

文章编号: 1671-8097(2023)05-0446-07

DOI: 10.13738/j.issn.1671-8097.022046

# 铝扁管内 R410A 冷凝传热特性研究

王 旭, 孙云峰, 甄 琦, 孙 凯, 闫彩霞\*

(内蒙古农业大学 能源与交通工程学院, 内蒙古 呼和浩特 010018)

**摘要:** 为了探究制冷剂在多孔铝扁管内的冷凝传热特性,采用实验方法对 R410A 在多孔铝扁管内的冷凝传热和压降特性进行了研究。冷凝温度分别为 47、40 和 30 ℃,单位截面质量流率在 200~600 kg/(m<sup>2</sup>·s)。给出了实验测试结果,并采用公开发表的学术文献中的模型与这些实验测试结果进行了对比。Müller-Steinhagen 和 Heck 模型预测压降的精度最高,它预测 93.3% 测试点的偏差在±20% 之内,预测 100% 测试点的偏差在±30% 之内。Koyama 等模型预测传热系数的精度最高,它预测 93.3% 测试点的偏差在±10% 之内,预测 100% 测试点的偏差在±20% 之内。

**关键词:** 多孔铝扁管; 冷凝传热; 传热系数; 压降

**中图分类号:** TK124      **文献标识码:** A

## 0 引言

美国是第一个把微通道换热器应用到空调上的国家,微通道换热器约占其空调市场的 40%;日本和韩国紧跟其后,约占 30%;而中国仅占 5% 左右<sup>[1]</sup>。多孔铝扁管作为微通道换热器的一类,在空调领域和汽车空气调节系统有较大的市场拓展空间。按照曾翠婷<sup>[2]</sup>的估算,到 2025 年,国内空调用的多孔铝扁管需求量有望达到 6.7 万 t。多孔铝扁管有着广泛的应用前景,国内已有学者开展相关研究。

孙显东<sup>[3]</sup>设计了铝扁管两相流热性能测试系统,对 R22 在铝扁管的传热系数和压降进行了测试,并对管内两相流传热特性进行了分析。谭慧等<sup>[4]</sup>提出一种叶脉型微通道换热器,并采用 3D 打印制备,利用专用液冷源测试了其性能,结果表明叶脉型微通道热沉散热性能良好。李骥和史忠山<sup>[5]</sup>在恒定泵功 0.05 W 条件下,对水冷铝基微通道热沉对流换热进行了数值模拟和结构优化,给出了推荐的结构。陈颖等<sup>[6]</sup>提出了一种多孔扁管微通道冷凝器热力性能计算方法,并利用实验手段进行了验证,结果表明计算方法有效。陈然

等<sup>[7]</sup>对平行流铝扁管吸附床进行了模拟研究,比较了不同翅片高度、片间距、片厚度以及吸附剂组分等因素对吸附床换热效果的影响,从而优化调整吸附床的结构,提高其换热性能。唐晟等<sup>[8]</sup>建立了多孔铝扁管电子芯片三维共轭数值计算模型,对比了孔道高宽比、孔道数量等对换热性能的影响,并计算了各部分热阻。刘振宇和吴慧英<sup>[9]</sup>基于流体体积函数法,对平行平板通道中的膜状冷凝问题进行了研究,结果显示,影响冷凝传热的主要因素是蒸汽的流速、液膜厚度及其流动状态等。

学者们对铝扁管的研究,有的采用单相的冷却介质,有的采用工质为即将被淘汰的 R22,很少有针对当前主流制冷剂在铝扁管内换热性能研究的报道。

由于多孔铝扁管内流动影响因素较多,属于热质多相态耦合,两相流的热性能很难得到数学解析解,因此实验研究是解决两相流问题的主要手段之一。实验得到的结果多为离散值,需要在理论上的凝练和升华后才具备普遍推广应用价值。可信的铝扁管热性能参数是其推广应用的基础数据和关键,而值得信赖的参数主要来自于实验研究。本文采用实验方法对多孔铝扁管管内的

