

文章编号: 1006-2467(2008)03-0404-05

微生物污垢对翅片管换热器空气侧 换热和压降特性的影响

浦 晖¹, 丁国良¹, 马小魁¹, 高屹峰²

(1. 上海交通大学 制冷与低温工程研究所, 上海 200240; 2. 国际铜业协会上海代表处, 上海 200020)

摘 要: 为了研究翅片管换热器表面微生物污垢对其换热和压降特性的影响, 对 4 种不同污垢程度的翅片管换热器进行了实验. 比较分析了不同 Re_D 下, 不同微生物污垢面积的换热器和清洁换热器的换热和压降特性. 结果表明: 在 Re_D 较小时, 微生物污垢对换热器空气侧换热有一定的增强作用, 随着 Re_D 的增大, 增强作用逐渐减弱; 当 $Re_D > 1\ 200$ 后, 污垢对换热只起到衰减的作用. 微生物污垢对压降的影响明显大于对换热的影响. 随着 Re_D 的增大, 污垢压降因子逐渐减小, 并且污垢面积越大, 减小的趋势越显著.

关键词: 波纹翅片; 微生物污垢; 换热; 压降

中图分类号: TK 124 **文献标识码:** A

The Effects of Biofouling on Airside Heat Transfer and Pressure Drop for Fin-and-Tube Heat Exchanger

PU Hui¹, DING Guo-liang¹, MA Xiao-kui¹, GAO Yi-feng²

(1. Institute of Refrigerant & Cryogenics Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China; 2. International Copper Association Shanghai Office, Shanghai 200020, China)

Abstract: Four kinds of biofouled heat exchanger were performed in order to investigate the effects of biofouling on airside heat transfer and pressure drop for fin-and-tube heat exchanger. The performances on heat transfer and pressure drop were compared and analyzed under different Reynolds number and biofouled areas at clean and fouled conditions. The experimental results indicate that the heat transfer is actually enhanced due to the impact of biofouling under relatively small Reynolds number. However, the enhancement is more and more weakened with Reynolds number increases. The heat transfer is degraded as the effects of biofouling when the Reynolds number is larger than 1 200. Biofouling has a greater impact on air-side pressure drop than heat transfer coefficient of fin-and tube heat exchanger. The pressure drop fouling factor decreases with the Reynolds number increases. Generally, the degraded trend is significant with the increasing biofouled area.

Key words: wavy fin; biofouling; heat transfer; pressure drop

收稿日期: 2007-04-18

作者简介: 浦 晖(1978-), 男, 黑龙江密山人, 博士生. 主要从事翅片管换热器长效特性研究.

丁国良(联系人), 男, 教授, 博士生导师, 电话(Tel.): 021-34206378; E-mail: glding@sjtu.edu.cn.

符号说明:

A —面积, m^2	r —半径, m	b —微生物污垢
c_p —比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	Re —雷诺数	c —无污垢
D —直径, m	Pr —普朗特数	f —翅片
D_e —包含翅片厚度的管外径, m	t —温度, $^{\circ}\text{C}$	i —内侧
f —摩擦因子	u —风速, m/s	in —入口
F —修正因子	U —总换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	m —平均值
h —换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$	δ —厚度, m	o —外侧
H —相对湿度	η —翅片效率	out —出口
i —比焓, kJ/kg	μ —运动粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$	s —显热
k —导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	ρ —密度, kg/m^3	w —水侧
q_m —质量流量, kg/s	下标	
Q —热流量, W	a —空气侧	

