

# 列管换热器振动分析的传递矩阵法\*

刘敏珊 董其伍

(郑州工学院)

**摘 要:** 本文应用振动分析的传递矩阵法对列管式换热器的动态特性进行了分析, 编制了〈HTDLHV〉程序, 并对 $\phi 600$ 氨合塔下部列管换热器进行了计算, 结果是满意的, 为换热器的可靠性分析、寿命予估、安全运转和防振措施提供了理论依据。

**关键词:** 换热器, 振动分析, 矩阵法分析

**中国图书分类号:** TQ053

随着石油、化学、动力工业的大型化和原子能工业的兴起, 换热器的尺寸愈来愈大, 折流板间距也随之增大, 与此相应地是管束的刚性却变差了。为了提高生产效率, 增加传热系数, 壳程流体的速度必须显著增大, 因此, 近年来因流体流动引起的换热器振动事故增多。振动使管子发生泄漏、磨损、疲劳、断裂, 降低了设备的使用寿命, 也直接影响了生产。因此, 对换热器振动的研究, 受到各国的普遍重视。我国自七十年代以来相继在化工厂、电厂曾发生过流体诱导振动的事例, 事故发生时, 除了管子被振坏还伴随着有巨大的噪声, 因此研究换热器的振动原因, 动态特性和响应, 为换热器的防振措施提供理论依据。对于换热器的安全运转, 延长使用寿命, 操作人员的健康都有很现实的意义。

## 1 振因分析

为了强化传热, 提高给热系数, 以便得到热效率高的热交换器, 通常要提高流速。当流速加大时, 往往会造成流体横流过管子所产生的卡门涡流的分离频率与换热管的固有频率相一致, 这时就产生共振现象。再者, 由于流体的紊流, 将对换热管施加一随机的激振力, 当激振力的主频率与管子的固有频率相同或接近时, 也将引起管子共振。另外, 当流体流动速度超过临界时, 就自激而引起振动。

通常有着这样的看法, 当管子间距较大时卡曼旋涡的影响可能是主要的, 当管子间距较小时, 由于没有足够的空间产生旋涡分离, 紊流的影响可能是主要的。在列管式换热器中, 最严重的情况是卡门涡流的分离频率 (或紊流抖振主频率), 声频与换热管的固有频

\* 收稿日期: 1988.10.09

率相等或接近时, 换热器中出现强烈的噪声, 管子产生剧烈的振动, 此时换热器很快遭到破坏。因此研究换热器的动态特性和动力响应是十分必要的。

## 2 换热器固有特性的分析

在换热器中, 管子两端紧固在管板上, 管子中间则由许多折流板或支承板支承。我们将换热器管束两端与管板的连接简化为固支, 中间的折流板相当于在换热



图 1

管上添加了若干个中间铰支座, 于是可将换热管视为多跨的连续梁, 其力学模型如图 1 所示。

由梁自由振动的偏微分方程:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} [EJ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}] = 0 \quad (1)$$

$y(x, t)$  — 梁的横位移;

$EJ(x)$  — 截面抗弯刚度;

$J(x)$  — 截面对其中心主轴的惯性矩。

换热管为等截面的, 于是有:

$$\frac{d^4 y}{dx^4} - k^4 y = 0 \quad (2)$$

$$(2) \text{ 式解为 } y(x) = A'e^{kx} + B'e^{-kx} + C'e^{ikx} + D'e^{-ikx} \quad (3)$$

$$\text{由欧拉公式 } e^{\pm ikx} = \cos kx \pm i \sin kx \quad (4)$$

$$\text{代入(3)式 } y(x) = A \sin kx + B \cos kx + C \sinh kx + D \cosh kx \quad (5)$$

$$\text{则 } y(x, t) = A \sin kx + B \cos kx + C \sinh kx + D \cosh kx \quad (6)$$

为推导出便于计算的递推公式, 把(5)式改写为:

$$y(x) = AS(kx) + BT(kx) + CU(kx) + DV(kx) \quad (7)$$

$$\text{于是 } y(x, t) = [AS(kx) + BT(kx) + CU(kx) + DV(kx)] \sin(pt + \varphi) \quad (8)$$

