

制冷剂系统翅片式换热器设计及计算

制冷剂系统的换热器的传热系数可以通过一系列实验关联式计算而得，这是因为在这类换热器中存在气液两相共存的换热过程，所以比较复杂，现在多用实验关联式进行计算。之前的传热研究多对于之前常用的制冷剂，如 R12, R22, R717, R134a 等，而对于 R404A 和 R410A 的，现在还比较少。按照传热过程，换热器传热量的计算公式为：

$$Q = K_o F \Delta t_m \quad (W)$$

Q—单位传热量，W

K_o—传热系数，W/(m².C)

F—传热面积，m²

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad ^\circ\text{C}$$

Δt_m—对数平均温差，C

Δt_{max}—冷热流体间温差最大值，对于蒸发器，是入口空气温度—蒸发温度，对于冷凝器，是冷凝温度—入口空气温度。

Δt_{min}—冷热流体间温差最小值，对于蒸发器，是出口空气温度—蒸发温度，对于冷凝器，是冷凝温度—出口空气温度。

传热系数 K 值的计算公式为：

$$K = 1 / (1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2)$$

但换热器中用的都是圆管，而且现在都会带有肋片（无论是翅片式还是壳管式），换热器表面会有污垢，引入污垢系数，对于蒸发器还有析湿系数，在设计计算时，一般以换热器外表面为基准计算传热，所以对于翅片式蒸发器表述为：

$$K_{of} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + \gamma_i + \frac{\delta}{\lambda} \right) \frac{F_{of}}{F_i} + \left(\frac{\delta_u}{\lambda_u} + \frac{1}{\xi \xi_\tau \alpha_{of}} \right) \frac{F_{of}}{F_r + \eta_f F_f}} \quad (9-87)$$

K_{of}—以外表面为计算基准的传热系数，W/(m².C)

α_i—管内侧换热系数，W/(m².C)

γ_i—管内侧污垢系数，m².C/kW

δ, δ_u—管壁厚度，霜层或水膜厚度，m

λ, λ_u—铜管，霜或水导热率，W/m.C

ξ, ξ_τ—析湿系数，考虑霜或水膜使空气阻力增加系数，0.8-0.9（空调用亲水铝泊时可取 1）

α_{of}—管外侧换热系数，W/(m².C)

F_{of}—外表面积，m²

F_i—内表面积，m²

F_r—铜管外表面积，m²

F_f—肋片表面积，m²

η_f—肋片效率，

公式分析：

从收集的数据（见后表）及计算的结果来看，空调工况的光滑铜管内侧换热系数在 2000-4000 W/(m².C) (R22 取前段，R134a 取后段，实验结果表明，R134a 的换热性能比 R22 高)之间。因为现在蒸发器多使用内螺纹管，因此还需乘以一个增强因子 1.6-1.9。

下面这个计算公式来自《制冷原理及设备》（第二版，1996，吴业正主编）：

$$\alpha_i = A_1 v_m^{1.4} / d_i^{0.54} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C}) \quad (9-43)$$

$$\alpha_i = 0.9 A_2 v_m^{0.1} q_i^{0.7} / d_i^{0.54} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C}) \quad (9-44)$$

α_i —管内侧换热系数

v_m —质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

d_i —铜管内径, m

$$A_1 = \frac{32}{c^7 \mu} \quad (9-45)$$

$$A_2 = \frac{ec^{1.3}}{\mu} \quad (9-46)$$

A_1, A_2 —系数,

μ —制冷剂的分子量

对于 R11 和 R12, $e=13.0$

对于 R21, R22 和 R717, $e=10.1$

c 定义为

$$c = \frac{t_0 + 273.15}{t_b + 273.15}$$

式中 t_0 ——蒸发温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_b ——标准沸点, $^{\circ}\text{C}$ 。

公式(9-43)和公式(9-44)的应用条件是:当 $v_m > v_{cm}$ 时,用公式(9-43);当 $v_m < v_{cm}$ 时,用公式(9-44)。 v_{cm} 是质量临界流速,

$$v_{cm} = 0.92 \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^{0.77} q_i^{0.54}$$

但是对于现在一般的制冷产品,因为质量流量都比较大,因此流速都比较高,所以都符合这个要求,所以一般都用公式(9-43)

但是上面这个公式对 R134a 不太适用,《小型制冷装置设计指导》(1999, 吴业正主编),《制冷原理及设备》第三版,2010, 吴业正)都引用了 Kindlikar 在 1987 年提出的一个经过大量数据验证精度较高的关联式用于 R134a 制冷剂,这个公式也可用于其他制冷剂如 R22 等,经过近几年的研究发现,该公式也可用于 R410A 蒸发器的计算:

$$\frac{\alpha_{TP}}{\alpha_i} = C_1 (C_0)^{C_2} (25Fr_1)^{C_3} + C_3 (B_0)^{C_4} Fr_1 \quad (4-5)$$

$$\alpha_i = 0.023 \left(\frac{g(1-x)D}{\mu_i} \right)^{0.8} \frac{Pr_i^{C_4} \lambda_i}{D_i}$$

$$C_0 = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5}$$

$$B_0 = \frac{q}{gr}$$

$$Fr_1 = \frac{g^2}{9.8 \rho_l^2 D_i}$$

式中 α_{TE} ——管内沸腾的两相表面传热系数,单位为 $W/(m^2 \cdot K)$;
 α_1 ——液相单独流过管内的表面传热系数,单位为 $W/(m^2 \cdot K)$;
 C_0 ——对流特征数;
 B_0 ——沸腾特征数;
 Fr_1 ——液相弗劳德数;
 g ——质量流率,单位为 $kg/(m^2 \cdot s)$;
 x ——质量含气率(干度);
 D_i ——管内径,单位为 mm ;
 μ_l ——液相动力粘度,单位为 $Pa \cdot s$;
 λ_l ——液相热导率,单位为 $W/(m \cdot K)$;
 Pr_1 ——液相普朗特数;
 ρ_g ——气相密度,单位为 kg/m^3 ;
 ρ_l ——液相密度,单位为 kg/m^3 ;
 q ——热流密度,单位为 W/m^2 ;
 r ——气化潜热,单位为 J/kg 。

F_n 取决于制冷剂性质的无量纲系数,按表 4-2 取值。

表 4-2 各种制冷剂的 F_n 值

制冷剂	F_n	制冷剂	F_n
水	1.00	R114	1.24
R11	1.30	R152a	1.10
R12	1.50	氟	4.70
R13B1	1.31	氟	3.50
R22	2.20	R134a	1.63
R113	1.10		

这个公式比较复杂,所需参数比较多,而且计算时需要假设热流 q 来进行迭代计算,但经过计算对比发现,可以在上一个公式的基础上再乘以一个系数,经推算为 1.05,就可以将上一个公式用于 R134a。

冷柜工况的管内侧换热系数不到 $1000 W/(m^2 \cdot C)$ (R22),这和制冷剂质量流速有关,有研究人员用 Kandlikar 关联式通过计算机模拟得出了 R134a 不同质量流速下的换热特征(空调工况),见下图:

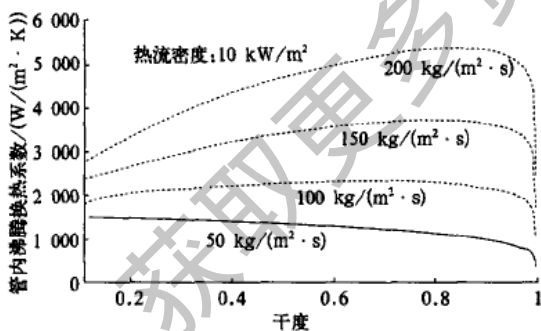


表 9-1 换热器传热表面的污垢系数 ($m^2 \cdot C/kW$)

