

列管式换热器管板的应力分析

董其伍 刘敏珊

(郑州工学院)

提 要: 本文描述了一个分析模型,用于列管换热器的机械力学性能分析

基于这个模型,开发了换热器管板应力分析的计算机程序HECHA。本文所建议的设计程序能满足规范的要求,规范允许使用所提出的计算模型。特别是考虑了ASME Boiler and Pressure Vessel Code。

利用计算机对列管式换热器进行应力分析,可提高应力分析的精确度和增加设计的可靠性。

关键词: 换热器、应力分析

1 引 言

目前常用换热器管板设计规范,大多以三十余年前,由Miller^[1]和Gardner^[2]所发表的论述为基础。像所有设计规定一样,简化和便于设计是制定设计规范时要考虑的重要因素之

由于这样的一个限制,在一个管板的设计规定中,要定量而满意地描述所有不同型式换热器的计算,那是困难的。因此,一个设计规定不可能提供如计算机分析那么多的精确解。故,管板设计规划应当允许使用计算机分析,以进行可供选择、比较的设计。

本文建立了换热器力学分析模型,提出了计算机程序,以得到在不同操作条件下应力分析的结果。载荷包括了压力、温度和管板的螺栓载荷。开发本程序时,强调使结果满足ASME Boiler and Pressure Vessel Code^[3,4]的要求。

本文建立换热器力学模型时采用了下列基本假设:

- (1) 管板开孔区用等效实心板的概念来处理^[5];
- (2) 以弹性基础连续体代替管束;
- (3) 整个结构为轴对称。即忽略接管、非环形支承和以螺栓园处的环形载荷代替原螺栓载荷。

按上述假定,可导出一组方程,它们的解可表示为一个Bessel函数。

本文适用于下列型式换热器:

- (1) 固定管板换热器;
- (2) 带有壳体膨胀节的固定管板换热器;
- (3) 浮头式换热器。

本文1987年5月15日收到

(4) 填料函式换热器。

(5) U 型管式换热器。

2 换热器的力学模型和方程

2.1 等效实心板的概念

管板分析中, 要考虑所有的管子和管板开孔的影响是困难的。因此, 提出了这样的问题, 是否可用一个等效的均质各向同性的实心板模化实际管板, 使这块等效板与原管板具有相同的刚度和变形。这个概念在1948年, 由Gardner⁽²⁾ 首先引用, 此后在实验和理论上得到了发展和改进。

管板上孔按等边三角形排列时, 等效板为一各向同性板。等效弹性模量 E^* 和泊松比 ν^* 可求得。管板上孔按正方形排列的, 等效板为各向异性, 等效板常数可按孔布置的对角线及纵向来求得。通常用按等边三角形排列的解换算得到按正方形排列的等效常数 E_0^* 和 ν_0^* 。从ASME规范[5, 6]所提供的曲线, 由平板厚度与管间距比可查得 E_0^*/E 、 ν_0^* 、 E^*/E 和 ν^* 值。

2.2 管孔带效率 (Ligament Efficiency)

换热器管板强度分析中, 应考虑管子对开孔管板的影响。可用管孔带效率 μ 来描述。 μ 定义为管孔带宽与管间距比。管孔带宽可包括部分或全部管壁, 按不同情况, μ 值表示如下:

2.2.1 考虑全部管壁

$$\mu = \frac{P - d_i}{P}$$

2.2.2 考虑一半管壁

$$\mu = \frac{P - (d_i + d_o) / 2}{P}$$

2.2.3 不考虑管壁的强化

$$\mu = \frac{P - d_o}{P}$$

式中:

P ——管间距,

d_i ——管子内径,

d_o ——管子外径。

经验证明, 当管子与管板采用焊接或胀接时, 上述2.2.1式值, 较2.2.2式和2.2.3式值能更好地与计算和实验结果相一致⁽⁹⁾。但一般规范较保守, 建议使用2.2.3式值, 对管子与管板焊接连接, 建议用2.2.2式值。ASME规范仅作了定性的描述。

