文章编号:1007－6735(2025)02－0139－09　DOI: 10.13255/j.cnki.jusst.20231218003

R513A 在水平管内沸腾换热及压降特性的实验研究

张　青[1]，　黄理浩[1,2]，　张佳妮[3]，　陶乐仁[1,2]，　朱天意[1]，　陈建红[1]
（1. 上海理工大学 能源与动力工程学院，上海 200093；2. 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室，上海 200093；
3. 上海市质量监督检验技术研究院，上海 200214）

摘要：全球变暖问题日益严重，制冷行业需要对现有的制冷剂工质进行替换并进一步强化换热器的传热效率。通过实验研究了混合制冷剂 R513A 在外径分别为 9.52 、12.70 mm 的水平光滑管和内螺纹管内的沸腾换热特性，分析了热流密度、管径、质量流速和蒸发温度对传热系数及压降变化的影响机理。结果表明：沸腾传热系数随着热流密度的增大先增大后减小，9.52 mm 光滑管内制冷剂扰动更剧烈，其传热系数比 12.70 mm 光滑管的提高了 13.91%～19.77%。与此同时，9.52 mm 换热管内的压降为 12.70 mm 换热管的 1.4～3.8 倍。管内传热系数随着蒸发温度和质量流速的增加而增大，并且低质量流速时更容易达到局部干涸点，此时沸腾传热系数急剧减小。对预测传热系数的 Cooper、Liu-Winterton 关联式进行了对比。在干涸发生前，两个关联式皆能较好地预测 R513A 在水平光滑管内的流动沸腾换热特性；在干涸发生后，Liu-Winterton 关联式预测精度更高；干涸前、后平均绝对误差分别为 18.53% 和 28.36%。

关键词：R513A；流动沸腾；内螺纹管；传热系数；压降
中图分类号：TK 123；TK 124　　**文献标志码：**A

Experimental study on boiling heat transfer and pressure drop characteristics of R513A inside horizontal tubes

ZHANG Qing[1], HUANG Lihao[1,2], ZHANG Jiani[3], TAO Leren[1,2], ZHU Tianyi[1], CHEN Jianhong[1]
(1. *School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093 , China*;
2. *Shanghai Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Power Engineering, Shanghai 200093 , China*;
3. *Shanghai Institute of Quality Inspection and Technical Research, Shanghai 200214, China*)

Abstract: The growing problem of global warming in the refrigeration industry requires the replacement

收稿日期: 2023−12−18
基金项目: 上海市动力工程多相流动与传热重点实验室资助项目 (13DZ2260900, 2019KJFZ201)
第一作者: 张　青（2000—），女，硕士研究生．研究方向：强化传热．E-mail：18990818390@163.com
通信作者: 黄理浩（1983—），男，副教授．研究方向：强化换热．E-mail：huanglihao1208@163.com

引文格式: 张青，黄理浩，张佳妮，等．R513A 在水平管内沸腾换热及压降特性的实验研究[J]．上海理工大学学报，2025，47(2)：139-147.
Citation: ZHANG Qing, HUANG Lihao, ZHANG Jiani, et al. Experimental study on boiling heat transfer and pressure drop characteristics of R513A inside horizontal tubes[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2025, 47(2): 139-147.

of existing refrigerants and further enhancement of heat transfer efficiency in heat exchangers. The boiling heat transfer characteristics of R513A in the horizontal smooth tubes and internally ribbed tubes with outer diameter 9.52, 12.70 mm were experimentally investigated to analyze the mechanism of changes in heat transfer coefficients and pressure drops by heat flux, tube diameter, mass flux and saturation temperature. The results show that the boiling heat transfer coefficient increases and then decreases with the increase of heat flux. The disturbance of refrigerant in the 9.52 mm smooth tube is more intense, and the heat transfer coefficient is increased by 13.91%～19.77% compared with that of the 12.70 mm tubes. The pressure drop in the 9.52 mm tubes is 1.4～3.8 times that of the 12.70 mm tubes. Both the increase in saturation temperature and the increase in mass flux contribute to the heat transfer coefficient. It is easier to reach the local drying point at low mass fluxes, when the boiling heat transfer coefficient decreases sharply. The Cooper and Liu-Winterton correlations were compared to predict the heat transfer coefficients. Before the drying out, both of them can predict the flow boiling heat transfer characteristics of R513A in the horizontal smooth tube very well. After the drying out, the Liu-Winterton correlation is more accurate, with mean absolute deviation of 18.53% and 28.36% before and after the drying out, respectively.

Keywords: *R513A*; *flow boiling*; *internally ribbed tube*; *heat transfer coefficient*; *pressure drop*

目前我国冷水(热泵)机组主要采用的制冷剂为R134a、R22和R407C。以R134a为例，虽然其消耗臭氧潜能值(ODP)为0，但其全球变暖潜能值(GWP)高达1 300，因此替代工质的研究迫在眉睫。R513A是一种零ODP、低GWP(GWP为631)的混合制冷剂，由质量分数为56%的R1234yf和质量分数为44%的R134a组成，可作为R134a的替代制冷剂[1]。R513A符合当前保护臭氧层、缓解全球变暖的要求，因此，对其在实际应用中的性能进行研究具有重要意义。

