

文章编号:0253-4339(2021)01-0099-06
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2021.01.099

翅片管冷凝器低压环境下空气侧换热特性研究

张汝行¹ 柳建华^{1,2} 张 良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)

摘 要 本文通过搭建压力可调的封闭环境仓,实验研究了在 40~101 kPa 低压环境下,不同的管排数和循环热水温度对翅片管冷凝器空气侧对流换热特性的影响。结果表明:在相同的空气侧雷诺数下,环境压力的降低导致空气侧对流换热减小。当空气侧雷诺数为 400 时,环境压力从 101 kPa 降至 40 kPa,对流换热表面传热系数随之降低 44.1%;随着环境压力的降低,管排数对空气侧对流换热的影响变弱;在低压环境下,改变循环热水温度不会对对流换热表面传热系数产生明显影响。随着环境压力的降低,空气侧的对流换热表面传热系数与常压模型的计算结果偏差增大,当环境压力从 101 kPa 降至 40 kPa 时,平均偏差从 17.3% 增至 77.5%。在实验的基础上,本文根据环境压力、管排数对空气侧对流换热的影响,对常压下的翅片管空气侧换热模型进行修正,修正后的平均偏差为 9.5%。

关键词 翅片管冷凝器;低压环境;对流换热;雷诺数

中图分类号:TB61⁺1;TK172

文献标识码:A

Study on the Characteristics of Air Side Heat Transfer for Finned Tube Condenser in Low-pressure Environment

Zhang Ruhang¹ Liu Jianhua^{1,2} Zhang Liang¹

(1. College 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)

Abstract In this study, a pressure-adjustable closed environment chamber was built, and the effect of different tube rows and circulating hot water temperatures on the characteristics of air-side convective heat transfer for a finned tube condenser at a low-pressure environment of 40–101 kPa were studied. The results show that under the same Reynolds number, the reduction in ambient pressure leads to a reduction in air-side convective heat transfer. When the air-side Reynolds number is 400, the ambient pressure decreases from 101 kPa to 40 kPa, and the convective surface heat transfer coefficient decreases by 44.1%. As the ambient pressure decreases, the number of tubes has a weaker effect on the air-side convective heat transfer. In a low-pressure environment, changing the heating temperature of the circulating water does not have a significant impact on the convective surface heat transfer coefficient. As the ambient pressure decreases, the air-side convective surface heat transfer coefficient deviates from the calculation results of the normal atmospheric pressure model. As the ambient pressure decreases from 101 kPa to 40 kPa, the average deviation increases from 17.3% to 77.5%. Based on the experiment results, the air-side heat transfer model of the finned tube at normal pressure is modified according to the influence of the ambient pressure and the tube rows on the air-side convective heat transfer, and the average deviation is 9.5%.

Keywords finned tube condenser; low-pressure environment; convective heat transfer; Reynolds number

翅片管冷凝器作为热泵系统的空气处理设备和高效换热装置,一直都是研究人员研发和改进的热点。1971 年,F. C. McQuiston 等^[1]率先提出了平翅片换热器空气侧换热模型,其传热因子的预测偏差达 34.4%。随后,Wang C. C. 等^[2-3]通过研究翅片管换热特性提出了被广泛认可的传热因子关联式。W. Pirompugd 等^[4]利用有限环肋法全面地分析了各种

工况下的翅片换热,并建立了湿工况的传热传质关联式。Ma Xiaokui 等^[5]研究发现湿工况下传热因子和传质因子随着翅片间距的增加而增大。N. H. Kim 等^[6]研究发现条缝翅片的摩擦因子大于平翅片的摩擦因子,且增幅随管排数的增加而变大。鞠培玲等^[7]研究了翅片管换热器在析湿工况下的积灰特性及积灰对空气侧压降的影响,结果表明翅片表面的析