2.3 U 型管束换热器管板弯曲方程

2.3.1 不考虑管子弯曲刚度的公式

横向载荷 P 作用下, 等效均匀板变形一般方程为:

$$\nabla^4 w = \frac{P}{D} \quad (1)$$

式中:

$$D = \frac{E h^3}{12(1 - \nu^2)}, \quad \text{平板抗弯刚度。} \quad (2)$$

假定载荷 P 为常量, 平板为轴对称, 在 $r = 0$ 处变形 W 是有限的。

公式 (1) 的解可表达为:

$$W = C_1 + C_2 r^2 + \frac{P r^4}{64 D} \quad (3)$$

式中 C_1 和 C_2 为积分常数。

上式没有计及管子的作用。管板的转角 θ , 径向和周向弯矩 M_r 和 M_t , 可由 $W(r)$ 中求得。

$$\theta = \frac{dW}{dr} \quad (4)$$

$$M_r = D \left(\frac{d^2 W}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \cdot \frac{dW}{dr} \right) \quad (5)$$

$$M_t = D \left(\nu \cdot \frac{d^2 W}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dW}{dr} \right) \quad (6)$$

管板开孔区最大弯曲应力可表示为:

$$\sigma_t = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{6 M_t}{h^2} \quad (7-a)$$

$$\sigma = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{6 M_r}{h^2} \quad (7-b)$$

正如 Gardner^[12], Singh^[13] 和其他人所建议的, 管板可视为这样一个模型, 在半径 R 处相连接的两块同心园板。在本文中, 将外圈板作为一个受有弯矩 M_o 的弹性环板。 M_o 为平均半径园周上的网状弯矩。环的转角 θ_R 由材料力学可得:

$$\theta_R \cong \frac{3(R + R_o)^2}{E h^3 (R_o - R)} M_o = \frac{M_o}{K_\theta} \quad (8)$$

式中 K_θ 是环的迴转刚度。

由图 (1) 可得:

$$M_o = M_u - \theta(R)(R_{sup} - R) - M_r(R) \quad (9)$$

上式中, M_o 是由连接壳体或法兰产生的外部弯矩; R_{sup} 是壳体的支承半径。

根据上述公式和边界条件可确定公式 (3) 中的 C_1 和 C_2 值。

2.3.2 考虑管子弯曲刚度的公式

Gardner 提出了一种考虑管子弯曲刚度的 U 型管束管板设计方法^[13]。这种方法计及管子弯曲刚度而不考虑挡板支承影响。它与 ASME 规范是一致的。每个管子的弯曲刚度决定于 U 型管的弯曲半径。这种影响, 从管束中心线起, 随着径向距离 r 的增加而减少。两端夹持在园板上, 半径为 r 处的 U 型管弯曲刚度可表示如下(图 2):

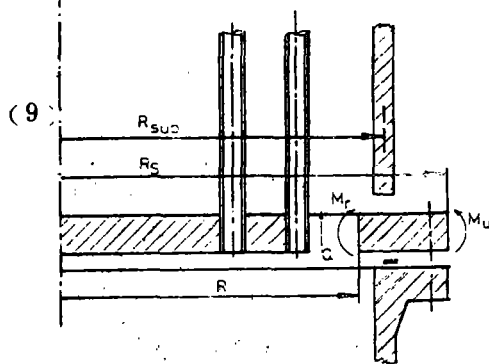


图1 弹性环板受力模型

$$\frac{M_0}{\theta_0} = \frac{E I}{F L} \quad (10)$$

式中 F 为 X 的函数, 如图 (3) 所示。其函数式可近似地写为:

$$F = 0.2566 + 0.3964 X \quad (11)$$

式中 $X = r/L$ 。

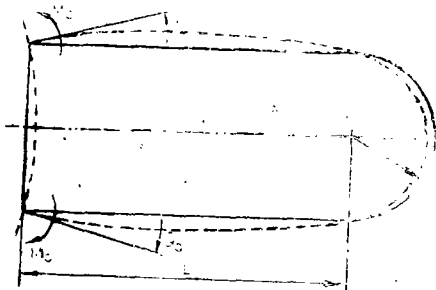


图2 U型管的弯曲

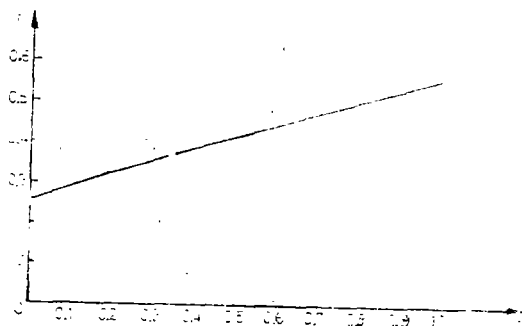


图3 管弯曲因数与 $X = \frac{r}{L}$ 之间的关系

按式 (10), 每根管产生的对应弯矩为

$$m = - \frac{1}{2 \pi r} \left(\frac{N 2 \pi r}{\pi R^2} \right) \frac{E I}{F L} \cdot \theta \quad (14)$$

$$\theta = \frac{d W}{d r} \text{ 和 } \delta^2 = \frac{N E I}{\pi R^2 F L D} \quad (15)$$

改写等式 (14) 得:

$$m = - \delta^2 \cdot D \cdot \frac{d W}{d r} \quad (16)$$

因此, 考虑U型管弯曲刚度后, 方程 (1) 可写为:

$$\frac{d}{d r} \left[\left(\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{d r} \left(r \cdot \frac{d W}{d r} \right) \right) \right] = \frac{P r}{D} + \delta^2 \cdot \frac{d W}{d r} \quad (17)$$

假定在 $r = 0$ 处, 位移是被限制的, 方程 (17) 解可写成

$$W = C_1 + C_2 I_0(u) - \frac{P}{D \delta^4} \left(1 + \frac{u}{4} \right)^2 \quad (18)$$

此处, $u = \delta r$, 而 I_0 是已被修正的第一类零阶Bessel函数。

由式 (10) 和 (15) 可得:

$$\delta R = \left[\frac{N M_0 / \theta_0}{\pi D} \right]^{1/2} \quad (19)$$

可见 δR 与管束和管板的刚度比有关。当 δR 值很小时, 式 (18) 和 (3) 的差别将可忽略

2.4 刚性管束管板的弯曲方程

假定管束是一个均质, 无弯曲刚度的弹性介质。可认为与固定于管板间管子的轴向支承相比较, 管子的弯曲影响是不计的^[14, 15]。管束的弹性刚性可表示为:

$$K_T = \frac{E_T N t (d_o - t)}{R^2 L} \quad (20)$$

t —— 管壁厚度

承受管侧和壳侧压力的管板表面分数为:

$$f_T = 1 - \frac{N}{4} \left(\frac{d_o}{R} \right)^2 \quad (21)$$

$$f_s = 1 - \frac{N}{4} \left(\frac{d_o - 2t}{R} \right)^2 \quad (22)$$

作用在管板上的有效压力 (effective pressure) q 可用下式表示:

$$q = f_T P_T - f_s P_s - K_T [(W_1 + W_2 + \alpha_T T_T L) + \frac{\nu_T}{2t E_T} (d_o P_s - d_i P_T)] \quad (23)$$

对上述方程微分得:

$$d q = -K_T d (W_1 + W_2) \quad (24)$$

重写对于 W_1 和 W_2 的一般方程式 (1) (见图5a):

$$\nabla^4 W_1 = \frac{q}{D_1} \quad (25a)$$

$$\nabla^4 W_2 = \frac{q}{D_2} \quad (25b)$$

由方程 (24) 和 (25) 消去 W_1 和 W_2 得:

$$x^4 \frac{d^4 q}{dx^4} + 2x^3 \frac{d^3 q}{dx^3} - x^2 \frac{d^2 q}{dx^2} + x \frac{dq}{dx} + x^4 q = 0 \quad (26)$$

$$\text{式中 } x = \beta r \quad (27)$$

$$\beta = \sqrt[4]{K_T (1/D_1 + 1/D_2)} \quad (28)$$

在 $x = 0$ 时, 其值是有限的, 则式 (26) 通解为:

$$q = C_3 \operatorname{ber} X + C_4 \operatorname{bei} X \quad (29)$$

由方程式 (23), (25) 和 (29) 得到:

$$W_1 = C_1 + C_2 X^2 - \frac{1}{\beta^4 D_1} (C_3 \operatorname{ber} X + C_4 \operatorname{bei} X) \quad (30)$$

$$W_2 = \frac{G}{K_T} - C_1 - C_2 X^2 - \frac{1}{\beta^4 D_2} (C_3 \operatorname{ber} X + C_4 \operatorname{bei} X) \quad (31)$$

