

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-08  
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20251123002

## 水平微肋管内 R134a 流动冷凝换热研究

叶金婷 李庆普 张晨 陈伟健 江波 朱婷

(上海海事大学商船学院 上海 201306)

**摘要** 为促进高效管式冷凝换热器的开发,本文对6种不同结构微肋管内R134a流动冷凝换热特性展开了研究,评估Koyama等、Miyara等、Cavallini等及Oliver等4种关联式的预测效果,并研究实验工况与微肋管结构的影响机制。结果表明:R134a传热系数随质流密度(500~1 100 kg/(m<sup>2</sup>·s))增加、冷凝温度(35~45 °C)降低而增大,Koyama等关联式预测集中性最佳(误差区间-43.6%~-27.4%),Cavallini等关联式整体预测表现最优但集中性差,Miyara等关联式高估(误差区间21.3%~56.4%)、Oliver等关联式低估(误差区间-31.4%~-52.5%)换热特性。因此,基于Koyama等关联式对微肋管内流动冷凝换热特性的预测效果,本文对模型中表征工质湍流度的无量纲变量进行了重新定义,所得模型可精确预测1#(14.6%)&2#(-11.0%)&3#(4.9%)&4#(-12.0%)&5#(8.4%)&6#(2.7%)微肋管内R134a流动冷凝换热特性,-12.0%~14.6%的平均预测误差足以验证所得理论模型的实用价值。

**关键词** R134a;微肋管;流动冷凝;传热系数;关联式

中图分类号:TB61\*1;TB657.5;TK124;

文献标识码:A

## R134a Flow-Condensation Heat Transfer in Horizontal Micro-Fin Tube

Ye Jinting Li Qingpu Zhang Chen Chen Weijian Jiang Bo Zhu Ting

(Merchant Marine College, Shanghai Maritime University, Shanghai, 201306, China)

**Abstract** To promote the development of high-efficiency tubular condensation heat exchangers, we studied R134a flow-condensation heat transfer characteristics in six micro-fin tubes with different structures, evaluated the prediction performance of four correlations (Koyama et al., Miyara et al., Cavallini et al., and Oliver et al.), and explored the influence mechanisms of experimental conditions and tube structural parameters. The results show that the R134a heat transfer coefficient increases with the increase of mass flux (500~1 100 kg/(m<sup>2</sup>·s)) and the decrease of condensation temperature (35~45 °C); the Koyama et al.'s correlation exhibits the best prediction concentration (deviation range of -43.6% to -27.4%), the Cavallini et al.'s correlation has the optimal overall prediction performance but poor concentration, the Miyara et al.'s correlation overestimates (deviation range of 21.3%~56.4%), and the Oliver et al.'s correlation underestimates (deviation range of -31.4% to -52.5%) the heat transfer characteristics. Therefore, based on the prediction performance of the Koyama et al.'s correlation for the flow-condensation heat transfer characteristics in micro-fin tubes, the dimensionless variable characterizing the fluid turbulence in the model was redefined. The obtained model can accurately predict R134a flow-condensation heat transfer characteristics in 1# (14.6%) & 2# (-11.0%) & 3# (4.9%) & 4# (-12.0%) & 5# (8.4%) & 6# (2.7%) micro-fin tubes. The average prediction deviation, which ranges from -12.0% to 14.6%, sufficiently validates practical values provided by the model developed.

**Keywords** R134a; micro-fin tube; flow condensation; heat transfer coefficient; correlation

随着我国“双碳”目标在各工业领域的深入推进,如何进一步提升空调热泵系统性能逐渐成为行业研究的焦点。冷凝器作为系统的核心部件,其内工质与外界环境之间换热特性的提升至关重要。

为促进高效管式冷凝换热器的研发进程,在明晰实验工况<sup>[1-3]</sup>、换热管结构参数<sup>[4-6]</sup>等变量对管内流动冷凝换热特性影响机制的基础上,诸多学者还进

行了大量理论研究。对于光滑管,除使用无量纲变量或干度等表征工况变量对管内流动冷凝换热特性的影响外<sup>[7-8]</sup>,理论模型还对不同两相流流型中液膜的传热机制进行了分析<sup>[9-10]</sup>。肋片的存在大幅增加了管内液相流体中换热、流动边界层的复杂性。基于此,L. M. Chamra等<sup>[11]</sup>和D. Han等<sup>[12]</sup>关联式对肋片对管内液相流体换热、流动边界层的作用效果进

基金项目:国家自然科学基金(52506019)资助项目。(The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52506019).)

收稿日期:2025-11-23;修回日期:2025-12-16;录用日期:2026-01-16

行了理论分析。A. Cavallini 等<sup>[13]</sup>和 J. A. Olivier 等<sup>[14]</sup>关联式使用重新定义的等效雷诺数  $Re_{eq}$  和肋片结构系数  $Rx$  等无量纲变量表征肋片结构参数对管内流动冷凝换热特性的影响。S. Koyama 等<sup>[15]</sup>和 A. Miyara 等<sup>[16]</sup>关联式则重点研究了肋片结构及实验工况对微肋管内强迫对流冷凝传热特性的影响。但上述理论模型的适用范围具有较大局限性,且预测精度有待进一步提高。

