

第 2 章 传热计算模型修正

2.1 引言

通常，管壳式换热器服役的环境复杂，为了评估其性能的好坏，就需要对管壳程进出口温度和流量进行监测及数据采集，借助热平衡方程和传热方程计算得到总传热系数。但管壳式换热器在持续高效运行后，内部不可避免地会出现结垢问题，尤其对于换热管而言，管内壁面结垢会引起管内流通面积减小，从而影响管壳式换热器整体的换热性能。随着结垢厚度的增加，运行换热器的实际传热性能与按原传热设计模型设计计算的理论值偏离更多，运用原传热设计计算模型已无法准确评估实际换热器的性能，亟需对其进行进一步的修正。同理，管壳程的理论压降计算也需要建立对应的阻力计算模型。

本章以管壳式换热器在无相变过程中传统的传热系数和压降计算的经验公式为理论基础，考虑管壳式换热器长时间运行后内部结垢带来的影响，探究对比管壳式换热器清洁和运行情况下传热计算的差别，从结垢影响分析原传热模型的适用上限；利用修正 Wilson 图解法对传统的传热计算模型进行修正，以覆盖整个换热器的运行周期，并通过 HTRI 软件仿真分析对该修正模型进行可行性和准确性验证。

2.2 清洁工况下传热和阻力计算模型

2.2.1 传热计算模型

通常，换热器管壳程中的流体进行冷热交换的过程是可以看作稳态的，所以基本方程可按下式进行表示：

$$Q = KA\Delta t_m \quad (2-1)$$

式中， Q 为此换热器的热负荷，W； K 为总传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ； A 为换热器的总传热面积，通常按换热管外表面进行计算， m^2 ； Δt_m 为对数平均温差，K。

若不考虑换热器换热时对外界的热损耗，在理论上高温流体所释放的热量应该与低温流体吸收的热量相等。为了方便说明和系统嵌入，本文只针对管壳式换热器无相变过程，热负荷计算的基本公式为：

$$Q = q_{m,h} C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) = q_{m,c} C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2-2)$$

式中， $q_{m,h}$ 、 $q_{m,c}$ 分别为高温流体和低温流体的质量流量，kg/s； $C_{p,h}$ 、 $C_{p,c}$ 分别为高温流体和低温流体的定压比热，J/(kg·K)； $T_{h,in}$ 、 $T_{h,out}$ 分别为高温流体的进、出口温度，K； $T_{c,in}$ 、 $T_{c,out}$ 分别为低温流体的进、出口温度，K。

对于一般的逆流或并流的流体流动，它们的流体温度沿流动长度方向变化，具体的变化如图 2.1 所示。

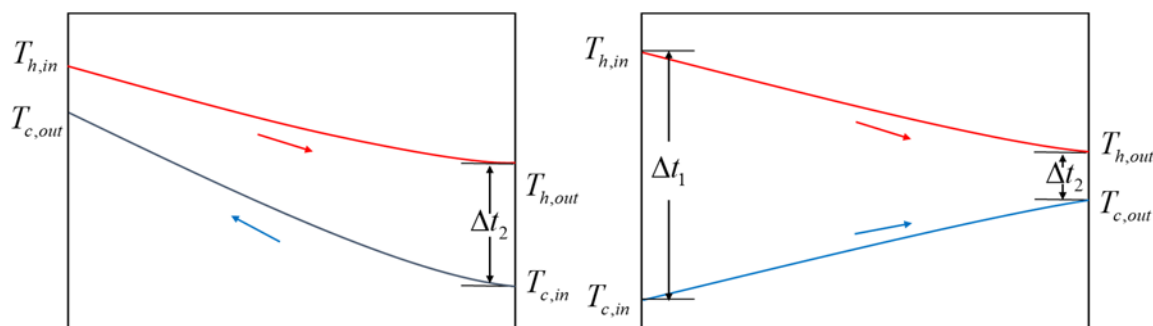


图 2.1 冷热流体温度分布示意图

Fig. 2.1 Schematic diagram of temperature distribution of hot and cold fluids

从图 2.1 可以知道冷热流体温差的变化规律，故对数平均温差可按式进行计算：

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (2-3)$$

式中， Δt_{\max} 为较大的温度差，K； Δt_{\min} 为较小的温度差，K。该公式仅适用于顺流和逆流过程。但在实际工程应用中，管壳式换热器的换热多采用多管程、多壳程等复杂流动方式，即错流和混流流动，此时需要引进温度修正系数来计算对数平均温差。公式如下：