湿量决定积灰程度,积灰程度与摩擦压降成正比。最近,谷波等^[8]研究了两种不同类型的光滑波纹翅片的空气侧性能,并对已有实验关联式进行了修正。随着高原地区的发展以及浮空平台技术的应用,热泵开始逐渐应用于低压工况中。在常压环境下,翅片管冷凝器的空气侧热阻远大于管内侧,是强化换热的主攻方向。但低压下空气的密度较低,表征对流换热的空气侧雷诺数减小,可知翅片管冷凝器的对流换热表面传热系数较常压下有明显区别。胡松涛等^[9]测试了电加热器在常压和低压环境下的表面传热系数和散热功率,认为电加热器表面传热系数与环境气压的 0.2 次幂成正比。林晖等^[10]利用 G-M 低温制冷机,测量和分析了低温低压条件下水平圆管自然对流换热特性,并给出了无量纲实验准则式。王晶等^[11]研究了竖直平板在不同环境压力(0.001~101 kPa)和加热量(75、150、300 W/m²)下的散热,结果表明对流换热表面传热系数在绝对气压小于 1 kPa 时非常小,可视为 0;在绝对气压大于 1 kPa 时,对流换热表面传热系数随压力的升高呈 2 次幂增加。刘旗等^[12]对低压湿工况下的蒸发器进行研究,研究了刘易斯因子的变化规律和影响因素,并引入了压力修正因子。张嘉文等^[13-14]总结了目前具有较高认可度的空气侧理论换热模型,并根据低压下蒸发器换热特性对模型进行了修正。

现阶段有关低压下翅片管换热器的少量研究主要针对蒸发器,空气侧属于冷却过程且过程中伴随着析湿传质,而冷凝器则是完全的显热交换。在 Dittus-Boelter^[15]的强制对流关联式中,加热流体与冷却流体存在明显的不同。

目前,有关翅片管式冷凝器在低压环境下通过空气散热的研究非常少。本文搭建了一个翅片管冷凝器在低压下的换热实验台,研究低压环境对翅片管换热器空气侧对流换热的影响,同时验证现有常压下翅片管换热模型在低压条件下的适用性。

1 实验系统

低压换热实验系统如图 1 所示。实验系统由翅片管冷凝器、环境仓、电加热、加湿器、循环风机、真空泵、温湿度传感器、压力传感器、采集仪组成。为提高耐压强度及密封性,环境仓采用不锈钢材料构成封闭环形。环境仓包括循环段与测试段:循环段为 DN350 的圆形通道,测试段为 500 mm×500 mm 的矩形通道。电加热器和真空泵能根据实验要求调节换热器入口空气的温度以及环境仓压力。在测试段入口前布置均流板,以确保测试段的气流均匀性。在翅片管凝

器的进出口处装有温湿度传感器,在环境仓内布置多个压力传感器,用于检测环境仓内各点的状态参数。采用变频轴流风机调节空气循环量,并使用微压差传感器测量喷嘴前后压差,根据喷嘴的前后压差测量空气的循环量。测试系统主要包括实验参数的数据采集和运行工况的参数控制。实验通过 AGILENT 采集仪与 LabVIEW 软件实现数据参数的采集与显示。

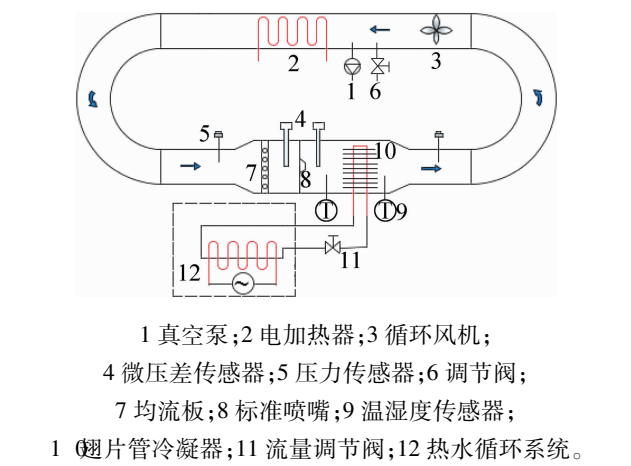


图 1 低压换热实验系统
Fig. 1 Experimental system of heat transfer in low pressure

翅片管冷凝器采用三角形错列排列方式,具体翅片管参数和结构如表 1 和图 2 所示。由于制冷剂的冷凝温度较难控制,实验中利用 40~50 ℃ 的热水作为管内的换热工质。循环热水的进出温度由两个 Pt100 温度传感器测得,其校准精度为 0.1 ℃。循环热水的体积流量由涡轮转子流量传感器测得,热水温度通过 PID 控制器调节。在实验操作中,数据的稳定性判断参考 ASHRAE 41.2-2018 标准^[16],即空气侧与水侧的热平衡偏差应小于 5%。实验工况:风速为 1~4 m/s,环境压力为 40~101 kPa,纵向管排数为 2~4 排,入口水温为 40~50 ℃。