由(8)可写出换热管的转角  $\theta$ , 弯矩  $M$  和剪力  $Q$  的关系式:

$$\begin{cases} \theta = [AkV(kx) + BkS(kx) + CkT(kx) + DkU(kx)] \sin(pt + \varphi) \\ M = EJ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = [Ak^2 EJ U(kx) + Bk^2 EJ V(kx) + Ck^2 EJ S(kx) \\ \quad + Dk^2 EJ T(kx)] \sin(pt + \varphi) \\ Q = [Ak^3 EJ T(kx) + Bk^3 EJ U(kx) + Ck^3 EJ V(kx) \\ \quad + Dk^3 EJ S(kx)] \sin(pt + \varphi) \end{cases} \quad (9)$$

考虑边界条件得到*i*段在*x*处的传递关系:

$$\begin{cases} y = y_{i-1} S(kx) + \theta_{i-1} \frac{1}{k} T(kx) + M_{i-1} \frac{1}{EJk^2} U(kx) + Q_{i-1} \frac{1}{EJk^3} V(kx) \\ \theta = y_{i-1} kV(kx) + \theta_{i-1} S(kx) + M_{i-1} \frac{1}{EJk} T(kx) + Q_{i-1} \frac{1}{EJk^2} U(kx) \\ M = y_{i-1} EJ_k k^2 U(kx) + \theta_{i-1} EJ_k kV(kx) + M_{i-1} S(kx) + Q_{i-1} \frac{1}{k} T(kx) \\ Q = y_{i-1} EJ_k k^3 T(kx) + \theta_{i-1} EJ_k k^2 U(kx) + M_{i-1} kV(kx) + Q_{i-1} S(kx) \end{cases} \quad (10)$$

将*x* = *l*端点条件代入(10)式得:

$$\begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_i = \begin{bmatrix} S(kl_i) & \frac{1}{k} T(kl_i) & \frac{1}{EJk^2} U(kl_i) & \frac{1}{EJk^3} V(kl_i) \\ kV(kl_i) & S(kl_i) & \frac{1}{EJk} T(kl_i) & \frac{1}{EJk^2} U(kl_i) \\ k^2 EJ_k U(kl_i) & EJ_k kV(kl_i) & S(kl_i) & \frac{1}{k} T(kl_i) \\ EJ_k k^3 T(kl_i) & EJ_k k^2 U(kl_i) & kV(kl_i) & S(kl_i) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_{i-1} \quad (11)$$

质点*i*两端状态矢量的传递关系:

$$\begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ m_i p^2 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_{i-1} \quad (12)$$

第*i*段的传递矩阵方程:

$$\begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ m_i p^2 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S(kl_i) & \frac{1}{k} T(kl_i) & \frac{1}{EJk^2} U(kl_i) & \frac{1}{EJk^3} V(kl_i) \\ kV(kl_i) & S(kl_i) & \frac{1}{EJk} T(kl_i) & \frac{1}{EJk^2} U(kl_i) \\ EJ_k k^2 U(kl_i) & EJ_k kV(kl_i) & S(kl_i) & \frac{1}{k} T(kl_i) \\ EJ_k k^3 T(kl_i) & EJ_k k^2 U(kl_i) & kV(kl_i) & S(kl_i) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_{i-1} \quad (13)$$

则传递矩阵为:

$$Z_i = \begin{bmatrix} S(kl_i) & \frac{1}{k} T(kl_i) & \frac{1}{EJ_i k^2} U(kl_i) & \frac{1}{EJ_i k^3} V(kl_i) \\ kV(kl_i) & S(kl_i) & \frac{1}{EJ_i k} T(kl_i) & \frac{1}{EJ_i k^2} U(kl_i) \\ m_i \rho^2 S(kl_i) & \frac{m_i \rho^2}{k} T(kl_i) & \frac{m_i \rho^2}{EJ_i k^2} U(kl_i) & \frac{m_i \rho^2}{EJ_i k^3} V(kl_i) \\ + EJ_i k^3 T(kl_i) & + EJ_i k^2 U(kl_i) & + kV(kl_i) & + S(kl_i) \end{bmatrix} \quad (14)$$

