

条缝肋管风冷换热器传热系数 计算及最佳设计

南京航空航天大学 姜正良

【摘要】介绍了近似计算空调常用条缝肋片管风冷换热器传热系数及流动阻力的数学模拟,计算方法与试验比较吻合,说明计算方法是可行的、实用的。对风冷换热器进行优化设计和原产品对比,效果明显,说明优化设计是可行的。

主题词: 换热器 换热系数 最优设计

分类号: V231.13

对条缝肋管风冷换热器传热系数及流动阻力进行数学模拟寻求简便的计算方法,同时进行优化设计研究,这两方面同时研究对工程上具有很实际的意义。对小型空调机及风机盘管空调器等风冷换热器均有实用价值。

1 条缝肋管风冷换热器传热系数和流体动力计算

1.1 条缝肋管空气侧当量换热系数

整张条缝肋可分为两部分,即条缝部分和平片部分面积;设 f_L 表示条缝部分面积占总条缝肋管外表面面积的百分数,则条缝肋管肋片外表面的空气侧换热系数 α_c 表示为: $\alpha_c = f_L \alpha_c + (1 - f_L) \alpha_p$ 。式中 α_p 为单独平片肋的平均换热系数, α_c 为条缝部分的平均换热系数^[1,2]。

平片肋的平均换热系数可按文献[3,4]计算:

$$\alpha_p = 0.178 Re_q^{0.6} L^{-0.14} d_e^{-0.86} \lambda_c$$

$$\alpha_p = C_1 C_2 \lambda_c / d_e (L / d_e)^n Re_q^m$$

式中 Re_q 为当量雷诺数, L 为沿气流方向的长度, d_e 为当量直径, λ_c 为空气的导热系数, C_1 、 C_2 、 m 、 n 为系数。

条缝部分的换热系数可按空气流过两平行板间的换热计算: $\alpha_c = Nu \lambda_a / D_n$ 。式中 Nu 为努谢尔数, D_n 为水力直径。 Nu 的计算参见文献[1]。

对于条缝肋管空气侧当量换热系数 α_c 计算: 空冷冷凝器干工况 $\alpha_{c(干)} = \eta_f \alpha_c$, 空气冷却器湿工况 $\alpha_{c(湿)} = \eta_f \xi \alpha_c$, 空气冷却器外表挂霜 $\alpha_{c(霜)} = \eta_f (1 / \alpha_c \xi + \delta_f / \lambda_f)^{-1}$ 。式中 η_f 为肋管效率, ξ 为析湿系数, δ_f 、 λ_f 分别为霜层厚度及导热系数。

1.2 管内制冷剂换热系数 α_i 和条缝肋管传热系数 K

对于空冷冷凝器管内氟里昂平均换热系数

$$\alpha_i = 0.455 (\beta / \Psi d_i)^{1/3}, \quad \alpha_i = 0.683 r_s^{1/4} B_m [1 / d_i (t_k - t_w)]^{1/4}$$

式中 β 为物性系数, Ψ 为热流密度, d_i 为管内径, r_s, B_m 为系数, t_k, t_w 分别为冷凝及壁面温度。

对于直接蒸发空气冷却器: $\alpha = A \Psi^{0.6} V_m^{0.2} d_i^{-0.2}$, $\alpha = B G_i^{0.2} \Psi^{0.6} / d_i^{0.6}$ 。式中 A, B 为系数, V_m 为制冷剂质量流速, G_i 为每根管内制冷剂流量。

对于风机盘管空调器: $\alpha = C V^{0.8} / d_i^{0.2}$ 。式中 C 为物性系数, V 为管内水速。

条缝肋管传热系数 $K = (1/\alpha_{uc} + \tau/\alpha + R_f)^{-1}$ 。式中 τ 为肋化系数, R_f 为附加热阻。

1.3 条缝肋管流体动力计算^[1,2]