部位及介质	污垢系数
冷凝器氟侧	0.43
蒸发器氟侧	0.6
氟里昂(铜管)侧	0.09
冷却水侧	0.09
盐水、海水侧	0.18
冷媒水、水蒸气侧	0.045

图 1 在不同质量流率下 R134a 在管内的换热特性

而一般蒸发器设计时,考虑到质量流速的增大会引起阻力的增大,因此质量流速不宜过大,这个可结合流路长度一起分析,最后选择合适的质量流速。而对于管内侧换热系数来说,主要影响换热的是制冷剂性质和制冷剂质量流速,从计算结果和经验分析,对于光管和平片来说,如果质量流速在 $200-400 kg/(m^2 \cdot s)$,那么管内侧(平均)换热系数的范围主要集中在 $2000-8000 W/(m^2 \cdot C)$ 之间, R22 取靠前区间, R134a 取靠后区间。

污垢系数根据经验值是固定值,管内表面污垢系数取 $0.09 \times 10^{-3} m^2 \cdot C/W$,而铜管管壁导热热阻 δ/λ 只和结构有关,而常用的 9.52 光管取 8.8×10^{-7} ,这个值太小了可以忽略不计。不过在《小型制冷装置设计指导》中给出了一个热阻值 $4.8 \times 10^{-3} (m^2 \cdot K/W)$,这个值包括管壁导热热阻,翅片与管壁间的接

触热阻,翅片侧污垢热阻,而管内污垢热阻忽略不计。

还有 Fof/Fi , 空调常用 9.52 管套铝翅片, 一般根据片距在 1.7-2.12 之间的变化在 16-22 之间变化。

而对于管外侧换热系数, 主要和空气性质, 流速, 换热器结构有关, 对于舒适性空调工况而言, 空气参数, 流速都一样, 换热器结构稍微有些调速, 但变化不大, 因此可取 $50-70 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$, 但这是以平片来计算的, 如果是使用波纹片和条缝片, 因为现在还没有合适的计算式, 因此可在平片的基础上乘以修正系数, 波纹片可取 1.3, 条缝片可取 1.8, 而波形条缝片取 2-3, 这是《制冷原理及设备》(第三版)对蒸发器和冷凝器给出的, 但《小型制冷装置设计指导》中对冷凝器的两种翅片给出的是 1.2 和 1.6, 经计算, 这是比较合理的, 下面冷凝器按此值计算。另外下面也给出了一个计算三角波纹翅片的计算公式参考。

计算公式如下, 下面第一个取自《制冷原理及设备》(2010, 第三版), 但是使用有限制, 但下面给出的两个条件是矛盾的, 雷诺数 Re_f 的范围适用于低温蒸发器, 但 d_0/b 的范围适用于高温蒸发器。但计算结果和下面第二个取自《小型制冷装置设计指导》的公式相差不大, 所以两个公式都可以用。

换热系数 α_{of} 的计算公式为

$$\alpha_{of} = c \frac{\lambda}{b} Re_f^n \left(\frac{d_0}{b} \right)^{-0.54} \left(\frac{h}{b} \right)^{-0.14} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C}) \quad (9-58)$$

$$Re_f = \frac{ub}{\nu}$$

式中 b ——肋片间距, m;

d_0 ——肋片管外径, m。见图 9-45;

h ——肋片高度, m。见图 9-45;

u ——空气在管束最窄截面上的流速, m/s;

ν ——空气的运动粘性系数, m^2/s ;

λ ——空气的导热率, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{C})$ 。

上式的适用范围是 $Re_f = (3 \sim 25) \times 10^3$, $\frac{d_0}{b} = 3 \sim 4.8$ 。式中的常数 c 及 n 的值如下:

顺排: 圆肋片	$c=0.104,$	$n=0.72$
正方形肋片	$c=0.096,$	$n=0.72$
错排: 圆肋片	$c=0.223,$	$n=0.65$
正方形肋片	$c=0.205,$	$n=0.65$
六方形肋片	$c=0.205,$	$n=0.65$

(1) 平直套片 表面式蒸发器最早使用的套片是平直套片, 目前已成功地建立了平直套片的通用关联式, 麦克奎勋 (McQuiston) 提出的用于计算 4 排叉排管束平均表面传热系数的关联式为

$$\alpha_4 = 0.0014 + 0.2618 Re_d^{-0.4} \left(\frac{A}{A_1} \right)^{-0.15} \quad (4-8)$$

式中, α_4 ——4 排平均的表面传热系数, $\alpha_4 = St Pr^{2/3} = \frac{\alpha}{\rho_a w_{\max} c_p} \cdot Pr^{2/3}$;

Re_d ——以管外径为特征尺度的雷诺数, $Re_d = \frac{\rho_a w_{\max} D_0}{\mu_a}$;

D_0 ——管外径, 单位为 m;

ρ_a ——空气密度, 单位为 kg/m^3 ;

μ_a ——空气动力粘度, 单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

w_{\max} ——垂直于空气流动方向的最窄截面的流速, 单位为 m/s;

A ——总外表面积, 单位为 m^2 ;

A_1 ——管束的外表面积(不考虑翅片), 单位为 m^2 。

大量实验表明, 式(4-8)与实验数据的偏差小于 10%, 稍后的研究发现, 当管排数大于 4 排, 直至 8 排时, 式(4-8)仍与试验结果吻合良好, 当管排数小于 4 排时, 可用式(4-9)计算

$$\alpha_N/\alpha_1 = 0.992 \left[2.24 Re_d^{-0.092} \left(\frac{N}{4} \right)^{-0.031} \right]^{0.607(N-4)} \quad (4-9)$$

式中 N ——管排数。

另外，国内李妮，陶文铨等人总结了三角波纹翅片的换热关联式：

$$Nu_a = 0.687 Re_a^{0.518} \left(\frac{S_1}{d_3} \right)^{-0.0935} \left(\frac{N \cdot S_2}{d_3} \right)^{-0.1990}$$

， $Nu_a = \alpha_o d_o / \lambda$ ， Nu_a 为空气努塞尔数； Re_a 为管外空气雷诺数(计算公式见上 9-58)； s_1 为翅片间距(m)； S_2 为沿空气流动方向管间距(m)； d_3 为翅根直径(m)； N 为管排数， d_o 为管外径 (m)， λ 为空气导热率(W/m.C)。

霜层在空调中不存在，所以取 0，霜层修正系数取 1，空调析湿系数 ξ 一般在 1.2-1.6 之间，空调蒸发器标准工况下可达 1.6，新风可取 2.0，冰箱是结霜，只有 1-2 之间，或直接取 1.0。

翅片式换热器都是通过再换热管套上换热片来增大传热面积，叫表面肋化，这样可以强化换热，在上面的传热系数计算公式中，反映为管外换热系数的一个系数，计算如下：

肋片参数 m 为

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_o \xi}{\lambda \delta}} \quad (9-64)$$

