

## 扁壳有限条的静力和动力分析\*

陈 红

(浙江大学土木系)

**摘要** 本文用限条法导出了分析二次抛物形扁壳的计算模式。所采用的曲条单元可用于分析在某一方向曲率较大的二次抛物壳体。经过蜕化, 它还可计算双曲扁壳、柱壳及析板等结构。

用这一模式在微型机上编制了 FORTRAN 静力和动力程序, 并对各种正、负及零高斯曲率扁壳进行了计算。对双曲马鞍型壳还进行了静力和动力试验, 将理论计算值与实验结果进行比较, 两者符合较好。

将有限条法的计算情况与有限元法进行比较, 前者具有计算精度高、省时、省内存等优点, 并使许多问题可在微型机上解决。

### 一、概 述

采用有限元法分析壳体结构通用性很广, 但是为了提高计算结果的精度, 不得不增加结构的单元总数, 致使所耗时增加, 有时由于机器容量不够, 使许多问题用一般计算机无法解决。

对于一些几何形状规则而支承情况不太复杂的壳体, 若采用半解析半离散的有限条法来进行分析, 不但可减少结构分析的未知量, 而且还可提高计算精度。

自有限条法得到广泛运用以来, 国内外都发表了一些有关壳体有限条静力和动力分析的文章。用有限曲条已可进行锥壳<sup>[2]</sup>、圆柱壳<sup>[3]</sup>、双曲扁壳<sup>[4]</sup>及圆柱筒形<sup>[5]</sup>结构的计算。从论文中的算例来看, 计算结果的精度都很好。可见某些壳体用有限条法分析还是很有效的。当然以上论文所采用的计算模式都有其局限性。例如, 对于一些在某个方向曲率值及其变化率较大的壳体, 就无法进行计算。

为了推广有限条法的适用范围, 使之能适用于在某一方向曲率较大所谓半扁壳的受力分析, 本文在上述论文基础上, 根据二次抛物壳的几何特性, 在引入某些假定后, 推

\* 本文1984年10月16日收到

\* 中国科学院科学基金资助的课题

导了用于二次抛物型曲面受力分析的扁壳条单元的刚度矩阵。该单元考虑了纵向曲率的影响。在外荷载作用下，计入了它在各个局部坐标下的投影分量。经过蜕化，它可用来计算双曲扁壳、柱壳及折板等结构。

## 二、扁壳的有限条方程

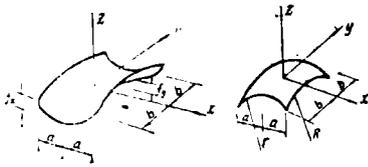
### 1. 曲条分析及基本假定：

双曲抛物面的方程式可表示成：

$$Z = \mp \frac{f_x x^2}{a^2} - \frac{f_y y^2}{b^2} \quad (1)$$

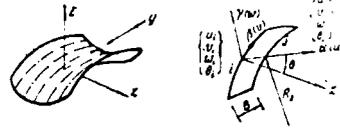
$$\text{或} \quad Z = \mp (r - \sqrt{r^2 - x^2}) - (R - \sqrt{R^2 - y^2}) \quad (2)$$

式中的  $f_x$ 、 $f_y$ 、 $a$ 、 $b$  分别为壳在  $XOZ$ 、 $YOZ$  截面上的矢高和半跨长， $r$  和  $R$  是两个截面上的曲率半径。见图 (1)



正(b) 高斯曲率壳体      负(a) 高斯曲率壳体

图 (1)



(a)                      (b)

图 (2)

对于正高斯曲率壳体 (1)、(2) 中取第一项与第二项同号，负高斯曲率壳体取异号。

取平行于  $YOZ$  (或  $XOZ$ ) 的平面将壳体分割成条，并将条的短边用折线代替曲线，由此得到标准条单元 (见图 (2) b)。

图 (2) b 中的  $\alpha$ 、 $\beta$ 、 $\gamma$  为曲条的局部坐标。 $u$ 、 $v$ 、 $w$  是沿局部坐标的相应位移量， $R_2$  是曲条沿纵向，壳体的主曲率半径。 $\theta$  是曲条的局部坐标  $\alpha$  与  $x$  轴的夹角； $B$  为条宽。

