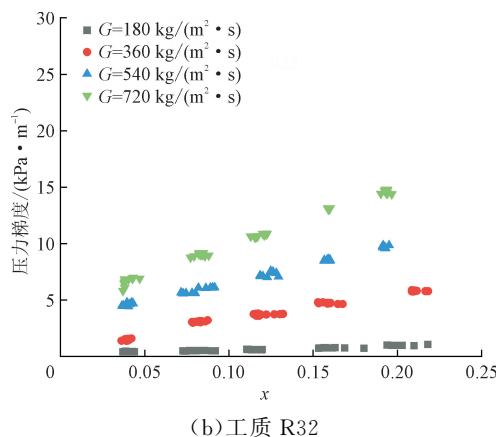
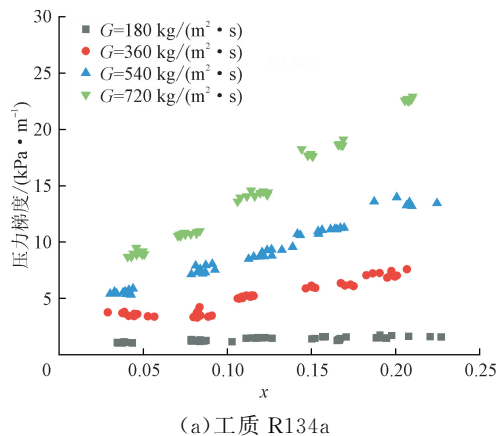


图 9 不同质量流速下两种工质的摩擦压力梯度分布
Fig. 9 Distribution of frictional pressure gradient in two working fluids workpieces under different mass flow rates

2.2.2 全液相摩擦阻力系数分析

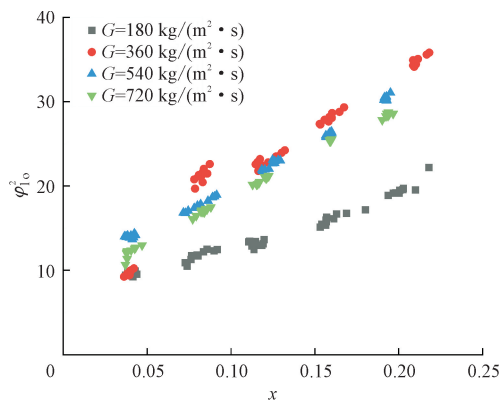
采用 Lockhart-Martinelli 方法计算全液相摩擦系数 φ_{l0}^2 。该方法对分相流动模型进行了修正, 假设气液两相在流动时气液完全分开, 单位管长上的气液两相摩擦阻力相等。

如图 10(a) 所示, φ_{l0}^2 在干度为 $0 \sim 0.2$ 区域内单调增长, 主要归因于:

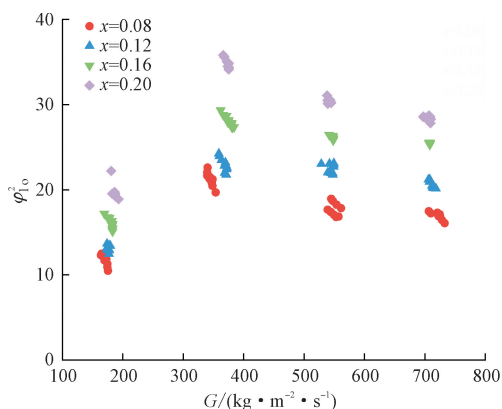
- (1) 干度增大, 气化率升高, 两相混合密度降低, 流速增加;
- (2) 干度增大, 气液相速度差同步提升;
- (3) 干度增大, 流型逐渐向环状流转变, 该流型下的阻力为气液两相界面摩擦占据主导。

(4)干度为 0.04、质量流速为 $360 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 附近的区域压降相对偏低,这可能是此时处于流型转变区,管内流动不稳定,从而导致其阻力特性与同一流量下更高干度的稳定波浪流区域有所不同。

