

文章编号:0253-4339(2020)01-0103-09  
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2020.01.103

5 mm 微肋管内 R404A 沸腾换热模型的适配性

何 宽 柳建华 余肖霄 冯光东

(上海理工大学能源与动力工程学院 上海 200093)

**摘 要** 本文针对 5 mm 微肋管内 R404A 流动沸腾换热进行实验研究,并将研究结果与筛选出的一批换热模型进行适配性验证。实验工况:热流密度 5~25 kW/m<sup>2</sup>、饱和温度 0 ℃、质量流率 200~500 kg/(m<sup>2</sup>·s)、干度为 0.1~0.9。结果表明:Zhang Xiaoyan 等的模型由于工质热物性差异较大,过高的预测了部分数据;Liu Zhongliang 等的模型低估了热流密度对传热系数的影响,过低的预测了实验数据;S. M. Kim 等的模型不能体现高干度区域传热系数的衰减,整体预测精度不高;K. E. Gungor 等的模型能够很好的解释管内传热的过程,同时预测精度较高,平均绝对偏差仅 27.46%。乘以修正系数 1.372 后的模型平均绝对偏差仅为 8.95%,落在 30%偏差带上的数据多达 98.18%。  
**关键词** 换热模型;两相流;沸腾;小管径;R404A  
**中图分类号**:TK124;TB61<sup>+</sup>1 **文献标识码**:A

Suitability of R404A Boiling Heat Transfer Correlations for 5 mm Microfin Tube

He Kuan Liu Jianhua Yu Xiaoxiao Feng Guangdong

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

**Abstract** The flow boiling heat transfer of R404A in a 5 mm micro-fin tube was studied. A number of flow boiling heat transfer models were selected by comparing the deviation between experimental results and theoretical calculations through a large amount of data to demonstrate the applicability of the models. The experimental conditions were as follows: The heat flux was 5–25 kW/m<sup>2</sup>, saturation temperature 0 ℃, mass flow rate 200–500 kg/(m<sup>2</sup>·s), and vapor quality 0.1–0.9. The results show that the Zhang Xiaoyan et al.’s model overestimates part of the data because of the great difference of thermophysical properties. Furthermore, the Liu Zhongliang et al.’s model underestimates the influence of the heat flux and underestimates most of the experimental data. The model proposed by S. M. Kim et al cannot reflect the decrease of the heat transfer coefficient in high vapor quality areas and its prediction accuracy is low. K. E. Gungor et al.’s model well explains the process of heat transfer inside a tube with a 27.46% mean absolute deviation; 98.18% of the predicted points is within a ±30% range and the mean absolute deviation is 8.95% after multiplied by a modified ratio 1.372.  
**Keywords** heat transfer correlations; two-phase flow; boiling; small diameter; R404A

由于部分制冷剂对臭氧层的破坏,CFCs、HCFCs 类工质的替代一直是国际上的热门话题<sup>[1]</sup>。三元近共沸制冷剂 R404A 作为一种典型的替代物,具有良好的热力性能和极高的安全等级<sup>[2]</sup>,得到很多国家的认可,目前广泛应用于冷藏运输等商业市场。  
换热器紧凑化可以减小制冷剂泄漏造成的环境污染,同时缓解全球能源危机。缩小管径的直接影响就是管内表面传热系数的提升和制冷剂充注量的减少,由于壁厚和工质液膜的减薄,极大的提升了单位体积制冷剂与内壁的接触面积,换热效果得到有效提升<sup>[3-4]</sup>。目前国内外学者对制冷工质在小管径或微

通道中的换热特性进行了大量研究<sup>[5-10]</sup>,但由于混合工质在管内蒸发过程相比纯工质更加复杂,针对混合工质的两相沸腾换热预测模型较少。已有的研究结果或预测模型多数是针对各自的研究对象以及有限的测试工况,不同研究者对细小管径内相变流动换热机理存在分歧。  
对于微肋管内流动沸腾换热研究与模型预测,S. Koyama 等<sup>[11]</sup>将核态沸腾表面传热系数与对流沸腾表面传热系数算数叠加,提出了微肋管的沸腾表面传热系数模型,该模型包含平均内径、质量流速及工质各相的物性参数等因子,但忽略了肋片的几何参数。

A. Cavallini 等<sup>[12]</sup>提出了混合工质沸腾表面传热系数模型,也采用了简单的算数叠加,研究得到微肋管的表面传热系数与齿高、螺纹数、内径、内壁温度、质量流速等因素有关,该模型还考虑了混合工质的温度滑移。J. R. Thome 等<sup>[13]</sup>于 1997 年提出了水平微肋管内的沸腾换热模型,使用渐近线法叠加两种换热方式,该模型适用于环状流。他认为核态沸腾系数看作热流密度的函数,同时考虑到对流表面传热系数受强化管的作用,引入了修正系数。就细小管径而言,Zhang Xiaoyan 等<sup>[14]</sup>基于 R417A 在水平微肋管内流动沸腾的实验结果,以 J. R. Thome 等<sup>[13]</sup>提出的微细管模型为基础,调整对流表面传热系数,引入增强因子拟合出新的模型。新模型与实验数据对比表明,相比 J. R. Thome 等<sup>[13]</sup>的模型,该模型对其实验数据预测精度较高,平均偏差减少 30%~50%。Wu Zan 等<sup>[15]</sup>针对 R22 和 R410A 在 5mm 微肋管内进行了对流沸腾实验,并基于已有文献的数据开发了一种新的