式中 ξ ——析湿系数，其意义将在本书的 9.7.5 中说明；

δ ——肋片厚度，m；

λ ——肋片的导热率，W/(m·C)。

② 正方形肋片和六角形肋片的效率

$$\eta_f = \frac{\text{th}(mR_o \zeta')}{mR_o \zeta'} \quad (9-66)$$

式中 m 为肋片参数，用公式(9-64)计算。 R_o ——肋片的根圆半径，m。

$$\zeta' = (\rho - 1)(1 + 0.35 \ln \rho') \quad (9-67)$$

对正方形肋片： $\rho = B_f/d_o$ ， $\rho' = 1.145\rho$

对六角形肋片： $\rho = B_f/d_o$ ， $\rho' = 1.063\rho$

其中 B_f 表示正方形肋片或六角形肋片二对边之间的距离， d_o 表示管子外径，见图 9-45。

肋片效率主要和管外侧换热系数，析湿系数，蒸发器翅片和铜管结构尺寸有关，而翅片间距大，肋片效率会小些，一般取 0.77-0.88，片距大取小值，片距小取大值。有了肋片效率，最后可以算出肋面总效率，一般取 0.8-0.9 之间（但是计算时片距越大，反而效率越高，好象有点问题??）

F_{of} ——外表面积，m²

η_f 为肋效率， η_o 为肋面总效率。

F_r ——铜管外表面积，m²

F_f ——肋片表面积，m²

$$\eta_o = \frac{F_r + \eta_f F_f}{F_{of}}$$

对于取自《制冷原理及设备》的公式，需要假设换热器的结构，使用假设换热面积来进行迭代计算，但是因为结构参数其实可以用单位值来计算，这就只需如片距，片厚度，铜管内外径，排距，管距等特征尺寸而不需知道换热器全部物理尺寸，最终计算出 K 值，另外考虑到蒸发器出口需要一定过热度，因此要取 10-20%的设计余量。对于取自《小型制冷装置设计指导》的公式需要假设热流密度来进行迭代计算，比较繁琐，但实验证明该公式误差比较小。

不过从实际计算结果来看，不管用什么公式还是选择什么样的结构，因为是理论计算，因此计算值光管平片一般在 40-50 W/m².C 范围内，如果用波纹片及内螺纹管，可达 60-80 W/(m².C)，最终换热效果还需要调整流路设计来进行优化，所以换热面积大小还会变化。如果公式是从比较理想化的模型推导的，那实际设计的换热器效果应该比设计结果差，因此理论设计的换热器会偏小。

当作为冷凝器时, $\delta u=0$, $\xi=\xi \tau=1$, $\eta o=(Fr+\eta f.Ff)/Fof$, 翅片式冷凝器表述为:

$$K_{of} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + \gamma_i\right) \frac{F_{of}}{F_i} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{F_{of}}{F_i} + \left(\gamma_{of} + \frac{1}{\alpha_{of}}\right) \frac{1}{\eta_o}} \quad (9-21)$$

γ_o —管内侧污垢系数, $m^2.C/kW$

η_o —肋面总效率

因为在计算 α_i 时要用到 α_o , 所以要先计算 α_o , 下面公式来自《制冷原理及设备》(1996, 第二版, 吴业正), 这个公式没有给出应用范围, 可以看作适用冷柜和空调工况。在空调工况下的计算值比下面的公式稍小, 估计在冷柜设计时比较适用, 因为该工况下制冷剂质量流速相对较小, 因此换热效果也差些, 如果用在空调工况, 可以乘以修正系数 1.2。冷凝传热的空气侧因为温度较高, 所以传热效率比较高, 一般在 $60-80 W/(m^2.C)$, 另外以下公式是以平片得出的, 因此对于波纹片, 可乘以 1.2, 对于条缝片, 乘以 1.6, 作为修正系数:

$$\alpha_{of} = c \frac{\lambda}{d_o} Re_f^{0.625} \left(\frac{A_o + A_f}{A_o}\right)^{-0.375} Pr_f^{0.33} \quad W/(m^2 \cdot C) \quad (9-62)$$

$$Re_f = \frac{u d_o}{\nu}$$

式中 c —系数(对正方形肋片管束, $c=0.30$; 对六角形肋片管束, $c=0.45$);

λ —空气的导热率, $W/(m \cdot C)$;

d_o —管子外径, m ;

u —空气在最窄截面上的流速, m/s ;

A_o —每米长管子上无肋片部分的管子外表面积, m^2 ;

A_f —每米长管子上肋片的表面积, m^2 ;

ν —空气的运动粘性系数, m^2/s 。

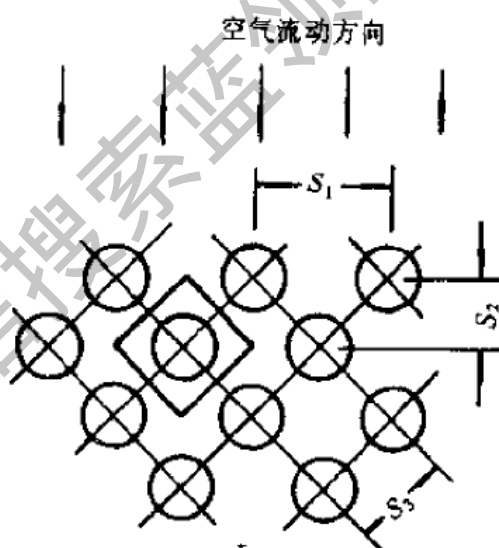


图 9-46 s_1, s_2 和 s_3 代表的尺寸

下面公式来自《小型制冷装置设计指导》(1999, 吴业正), 看适用范围, 只有空调的结构参数及空调工况下的物性参数计算结果才在范围内, 因此该公式只适用于空调工况的设计计算:

$$\alpha_{of} = C \Psi \frac{\lambda_o}{d_e} Re_f^n \left(\frac{b}{d_e}\right)^m \quad (3-10)$$

式中 C, Ψ, n, m —系数及指数, 见表 3-18、表 3-19;

λ_o —空气的热导率, 单位为 $W/(m \cdot K)$;

d_e —当量直径, 单位为 m ;

Re_f —雷诺数;

b —翅片宽度, 单位为 m , 见图 3-19。

空气流过叉排管簇时的表面传热系数较顺排管簇大 10% 左右, 上式乘以 1.1, 即可用于叉排管簇空气侧表面传热系数计算。

式 (3-10) 的适用范围是 $s_1/d_o=0.18 \sim 0.35$, $b/d_e=4 \sim 50$, $s_1/d_o=2 \sim 5$, $Re = \frac{w_{max} d_e}{\nu} = 500 \sim 2500$ 及空气平均温度 $t_m = -40 \sim 40^\circ C$

Sf—翅片片距, m; s1—迎风面管距, m; ω_{\max} —空气在最窄截面上的流速, m/s; ν —空气的运动粘性系数, m²/s; δ_f —翅片厚度, m。

当量直径 d_e (单位为 m) 由下式计算

$$d_e = \frac{2(s_1 - d_o)(s_f - \delta_f)}{(s_1 - d_o) + (s_f - \delta_f)} \quad (3-11)$$

式 (3-10) 中 C 、 Ψ 、 n 、 m 分别与 b/d_e 及 Re_f 有关, 可分别从表 3-18 和表 3-19 中查取。

表 3-18 式 (3-10) 中系数 Ψ 及指数 n

b/d_e	8	12	16	20	24	28	32	36	40
Ψ	0.358	0.296	0.244	0.201	0.166	0.137	0.114	0.095	0.08
n	0.503	0.529	0.556	0.582	0.608	0.635	0.661	0.688	0.714