空气流过条缝肋的阻力 ΔP_{LE} 可看作通过平片的阻力 ΔP_{ue} 加上条缝部分引起的附加阻力:

$$\Delta P_{LE} = \Delta P_{ue} + N_T \Delta P_l$$

式中: N_T 为管排数, ΔP_l 为空气流过一次条缝部分面积的附加阻力。

$$\Delta P_{ue} = 1.2 \epsilon L / d_e W_{\max}^{1.7} \varphi$$

式中 ϵ 为肋片表面粗糙度系数, $W_{\max}$ 为最窄截面处空气的流速, φ 为空气流动阻力修正系数^[4]。

根据 $N-S$ 方程可求得空气流过平行平板阻力:

$$\Delta P_l = (N_L/2) \rho W_{\max}^2 \int [X_e/2(s-t) + K_1] - (X_A/2L) \rho W_{\max}^2 \int [L/2(s-t) + K_2]$$

式中: N_L 为条形翅数, X_e 为空气流过每一条形面积时的实际流程长, ρ 为空气密度, s 为肋片节距, t 为肋片厚度, f 为沿程摩擦系数, X_A 为条形翅宽, K_1, K_2 为局部阻力系数^[1]。 $f = 96/Re$ 。

2 风冷换热器优化设计

2.1 风冷换热器数学模型

传热方程 $Q = KA\theta_m$ 。式中 Q 为冷(热)负荷, A 为传热面积, K 为传热系数, θ_m 为平均传热温差。 Q 根据设计要求预先给定。

热平衡方程: 风冷冷凝器 $Q = MaC_p \Delta t$, 直接蒸发空气冷却器 $Q = Ma \Delta h$ 。式中 Ma 为空气质量流量, $\Delta t, \Delta h$ 分别为空气进出口的温差和焓差, c_p 为空气的定压比热。对空气冷却器在湿工况下, 需先求出冷却效率及析湿系数, 制冷剂的最佳质量流速以及空气在空气冷却器中状态变化。

流体阻力计算如前所述。

2.2 风冷换热器优化设计

风冷换热器的优化设计是用最小的代价得到预期的技术效果, 其优化准则有热力学准则, 结构准则及经济准则^[6]。若同时考虑几个准则可组成多目标寻优即:

$$F(\vec{X}) = \sum_{i=1}^n W_i F_i(\vec{X})$$

式中 $\vec{X}$ 为设计变量, $F(\vec{X})$ 为综合目标, $F_i(\vec{X})$ 为各分目标, W_i 为加权因子。

对风冷换热器可用初投资(传热面积及加工费用)及运行费用(流动阻力)组成经济准则, 即以总费用最低作为目标函数:

$$F_1(\vec{X}) = \theta V_A v_A L_A + \theta V_{Cu} v_{Cu} L_C + Ma \Delta P_{LE} C_w T / \rho \eta \quad (1)$$

式中 $F_1(\vec{X})$ 为经济准则, θ 为工艺折算系数, V_A, v_A, L_A 分别为铝材的体积、比重、单位重量的费用。 V_{Cu}, v_{Cu}, L_C 分别为铜材的体积、比重、单位重量的费用。 T 为年运行时间, η 为风机效率, C_w 为单位功率费用。

设计变量、约束条件及优化方法参阅文献[6], 本文选用设计变量有: 管材外径 d_o 、肋片节

距 S 、列向管子中心距 S_1 、管排数 N_T 、管列数 N_l 以及风速 W_f 、空气出口温度 t_2 等, 根据实际状况选出若干个约束条件。数学模型归结为: 设计变量 $\vec{X} = (d_o, S, S_1, N_T, N_l, W_f, t_2)^T$; ($\vec{X} \in R^7$) 满足 $g_u(\vec{X}) = g_u(d_o, \dots, t_2) \leq 0$; ($u = 1, 2, \dots, m$) 约束下求目标

$$F_1(\vec{X}) \Rightarrow \text{opt} \tag{2}$$

数学优化是以计算机自动设计为基本特征的, 一般优化设计问题的解决要经过 3 个阶段: (1) 将设计问题转换为一个数学模型即 (2) 式; (2) 选用合适的优化方法, 常选用混合惩罚函数法, 此法计算速度快, 易收敛。(3) 在计算机上自动解得优解, 然后进行分析判断。