表 1 翅片管冷凝器结构参数
Tab.1 Structural parameters of finned tube condenser

结构参数	符号	数值
翅片厚度/mm	δ_f	0.15
翅片间距/mm	F_p	3.0
换热管外径/mm	D_o	9.52
换热管壁厚/mm	δ	0.35
横向管间距/mm	P_t	24.55
纵向管间距/mm	P_l	21.26
横向管排数	N_t	16
纵向管排数	N	2、3、4

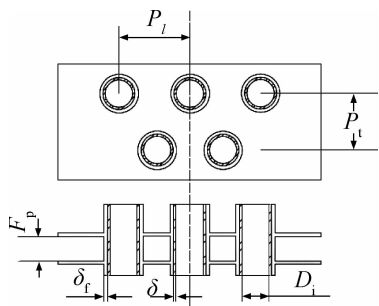


图 2 翅片管冷凝器的结构

Fig. 2 Structure of finned tube condenser

实验前首先进行常压下换热实验,将常压下的实验数据与换热模型^[17]进行对比,结果表明最大相对偏差为 28.4%,最小相对偏差为 9.3%。这表明该实验系统的设置合理、可靠性较高。

2 数据处理

2.1 传热计算

传热量 Q_{air} :

$$Q_{\text{air}} = c_p m_{\text{air}} (t_{\text{out,air}} - t_{\text{in,air}}) \quad (1)$$

$$Q_{\text{air}} = KA\Delta t_m \quad (2)$$

对数平均温差 Δt_m :

$$\Delta t_m = \frac{(t_{\text{out,air}} - t_{\text{in,w}}) - (t_{\text{in,air}} - t_{\text{out,w}})}{\ln \frac{(t_{\text{out,air}} - t_{\text{in,w}})}{(t_{\text{in,air}} - t_{\text{out,w}})}} \quad (3)$$

式中: c_p 为空气的定压比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; m_{air} 为空气的质量流量, kg/s ; $t_{\text{in,air}}$ 、 $t_{\text{out,air}}$ 分别为冷凝器的进、出口空气温度, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{in,w}}$ 、 $t_{\text{out,w}}$ 分别为热水的进、出口温度, $^{\circ}\text{C}$; A 为管外总表面积, m^2 。

冷凝器的传热系数 K :

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_w} \frac{A}{A_i} + \frac{\delta}{\lambda_t} \frac{A}{A_b} + \frac{1}{h_{\text{air}} \eta_f} \right)} \quad (4)$$

式中: λ_t 为紫铜管导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; A_b 为肋片间管外总表面积, m^2 ; A_i 为管内总表面积, m^2 ; h_w 、 h_{air} 分别为管内侧水、管外侧空气的对流换热表面传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; η_f 为翅片效率; δ 为管壁厚度, m 。

管内热水的物性温度为进出口的平均温度,流速根据质量流量计测得。利用 Dittus-Boelter^[15] 公式或 Gnielinski^[18] 公式计算管内循环热水的对流换热表面传热系数 h_w :

Dittus-Boelter^[15] 公式:

$$h_w = 0.023 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.4} \quad (5)$$

Gnielinski^[18] 公式:

$$h_w = \frac{\lambda_w (f_R/2) (Re_w - 1000) Pr_w}{1.07 + 12.7 \sqrt{f_R/2} (Pr_w^{2/3} - 1) D_i} \quad (6)$$

f_R 为摩擦因子,采用下式计算:

$$f_R = (1.58 \ln Re_w - 3.28)^{-2} \quad (7)$$

翅片效率:

$$\eta_f = \frac{\tanh(Mr_0 \phi) \cos(0.1Mr_0 \phi)}{Mr_0 \phi} \quad (8)$$

$$\phi = \left(\frac{R_0}{r_0} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_0}{r_0} \right) \right] \quad (9)$$

$$M = \left[\frac{2h_{\text{air}}}{\lambda_t \delta_f} \left(1 + C \frac{i_{fg}}{c_p} \right) \right]^{1/2} \quad (10)$$