翅片管换热器广泛应用于家庭、商业和工业制冷空调系统中。采用翅片管换热器作为蒸发器和冷凝器的空调系统,使用一定年限后翅片表面会形成灰尘和微生物等空气侧污垢,影响蒸发器的性能,因此有必要了解蒸发器空气侧污垢对于蒸发器换热和压降的影响。对于蒸发器空气侧,污垢对换热和压降的影响可根据污垢的类型不同分为灰尘污垢和微生物污垢。前者在空调运行时,空气中的灰尘会随着来流空气流经蒸发器,部分灰尘颗粒会黏附在湿润的蒸发器翅片表面,形成空气侧污垢^[1-5];后者由于蒸发器经常在湿工况下运行,湿润和黑暗的环境给微生物提供了良好的生长环境,细菌、真菌和病毒等微生物容易寄生在翅片表面形成微生物污垢。有关船用或海水冷却系统的研究表明,微生物污垢对换热器的性能有明显影响^[6-8],但目前还没有关于微生物污垢对于空调换热器的性能影响。

本文通过实验,研究微生物污垢对翅片管换热器换热和压降特性的影响。为了减少亲水层脱落与接触热阻的影响,实验中使用全新的换热器。为了加快实验进程,采用人工加速培养微生物生长的方法模拟翅片表面生长微生物污垢。

1 实验对象和装置

1.1 实验对象

由于霉菌生长周期长,故实验采用人工加速霉变的方法使翅片管换热器表面生长霉菌。根据国家标准 GB/T 2423.16-1999,选用无毒且空调中普遍生长的黑曲菌标准菌株(ATCC 16888,第45代)进行人工加速培养。研究选用4个附带亲水层的人字波纹翅片管换热器,其结构采用紫铜管外嵌整体式铝合金翅片,如图1所示。图中, s 、 b 、 l_1 、 l_2 和 θ 分别为翅片间距、翅片厚度、翅片投影长度、翅片高度和波纹角。其中3个换热器进行翅片表面霉变处理,处理后霉菌面积分别约占换热器空气侧表面积的10%、30%和60%,经过霉变处理后的照片如图2所示。

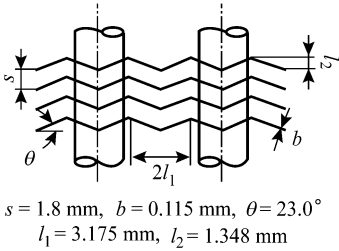
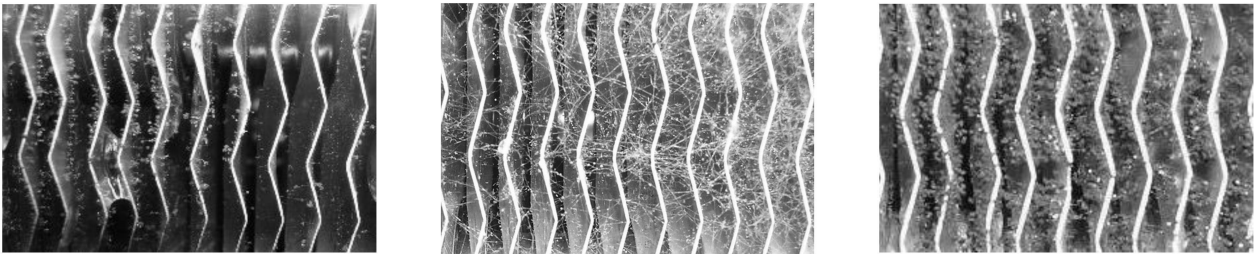


图1 人字型波纹翅片示意图

Fig. 1 Schematic of a herringbone wavy fin



(a) $A_b/A_a = 10\%$ (b) $A_b/A_a = 30\%$ (c) $A_b/A_a = 60\%$

图2 生长微生物污垢的换热器照片

Fig. 2 Photographs of the biofouled heat exchangers

1.2 实验装置

实验装置由封闭式空气回路和冷却水回路组成. 由安装在测试段两侧的压差传感器来测量换热器的压降, 喷嘴室测量空气回路的流量, 入口空气的干球温度和相对湿度通过加热器和加湿器来调节, 如图 3 所示. 有关实验原理和装置的详细介绍参见文献[9]. 实验工况如下: $t_{a, in} = (27 \pm 0.2)^{\circ}\text{C}$, $H_a = 50 \pm 2\%$, $t_{w, in} = (5 \pm 0.5)^{\circ}\text{C}$, $u_{a, in} = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0\text{ m/s}$.