近年来，许多学者对R513A的实际应用进行了研究，但是大多集中在蒸汽压缩系统实验上。Makhnatch等[2]在小容量蒸汽压缩制冷系统中针对R450A、R513A替代R134a进行了实验，结果表明，R513A比R134a、R450A的性能更好，在压力比、排气温度和质量流量方面表现更优。Mota-Babiloni等[3]在蒸汽压缩系统中分别对R134a和R513A进行了36次实验，R513A得益于更高的吸气密度和更低的操作压力比，获得了更好的制冷效果。王红燕等[4]和Zhang等[5]进行了R513A对双螺杆压缩机性能影响的理论和实验研究，讨论了冷凝温度和转速对系统性能的影响，发现R513A和R134a的容积效率和绝热效率相差很小，R513A的制冷系数(COP)略低，验证了R513A作为R134a的替代制冷剂的可行性。Yildiz等[6]对R134a、R1234yf和R513A在相同的蒸发温度(−10、−5 ℃和0 ℃)和冷凝温度(35 ℃)下进行测试，结果表明：在蒸发温度为−10℃和−5℃时，R513A的COP高于R134a的；但蒸发温度为0℃时，R513A的COP低于R134a的。

此外，为了提高能源利用率，如何提高换热器的性能受到广泛关注，该方向的研究多数集中在对强化管的分析上。Wang等[7]研究了R1234yf在水平内螺纹管内的换热特性，分析了运行参数(压力、热流密度、质量流速)对换热的影响，并比较了R134a和R1234yf在超临界工况下的差异。Diani等[8-9]进行了R134a在内径3.4、2.4 mm的内螺纹管内的流动沸腾实验，2.4 mm管的传热系数显著高于3.4 mm管的，且干涸点延迟出现。Longo等[10-12]分别以R1233zd(E)、R245fa、R134a为工质，在内径为4.3 mm的小直径内螺纹管内进行流动沸腾实验，采集传热系数和摩擦压降数据，评估了几种流动沸腾换热和压降估算模型的可靠性。Jige等[13]研究了R32在当量直径为2.1、2.6、3.1 mm的3种水平小直径内螺纹管内的流动沸腾换热和摩擦压降，发现在低热流密度的情况下，内螺纹管的结构对传热的影响占主导地位。

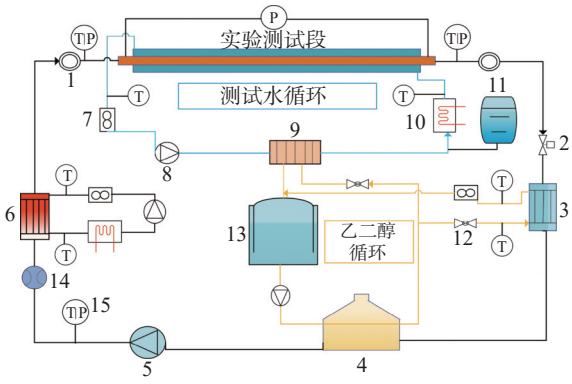
目前，针对R513A在管内两相换热方面的研究仍然较少。Diani等[14-15]以R513A为工质，通过实验比较了内径3.5 mm的光管和内径3.4 mm的

内螺纹管的换热性能，结果表明，内螺纹管比光管具有更好的强化换热效果，但在高质量流速的情况下，强化效果不明显。Arcasi 等[16] 研究了 R513A 在内径 6.00 mm 水平不锈钢管内的流动沸腾换热，给出了饱和温度、质量流量和热通量对传热系数的影响，并与相同工况下的 R134a 进行对比，对传热系数关联式进行了评估。

针对 R513A 在管内流动沸腾换热性能的研究较少，且现有研究仅限于小管径。本文利用自主搭建的单管管内两相流动换热测试平台，进行 R513A 在水平光滑管和内螺纹管（外径 9.52、12.70 mm）管内的流动沸腾换热实验研究，分析质量流速、蒸发温度、管径、热流密度等因素对管内流动沸腾传热系数和两相流动压降的影响，并且将实验结果与现有的传热系数经验关联式进行比较，为新型环保制冷剂 R513A 的推广和使用提供相关的数据支持和理论依据。

1　实验系统

实验台集冷凝实验与蒸发实验于一体，图 1 为实验装置示意图。该系统主要由 3 个循环回路构成：制冷工质测试循环、冷却水循环和乙二醇水溶液循环。在制冷工质循环回路中，储存在储液罐里的过冷制冷剂在隔膜泵的驱动下，经过脉冲阻尼器、质量流量计，进入实验测试段。实验测试段为套管结构，内管为待测铜管，外管为不锈钢管，制冷剂在铜管内流动，冷却水在铜管和不锈钢套管之间的套环内相对于制冷剂逆向流动。当蒸发实验时，制冷剂液体通过实验段时被高于制冷剂液体温度的水蒸发为气体，制冷剂气体经过后端冷凝器被冷凝为液体，流回储液罐，再重复下一次循环。制冷剂在进入测试段之前可通过与乙二醇水溶液的热交换控制其进口状态；制冷剂出口状态的控制则是通过调节水侧入口温度、改变制冷剂与水侧的换热量来实现的。



1—视液镜；2—电磁膨胀阀；3—过冷器；4—储液罐；5—隔膜泵；6—预热器；7—电磁流量计；8—变频水泵；9—板式换热器；10—电加热器；11—膨胀水箱；12—阀门；13—恒温水箱；14—质量流量计；15—温度/压力传感器。