通用半经验模型。模型覆盖的直径范围为 2.1~14.8 mm,质量流速为 100~650 kg/(m<sup>2</sup>·s),适用于塞状流和环状流。统计结果显示该模型的平均绝对误差仅为 15.4%,但其热流密度覆盖范围较窄,且与 R404A 是否适配未知。

实际应用中,为了将小管径技术应用于冷藏车和冷柜等冷链中末端产品,需针对 R404A 在小管径内沸腾换热特性拟合一个精确度较高的预测模型。本文进行 5 mm 微肋管内 R404A 的流动沸腾换热实验,将实验数据与现有预测精度较高的模型进行对比,拟合了与冷链用 R404A 换热器匹配度较高的模型,为小管径换热器在冷藏运输的推广提供理论指导。

# 1 实验研究

## 1.1 实验设备及循环描述

用于研究 R404A 在 5 mm 微肋管内沸腾传热的实验装置如图 1 所示。

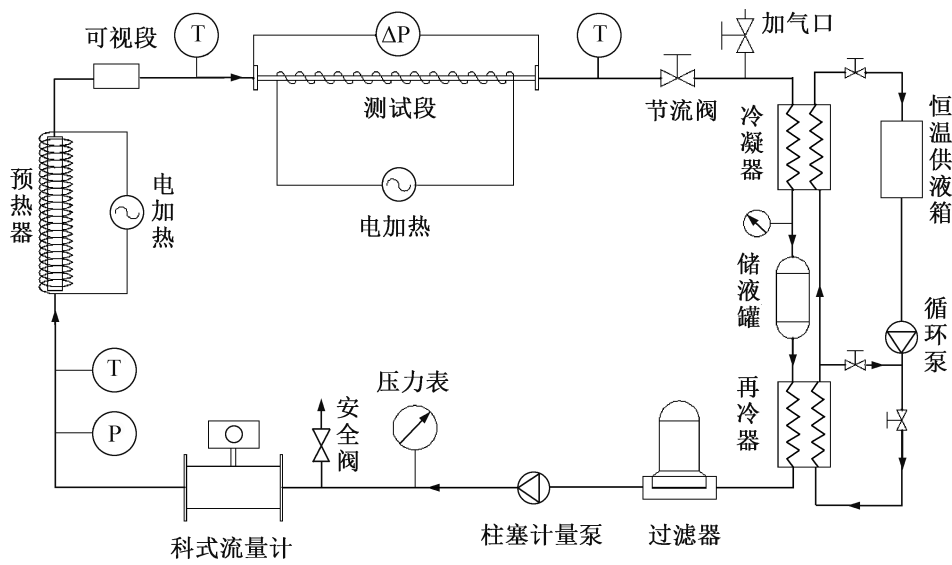


图 1 测试系统实验装置  
Fig.1 The experimental apparatus of test system

实验装置共有两个循环回路:制冷剂主循环和载冷剂二级循环。制冷剂主循环回路包括实验段、可视段、预热器、科式流量计、柱塞计量泵和储液器;二级回路流经冷凝器和再冷器,使用乙二醇水溶液作为载冷剂。

本实验研究的是制冷工质在管内的两相流动沸腾换热,只需要为工质在管内的循环提供动力,不需要将制冷剂压缩。本实验装置使用柱塞计量泵代替压缩机,既能精确调节制冷剂的质量流量,也有利于降低实验装置运行时的系统压力,提高系统安全性能。储液器在整个系统中起缓冲与稳压的作用,保证

实验稳定运行。

主循环为 R404A 制冷剂循环,过冷工质首先通过柱塞计量泵被泵入科式流量计,科式流量计可以测量液体的质量流量,配合柱塞泵的行程调节旋钮可实现质量流量的精确控制。随后流体进入预热器,预热器用来控制测试段入口处流体特定的干度。随后制冷剂通过外径为 5 mm,长度为 540 mm 的水平微肋铜管,在管内实现蒸发相变。二级回路是载冷剂水溶液回路,由恒温供液箱供液,PID 控制器可精确控制溶液温度。载冷剂水溶液流经冷凝器与再冷器,与主回路制冷剂工质进行热交换,随后返回溶液箱。其中

冷凝器安置在实验段出口,通过控制载冷剂的质量流量来调节测试段出口压力;再冷器安置在柱塞计量泵入口处,保证泵入口工质呈过冷状态,避免发生气穴现象,有利于减小振动提高泵的性能,并防止过流部件发生腐蚀。整个系统的温度由热电偶测量,压力通过压力传感器和压差传感器测量。

实验段为一个根长为 540 mm,外径为 5 mm 的微肋铜管。管型依据标准 GB/T 20928—2007<sup>[16]</sup> 选

定,微肋管结构如图 2 所示,几何参数如表 1 所示。实验段施加的热流密度来自外表面均匀缠绕的电加热丝。管壁温度由 T 型热电偶测量,热电偶焊接在测试段的 5 个位置。每个位置有 4 个热电偶,分别在顶部、底部、左侧、右侧 4 个方位,每个方位间隔 90°,具体的布置如图 3 所示。为了减小漏热量带来的系统误差,保证测量精度,在实验段外表面包有保温棉。保温材料选择聚乙烯,导热系数仅为 0.038 W/(m·K)。