风冷换热器优化设计框图如图 1 所示。

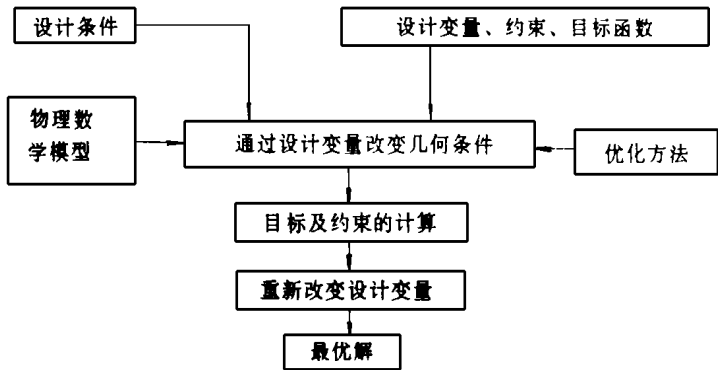


图 1 换热器优化设计图

3 实例及结论

例 1 某窗式空调用条缝肋管直接蒸发冷却器, 管束正三角形错排, 其制冷量 $Q = 1.67 \text{ kW}$, $d_o = 0.01 \text{ m}$, $S = 2.2 \times 10^{-3} \text{ m}$, $S_1 = 25.4 \times 10^{-3} \text{ m}$, $N_T = 2$, $N_l = 8$, 管壁厚 $\delta = 0.35 \times 10^{-3} \text{ m}$, $t = 0.2 \times 10^{-3} \text{ m}$, $N_L = 7$, $X_A = 14 \times 10^{-3} \text{ m}$, $\eta = 0.88$, 制冷剂 R_{22} 。

按标准工况进行传热及流动阻力计算, 计算结果见表 1。表中附有某厂实测条缝肋管在干工况下当量换热系数回归近似计算公式以及传热系数和阻力。两者比较见图 2。实测 $\alpha_{a(\text{干})} = 73.54 W_f^{0.3704} (\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{k}))$, 此式适用范围为 $0.8 \text{ m/s} < W_f < 1.85 \text{ m/s}$ 。

例 2 某分体空调机引进国外产品, 制冷量 $Q = 7 \text{ kW}$, 冷凝温度 $t_k = 50^\circ\text{C}$, 过冷温度 $t_{rc} = 45^\circ\text{C}$, 蒸发温度 $t_o = 5^\circ\text{C}$, 空气进口温度 $t_{1i} = 35^\circ\text{C}$, 制冷剂为 R_{22} , 压缩机排量 $G_R = 0.044 \text{ kg/s}$, 对此冷凝器进行优化设计。

根据第 2 节所述方法进行上机计算, 选式 (1) 作目标函数, 选 $d_o, S, S_1, N_T, N_l, W_f, t_2$ 作设计变量, 确定 27 个约束条件, 选用罚函数调用鲍维尔的优化方法, 计算结果见表 2。