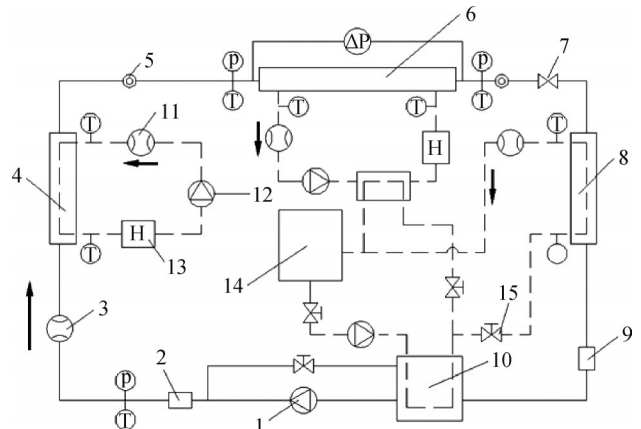
基于此,本文选用6种不同结构微肋管为测试管,对管内流动冷凝换热特性进行了实验研究。基于经典理论模型对换热特性的预测效果,研究了不同工况下肋片结构对流动冷凝换热特性的影响机制,进而为高效换热器的研发提供理论依据。

### 1 实验装置

测试平台主要由换热测试循环、测试水循环和载冷剂循环3部分组成,如图1所示。换热测试循环中,储液器内工质在泵的驱动下流向预热器,在预热器内与载冷剂进行换热后达到设定状态。工质在测试段内完成冷凝换热后,在冷凝器内进一步过冷,经干燥过滤器流向储液器,重复下一循环。实验运行中,主要通过EXV(电子膨胀阀,elect-ronic expansion valve)开度控制测试段内工质饱和压力,通过调节隔膜泵运行频率控制工质循环流量。

此外,为获取高精度实验数据,测试平台选用精度为 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的Pt100铂电阻测量流体温度,选用量程和精度分别为0~4.2 MPa和0.5%的Danfoss MBS 3000型压力变送器测量测试段进出口处工质压力,选用量程和精度分别为0~150 kg/h和0.1%的质量流量计(RHM03+RHE14)测量工质循环流量,选用量程和精度分别为0.12~4.2 m<sup>3</sup>/h和0.5级的电磁流量计

测量测试水和载冷剂的体积流量。



1 隔膜泵; 2 脉冲阻尼器; 3 质量流量计; 4 预热器; 5 视镜;  
6 测试段; 7 膨胀阀; 8 冷凝器; 9 干燥过滤器; 10 储液器; 11 电磁  
流量计; 12 水泵; 13 电加热器; 14 恒温水箱; 15 水阀。

图1 测试平台原理

Fig.1 Principle of test platform

本质上,测试段为一个工质在管内流动,测试水在环形管道内流动的套管式换热器,两者呈逆流,如图2所示。为研究管径、肋片螺旋角等结构参数对微肋管内流动冷凝换热特性的影响机制,本文选用6种不同结构的微肋管为测试管,具体参数如表1所示。

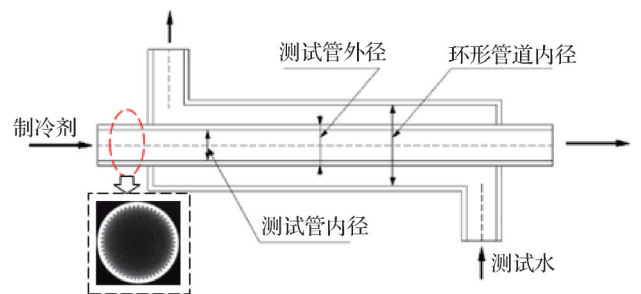


图2 测试段原理

Fig.2 Principle of test section

表1 换热管结构参数

Tab.1 Structural parameters of heat transfer tubes

编号	内径/mm	螺旋角/( $^{\circ}$ )	肋高/mm	肋数	齿顶角/( $^{\circ}$ )	槽宽/mm	有效换热长度/mm
1#换热管	5.89	18	0.17	44	25	0.25	2 000
2#换热管	5.89	28	0.17	54	33	0.15	2 000
3#换热管	6.58	18	0.20	50	27	0.21	2 000
4#换热管	6.58	28	0.20	50	27	0.21	2 000
5#换热管	7.56	18	0.23	60	24.5	0.20	2 000
6#换热管	7.56	28	0.23	60	24.5	0.20	2 000

### 2 数据处理

选用漏热率  $\eta$  表征测试段的保温效果,并规定仅

当  $\eta < 3\%$  时,所测数据才视为有效,即:

$$\eta = \frac{|Q_w - Q_r|}{[0.5(Q_w + Q_r)]} \quad (1)$$

测试段入口处工质焓值为:

$$h_{in,r} = \frac{Q_{pre} + m_r h_{in,pre}}{m_r} \quad (2)$$

测试段进、出口处工质干度  $x_{in,r}$  和  $x_{out,r}$  分别为:

$$x_{in,r} = \frac{h_{in,r} - h_L}{h_{tp}} \quad (3)$$

$$x_{out,r} = \frac{x_{in,r} - Q_w}{m_r h_{tp}} \quad (4)$$

理论模型中,测试段内工质平均干度  $\bar{x}$  为:

$$\bar{x} = \frac{x_{in,r} - x_{out,r}}{2} \quad (5)$$

式中:  $Q_r$  和  $Q_w$  分别为测试段内工质的放热量和水的吸热量, kW;  $Q_{pre}$  为预热器内工质换热量, kW;  $h_{in,pre}$  和  $h_{out,con}$  分别为预热器入口处和冷凝器出口处工质焓值, kJ/kg;  $h_L$  为饱和液相态工质焓值, kJ/kg;  $h_{tp}$  为特定工况下工质潜热, kJ/kg;  $m_r$  为工质的质量流量, kg/s。