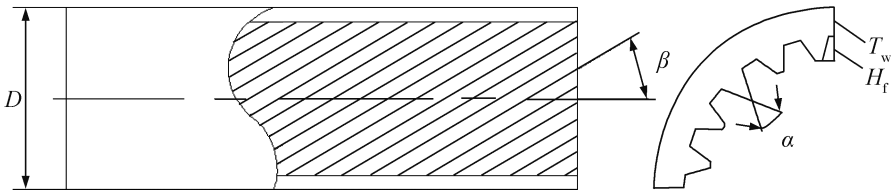


图 2 微肋管的结构  
Fig.2 The structure of micro-fin tubes

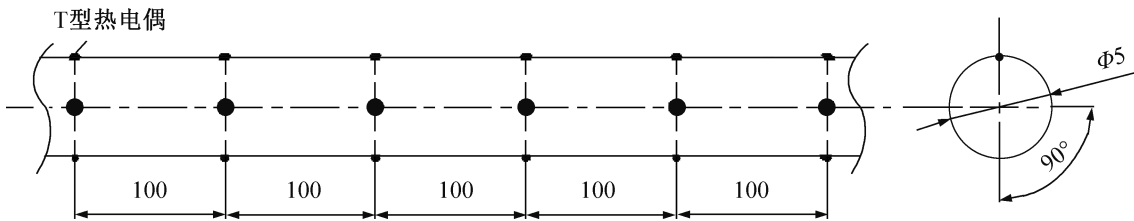


图 3 测试段热电偶轴向和径向布置(单位:mm)  
Fig.3 Axial and radial layout of resistance thermometer in experiment phase

表 1 微肋管结构参数  
Tab.1 Dimensions of micro-fin tube

| 结构参数                    | 数值   |
|-------------------------|------|
| 螺纹数                     | 38   |
| 螺旋角 $\beta/(^{\circ})$  | 18   |
| 齿顶角 $\alpha/(^{\circ})$ | 40   |
| 底壁厚 $T_w/\text{mm}$     | 0.20 |
| 齿高 $H_f/\text{mm}$      | 0.14 |

多的实验数据,最终进行更加可靠的模型适配性分析,选取了如表 2 所示的实验工况。

表 2 实验测试工况  
Tab.2 Test conditions of experiment

| 参数                            | 数值      |
|-------------------------------|---------|
| 质量流速/(kg/(m <sup>2</sup> ·s)) | 200~500 |
| 热流密度/(kW/m <sup>2</sup> )     | 5~25    |
| 测试干度                          | 0.1~0.9 |
| 饱和温度/℃                        | 0       |

1.2 实验工况及测试方法

本实验系统通过调节预热器和实验段外表面电加热丝的加热功率,实现对测试段工质入口干度和测试段热流密度的控制;通过调节制冷剂的质量流量控制实验系统的质量流速,调节冷凝器的质量流量可以控制测试段出口压力,进一步控制测试段工质的饱和压力,借助饱和压力和工质热物性计算软件 NIST 可以推算出制冷剂的饱和温度。对管壁的温度、测试段的热流密度、制冷剂的饱和温度等参数进行二次计算,最终得出表面传热系数。为了考察较为广泛的热流密度、质量流速范围内的表面传热系数,并采集更

2 数据推导及不确定度分析

2.1 实验数据推导

表面传热系数可由热流密度和管内壁温与饱和温度的温差计算得到。将圆管假设为具有内热源的一维稳态导热模型,借助热电偶测得的管外壁温度:

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

通过电功率计直接测得测试段的加热功率,随后计算出测试段的热流密度:

$$q = \frac{Q}{\pi D_i L}$$

(2)

计算可得表面传热系数:

$$\alpha = \frac{q}{T_{w, in} - T_r}$$

(3)

入口段干度和局部干度不能直接测得,可通过焓值二次计算得到。利用预热器上的能量守恒可以计算出测试段的入口焓值:

$$h_{pre} = h_s + \frac{Q_{pre}}{m}$$

(4)

利用内插法计算出入口处的干度:

$$x_{in} = \frac{h_{pre} - h_1}{h_2 - h_1}$$

(5)

同理可得到测量点的局部干度:

$$x_{in} = \frac{h_z - h_1}{h_2 - h_1}$$

(6)

$$h_z = h_{pre} + \frac{4L_z q}{GD_i}$$

(7)

2.2 实验参数不确定度分析

由于实验误差,因此各个参数均具有一定的不确定度,部分参数只能通过二次计算得来,会涉及不确定度的传播性。本文对所需变量进行了不确定度分析,误差传播定律采用文献[17]中提出的方法,结果如表3所示。

表 3 实验参数不确定度  
Tab.3 Uncertainty of experimental parameters

| 参数              | 不确定度                               |                                    |
|-----------------|------------------------------------|------------------------------------|
|                 | 干涸前                                | 干涸后                                |
| 饱和温度 $T_r$      | $\pm 0.05\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $\pm 0.08\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| 质量流速 $G$        | $\pm 1.3\%$                        | $\pm 2.5\%$                        |
| 热流密度 $q$        | $\pm 0.6\%$                        | $\pm 6.5\%$                        |
| 干度 $x$          | $\pm 0.02\%$                       | $\pm 0.1\%$                        |
| 表面传热系数 $\alpha$ | $\pm 6.6\%$                        | $\pm 19.2\%$                       |