式中: r_0 为管外半径, m ; R_0 为等效半径, m ; Re_w 为水侧雷诺数; Pr_w 为水的普朗特数; λ_w 为水的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; D_i 为管内直径, m ; ϕ 、 M 为翅片效率的计算参数; δ_f 为翅片厚度, m ; λ_t 为翅片的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; i_{fg} 为饱和水的气液潜热, kJ/kg 。

等效半径 R_0 :

$$R_0 = 1.28 W (L/W - 0.2)^{1/2} \quad (11)$$

式中: L 为翅片长度, m ; W 为翅片宽度, m 。

利用上式对各参数进行计算,最后代入式(2)中得到对流换热表面传热系数 h_{air} 。

2.2 实验的不确定度分析

由于测量仪器存在精度等级,实验过程中也会存在系统误差。为提高实验数据的可信度,利用 Moffat^[19] 法对重要数据进行不确定分析。

Moffat^[19] 的不确定度计算方法:

假设影响 U 的一系列参数有:

$$U = U(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (12)$$

则 U 的合成不确定度为:

$$\delta U = \left\{ \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial U}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right\}^{0.5} \quad (13)$$

经计算,本实验数据的不确定度如表 2 所示。

表 2 实验不确定度

Tab.2 Experimental uncertainty

参数	测量仪器	误差范围
温度	铂电阻	$\pm 0.1^{\circ}\text{C}$
压力	压力传感器	$\pm 1\%$
循环空气量	二次计算	$\pm 3.4\%$
循环水流量	转子流量计	$\pm 2.0\%$
对流换热表面传热系数	二次计算	$\pm 7.6\%$

3 数据分析

图 3 所示为实验测得的不同环境压力和最窄面

空气侧雷诺数 Re_{air} 下对流换热表面传热系数的变化,翅片管换热器入口空气的干球温度为 25 ℃,翅片管换热器的热水入口温度为 45 ℃,管排数为 2。随着 Re_{air} 的降低,对流换热必然降低。由图 3 可知,在最窄面 Re_{air} 为 400~800 的范围内,随着环境压力的降低,对流换热表面传热系数曲线的斜率明显减小。说明在低压环境下 Re_{air} 与对流换热的关系式发生改变。当 $Re_{air}=400$ 时,环境压力从 101 kPa 降至 40 kPa,对流换热表面传热系数降低了 44.1%。即在相同的 Re_{air} 下,随着环境压力的降低,空气侧的对流换热明显减弱。由此可推断环境压力的降低抑制了空气侧扰动对换热的强化。原因分析如下:在翅片结构未发生改变的情况下,虽然雷诺数具体值相同,但环境压力的降低导致空气密度降低,单位体积内空气质量的减小必然会减小空气中的各分子与加热壁面的有效接触次数,因此空气侧的对流换热表面传热系数减小。

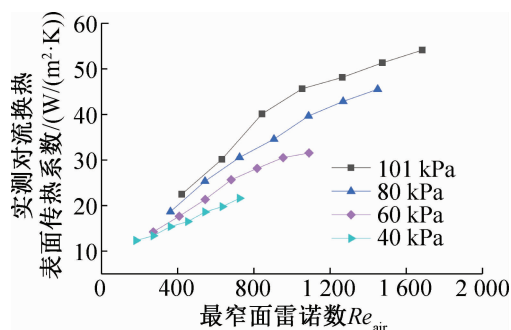


图 3 不同环境压力和最窄面空气侧雷诺数时
对流换热表面传热系数的变化

Fig. 3 Change of convective surface heat transfer coefficient at different ambient pressure and the narrowest air-side Reynolds number

图 4 所示为管排数为 2 排,空气流速为 2.5 m/s 时,不同环境压力和加热温度下空气侧对流换热表面传热系数的变化。由图 4 可知,在 40~101 kPa 环境压力中,当循环热水入口温度从 40 ℃ 升至 50 ℃,空气侧的对流换热没有发生明显的规律性变化,表明对流换热与管内外工质的流动参数、换热面的结构有关,与温差的大小无关。这与常压条件下循环热水温度不会影响换热的结论是一致的。