根据热阻分离法获取测试管内工质传热系数<sup>[17]</sup>, 即:

$$a_r = \frac{1}{A_i} \cdot 1 / \left( \frac{1}{KA_0} - \frac{1}{a_w A_0} - \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi\lambda_i L} \right) \quad (6)$$

其中,总传热系数为:

$$K = Q_w / A_0 \Delta T \quad (7)$$

套管内水的传热系数为<sup>[18]</sup>:

$$a_w = \frac{(f_w/8)(Re_w - 1000)Pr_w \cdot \lambda_w}{1 + 12.7 \left( \frac{f_w}{8} \right)^{0.5} \left( Pr_w^2 - 1 \right)} D_h \quad (8)$$

式中:  $D_o$ 、 $D_i$ 、 $\lambda_i$ 、 $L$ 、 $A_0$  和  $A_i$  分别为测试管外径(m)、内径(m)、导热系数(W/(m·°C))、有效换热长度(m)、外表面积(m<sup>2</sup>)及内表面积(m<sup>2</sup>);  $\Delta T$  为测试段工质与水之间换热的对数平均温差, °C;  $\lambda_w$ 、 $Pr_w$  和  $f_w$  分别为套管内水的导热系数(W/(m·°C))、普朗特数和摩擦系数。

为保证实验数据的测量精度,使用式(9)对各计算参数的不确定度进行计算:

$$\Delta N = \sqrt{\left( \frac{\partial f}{\partial x_1} \Delta x_1 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial f}{\partial x_n} \Delta x_n \right)^2} \quad (9)$$

式中:  $\Delta x_1, \dots, \Delta x_n$  分别为影响计算参数  $N$  不确定度  $\Delta N$  的且相互独立的变量  $x_1, \dots, x_n$  不确定度。经计算,总传热系数  $K$ 、套管内水传热系数  $a_w$  和管内工质传热系数  $a_r$  的不确定度分别为  $\pm 7.73\%$ 、 $\pm 2.42\%$  和  $\pm 8.32\%$ 。传热系数不确定度均在  $\pm 10\%$  以内,足以验证测试平台所提供数据的精确性。

## 3 数据分析

### 3.1 测试平台的校核

选用光滑管( $D_o=12.7$  mm)内 R134a 的单相流动

冷凝换热实验对测试平台的可靠性进行校核。实验中,换热管进、出口液相工质温度分别设定为 50 °C、30 °C,质流密度设定为 200~1 200 kg/(m<sup>2</sup>·s)。

Gnielinski 等关联式<sup>[18]</sup>计算所得  $Nu$  与实验值之间的误差区间和平均误差分别为  $-5.6\% \sim 9.8\%$  和  $1.0\%$ ;摩擦因子  $f$  实验值与 Blasius 关联式<sup>[19]</sup>计算值之间的误差区间和平均误差分别为  $-1.8\% \sim 2.1\%$  和  $0.6\%$ ,如图 3 所示。较小的预测误差和误差区间,足以证实测试平台所提供数据的精确性。

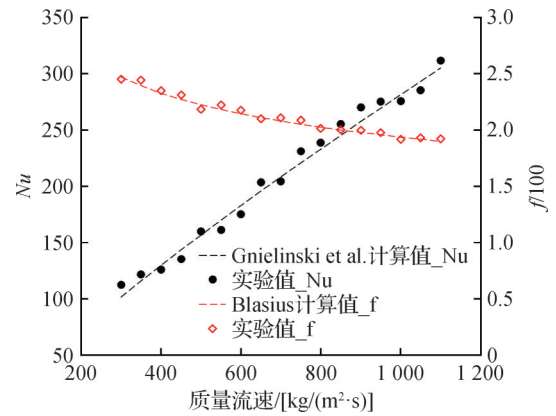


图3 单相冷凝热  $Nu$  和  $f$  的实验评估

Fig.3 Experimental evaluation of  $Nu$  and  $f$  for single-phase condensation heat transfer

### 3.2 实验数据分析

两相换热实验运行中,测试管进出口 R134a 干度分别保持在 0.9~0.95 和 0.05~0.1。当测试管内工质饱和温度、质流密度分别在 35~45 °C (0.89~1.16 MPa)、400~1 100 kg/(m<sup>2</sup>·s) 变化时,主要通过调节套管内水的温度来响应管内工质换热量的变化需求。

4#微肋管内 R134a 流动冷凝传热系数随质流密度的增加、冷凝温度的降低而增大,如图 4 所示。虽然,当管内工质干度保持恒定时,气-液相工质流速均随质流密度的增加而同比例增大。但所引起的气-液相工质之间较大的速度差可导致气液界面间更大的剪切力,足以降低液相工质厚度。此外,液相工质湍流度随其流速的增加而增强,两者均可达到强化换热的效果。

冷凝温度和测试水雷诺数  $Re$  对管内 R134a 换热特性的影响机制相近,两者均会对工质热物理特性产生影响。R134a 气-液相密度比随饱和温度的升高而增大,而相同工况下较小的气-液相密度差表征更大的气-液相工质速度差,较强的气液界面剪切力和液相工质湍流度。本质上,液相 R134a 是气相 R134a 与测试水之间换热的主要热阻,而液相 R134a 导热系数随饱和温度的降低而增大,进而致使气相 R134a 与