表3中的不确定度由两部分组成,第一部分来自干涸前的数据点,第二部分来自干涸后的数据点。干涸前的数据点虽然约占90%,但由于干涸发生后的管内的特殊状态,因此将该部分参数的不确定度也在表中列出。

3 实验结果与分析

3.1 模型适配性的评估方法

由于管径不同,制冷剂在管内相变的机理也不

同,微肋管内表面的螺纹会对流动换热造成一定的影响。因此本文筛选预测模型的方法优先考虑细小管径模型,其次考虑微肋管模型。结合实验数据,计算模型预测的表面传热系数与实验所获表面传热系数之间的平均绝对偏差(mean absolute deviation, MAD),并结合预测模型与实验数据的趋势偏差,综合评估预测模型与实验数据的适配性。

$$MAD = \frac{1}{N} \sum \frac{|h_{exp} - h_{pred}|}{h_{exp}} \times 100\%$$

(8)

3.2 模型评价

本文筛选了一批细小管径预测模型,部分微肋管模型,具体内容如表4所示。

Zhang Xiaoyan 等<sup>[14]</sup>认为 J. R. Thome 等<sup>[13]</sup>的模型或 A. Cavallini 等<sup>[12]</sup>的模型不能很好的预测微细管道沸腾换热,其研究对象是三元非共沸混合工质 R417A (R134a+R125+R600),由于传质阻力和温度滑移,沸腾时会发生热降解,因此对流表面传热系数没有纯工质的高。Zhang Xiaoyan 等<sup>[14]</sup>的模型给予对流传热部分一个传热抑制因子,修正后的预测模型与 R417A 在水平微肋管内流动沸腾的实验结果对比,其精度比 J. R. Thome 等<sup>[13]</sup>的模型平均偏差减少了30%~50%。

K. E. Gungor 等<sup>[18]</sup>研究的管内沸腾换热模型基于28篇论文的实验研究,4300个数据点,涵盖了7种流体,用于预测水平管道的饱和沸腾换热。该模型也是基于对流沸腾换热与核沸腾换热的算数叠加,适用工况为质量流速  $G = 12.4 \sim 4\,850\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,热流密度  $q = 1.1 \sim 200.0\text{ W}/\text{m}^2$ 。使用 M. G. Cooper<sup>[19]</sup>方程解释核沸腾表面传热系数,并乘以修正系数,使之与流体的干度和各项物性参数相关联。

Liu Zhongliang 等<sup>[20]</sup>采用了 K. E. Gungor 等<sup>[18]</sup>的数据库开发了一个新的预测模型,他认为前人的模型过度使用沸腾数  $Bo$  校正表面传热系数,使用沸腾数校正的原因是:沸腾时内壁面边界层中产生的蒸气会与液体和管壁产生强制对流换热。但 Liu Zhongliang 等<sup>[20]</sup>对此表示怀疑,认为模型中  $Bo$  的对应项应与普朗特数  $Pr$  相关,并以此开发了新的流动沸腾换热模型,结果显示该模型预测精度较高,并证明核沸腾项的确与沸腾数无关。

S. M. Kim 等<sup>[21]</sup>基于31篇论文中针对微细管道的实验研究,共10805个数据点提出一个新的换热模型。该模型适用的范围较广,质量流速为  $19 \sim 1\,608\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,水力直径为  $0.19 \sim 6.50\text{ mm}$ ,干度为  $0 \sim 1$ ,共覆盖18种工质。他综合考虑了沸腾数  $Bo$  和 Lockhart-Martinelli 参数,以及 Dittus-Boetler 提出的

单相表面传热系数。该模型使用渐近线法将两种沸腾的过程。  
腾换热方式叠加,合理解释了两种换热机理此消彼长

表 4 细小管径内沸腾换热关联式  
Tab.4 Correlations of flow boiling heat transfer in micro-tube