式中

$$G = f_T P_T - f_s P_s - K_T [\alpha_T T_T L + \frac{\nu_T L}{2t E_T} (d_o P_s - d_i P_T)] \quad (32)$$

由此可见, 为确定两块管板弯曲特性的积分常数值要四个边界条件。

2.5 管板支承模型

2.5.1 基本假定

(1) 管板与壳体的连接是整体或焊接时, 连接处的变形是连续的。所建议的公式, 要求在轴向长度 $2.5 \cdot R_m$ 范围内, 壳体厚度不变。 R_m 是连接处平均半径。

(2) 管板与壳体为法兰连接时,按ASME规范,垫片整个位于螺栓孔园之内,法兰不会阻碍管板的迴转,变形唯一连续要求是管板支承半径 R_{sup} 处的管板和法兰轴向变形相同。

2.5.2 边界条件的一般形式

为计算常数 C_1 到 C_4 , 需要如下四个边界条件(见图4):

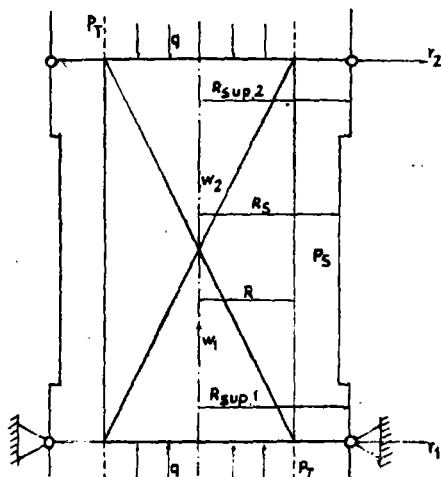


图4a 固定管板换热器力学模型

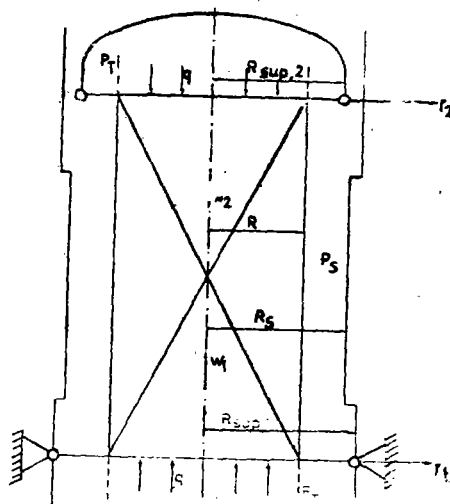


图4b 浮头换热器力学模型

(1) 定义“支承半径” $R_{sup,1}$ 为第一管板支承半径。支承处管板轴向位移为零。由于无管区域被模化成一个具有恒定倾角的弹性环。第一个方程写成:

$$W_1(R_{sup,1}) = W_1(R) + \theta_1(R)(R_{sup,1} - R) = 0 \quad (33)$$

对于管板与壳体为整体或焊接连接时,程序中取壳体的平均半径为支承半径,对于与壳侧法兰相连接时,取法兰垫片的平均半径。

(2) 无管区的迴转平衡——第一管板

$$K_{\theta,1} \cdot \theta_1(R) = M_{u,1} - M_{r,1}(R) - \theta_1(R)(R_{sup,1} - R) \quad (34)$$

式中 $K_{\theta,1}$ 是无管区的弯曲刚度,按式(8)定义 $M_{u,1}$ 为 $R_{sup,1}$ 园周上的平均外部弯矩,它与壳体弯曲刚度,螺栓弯矩和无管区上的压力差有关。