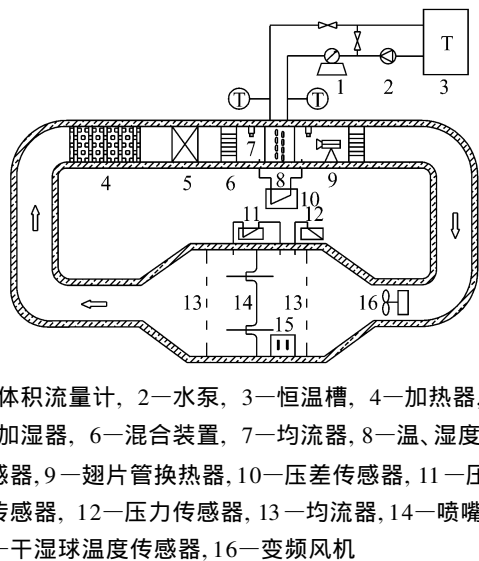


图 3 实验系统原理图

Fig. 3 Schematic of the experimental rig

2 数据处理方法

为了分离空气侧对流换热系数, 采用 Threlkeld 法^[10]. 在湿工况下换热器的换热量为

$$Q_a = q_{m,a}(i_{a,in} - i_{a,out}) \tag{1}$$

$$Q_w = c_{p,w}q_{m,w}(t_{w,out} - t_{w,in}) \tag{2}$$

取 Q_a 和 Q_w 的平均值为换热器换热量:

$$Q_m = \frac{Q_a + Q_w}{2} \tag{3}$$

根据 ASHRAE 33-78 的要求, 数据处理过程中只有满足 $\frac{|Q_w - Q_a|}{Q_m} \leq 0.05$ 的数据才确认为有效实验数据.

换热器空气侧换热系数 h_o 与总换热系数的关系为

$$\frac{1}{h_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta}{k A_i} + \frac{1}{\eta h_o A_o} \tag{4}$$

基于算术平均焓差的总换热系数为

$$h_i = \frac{Q_m}{F \Delta i_m} \tag{5}$$

式中, Δi_m 为逆流换热器的算术平均焓差,

$$\Delta i_m = \frac{(i_{a,in} - i_{w,out}) - (i_{a,out} - i_{w,in})}{\ln \left[\frac{i_{a,in} - i_{w,out}}{i_{a,out} - i_{w,in}} \right]} \tag{6}$$

根据 Gnielinski^[11] 关联式, 管内换热系数为

$$h_i = \left[\frac{k}{D} \right]_i \frac{(Re_i - 1000) Pr (f_i/2)}{1 + 12.7 \sqrt{f_i/2} (Pr^{2/3} - 1)} \tag{7}$$

式中: f_i 为摩擦因子,

$$f_i = (1.58 \ln Re_{D_i} - 3.28)^{-2}$$

$$Re_{D_i} = \frac{\rho u D_i}{\mu}$$

翅片总效率为

$$\eta_t = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \tag{8}$$

湿翅片效率为^[10]

$$\eta_f = \frac{2r_i}{M_T (r_o^2 - r_i^2)} \times \left[\frac{K_1 (M_T r_i) I_1 (M_T r_o) - K_1 (M_T r_o) I_1 (M_T r_i)}{K_1 (M_T r_o) I_0 (M_T r_i) + K_0 (M_T r_i) I_1 (M_T r_o)} \right] \tag{9}$$

式中, $M_T = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f \delta}}$.

因此, 湿翅片效率 η_f 为空气侧换热系数 h_o 的函数. 根据方程(4), 需要对 η_f 和 h_o 进行迭代求解. 采用 Moffat^[12] 误差分析方法对实验台进行了误差分析, 分析结果如表 1 所示.