测试水之间换热热阻与饱和温度呈负相关。

实验运行中,主要通过调节测试水进口温度控制其  $Re$ 。因此,测试水  $Re$  的降低即可表征其进口温度的降低、测试段对数平均温度和管内液相 R134a 温度梯度的增大。由液相 R134a 热物理特性(密度、导热系数等)随饱和温度的变化关系可断定:测试水  $Re$  的降低同样可致使管内 R134a 换热特性的增强。

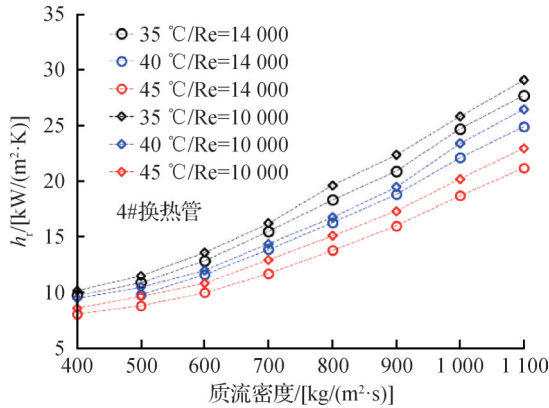


图4 实验工况对 R134a 传热系数的影响

Fig.4 Influence of working conditions on R134a heat transfer coefficient

流动冷凝换热过程中,微肋管换热强化机制主要为:肋片导致了传热面积的增加;工质的表面张力将肋基液相工质驱动至肋顶,使液膜周向分布更加均匀;肋片增强了两相流体湍流度,使气液相工质充分混合。质流密度较低时,工质的表面张力作用效果明显,可使肋基液相工质更易扩散至肋顶,冷凝液更易排出,进而使液膜变薄。而当质流密度较大时,肋片完全淹没在液膜内,低于肋片高度的液相工质沿肋片做周向旋转流动,高于肋片高度的液相工质沿轴向流动,不同的流动形式促使了气液两相流体之间的传热传质进程。

冷凝温度为 35 °C、测试水雷诺数  $Re$  为 14 000 的工况下,微肋管结构参数对管内 R134a 流动冷凝换热特性的影响如图 5 所示。肋片主要通过增强管内液相 R134a 湍流度来强化换热效果,而同一质流密度下,较大的螺旋角、较小的管径均可强化管内液相工质 2 种流动形式,进而增强液相 R134a 湍流度。

3#&5#、4#&6#微肋管的肋片螺旋角、齿径比(肋片高度与肋基直径的比值)相同,管径不同。因此,微肋管内 R134a 传热系数随管径的减小、肋片螺旋角的增加而增大。其中,1#&2#微肋管内 R134a 传热系数分别比 3#&5#、4#&6#微肋管内 R134a 传热系数高约 2.8%~10.1%、13.2%~38.7%,且两者差值与质流密度和肋片螺旋角呈正相关。

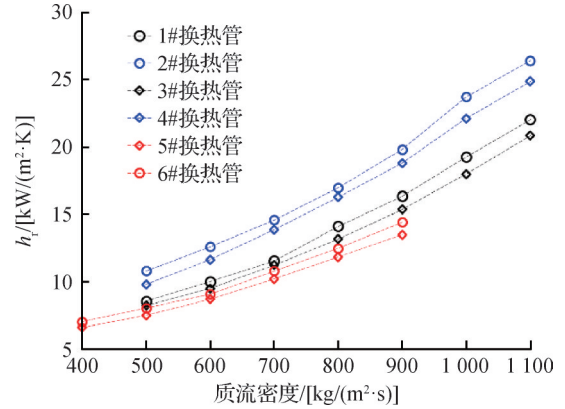


图5 换热管结构参数对 R134a 传热系数的影响

Fig.5 Influence of tube structural parameters on R134a heat transfer coefficient

### 3.3 理论模型评估

本文分别选用 Koyama 等关联式<sup>[15]</sup>、Miyara 等关联式<sup>[16]</sup>、Cavallini 等关联式<sup>[13]</sup>和 Oliver 等关联式<sup>[14]</sup>4 个理论模型对微肋管内 R134a 流动冷凝换热特性进行评估,如图 5 所示。

$$Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{0.5} \quad (10)$$

Koyama 等关联式:

$$Nu_F = \frac{0.152(0.3 + 0.1Pr_L^{1.1})\Phi_V Re_L^{0.68}}{x_{tt}} \quad (11)$$

Miyara 等关联式:

$$Nu_F = \frac{0.152(Pr_L R)^{0.7}\Phi_V Re_L^{0.4}}{x_{tt}} \quad (12)$$

Cavallini 等关联式

$$Nu = 0.05Re_{eq}^{0.8} Pr_L^{1/3} Rx^s (Bo \cdot Fr)^t \quad (13)$$

Olivier 等关联式:

$$Nu = 0.05Re_{eq}^s Pr_L^{1/3} TF (Rx)^2 (Bo \cdot \ln(Fr))^{-0.26} \quad (14)$$