图 1　实验装置示意图

Fig.1　Schematic diagram of the experimental device

本实验选取的制冷剂为 R513A，研究其在外径分别为 9.52 、12.70 mm 的水平光滑管及内螺纹管内的传热及压降特性，测试管的主要参数如表 1 所示，内螺纹管示意图如图 2 所示，图中，d_i 为测试管内径。实验工况如下：蒸发温度分别为 5、7、10 ℃；质量流速分别为 100、150、200 kg/(m^2·s)；冷却水流量为 1.4 m^3/h。

2　数据处理与误差分析

2.1　数据处理

首先，根据牛顿冷却公式计算出总传热系数；再用努塞尔法来计算水侧传热系数；最后，用热阻分离法求出制冷剂侧传热系数。

水侧换热量 Q_w 的计算公式为

$$Q_w = c_w m_w (T_{w,out} - T_{w,in}) \tag{1}$$

式中：c_w为进、出口平均水温对应的比热容；m_w为水的质量流量；$T_{w,in}$、$T_{w,out}$分别为水的进、出口温度。

制冷剂侧换热量Q_r的计算公式为

表 1　测试管的主要参数

Tab.1　Main parameters of test tubes

编号	管型	管长/mm	管外径d_o/mm	底壁厚t/mm	齿间距p_f/mm	齿数 n_s	齿顶角γ/(°)	螺旋角β/(°)	齿高e/mm	面积扩展比
ST1	光滑管	2 000	9.52	0.50		0				1.00
RT1	内螺纹管	2 000	9.52	0.31	0.43	65	53	18	0.140	1.40
ST2	光滑管	2 000	12.70	0.70		0				1.00
RT2	内螺纹管	2 000	12.70	0.42	0.57	65	50	18	0.228	1.50

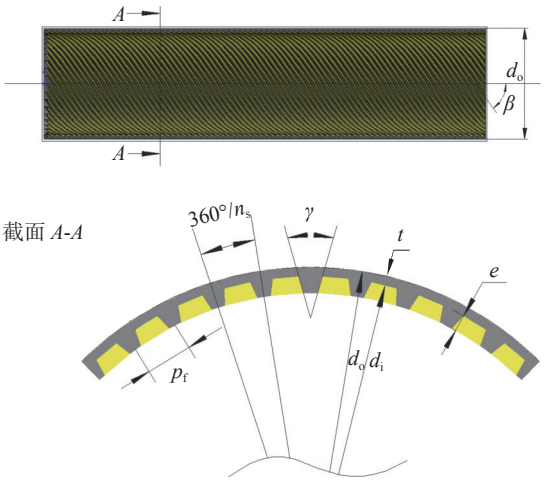


图 2 内螺纹管示意图

Fig.2 Schematic diagram of internally ribbed tube

$$Q_r = m_r(H_{r,in} - H_{r,out}) \tag{2}$$

式中：m_r为制冷剂的质量流量；$H_{r,in}$、$H_{r,out}$分别为制冷剂在测试管进、出口的焓值，可根据对应的制冷剂温度和压力用软件 REFPROP9.0 查出。

测试管的总传热系数 K 为

$$K = \frac{Q_w}{A_o \Delta T_m} \tag{3}$$

式中：A_o为测试管外表面积；ΔT_m为管内外的平均传热温差，可由下式计算：

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln(\Delta T_{max}/\Delta T_{min})} \tag{4}$$

式中：$\Delta T_{max} = T_{w,in} - T$；$\Delta T_{min} = T - T_{w,out}$；$T_{w,in}$为实验段冷却水进口水温；$T_{w.out}$为实验段冷却水出口水温；$T$为制冷剂的蒸发温度。

对于水侧努塞尔数Nu，采用 Gnielinski 经验关联式[17]：

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1\,000)Pr_f}{1 + 12.7\sqrt{f/8}\left(Pr_f^{2/3} - 1\right)} \times \left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{2}{3}}\right]\left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.11} \tag{5}$$

式中：$f = (1.82\lg Re - 1.64)^{-2}$；$Pr_f$、$Pr_w$分别表示流体、以壁面温度为定性温度的流体的普朗特数；d为套管当量直径；l为测试管长度；Re为水的雷诺数。

水侧表面传热系数 h_w 为

$$h_w = \frac{Nu\lambda}{d} \tag{6}$$

式中，λ为平均水温对应的导热系数。

制冷剂侧表面传热系数 h_r 可由热阻分离法得到，

$$h_r = \frac{1}{A_i\left(\frac{1}{KA_o} - \frac{1}{A_o h_w} - \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2\lambda A_o}\right)} \tag{7}$$

式中：A_i为测试管内表面积。

2.2 误差分析

2.2.1 热平衡校核

实验工况中，制冷剂的出口状态为两相流体，无法直接求得制冷剂流体的吸热量。根据热力学第一定律，在不考虑漏热的情况下，采用水侧换热量作为总换热量。为了使实验数据可靠，有必要验证实验系统的热平衡。

采用纯工质 R134a 在外径为 12.7 mm 的光滑管内进行完全蒸发传热实验，测试段的进口为过冷液体，出口为过热蒸汽，过冷度和过热度均大于 5 ℃，保证进、出口为单相流体，制冷剂的质量流量为 10～90 kg/h，对应的质量流速为 25.85～232.65 kg/(m^2·s)，水流量为 1.6 m^3/h。分别采用式 (1) 和式 (2) 计算水侧换热量和制冷剂侧换热量，热平衡校核结果如图 3 所示。完全蒸发实验所有的数据点都在±5% 的误差线内，这表明实验系统的漏热率很小，实验测试系统的热平衡性可以满足要求，因此，可以用水侧换热量代表制冷剂侧的换热量。