|                                  |                                                                                                                                                                                                                                                                                            |
|----------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Zhang Xiaoyan 等 <sup>[14]</sup>  | $\alpha = E_{\text{mf}} \left[ (F_{\text{c}} \alpha_{\text{nb}})^3 + (E_{\text{RB}} \alpha_{\text{cv}})^3 \right]^{1/3}$                                                                                                                                                                   |
|                                  | $\alpha_{\text{cv}} = 0.030\,298\,Re_l^{0.513\,4}Pr_l^{0.4}\lambda_l/\delta$                                                                                                                                                                                                               |
|                                  | $E_{\text{mf}} = 1.89\,(G/G_{\text{ref}})^2 - 3.7\,(G/G_{\text{ref}}) + 3.02$                                                                                                                                                                                                              |
|                                  | $E_{\text{RB}} = \left\{ 1 + \left[ 2.64Re_l^{0.036} \left( \frac{f}{d_r} \right)^{0.212} \left( \frac{l}{d_r} \right)^{-0.21} \left( \frac{\beta}{90^\circ} \right)^{0.212} Pr_l^{-0.024} \right]^7 \right\}^{1/7}$                                                                       |
| K. E. Gungor 等 <sup>[18]</sup>   | $l = (\pi d_r/n)/\tan\beta$                                                                                                                                                                                                                                                                |
|                                  | 适用范围:水平微肋管,环状流                                                                                                                                                                                                                                                                             |
|                                  | $\alpha = E\alpha_{\text{cv}} + S\alpha_{\text{nb}}$                                                                                                                                                                                                                                       |
|                                  | $\alpha_{\text{cv}} = 0.023\,Re_l^{0.8}Pr_l^{0.4}\lambda_l/\delta$                                                                                                                                                                                                                         |
| Liu Zhongliang 等 <sup>[20]</sup> | $\alpha_{\text{nb}} = 55P_{\text{F}}^{0.12}(-\log_{10}P_{\text{F}})^{-0.55}M^{-0.5}q^{0.67}$                                                                                                                                                                                               |
|                                  | $E = 1 + 24\,000Bo^{1.16} + 1.37(1/X_{\text{tt}})^{0.86}$                                                                                                                                                                                                                                  |
|                                  | $S = 1/(1 + 1.15 \times 10^{-6}E^2Re_l^{1.17})$                                                                                                                                                                                                                                            |
|                                  | $X_{\text{tt}} = [(1-x)/x]^{0.9}(\rho_{\text{v}}/\rho_{\text{l}})^{0.5}(\mu_{\text{l}}/\mu_{\text{v}})^{0.1}$                                                                                                                                                                              |
| S. M. Kim 等 <sup>[21]</sup>      | $Re_l = d_rG(1-x)/\mu_{\text{l}}$                                                                                                                                                                                                                                                          |
|                                  | $Bo = q/h_{\text{fg}}G$                                                                                                                                                                                                                                                                    |
|                                  | 适用范围: $D=2.95\sim32\text{ mm}$ , $G=12.4\sim4\,850\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ , $q=1.1\sim200.0\text{ W}/\text{m}^2$                                                                                                                                                             |
|                                  | $\alpha = [(S\alpha_{\text{nb}})^2 + (E\alpha_{\text{cv}})^2]^{0.5}$                                                                                                                                                                                                                       |
| S. M. Kim 等 <sup>[21]</sup>      | $E = [1 + xPr_l(\rho_{\text{l}}/\rho_{\text{v}} - 1)]^{0.35}$                                                                                                                                                                                                                              |
|                                  | $S = (1 + 0.055\,E^{0.1}R)^{-1}$                                                                                                                                                                                                                                                           |
|                                  | 适用范围: $D=2.95\sim32\text{ mm}$ , $G=12.4\sim4\,850\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ , $q=1.1\sim200.0\text{ W}/\text{m}^2$                                                                                                                                                             |
|                                  | $\alpha = (\alpha_{\text{nb}}^2 + \alpha_{\text{cv}}^2)^{0.5}$                                                                                                                                                                                                                             |
| S. M. Kim 等 <sup>[21]</sup>      | $\alpha_{\text{nb}} = \left[ 2\,345 \left( \frac{BoP_{\text{H}}}{P_{\text{F}}} \right)^{0.7} P_{\text{R}} (1-x)^{-0.51} \right] (0.023\,Re_l^{0.8}Pr_l^{0.4}\lambda_l/\delta)$                                                                                                             |
|                                  | $\alpha_{\text{nb}} = \left[ 5.2 \left( \frac{BoP_{\text{H}}}{P_{\text{F}}} \right)^{0.08} We_{\text{fo}}^{-0.54} + 3.5 \left( \frac{1}{X_{\text{tt}}} \right)^{0.94} \left( \frac{\rho_{\text{v}}}{\rho_{\text{l}}} \right)^{0.25} \right] (0.023\,Re_l^{0.8}Pr_l^{0.4}\lambda_l/\delta)$ |
|                                  | $p_{\text{R}} = p/p_{\text{crit}}$                                                                                                                                                                                                                                                         |
|                                  | $We_{\text{fo}} = G^2d_r/\rho_{\text{l}}\sigma$                                                                                                                                                                                                                                            |
| S. M. Kim 等 <sup>[21]</sup>      | 适用范围: $D=0.19\sim6.5\text{ mm}$ , $G=19\sim1\,608\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ , $x=0\sim1$                                                                                                                                                                                        |

3.3 对比结果与分析

Zhang Xiaoyan 等<sup>[14]</sup>的预测值与实验数据精度对比如图 4 所示。由图 4 可知,预测值过高的预测了表面传热系数。偏差度统计显示,该模型预测误差在±30%以内的数据占 30.9%,MAD 为 70.57%,预测精度较低。原因是该模型是针对 R417A 开发的,且该模型考虑了温度滑移对表面传热系数的影响。R417A 的相变温度滑移高于 3℃,而 R404A 的相变温度滑移极小,一般小于 0.8℃,且 R417A 的其他热

物性与 R404A 的相差较大。  
K. E. Gungor 等<sup>[18]</sup>的预测值与实验数据精度对比如图 5 所示。由图 5 可知,与实验数据相比,预测值偏小。偏差度统计显示,该模型预测误差在±30%以内的数据高达 63.6%,MAD 仅为 27.46%,仅从数据偏差度而言,该模型预测精度较高。  
Liu Zhongliang 等<sup>[20]</sup>的预测值与实验数据精度对比如图 6 所示。由图 6 可知,模型对实验数据的预测过小。据统计,该模型预测误差在±30%以内的数