$$\Delta t_m = F_T \Delta t_m' \quad (2-4)$$

式中， $\Delta t_m'$ 是按逆流流动方式计算的对数温差，K； F_T 为温度修正系数。

修正系数 F_T 的计算方式有两种情况，分别为：

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln \left(\frac{1-P}{1-PR} \right)}{(R-1) \ln \left[\frac{2-P \cdot (R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-P \cdot (R+1+\sqrt{R^2+1})} \right]} \quad (R \neq 1) \quad (2-5)$$

$$F_T = \frac{P \cdot \sqrt{2}}{1-P \cdot \ln \left[\frac{2-P \cdot (2-\sqrt{2})}{2-P \cdot (2+\sqrt{2})} \right]} \quad (R=1) \quad (2-6)$$

其中，温度效率 P 表示的是冷热流体间实际换热量与最大可能的换热量之比，可按式进行计算：

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (2-7)$$

系数 R 表示的是冷热流体的热容之比，按下式进行计算：

1.° 洁净 K_c

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (2-8)$$

对于刚投入使用的管壳式换热器而言，其表面是光滑干净的，内部没有污垢的影响，将此时的传热系数记为清洁传热系数 K_c ，按下式进行计算：

$$\frac{1}{K_c} = \frac{1}{\alpha_o} + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + R_w \Rightarrow \text{无垢} \quad (2-9)$$

式中， α_o 为壳程流体的对流放热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ； α_i 为管内流体的对流换热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ； d_o 、 d_i 分别为换热管的外径和内径， m 。

其中， R_w 为管壁热阻，按多层圆壁筒传热计算方法进行计算，公式如下：

1.1 R_w 计算

$$R_w = \frac{d_o}{2\lambda_w} \ln \frac{d_o}{d_i} \quad (2-10)$$

式中， λ_w 为换热管材料的导热系数， $W/(m \cdot K)$ 。

对于清洁工况下管程内流体而言，对流放热系数和流动阻力均与管内流体的流动状态有关，且流动状态受雷诺数的影响。一般而言，管内流动为紊流流动，此时，为了方便计算，可以忽略壁温对流体粘度的影响，采用 Sieder-Tate 公式计算管内流体的放热系数：

$$1.2. \alpha_i \text{ 计算} \quad \alpha_i = C \frac{\lambda_i}{d_i} \text{Re}_t^{0.8} \text{Pr}_t^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2-11)$$

式中， C 为常数，与管程流体的种类有关。当管程流体为气体时， C 取 0.021；当管程流体的粘性较低或没有粘性时， C 取 0.023；当管程流体的粘性较高时， C 取 0.027^[10]。

λ_i 为管内流体的导热系数， $W/(m \cdot K)$ 。

需要注意的是，公式(2-11)仅适用于管内流体的对流放热系数计算，并且需要满足 $\text{Re} > 10000$ ， $0.7 < \text{Pr} < 120$ ，此时使用时可以认为该公式是固定不变的。但是在管壳式换热器实际运行过程中，随着管内污垢沉积，雷诺数就会发生改变，该公式的常数 C 和雷诺数的指数会发生改变。本章后续将会对该公式进行分析并修正，使公式适用于复杂多变的情况，从而让传热系数的计算结果更加准确。

1.3. K_o 计算

流体流过壳程后，会在折流板的影响下形成交叉流，从而提高了换热器的传热系数。在 Tinker 提出流动模型之后，美国工程师学会（AMSE）和 Delaware 大学换热器又经过多年的合作研究，根据大量的实验数据提出了 Bell-Delaware 法。壳程流体被 Tinker 分为 5 股流路，如图 2.2 所示。流路 A、流路 C 和流路 E 都是泄漏流路，分别由管子与折流板管孔间、壳内壁与管束外围间和壳内壁与折流板间形成，流路 B 是错流形成的流路，而流路 F 由管程分程隔板形成的中间穿流流路^[5]。

