

# 在轴、外压联合作用下的 C/E 复合材料 网格缠绕结构的开口补强设计

提亚峰<sup>1</sup> 张 铎<sup>1</sup> 孙宏杰<sup>2</sup> 董 波<sup>2</sup>

(1 西北工业大学航天学院,西安 710072)

(2 航天材料及工艺研究所,北京 100076)

**文 摘** 在复合材料网格结构临界轴、外压计算公式的基础上计算了 C/E 复合材料网格缠绕结构的整体承载能力,以无开口结构为目标,给出了补强设计方案。本文的研究结果,为复合材料壁板开口处结构的补强设计提供了可行方案,解决了工程中的实际问题。

**关键词** C/E 复合材料网格缠绕结构,开口补强

## Structural Design to Strengthen Load-Carrying Capacity of C/E Composite Trellis Wound Structure With Hole Under Axial Force Combined With External Pressure

Ti Yafeng<sup>1</sup> Zhang Duo<sup>1</sup> Sun Hongjie<sup>2</sup> Dong Bo<sup>2</sup>

(1 College of Astronautics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072 )

(2 Aerospace Research Institute of Materials & Processing Technology, Beijing 100076)

**Abstract** On the basis of the formula of buckling load of C/E composite trellis wound structure under the axial force combined with external pressure, this paper calculates the load-carrying capacity for the carbon-epoxy composite trellis wound structure. Through choosing non-hole structure as objective function, we can obtain an optimum strengthening design result. The result gives a good strengthening method to the typical area of the skin with the hole and solves the engineer problem.

**Key words** C/E composite trellis wound structure, Strengthening the load-carrying capacity with a hole

### 0 引言

新型火箭结构承载能力要求高而质量要求苛刻,尤其是在轴、外压联合作用下,C/E 复合材料网格缠绕结构是最佳结构型式。

由于火箭结构中开口不可避免,要使 C/E 复合材料网格缠绕结构真正能够用于火箭结构,设计中必须解决开口补强问题。复合材料结构上开口使某些纤维被切断,同时还形成孔边的高应力区,引起壳体结构强度和刚度的下降。为减小这种影响,充分发挥壳体结构的效率,必须在开口部位采取加强措施,使开口结构的强度和刚度尽可能接近未开口结构,减小开口结构与未开口结构应力分布的差异,充分发挥低

应力区材料的效能。

本文首先对轴、外压联合作用下的无开口 C/E 复合材料网格缠绕结构进行设计,然后以无开口结构的承载能力为目标,对开口形式进行选择,并对开口进行加强设计,最后设计试验件对开口补强方法进行试验验证。试验结果表明,这种开口加强方案为复合材料壁板开口处的结构的补强设计提供了高效率的加强方案。

### 1 轴、外压联合作用下网格加筋壳临界载荷计算公式及承载能力计算<sup>[1-2]</sup>

轴、外压联合作用下网格加筋壳临界载荷计算公式是对轴外压联合作用下无开口 C/E 复合材料网格

缠绕结构进行设计的基础,网格加筋结构相关公式:

$$\frac{T}{T_{ij}} + \frac{p}{p_{ij}} = 1 \quad (1)$$

式中,  $T$  和  $p$  为两种载荷联合作用时的设计载荷;  $T_{ij}$  和  $p_{ij}$  分别为临界轴、外压承载能力。

$$T_{ij} = 2\pi R \frac{1}{\alpha^2} \left[ C_{66} - \frac{2C_{12}C_{16}C_{26} + C_{11}C_{26}^2 + C_{22}C_{16}^2}{C_{11}C_{22} - C_{12}^2} \right] \quad (2)$$

$$p_{ij} = \frac{1}{R\beta^2} \left[ C_{66} - \frac{2C_{12}C_{16}C_{26} + C_{11}C_{26}^2 + C_{22}C_{16}^2}{C_{11}C_{22} - C_{12}^2} \right] \quad (3)$$

$$\text{式中, } \alpha = \frac{m\pi}{l_1} \quad \beta = \frac{n}{R} \quad (4)$$

其中,  $l_1$  为网格加筋壳长度;  $R$  为网格加筋壳半径;  $m$  为加筋壳失稳后的纵向半波数;  $n$  为加筋壳失稳后的环向波数。

$$\left. \begin{aligned} A_{ij} &= \sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij})_k t_k + \sum_{m=1}^L (\bar{Q}_{ij})_m h_m \\ B_{ij} &= \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij})_k (z_k^2 - z_{k-1}^2) + \sum_{m=1}^L (\bar{Q}_{ij})_m \left( t + \frac{h_m}{2} \right) h_m \\ D_{ij} &= \frac{1}{3} \sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij})_k (z_k^3 - z_{k-1}^3) + \frac{1}{3} \sum_{m=1}^L (\bar{Q}_{ij})_m [(t + h_m)^3 - t^3] \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中,  $(\bar{Q}_{ij})_k$  为蒙皮各层在壳体结构主方向上的刚度;  $(\bar{Q}_{ij})_m$  为筋条各当量层在壳体结构主方向上的刚度;  $t_k$  为蒙皮各层的厚度;  $h_m$  为筋条各当量层的厚度(即筋条高度);  $z_k$  为蒙皮各层在壳体内法线方向的坐标(参考面取在蒙皮外表面);  $t = \sum_{k=1}^N t_k$  为蒙皮总

$$\left\{ \begin{array}{c} \bar{Q}_{11} \\ \bar{Q}_{22} \\ \bar{Q}_{12} \\ \bar{Q}_{66} \\ \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{26} \end{array} \right\} = \left[ \begin{array}{cccc} m^4 & n^4 & 2m^2n^2 & 4m^2n^2 \\ n^4 & m^4 & 2m^2n^2 & 4m^2n^2 \\ m^2n^2 & m^2n^2 & m^4 + n^4 & -4m^2n^2 \\ m^2n^2 & m^2n^2 & -2m^2n^2 & (m^2 - n^2)^2 \\ m^3n & -mn^3 & mn^3 - m^3n & 2(mn^3 - m^3n) \\ mn^3 & -m^3n & m^3n - mn^3 & 2(m^3n - mn^3) \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{c} Q_{11} \\ Q_{22} \\ Q_{12} \\ Q_{66} \end{array} \right\} \quad (7)$$