式中: $Nu_F$ 和  $Nu_B$ 分别为强迫对流和自然对流努塞尔数; $Pr_L$ 和  $Re_L$ 分别为工质普朗特数、雷诺数; $\Phi_V$ 、 $x_{tt}$ 和  $R$ 分别为两相摩擦系数、Martinelli 参数和物性修正系数; $Re_{eq}$ 、 $Rx$ 、 $TF$ 、 $Bo$ 和  $Fr$ 分别为等效雷诺数、结构强化系数、趋势系数、邦德数和弗劳德数; $s$ 和  $t$ 分别为无量纲变量的指数。

Koyama 等关联式完全低估了微肋管内换热特性(图 6(a))。相对于 2#(-43.6%)&4#(-42.9%)&6#(-31.5%)28°肋片螺旋角微肋管(注:括号内百分数代表关联式对所指定微肋管内传热系数的平均预测误差),Koyama 等关联式对 18°螺旋角微肋管 1#(-27.4%)&3#(-32.0%)&5#(-27.7%)表现出较好的预测效果,两者平均误差相差约-0.9%~-20.2%。

对于同一肋片螺旋角微肋管,Koyama 等关联式对 5#(-27.7%)&6#(-31.5%)7.56 mm 内径微肋管的

平均误差分别和1#(-27.4%)&2#(-43.6%)5.89 mm、3#(-32.0%)&4#(-42.9%)6.58 mm内径微肋管相差约-14.9%~23.4%、-4.8%~21.4%。此外,Koyama等关联式预测误差随质流密度和肋片螺旋角的增加、管径的减小而增大,即说明该关联式对较强湍流度工况换热特性的预测失效。

Miyara等关联式是参考Koyama等关联式拟合机制基于人字齿微肋管内R22和R410A流动冷凝换热数据获取的。由于人字齿肋片的强化效果优于内螺旋纹肋,因此Miyara等关联式高估了大部分实验数据(图6(b))。虽然,相比于1#(56.4%)&3#(48.8%)&5#(50.5%)&6#(42.4%)微肋管,Miyara等关联式对2#(21.3%)&4#(25.2%)微肋管表现出较好预测效果,且Miyara等关联式预测误差随质流密度的增加而减小。这主要是由于较大肋片螺旋角和较小管径引起的工质较强湍流效果弥补了不同形状肋片之间换热强化效果的差距。

Cavallini等关联式对5#(5.0%)&6#(10.4%)7.56 mm内径微肋管表现出最佳预测效果,且其预测误差受质流密度、饱和温度等工况变量的影响较小。然而,对于1#(-25.1%)&2#(-29.2%)&3#(-19.5%)&4#(-24.9%)微肋管,Cavallini等关联式完全低估了管内换热特性,且其预测误差受质流密度的影响较大,其预测误差最大可达51.0%(图6(c))。虽然,在所选择4个理论模型中,Cavallini等关联式对各个微肋管内换热特性均表现出较好预测效果。但微肋管结构和实验工况变量均可对其预测效果产生重大影响,即其预测集中性较差。

Olivier等关联式是在Cavallini等关联式的基础上,分别基于光管、内螺纹管及人字齿管内R22、R407C、R134a流动冷凝换热数据拟合获取的。但Olivier等关联式严重低估了1#(-52.5%)&2#(-49.7%)&3#(-48.7%)&4#(-50.0%)&5#(-32.5%)&6#(-31.4%)微肋管内换热特性,其预测误差远大于Cavallini等关联式,且其预测效果受质流密度等工况变量的影响较大(图6(d))。

综上所述,对于微肋管内R134a流动冷凝换热特性,Koyama等关联式的预测集中性最好,即表征影响Koyama等关联式预测效果的变量最少;由于Miyara等关联式适用管型与本文测试管型结构上存在较大差异,因此,即使Miyara等关联式所体现的预测效果较好,也不能证实该关联式的有效性;Cavallini等关联式的预测效果最好,但其预测集中性较差;Oliver等关联式在4个理论模型中所体现的预测误差最大,预测效果最差。

### 3.4 理论模型改进

除质流密度外,其它变量对Koyama等关联式预测效果的影响较小,即Koyama等关联式在4个理论模型中的预测集中性最好。因此,结合各变量对1#~6#微肋管内R134a换热特性的影响机制,本文对Koyama等关联式中表征工质湍流度的无量纲变量(强迫对流努塞尔数 $Nu_F$ 中液相雷诺数 $Re_L$ )的计算公式进行了改进,即对 $Re_L$ 指数 $\tau$ 的取值进行了重新定义,使 $Re_L^\tau$ 可详细表征不同质流密度下工质湍流度。

假设 $\tau$ 是质流密度 $m$ 的函数,即:

$$\tau = b_0 + b_1 m + b_2 m^2 + b_3 m^3 + b_4 m^4 \quad (15)$$

表2 理论模型对管内R134a传热系数的预测误差

Tab.2 Prediction deviation of theoretical model for R134a heat transfer coefficient inside the tube