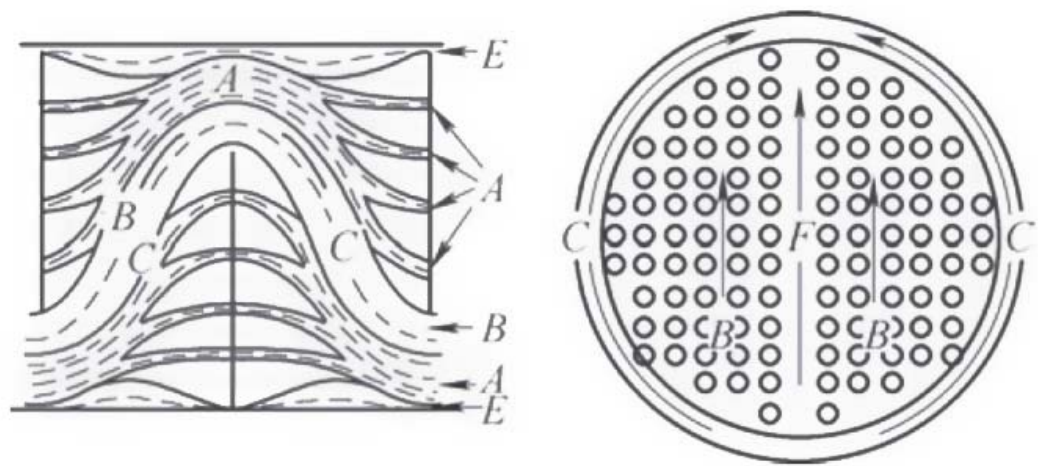


图 2.2 壳程流体流动模型

Fig. 2.2 Shell side fluid flow model

采用 Bell-Delaware 法不仅可以避免查阅图表带来的麻烦，还能使计算过程变得简单，方便在计算机上进行操作。所以本文采用 Bell-Delaware 法来计算壳程的对流放热系数，计算公式如下：

$$\alpha_o = \alpha_{\text{理想}} \cdot J_c \cdot J_e \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r \tag{2-12}$$

式中， J_s 是进、出口段折流板间距不等的修正系数，一般情况下在 0.85~1 之间，本文取的是 1； J_r 是低雷诺数下逆向温度梯度修正系数，当 $Re \geq 100$ 时， $J_r = 1$ 。

$\alpha_{\text{理想}}$ 是壳程理想对流换热系数， $W/m^2 \cdot K$ ，可按下式进行计算：

$$\alpha_{\text{理想}} = \frac{j_H C_{ps} m_s}{S_m} \left(\frac{\lambda_s}{C_{ps} \mu_s} \right) \tag{2-13}$$

式中， m_s 为壳程流体的质量流量， kg/s ； λ_s 为壳程流体的导热系数， $W/(m \cdot K)$ ； C_{ps} 为壳程流体比热容， $J/(kg \cdot K)$ ； μ_s 为壳程流体粘度， $Pa \cdot s$ 。

表 2.1 不同管子排布的经验参数 a_1, a_2, a_3, a_4 ^[79]

Table 2.1 Empirical parameters of different pipe arrangements a_1, a_2, a_3, a_4

管子排布	Re	a_1	a_2	a_3	a_4
三角形错排	<10	1.400	-0.667	1.450	0.519
	10-10 ²	1.360	-0.657	1.450	0.519
	10 ² -10 ³	0.593	-0.477	1.450	0.519
	10 ³ -10 ⁴	0.321	-0.388	1.450	0.519
	10 ⁴ -10 ⁵	0.321	-0.388	1.450	0.519
正方形线性排布	<10	0.970	-0.667	1.187	0.370
	10-10 ²	0.900	-0.631	1.187	0.370
	10 ² -10 ³	0.408	-0.460	1.187	0.370
	10 ³ -10 ⁴	0.107	-0.266	1.187	0.370

j_H 是柯尔本传热因子，计算公式如下：

$$j_H = a_1 \cdot 1.064^a (\text{Re}_s)^{a_2} \quad (2-14)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14(\text{Re}_s)a_4} \quad (2-15)$$

其中，经验参数 a_1 , a_2 , a_3 , a_4 可通过表 2.1 查询。

壳程雷诺数的计算公式为：

$$\text{Re}_s = \frac{\rho_s V_{\max} d_o}{\mu_s} \quad (2-16)$$

壳程流体最大流速计算公式如下：

$$V_{\max} = \frac{m_s}{\rho_s S_m} \quad (2-17)$$

其中 S_m 为最小错流截面积， m^2 ，按下式进行计算：

$$S_m = B \left[D_i - D_{otl} + \left(\frac{D_{otl} - d_o}{(aa)p_t} \right) (p_t - d_o) \right] \quad (2-18)$$