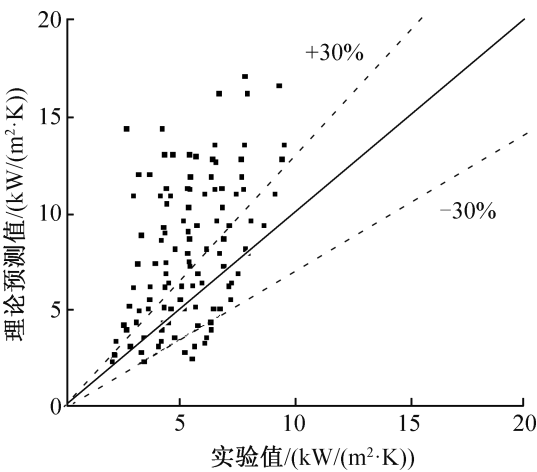


图 4 实验数据与 Zhang Xiaoyan 等<sup>[14]</sup> 的模型  
预测值精度验证

Fig.4 Accuracy verification of experimental against  
theoretical model of Zhang Xiaoyan et al<sup>[14]</sup>

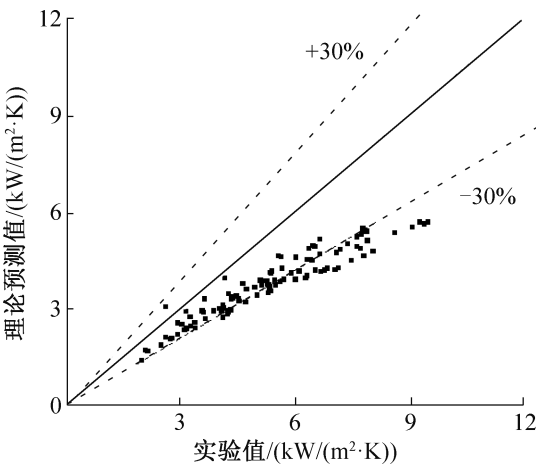


图 5 实验数据与 K. E. Gungor 等<sup>[18]</sup> 的模型  
预测值精度验证

Fig.5 Accuracy verification of experimental against  
theoretical model of K. E. Gungor et al<sup>[18]</sup>

据仅有 5.45%,MAD 为 62.29%,原因是 Liu Zhongliang 等<sup>[20]</sup> 的模型低估了热流密度对表面传热系数的影响。在低干度区间,管内换热方式以核态沸腾为主导,热流密度的增大会引起管避免气泡的产生及脱离,极大强化了核态沸腾换热效果;在中高干度区间,由于管内流型逐渐转变为环状流,液膜的减薄使得对流换热占据主导地位,此时增大热流密度会加速流型的转变,从而恶化传热。Liu Zhongliang 等<sup>[20]</sup> 的模型不能准确的考虑到热流密度对表面传热系数的影响,预测精度较低。

S. M. Kim 等<sup>[21]</sup> 的预测值与实验数据精度对比如图 7 所示。由图 7 可知,模型对部分实验数据的预测偏高,偏差度统计显示,该模型预测偏差在±30%以

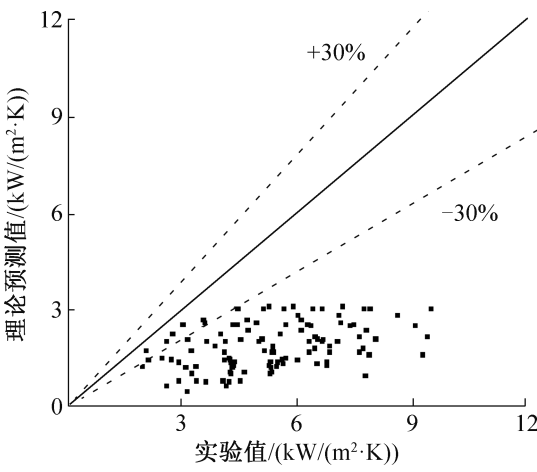


图 6 实验数据与 Liu Zhongliang 等<sup>[20]</sup> 的模型  
预测值精度验证

Fig.6 Accuracy verification of experimental against  
theoretical model of Liu Zhongliang et al<sup>[20]</sup>

内的数据为 54.54%,MAD 为 32.86%。此现象的原因是当管内工质流型转变为环状流后,开始出现干涸现象,此时由于管内流动环境的恶化,流动阻力增大,使表面传热系数急剧下降,S. M. Kim 等<sup>[21]</sup> 的模型过高预测了较高干度时的表面传热系数。

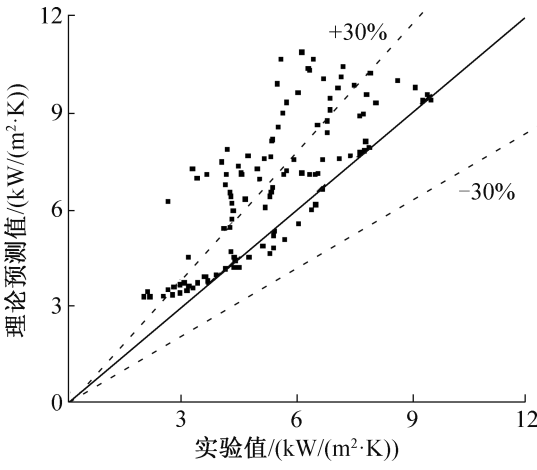


图 7 实验数据与 S. M. Kim 等<sup>[21]</sup> 的模型预测值精度验证

Fig.7 Accuracy verification of experimental against  
theoretical model of S. M. Kim et al<sup>[21]</sup>