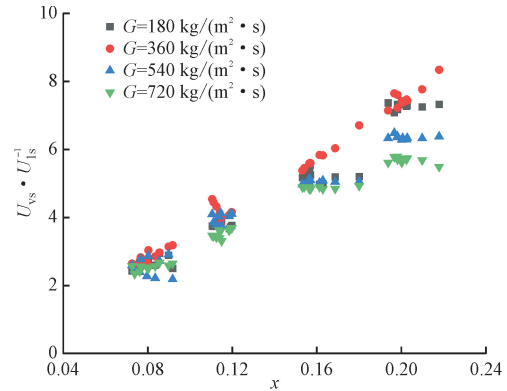
以 R32 为例(R134a 与其变化趋势一致不再赘述),将实验获取的 φ_{lo}^2 绘制在图 10(b)中。可以看出,干度固定时, φ_{lo}^2 随质量流速的变化呈单峰分布,峰值出现在质量流速为 $360 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,此时的峰值 φ_{lo}^2 较质量流速为 $720 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 下的更高,之后随着质量流速的增大而逐渐减小。然而,干度定义为气相质量与总流体质量的比值,不同流量下气相质量占比相同,其体积占比却可能不同。由图 8 中截面含气率的变化可知,质量流速为 $360 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时的截面含气率在绝大多数干度下均达到最大值,这表明在相同干度下,该流量的气相容积占比最大,从而导致两相平均密度最小,平均速度最大,进而产生的摩擦阻力最大。如图 10(c)所示,在质量流速为 $360 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,气液相速度比 $U_{\text{vs}}/U_{\text{ls}}$ 最大,此时两相界面摩擦产生的阻力对压力梯度产生影响较大。综合以上因素,要使 φ_{lo}^2 - G 曲线成单峰抛物线状,其峰值 φ_{lo}^2 对应的临界质量流速应为 $360 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。



(a)不同质量流速下 φ_{lo}^2 随干度的变化



(b)不同干度下 φ_{lo}^2 随质量流速的变化



(c)不同质量流速下气液相速度比随干度的变化

图 10 R32 全液相摩擦阻力系数和气液相速度比分析

Fig. 10 Analysis of full liquid phase frictional resistance coefficient and gas-liquid phase velocity ratio of R32

2.3 两相压降关联式的开发

众所周知,两相流的流动更复杂,压降除与流速相关外,还受干度、流型、相分布和相间作用等多因素影响。精确预测小管径($d < 10 \text{ mm}$)内新型制冷剂两相流压降是制冷系统优化设计的关键。将实验结果与 Gu^[26]、Sun^[21] 和 M-S-H^[27] 经典压降模型进行对比,发现现有模型并不适用于本文工况。因此,基于实验数据回归分析,本文建立了适用于 R134a、R32 水平管内低干度两相制冷剂压降预测模型。

图 11 对比了 3 种经典模型的理论预测结果与实验结果的差异。不同模型的平均偏差 E_{AD} 、平均绝对偏差 E_{MD} 和均方根偏差 E_{RMSD} 如表 2 所示。由图 11 可以看出,3 种模型预测结果与大部分实验结果的平均绝对偏差在 30%~70%之间。本文采用的管径为 7 mm,处于宏观通道($d > 10 \text{ mm}$)和微观通道($d < 3 \text{ mm}$)之间的过渡区。在宏观通道中,重

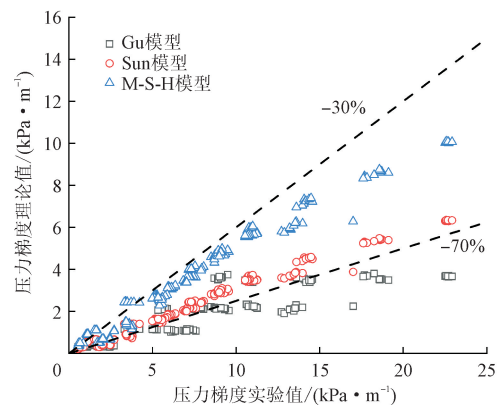


图 11 经典压降模型理论结果与实验结果的误差分析

Fig. 11 Error analysis between theoretical results of classical pressure drop model and experimental data

力作用显著;在微观通道中,表面张力占主导。而 Gu、Sun、M-S-H 模型多是基于其中一个区域数据建立的,其模型中的主导力假设可能不完全适用于重力和表面张力共同影响的过渡区,因而会导致预测得到的偏差较大。

表 2 经典压降模型理论结果与实验结果的偏差

Table 2 Deviation of the theoretical results of classical pressure drop model from experimental data