该曲条相当一条平行于  $YOZ$  (或  $XOZ$ ) 平面的二次曲线，沿着与  $x$  成  $\theta$  角的斜向坐标线  $\alpha$  移动而形成的。显然当  $\theta = 0^\circ$  时就得到纵向曲的柱壳条；当  $R_2 = \infty$  时，就得到折板条。

为便于分析，将引入以下假定：

$$1) \quad \text{壳体的矢高与半跨长应满足} \quad \left| \frac{4f_x f_y}{ab} \right| \leq \frac{1}{12} \quad (3)$$

可以证明当壳体满足该条件时，壳面上任意一点的局部坐标  $\alpha$ 、 $\beta$  线之间的夹角与

90°的偏差值将小于5°。这样可近似地认为 $\alpha$ 、 $\beta$ 线互相正交。由于二次抛物壳沿 $\alpha$ 、 $\beta$ 线的扭率为0，故可近似地取 $\alpha$ 、 $\beta$ 为主曲率线。

2) 壳条纵向两端为法向简支，即满足：

$$u=0; \quad w=0; \quad \frac{\partial^2 w}{\partial \beta^2}=0 \quad (4)$$

3) 纵向法曲率半径 $R_2$ 不随 $\beta$ 坐标而变；

4) 壳条厚度在一条条单元内保持不变；

5) 壳体由各向同性、正交、线弹性材料组成，变形量属弹性小变形范围。

由扁壳理论的近似假定可知，如壳体的厚度 $h$ 和主曲率半径 $R_2$ 满足

$$h/R_2 \leq \frac{1}{20} \sim \frac{1}{30}$$

时，条件1)、2)、3)也满足。

## 2. 扁壳有限条方程

参考图(2)b，取曲条的位移参数：

$$\{\delta\} = \{u, v, w, \theta, u, v, w, \theta\}^T \quad (5)$$

条内任意一点的位移用矩阵可表示成

$$\{f\} = \sum_{m=1}^n (N)_m \{\delta\}_m \quad (6)$$

式中：

$$\{f\} = \{u, v, w\}^T \quad (7)$$

$$\{\delta\}_m = \{u_{1m}, v_{1m}, w_{1m}, \theta_{1m}, u_{2m}, v_{2m}, w_{2m}, \theta_{2m}\}^T \quad (8)$$

$$(N)_m = \{(N_1), (N_2)\}_m$$

$$(N_i) = \begin{bmatrix} N_i Y_{1m} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_i Y_{2m} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & N_{i+2} Y_{3m} & N_{i+4} Y_{4m} \end{bmatrix} \quad i=1, 2 \quad (9)$$

(2—5) 中的 $N_1, N_{i+2}, N_{i+4}$  ( $i=1, 2$ ) 是 $\alpha$ 的线性或三次插值形函数； $Y_{1m}, Y_{2m}, Y_{3m}$  为振动梁函数，具体取法由边界条件定。对于边界条件(4)取：

$$(Y_{1m} \ Y_{2m} \ Y_{3m}) = \left( \sin \frac{m\pi\beta}{\beta_0} \ \cos \frac{m\pi\beta}{\beta_0} \ \sin \frac{m\pi\beta}{\beta_0} \right) \quad (10)$$

$\beta_0$ 为曲条纵向弧长。

由于在(3)下,近似取 $\alpha, \beta$ 为主曲率线,因此可采用沿主曲率方向的应变一位移关系式<sup>[6][7]</sup>:

$$\{\varepsilon\} = \begin{pmatrix} \varepsilon_\alpha \\ \varepsilon_\beta \\ \gamma_{\alpha\beta} \\ \chi_\alpha \\ \chi_\beta \\ 2\chi_{\alpha\beta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial \alpha} \\ \frac{\partial v}{\partial \beta} + \frac{w}{R_2} \\ \frac{\partial u}{\partial \beta} + \frac{\partial v}{\partial \alpha} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial \alpha^2} \\ -\frac{1}{R_2} \frac{\partial u}{\partial \beta} + \frac{\partial^2 w}{\partial \beta^2} \\ \frac{1}{2R_2} \frac{\partial v}{\partial \beta} - \frac{3}{2R_2} \frac{\partial v}{\partial \alpha} + \frac{2\partial^2 w}{\partial \alpha \partial \beta} \end{pmatrix} \quad (11)$$