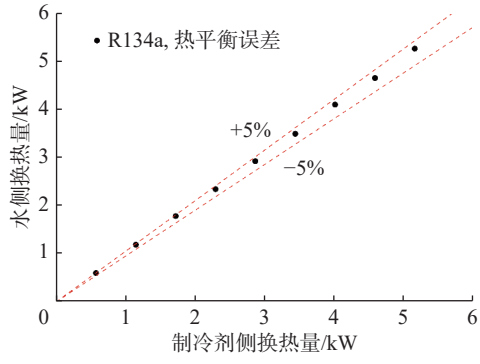


图 3 热平衡校核

Fig.3 Heat balance validation

2.2.2 不确定度分析

由于实验设备本身存在精度误差，直接测量值的不确定度就是实验设备自身的精度误差，而间接测量值的误差在计算过程中具有叠加性。

由式(1)可得，测试段水侧换热量的不确定度为

$$\frac{\delta Q_w}{Q_w} = \sqrt{\left(\frac{\delta m_w}{m_w}\right)^2 + 2\times\left(\frac{\delta T_w}{T_w}\right)^2 + \left(\frac{\delta c_w}{c_w}\right)^2} \tag{8}$$

由式(3)可得，总传热系数的不确定度为

$$\frac{\delta K}{K} = \sqrt{\left(\frac{\delta Q_w}{Q_w}\right)^2 + \left(\frac{\delta A_o}{A_o}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T_m}{\Delta T_m}\right)^2} \tag{9}$$

其余间接测量值的不确定度同理，实验中主要参数的测量和计算的不确定度如表 2 所示。

表 2　不确定度分析

Tab.2　Uncertainty analysis

参数		不确定度
直接测量值	温度/℃	±0.1
	压力变送器/MPa	±0.22%
	制冷剂质量流量/(kg·h^{-1})	±0.5%
	冷却水流量/(m^3·h^{-1})	±0.5%
间接测量值	对数平均温差/K	1.94%
	测试段（水侧）换热量/kW	2.99%
	总传热系数/(kW·m^{-2}·K^{-1})	3.94%
	制冷剂侧传热系数/(kW·m^{-2}·K^{-1})	5.43%

3　结果与数据分析

3.1　传热系数分析

3.1.1　热流密度对传热系数的影响

图 4 给出了 R513A 质量流速 G 为 100 kg/(m^2·s)、外径为 9.52 mm 的光滑管和内螺纹管的传热系数随热流密度的变化情况。随着热流密度 q 的增大，传热系数 h_r 先增大后减小。对于强制对流沸腾，总传热量主要由核态沸腾和对流换热组成，在低干度下，核态沸腾（随干度增大而减小）相对于对流换热占主导作用。因此，无论是光滑管还是内螺纹管，热流密度对传热系数的影响都是显著的。由图 4 还可以看出，光滑管的传热系数随热流密度变化的斜率相较于内螺纹管的更大。这种差异说明 R513A 在光滑管的相变过程中，核态沸腾起主导作用。因为随着热流密度的增大，管道内壁面上更多的核化点被激活，核态沸腾效应增强；而内螺纹管中是两相强制对流起主导作用。

3.1.2　管径对传热系数的影响

图 5 为 R513A 在蒸发温度为 7 ℃、不同质量流速、不同管径的光滑管内的传热系数对比。可以发现：在相同质量流速下，外径 9.52 mm 光滑管的传热系数比 12.70 mm 光滑管的传热系数高 13.91%～19.77%；并且在同一管径下，随着热流密度的增大，制冷剂的传热系数先增大后减小。

单位传热面积上的制冷剂质量流量m_r'可以表示为

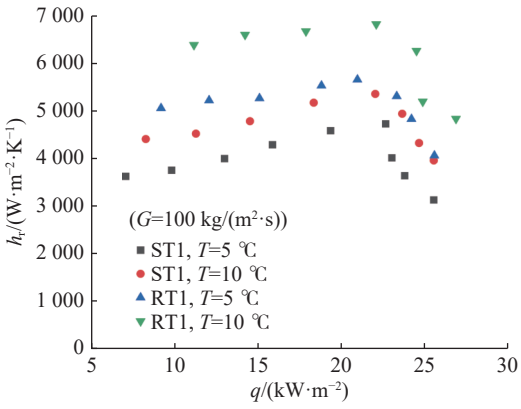


图 4　热流密度对传热系数的影响

Fig.4　Effect of heat flux on heat transfer coefficient

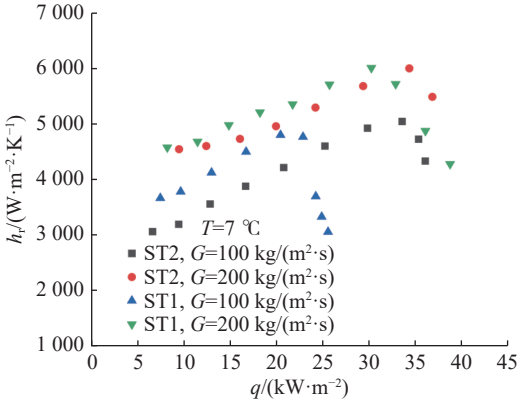


图 5　管径对传热系数的影响

Fig.5　Effect of tube diameter on heat transfer coefficient

$$m_r' = \frac{m_r}{A_i} = \frac{G\frac{1}{4}\pi d_i^2}{\pi d_i l} = \frac{1}{4}\frac{G d_i}{l} \tag{10}$$