图 5 所示为不同环境压力下管排数对对流换热的影响。随着纵向管排数的增加,空气侧的摩擦阻力增加,导致空气的扰动程度降低,造成对流换热略有减小。此外,随着环境压力的降低,管排数对对流换热的影响逐渐变弱。由此推断低压环境会削弱翅片结构对空气侧对流换热的影响。原因是随着环境压

力的降低, Re_{air} 开始减小,黏性力的作用开始增强,对流换热变弱,因而宏观层次上翅片结构对换热的影响得到削弱。

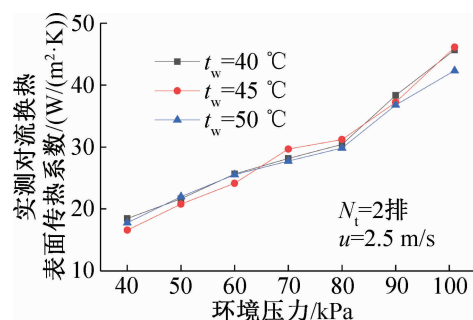


图 4 不同环境压力和热水温度时对流换热表面
传热系数的变化

Fig. 4 Change of convective surface heat transfer coefficient at different ambient pressure and hot water temperature

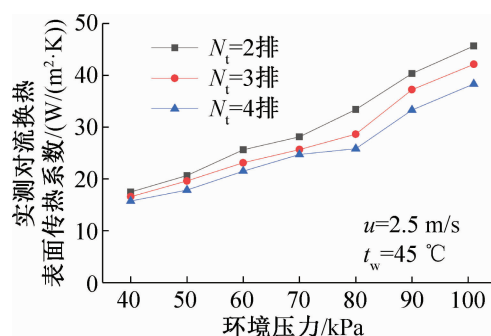


图 5 不同环境压力和管排数时对流换热表面传热系数的变化
Fig. 5 Change of convective surface heat transfer coefficient at different ambient pressure and tube rows

将实测的对流换热表面传热系数与常压换热模型^[17]的计算结果进行对比,结果如图 6 所示。随着环境压力的降低,实测对流换热表面传热系数明显小于常压换热模型^[17]的计算结果,而且压力越低偏移越大,当环境压力从 101 kPa 降至 40 kPa 时,平均偏差从 17.3% 增至 77.5%。

常压下的对流换热表面传热系数计算模型^[17]:

$$h_{air} = 1.1 \frac{\lambda_{air}}{d_0} c Re_{air}^n \left(\frac{L}{d_{eq}} \right)^m \quad (14)$$

$$m = -0.28 + 0.08 Re_{air}/1000 \quad (15)$$

$$n = 0.45 + 0.0066 L/d_{eq} \quad (16)$$

$$A = 0.518 - 0.02315 \frac{L}{d_{eq}} + 0.000425 \left(\frac{L}{d_{eq}} \right)^2 + 3 \times 10^{-6} \left(\frac{L}{d_{eq}} \right)^3 \quad (17)$$

$$c = A(1.36 - 0.24 Re_{air}/1000) \quad (18)$$

式中: λ_{air} 为空气导热系数, W/(m·K); L 为翅片片宽, m; d_{eq} 为当量直径, m; Re_{air} 为最窄面的空气侧

雷诺数。

由式(14)可知,当环境压力改变时,主要变量是空气侧雷诺数,较大的偏差也证明随着环境压力的降低,雷诺数对空气侧对流换热的影响变弱。

针对现有预测模型的局限性,根据不同环境压力和纵向管排数下的实测对流换热表面传热系数,对常压换热模型^[17]进行修正,并且得到了适用于 40~90 kPa 压力范围内的修正因子 B ,如式(19)~式(20),其 $R^2 = 0.995$,修正模型的对流换热表面传热系数与实测对流换热表面传热系数的对比如图 7 所示,两者的平均绝对偏差为 9.5%。

$$h_{\text{air}} = 1.1 \frac{\lambda_{\text{air}}}{d_0} c B Re_{\text{max}}^n \left(\frac{L}{d_{\text{eq}}} \right)^m \quad (19)$$

$$B = N_t^{0.51} \left(\frac{p_l}{p_a} \right)^{-0.63} \left(\left(\frac{p_l}{p_a} \right)^{0.18} - 0.13 \right) \quad (20)$$