理论模型/换热管	Koyama等	Miyara等	Cavallini等	Oliver等	改进模型
1#换热管	-27.4%	56.4%	-25.1%	-52.5%	14.6%
	-41.7%~-13.3%	12.6%~96.6%	-47.7%~-4.7%	-66.0%~-35.6%	0.8%~24.8%
2#换热管	-43.6%	21.3%	-29.2%	-49.7%	-11.0%
	-55.2%~-31.8%	-13.6%~60.7%	-51.0%~-0.2%	-64.3%~-30.9%	-20.9%~-1.0%
3#换热管	-32.0%	48.8%	-19.5%	-48.7%	4.9%
	-43.9%~-24.8%	11.2%~83.4%	-43.5%~-2.2%	-63.3%~-36.9%	-18.9%~-18.0%
4#换热管	-42.9%	25.2%	-24.9%	-50.0%	-12.0%
	-52.2%~-34.8%	-9.0%~58.3%	-46.6%~-6.2%	-63.8%~-38.0%	-27.0%~-3.9%
5#换热管	-27.7%	50.5%	5.0%	-32.5%	8.4%
	-33.0%~-23.7%	21.4%~85.2%	-14.1%~17.8%	-43.4%~-26.1%	-10.1%~22.2%
6#换热管	-31.5%	42.4%	10.4%	-31.4%	2.7%
	-37.3%~-25.8%	13.2%~69.5%	-10.5%~28.2%	-42.8%~-22.4%	-15.9%~18.7%

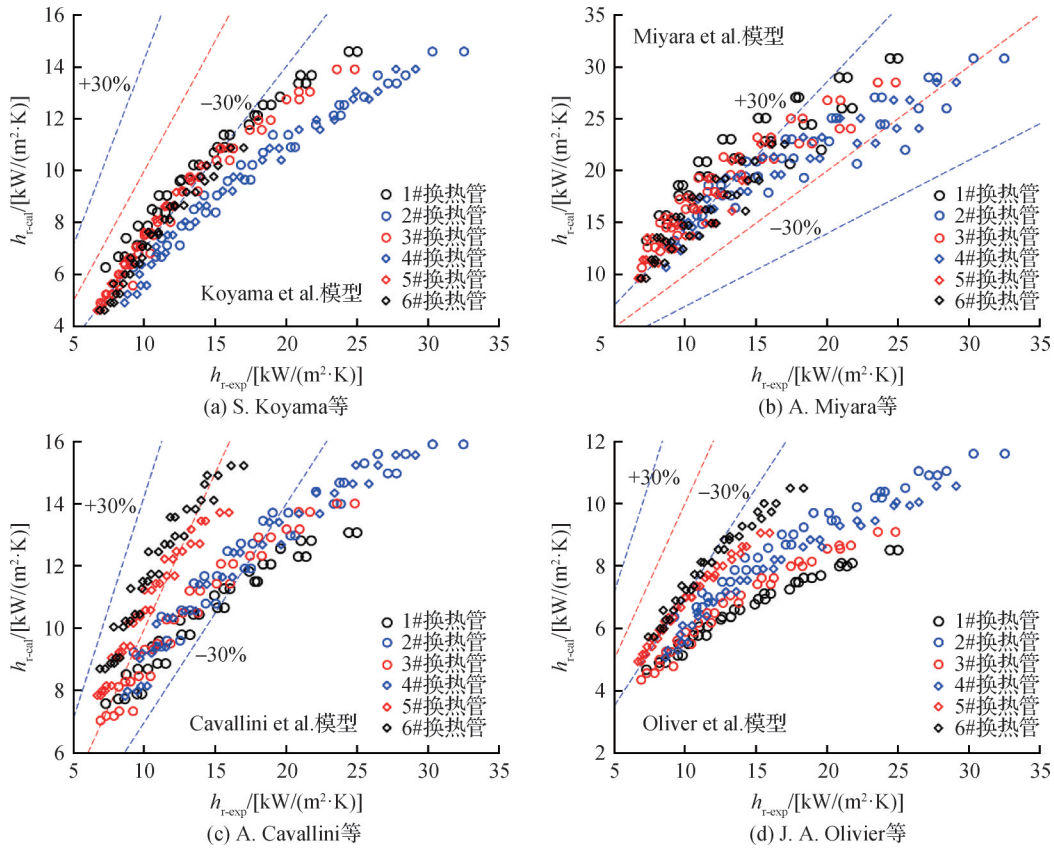


图6 现有理论模型对管内R134a传热系数的预测效果

Fig.6 Prediction of existing theoretical models on R134a heat transfer coefficient inside the tube

根据1#~6#微肋管内R134a流动冷凝换热特性实验数据对 $Re_L$ 指数为 $\tau$ 进行迭代计算,得式(14)中各系数为:

$$\begin{aligned} b_0 &= 0.696 \\ b_1 &= 4.0017 \times 10^{-5} \\ b_2 &= 2.0932 \times 10^{-10} \\ b_3 &= 3.1205 \times 10^{-15} \\ b_4 &= 2.7923 \times 10^{-20} \end{aligned}$$

忽略系数 $b_2$ 、 $b_3$ 、 $b_4$ 取值,改进强制对流努塞尔数 $Nu_F$ 为:

$$Nu_F = \frac{0.152(0.3 + 0.1Pr_L^{1.1})\Phi_V Re_L^{\tau}}{x_{tt}} \quad (16)$$

$$\tau = 0.696 + 10^{-4}m = 0.68 + 0.004(m/100 + 4) \quad (17)$$

改进模型对质流密度为500~1100 kg/(m²·s)、冷凝温度为35~45℃工况下1#~6#微肋管内R134a流动冷凝换热特性均表现出较好预测效果。改进模型计算值与传热系数实验值的对比如图7所示,改进模型对1#(14.6%)&2#(-11.0%)&3#(4.9%)&4#(-12.0%)&5#(8.4%)&6#(2.7%)微肋管内传热特性的预测误差均在±15%以内,且质流密度、饱和温度、管径、肋片螺旋角等对改进模型的预测效果影响较小,体现出较好的预测集中性,足以验证改进模型