将(6)~(9)代入上式后可得:

$$\{\varepsilon\} = \sum_{m=1}^r (B)_m \{\delta\}_m \quad (12)$$

若记  $(B)_m = ((B_1), (B_2))_m$

则

$$(B)_i = \begin{pmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial \alpha} Y_{\nu m} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_i \frac{\partial Y_{\nu m}}{\partial \beta} & \frac{1}{R_2} N_{i+2} Y_{\nu m} & \frac{1}{R_2} N_{i+4} Y_{\nu m} \\ N_i \frac{\partial Y_{\nu m}}{\partial \beta} & \frac{\partial N_i}{\partial \alpha} Y_{\nu m} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial^2 N_{i+2}}{\partial \alpha^2} Y_{\nu m} & \frac{\partial^2 N_{i+4}}{\partial \alpha^2} Y_{\nu m} \\ 0 & -\frac{N_i}{R_2} \frac{\partial Y_{\nu m}}{\partial \beta} & N_{i+2} \frac{\partial^2 Y_{\nu m}}{\partial \beta} & N_{i+4} \frac{\partial^2 Y_{\nu m}}{\partial \beta^2} \\ \frac{1}{2R_2} N_i \frac{\partial Y_{\nu m}}{\partial \beta} & -\frac{3}{2R_2} \frac{\partial N_i}{\partial \alpha} Y_{\nu m} & 2 \frac{\partial N_{i+2}}{\partial \alpha} \frac{\partial Y_{\nu m}}{\partial \beta} & 2 \frac{\partial N_{i+4}}{\partial \alpha} \frac{\partial Y_{\nu m}}{\partial \beta} \end{pmatrix} \quad (i=1, 2) \quad (13)$$

壳体的内力和应变关系为:

$$\{\sigma\} = (D) \{\varepsilon\} \quad (14)$$

$$\{\sigma\} = \{N_\alpha, N_\beta, N_{\alpha\beta}, M_\alpha, M_\beta, M_{\alpha\beta}\}^T \quad (15)$$

(D) 为弹性矩阵:

$$(D) = \begin{pmatrix} (d_{11}) & (0) \\ (0) & (d_{22}) \end{pmatrix} \quad (16)$$

$$(d_{11}) = \begin{pmatrix} K_\alpha & K_1 & 0 \\ K_1 & K_\beta & 0 \\ 0 & 0 & K_{\alpha\beta} \end{pmatrix} \quad (d_{22}) = \begin{pmatrix} D_\alpha & D_1 & 0 \\ D_1 & D_\beta & 0 \\ 0 & 0 & D_{\alpha\beta} \end{pmatrix} \quad (17)$$

$$K_\alpha = \frac{E_\alpha h}{1 - \mu_\alpha \mu_\beta} \quad K_\beta = \frac{E_\beta h}{1 - \mu_\alpha \mu_\beta} \quad K_{\alpha\beta} = G_{\alpha\beta} h, \quad K_1 = \mu_\beta E_\alpha$$

$$D_\alpha = E_\alpha h^3 / 12 (1 - \mu_\alpha \mu_\beta) \quad D_\beta = E_\beta h^3 / 12 (1 - \mu_\alpha \mu_\beta) \quad D_{\alpha\beta} = G_{\alpha\beta} h^3 / 12 \\ D_1 = \mu_\beta D_\alpha \quad (18)$$

设壳体受外力  $\{q\}$  作用:

$$\{q\} = \{q_\alpha, q_\beta, q_\nu\}^T \quad (19)$$

则壳体的总势能为:

$$\Phi = \int_A \frac{1}{2} \{\epsilon\}^T \{\sigma\} dA - \int_A \{f\}^T \{q\} dA \quad (20)$$

由平衡时势能最小原理:  $\frac{\partial \Phi}{\partial \{\delta\}} = 0$

得:  $(S) \{\delta\} = \{F\} \quad (21)$

对于壳条端部边界条件满足 (4) 式时, 刚度矩阵  $(S)$  非耦联, 即 (21) 可表示成各级数分项之和:

$$\sum_{m=1}^r (S)_{mm} \{\delta\}_m = \sum_{m=1}^r (F)_m \quad (22)$$

而  $(S)_{mm} = \int_A (B)_m^T (D) (B)_m dA \quad (23)$

$$\{F\}_m = \int_A (N)_m^T \{q\} dA \quad (24)$$

一旦求得各单元的荷载矢量及刚度矩阵, 将各单元的  $\alpha, \gamma$  平面进行旋转, 使  $\alpha$  方向与  $x$  一致; 然后将各单元集成总刚。求解 (22) 即得各不同级数项的位移参数。由 (12)、(14) 可求得单元内力。