收稿日期: 2022-03-08; 修回日期: 2022-09-23。

作者简介: 王 旭(第一作者),男,1986 年生,讲师,主要研究方向为传热传质。E-mail:yiqiyihui\_wang@163.com;  
闫彩霞(通信作者),女,1988 年生,讲师,主要研究方向为新能源利用。E-mail:rabbitycx@163.com

两相流冷凝进行了研究。另外,本文还将得到的实验数据与已有的模型作了比较,给出了预测精度较高的模型。

## 1 实验设备

本文中多孔铝扁管的实验装置包括测试段制冷剂回路、冷却测试段制冷剂的水回路、加热预热段制冷剂的水回路等三个回路。

制冷剂回路由储液罐(制冷剂)、增压泵、流量计、预热段、测试段等组成。两个水回路均由增压泵、流量计、换热器、恒温槽等组成。实验系统原理图如图 1 所示。

本文测试的多孔铝扁管的结构参数:流道数目为 10,流道内宽为 1.6 mm,流道内高为 1.0 mm,外宽为 20.0 mm,外高为 1.8 mm。多孔铝扁管的结构如图 2 所示。

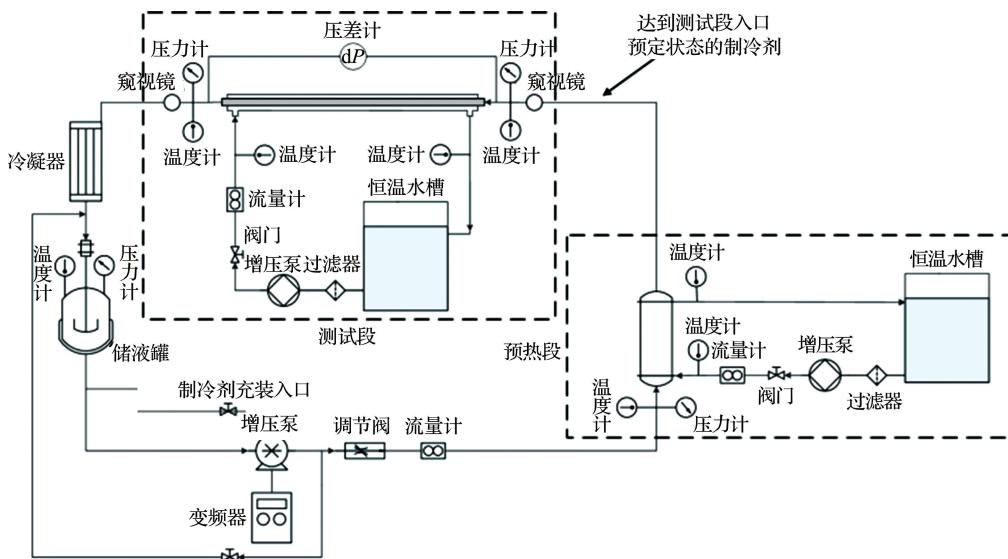


图 1 实验系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental system

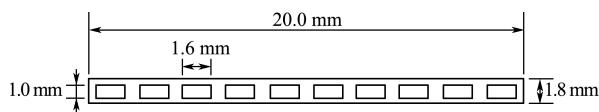


图 2 多孔铝扁管的结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the structure of the aluminum multiport tubes

## 2 实验工况和数据演算

### 2.1 实验工况

选用的制冷剂为 R410A,冷凝的测试工况为:饱和温度分别为 47、40 和 30 °C,截面质量流率为 200~600 kg/(m<sup>2</sup> · s),热流密度为 6~25 kW/m<sup>2</sup>,测试段进口平均干度为 0.8,测试段出口平均干度为 0.1。

测试工况的饱和温度采用测试段的进口温度和压强共同控制,首先通过窥视镜观察测试段入口 R410A 流动状态,两相状态有明显的气泡状;