式中， B 相邻折流板之间的间距， m ； D_i 为壳体内径， m ； p_t 是管间距， m ； aa 为常数，根据布管方式不同的值，当布管为 30° 时取 0.866；布管为 45° 时取 0.707；布管为 60° 时取 0.5；布管为 90° 时取 1^[82]。

极限排管圆直径 D_{otl} 采用 Sinnott 经验公式^[80]进行计算：

$$D_{otl} = d_o \cdot \left(\frac{n}{k_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} \quad (2-19)$$

式中， n 为换热管的总数； k_1 与 n_1 由管程数和换热管排布方式共同决定，具体见表 2.2。

表 2.2 参数 k_1 与 n_1 在不同管程数和换热管下的值^[79]

Table 2.2 Values of parameters k_1 and n_1 under different tube lengths and heat exchange tubes				
管程数	k_1		n_1	
	三角形排布	正方形排布	三角形排布	正方形排布
1	0.319	0.215	2.142	2.207
2	0.249	0.156	2.207	2.291
4	0.175	0.158	2.285	2.263
6	0.0743	0.0402	2.499	2.617
8	0.0365	0.0331	2.675	2.643

折流板缺口效应修正系数 J_c 按下式进行计算：

$$J_c = 0.55 + 0.72 F_c \quad (2-20)$$

F_c 为错流区的管数占总管数的比例，计算公式如下：

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left\{ \pi + 2 \left(\frac{D_i - 2h}{D_{otl}} \right) \sin \left[\arccos \left(\frac{D_i - 2h}{D_{otl}} \right) - 2 \arccos \left(\frac{D_i - 2h}{D_{otl}} \right) \right] \right\} \quad (2-21)$$

式中, h 为折流板缺口弦高, m。

l_c 为折流板切除高度, 按下式进行计算:

$$l_c = \frac{BD_i}{100} \quad (2-22)$$

折流板泄漏效应修正系数 J_e , 通常需要查图^[5]才能获得数据。为了便于编写程序, 本文通过多项式拟合近似计算:

$$J_e = 1.0277 - 1.107X_1 - 0.0049Y_1 + 0.625X_1^2 - 0.484X_1Y_1 - 0.0137Y_1^2 \quad (2-23)$$

式中, X_1 、 Y_1 按下式进行计算:

$$X_1 = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (2-24)$$

$$Y_1 = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (2-25)$$

每块折流板外缘与壳内壁之间的泄漏流面积 S_{sb} , 每块折流板管子与管孔之间的泄漏面积 S_{tb} , 其计算公式分别为:

$$S_{sb} = \frac{D_i \Delta_{sb}}{2} \left[\pi - \cos^{-1} \left(1 - \frac{2l_c}{D_i} \right) \right] \quad (2-26)$$

$$S_{tb} = \frac{\pi d_o \Delta_{tb}}{2} \frac{(1 + F_c)}{2} n \quad (2-27)$$

式中, Δ_{sb} 和 Δ_{tb} 分别为壳体到折流板管孔的径向间隙和换热管到折流板管孔的径向间隙, m。

同理, 为了便于编写程序, 管束旁路效应修正系数 J_b 也采用多项式拟合进行计算, 拟合多项式为:

$$J_b = 0.9579 - 0.7725X_2 + 0.6113Y_2 + 0.136X_2^2 + 1.4814X_2Y_2 - 1.1418Y_2^2 \quad (2-28)$$

式中, X_2 、 Y_2 按下式进行计算:

$$X_2 = \frac{S_b}{S_m} = F_{bp} \quad (2-29)$$

$$Y_2 = \frac{N_{ss}}{N_c} \quad (2-30)$$

式中, N_{ss} 为密封条的对数。

N_c 为错流区管排数，计算公式为：

$$N_c = \frac{D_i (1 - 2l_c / D_i)}{p_n} \quad (2-31)$$

式中， p_n 为垂直于流动管间距，根据布管方式不同取不同的值^[82]，布管为 30° 时取 $0.866p_t$ ；布管为 45° 时取 $0.707p_t$ ；管为 60° 时取 $0.5p_t$ ；布管为 90° 时取 p_t 。