分析模型预测值与实验数据偏差度得出,4 个模型中,K. E. Gungor 等<sup>[18]</sup> 的模型对 R404A 在 5 mm 微肋管内的流动沸腾换热预测度最高。为了继续验证该模型的适配性,必须比对预测值与实验数据的趋势关联度。故选取工况  $G = 300 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,  $q = 15 \text{ kW}/\text{m}^2$ ,  $T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  时,将 K. E. Gungor 等<sup>[18]</sup> 的模型预测值和实验数据进行趋势对比,如图 8 所示。由图 8 可知,在 0.1~0.5 的干度区间,模型的表面传热系数趋势能够较佳的预测实验数据的趋势变化;在 0.6~0.9

的干度区间,预测值增速变缓,随后开始下降,同样能够较好的预测趋势变化。出现该趋势是因为:当质量流速等因子保持不变时,在低干度区间,由于管内气泡的逐渐增多,强化了核态沸腾换热;当干度大于 0.6 时,由于管内换热方式逐渐由对流传热主导,然而对流传热对于表面传热系数的贡献没有核态沸腾的高,所以实际情况是表面传热系数开始减小;干涸现象出现后,严重影响对流传热,表面传热系数急剧下降。

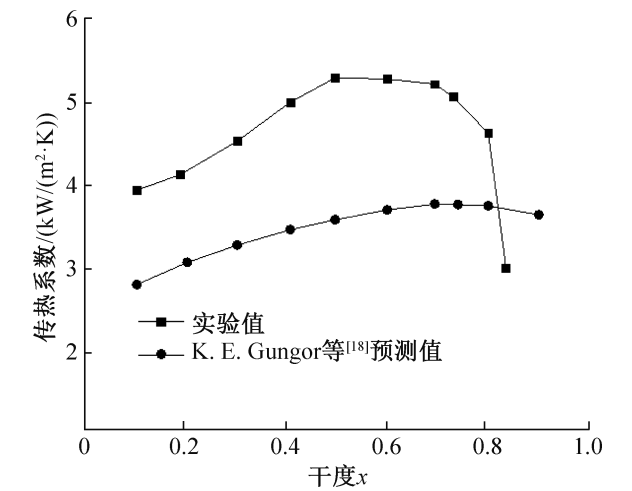


图 8 实验数据与 K. E. Gungor 等<sup>[18]</sup>的模型趋势验证  
Fig.8 Trend verification of experimental against theoretical model of K. E. Gungor et al<sup>[18]</sup>

选取 K. E. Gungor 等<sup>[18]</sup>的模型作为本实验数据的预测模型,并且乘以修正系数 1.372,如图 9 所示。由图 9 可知,修正后的模型能够较好地预测 5 mm 微肋管内 R404A 的沸腾表面传热系数,该模型预测误差在±30%范围内的数据多达 98.18%,MAD 仅为 8.95%。

4 结论

本文针对 R404A 在 5 mm 微肋管内流动沸腾换热进行了实验研究,并对部分预测模型的适配性进行了验证分析,实验工况为  $T=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $q=5\sim 25\text{ kW/m}^2$ 、 $G=200\sim 500\text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)}$ ,针对实验结果与选取的 4 个预测模型,将模型预测值与实验数据进行了对比分析,得到如下结论:

1) 选取的模型中,Zhang Xiaoyan 等<sup>[14]</sup>的模型考虑了相变温度滑移对表面传热系数的影响,由于其研究对象与 R404A 不同,因此过高的预测了实验值;Liu Zhongliang 等<sup>[20]</sup>的模型低估了热流密度对表面传热系数的影响,因此不能很好地预测较高热流密度下的表面传热系数;S. M. Kim 等<sup>[21]</sup>的模型对高干度

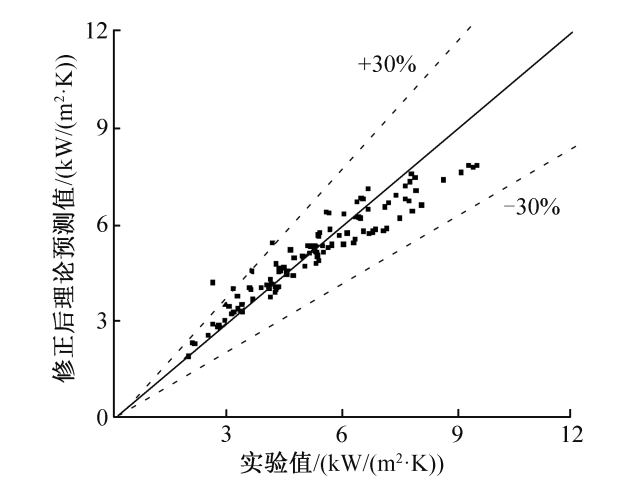


图 9 实验数据与修正后的 K. E. Gungor 等<sup>[18]</sup>模型  
预测值精度验证  
Fig.9 Accuracy verification of experimental against modified theoretical model of K. E. Gungor et al<sup>[18]</sup>

时的表面传热系数预测过高,平均绝对偏差 MAD 为 32.86%,预测性一般。

2) K. E. Gungor 等<sup>[18]</sup>的模型能够较佳的预测实验数据,其趋势很好地解释了管内两相沸腾换热的实际情况;通过整合计算,给予修正系数 1.372,修正后的模型预测误差在±30%范围内的数据多达 98.18%,MAD 仅为 8.95%,预测性较佳,可为 R404A 小管径换热器的应用和推广提供理论指导。