其次,测试段的进口温度达到预定温度,测试压强对应的饱和温度与进口温度相差≤0.1 °C,认为达到饱和温度。

### 2.2 数据演算

直接测量或采集到的数据需要经过演算才能得到扁管内制冷剂两相传热系数。测试段总的热交换量通过管外水的热平衡计算得到:

$$\Phi_t = c_{p_{w,t}} q_{m_{w,t}} (t_{w,t,i} - t_{w,t,o}) \quad (1)$$

式中: $q_{m_{w,t}}$  为测试段水质量流量,kg/s; $c_{p_{w,t}}$  为测试段水的平均比定压热容,kJ/(kg · K); $t_{w,t,o}$  为测试段出口水温, °C; $t_{w,t,i}$  为测试段进口水温, °C。

测试段 R410A 进口干度  $\chi_{in}$  通过预热段水的热交换量计算得出。制冷剂总换热量  $\Phi_p$  由制冷剂液相显热量  $\Phi_s$  和液气相态转变潜热  $\Phi_l$  两个方面组成:

$$\Phi_p = c_{p_{w,p}} q_{m_{w,p}} (t_{w,p,i} - t_{w,p,o}) = \Phi_s + \Phi_l \quad (2)$$

$$\Phi_s = c_{p_t} q_{m_t} (t_s - t_{r,p,i}) \quad (3)$$

$$\Phi_t = q_{m_r} H_{lv} \chi_{in} \quad (4)$$

式中:  $q_{m_{w,p}}$  为预热段水流量, kg/s;  $c_{p_{w,p}}$  为预热段水的平均比热容, kJ/(kg · K);  $t_{w,p,o}$  为预热段出口水温, °C;  $t_{w,p,i}$  为预热段进口水温, °C;  $q_{m_r}$  为制冷剂质量流量, kg/s;  $c_{p_r}$  为制冷剂的平均比热容, kJ/(kg · K);  $t_s$  为制冷剂饱和温度, °C;  $t_{r,p,i}$  为预热段制冷剂进口温度, °C;  $H_{lv}$  为预热段制冷剂汽化潜热, kJ/kg。

测试段出口干度  $\chi_{out}$  通过式(5)计算:

$$\chi_{out} = \chi_{in} + \Phi_t / (q_{m_r} \times H_{lv}) \quad (5)$$

对数平均温差(LMTD)由扁管外侧进出口水温度以及管内 R410A 的饱和温度共同决定:

$$t_{LMTD} = \frac{(t_{w,t,i} - t_s) - (t_{w,t,o} - t_s)}{\ln[(t_{w,t,i} - t_s)/(t_{w,t,o} - t_s)]} \quad (6)$$

由于选用的铝扁管是未使用过的全新产品, 因此可以忽略污垢热阻。在忽略污垢热阻的情况下, 扁管内侧 R410A 侧冷凝时传热系数  $h_{co}$  为

$$h_{co} = \frac{1}{A_{ni} \left( \frac{\Phi_t}{t_{LMTD}} - \frac{1}{A_0 h_o} - \frac{d_0 \ln(d_0/d_i)}{2k_w A_0} \right)} \quad (7)$$

式中:  $A_{ni}$  为基于多孔铝扁管管内的实际换热面积, m<sup>2</sup>;  $A_0$  为测试管的外表面面积, m<sup>2</sup>;  $d_0$  为铝扁管外直径, m。

前人的研究已证实 Gnielinski 关联式<sup>[10-11]</sup>可用于管侧单相湍流传热系数的计算, 在所依据的 800 多个实验数据中, 90% 数据与关联式的偏差在±20% 以内, 大部分在±10% 以内; 其适用范围为  $0.5 < Pr < 2000$  以及  $3000 < Re < 5 \times 10^6$ 。此外, 管外水侧传热系数数量级要高于管内 R410A 侧, 水侧传热系数的偏差对管内 R410A 侧的影响要小得多。所以本文采用 Gnielinski 关联式来计算管外水侧传热系数  $h_o$ :

$$h_o = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \left( \frac{\mu_{bulk}}{\mu_w} \right)^{0.14} \frac{k_w}{d_a} \quad (8)$$

式(8)中的 Fanning 摩擦系数  $f$  通过 Petukhov 等关联式<sup>[12]</sup>(适用于  $3000 < Re < 5 \times 10^6$  的光管)计算得到:

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (9)$$

### 2.3 实验不确定度

实验中测量仪器设备包括 pt100 温度传感器、差压计、压力计、流量计等。这些仪器均经过检定, 精度满足实验需要。直接测量和间接得到的参数均按照 Moffat<sup>[13]</sup> 描述的步骤计算了不确

定度。在预热段和测试段实验数据中, 管外水侧和管内 R410A 侧换热量的偏差均在 5% 以内。压强的最大偏差为量程的±1%, 传热系数的最大偏差为±5.07%。实验误差分析见表 1。

表 1 实验误差分析

Tab. 2 Experimental error analysis

序号	误差类型	公式	最大相对误差
1	温度的最大相对误差	$\frac{\delta t}{t}$	0.33%
2	压强的最大相对误差	$\frac{\delta p}{p}$	0.35%
3	制冷剂流量的最大相对误差	$\frac{\delta q_{m_r}}{q_{m_r}}$	0.60%
4	水流量的最大相对误差	$\frac{\delta q_{m_w}}{q_{m_w}}$	0.40%
5	测试段换热量的最大相对误差	$\frac{\delta \Phi_{t,ts}}{\Phi_{t,ts}}$	0.61%
6	预热段换热量的最大相对误差	$\frac{\delta \Phi_{t,ph}}{\Phi_{t,ph}}$	0.56%
7	入口干度 $\chi_{in}$ 的最大相对误差	$\frac{\delta \chi_{in}}{\chi_{in}}$	0.89%
8	出口干度 $\chi_{out}$ 的最大相对误差	$\frac{\delta \chi_{out}}{\chi_{out}}$	1.23%
9	水侧传热系数的最大相对误差	$\frac{\delta h_o}{h_o}$	5.00%
10	对数平均温差的最大相对误差	$\frac{\delta t_{LMTD}}{t_{LMTD}}$	0.48%
11	总传热系数的最大相对误差	$\frac{\delta h_t}{h_t}$	0.66%
12	制冷剂侧传热系数的最大相对误差	$\frac{\delta h_{co}}{h_{co}}$	5.07%

本文采用单相热平衡实验来验证装置的有效性。预热段和测试段 R410A 单相流热平衡实验数据见表 2 和 3。

表 2 预热段 R410A 单相流热平衡实验数据

Tab. 2 Experimental data on heat balance of R410A single-phase flow in preheating section

R410A 质量流量/ (kg · h <sup>-1</sup> )	水侧换热量/ kW	制冷剂侧换热量/ kW	热损失/ kW	热损失 百分比/%
35.38	0.656	0.636	0.020	3.05
29.45	0.546	0.529	0.017	3.11
23.40	0.434	0.421	0.013	3.01
17.39	0.319	0.308	0.011	3.45
12.41	0.208	0.201	0.007	3.37

表 3 测试段 R410A 单相流热平衡实验数据  
Tab. 3 Experimental data of heat balance of R410A single-phase flow in the test section

R410A 质量 流量/ (kg · h <sup>-1</sup> )	水侧 换热量/ kW	制冷剂侧 换热量/ kW	热损失/ kW	热损失 百分比/%
35.38	0.441	0.427	0.014	3.17
29.45	0.346	0.334	0.012	3.47
23.40	0.272	0.262	0.010	3.68
17.39	0.201	0.193	0.008	3.98
12.41	0.130	0.125	0.005	3.85

### 3 数据分析

#### 3.1 冷凝摩擦压降

图 3 给出了多孔铝扁管质量流率和摩擦压降之间的关系。随着质量流率的增加,摩擦压降也随之增大,且增加的趋势近似呈指数关系,增加越来越快。相同质量流率下,蒸发温度越低,摩擦压降越大。