表 3-19 式 (3-10) 中系数 C 及指数 m

Re_f	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600
C	1.24	1.216	1.192	1.168	1.144	1.12	1.096	1.072	1.048	1.024	1.0	0.976
m	-0.24	-0.232	-0.224	-0.216	-0.208	-0.20	-0.192	-0.184	-0.176	-0.168	-0.16	-0.152

类别	污垢系数 /(m ² ·K·W ⁻¹)
强制通风空气冷却式冷凝器 尘埃垢层	0.1 × 10 ⁻³

对于一些热阻, 冷凝器会有所不同, 《小型制冷装置设计指导》给出了空气侧热阻 (见上表), 及接触热阻, 见右图, 接触热阻和接触率有关, 接触率和换热器的加工工艺有关, 一般在 0.4-2% 之间, 常用接触热阻为 0.004W/m²·K, 而对于管壁热阻, 其实还是很小, 可以忽略不计。而对于管内污垢热阻, 一般忽略不计。而《制冷原理及设备》里只计算管内污垢热阻, 而不计算其他, 考虑到工程实用性, 考虑在内会比较符合实际情况。

对于冷凝器的结构参数, 如内外表面积, 肋面效率等, 因为和蒸发器相差不会太大, 所以可以参考蒸发器。

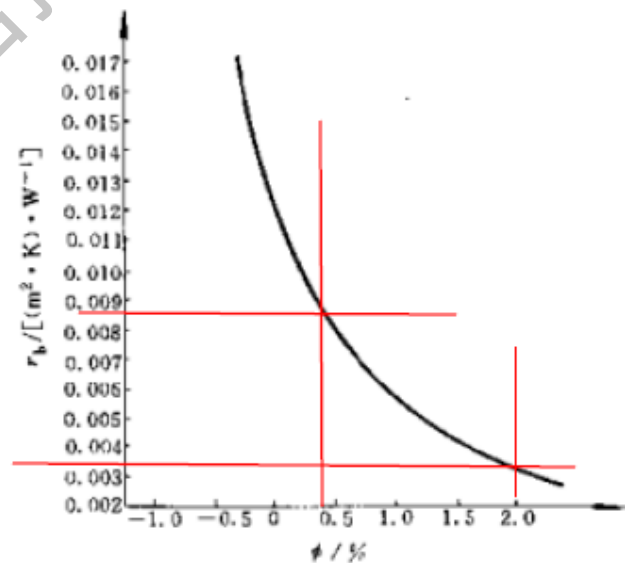


图 3-23 接触热阻与接触率的关系

经过传热过程分析和公式推导, 得出以下热平衡公式:

$$\alpha_{ki} a_i (t_k - t_w) = \alpha_{of} \eta_0 a_o (t_w - t_m) \quad (3-20)$$

α_{ki} —管内侧换热系数, W/(m²·C)

a_i —管内表面积, m²

α_{of} —管外侧换热系数, W/(m²·C)

a_o —管外表面积, m²

η —表面效率

t_k —冷凝温度, C

t_w —管壁平均表面温度, C

t_m —进出口空气平均温度, C

对于管内换热系数,《制冷原理及设备》的公式如下,因为计算温度方便,一般使用前者。而后一组公式来自《小型制冷装置设计指导》,其实两个公式是一样的,其中 $B = \beta^{0.25}$, β 是计算出来, B 可以通过查表查出来,两者结果是一样的,一般范围在 1300-1400。 $\Delta t = t_k - t_w$, C , 是冷凝温度和壁面温度之差。将下式代入上面的热平衡公式,只有 t_w 是未知数,最后可求出,再用下式计算出管内侧换热系数,一般在 1600-2000 W/(m²·C)。

当制冷剂在水平管内冷凝时,由于管底积聚凝液,换热系数下降。对于氟里昂,其计算公式

$$\alpha_i = 0.555 \left(\frac{\beta}{\Delta t d_i} \right)^{0.25} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{C)} \quad (9-39)$$

$$\alpha_i = 0.455 \left(\frac{\beta}{q d_i} \right)^{1/3} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{C)}$$

中 d_i 是管子内径。

公式(9-39)适用于 $Re' \leq 35000$ 时。 Re' 按进口蒸气状态计算。

当制冷剂在水平蛇形管内冷凝时,上述四个公式乘以 ϵ_c 后即可使用

$$\epsilon_c = 0.25 q^{0.15}$$

β ——物性系数,等于 $\frac{\lambda^2 \rho^2 g \gamma}{\mu}$ 。 λ, ρ, γ 和 μ 等参数取冷凝液膜温度下的数据。由于冷凝时冷凝液膜温度与冷凝温度十分接近,故可取冷凝温度下的数据;

λ ——冷凝液的导热率, W/(m·C);

ρ ——冷凝液的密度, kg/m³;

γ ——潜热, J/kg;

μ ——冷凝液的动力粘度, N·s/m²;

g ——重力加速度, m/s²。

以下公式取自《小型制冷装置设计指导》,并给出的适用于 R134a 的计算公式。

$$\alpha_{ki} = 0.555 B d_i^{-0.25} (t_k - t_{wi})^{-0.25} \quad (3-17)$$

式中 B ——氟里昂制冷剂的物性集合系数,见表 3-11;

t_{wi} ——管内壁温度,单位为°C。

理论分析和实验结果表明, R134a 在水平管内的凝结表面传热系数要大于 R12 在水平管内的凝结表面传热系数。式(3-18)适用于 R134a 和 R12 在水平管内的凝结表面传热系数计算

$$\alpha_{ki} = c \lambda_L Re'^n Pr_L / d_i \quad (3-18)$$

式中 λ_L, Pr_L ——冷凝温度下液体的热导率[单位为 W/(m·K)]和普朗特数。

系数 c 和指数 n 与当量雷诺数 Re' 有关,当 $Re' > 50000$ 时 $c = 0.0265$ 、 $n = 0.8$; 当 $Re' \leq 50000$ 时, $c = 5.03$ 、 $n = \frac{1}{3}$ 。

当量雷诺数 Re' 由下式计算

$$Re' = 0.5 Re_L [1 + (\rho_L / \rho_v)^{0.5}] \quad (3-19)$$

式中 ρ_L 和 ρ_v ——冷凝温度下液体和蒸气的密度,单位均为 kg/m³。

Re_L 为液体的雷诺数

$$Re_L = \frac{g_r d_i}{\mu_L}$$

式中 g_r ——制冷剂的流量密度,单位为 kg/(m²·s);

μ_L ——制冷剂液体在冷凝温度下的动力粘度,单位为 N·s/m²。

表 3-11 式 (3-1) 中几种氟利昂的 B 值

$t_s/^\circ\text{C}$	20	30	40	50	60
R12	1447.9	1392.3	1344.1	1275.0	1197.0
R134a	1671.5	1593.8	1516.3	1424.9	1326.2
R22	1658.4	1557.0	1447.1	1325.4	-

计算出所有值后，最终可计算出 K_o ，这里的设计计算没有使用迭代试算法，而是通过传热过程来计算热流密度，最终算出传热系数，对于平片光管一般在 $30\text{-}40\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$ 之间，对于波纹片或条缝片，可达 $40\text{-}50\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$ 。算出 K_o 值，最后可以确定冷凝器结构尺寸，一般换热面积考虑到冷凝器出口要有一定的过冷度，因此实际换热面积要比计算值大 5-10%。

虽然有文献进行过冷凝器使用内螺纹管的研究，也表明可以增强换热效果，但好象在计算研究中并不太关心这个，从实际使用看，对于小的冷凝器可能比较明显，但对于稍大的可能不太明显。