模型	$E_{AD}/\%$	$E_{MD}/\%$	$E_{RMSD}/\%$
Gu	-58.62	58.62	60.62
Sun	-65.77	65.77	66.31
M-S-H	-44.35	44.35	46.57

大多数两相压降关联式的构建未充分考虑流型对两相压降的影响,但上述可视化实验结果表明,流型对压降的影响不可忽略。因此,本文在构建两相压降关联式时,除了考虑关联式的形式和无量纲参数,还引入了流型划分参数,建立分流型的两相压降预测模型,采用修正因子对实验数据进行回归分析。本文所构建模型的关联式如下

$$\left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{tp} = \varphi_{lo}^2 \left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{lo} \quad (9)$$

表 3 本文所构建两相摩擦压降模型的系数 C_i

Table 3 Coefficient C_i of the two-phase friction pressure drop model constructed in this paper

流型	工质	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
弹状流	R134a	0.445 2	0.395 1	0.407 1	0.012 5	-0.046 6
波浪流		1.119 7	0.729 9	0.336 9	-0.068 3	-0.035 4
环状流		1.540 7	0.812 9	0.308 2	-0.047 9	-0.052 6
弹状流	R32	-1.638 7	0.984 6	0.771 5	-0.578 9	0.026 1
波浪流		-1.019 1	1.004 7	0.594 2	-0.359 1	0.030 5
环状流		6.284 0	0.776 9	-0.287 1	0.245 0	-0.016 0

图 12 展示了本文所构建压降模型的理论预测结果与实验结果的对比。由图可见,89%的数据点落在 $\pm 20\%$ 的误差带内,得到的理论预测结果与实验结果的平均偏差、平均绝对偏差、均方根偏差分别为 2.83%、12.31%和 22.08%,相关系数为 0.998,这些均验证了本文所构建模型的可靠性。由于本文的可视化实验段可视为绝热,因此干度变化极小,所测得的压降被视为对应于入口干度下的局部压力梯度。

选择合适的无量纲数,并根据其所具有的物理意义进行合理搭配,是提升关联式预测能力的关键。本文所构建模型的创新性在于:首先,通过流型分区提高了参数敏感性;其次,引入 Fr 表征重力效应, We 表征表面张力效应,同时考虑了黏性力与惯性

$$\varphi_{lo}^2 = C_1 \left(Fr^{C_2} We^{C_3} Re_{tp}^{C_4} + \frac{x}{X_{tt}^2} \right) + C_5 G \quad (10)$$

$$X_{tt}^2 = \frac{(dp_f/dz)_{lo}}{(dp_f/dz)_{lv}} \quad (11)$$

$$\left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{lo} = f_l \frac{2G^2}{d\rho_l} \quad (12)$$

$$\left(\frac{dp_f}{dz}\right)_{lv} = f_v \frac{2G^2}{d\rho_v} \quad (13)$$

$$\begin{cases} f_{v(l)} = \frac{64}{Re_{v(l)}}, Re_{v(l)} < 2\,000 \\ f_{v(l)} = \frac{0.316\,4}{Re_{v(l)}^{0.25}}, Re_{v(l)} \geq 2\,000 \end{cases} \quad (14)$$

式中:下标 tp、lo、lv 分别表示两相、全液相和全气相; Fr 为弗劳德数; We 为韦伯数; Re_{tp} 为两相雷诺数; X_{tt}^2 为 Martinelli 数; $C_1 \sim C_5$ 为模型的系数; f_v 和 f_l 分别为气、液相摩擦系数。

采用两相混合密度 ρ_{tp} 和两相混合黏度 μ_{tp} 计算 Fr 、 We 、 Re_{tp} 。在本文构建的关联式中,各分流型回归系数依赖于流型的拟合系数。不同流型对应不同的流动阻力机理,其差异通过模型中的系数 $C_1 \sim C_5$ 加以体现。基于压降数据对系数进行回归分析,得到 $C_1 \sim C_5$ 的取值如表 3 所示。

力的耦合作用。

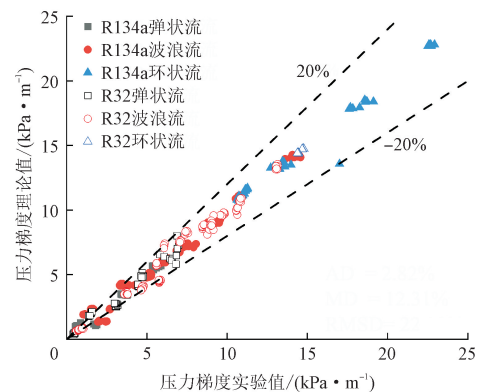


图 12 本文所构建模型的预测结果分析

Fig. 12 Analysis of the prediction results of the model constructed in this paper