为编制程序方便, 可把上式改写为递推形式:

$$\begin{cases} y_i = y_{i-1} S(kl_i) + \theta_{i-1} \frac{1}{k} T(kl_i) + M_{i-1} \frac{1}{EJ_i k^2} U(kl_i) + Q_{i-1} \frac{1}{EJ_i k^3} V(kl_i) \\ \theta_i = y_{i-1} kV(kl_i) + \theta_{i-1} S(kl_i) + M_{i-1} \frac{1}{EJ_i k} T(kl_i) + Q_{i-1} \frac{1}{EJ_i k^2} U(kl_i) \\ M_i = y_{i-1} U(kl_i) EJ_i k^2 + \theta_{i-1} V(kl_i) EJ_i k + M_{i-1} S(kl_i) + Q_{i-1} \frac{1}{k} T(kl_i) \\ Q_{i-1} = y_{i-1} [m_i \rho^2 S(kl_i) + T(kl_i) EJ_i k^2] + \theta_{i-1} [m_i \rho^2 \frac{1}{k} T(kl_i) + U(kl_i) EJ_i k^2] \\ M_{i-1} [m_i \rho^2 \frac{1}{EJ_i k^2} U(kl_i) + V(kl_i) k] + Q_{i-1} [m_i \rho^2 \frac{1}{EJ_i k^3} V(kl_i) + S(kl_i)] \end{cases} \quad (15)$$

支承点处的点传递矩阵为:

$$\begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -k & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_{i-1} \quad (16)$$

设换热管的场传递矩阵为A, 两支承之间段与段之间的点传递矩阵为B, 支承点处的点传递矩阵为C, 则:

$$\begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_n = (A_{n,i} \cdot B \cdot A_{n-1,i-1} \cdot B \cdots A_{m,i}) \cdot C \cdot (A_{n-1,i} \cdot B \cdot A_{n-1,i-1} \cdot B \cdots A_{n-1,1}) \cdot C \times \cdots \times (A_{1,i} \cdot B \cdot A_{1,i-1} \cdot B \cdots A_{1,1}) \cdot \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_1 \quad (17)$$

由于换热管两端紧固在管板上, 可简化为固定支承, 式(17)中代入边界条件:

$$y_0 = 0, \theta_0 = 0, y_n = 0, \theta_n = 0.$$

即可求出换热管的固有频率和振型。

### 3 算 例

以  $\phi 600$  氨合成塔列管式换热器为例, 其管束部分均设置有折流板且按等间距布置, 靠近固定管板处的折流板与管板间距离相等, 管子与管板联接看作刚性固定, 折流板支承处作为简支处理, 计算模型如下。

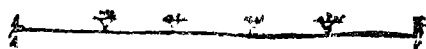


图 2

利用所编制计算机程序可以得到换热管的各  $P_{比}$  固有频率和振型, 而影响换热管振动的是管子的低  $P_{比}$  固有频率, 因此仅选取前五  $P_{比}$  固有频率和振型如表 1 和图 3 所示。

表 1 前五  $P_{比}$  固有频率 (单位: Hz)

频 率	一 $P_{比}$	二 $P_{比}$	三 $P_{比}$	四 $P_{比}$	五 $P_{比}$
传递矩阵法	11.273	29.301	56.563	93.147	137.824
有限单元法	9.970	26.978	52.866	87.589	130.461