式中: p_l 为低压环境压力, kPa; p_a 为标准大气压力, kPa, N_t 为横向管排数。

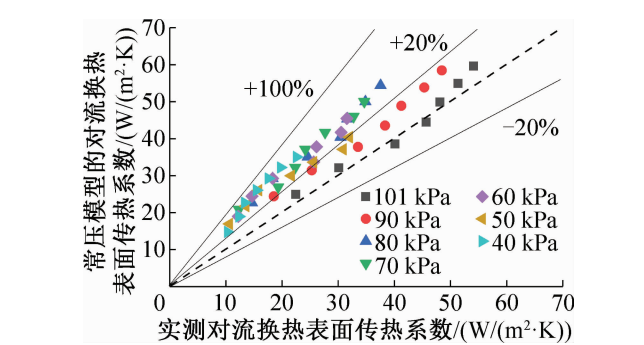


图 6 实验测试和常压模型的对流换热表面传热系数对比

Fig. 6 Comparison of convective surface heat transfer coefficient between experimental test and atmospheric model

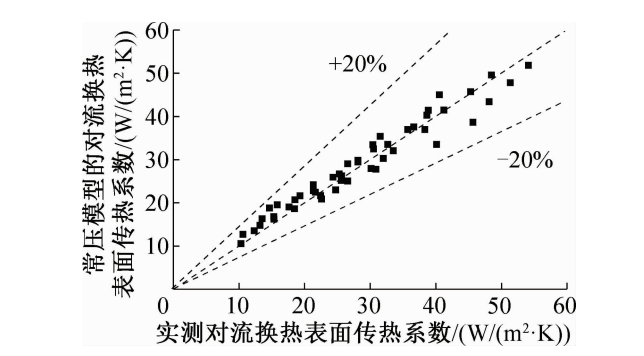


图 7 对流换热表面传热系数的修正

Fig. 7 Correction results of convective surface heat transfer coefficient

4 结论

本文研究了低压环境下平翅片管冷凝器的空气

侧换热特性,分析了低压环境下空气侧雷诺数、管排数及加热温度与空气侧对流换热的关系,得到如下结论:

- 1)在相同的空气侧雷诺数下,随着环境压力的降低,空气侧的对流换热明显减弱。在空气侧雷诺数为 400 时,环境压力从 101 kPa 降至 40 kPa,对流换热表面传热系数降低了 44.1%。
- 2)低压环境下,增加管排数会降低对流换热,这也与常压下的空气侧换热特性相同,但随着环境压力的降低,管排数对对流换热的影响也会变弱。从实验结果来看,改变循环热水温度没有对低压下的空气侧换热产生明显影响。
- 3)随着环境压力的降低,实测对流换热表面传热系数开始小于常压模型的计算结果。当环境压力从 101 kPa 降至 40 kPa,平均偏差从 17.3% 增至 77.5%。针对现有预测模型的局限性,结合环境压力、管排数对空气侧对流换热的影响,对常压模型进行修正,修正后的平均绝对偏差为 9.5%。

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 Special Capacity Building Project for some Local Universities of Shanghai (No. 16060502600).)

参考文献

- [1] MCQUISTON F C, TREE D R. Heat transfer and flow-friction data for two fin-tube surfaces [J]. Journal of Heat Transfer, 1971, 93(2): 249-250.
- [2] WANG C C, CHANG Y J, HSIEH Y C, et al. Sensible heat and friction characteristics of plate fin and tube heat exchangers having plane fins [J]. International Journal of Refrigeration, 1996, 19(4): 223-230.
- [3] WANG C C, CHI K Y, CHANG C J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and tube heat exchangers, part II: correlation[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(15): 2693-2700.
- [4] PIROMPUGD W, WANG C C, WONGWISES S. Finite circular fin method for heat and mass transfer characteristics for plain fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007, 50(3/4): 552-565.
- [5] MA Xiaokui, DING Guoliang, ZHANG Yuanming, et al. Airside characteristics of heat, mass transfer and pressure drop for heat exchangers of tube in hydrophilic coating wavy fin under dehumidifying conditions[J]. Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(19/20): 4358-4370.
- [6] KIM N H, KIM T. An experimental investigation on the