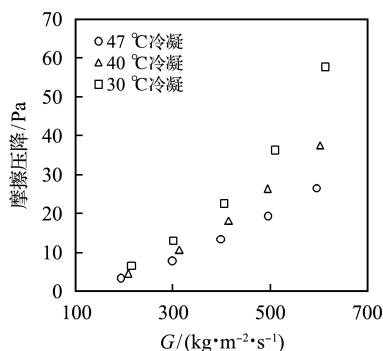


图 3 摩擦压降随质量流率之间的关系

Fig. 3 Relationship between friction pressure drop and mass flow rate

本文中采用四种模型来预测实验摩擦压降。四种模型分别为 Choi 等<sup>[14]</sup>、Beattie 和 Whalley<sup>[15]</sup>、Müller-Steinhagen 和 Heck<sup>[16]</sup>以及 Friedel<sup>[17]</sup>摩擦模型,这四种冷凝摩擦压降关联式见表 4。四个冷凝摩擦压降模型均是基于光滑圆管,除 Beattie 和 Whalley 模型为均相流模型外,其它三种模型均为分相流模型。基于光滑圆管的冷凝摩擦压降模型是否适用于多孔铝扁管有待通过实验进行验证。

图 4 给出了 30、40 和 47 °C 情况下实验摩擦压降和预测摩擦压降之间的关系。由图 4 可知,

表 4 四种冷凝摩擦压降关联式的描述  
Tab. 4 Description of the four friction pressure drop correlations

作者	模型
Choi 等 <sup>[14]</sup>	$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_a = G^2 \left( \frac{f_c L (v_{out} + v_{in})}{d_h} + (v_{out} - v_{in}) \right)$ $f_c = 0.005 \cdot 06 Re_{LO}^{-0.0951} K_f^{0.1554}$ $Re_{LO} = \frac{Gd_h}{\mu_l}$ $K_f = \Delta \chi \Delta H_{lv} / (g \cdot L)$
Beattie 和 Whalley <sup>[15]</sup>	$\left( \frac{dp}{dz} \right)_f = \frac{2 f_{tp} G^2}{d_i \rho_{tp}}$ $Re_{tp} = \frac{Gd_i}{\mu_{tp}}$ $\mu_{tp} = \mu_l - 2.5 \mu_v \left[ \frac{\chi \rho_l}{\chi \rho_l + (1-\chi) \rho_v} \right]^2 + \left[ \frac{\chi \rho_l (1.5 \mu_l + \mu_v)}{\chi \rho_l + (1-\chi) \rho_v} \right]$
Müller-Steinhagen 和 Heck <sup>[16]</sup>	$\left( \frac{dp}{dz} \right)_f = \left\{ \left( \frac{dp}{dz} \right)_{lo} + 2 \left[ \left( \frac{dp}{dz} \right)_{go} - \left( \frac{dp}{dz} \right)_{lo} \right] \chi \right\} (1-\chi)^{\frac{1}{3}} + \left( \frac{dp}{dz} \right)_{go} \chi^3$ $\left( \frac{dp}{dz} \right)_{go} = f_{go} \frac{2 G_{tp}^2}{D_i \rho_g}$
Friedel <sup>[17]</sup>	$\left( \frac{dp}{dz} \right)_f = \left( \frac{dp}{dz} \right)_{LO} \Phi_{LO}^2$ $\left( \frac{dp}{dz} \right)_{LO} = f_{LO} \frac{2 G^2}{d_i \rho_l} Fr_{tp} = \frac{G^2}{g d_i \rho_{tp}^2}, We_{tp} = \frac{G^2 d_i}{\sigma \rho_{tp}}$ $\Phi_{LO}^2 = (1-\chi)^2 + \chi^2 \frac{\rho_l f_{VO}}{\rho_v f_{LO}} + \frac{3.24 \chi^{0.78} (1-\chi)^{0.224} (\rho_l/\rho_v)^{0.91}}{Fr_{tp}^{0.045} We_{tp}^{0.034} (\mu_v/\mu_l)^{-0.19} (1-\mu_v/\mu_l)^{-0.7}}$

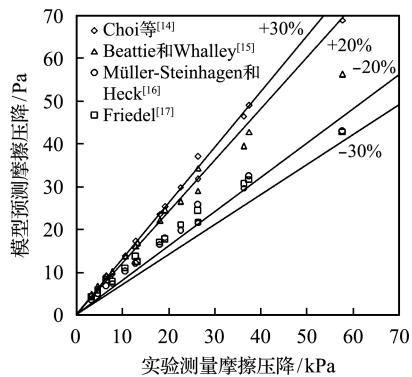


图 4 实验摩擦压降与预测摩擦压降之间的关系

Fig. 4 Relationship between experimental pressure drop and predicted pressure drop