(3) 无管区的迴转平衡——第二管板

同理可得下式:

$$K_{\theta,2} \cdot \theta_2(R) = M_{u,2} - M_{r,2}(R) - \theta_2(R)(R_{sup,2} - R) \quad (35)$$

(4) 第一管板剪力 $Q(R)$ 的平衡表达式

对于内部浮头换热器

$$Q(R) \cdot 2\pi R = \pi R^2 (P_T - P_S) \quad (36)$$

对于外部浮头换热器

$$Q(R) \cdot 2\pi R = \pi R^2 \cdot P_T + \pi (R_{sup,1}^2 - R^2) \cdot P_S \quad (37)$$

对于固定管板换热器

$$Q(R) \cdot 2\pi R = \pi R^2 \cdot P_T + \pi (R_{sup,1}^2 - R^2) \cdot P_s + K_s [W_2(R) + \theta_2(R) \cdot (R_{sup,2} - R) + \alpha_s T_s L - \frac{\nu_s \cdot R_s}{t_s \cdot E_s} P_s \cdot L] \quad (38)$$

式中 K_s 是壳体轴向刚度, 包括壳体的波纹膨胀节。

2.5.3 连接件的组合 (Assembly of Connections)

一个无限的园筒形壳体刚度矩阵为 (图5)

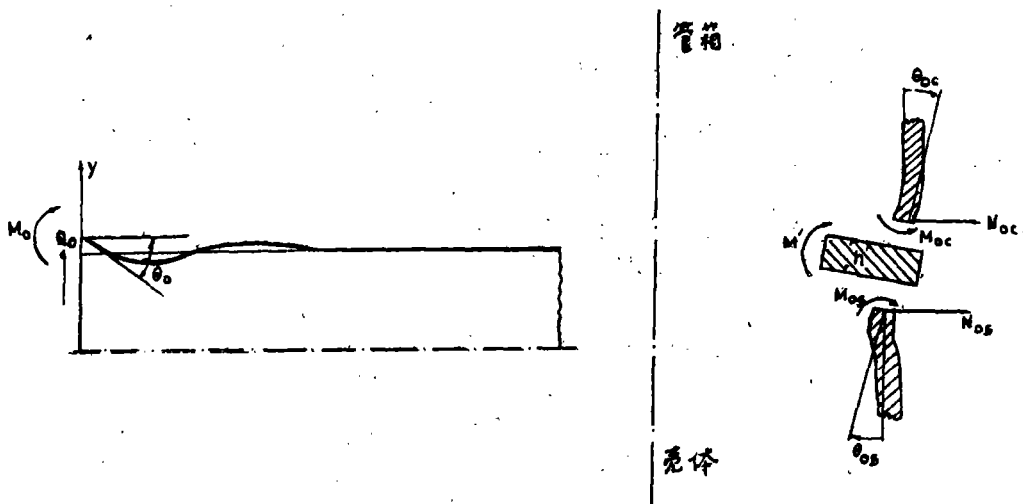


图5 无限长园筒的变形

图6 壳体——管箱的联接

$$\begin{Bmatrix} M_0 \\ N_0 \end{Bmatrix} = 2 D \lambda \begin{bmatrix} 1 & \lambda \\ \lambda & 2\lambda^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_0 \\ y_0 - y_P \end{Bmatrix} \quad (39)$$

式中:

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \quad \text{——无孔圆板的抗弯刚度} \quad (40)$$

$$\lambda = \left[\frac{3(1-\nu^2)}{R_s^2 t_s^2} \right]^{1/4} \quad (41)$$

y_P 是内压 P 作用下, 园筒自由的径向位移为

$$y_P = \frac{P R_s^2}{E t_s} - \frac{\nu R_s}{E} \sigma_z \quad (42)$$

若对U型管和浮头式换热器, 则 y_P 为

$$y_P = \frac{P R_s^2}{E t_s} \left(1 - \frac{\nu}{2} \right) \quad (43)$$

对固定管板换热器, σ_z 决定于支承半径处 (图4) 的轴向位移。

$$\sigma_z = \frac{-K_s}{2\pi R_s \cdot t_s} \cdot [W_2(R_{sup}) + \alpha_s T_s L - \frac{\nu_s \cdot R_s}{t_s \cdot E_s} PL] \quad (44)$$