F_{bp} 为旁通面积占错流面积的比例，计算公式为：

$$F_{bp} = \frac{B(D_i - D_{out} + 0.5N_E \cdot l_E)}{S_m} \quad (2-32)$$

式中， N_E 为管程分隔板所造成的壳程内平行错流方向的无管子所占据的通道数，单管程时为 0； l_E 是旁路通道宽度。

2.2.2 阻力计算模型

管程中的流体压降主要有三个部分组成，具体的计算公式如下：

Bell-Delaware

$$\Delta p_i = (\Delta p_L + \Delta p_r) F_t N_p N_s + \Delta p_n N_s \quad (2-33)$$

式中， F_t 为结构校正因素，当管子为 $\phi 25 \times 2.5 \text{ mm}$ 时取 1.4，当管子为 $\phi 19 \times 2 \text{ mm}$ 时取 1.5^[5]； N_p 为管程数； N_s 为串联的壳程数。

流体流过直管由摩擦力产生的压降 Δp_L 按下式进行计算：

$$\Delta p_L = \lambda_i \frac{l}{d_i} \frac{\rho_i u_i^2}{2} \quad (2-34)$$

式中， l 为管长，m； ρ_i 为管内流体的密度， kg/m^3 ； u_i 为管内流体的流速，m/s； λ_i 为摩擦系数，与雷诺数的大小有关。

流体流经回弯管时由摩擦力产生的压降 Δp_r 按下式计算：

$$\Delta p_r = 4 \frac{\rho_i u_i^2}{2} \quad (2-35)$$

流体流经管箱进出口的压降 Δp_n 按下式进行计算：

$$\Delta p_n = 1.5 \frac{\rho_i u_i^2}{2} \quad (2-36)$$

由于 Bell-Delaware 法考虑了壳程流体流动过程中漏流和旁流的影响，可以较准确地计算壳程压降，故同样采用 Bell-Delaware 法来计算压力降。因壳程的压力降受折流板的影响很大，所以需要壳程有无折流板进行分类讨论。

当壳程无折流板时，压降可按管程压力降进行计算。但需要注意的是，公式中的 d_i 必须用壳程当量直径 D_e 代替：

$$\Delta p_{wk} = \frac{(2+0.6N_{cw})m_s^2}{2S_m S_w \rho_s} \quad (2-43)$$

式中, S_w 为圆缺区流通截面积, 按下式进行计算:

$$S_w = \frac{D_i^2}{4} \left\{ \frac{\theta}{2} - \left[1 - 2 \left(\frac{l_c}{D_i} \right) \sin \left(\frac{\theta}{2} \right) \right] \right\} - \frac{n}{8} (1 - F_c) \pi d_o^2 \quad (2-44)$$

2.3 运行工况下传热计算模型的修正

2.3.1 运行工况下的传热计算模型

管壳式换热器常服役于高温高压的环境工况, 在刚投入使用时内部换热表面清洁光滑。但随着换热器使用时间不断加长, 冷热流体内的杂质开始在换热表面附着。起初由于污垢的厚度较小, 所以其产生的影响可以忽略。随着运行时间越来越长, 污垢逐渐积累变厚, 对换热器传热和阻力性能产生的影响也越来越大, 其换热热阻的变化如图 2.3 所示。当污垢累积到一定厚度时, 换热器内部流体的流通面积就会明显下降, 使换热器的阻力性能显著上升, 此时管内外污垢厚度带来的影响无法忽略, 其实际换热性能与由原传热计算模型计算的传热性能偏离较大, 即用原传热计算模型无法准确评价运行换热器的实际传热性能。此时就需要对换热器的传热模型进行修正。