- airside performance of fin-and-tube heat exchangers having slit fins under wet condition[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2015, 29(11): 5011–5019.
- [7] 鞠培玲, 詹飞龙, 庄大伟, 等. 翅片管换热器在析湿工况下的积灰特性及对空气侧压降的影响[J]. *制冷学报*, 2018, 39(6): 10–16. (JU Peiling, ZHAN Feilong, ZHUANG Dawei, et al. Effect on particle deposition characteristics and air-side pressure drop of fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions[J]. *Journal of Refrigeration*, 2018, 39(6): 10–16.)
- [8] 谷波, 彭文豪, 曾炜杰. 两种不同类型的光滑波纹翅片管换热器空气侧性能及关联式研究[J]. *制冷学报*, 2020, 41(3): 25–30. (GU Bo, PENG Wenhao, ZENG Weijie. Research of air-side characteristics and correlations development for two different types of smooth wave fin-and-tube heat exchangers[J]. *Journal of Refrigeration*, 2020, 41(3): 25–30.)
- [9] 胡松涛, 朱春, 王东, 等. 低气压条件下电加热器自然对流换热性能测试[J]. *暖通空调*, 2006, 36(3): 22–24. (HU Songtao, ZHU Chun, WANG Dong, et al. Testing of natural convection heat transfer performance of electric heaters under lower air pressure[J]. *Journal of HV & AC*, 2006, 36(3): 22–24.)
- [10] 林晖, 杨忠衡, 秦旭进, 等. 低气压下低温空气水平圆管自然对流换热系数测量[J]. *制冷技术*, 2019, 39(1): 16–20. (LIN Hui, YANG Zhongheng, QIN Xujin, et al. Measurement of natural convection heat transfer coefficient of low temperature air around horizontal pipe at low pressures[J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2019, 39(1): 16–20.)
- [11] 王晶, 丁立, 郗殿福. 不同压力环境下竖直平板表面自然对流散热实验[J]. *航空学报*, 2016, 37(5): 1506–1511. (WANG Jing, DING Li, QIE Dianfu. Natural convection heat dissipation experiment on vertical plate surface under different pressure conditions[J]. *Acta Astronautica et Astronautica Sinica*, 2016, 37(5): 1506–1511.)
- [12] 刘旗, 柳建华, 徐小进, 等. 湿工况下低气压对翅片管换热器换热特性的影响[J]. *热能动力工程*, 2016, 31(11): 7–13. (LIU Qi, LIU Jianhua, XU Xiaojin, et al. Influence of low pressure on heat transfer characteristics for finned tube heat exchangers under wet working conditions [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2016, 31(11): 7–13.)
- [13] 张嘉文, 柳建华, 张良, 等. 翅片管换热器空气侧换热模型在低气压环境下的适用性研究[J]. *制冷学报*, 2020, 41(1): 81–88. (ZHANG Jiawen, LIU Jianhua, ZHANG Liang, et al. Applicability study of air side heat transfer model of fin-tube heat exchanger in low ambient pressure[J]. *Journal of Refrigeration*, 2020, 41(1): 81–88.)
- [14] ZHANG Jiawen, LIU Jianhua, ZHANG Liang, et al. Air-side heat transfer characteristics under wet conditions at lower ambient pressure of fin-and-tube heat exchanger[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 142: 1–8.
- [15] DITTUS F W, BOELTER L M K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1985, 12(1): 3–22.
- [16] Standard methods for laboratory air-flow measurement; ANSI/ASHRAE 41.2–2018[S]. Atlanta: ASHRAE, 2018.
- [17] 郑贤德. 制冷原理与装置[M]. 2版. 北京: 机械工业出版社, 2008: 334–335. (ZHENG Xiande. *Refrigeration Principles and Devices* [M]. 2nd ed. Beijing: Machinery Industry Press, 2008: 334–335.)
- [18] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flows [J]. *International Journal of Chemical Engineering*, 1976, 16(2): 359–368.
- [19] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3–17.

通信作者简介

张良, 男, 讲师, 上海理工大学能源与动力工程学院, 18817719095, E-mail: 850621359@qq.com。研究方向: 制冷及低温工程, 低气压换热。

About the corresponding author

Zhang Liang, male, lecturer, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 18817719095, E-mail: 850621359@qq.com. Research fields: refrigeration and low-temperature engineering, heat transfer in low air pressure.