风冷冷凝器的传热管也有内壁光滑管和内壁螺纹槽管两种。由于制冷剂管内蒸发时的传热机理和管内冷凝时的传热机理不同。凝结过程中希望管壁和制冷剂气体保持接触，液体希望能迅速从管壁下落到底部并及时排出。

在冷凝液量不太多时，内螺纹槽管能及时使冷凝液从凹槽底部流走，使蒸气直接和管子内表面接触，或者是只存在一层很薄的液膜，从而降低了冷凝时的热阻。此外，内螺纹槽管的内表面面积大于光管的内表面面积，也有利于传热的增强。

图 4-13 表示了不同质量流量时光管与肋管的冷凝时表面传热系数。从图中可以看出，当单根管内质量流量为 $200\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 时，内壁光管：内肋管：EX 内肋管：HEX 内肋管的冷凝时表面传热系数为 $1:2:2.3:2.7$ 。

二、肋片

风冷冷凝器中使用的肋片，也和蒸发器相同，有平片、波纹形肋片、波纹形带缝隙肋片以及百页窗式肋片（图 4-6）。但是，冷凝器的工作条件与蒸发器不同。蒸发器放在室内，且空气先经过过滤器后再进入蒸发器肋片，空气中含尘量很小，因此肋片缝隙没有被灰尘堵塞的可能。冷凝器放置在室外，又没有过滤网，因此流过空气中含尘较多。所以冷凝器中使用的肋片，其槽宽和缝隙的深度都应考虑到灰尘能够通过。

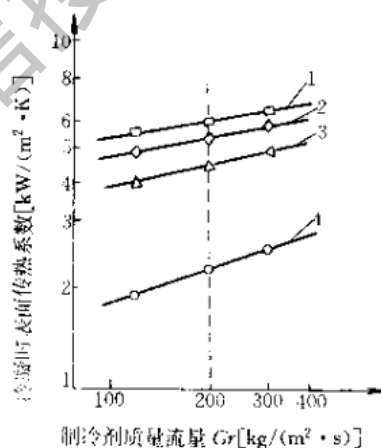


图 4-13 内壁光滑管和内螺纹槽管的冷凝表面传热系数
(制冷剂 R22 的冷凝压力, $p_c=1.4\text{MPa}$, 进口温度 $T_1=90^\circ\text{C}$, 出口温度 $T_0=35^\circ\text{C}$, 管子外径 $D_o=9.52$)
1—HEX 内肋管 2—EX 内肋管 3—内肋管 4—光管

上面的计算公式都是针对早期使用的制冷剂，而 R134a 是使用了比较长时间的环保制冷剂，所以也总结出了计算关联式。对于 R410A，近十多年来一直有研究，对于蒸发器的管内沸腾换热，上面给出的 Kindlikar 关联式，实验证明计算结果误差比较小，此外还有 Christoffersen、M.Goto 以及 Koyama（因相关资料不容易找到，所以没有列出），但有资料说在质量流量小于 $400\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ 时计算值偏小，对于冷凝器，Yu & Koyama 和 Shikazono 关联式与实验值比较吻合。而对于 R404A，性质与 R22 相似，在中温制冷系统中只需做一些小改动就可以代替 R22，因此在蒸发器中可以用 Kindlikar 关联式（这个公式对许多制冷剂都适用），或者用其他公式也行，但需再乘以修正系数，冷凝器是否可以借用 R22 的关联式还有待研究。对于换热器管径，一般使用的是 OD9.52 比较多，大点的有 OD12.7 和 OD15.88。而现在在家用空调中，因为对成本比较敏感，因此需要更高效率的换热效果，之前开发了内螺纹管，在研究中发现，小管径换热管效率更高，如 OD7.9, OD7.0, 甚至到 OD5.0, OD4.0, 越来越多应用在产品上，

特别是配上 R410A 制冷剂，因为它单位容积制冷量比较大，而且系统压力较高，因此对压降没其它制冷剂敏感。而对于新材料，之前的关联式是否能继续使用，现在还没有确切的说法，或者需要加个修正系数吧，如果有机会，可以通过试验来进行探讨。

总之，以上对内外侧换热系数及总传热系数的分析可知影响传热的主要因素，并了解翅片式换热器的基本换热设计计算。对一部分还使用旧材料及工艺的产品，还是有实用效果的，不过理论计算和实际使用还是有一定的误差，因为理论值有一部分是理想化的，而且不同的生产工艺也会影响换热效果，因此，对于常用的结构可以通过不断总结测试数据来对理论设计值进行修正，这样就可以比较接近实际应用。以下是使用一些教科书进行计算的一些参数，以供参考。

	蒸发器	冷凝器	蒸发器	蒸发器	冷凝器
制冷量/ 冷凝负荷, kW	2.664	7.8/9.672	11.6	15.45	16.54
蒸发温度/ 冷凝温度, C	-31	5/50	5	7.2/54	54
制冷剂	R22	R22	R134a	R134a	R134a
制冷剂质量流 速, kg/(m ² .s)	39.86		102.69	194.95	155.96
进口空气温度, C	-23/90%	35	27/19.5	27/50%	39
出口空气温度, C	-25	43	17.5/14.6	17/70%	47
对数平均温差, C	6.96	10.5	16.8	14.4	10.5
风量, m ³ /h	3147	3872.5	2427	2691.28	6564.58
迎面风速, m/s		2.5	2.5	2.5	2.0
最窄处风速, m/s	4	4.6	4.7	4.3	3.52
翅片侧阻力/风机 功率, Pa/W		45.3/87.5W	28.57	55.19/87.5W	500W
管外径, mm	10	10	10	9.52	9.52
管内径, mm	8	9	8.6	8.82	8.82
管间距/管数, mm	28/13	25/18	25/12	25.4/12	25.4/60
排间距/排数, mm	28/7	21.65/4	21.65/4	22/4	22/2
管布置方式	三角形	正三角形	正三角形	正三角形	正三角形
翅片间距/厚度, mm	10/0.2	2/0.15	2.2/0.2	2.21/0.12	2.21/0.12
片型/管型	平片/光管	波纹片/光管	平片光管	平片/光管	波纹/光管
析湿系数	1.082		1.57	1.45	
管内换热系数, W/(m ² .C)	654.9	1694	2671.86	3329.69	1829.25
管外换热系数, W/(m ² .C)	112.4	62.06	60.94	67.62	72.78
总传热系数, W/(m ² .C)	45.2	30.8	43.47	48.87	33.53

JB7659.5-1995 里列了 R22 冷凝器 $K_o > 30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ ，蒸发器 $K_o > 40 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ ，R134a 冷凝器 $K_o > 25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ 。

翅片式换热器的设计有以下一些参数：

1. **换热器温度参数：**蒸发温度一般为 3-8C，冷凝温度一般为 45-54C（这是舒适性空调设计计算的温度值，压缩机的名义制冷量也是按这个测试出来的）。进出风温度差一般为 8-10C，低温装置中蒸发器的温差会小一点。蒸发温度及冷凝温度和出风温度的温度差一般在 10C 左右。
2. **蒸发器中过热度**一般为 5-10C(过热度不等同于吸气温度，在分体机或低温装置中会相差很大)，冷凝器中过冷度一般为 5-8C。
3. **蒸发器迎面风速**一般为 1.5-3m/s，冷凝器为 2-3m/s，最窄面风速不要超过 6m/s。多数迎面风速用 2.5m/s。
4. **管径和厚度：**主要用 D9.52x0.35mm 或 D10x0.5mm 的光管或内螺纹铜管。现在使用新制冷剂 R410a，冷凝器使用 D7.94 或 D7.0x0.35(冷凝器)或 0.3(蒸发器)mm 或