管板外圈是壳体和管箱间的传递元件。现建立环的转换矩阵如下:

$$\begin{bmatrix} Q_{oc} \\ Y_{oc} \\ M_{oc} \\ N_{oc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ h & 1 & 0 & 0 \\ -K_\theta & 0 & 1 & h \\ -\frac{h}{2}K_r - K_r & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{os} \\ Y_{os} \\ M_{os} \\ N_{os} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ M' \\ 0 \end{bmatrix} \quad (45)$$

上式中有关符号见图(7)。

M' 是环承受的弯矩, 由下列各项组成:

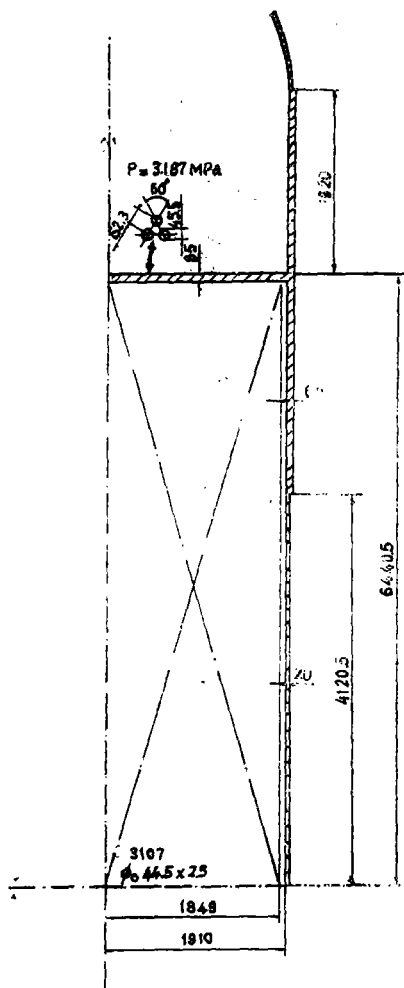


图7 化工反应器的结构参数

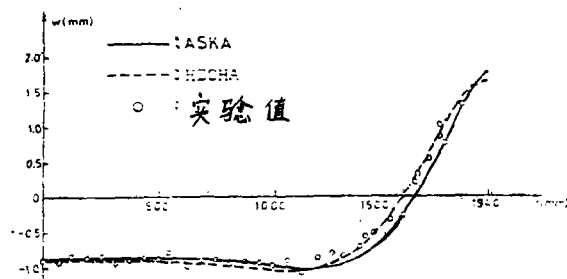


图8 管板的轴向变形

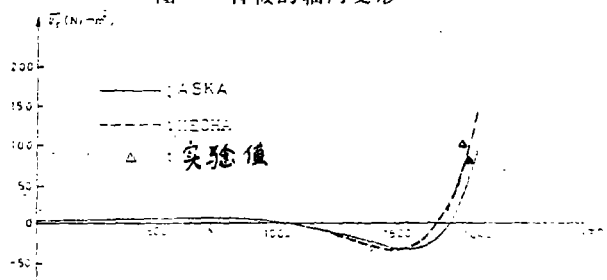


图9 钻孔区管板表面的径向应力

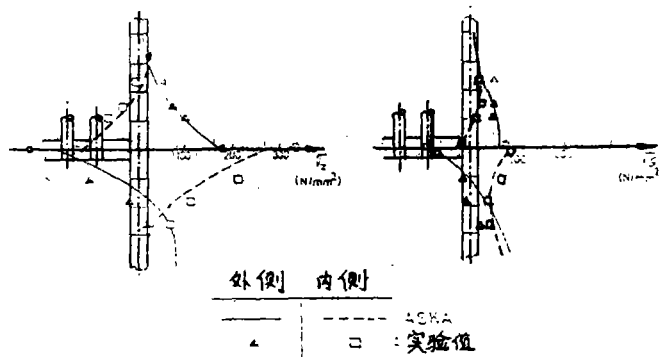


图10 管板支承处壳体应力

M_r : 开孔区半径处的径向弯矩,

$Q(R_{sup} - R)$: 开孔区半径处, 管板中剪力引起的弯矩。

M_P : 环上压力差引起的弯矩

M_b : 栓弯矩

$$M' = -M_r - Q(R_{sup} - R) + M_b + M_P \quad (46)$$

同时列出对于壳体和管箱壳的方程 (45) 和 (39), 可解出以 M 和 Y_P 表示的壳和管箱壳的 θ 、 Y 、 M 和 N 。

注意, 对于与法兰连接的管板和浮头管板管侧, $M_o = N_o = 0$

式 (45) 和 (39) 的解可生成:

$$\theta(R) = \theta_s = \theta_c = f(Y_{P,S}, Y_{P,T}, M')$$

这个方程与式 (34) 或 (35) 是等效的, 但为解出积分常数 C_1 至 C_4 取方便的形式。解出 C_1 到 C_4 后, W 、 θ 、 Y 和 M 的数值解可找到, 由此可导出应力的显式。

3 算例及讨论

3.1 化学反应器管板应力分析

图 (7) 所示一化学反应器, 该反应器的试验压力 3.187MPa 。已有实验及有限单元法分析结果⁽¹⁵⁾。现将本程序的计算结果与上述解比较。

图 (8) 表示了管板的轴向变形, 以管板中间面为参照系。虽然有限单元法 (ASKA) 和本程序 (HECHA) 所给出的结果是基本一致的, 但后者更好地与实验相吻合。从数据分析中发现, 在两程序中, 由于采用不同方法来描述边界条件 (图11), 导致结果有差异。这一点可用输入 $h = 0$ 到布管区的转换矩阵 (见式45) 中得到检验。修正了转换矩阵后的结果与 ASKA 结果几乎是相一致的。

图 (9) 和 (10) 分别表示开孔区管板表面的径向应力和管板支承处的壳体应力。注意图 (9) 给出的径向应力是指等效均质实心板的值, 应用管孔带效率 μ 作校正, 以得到开孔区的真实值。由上述图线表明, HECHA 计算结果能与实验值相一致。

3.2 U型管束管板的设计实例

3.2.1 规范公式

在讨论这个实例时, 不同规范的计算结果, 将与本程序计算结果作比较。现应用下列规范:

—TEMA (1968)

—ISO/DIS 2694 (1973) (8)

—Dutch rules for pressure vessels (1972)

—ASME Boiler and Pressure Vessel Code (5, 6)

除 ASME 规范外, 所有的规则给出了一个如下管板厚度的计算公式:

$$h = CD\sqrt{\frac{P}{ZKS_m}} + h_c$$

式中:

h : 管板厚度

c : 考虑管板支承条件的系数。荷兰规范考虑了管束的弯曲刚度。

D : 定性直径,

P : 设计压力,

S_m : 设计应力强度,

K : 允许应力大于 S_m 的系数, 按不同规范在1~2范围内变化,

z : 由于管板开孔的强度削弱系数,

h_c : 腐蚀余量。

3.2.2 设计实例

所考虑的换热器设计数据来源于资料[3]。换热器的壳、管箱和法兰采用ASME规范, 管板厚度由TEMA规范确定, 有关数据见表1。

表中 N 是由管束参数计算而得, l_b ($20\% D_i$) 是所假定的最小值, 以获得最大的管束刚度。现用前述规范, 在取用相同的 S_m 条件下, 计算管板厚度值 h , 见表2

3.2.3 讨论

(1) 对于所考虑的问题, 管子的弯曲刚度影响并不重要, 这是由于较高的设计压力已致使管板厚度很大。ISO 采用了—个高的 k 值, 它没有考虑管子弯曲影响, 本例也说明, 在承受高压情况下, 考虑这种影响是没有价值的。

(2) 作为一个结论, 本文将引用U型管束换热器管板应力研究的权威K.P. SINGH [3] 的一句话 “……在TEMA管板中—次应力甚至可能超过材料屈服强度, 这是不难发现的。在1.25~1.50倍设计压力下的水压试验时, 这样的管板将发生什么。” 因此HECHA的计算结果比TEMA大约25% 这是合理的, 结果是可靠的。