采用的多个公式中, Müller-Steinhagen 和 Heck 模型的预测精度最高, 它能预测 93.3% 测试数据的偏差在  $\pm 20\%$  之内, 预测 100.0% 测试数据的偏差在  $\pm 30\%$  之内。Friedel 模型的预测精度次之, 可预测 73.3% 测试数据的偏差在  $\pm 20\%$  之内, 预测 100.0% 测试数据的偏差在  $\pm 30\%$  之内。Beattie 和 Whalley 模型可以预测 73.3% 测试数据的偏差在  $\pm 30\%$  之内。Choi 等模型预测的精度最低。

### 3.2 冷凝传热系数

图 5 给出了两相流冷凝传热系数随着质量流率之间的变化趋势。随着质量流率的增大, 冷凝传热系数也随之增大, 开始时传热系数较小, 而后期的传热系数增加较快。40 和 30 °C 冷凝传热系数相当, 显著高于 47 °C 传热系数。

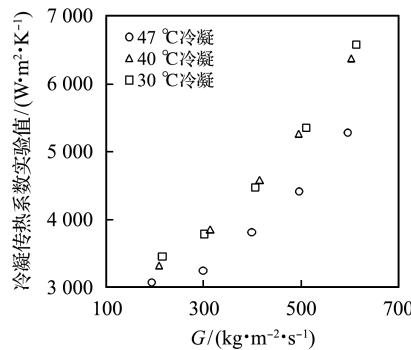


图 5 冷凝传热系数和质量流率之间的变化趋势

Fig. 5 Relationship between condensation heat transfer coefficient and mass flow rate

本文采用四种模型来预测冷凝传热系数, 这四种模型分别为 Akers 等<sup>[18]</sup>、Koyama 等<sup>[19]</sup>、Yang 和 Webb<sup>[20]</sup>以及 Shah<sup>[21]</sup>, 四种冷凝模型见表 5。Akers 等模型基于 R-12, Koyama 等模型基于 R134A, Yang 和 Webb 模型基于 R-12 和 R-134A, Shah 模型基于 R-11、R-12、R-22、R-113, 基于其他制冷剂的冷凝传热系数模型是否适用于 R410A, 有待通过实验进行验证。

图 6 给出了 30、40 和 47 °C 情况下实验传热系数和预测传热系数之间的关系, 由图 6 可以看出, Koyama 等模型预测精度最高, 它可以预测 93.3% 测试数据的偏差在  $\pm 10\%$  之内, 预测 100.0% 测试数据的偏差在  $\pm 20\%$  之内。Yang 和 Webb 模型可预测 80.0% 测试数据的偏差在  $\pm 20\%$  之内, Akers 等模型可预测 66.7% 测试数

表 5 四种冷凝传热系数模型的描述

Tab. 5 Description of the four condensation heat transfer coefficient models.

作者	模型
Akers 等 <sup>[18]</sup>	$Nu_{Dh} = 0.0265 Re_{eq}^{0.8} Pr_1^{1/3}$ $Re_{eq} = \phi_{lo}^{8/7} Re_{LO}$ $\phi_{lo}$ 采用 Moser 和 Webb <sup>[22]</sup> 公式计算
Koyama 等 <sup>[19]</sup>	$Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2}$ $Nu_F = 0.0152(1 + 0.6Pr_1^{0.8})\left(\frac{\varphi_v}{X_{tt}}\right)Re_L^{0.7}$ $Nu_B = 0.725H(\xi)\left(\frac{GP_{r1}}{p}\right)^{1/4}$ $\varphi_v^2 = 1 + 21(1 - e^{-0.319d})X_{tt} + X_{tt}^2$ $H(\xi) = \xi + (10[(1 - \xi)^{0.1} - 1] + 1.7 \times 10^{-4} Re_{LO})\sqrt{\xi}(1 - \sqrt{\xi})$ $\xi$ 与 Smith <sup>[23]</sup> 相关
Yang 和 Webb <sup>[20]</sup>	$h_f = 0.052 \frac{k_1}{D_h} Re_{eq}^{0.73} Pr_1^{1/3}$
Shah <sup>[21]</sup>	$\frac{h_f}{h_{LO}} = (1 - \chi)^{0.8} + \frac{3.8 \chi^{0.76} (1 - \chi)^{0.04}}{\rho_{red}^{0.38}}$ $h_{LO} = 0.023 Re_{LO}^{0.8} Pr_1^{0.3} \cdot k_1/d_i$