在求等效结线荷载时, 应根据外荷载的分布情况, 首先将其分解成沿局部坐标方向的荷载分量, 然后利用 (24) 求解。

若已知壳面方程, 则可通过公式<sup>[6]</sup>求得壳面上的主曲率半径。当条件 (3) 满足

时,可近似地认为 $\alpha$ 、 $\beta$ 间的夹角余弦为0。经过简化,求得沿 $\beta$ 方向的主曲率半径近似表达式为:

$$R_2 = R_s / \cos\theta \quad (25)$$

$$R_s = \left[ 1 + \left( \frac{2f_v y}{b^2} \right)^2 \right]^{3/2} / \left( \frac{2f_v}{b^2} \right) \quad (26)$$

若壳面沿纵向较扁平,则 $R_s$ 沿 $\beta$ 的变化率很小,故可近似地取:

$$R_s = (f_v^2 + b^2) / (2f_v) \quad (27)$$

对于方程式(2)所描述的壳面:

$$R_s = R \quad (28)$$

### 三、壳体的动力分析

#### 2. 频率方程

由前面的静力分析可知,壳体在外力作用下的平衡方程用矩阵形式表示为:

$$\{S\} \{\delta\} = \{F\}$$

利用动力平衡的达朗倍尔原理,设想将振动时产生的惯性力作为外力,反向加到结构上。

即设 
$$\{q\} = -ph \frac{d^2 \{f\}}{dt^2} \quad (29)$$

其中 $p$ 为壳体质量密度。

设在自由振动时,位移函数为:

$$\{f(t)\} = \{f\} \sin \omega t = \{N\} \{\delta\} \sin \omega t \quad (30)$$

$$\{f(t)\} = \frac{d^2 \{f(t)\}}{dt^2} = -\omega^2 \{N\} \{\delta\} \sin \omega t$$

于是 
$$\{q\} = \omega^2 ph \{N\} \{\delta\} \sin \omega t$$

等效结线荷载 $\{F\}$ 为:

$$\{F\} = \int_A \{N\}^T \{q\} dA = \omega^2 ph \int_A \{N\}^T \{N\} \{\delta\} \sin \omega t dA \quad (31)$$

称 
$$\{M\} = ph \int_A \{N\}^T \{N\} dA \quad (32)$$

为结构的质量矩阵。

将(31)代入(21)得:

$$(S)\{\delta(t)\} = \omega^2(M)\{\delta\} \sin \omega t$$

同样设振动时的结线位移参数  $\{\delta(t)\} = \{\delta\} \sin \omega t$  于是得振动平衡方程为:

$$((S) - \omega^2(M))\{\delta\} = \{0\} \quad (33)$$

## 2. 迭代求自振频率

对方程 (33) 施用迭代可求得自振频率。迭代过程如下:

假设初始迭代矢量为  $\{x^{(0)}\}$ ; 令  $\{y^{(0)}\} = (M)\{x^{(0)}\}$

$$(1) \quad (S)\{x^{(k+1)}\} = \{y^{(k)}\}; \quad \text{求出}\{x^{(k+1)}\}$$

$$(2) \quad (M)\{x^{(k+1)}\} = \{\bar{y}^{(k+1)}\},$$

$$(3) \quad p^{(k+1)} = \{x^{(k+1)}\}^T \{y^{(k)}\} / (\{x^{(k+1)}\}^T \{\bar{y}^{(k+1)}\})$$

$$(4) \quad \text{若} \quad |p^{(k+1)} - p^{(k)}| / |p^{(k+1)}| \leq TOL; \quad \text{转}(6)$$

$$(5) \quad y^{(k+1)} = \bar{y}^{(k+1)} / (\{x^{(k+1)}\}^T \{\bar{y}^{(k+1)}\})^{1/2}; \quad \text{转}(1)$$

$$(6) \quad \{\phi^{(k+1)}\} = \{x^{(k+1)}\} / (\{x^{(k+1)}\}^T \{\bar{y}^{(k+1)}\})^{1/2}$$