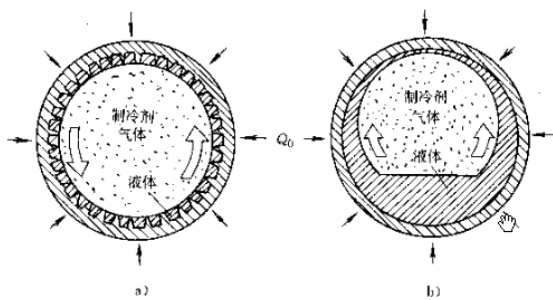


图 4-4 制冷剂在管中的蒸发流动
a) 内肋管 b) 光滑管

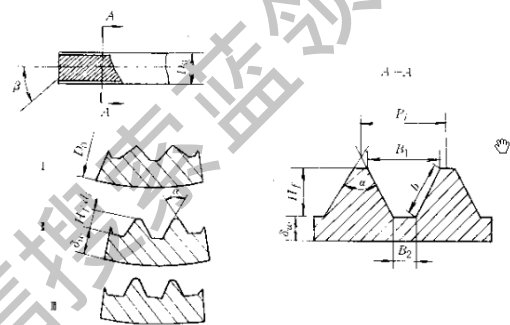
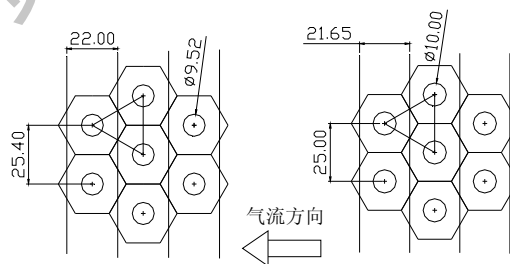


图 4-3 内肋管的结构形状
1—内肋管 2—EX 内肋管 3—HEX 内肋管

OD0.4 或 OD0.5mm 更小管径时换热效率更高。

5. **行距 x 排距：**多采用 25.4x22 或 25x21.65 的等边三角形叉排形式，如下图。也有用 25.4x19.5mm 的，如果使用小管径的，如 OD7.0，则多采用 21X13.6。



6. **翅片：**一般厚度为 0.115-0.3mm，间距为 1.8-2.5mm，蒸发器因为有冷凝水要选大点的间距，冷凝器因为是干式换热，可以选小些。冷冻装置的蒸发器考虑到结霜问题，一般在 3-6mm。对于蒸发器或热泵系统的冷凝器都会采用亲水铝泊。也有些会用素片然后喷漆防锈。翅片形状主要有平片，波纹片，条缝片，或两者结合的波纹条缝片。

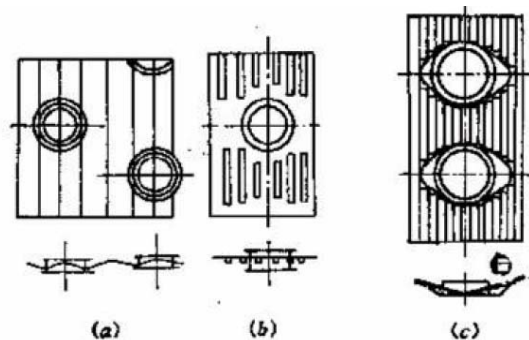


图 3-17 换热器的新型肋片
(a) 波纹型片；(b) 条缝型片；(c) 波形冲缝片；

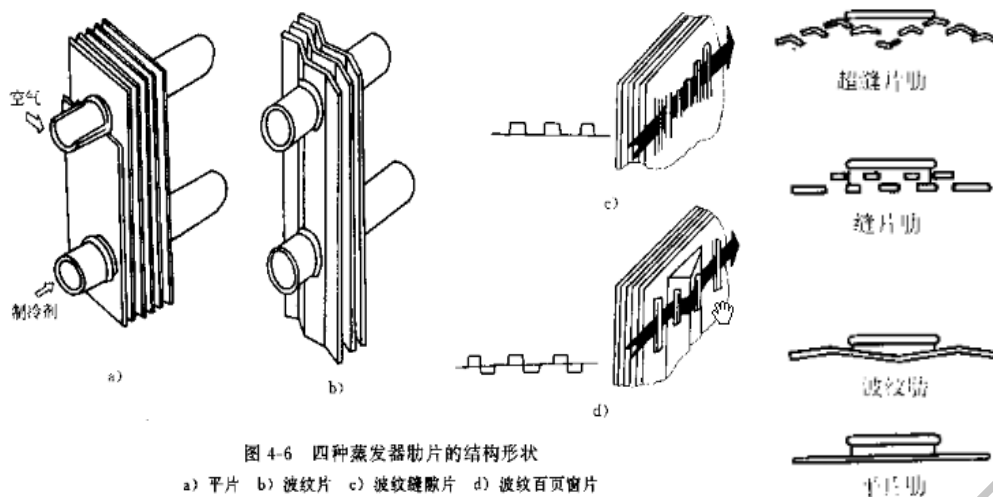


图 4-6 四种蒸发器肋片的结构形状

a) 平片 b) 波纹片 c) 波纹缝隙片 d) 波纹百页窗片

7. **管路结构:** 蒸发器一般为 3-6 排, 冷凝器为 2-6 排, 因为排数太多, 后面的管排换热效果会变差, 如果因为结构不得不用较多排数的话, 迎面风速要适当增大, 以保证后面管排的风量。每一回路一般 不要超过 12-18m 左右, 蒸发器取下限值, 冷凝器取上限值。不过这还要考虑制冷剂质量流量。因为太短制冷剂不能充分换热, 太长会引起较大的压降, 蒸发器不要超过蒸发压力的 5%, 冷凝器不要超过冷凝压力的 2%, (R22: 0.03-0.05MPa), 否则会引起机组效率的降低。一般是选定翅片的参数后可算出单位长度的外表面积, 然后可算出换热所需总长度, 然后对于蒸发器, 因为有时在高度上有限制, 或是在选用风机时考虑, 有些长宽比会大些。对于冷凝器, 因为结构形式很多, 如 U 形, V 形, L 形, 所以只要尽量大的迎风面即可。
8. **流路设计:** 一般观点认为: 对于蒸发器一般是下进上出 (制冷剂蒸发成气体向上走, 避免积聚在管内影响换热), 然后是后进前出 (和进风形成逆流)。冷凝器是上进下出, 后进前出 (这样冷凝的液体可以尽快利用重力流出冷凝器)。但这些只是从传热学的某一方面对传热强化来说的, 实际上空调换热器的换热过程是一个复杂的过程, 影响换热效率的因素也是多方面的, 这里不赘述, 但有一些原则可供参考:

1. 进出口也要尽量隔远一些, 避免复热。
2. 不要只从一侧进, 从另外一侧出, 要两侧都要流过, 从而避免单侧过热或过冷, 从而换热不均造成换热效率下降。
3. 制冷剂在管路流动时, 随着干度的增加, 换热效率不断提高, 所以流路中后段的换热能力比前段的会高。