表 1 实验参数误差表

Tab. 1 Summary of the estimated uncertainties %

参数	误差限		参数	误差限	
	最小值	最大值		最小值	最大值
$q_{m,a}$	± 0.9	± 1.7	Q_a	± 1.6	± 3.0
$q_{m,w}$	± 1.7	± 2.3	Q_w	± 2.5	± 4.2
h_s	± 5.2	± 6.7	Δp	± 0.4	± 3.3

3 实验结果与分析

3.1 微生物污垢面积对空气侧压降的影响

图 4 描述了不同风速下, 微生物污垢面积 A_b 对空气侧压降 Δp_a 的影响. 由图可见, $u_{a,in}$ 相同时, Δp_a 随着 A_b 的增加逐渐增大. 当 $u_{a,in} = 0.5\text{ m/s}$, A_b 逐渐增大到换热器空气侧面积 A_a 的 60% 时, 换热器 Δp_a 最大衰减 43.1%; 而当 $u_{a,in} = 2.0\text{ m/s}$, 污垢面积比 $A_b/A_a = 60\%$ 时, Δp_a 只衰减 21.8%. 因此, 风速越小, A_b 对 Δp_a 的影响越大. 这有可能是因为在风速较大的情况下, 部分微生物污垢被风和冷凝水带走的原因.

3.2 微生物污垢面积对换热的影响

图 5 描述了不同风速下, A_b 对空气侧换热系数

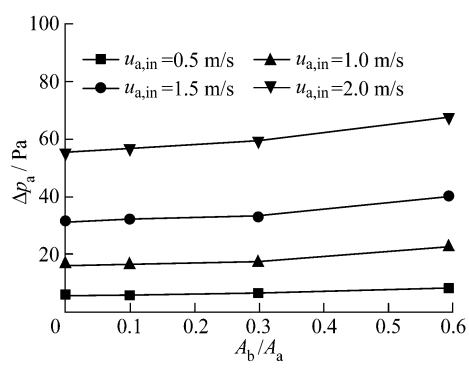


图 4 微生物污垢面积对空气侧压降的影响

Fig. 4 The effects of varied biofouled area on the airside pressure drop

h_o 的影响. 由图可见, 当 $u_{a,in} = 0.5 \text{ m/s}$ 时, 随着 A_b 的增加, h_o 先随 A_b 的增大而增大, 当增大到 A_a 的 30% 时达到最大值, A_b 继续增大后, h_o 有所减小. 当 $u_{a,in} = 1.0 \text{ m/s}$ 时, h_o 的最大值出现在 $A_b/A_a = 30\%$ 处, 但当 A_b/A_a 从 10% 增大到 30% 时, h_o 仅增大 0.4%, 数值在误差范围内, 然后随 A_b 的增大而逐渐减小. 当 $u_{a,in} = 1.5 \text{ m/s}$ 时, h_o 的最大值出现在 $A_b/A_a = 10\%$ 处, A_b 继续增大, h_o 逐渐减小. 当 $u_{a,in} = 2.0 \text{ m/s}$ 时, h_o 随 A_b 的增大而逐渐减小, $A_b/A_a = 60\%$ 时, h_o 最小, 比清洁换热器的 h_o 衰减 19.1%.

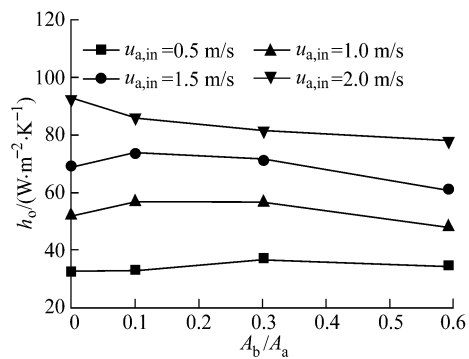


图 5 微生物污垢面积对空气侧换热系数的影响

Fig. 5 The effects of varied biofouled area on the airside heat transfer coefficient

3.3 Re_{D_c} 对因子 f_h 和 f_{dp} 的影响

描述污垢对换热器性能影响程度的换热污垢因子和压降污垢因子分别定义为^[1]

$$f_h = \frac{h_f - h_c}{h_c} \times 100\% \tag{10}$$

$$f_{dp} = \frac{\Delta p_f - \Delta p_c}{\Delta p_c} \times 100\% \tag{11}$$

式中: h_f 和 Δp_f 分别为有污垢存在的换热器空气侧换热系数和压降; h_c 和 Δp_c 分别为清洁换热器空气侧换热系数和压降. 根据式(10)、(11), 污垢因子的

数值越大, 表明污垢对换热器特性的影响越大.