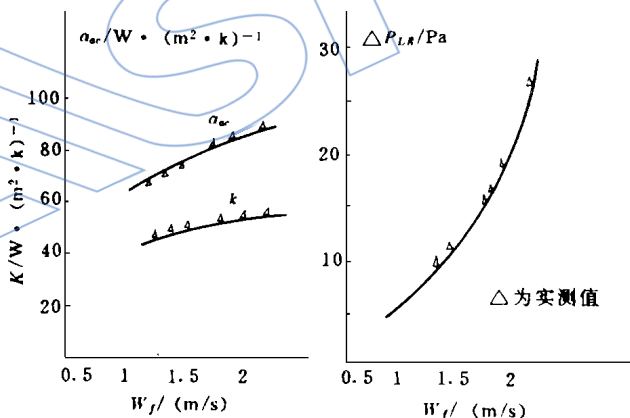


图 2 传热及流动阻力理论和实测对比

表 1 传热系数、流动阻力理论计算和实测结果

W_f	Re_q	Re	α_p	α_l	α_c	α_{ac}^* (干)	α_{ac}^* (干)	α_{ac}^*	α_c	K	K^*	ΔP_{ue}	ΔP_l	ΔP_{LE}	ΔP_{LE}^*
0.8	284	325	27.2	150	74	71.6	67.7	94.43	1674.3	48.86	49.2	2.97	0.373	3.7	4.1
1	353	403	32	152	75.6	73.2	73.5	97.49	1674.4	49.66	50.2	4.38	2.69	9.76	10.2
1.2	425	485	35	160	80.5	77.9	78.6	103.6	1674.8	51.05	52	6.05	3.92	13.89	14.1
1.4	494	564	38	163	83.5	80.8	83.2	107.5	1675.2	52.15	53	7.72	5.11	17.94	18.5
1.6	564	644	42	168	87.7	85	87.5	113.1	1675.4	53.43	54	9.68	6.59	22.88	23.5
1.8	635	725.3	44.2	170.5	90.7	87.3	91.4	116.1	1675.8	54	56	11.87	8.35	28.6	29.4

注: α_{ac}^* (干) 实测干工况, α_{ac}^* 湿工况, K^* 实测, ΔP_{LE}^* 实测

表 2 冷凝器优化设计计算结果及其比较

参 数		d_o	S	S_1	N_T	N_l	t_2	W_f	A (m^2)	ΔP_{LE}	F_1 (元)	L (长)	B (宽)	H (高)	G/kg (重)
方 法	原产品	0.009	0.0015	0.025	3	24			49.8			0.066	0.95	0.6	20
	传统设计	0.009	0.0015	0.025	3	24	46.6	1.15	48.9	14.5	578	0.066	0.99	0.6	20.3
	优化设计	0.007	0.0023	0.03	4	21	44.9	1.14	50.2	11.03	451	0.1	0.89	0.63	14

结论 (1) 提出的条缝肋管数学模型, 计算干工况下表面当量换热系数 $\alpha_{ac}(\text{干})$ 和实测公式计算结果很接近, 误差 5% 左右。而对传热系数 K 及流动阻力 ΔP_{LE} 其计算和实测也很接近, 对小型空调用风冷换热器所用条缝肋, 本计算方法可用。(2) 由表 1 可知, 其 α_{ac} 、 K 、 ΔP_{LE} 均随风速 W_f 增加而增加, 且比相应条件下平片肋要大, 所以设计风冷换热器时要综合考虑各参数的影响。(3) 由表 2 可知, 在保证同样设计条件下, 传统设计和原产品其结构参数很相一致, 而以总费用为目标函数进行优化设计, 优化后总费用减少 22%, 重量减少 31%, 压降减少 24%, 初投资及运行费用均减少, 这主要由于管径减小, 管间距及片距增大, 导致重量及压降减小而能效比不变。(4) 优化设计还可以初投资、热力学参数为目标, 其结论是以“谁”为目标, “谁”的值最有利, 而以总费用为目标, 从总体来考虑是合理的目标函数。

参 考 文 献

1 Kadambi V and Giansante J E. The Effect of Lances on Finned- Tube Heat Exchanger Performance. ASHRAE Transactions, 1983, 89(2741): 85

2 周启瑾等. 条形翅片管换热器的性能研究. 上海机械学院学报, 1987, 9(2): 29

3 彦启森. 空气调节用制冷技术. 北京: 中国建筑工业出版社, 1985: 54

4 张祉佑. 制冷原理与设备. 北京: 机械工业出版社, 1987: 221

5 姜正良. 通风机结构参数的优化. 航空动力学报, 1990, 5(3): 261

6 万耀青. 最优化方法常用程序汇编. 北京: 工人出版社, 1983: 141

(责任编辑 杨再荣)