图 6 实验传热系数和预测传热系数之间的关系

Fig. 6 Relationship between experimental heat transfer coefficient and predicted heat transfer coefficient

据的偏差在  $\pm 20\%$  之内。Shah 模型预测的精度最低。

## 4 结 论

1) 多孔铝扁管内的质量流率越大, 冷凝温度越低, 摩擦压降越大, 且随着冷凝温度降低, 摩擦压降增加速率变快; 40 和 30 °C 冷凝传热系数相当, 显著高于 47 °C 传热系数。

2) Müller-Steinhagen 和 Heck 模型预测摩擦压降的精度最高,它可以预测 93.3% 测试数据的偏差在±20%之内,预测 100.0% 测试数据的偏差在±30%之内。Friedel 模型以及 Beattie 和 Whalley 模型预测精度次之。

3) Koyama 等模型预测传热系数的精度最高,它可以预测 93.3% 测试数据的偏差在±10%之内,预测 100.0% 测试数据的偏差在±20%之内。Yang 和 Webb 模型以及 Akers 等模型预测精度次之。

4) 本文通过实验结果与已有模型对比,得到了不同模型的预测精度,预测精度较高的模型对相关产品研发设计有一定指导意义。

## 参考文献(References):

- [1] 邓雅静. 家用电微通道换热器:深挖潜能,拓展生存空间 [J]. 电器, 2017(3): 18-19.
- [2] 曾翠婷. 换热器用微通道铝扁管市场前景及生产技术浅析 [J]. 有色金属加工, 2020, 49(5): 6-8.  
ZENG Cuiting. Analysis on market prospect and production technology of micro-channel aluminum flat tube for heat exchange [J]. *Nonferrous Metals Processing*, 2020, 49(5): 6-8. (in Chinese)
- [3] 孙显东. 铝扁管单管两相流换热测试系统的设计与实验研究 [D]. 杭州:浙江大学, 2011.  
SUN Xiandong. *Design and Experimental Study of Test System on Heat Transfer Characteristics of Two-Phase Flow inside a Single Aluminum Flat Tube* [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011. (in Chinese)
- [4] 谭慧,宗宽,熊长武,等.叶脉型微通道热沉设计及散热特性分析 [J].工程设计学报, 2019, 26(4): 477-483.  
TAN Hui, ZONG Kuan, XIONG Changwu, et al. Design and heat transfer performance analysis of leaf vein-shaped microchannel heat sink [J]. *Chinese Journal of Engineering Design*, 2019, 26(4): 477-483. (in Chinese)
- [5] 李骥,史忠山.铜铝微通道热沉的三维数值结构优化 [J].机械工程学报, 2012, 48(16): 102-109.  
LI Ji, SHI Zhongshan. 3D Numerical geometric optimization of copper and aluminum microchannel heat sink [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(16): 102-109. (in Chinese)
- [6] 陈颖,郑文贤,钟天明,等.多管程微通道冷凝器热力性能计算方法 [J].热科学与技术, 2015, 14(6): 476-483.  
CHEN Ying, ZHENG Wenxian, ZHONG Tianming, et al. In-tube heat transfer performance calculation of condensing zone in micro-channel condenser [J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2015, 14(6): 476-483. (in Chinese)
- [7] 陈然,全贞花,赵耀华,等.基于平行流铝扁管吸附床传热性能的模拟研究 [J].可再生能源, 2020, 38(3): 312-318.  
CHEN Ran, QUAN Zhenhua, ZHAO Yaohua, et al. Heat transfer simulation of adsorbent bed based on parallel flow aluminum flat tube [J]. *Renewable Energy Resources*, 2020, 38(3): 312-318. (in Chinese)
- [8] 唐晟,赵耀华,刁彦华,等.多孔挤压铝扁管电子芯片热沉的热性能研究 [J].山东科学, 2018, 31(3): 39-47.  
TANG Sheng, ZHAO Yaohua, DIAO Yanhua, et al. Thermal performance of a new kind of heat sink fabricated by flat aluminum multiport extruded tubes for electronic devices cooling [J]. *Shandong Science*, 2018, 31(3): 39-47. (in Chinese)
- [9] 刘振宇,吴慧英.基于VOF模型的膜状冷凝传热分析 [J].热科学与技术, 2014, 13(2): 126-130.  
LIU Zhenyu, WU Huiying. Numerical study on filmwise condensation heat transfer based on VOF model [J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2014, 13(2): 126-130. (in Chinese)
- [10] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow [J]. *International Chemical Engineering*, 1976, 16: 359-368.
- [11] 陶文铨.传热学 [M].5 版.北京:高等教育出版社, 2019.  
TAO Wenquan. *Heat Transfer* [M]. 5th ed. Beijing: Higher Education Press, 2019.
- [12] PETUKHOV B S, JAMES P H, THOMAS F I. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties [J]. *Advances in Heat Transfer*, 1970, 6: 503-564.
- [13] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3-17.
- [14] CHOI J Y, KEDZIERSKI M A, DOMANSKI P A. Generalized pressure drop correlation for evaporation and condensation in smooth and micro-fin tubes