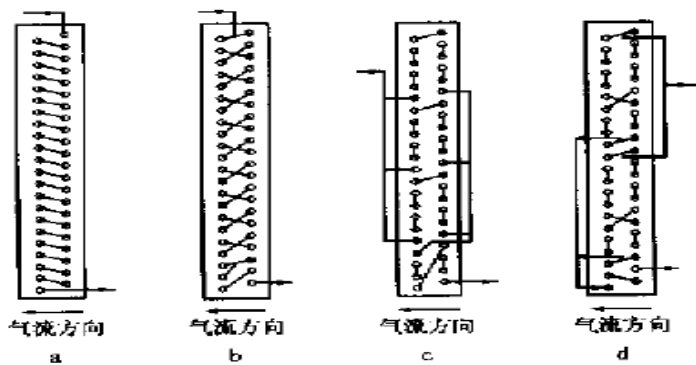
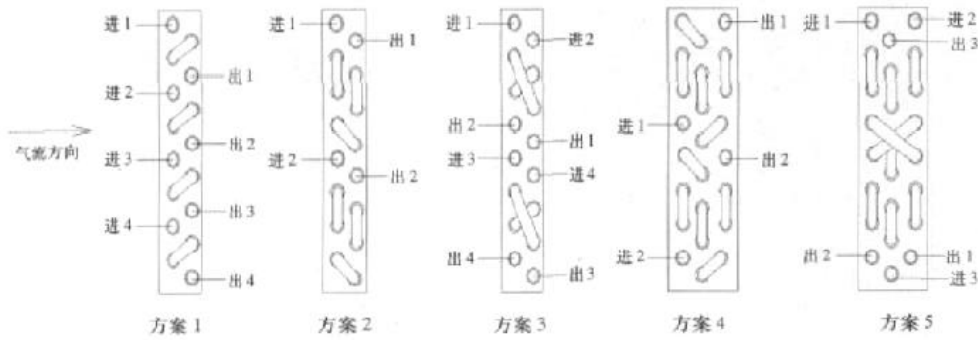


表 2 不同冷凝器总体换热系数对比

对比项目	冷凝器 a		冷凝器 b		冷凝器 c		冷凝器 d	
风量/m ³ /h	1 596	1 667	1 571	1 673	1 576	1 663	1 610	1 673
换热量/W	4 324	4 455	4 785	5 002	4 563	4 715	4 156	4 271
对数平均温差/°C	6.37	6.46	5.45	5.54	5.86	5.97	6.63	6.63
总换热系数/W (m ² ·K)	38.10	38.76	49.31	50.73	43.76	44.34	35.19	36.21

以下是一些公司冷凝器的回路设计，仅供参考。



右图显示了随着制冷剂质量流速的增加，换热效果的变化，还有不同的回路设计，换热效果也不同，特别是对制冷剂质量流速的大小也有不同的要求。

有两个观点在设计回路时可以参考：

a. 对于蒸发器，随着制冷剂气体的增加，压降和传热系数也不断增加，所以在蒸发器进口可以设计少些进口分路，在后面为了减少气体以减小压降可以再增加分路，上面的方案 D 就是这样设计。对于冷凝器则相反，开始时多些进口分路，后面可以把冷凝后的液体汇聚减少分路，以增加流速从而强化传热，以增加过冷度，所以这部分也叫过冷管。现在有些冷凝器已经是这样设计了。因为冷凝器一般是上进下出，所以汇集管一般在底部，也有资料说这样的强化设计也可以让热泵化霜时可能把霜化干净。

b. 换热器的迎风侧和背风侧的换热效果相差比较大，以翅片间距 1.7mm 为例，风速 0.5m/s 时迎风侧换热量占总换热量的 96.3%，风速 3.0m/s 时迎风侧的换热量占总换热量的 69.2%。主要是因为传热温差的变化，以下是空气流经换热器后的温度变化图，在背风侧，温差都变小了，从而换热效果也变差。有的公司设计了以下结构的冷凝器，以#5 为效果最好。

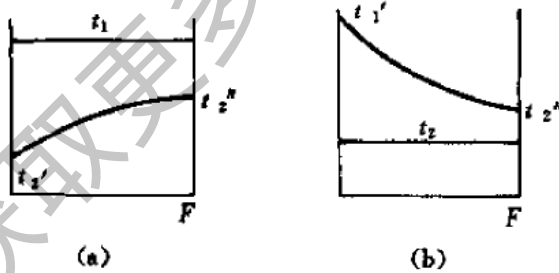


图 9-42 相变时流体的温度变化
(a) 冷凝器；(b) 蒸发器

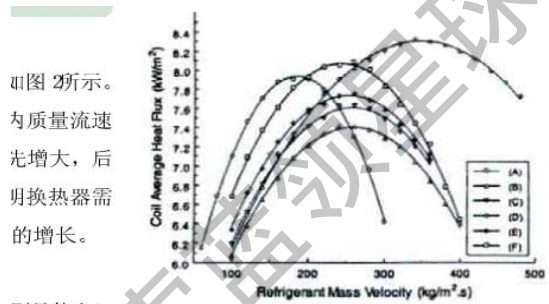


图 1 流速与盘管单位面积换热量的关系

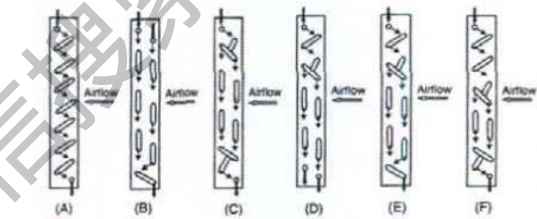


图 2 六种蒸发器的分路图

所以要考虑如何提高背风侧的管路的换热效率，如提高风速，降低迎风侧和换热效

冷凝器编号	迎风侧铜管	背风侧铜管	迎风侧肋片	背风侧肋片	肋间间距 /mm	空气侧总换热面积 /m ²
1	内螺纹管	内螺纹管	弧形冲缝片	弧形冲缝片	1.7	38.34
2	光管	光管	平片	平片	1.7	38.34
3	光管	内螺纹管	弧形冲缝片	弧形冲缝片	1.6	40.62
4	光管	内螺纹管	平片	弧形冲缝片	1.6	40.62
5	内螺纹管	内螺纹管	平片	弧形冲缝片	1.6	40.62

率，即降低迎风侧出风温度，如上面的设计。

换热器风机的选择：

选择风机首先要知道风机全压，功率和风量中的其中两个才能从风机特性曲线中选出一个比较合适的风机。

所以要计算出空气克服换热器阻力的静压，如果有送风管道的还要机外静压。

对于风量，蒸发器制冷量与风量的比值（冷风比）一般为 4.6-5.5(其实也就是进出口焓差乘以进出口平均温度下的密度再除以 3.6 得出)，冷凝器负荷与风量的比值（热风比）一般为 3.5 左右（也可以通过确定焓差计算得出），冷水机的会小一些在 2.8 左右。