3) 通过不同的方式筛选前人的研究结果,例如制冷剂热力性能近似或实验工况吻合度较高,结合实验验证和对比分析得出适配性较高的模型,通过修正降低偏差度后也可用作理论指导。

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

符号说明

- $\alpha$ ——表面传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$
- $Nu$ ——努塞尔数
- $Re$ ——雷诺数
- $Pr$ ——普朗特数
- $Bo$ ——沸腾数
- $We$ ——韦伯数
- $X_{tt}$ ——马丁内利参数
- $G$ ——质量流速,  $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$
- $d_r$ ——平均内径, m
- $\delta$ ——液膜厚度, m
- $\lambda$ ——导热系数,  $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

$\mu$ ——动力黏度,  $\text{N}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$   
 $\varepsilon$ ——空隙率  
 $x$ ——干度  
 $f$ ——齿高,  $\text{m}$   
 $\beta$ ——螺旋角,  $(^\circ)$   
 $l$ ——齿距,  $\text{m}$   
 $p$ ——压力,  $\text{Pa}$   
 $P_{\text{H}}$ ——加热周长,  $\text{m}$   
 $P_{\text{F}}$ ——湿润周长,  $\text{m}$   
 $n$ ——齿数  
 $M$ ——分子量,  $\text{kg}/\text{kmol}$   
 $q$ ——热流密度,  $\text{W}/\text{m}^2$   
 $\rho$ ——密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$   
 $g$ ——重力加速度,  $\text{m}^2/\text{s}$   
 $\sigma$ ——表面张力,  $\text{N}/\text{m}$   
 $h_{\text{g}}$ ——汽化潜热,  $\text{kJ}/\text{kg}$   
 $T$ ——温度,  $^\circ\text{C}$   
 $h$ ——焓值,  $\text{kJ}/\text{kg}$   
 $\eta$ ——圆管结构参数

下标

nb——核态沸腾  
fo——全液相  
cv——对流换热  
 $l$ ——液相  
crit——临界  
 $v$ ——气相  
pre——预热  
in——入口

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] 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.)  
[3] KIM Y, SEO K, CHUNG J T. Evaporation heat transfer characteristics of R-410A in 7 and 9.52 mm smooth/microfin tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(6): 716–730.  
[4] JUNG D S, RADERMACHER R. Prediction of pressure drop during horizontal annular flow boiling of pure and mixed refrigerants[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1989, 32(12): 2435–2446.  
[5] WELLSANDT S, VAMLING L. Evaporation of R134a in a horizontal herringbone microfin tube: heat transfer and

pressure drop[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6): 889–900.  
[6] LAZAREK G M, BLACK S H. Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1982, 25(7): 945–960.  
[7] AKHAVAN-BEHABADI M A, MOHSENI S G, RAZAVI-NASAB S M. Evaporation heat transfer of R-134a inside a microfin tube with different tube inclinations[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, 35(6): 996–1001.  
[8] KONDOU C, BABA D, MISHIMA F, et al. Flow boiling of non-azeotropic mixture R32/R1234ze (E) in horizontal microfin tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(8): 2366–2378.  
[9] WELLSANDT S, VAMLING L. Evaporation of R407C and R410A in a horizontal herringbone microfin tube: heat transfer and pressure drop[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6): 901–911.  
[10] YU W, FRANCE D M, WAMBSGANSS M W, et al. Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2002, 28(6): 927–941.  
[11] KOYAMA S, YU J, MOMOKI S, et al. Forced convective flow boiling heat transfer of pure refrigerants inside a horizontal microfin tube[C]//Proceedings of Convective Flow Boiling. Alberta: Taylor-Francis, 1995: 137–142.  
[12] CAVALLINI A, DORETTI L, KLAMMSTEINER N. Enhanced intube heat transfer with refrigerants[C]//Proceedings of 20th International Congress of Refrigeration. Sydney: IIR/IIF, 1999.  
[13] THOME J R, KATTON N, FAVRAT D. Evaporation in microfin tubes: a generalized prediction model[C]//Proceedings of the Convective Flow and Pool Boiling Conference. Irsee, Germany: Taylor & Francis Ltd., 1997.  
[14] ZHANG Xiaoyan, YUAN Xiuling. Heat transfer correlations for evaporation of refrigerant mixtures flowing inside horizontal microfin tubes[J]. Energy Conversion and Management, 2008, 49(11): 3198–3204.  
[15] WU Zan, WU Yang, SUNDÉN B, et al. Convective vaporization in microfin tubes of different geometries[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2013, 44(1): 398–408.  
[16] 无缝内螺纹铜管: GB/T 20928—2007[S]. 北京: 中国标准出版社, 2007. (Seamless inner grooved copper tube: GB/T 20928—2007[S]. Beijing: China Standard Press, 2007.)  
[17] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental

results [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(1): 3–17.

[18] 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.

[19] COOPER M G. Saturated nucleate pool boiling: a simple correlation [C]//Proceeding of National Conference on Heat Transfer. Leeds, UK: The Institution of Chemical Engineers Symposium Series, 1984: 785–793.

[20] LIU Zhongliang, WINTERTON R H S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, 34(11): 2759–2766.

[21] KIM S M, MUDAWAR I. Universal approach to predicting

saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels-Part II. Two-phase heat transfer coefficient[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 64: 1239–1256.

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, 制冷测试设备的应用。

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 for refrigeration system, application for refrigeration test equipment.