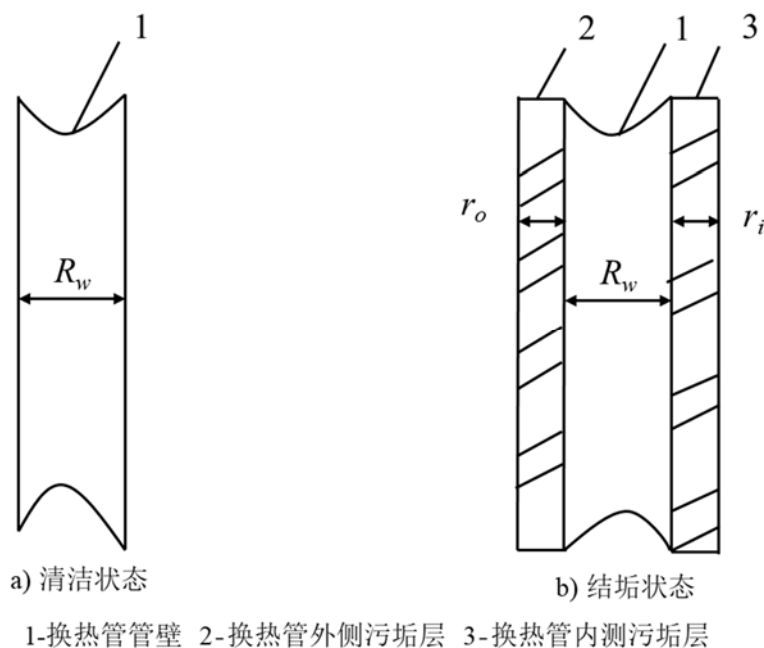


图 2.3 清洁和结垢状态下污垢热阻分布图

Fig. 2.3 Thermal resistance distribution map of dirt under cleaning and scaling state

由于换热管内外的污垢热阻对管壳式换热器传热性能的影响不可忽略, 所以清洁工况下的传热系数计算公式(2-9)已不再适用, 此时需要按下式计算总传热系数 K_f :

$$\frac{1}{K_f} = \frac{1}{\alpha_o} + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + r_o + r_i \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + R_w \quad (2-45)$$

为了便于描述和计算，假设换热管在结垢后内外表面的各个位置厚度相同，污垢的导热系数为 λ_f ， λ_f 值由介质结垢的主要成分决定。根据多层管壁筒传热计算原理，结合管内或管外污垢沉积的当量垢层厚度 δ_f ，可分别计算出管内外流体的污垢热阻 r_i 、 r_o ：

$$r_i = \frac{d_o}{2\lambda_f} \ln \left(\frac{d_i}{d_i - 2\delta_f} \right) \quad (2-46)$$

$$r_o = \frac{d_o}{2\lambda_f} \ln \left(\frac{d_o + 2\delta_f}{d_o} \right) \quad (2-47)$$

通常，换热管内外表面的当量垢层厚度很难确定。另外对于一些复杂的流体，其附着在换热管表面介质的导热系数 λ_f 也是未知的。因此，由公式(2-46)和(2-47)难以求出污垢积聚的热阻值，此时需要借助热阻法来求换热管的内外热阻。记 R_f 为内外污垢热阻之和，则：

$$R_f = r_o + r_i \quad (2-48)$$

污垢热阻法的定义式如下：

$$R_f = \frac{1}{K_f} - \frac{1}{K_c} \quad (2-49)$$

式中， K_f 为换热器结垢状态下的传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ，可按式(2-45)计算得到； K_c 为换热器清洁状态下的传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ，可按式(2-9)计算得到。

在换热器实际运行监测过程中，常根据传感器采集到管壳程进出口的温度和流量数据，结合公式(2-1)可计算得到传热系数。此时的传热系数称之为实际传热系数，记为 K_f' ，而结垢后的传热系数称之为理论传热系数 K_f 。在换热器运行的初始阶段，其换热管内外表面没有污垢，即垢层厚度为 0，其对应的雷诺数记为 Re_0 。由于此时实际传热系数和理论传热系数的相对误差很小，并且在换热器之后相当长的一段时间内相对误差也在工程所能允许的 5% 范围之内^[81]，所以理论传热系数可以用实际传热系数代替。当换热器垢层厚度积聚到一定程度时，理论传热系数和实际传热系数之间的相对误差已不在工程允许的范围之内，将此时换热器结垢的厚度记为 δ_{f1} ，其对应的雷诺数记为 Re_1 。在换热器运行时，若雷诺数在 $Re_0 \sim Re_1$ 或当量结垢厚度在 $0 \sim \delta_{f1}$ 范围内，此时采用传统的传热计算模型计算仍然是准确的。但当换热器结垢的垢层厚度大于 δ_{f1} 或雷诺数大于 Re_1 时，运用传统的传热计算模型计算得到的总传热系数与实际的传热系数会存在较大偏差。所以，此时传统的传热计算模型已不再适用，需要对其进行修正。