得到  $\phi 600$  氨合成塔列管式换热器前四  $P_{比}$  振型如图 3 所示。

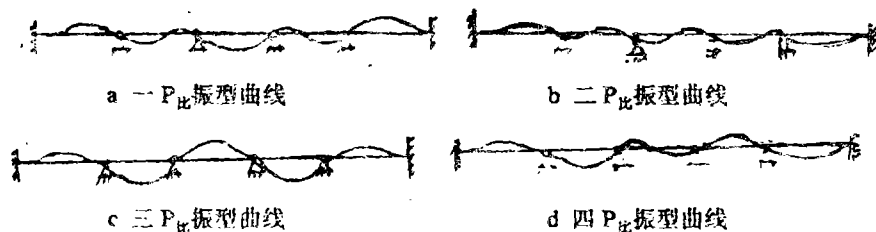
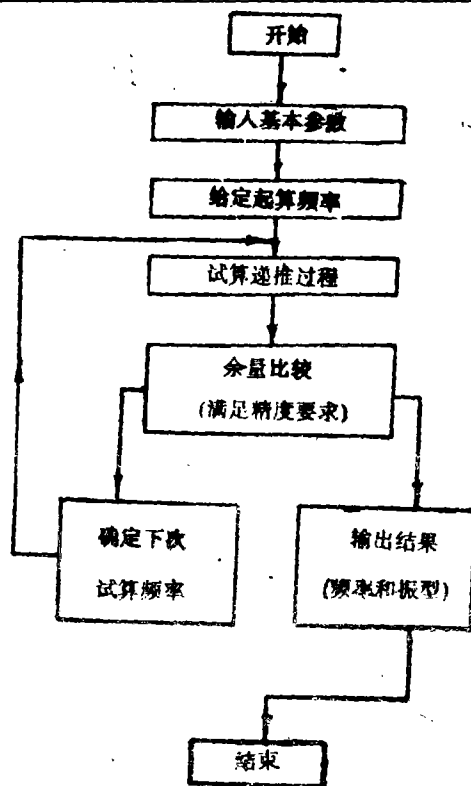


图 3 一~四  $P_{比}$  振型曲线

## 4 结果分析与讨论

4.1 本文应用传递矩阵法计算了列管式换热器多跨管的固有频率和振型, 编制了



〈HTDLHEV〉计算机程序, 并提供了算例。与有限单元方法计算结果比较趋于一致。

4.2 对于换热器, 纵向流所激发的振动振幅小, 危害性不大, 往往可以忽略。在正常的流速下, 横向流可能引起很大的振幅, 对换热器危害性很大。因此准确地计算换热管的自振频率, 特别是它的基频, 对于预测换热器的振动具有很重要的现实意义。

4.3 壳程流速与换热管的自振频率是影响管壳式换热器振动的两个主要参数, 为防止换热器振动, 务必使激振力频率避开管子的自振频率。必要时可通过减少无支承的最大跨长, 变更管子材料, 增加管子壁厚的办法来增加管子的固有频率。

4.4 由于传递矩阵法累积误差的缺点, 我们相继应用有限单元法, 动态有限单元法对列管式换热器进行了动态特性分析, 大大提高了计算精度。

### 参 考 文 献

- (1) S.铁摩辛柯等, 胡人礼译. 工程中的振动问题. 人民铁道出版社
- (2) R.D.Blevins. Flow Induced Vibration Van Nostrand Reinhold Company, New York, 1977
- (3) E.A.Barrington. Hydrocarbon Processing, 57, No.7, 193-198, 1978
- (4) F.L.Eisinger. Journal of Pressure Vessel Technology, Trans. of ASME. Vol.102, May, 1980

## Vibration Analysis of Tubular Heat Exchanger by Transfer Matrix Method

Liu Minshang    Dong Qiwu  
(Zhengzhou Institute of Technology)

**Abstract:** In this paper, the transfer matrix method is used for vibration analysis on the dynamic characteristic of shell-and-tube heat exchanger and the program 〈DLHEV〉 is made. The downside tubular heat exchanger for 600mm diameter synthetic ammonia reactor is calculated. The results are satisfactory. A theoretic basis is provided for the reliability analysis, the estimation of average value life, safe operation and research of reliable shockproof set.

**Keywords:** heat exchanger, vibration analysis, matrix method