式中  $TOL$  为迭代误差限, 当 (4) 满足时, 求得的  $\sqrt{p^{(k+1)}}$ ,  $\{\phi^{(k+1)}\}$  即为 (33) 的特征对。式的特征值和特征矢量。

当要求几个特征值时, 每轮迭代后, 都要将各矢量关于质量矩阵正交规范化。即: 使迭代矢量组成的迭代矩阵满足:

$$(\Phi^{(k+1)})(y^T)^{(k+1)} = (I)$$

( $I$ ) 是单位对角阵。

为节省计算机的内存, 在对刚度矩阵 ( $S$ ) 的平方根分解和回代过程中采用了分段分解、存贮和分段回代的方法。通过内外存交换来换取内存空间, 以使程序能用于较多自由度的计算。

## 四、算 例

### 1. 静力计算算例

一变厚度带翼缘的马鞍型壳, 形如图 ((1(b)), 截面形状如图 (3)。在  $x = \pm a$  处简支;  $y = \pm b$  处为自由。中曲面方程为:

$$z = 0.25 \frac{x^2}{0.45^2} - 0.1126 \frac{y^2}{3.1^2} \quad (M)$$

受平行于  $z$  轴且在  $XOY$  投影面上均布的荷载作用。  $q_z = -0.367 T/M^2$ 。泊松比  $\mu_x = \mu_y = 0.167$ ; 弹性

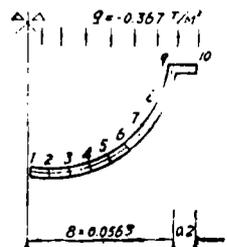


图 3

模量  $E_a = E_b = 3.3 \times 10^6 T/M^2$ ; 由(27)求得曲率半径  $R_b$  的近似值为  $R_b = 42.73^m$ ; 为满足假定条件 4), 取单元的两节线上厚度的平均值来代替该单元的厚度。利用对称性取壳体的一半进行计算。划分了 9 个单元。单元各节线厚度见表 1。

表 1

节线号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
厚度 (cM)	0.023	0.0225	0.022	0.0215	0.021	0.0205	0.02	0.0195	0.019	0.02

计算时只要取纵向级数二~三项就可得到很好的收敛结果。将计算结果与三角形平板单元的有限元结果以及部份实验进行了比较。表 2 给出了跨中截面的位移值; 表 3 给出 1/4 出跨截面位移值。在表中还列出了当纵向曲率  $R_2 = \infty$  的计算位移值, 以便考虑纵向曲率对位移值的影响。

表 2

跨中截面位移 ( $Y=0^m$ )

		1	3	5	7	9	10
W	有限条 $R_b = 42.7^m$	-0.818	-0.816	-0.813	-0.807	-0.799	-0.798
	有限元	-0.842	-0.840	-0.832	-0.819	-0.801	
	实验值	-0.8985				-0.7994	
	有限条 $R_b = \infty$	-0.586	-0.587	-0.590	-0.597	-0.603	-0.604
U	有限元 $R_b = 42.73^m$	0.0	-0.0005	-0.0022	-0.0065	-0.0134	-0.0133
	有限条	0.0	-0.001	-0.004	-0.012	-0.027	
	实验值	0.0				-0.022	
	有限条 $R_b = \infty$	0.0	-0.000	0.0013	0.0053	0.0121	0.0122
θ	有限条 $R_b = 42.73$	0.0	-0.0215	-0.0441	-0.0624	-0.0669	-0.0662
	有限条	0.0	-0.041	-0.091	-0.137	-0.151	
	实验值						
	有限条 $R_b = \infty$	0.0	0.0217	0.0421	0.0563	0.0619	0.625

表3 本跨处微面位移 ( $Y=1.5^m$ )