图 6 描述了在不同 Re_{D_c} 的情况下, 随着 A_b 的增加, f_{dp} 的变化情况. 由图可见, 微生物污垢对 Δp_a 的影响比换热显著. 污垢会使 Δp_a 增大 2% ~ 43%. 随着 A_b/A_a 的增大, f_{dp} 的变化越来越明显.

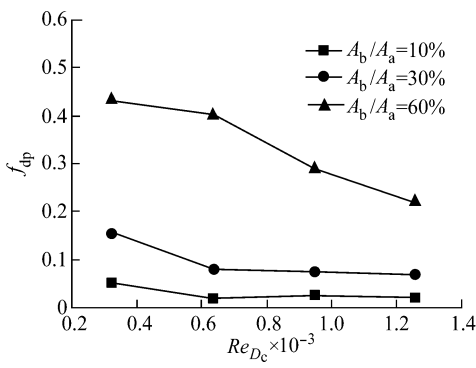


图 6 微生物污垢面积对 f_{dp} 的影响

Fig. 6 The effects of biofouled area on the airside pressure drop fouling factor f_{dp}

图 7 描述了在不同 Re_{D_c} 的情况下, 随着 A_b 的增加, f_h 的变化情况.

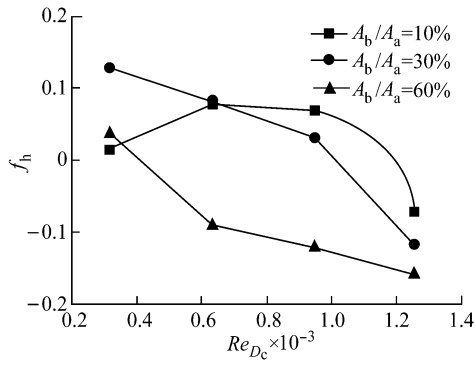


图 7 微生物污垢面积对 f_h 的影响

Fig. 7 The effects of biofouled area on the airside heat transfer coefficient fouling factor f_h

由图可见, 当 $Re_{D_c} < 400$ 时, $f_h > 0$, 说明微生物污垢在 Re_{D_c} 较小时对换热器的换热起到强化作用. 当 $A_b/A_a = 10\%$, $Re_{D_c} < 1\,000$ 时, f_h 随着 Re_{D_c} 的增加而增大, 最大增大 7.6%; $Re_{D_c} > 1\,000$ 后, f_h 逐渐减小; $Re_{D_c} > 1\,200$ 后, $f_h \leq 0$, 对换热起衰减的作用. 当 $A_b/A_a = 30\%$ 时, f_h 随着 Re_{D_c} 的增加逐渐减小; 当 $Re_{D_c} > 1\,000$ 后, $f_h < 0$. 当 $A_b/A_a = 60\%$ 时, f_h 随着 Re_{D_c} 的增加逐渐减小, 为 3.6% ~ -16.0%. 当 $Re_{D_c} > 400$ 后, $f_h < 0$.

产生上述现象主要是因为微生物污垢黏附在翅片表面, 增大了翅片导热热阻, 但少量的污垢也会增强换热. 另外, 由图 2(a) 可见, 在 $A_b/A_a = 10\%$ 的换热器上, 微生物主要成颗粒状分布于翅片上. 稀疏的