对于不同管径的传热管，由式（10）可知：管径越大，单位传热面积上的制冷剂越多，传热热阻也就越大；而管径越小，制冷剂汽化后强制对流对壁面的冲刷越强，边界层与中心流体的换热越充分。因此，在出现局部干涸之前，管径越大，沸腾传热系数越小。随着热流密度的增大，传热系数逐渐增大到某一临界点后开始显著减小，个别工况进入了干涸点，此时，管内多为弥散流[18]。制冷剂气体和测试管内壁面直接接触，制冷剂液滴以弥散状态分布在管道中心，气相 R513A 的导热热阻成为阻碍换热的主要原因，管壁面由于热流无法被带走而不断积聚，使得壁面过热度迅速增加，导致换热恶化，传热系数减小。

3.1.3　蒸发温度对传热系数的影响

图 6 为 R513A 在外径 9.52 mm 光滑管内、质量流速 200 kg/(m^2·s)、不同蒸发温度下，传热系数与热流密度的关系。可以发现，传热系数随着蒸

发温度的升高逐渐增大。为深入分析沸腾换热机理，表 3 给出了不同蒸发温度下 R513A 的物性参数。由表 3 可知，蒸发温度越高，表面张力越小，气泡生成所需的最小尺寸也越小，汽化核心数增加，核态沸腾换热增强。由于测试管较长，管内的沸腾换热过程大多处于环状流状态，随着饱和温度的升高，管内制冷剂 R513A 的气相黏度增大，液相黏度减小，气液黏度比增大，液膜厚度变薄，沸腾传热系数增大。

3.1.4 质量流速对传热系数的影响

图 7 为 R513A 在不同管径的光滑管内、蒸发温度 7 ℃ 时，不同质量流速对传热系数的影响。可以看出，传热系数随着质量流速的增大而增大。这是因为质量流速的增大可以促进流体中心区域与边界层的掺混，强制对流换热增强，从而增强传热；同时，受流体的冲刷作用，气泡在更高的质量流速下脱离速度更快，核态沸腾得到增强，沸腾传热系数增大。如表 3 所示，制冷剂气体和液体由于较大的密度差导致较大的速度差，随着质量流速的增大，气液流速差也增大，湍流程度更剧烈，换热效果更强。

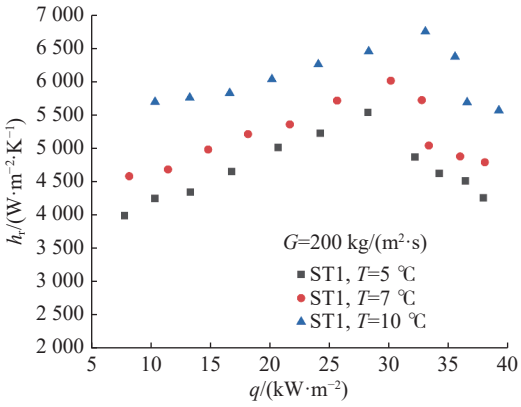
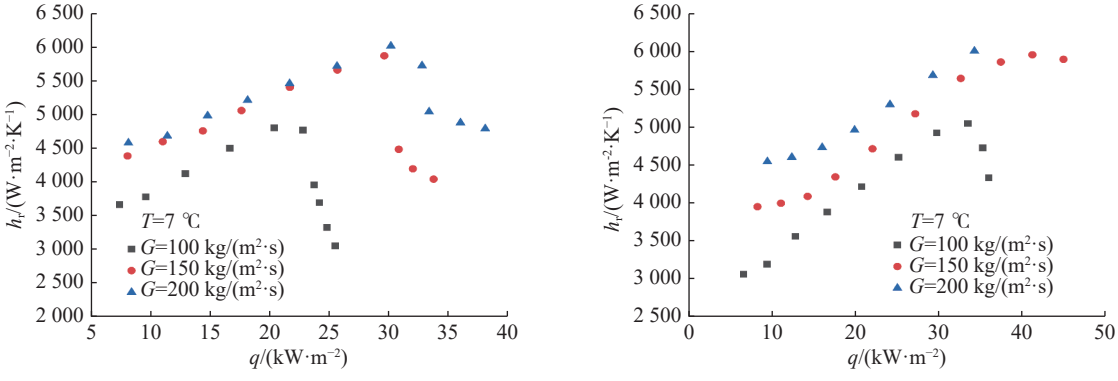


图 6 蒸发温度对传热系数的影响

Fig.6 Effect of evaporation temperature on heat transfer coefficient



(a) ST1 (b) ST2

图 7 质量流速对传热系数的影响

Fig.7 Effect of mass flow rate on heat transfer coefficient

表 3 不同蒸发温度下 R513A 的物性参数

Tab.3 Properties of R513A at different evaporation temperatures

蒸发温度/℃	表面张力/(mN·m^{-1})	液体密度/(kg·m^{-3})	气体密度/(kg·m^{-3})	液相黏度/(μPa·s)	气相黏度/(μPa·s)	热导率/(mW·m^{-1}·K^{-1})	汽化潜热/(kJ·kg^{-1})
5	9.9422	1224.9	18.515	225.04	10.775	80.489	179.22
7	9.6639	1218.3	19.770	219.52	10.852	79.716	177.75
10	9.2501	1208.2	21.780	211.53	10.967	78.563	175.49