位移 (cm)		节线号	1	3	5	7	9	11
W	有限条 $R_\beta = 42.73^m$		-0.578	-0.577	-0.575	-0.571	-0.565	-0.564
	有限元		-0.598	-0.596	-0.593	-0.586	-0.578	
	实验值		-0.5971				0.584	
	有限条 $R_\beta = \infty$		-0.417	-0.418	-0.423	-0.430	-0.426	-0.439
U	有限条 $R_\beta = 42.73^m$		0.000	-0.0003	-0.0016	-0.0046	-0.0095	-0.0094
	有限元		0.000	-0.001	-0.002	-0.007	-0.014	
	实验值		0.0				-0.012	
	有限条 $R_\beta = \infty$		0.0000	0.0001	0.0018	0.0064	0.0140	0.0141
V	有限条 $R_\beta = 42.73^m$		0.474	0.0428	0.0289	0.057	-0.027	-0.027
	有限元		0.086	0.082	0.018	-0.006	-0.038	
	实验值							
	有限条 $R_\beta = \infty$		0.0201	0.0193	0.007	-0.0001	-0.033	-0.033
θ	有限条 $R_\beta = 42.73^m$		0.000	-0.0152	-0.0312	-0.044	-0.0473	-0.0468
	有限元		0.000	-0.021	-0.045	-0.066	-0.072	
	实验值							
	有限条 $R_\beta = \infty$		0.0000	0.0255	0.0494	0.0648	0.0698	0.0703

从表2、3中可以看到，用有限条法和有限元法算得的位移变形规律相符，和实验值也很接近。一般有限条的计算结果比有限元的精度更高。这是因为在分析过程中，有限条是采用半解析，半离散的方法。它仅沿壳的横向进行离散；而纵向为连续体，在几何上也较接近实际曲面。有限元法，则是对壳体的两个方向进行离散，用有限自由度代替无限自由度。这必然使计算结果与实际情况偏离更大。

比较两个纵向曲率不同时的计算结果。尽管壳体的纵向曲率很小，但对位移还是有影响的。按柱壳计算（即 $R_2 = \infty$ ）不但计算位移值偏小，而且变形规律也不相同。随着纵向曲率的变小，变形量逐渐由中间变形大变成边上位移大。而对于同样横截面壳体，正高斯曲壳壳体的变形量最小，柱形壳次之，负高斯壳最大。因此如用马鞍型壳作为屋面结构，在满足工艺条件和屋面排水条件下，取纵向矢高小些为宜。

该题用有限元计算时，划分了171个单元，约1300个自由度，在TQ-16机上CPU

用时约15分钟,而用有限条计算,只有10个单元,38个节线自由度,取了三项级数,在微型机PDP-11机上运行约1分钟左右,即求得结果。有限条法大大加快了运算速度,而且由于自由度少,计算可在微型机上实现。

## 2. 动力计算例

参看图(1),一四边简支双曲扁球壳。壳体在水平投影面上的边长 $a=b=0.5^m$ ,在 $XOZ, YOZ$ 平面内的曲线的曲率半径 $R=2.5^m$ ;厚度 $H=0.025^m$ , $E_a=E_b=91KN/M^2$ ;质量密度 $p=16T/M^3$ ;  $\mu_a=\mu_b=0.3$ 。计算所得的频率值列于表4中。表中9还给出了精确解<sup>[11]</sup>。其中的 $m, n$ 是精确解中沿 $x, y$ 方向级数项的半波数。

表4 四边简支双曲扁球壳自振频率 (弧度/秒)

有限条解	0.964 (0.957)	0.964 (0.962)	0.978 (0.975)	0.990 (0.989)	1.0018 (1.0003)	0.9735 (0.972)	1.008 (1.0067)	1.028 (1.0276)
精确解 (m, n)	0.955 (1.1)	0.958 (1.2)	0.958 (2.1)	0.965 (2.2)	0.977 (1.3)	0.971 (3.1)	0.982 (2.3)	0.982 (3.2)

表中在有限条解中,给出了考虑切向惯性力(括号内结果)和略去切向惯性力的解。而精确解略去了切向惯性力。

从计算结果可见,扁壳略去切向惯性力,对频率的影响很小。但当壳的矢高增加时,由于平面内位移量增加,切向惯性力便是不可忽略的量。

## 结 语

本文利用导出的二次抛物扁壳条,对在某一方向曲率较大的二次抛物壳体进行了静力和动力计算。从计算结果看,该方法还是很有效的。

在整个条单元的分析过程中,先对各条单元建立在局部坐标下的单元刚度矩阵,然后进行坐标变换,再集合成总刚。本文在引入某些假定后较好地解决了纵向主曲率的计算问题,从而使计算中所取壳体,沿纵向的几何形状更接近实际。同时在进行荷载分解时,考虑了纵向曲率的影响,计入了纵向荷载分量的作用。