3 结 论

通过可视化实验,研究了 R134a 与 R32 工质在内径为 7 mm 圆管内的两相流动特性,揭示了工质相变行为差异和流型演化规律,提出了分流型的压降预测模型。得到如下主要结论。

(1) R32 在低流量 ($G < 360 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$)、低干度 ($x < 0.10$) 时,弹状流分布占优; R134a 在高流量 ($G > 540 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$)、高干度 ($x > 0.15$) 时,环状流发展成主要流型。相同工况下, R134a 的截面含气率显著高于 R32。

(2) 获得了两相工质摩擦压降特性。在实验工况范围,两相摩擦压力梯度随质量流速的增大而显著增大,呈强正相关性; R134a 的摩擦压力梯度较 R32 高了 25%~50%。当质量流速 $G = 360 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,气液相速度比 $U_{\text{vs}}/U_{\text{ls}}$ 最大,且截面含气率在相近干度下亦最大,这将导致 φ_{lo}^2 - G 曲线呈单峰抛物线型分布,其峰值 φ_{lo}^2 对应的临界质量流速为 $360 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

(3) 建立了分流型两相压降预测模型。相较于经典模型,本文所构建模型融合了流型参数 C_i 与无量纲数 Fr 、 We 、 Re_{tp} , 可将平均绝对偏差从原模型的 30%~70% 降低至 12.31%, 且 89% 的数据点均落在 $\pm 20\%$ 的误差带内 (相关系数 $R^2 = 0.998$), 验证了流型分区策略的有效性。

参考文献:

- [1] 中国建筑节能协会, 重庆大学城乡建设与发展研究院. 中国城乡建设领域碳排放研究报告 (2024 年) [J]. 建筑, 2025(2): 56-63.
China Association of Building Energy Efficiency, Institute of Urban-Rural Construction and Development, Chongqing University. Research report on carbon emission in urban and rural construction in China (2024) [J]. Construction and Architecture, 2025(2): 56-63.
- [2] 桑纯, 庞召辉, 孙建军. 建筑暖通空调系统节能技术探讨 [J]. 低碳世界, 2020, 10(9): 9-10.
SANG Chun, PANG Zhaohui, SUN Jianjun. Discussion on energy saving technology of building HVAC system [J]. Low Carbon World, 2020, 10(9): 9-10.
- [3] MOTA-BABILONI A, MAKHNATCH P, KHODABANDEH R. Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: focus on energetic performance and environmental impact [J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 82: 288-301.

- [4] M M, KIM H J, TAYYAB M, et al. Flow maldistribution in plate heat exchangers: impact, analysis, and solutions [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2025, 207: 114905.
- [5] XIONG Tong, LIU Guoqiang, HUANG Shenjie, et al. Two-phase flow distribution in parallel flow mini/micro-channel heat exchangers for refrigeration and heat pump systems: a comprehensive review [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 201 (Part B): 117820.
- [6] 刘璐, 刘艳涛, 詹飞龙, 等. 提高制冷剂分流均匀性的分配器连接管结构设计 [J]. 制冷学报, 2022, 43(1): 151-157.
LIU Lu, LIU Yantao, ZHAN Feilong, et al. Structure optimization of connecting tubes of distributor for improving the distribution uniformity of refrigerant [J]. Journal of Refrigeration, 2022, 43(1): 151-157.
- [7] PARK N H, YEONG H A M. An experimental study on the effect of vertical header geometry on the two-phase refrigerant distribution and performance of a microchannel heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 209: 118287.
- [8] LI Houpei, WANG Lizhi, JIANG Haobo, et al. Quantification of flow distribution and heat capacity potential of a microchannel evaporator [J]. International Journal of Refrigeration, 2023, 146: 390-402.
- [9] YUAN Chao, LIU Hequn, PENG Jinqing, et al. A method to calculate the two-phase distribution in a microchannel heat exchanger [J]. International Journal of Refrigeration, 2024, 168: 673-687.
- [10] CHENG Lixin, XIA Guodong. Flow patterns and flow pattern maps for adiabatic and diabatic gas liquid two phase flow in microchannels: fundamentals, mechanisms and applications [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2023, 148: 110988.
- [11] QIAN Hongliang, HRNJAK P. Void fraction measurement and flow regimes visualization of R134a in horizontal and vertical ID 7 mm circular tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 103: 191-203.
- [12] QIAN Hongliang, HRNJAK P. Characterization of R134a two-phase flow regimes in horizontal and vertical smooth tubes with capacitive sensors [J]. International Journal of Refrigeration, 2021, 125: 90-103.
- [13] 张浩, 刘璐, 詹飞龙, 等. 空调器水平管路内 R32 流动过程的流型变化规律 [J]. 制冷技术, 2022, 42(2): 1-6.
ZHANG Hao, LIU Lu, ZHAN Feilong, et al. Flow