冷凝器阻力的计算有一些公式：

$$\Delta p = 0.1107 \left(\frac{l}{d_c} \right) (u\rho)^{1.7} \text{ Pa}$$

$$\Delta p'' = c \frac{b}{d_c} (\rho_a \omega_{\max})^{1.7}$$

$$d_c = \frac{2(s_1 - d_b)(s_f - \delta_f)}{(s_1 - d_b) + (s_f - \delta_f)}$$

C—系数，顺排 0.0687，叉排 0.108

b/l—沿气流方向的长度，m

d_e—当量直径，公式见下，m

ρ—空气密度，取进出口平均温度时的值，kg/m³

u/ω_{max}—最窄面风速，m/s

s₁—管距，m

d_b—套翅片后铜管外径，m

s_f—翅片间距，m

δ_f—翅片厚度，m

前者是计算顺排平片冷凝器的公式，如果是叉排，还要乘以系数 1.2，如果是波纹片或者是条缝片，还要乘以 1.2，如果是蒸发器，也可以再乘以一个系数 1.2，前者算出的比后者的大 20%左右。但这只是计算气流流经换热器的摩擦阻力，在实际产品中，因为结构的原因，如斜放，或回风口与出风口成一定角度，而造成气流经过换热器各点风速不均匀的问题，这会造成局部阻力增大。而且如果气流大部分只流经一部分换热器，那么换热效率也会比较低，所以结构上要尽量减少这种情况，如果不得不这样设计，那么要考虑这部分的阻力损失。此外还有气流进出换热器，气流方向的改变，风道截面的变化等引起的局部阻力。一般经验值：

蒸发器湿工况：35-40Pa/排，干工况：30-35Pa/排；

冷凝器：20-25Pa/排。

风机全压分为动压和静压，静压又可以分为克服换热器及一些机组附件如回风格栅或过滤网（器），以及和风管道的摩擦阻力和空气流经机组时的局部阻力（风速及迎风面或出风面的变化而产生）两部分，气流通过机组以外的风管及其附件需要克服的阻力叫机外静压或余压。因为风机的动压和静压之间会互相转换，所以阻力过大可能会引起风量的减少。

用上面的公式算出换热器的风阻后，再加上机外静压，就可以得到全部静压，动压计算公式为：

ΔP'—动压，Pa

ρ_a—空气密度，kg/m³

ω—出口风速，m/s

$$\Delta p' = \frac{\rho_a \omega^2}{2}$$

计算风机功率主要是指风机轴功率，然后通过传动效率（皮带传动效率为 0.95）计算出电机输出功率。

P—风机全压，Pa

q_v—空气体积流量，m³/h

Δp'—动压，Pa

Δp''—静压，Pa

$$P = \frac{q_v (\Delta p' + \Delta p'')}{\eta_{\text{传}}}$$

η_{fan} —风机效率，空调用离心式风机一般为 0.5-0.6，具体要看产品。

设计示例：

设计一个 R22，10HP，制冷量为 28kW 的系统的蒸发器和冷凝器，设计参数如下：

蒸发温度 t_0 , C	7	管内径 d_i , mm	8.82
冷凝温度 t_k , C	54	管外径 d_o , mm	9.52
蒸发器回风温度 t_1 , C	27C/19	管间距 H_1 , mm	25.4
蒸发器出风温度 t_2 , C	17/70%	排间距 H_2 , mm	22
冷凝器回风温度 t_1 , C	35	蒸发器翅片间距 df , mm	2.1
冷凝器出风温度 t_2 , C	45	蒸发器翅片间距 df , mm	1.9
过冷度 t_{sc} , C	5	翅片厚度 δ , mm	0.115
过热度 t_{sh} , C	5		
蒸发器风量, m ³ /h	5600	蒸发器迎面风速, m/s	
冷凝器风量, m ³ /h	10400	冷凝器迎面风速, m/s	

蒸发器的设计：

$$\Delta t_m = (\Delta t_{max} - \Delta t_{min}) / \ln(\Delta t_{max} / \Delta t_{min}) = ((27-7) - (17-7)) / \ln((27-7)/(17-7)) = 14.4C$$

选取 $K=40 \text{ W}/(\text{m}^2.C)$

$$Q = KF \Delta t_m \quad (W)$$

$$F = Q / K \Delta t = 28000 / (40 * 14.4) = 48.6\text{m}^2$$

计算所选翅片管单位长度的外表面积：

外表面铜管面积：

$$S_1 = 3.14 * (d_o + \delta * 2) * (df - \delta) / df = 3.14 * (9.52 + 0.115 * 2) * (2.1 - 0.115) / 2.1 / 1000 = 0.0289\text{m}^2$$

外表面翅片面积：

$$S_2 = (H_1 * H_2 - (3.14 * (d_o + \delta * 2)^2 / 4)) / df / 1000 = (25.4 * 22 - (3.14 * (9.52 + 0.115 * 2)^2 / 4)) / 10^3 / 2.1 = 0.4611\text{m}^2$$

$$St = S_1 + S_2 = 0.0289 + 0.4611 = 0.49\text{m}^2$$

所需管路总长度：

$$L = F / St = 48.6 / 0.49 = 99.18\text{m}$$

方案 1：

可以先假设每一回路到 12m, $N' = L / 12 = 8.26$, 取整为 8, 设为 3 排, 每排取每 4 行一个回路, 那么单排为 $8 * 4 = 32$ 根, 高度为 $32 * 25.4 = 812.8\text{mm}$ 。3 排有 $N = 96$ 根, 那单根长度

$$L' = 99.18 / 96 = 1.03\text{m}, \quad L' / H = 1.23。$$

方案 2：

可以先假设每一回路到 10m, $N' = L / 10 = 9.9$, 取整为 10, 设为 3 排, 每排取每 2 行一个回路, 那么单排为 $10 * 2 = 20$ 根, 高度为 $20 * 25.4 = 508\text{mm}$ 。3 排有 $N = 60$ 根, 那单根长度

$$L' = 99.18 / 60 = 1.653\text{m}, \quad L' / H = 3.24。$$

冷凝器的设计：

$$\Delta t_m = (\Delta t_{max} - \Delta t_{min}) / \ln(\Delta t_{max} / \Delta t_{min}) = ((54-35) - (54-45)) / \ln((54-35)/(54-45)) = 13.38C$$

选取 $K=35 \text{ W}/(\text{m}^2.C)$

冷凝负荷 $Q' = Q * 1.3 = 28 * 1.3 = 36.4$, 这里 1.3 是一个经验数值, 如果有压缩机的输出功率 W , 那么 $Q' = Q + W$

$$Q'=KF \Delta t m \quad (W)$$

$$F=Q'/K \Delta t=36400/(35*13.38)=77.73m^2$$

计算所选翅片管单位长度的外表面积:

外表面铜管面积:

$$S1=3.14 * (d_o + \delta * 2) * (d_f - \delta) / d_f = 3.14 * (9.52 + 0.115) * (1.9 - 0.115 * 2) / 1.9 / 1000 = 0.0289m^2$$

外表面翅片面积:

$$S2=(H1 * H2 - (3.14 * (d_o + \delta * 2)^2 / 4)) / d_f / 1000 = (25.4 * 22 - (3.14 * (9.52 + 0.115 * 2)^2 / 4)) / 10^3 / 1.9 = 0.51m^2$$

$$St=S1+S2=0.0284+0.51=0.54m^2$$

$$L=F/St=77.73/0.54=143.94m$$

方案 1:

取每一回路为 18m, $N'=143.94/18=7.997$, 取整为 8, 结构选择 U 形, 那么高度较小, 取 2 排管, 那么每回路每排为 4 行, 那么一排共 32 行, 两排共 64 根管, 单根管长为 $L'=143.94/64=2.249m$ 。高度 $H=32*25.4=0.812m$

方案 2:

取每一回路还是 18m, $N'=8$, 选择 L 形, 那么高度要高些, 选 3 排, 每回路每排为 6 行, 那么一排共 48 行, 三排共 144 根管, 单根管长为 $L'=143.94/144=0.99m$ 。高度 $H=48*25.4=1.219m$ 。

获取更多资料 微信搜索 蓝球