微生物污垢颗粒可以增大翅片表面的粗糙程度,起到破坏空气流动的边界层,增加气流扰动,增强换热的作用。当 Re_{D_c} 较小时,微生物颗粒增强换热的作用要大于降低翅片导热能力,但当 A_b/A_a 增大到一定数值后,除了微生物颗粒外,还有大量的菌丝黏附在翅片间(见图 2(b)),污垢所起到增大翅片导热阻、减小空气流量的作用明显强于增加换热的功能,所以使空气侧换热性能降低。随着 Re_{D_c} 的增大,换热器的析湿能力增强,由于污垢的阻挡,冷凝水滞留在翅片之间,使翅片上的水膜增厚,从而增大空气侧换热热阻,减小空气流量。所以,在 Re_{D_c} 较大的情况下, A_b 越大对换热的衰减越严重,增大压降的作用越显著。

4 结 论

(1) 在 $Re_{D_c} < 400$ 的情况下,微生物污垢对换热器空气侧换热有一定的增强作用。但会随着污垢面积的增大,换热污垢因子先增大后减小。随着 Re_{D_c} 的增大,污垢对换热的增强作用逐渐减弱,当 $Re_{D_c} > 1\,200$ 后,污垢对换热只起到衰减的作用,因此应该尽量减少微生物污垢的存在。

(2) 微生物污垢对压降的影响明显大于对换热的影响。微生物污垢面积越大,压降越大。在 Re_{D_c} 相同时,空气侧压降随着微生物污垢面积的增加逐渐增大。但在相同的污垢面积比下,随着 Re_{D_c} 的增大,压降污垢因子逐渐减小,并且污垢面积比越大,减小的趋势越明显。

参考文献:

- [1] Li Y, Braun J E, Groll E A. Impact of fouling on the performance of filter-evaporator combinations [J]. **International Journal of Refrigeration**, 2007, 30(3): 489–498.
- [2] Li Y, Braun J E, Groll E A. The impact of evaporator fouling and filtration on the performance of packaged air conditioners [J]. **International Journal of Refrigeration**, 2007, 30(3): 506–514.
- [3] Haghighi K R, McCluskey F M. Air-side fouling of compact heat exchangers for discrete particle size ranges [J]. **Heat Transfer Engineering**, 2007, 28(1): 58–64.
- [4] Mason D J, Heikal M R, Douch N. Air side fouling of compact heat exchangers [J]. **International Journal of Heat Exchangers**, 2006, 1(7): 1–14.
- [5] Siegel J A, Nazaroff W W. predicting particle deposition on HVAC heat exchangers [J]. **Atmospheric Environment**, 2003, 37(39): 5587–5596.
- [6] Casanueva J F, Sanchez J, Garcia Morales J L, et al. Portable pilot plant for evaluating marine biofouling growth and control in heat exchangers-condensers [J]. **Water Science and Technology**, 2003, 47(5): 99–104.
- [7] Nebot E, Casanueva J F, Casanueva T, et al. In situ experimental study for the optimization of chlorine dosage in seawater cooling systems [J]. **Applied Thermal Engineering**, 2006, 26(16): 1893–1900.
- [8] Eguia E, Vidart T F, Bezanilla J A, et al. Monitoring and control of biofouling growth in heat exchangers in a ship [C] // **Proceedings of the International Conference on Marine Technology**. Szczecin: Odra, 1997: 285–294.
- [9] 马小魁, 丁国良, 张圆明. 析湿工况下亲水层对开缝翅片管换热器空气侧换热压降特性影响分析 [J]. 上海交通大学学报, 2007, 41(12): 1910–1915.
MA Xiao-kui, DING Guo-liang, ZHANG Yuan-ming. The effect of hydrophilic coating on airside performance of split fin-and-tube heat exchangers under wet conditions [J]. **Journal of Shanghai Jiaotong University**, 2007, 41(12): 1910–1915.
- [10] Wang C C, Hsieh Y C. Performance of plate finned tube heat exchanger under dehumidifying conditions [J]. **ASME Journal of Heat Transfer**, 1997, 119: 109–117.
- [11] Gnielinski V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow [J]. **International Chemical Engineering**, 1976, 16: 359–368.
- [12] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. **Experimental Thermal and Fluid Science**, 1998, 1(1): 3–17.