当质量流速增大时，轴向切应力对液膜施加的力增大，液膜变薄，换热阻力减小，沸腾传热系数增大。随着换热过程的进行，液膜更薄且气体流速更快，液膜在剪切力的作用下发生“破碎”，出现局部干涸，导热系数较低的制冷剂蒸汽和管壁直接接触，传热发生恶化，壁面温度也随之升高。在相同的热流密度下，低质量流速时更容易出现局部干涸点，这是因为测试管中制冷剂质量流量小，在相同热流密度下更容易被蒸干，同时，在高质量流速下壁面热量可以被迅速带走，从而使得壁面温度保持较低水平。

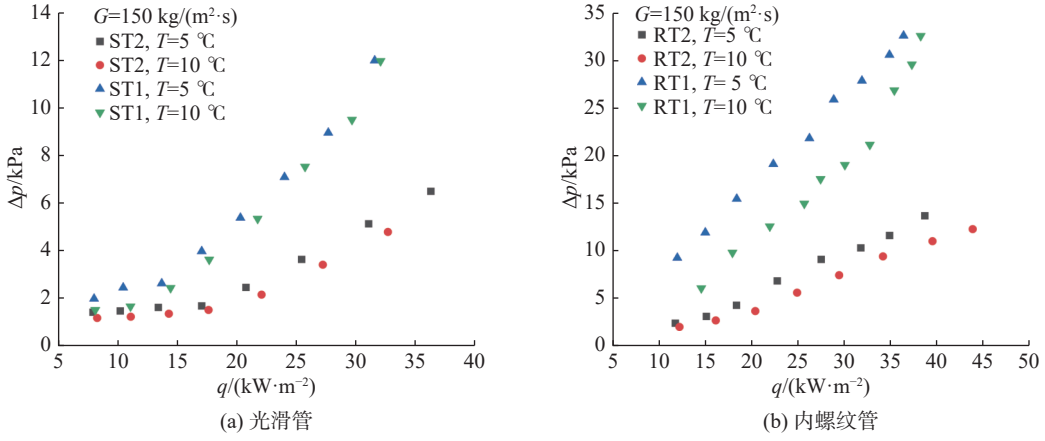
由图 7 还可以看出，在相同的质量流速下，小管径的传热系数较大管径的更大，这主要是因为管径较小时流体对壁面的冲刷更强，换热更充

分。并且，在 9.52 mm 管中局部干涸发生得更早，这主要是因为换热管管径越小，分布在管壁面上的制冷量越少，受限空间内的液体在汽化为气体后，体积迅速膨胀且流速变快，气体对壁面的冲刷作用变强，管壁上液态制冷剂在相同的热流密度下更容易被蒸干，使得局部干涸提早出现。

3.2　压降分析

3.2.1　管径对压降的影响

图 8 给出了质量流速为 150 kg/(m^2·s) 时管径对流动沸腾压降的影响。可以看出，无论是光滑管还是内螺纹管，管内流动沸腾压降随着管径的变小而增大。对于光滑管来说，9.52 mm 铜管对应的压降是 12.70 mm铜管的 1.4～2.4 倍；对于内螺纹管，9.52 mm 铜管的压降为 12.70 mm 铜管的 2.4～3.8 倍。这是由于发生汽化后流体迅速膨胀，管径越小，流体对壁面和液膜的冲刷越剧烈，摩擦压降也越大。内螺纹管的总压降是光滑管的 1.06～1.8 倍，这主要是因为内螺纹存在一定的螺旋角，对流体的流动有阻碍作用。除此之外，内螺纹会使制冷剂与传热管的接触面积增大，摩擦压降也随之增大。根据文献 [19]，摩擦压降占管内总压降的 90% 以上，因此，当管径越小且具有内螺纹结构时，摩擦压降越大，总压降也越大。



(a) 光滑管　　(b) 内螺纹管

图 8　管径对压降的影响

Fig.8　Effect of tube diameter on pressure drop

3.2.2　蒸发温度对压降的影响

图 9 为光滑管内 R513A 质量流速为 150 kg/(m^2·s) 时蒸发温度对流动沸腾压降的影响，随着蒸发温度的降低，总压降提高了 23.70%～50.32%。对于同一根换热管，在干度和质量流速相同时，加速压降占管内总压降比例较小，管内总压降的变化主要受摩擦压降的影响。由表 3 可知：在相同热流密度下，当蒸发温度降低时，R513A 的气相密度减小，体积流量增大，使得两相流的平均流速和气相流速增大，从而导致摩擦压降的增大；且随着蒸发温度的降低，R513A 饱和液体的黏度显著增大，流体表面张力作用增强，壁面与液体的摩擦压降增大，相同热流密度下对应的总压降更大。

R513A 在管内蒸发时，液体生成大量气泡，气泡在受限空间内迅速生长和聚集，阻碍液体的流动，导致压降增加，从而诱发热拥塞现象。在相同热流密度及质量流速的情况下，蒸发温度从 10 ℃ 降低到 5 ℃ 时，由表 3 可以算出液体的汽化潜热升高 2.12%，气相密度降低 15.00%，进而可以算出蒸发的气体量减少了 2.08%，气体体积增加了 15.20%，气相对液体的流动阻碍作用更强，使得摩擦压降增大。因此，总压降也相应增大。