- [C]. BI Conference, *Thermophysical Properties and Transfer Processes of New Refrigerants*. Paderborn, Germany: IIR Commission, 2001.
- [15] BEATTIE D H, WHALLEY P B. A simple two-phase frictional pressure drop calculation method [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 1982, **8**(1): 83-87.
- [16] 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.
- [17] FRIEDEL L. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow [C]. *European Two-Phase Flow Group Meeting*. Ispra, Italy: 1979, **18**(2): 485-491.
- [18] YANG C Y, WEBB R L. Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1996, **39**(4): 801-809.
- [19] KOYAMA S, KUWAHARA K, YAMAMOTO K, et al. An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2003, **26**(4): 425-432.
- [20] YANG C Y, WEBB R L. A predictive model for condensation in small hydraulic diameter tubes having axial micro-fins [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1997, **119**(1): 778-782.
- [21] 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.
- [22] MOSER K W, WEBB R L, NA B. A new equivalent Reynolds number model for condensation in smooth tubes [J]. *Journal of Heat Transfer Transactions of the ASME*, 1998, **120**(2): 410-417.
- [23] SMITH S L. Void fractions in two phase flow: A correlation based upon an equal velocity head model [J]. *Heat and Fluid Flow*, 1971(1): 22-37.

## Research on heat transfer characteristics of R410A condensation in aluminum multiport tubes

WANG Xu, SUN Yunfeng, ZHEN Qi, SUN Kai, YAN Caixia\*

(College of Energy and Transportation Engineering, Inner Mongolia Agricultural University, Hohhot 010018, China)

**Abstract:** This study aims to investigate the condensing heat transfer characteristics of refrigerant in aluminum multiport tubes. The condensing heat transfer and pressure drop characteristics of R410A in aluminum multiport tubes were experimentally studied. The condensing temperatures were 47, 40 and 30 °C respectively, and the mass flow rate was between 200 and 600 kg/(m<sup>2</sup> · s). The experimental results were analyzed by existing models from the related literature. The Muller-Steinhagen and Heck model had the highest accuracy in predicting pressure drop, capturing 93.3% of the data points within a ±20% deviation and all data points within ±30%. Meanwhile, the Koyama et al. model had the highest accuracy in predicting heat transfer coefficients, estimating 93.3% of the data points within a ±10% deviation and all data points within ±20%.

**Key words:** aluminum multiport tubes; condensation; heat transfer; pressure drop

[责任编辑:孙涛]