本文曾对图(14)所示固定管板换热器作考核计算, 同样得到令人满意结果。

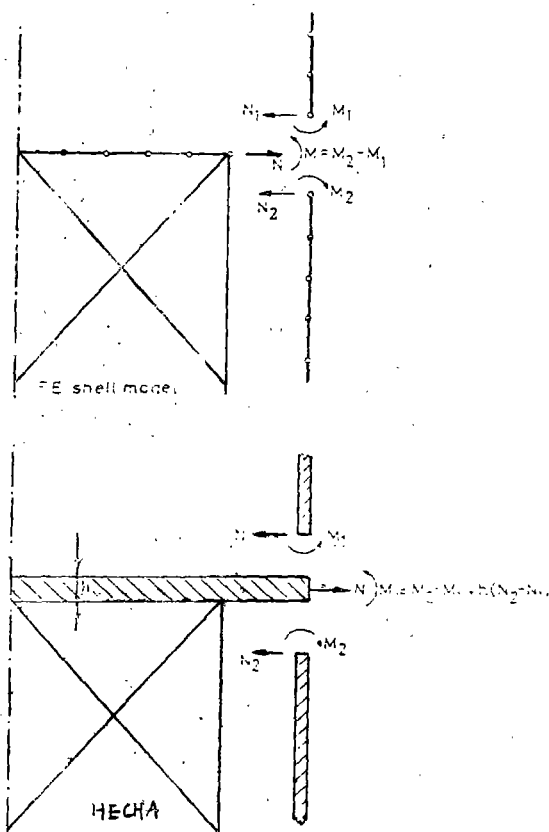


图11 管板支承条件

换热器参数

表1

项	目	数	值
设计压力	P	4.138	MPa
材 料		SA 515-Gr70	
设计应力 (ASME Sect III)	S_m	116.8	MPa
	μ	0.283	
钻孔区直径		1133	mm
垫片直径		1215	mm
栓圆直径		1283	mm
管外径	d_o	19.5	mm
管内径	d_i	17.06	mm
管间距 (三角形排列)	P	23.81	mm
管板厚度	h	142.9	mm
管孔数	N	1915	
均布挡板的间距	l_b	240	mm

不同规范的管板厚度计算值

表 2

序	规 范	参数及计算结果		
		μ	K	h
1	Dutch rules 无管子弯曲刚度影响 有管子弯曲刚度影响	0.277	1	263 258
2	HECHA + ASME 无管子弯曲刚度影响 有管子弯曲刚度影响	0.283	1.5	180 176
3	ISO/DIS 2694 (筒支)	0.283	2	168
4	TEMA	1	1	143

参 考 文 献

- [1], [4], [5], [8], [10] ~ [14] 资料从略。
- [2] Gardner "Heat Exchanger Tube Sheet Design". Journ. of Applied Mech., dec. 1984
- [3] K. P. Singh "Study of bolted joint integrity and inter-tube-pass leakage in U-tube heat exchangers." Journ. of eng. for power, jan. 1979. Vol. 101/9.
- [6] ASME, Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2, edition. 1983
- [7] F. Osweiler "Les constantes elastiques equivalentes". Note technique du CETIM, n° 17, jan. 79
- [9] Hwang Keh-Chih, Xue Ming-De "A proposed method of stress analysis on fixed tube sheets of heat exchangers". Beijing, China, 1980.
- [15] M. KONIG "The equivalent solid plate concept in the finite element analysis of tube bundle heat exchangers". C. M. A. M. E. 20 (1979), 351-358.

Stress Analysis of Tubular Heat Exchangers

Dong Qiwu

Liu Minshan

(Zhengzhou institute of Technology)

Abstract: In present paper an analytical model is described for use in the analysis of the mechanical behaviour of shell and tube heat exchangers.

Based on this model the computer program HECHA for stress analysis of these exchangers has been developed. It is shown that the proposed design procedure is in agreement with Code requirements, provided these requirements allow for the use of computer models as indicated in, for example, the ASME Boiler and Pressure Vessel Code.

In the stress analysis of tubular heat exchangers by use of computer the precision of stress analysis and design reliability are improved.

Key Words. Heat exchanger, Stress analysis