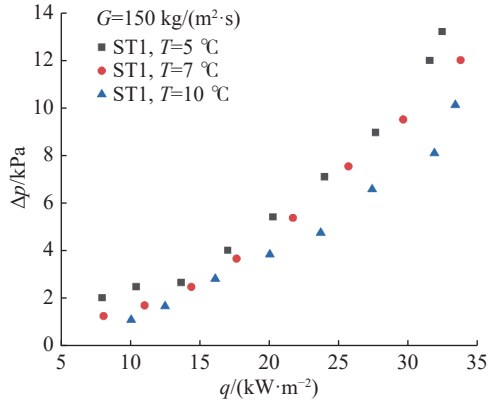


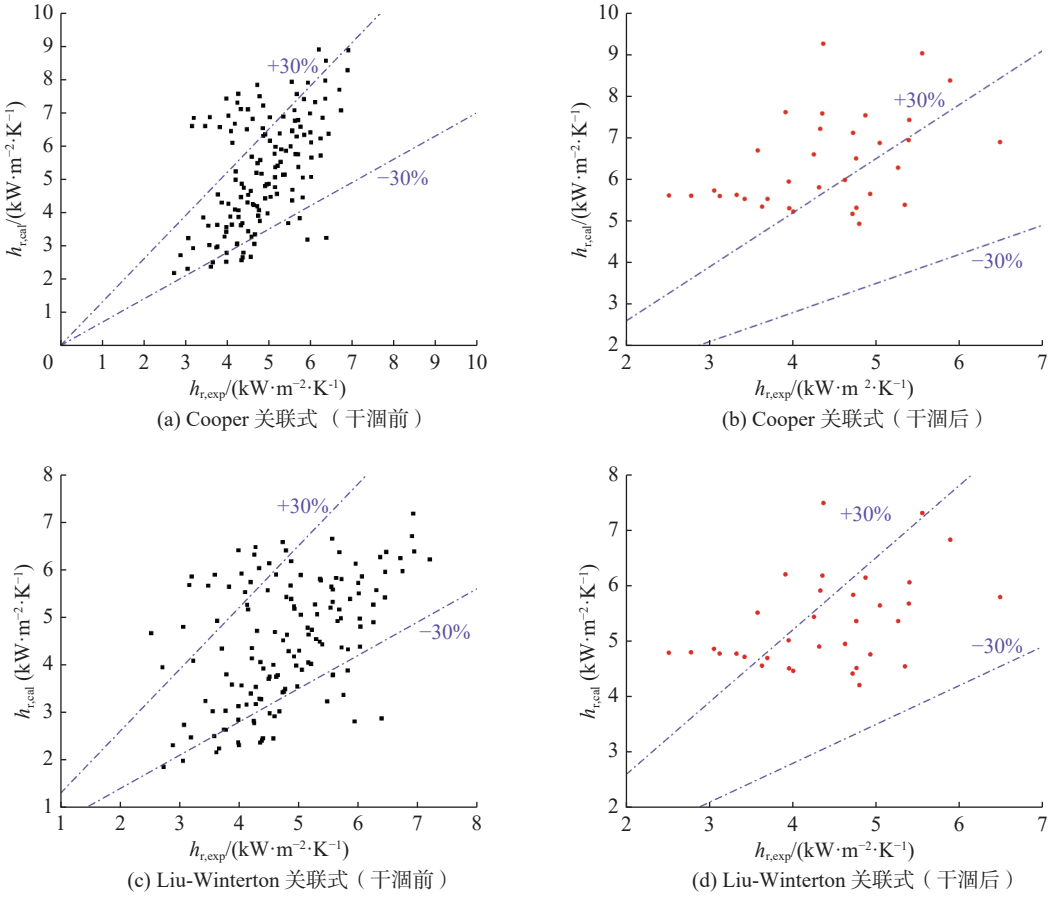
图 9　蒸发温度对压降的影响

Fig.9　Effect of evaporation temperature on pressure drop

3.3　沸腾传热系数实验值与预测值的对比

本研究选用 Cooper[20] 和 Liu-Winterton[21] 关联式

对 R513A 在外径为 9.52、12.7 mm 的水平光滑管中流动沸腾换热系数进行预测。这两种关联式的预测结果如图 10 及表 4 所示，下标 cal 表示预测值，下标 exp 表示实验值。由表 4 可知：在干涸发生前，R513A 在 9.52、12.7 mm 水平管内流动沸腾传热系数的预测准确度均较高，Liu-Winterton 关联式的平均相对误差在 20% 以内；在干涸发生后，Cooper 关联式的预测偏差较大，这主要是因为关联式对于干涸时的临界干度预测性较差，没有考虑局部干涸的发生。



(a) Cooper 关联式（干涸前） (b) Cooper 关联式（干涸后）

(c) Liu-Winterton 关联式（干涸前） (d) Liu-Winterton 关联式（干涸后）

图 10 沸腾传热系数实验值与关联式预测值对比

Fig.10 Comparison between the experimental values of boiling heat transfer coefficient and the predicted values of the correlations

表 4 预测关联式的精度分析

Tab.4 Accuracy analysis of predictive correlations

预测关联式	干涸前平均绝对误差	干涸前平均相对误差	干涸后平均绝对误差	干涸后平均相对误差
Cooper	23.99%	8.25%	50.17%	50.17%
Liu-Winterton	18.53%	−8.94%	28.36%	25.23%