- pattern change principle of R32 in horizontal tube of air conditioner [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2022, 42(2): 1-6.
- [14] JIN Cheng, TAO Leren, GU Shengjie, et al. Experimental study on the flow pattern and local heat transfer characteristics of water flow boiling in a vertical upward narrow rectangular channel heated by steam [J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 247: 123091.
- [15] RUZAIKIN V, LUKASHOV I, BREUS A, et al. Ammonia adiabatic two-phase flow patterns in the horizontal tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024, 234: 126133.
- [16] YANG Peng, ZHANG Yuheng, WANG Xiaofei, et al. Heat transfer measurement and flow regime visualization of two-phase pulsating flow in an evaporator [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 127(Part C): 1014-1024.
- [17] SOLANKI D K, NANDI K, MOHAN J, et al. Subcooled flow boiling in a horizontal circular pipe under high heat flux and high mass flux conditions [J]. Annals of Nuclear Energy, 2025, 212: 111030.
- [18] XU Yu, YAN Zihao, LI Ling. Flow boiling heat transfer, pressure drop and flow patterns of the environmentally friendly refrigerant R1234yf for cooling avionics [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 209: 118301.
- [19] YANG Zhiqiang, GONG Maoqiong, CHEN Gaofei, et al. Two-phase flow patterns, heat transfer and pressure drop characteristics of R600a during flow boiling inside a horizontal tube [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 120: 654-671.
- [20] 李俊峰, 玉鼎, 张文锋, 等. $\Phi 5$ mm 换热器在 R32 系统中压降特性研究 [J]. 制冷与空调, 2023, 23(5): 66-71.
- LI Junfeng, YU Ding, ZHANG Wenfeng, et al. Research on pressure drop characteristics of $\Phi 5$ mm heat exchanger in R32 system [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2023, 23(5): 66-71.
- [21] SUN Licheng, MISHIMA K. Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels [C]//16th International Conference on Nuclear Engineering. New York, USA: ASME, 2008: 649-658.
- [22] ZHU Yu, WU Xiaomin, ZHAO Ran. R32 flow boiling in horizontal mini channels: part II flow-pattern based prediction methods for heat transfer and pressure drop [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 115(Part A): 1233-1244.
- [23] 张浩, 曹泽瀚, 梅洪汉, 等. R32 制冷剂在小管径水平管内的沸腾换热与阻力特性实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2023, 57(3): 58-67.
- ZHANG Hao, CAO Zehan, MEI Haohan, et al. Experimental study on the flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R32 in horizontally oriented small-diameter tubes [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2023, 57(3): 58-67.
- [24] CHU Wenxiao, BENNETT K, CHENG Jie, et al. Numerical study on a novel hyperbolic inlet header in straight-channel printed circuit heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 146: 805-814.
- [25] STEINER D, TABOREK J. Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model [J]. Heat Transfer Engineering, 1992, 13(2): 43-69.
- [26] 谷波, 杜仲星, 曾炜杰, 等. R32 管内流动沸腾传热系数关联式和摩擦压降关联式 [J]. 上海交通大学学报, 2023, 57(1): 45-54.
- GU Bo, DU Zhongxing, ZENG Weijie, et al. Flow boiling heat transfer coefficient and frictional pressure drop correlations for R32 [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2023, 57(1): 45-54.
- [27] MÜLLER-STEINHAGEN H, HECK K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes [J]. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 1986, 20(6): 297-308.

(编辑 李慧敏)