在预测微肋管内两相流动换热特性的可靠性。

此外,为进一步验证改进模型的适用性,本文还在1#(1.7%)&2#(-8.3%)微肋管内运行了冷凝温度为30℃&35℃、质流密度为700~1100 kg/(m²·s)工况下R410a流动冷凝传热实验。经对比分析发现:改进模型对1#&2#微肋管内R410a流动冷凝传热系数的预测误差分别在-9.0%~15.4%、-19.1%~3.7%以内,对97.3%的实验数据可实现±15%误差以内的高精度预测,可进一步证实改进模型的适用性(图8)。

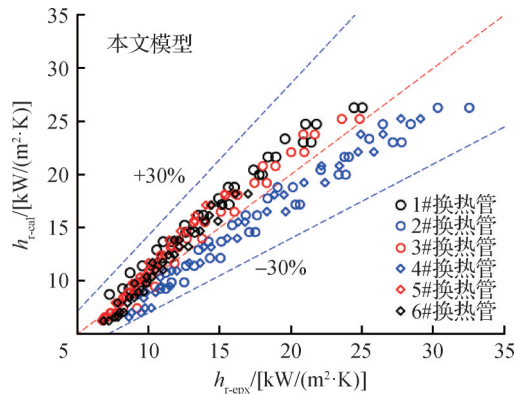


图7 改进模型计算值与传热系数实验值的对比

Fig.7 Comparison of calculation values of improved model with experimental values for heat transfer coefficient

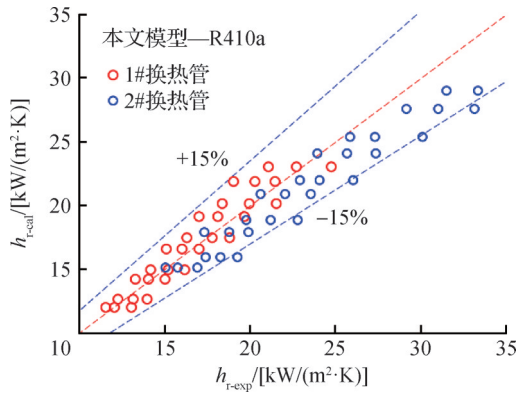


图8 改进模型计算值与R410a传热系数实验值的对比

Fig.8 Comparison of calculation values of improved model with experimental values for R410a heat transfer coefficient

## 4 结论

在质流密度为500~1 100 kg/(m<sup>2</sup>·s)、冷凝温度为35~45℃、测试水雷诺数 $Re$ 为10 000~14 000的工况下,对6种不同结构微肋管内R134a流动冷凝换热特性进行了研究,所得结论如下:

1)微肋管内R134a流动冷凝传热系数随质流密度的增加、饱和温度和测试水雷诺数 $Re$ 的降低而增大。此外,小管径和大肋片螺旋角微肋管内两相流体的湍流度更强,其中,1#&2#微肋管内R134a传热系数分别比3#&5#、4#&6#微肋管内R134a传热系数高约2.8%~10.1%、13.2%~38.7%,且两者差值与质流密度和肋片螺旋角呈正相关。

2)表现出的换热特性更好。在常用理论模型中,不同于Miyara等关联式计算值大于传热系数实验值,Koyama等关联式和Oliver等关联式均低估了微肋管内换热特性,其中,Koyama等关联式严重低估了1#(-27.4%)&2#(-43.6%)&3#(-32.0%)&4#(-42.9%)&5#(-27.7%)&6#(-31.5%)微肋管内换热特性,Oliver等关联式严重低估了1#(-52.5%)&2#(-49.7%)&3#(-48.7%)&4#(-50.0%)&5#(-32.5%)&6#(-31.4%)微肋管内换热特性,且两者预测误差随流体湍流度的增强而增大。虽然Cavallini等关联式整体预测表现最佳,然而,对于1#(-25.1%)&2#(-29.2%)&3#(-19.5%)&4#(-24.9%)微肋管,Cavallini等关联式完全低估了管内换热特性,但其预测效果受其预测集中性较差,即微肋管结构和实验工况均可对其预测效果产生重大影响,其预测误差最大可达51.0%。而Koyama等关联式在所有理论模型中展现出最集中的预测误差,其平均误差集中在-43.6%~-27.4%。

3)考虑到Koyama等关联式预测集中性最佳,影

响其预测效果的实验变量数量较少,本文对Koyama等关联式中表征工质湍流度的无量纲变量进行了重新定义。即对 $Re_l$ 指数 $\tau$ 的取值进行了重新定义,使 $Re_l$ 可详细表征不同质流密度下工质湍流度。改进模型对1#(14.6%)&2#(-11.0%)&3#(4.9%)、4#(-12.0%)&5#(8.4%)&6#(2.7%)微肋管内换热特性的预测误差均在±15%以内,且质流密度、饱和温度、管径、肋片螺旋角等对改进模型的预测效果影响较小,所得理论模型可精确预测微肋管内R134a流动冷凝换热特性,其较小的平均预测误差(-12.0%~14.6%)足以验证所得理论模型的实用价值。