4 结 论

以外径 9.52 mm 和 12.70 mm 的光滑管及内螺纹管为研究对象，进行了 R513A 在管内流动沸腾的换热实验，研究了质量流速分别为 100、150、200 kg/(m^2·s)，蒸发温度分别为 5、7、10 ℃，热流密度为 5～55 kW/m^2 的实验工况下，各因素对传热系数和两相流动压降的影响。得到以下结论：

a. 质量流速越大，管内传热系数越大，质量流速从 100 kg/(m^2·s) 增大到 200 kg/(m^2·s)，管内传热系数增大了 15.38%～42.33%。在相同热流密度下，低质量流量工况更容易达到局部干涸点。

b. 蒸发温度越高，管内沸腾传热系数越大，蒸发温度为 10 ℃ 时的传热系数比 5 ℃ 时增大了 25.26%～47.26%；压降随着蒸发温度的降低而升高，蒸发温度从 10 ℃ 降到 5 ℃ 时，总压降提高了 23.70%～50.32%，这主要是由于 R513A 液体黏度的变化。

c. 管径越小，管内的沸腾传热系数越大，管内压降也越大。9.52 mm 光滑管内传热系数比 12.70 mm 光滑管的高 13.91%～19.77%，9.52 mm换热管内流

动沸腾压降是 12.70 mm 管内压降的 1.4～3.8 倍。螺纹管内的特征结构使得管内流体扰动增强，增强了换热性能，但也增大了压降。

d. 随着热流密度的增加，R513A 在管内的沸腾传热系数出现先增大后减小的趋势。在光滑管中，当流体发生相变时，核态沸腾起主导作用，而在内螺纹管中强制对流起主导作用。

f. 基于光滑管管内流动沸腾换热实验结果，对 Cooper 和 Liu-Winterto 沸腾换热关联式预测结果进行了比较，Liu-Winterton 关联式预测精度更高，干涸前平均绝对误差为 18.53%，干涸后平均绝对误差为 28.36%。

参考文献：

[1] 陈光明, 高能, 朴春成. 低碳制冷剂研究及应用最新进展[J]. 制冷学报, 2016, 37(1): 1−11,31.

[2] MAKHNATCH P, MOTA-BABILONI A, LÓPEZ-BELCHÍ A, et al. R450A and R513A as lower GWP mixtures for high ambient temperature countries: experimental comparison with R134a[J]. Energy, 2019, 166: 223−235.

[3] MOTA-BABILONI A, MAKHNATCH P, KHODABANDEH R, et al. Experimental assessment of R134a and its lower GWP alternative R513A[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 74: 682−688.

[4] 王红燕, 章立标, 白新成, 等. R513A 替代 R134a 应用于螺杆式冷水 (热泵) 机组的试验研究 [J]. 制冷与空调, 2021, 21(4): 76−81.

[5] ZHANG Z P, WANG Y, WU X K, et al. Theoretical and experimental research on the performance of twin screw compressor using R513A as R134a replacement[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2021, 235(2): 170−177.

[6] YILDIZ A, YILDIRIM R. Investigation of using R134a, R1234yf and R513A as refrigerant in a heat pump[J]. International Journal of Environmental Science and Technology, 2021, 18(5): 1201−1210.

[7] WANG D B, FANG J H, LI L L, et al. Experimental study of the heat transfer of supercritical R1234yf as a substitute for R134a in a horizontal micro-fin tube[J]. International Journal of Refrigeration, 2022, 144: 1−13.

[8] MANCIN S, DIANI A, ROSSETTO L. Experimental measurements of R134a flow boiling inside a 3.4-mm ID micro-fin tube[J]. Heat Transfer Engineering, 2015, 36(14/15): 1218−1229.

[9] DIANI A, ROSSETTO L. Experimental analysis of refrigerants flow boiling inside small sized microfin tubes[J]. Heat and Mass Transfer, 2018, 54(8): 2315−2329.

[10] LONGO G A, MANCIN S, RIGHETTI G, et al. Saturated R134a flow boiling inside a 4.3 mm inner diameter microfin tube[J]. Science and Technology for the Built Environment, 2017, 23(6): 933−945.

[11] LONGO G A, MANCIN S, RIGHETTI G, et al. R245fa flow boiling inside a 4.2 mm ID microfin tube[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2017, 923: 012016.

[12] RIGHETTI G, LONGO G A, ZILIO C, et al. R1233zd(E) flow boiling inside a 4.3mm ID microfin tube[J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 91: 69−79.

[13] JIGE D, INOUE N. Flow boiling heat transfer and pressure drop of R32 inside 2.1 mm, 2.6 mm and 3.1 mm microfin tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 134: 566−573.

[14] DIANI A, BRUNELLO P, ROSSETTO L. R513A condensation heat transfer inside tubes: microfin tube vs. smooth tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 152: 119472.

[15] DIANI A, ROSSETTO L. R513A flow boiling heat transfer inside horizontal smooth tube and microfin tube[J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 107: 301−314.

[16] ARCASI A, MASTRULLO R, MAURO A W, et al. Experiments of convective evaporation of refrigerant R513A in a horizontal stainless-steel tube[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2023, 2509: 012025.

[17] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flows[J]. International Chemical Engineering, 1976, 16(2): 359−368.

[18] TORFEH S, KOUHIKAMALI R. Numerical investigation of mist flow regime in a vertical tube[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2015, 95: 1−8.

[19] COLOMBO L P M, LUCCHINI A, MUZZIO A. Flow patterns, heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation of R134A in microfin tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(8): 2150−2165.

[20] 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.

[21] GUNGOR K E, WINTERTON R H S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1986, 29(3): 351−358.

（编辑：董　伟）