2.3.2 基于修正 Wilson 图解法对传热计算模型的修正

由前述可知，随着运行时间的增长，换热器内部结垢层厚度的增长使得原有传热计算模型的评价误差越来越大，此时就需要对传热计算模型进行修正。通常，确定管壳式换热器的传热模型有三种方法，一是非线性回归法；二是 Wilson 图解法；三是修正 Wilson 图解法。所谓非线性回归法就是在掌握大量数据的基础上，利用数理统计方法建立传热模型中的自变量和因变量之间的关系，并认为两者的关系为非线性，然后对传热模型的函数关系式进行回归分析，再确定其具体的表达式。由于非线性回归法这种拟合的确定方式，导致了结果并不唯一，往往误差很大。而 Wilson 图解法是在已有的模型对参数进行修正，避免了结果不唯一的问题，但是它使用时要求的条件较多，难以满足管壳式换热器的实际工程应用。相比之下，修正 Wilson 图解法所需要的条件更少，更能应对管壳式换热器复杂多变的工况，所以本文在 Wilson 图解法的基础上采用修正 Wilson 图解法对管壳式换热器的传热模型进行修正。

根据公式(2-11)和公式(2-12)可知，雷诺数的变化会影响管内外的对流传热系数的变化，所以传热计算模型的修正主要是对管内外对流传热系数中雷诺数的指数和常数项进行修正。对于管壳式换热器而言，由于大多数较清洁的介质走壳程，较易结垢的流体走管程，所以本文只针对管程结垢，壳程的对流传热系数保持不变，仅对管程的对流传热系数进行修正。

管内对流传热系数的计算公式为：

$$Nu = C Re_t^p Pr_t^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} = C \left(\frac{\rho u d_i}{\mu}\right)^p \left(\frac{C_p \mu}{\lambda_t}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (2-50)$$

$$\alpha_i = C \frac{\lambda_t}{d_i} \left(\frac{\rho u d_i}{\mu}\right)^p \left(\frac{C_p \mu}{\lambda_t}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (2-51)$$

式中， C 、 p 、 Re 均未知，且 C 、 p 均为常数。

将公式(2-51)代入公式(2-45)可得：

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_o} + R_f + R_w + \frac{1}{C \frac{\lambda_t}{d_i} \left(\frac{\rho u d_i}{\mu}\right)^p \left(\frac{C_p \mu}{\lambda_t}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}} \quad (2-52)$$

另外，需要特别注意的是，在使用公式(2-50)~(2-52)时，应满足以下两个条件：一是管外流体速度必须保持近似不变，定性温度只在 2~3℃ 范围内，即较小的温度内波动，这样 α_o 的值才可看作不变；二是必须在一天内或更短的时间内完成试验并记录数据，这样污垢热阻 R_f 就可基本认为是定值，并且冷水密度 ρ 、比热 C_p 及数群 $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ 在温度范围内变化很小。

在满足上述两个条件的前提下, 将公式(2-52)转化为 $Y=b+mx$ 一次函数形式, 其中:

$$Y = \frac{1}{K}, \quad b = \frac{1}{\alpha_o} + R, \quad m = \frac{1}{\frac{C}{d_i}(\rho d_i)^p (C_p)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}}, \quad x = \frac{\mu^{(p-\frac{1}{3})}}{u^p \lambda_t^{\frac{1}{3}}}。$$

对于某些要求不高的场合, 若 μ 、 λ_t 变化不大, 则可作粗略的标绘, 即可按下式进行线性拟合:

$$x = \frac{1}{u^p} \quad (2-53)$$

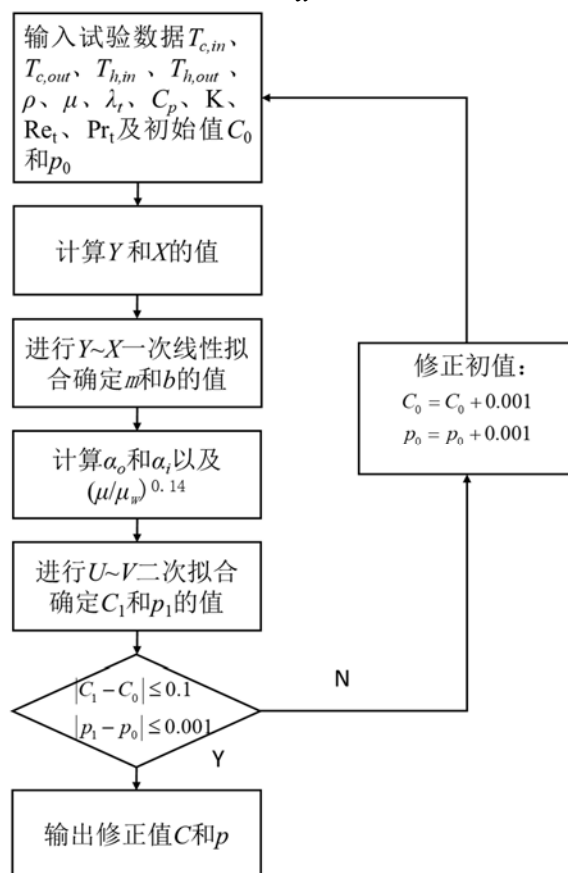


图 2.3 利用修正 Wilson 图解法对传热计算模型进行修正的流程图

Fig. 2.3 Flow chart of heat transfer calculation model modified by modified Wilson diagram method

在进行试验时, 通过改变管程进口流体流量进而得到不同的流速, 每改变一次就可得到一个 K 值, 从而得到多组试验数据, 对所得数据进行线性拟合就可求出截距 b 和斜率 m 。之后通过斜率 m 可得到对流传热关系式的常数项 c_0 , 通过截距 b 可确定 α_i 和 α_o 。

将公式(2-50)变形为:

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Pr}_t^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}} = C \text{Re}_t^p \quad (2-54)$$

两边同时取对数，可得：

$$\ln \frac{\text{Nu}}{\text{Pr}_t^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}} = \ln \left(C \text{Re}_t^p \right) = p \ln \text{Re}_t + \ln C \quad (2-55)$$

$U = pV + C'$

其中， $U = \ln[\text{Nu}/\text{Pr}_t^{1/3}(\mu/\mu_w)^{0.14}]$ ， $V = \ln \text{Re}_t$ 。对公式(2-55)进行 $U \sim V$ 二次线性拟合，得到 p_1 和 C_1 的值，之后将得到的值与初始值 p_0 和 C_0 作比较。若比较的误差在所要求的精度范围内则用修正的值更新初始值；若不满足则对初始 p_0 和 C_0 进行迭代计算，直到其满足精度要求才停止，并输出最终的修正值 p 和 C 。修正 Wilson 图解法的修正流程图如图 2.3 所示。

2.4 基于 HTRI 的修正传热计算模型验证

由美国传热研究公司开发的 HTRI 软件是对管壳式换热器进行模拟计算的专业软件，由该软件计算的传热系数和压降结果的准确性得到了相关行业及工程领域的高度认可。本文即采用该 HTRI 软件对结垢情况下的换热器传热性能进行仿真计算，以验证上述修正后的传热计算模型的可行性和准确性。

本文以文献[59]提供的污水结垢的热阻预测模型为例来进行仿真验证。

文献中污垢热阻预测模型为：

$$R_f = 8 \times 10^{-4} \left[1 - \exp \left(-\frac{t}{188} \right) \right] \quad (2-56)$$

式中， t 为运行时间，d；根据公式可知，该污水最终的污垢热阻趋近于 $8 \times 10^{-4} \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 。

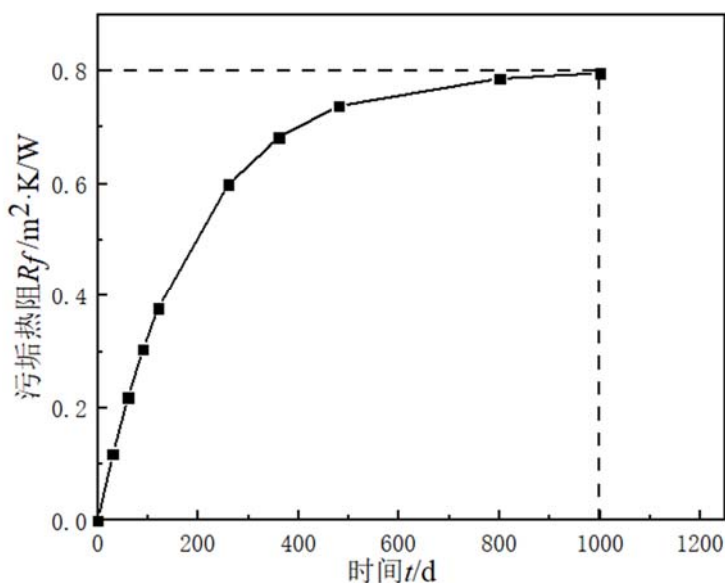


图 2.4 污水污垢热阻预测模型图

Fig. 2.4 Prediction model diagram of sewage fouling thermal resistance