## 参考文献

- [1] 刘相增,冯威,张敢敢,等.管内微尺度强化表面R32流动冷凝传热实验研究[J].制冷学报,2023,44(4):51-59,84.(Liu Xiangzeng, Feng Wei, Zhang Gangan, et al. Experimental study on R32 flow and condensation heat transfer in tubes with enhanced surface[J]. Journal of Refrigeration, 2023, 44(4): 51-59.)
- [2] 丁永洁,柳建华,张良,等.近临界压力下R410A在水平螺纹管内的冷凝换热研究[J].热能动力工程,2021,36(6):100-106.(Ding Yongjie, Liu Jianhua, Zhang Liang, et al. Heat transfer of R410A in horizontal inner-threaded tubes at near-critical pressure[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(6): 100-106.)
- [3] 杨卫芳,桂超.高效换热器内冷凝换热热阻的实验研究[J].低温与超导,2019,47(11):77-81,96.(Yang Weifang, Gui Chao. Experimental study on the condensation heat transfer resistance for the high efficiency heat exchanger[J]. Cryogenics & Superconductivity, 2019, 47(11): 77-81.)
- [4] 高宇,程洪,吴俊杰,等.R32在水平微翅片管和三维坑管中的冷凝传热实验研究[J].青岛科技大学学报(自然科学版),2025,46(3):101-109.(Gao Yu, Cheng Hong, Wu Junjie, et al. Experimental study on condensation heat transfer of R32 in horizontal micro-finned tube and three-dimensional dimpled tube[J]. Journal of Qingdao University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2025, 46(3): 101-109.)
- [5] 伍家豪,陶乐仁,黄理浩,等.水平微肋管内R513A冷凝换热特性研究[J].暖通空调,2024,54(7):125-132.(Wu Jiahao, Tao Leren, Huang Lihao, et al. Study on condensation heat exchange characteristics of R513A in horizontal micro-fin tubes[J]. Journal of HV&AC, 2024, 54(7): 125-132.)
- [6] 刘冉,李杰,王玉兵,等.微小菱形离散肋通道中R134a的冷凝换热实验研究[J].化工学报,2022,73

- (11): 4938–4947. (Liu Ran, Li Jie, Wang Yubing, et al. Experimental study on condensation heat transfer of R134a in mini channel with micro diamond fins [J]. CIESC Journal, 2022, 73(11): 4938–4947.)
- [7] Shah M M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1979, 22(4): 547–556.
- [8] Cavallini A, Censi G, Del Col D, et al. Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes—a review of recent research [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(4): 373–392.
- [9] William Wang W W, Radcliff T D, Christensen R N. A condensation heat transfer correlation for millimeter-scale tubing with flow regime transition [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2002, 26(5): 473–485.
- [10] Thome J R, El Hajal J, Cavallini A. Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(18): 3365–3387.
- [11] Chamra L M, Mago P J, Tan M O, et al. Modeling of condensation heat transfer of pure refrigerants in micro-fin tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(7): 1293–1302.
- [12] Han D, Lee K J. Experimental study on condensation heat transfer enhancement and pressure drop penalty factors in four microfin tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(18): 3804–3816.
- [13] Cavallini A, Col D D, Doretti L, et al. A new computational procedure for heat transfer and pressure drop during refrigerant condensation inside enhanced tubes [J]. Journal of Enhanced Heat Transfer, 1999, 6(6): 441–456.
- [14] Olivier J A, Liebenberg L, Thome J R, et al. Heat transfer, pressure drop, and flow pattern recognition during condensation inside smooth, helical micro-fin, and herringbone tubes [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(4): 609–623.
- [15] Koyama S, Yu J. Condensation heat transfer of pure refrigerant inside an internally grooved horizontal tube [C]//The JAR Annual Conference, 1996.
- [16] Miyara A, Nonaka K, Taniguchi M. Condensation heat transfer and flow pattern inside a herringbone-type micro-fin tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2000, 23(2): 141–152.
- [17] 王嘉程, 孙志传, 石绮云, 等. 水平涟漪纹管及光管管内冷凝换热机理实验研究 [J]. 青岛科技大学学报(自然科学版), 2023, 44(1): 102–110. (Wang Jiacheng, Sun Zhichuan, Shi Qiyun, et al. Experimental study on condensation heat transfer mechanism in horizontal 1EHT tube and smooth tube [J]. Journal of Qingdao University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2023, 44(1): 102–110.)
- [18] 冯龙龙, 钟珂, 张羽森, 等. 水平管内R1234yf的流动沸腾换热特性 [J]. 化工进展, 2022, 41(7): 3502–3509. (Feng Longlong, Zhong Ke, Zhang Yusen, et al. Flow boiling heat transfer characteristics of R1234yf in horizontal microchannel [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2022, 41(7): 3502–3509.)
- [19] Blasius H. Grenzschichten in Flüssigkeiten mit kleiner Reibung [J]. Z. math. u. phys., 1908, 56: 1–37.

**通信作者简介**

李庆普, 男, 讲师, 上海海事大学商船学院, 18301933780, E-mail: qpli@shmtu.edu.cn。研究方向: 空调热泵技术、强化换热技术、低品位余热回收技术等。

**About the corresponding author**

Li Qingpu, male, lecturer, Merchant Marine College, Shanghai Maritime University, 86–18301933780, E-mail: qpli@shmtu.edu.cn. Research fields: air conditioning and heat pump technology, enhanced heat transfer technology, low-grade waste heat recovery technology, etc.

(责任编辑: 田甜)