按本文计算模式所编的FORTRAN程序也对双曲扁壳、柱壳和折板等结构进行了静力和动力计算(结果从略),均得到满意结果。计算中所需的内存和机时大大少于有限元法。

本文是在唐锦春,郭鼎康等老师的大力帮助和精心指导下完成的。马鞍型壳的整个试验过程是在结构实验室蒋祖荫等老师的帮助下完成的。在此表示最衷心的感谢。

## 参 考 资 料

- (1) Y. K. CHEUNG, 《结构分析的有限条法》, 1980
- (2) CHRISTIAN, ALEXANDER C. SCORDELIS, "Analysis of Curved Folded Plate Structures", Am. Soc. Civ. Engr 197, No. ST10, 2459-2480 (Oct. 1971)
- (3) D. J. Dawe, "Static Analysis of Diaphragm-Supported cylindrical shells Using a curved Finite strip Int J. Num. Meth. Engr., Vol. 11, 1347-1364 (1977)
- (4) 沈鹏程, 苏甘龙, 王建国, "双曲扁有限条分析", 土木工程学报, 1983, Vol16, No4, 41-51
- (5) 林朱海, 罗松发, 何逢康 "高层建筑的有限法三维分析", 全国第三届计算结构力学会议论文。
- (6) 杨耀乾, 《薄壳理论》
- (7) 符拉索夫《壳体的一般理论及其在工程中的应用》1960
- (8) 《THEORY OF SURFACE》浙江大学力学系课用讲义
- (9) Klaus-Jurgen bath, edward L. wilson, "Numerical Methods in finite element analysis"
- (10) 浙江大学谢贻权, 何福保, "弹性和塑性力学中的有限单元法"
- (11) M. D. Olson and G. M. Lindberg, "Dynamic analysis of shallow shells with A Doubly-Curved Triangular finite element" J. Sound & vib. (1971) 19 (3), 299-318

## Finite Strip Static and Dynamic Analysis for Shallow Shell

Chen Hong

### Abstract

This paper is concerned with the analysis of quadratic parabolic shallow shells by means of the finite strip method (FSM). The curved strip element can be used to analyse the shell, in which the curvature is larger in one direction. Through degeneracy, it can be used to solve doubly curved shallow shells, cylindrical shell and folded plates etc.

Two FORTRAN programmes are given on micro computer for the static and dynamic calculation. A series of shells, including positive, negative and zero Gaussian curvature shallow shells are analysed. Several static and dynamic experiments have been done for doubly curved saddle shells. The theoretical results are agreeable with the test data.

Comparing with the finite element method, FSM has some advantages, such as higher precision, less computer time and less computer storage requirements etc. It can be seen, many problems can easily be solved on micro computer by FSM

### 新材料

## 稻壳可作水泥原料

英一公司开发成功

英国建筑研究公司最近研制出一种新方法，可以利用稻壳制造出廉价的水泥来。

该公司一直在发出因地制宜利用各地大量原料生产廉价建材的方法，这些原料包括稻壳、作物薄片以及沼泽林木等，最后终于在稻谷上获得突破。

利用稻壳制造水泥的方法是：先把稻壳烧成灰，然后碾成细粉，同石灰搅合在一起。一个村庄一年可以生产二千四百万吨稻壳灰水泥。

该公司调查了印度、尼泊尔和巴基斯坦应用这种情况，并在另外十个国家进行了考察。结果证明，这种方法在技术上和经济上均是可行的，可以制造出简单而便宜的钢筋水泥，用来建造低成本的楼房。在南亚，已出现商业性生产，拉丁美洲和非洲对此也日益感兴趣。

### 新技术

## 西欧广泛用塑钢做高级门窗

塑料钢建材具有优异的隔音、隔热、耐冲击、防腐蚀等特性，而且气密、水密防火性均佳；加上其重量轻，能降低建筑物负荷，具有节约能源效果，在西欧各国目前已广泛用它来做高级门窗。