式中,  $Q_{11}, \dots, Q_{66}$  为在层坯主方向坐标系里的刚度元素。

蒙皮部分是由单层纤维层坯以各种方向角(缠绕角)叠合而成。设单向纤维正交各向异性层坯在其主方向(纤维方向为1,垂直纤维方向为2)的性能为  $E_1, E_2, \nu_{12}, G_{12}$ 。正交异性各向层坯在其主方向上的应力-应变关系为

$$\left. \begin{aligned} Q_{11} &= E_1 / (1 - \nu_{12}^2 E_2 / E_1) \\ Q_{22} &= E_2 / (1 - \nu_{12}^2 E_2 / E_1) \\ Q_{12} &= \nu_{12} Q_{22} \\ Q_{66} &= G_{12} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} C_{11} &= A_{11}\alpha^2 + A_{66}\beta^2 \\ C_{22} &= A_{22}\beta^2 + A_{66}\alpha^2 \\ C_{12} &= (A_{12} + A_{66})\alpha\beta \\ C_{16} &= (B_{12} + 2B_{66})\alpha\beta^2 + B_{11}\alpha^3 - \frac{A_{12}}{R}\alpha \\ C_{26} &= \frac{A_{22}}{R}\beta - (B_{12} + 2B_{66})\alpha^2\beta - B_{22}\beta^3 \\ C_{66} &= D_{11}\alpha^4 + 2(D_{12} + 2D_{66})\alpha^2\beta^2 + D_{22}\beta^4 \\ &\quad + \frac{A_{22}}{R^2} - \frac{2B_{12}}{R}\alpha^2 - \frac{2B_{22}}{R}\beta^2 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中,  $A_{ij}$  为拉伸刚度;  $B_{ij}$  为拉-弯耦合刚度;  $D_{ij}$  为弯曲刚度。

厚度;  $N$  为蒙皮总层数;  $L$  为筋条的总方向数;  $\bar{Q}_{11}, \dots, \bar{Q}_{66}$  为在结构主方向坐标系里的刚度元素。

对圆筒壳,壳体结构主方向为筒壳轴线方向  $x$  和圆周方向  $y$ 。规定筒壳轴线  $x$  正向到层坯主方向1的夹角  $\theta$  为层坯的主方向,则层坯在壳体结构主方向上的应力-应变关系为

对于筋条部分,设某一方向的筋条宽度为  $b$ 、高度为  $h$ 、间距为  $s$ ,顺纤维方向的弹性模量为  $E$ ,则这同一方向的筋条构成一当量正交异性层。其当量正交异性层的方向角为筋条的方向角  $\theta$ ,此正交各向异性层的弹性常数变为

$$\left. \begin{aligned} E_1 &= Eb/s \\ E_2 &= 0 \\ \mu_{12} &= 0 \\ G_{12} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

由于(2)式  $T$  是失稳波数(半波数)  $m$  及  $n$  的函数(其中:  $m \geq 1, n$  为零及  $\geq 2$  的正整数),用极值求

$T$  的最小值比较困难,故本文利用数值解,求  $T$  的最小值  $T_{\min}$ ,此值即为临界轴压  $T_{lj}$ 。

一般由  $m = 1, n \geq 2$  的正整数,同样用数值解求 (3) 式  $p$  的最小值  $p_{\min}$ ,此值即为临界外压  $p_{lj}$ 。

为更好地模拟工程实际,将试验件轴压设计载荷定为 3.3 MN,外压设计载荷定为 0.532 MPa。为了便于开口补强,选择正置正交网格形式;对于长度

600 mm,半径 1 000 mm 的壳体,选择适当的蒙皮厚度、环筋宽度、纵筋宽度、纵筋间距、环筋间距,对壳体结构临界轴压、外压及在轴、外压联合作用下的剩余强度进行计算。计算结果见表 1。

计算结果表明,对于网格参数及蒙皮厚度已确定的 C/E 复合材料网格加筋结构选择适当的蒙皮缠绕角度,可以大幅度提高承载能力(30%左右)。

表 1 计算结果

Tab. 1 Calculation result

缠绕角	纵向模量 /GPa	环向模量 /GPa	单独轴压载荷临界承载能力/MN	单独外压载荷临界承载能力/MPa	环向波数	纵向半波数	轴、外压联合载荷临界承载系数
$[(90/(\pm 45))_4]_s$	35.2	69.1	10.8	1.16	7	2	1.31

## 2 C/E 复合材料网格缠绕结构的开口补强设计

为了确定开口壳加强方案,对开口壳和无口壳做稳定性计算,以无口壳的临界载荷为设计目标,确定开口形状,加强区的几何形状和参数,使开口加强壳的临界载荷接近无口壳。

开口形状的选择主要考虑尽可能少地切断纤维,开口引起的应力集中尽量少,加工方便。对矩形开口、菱形开口、圆形开口的形状进行比较,其中圆形开口能较好地满足上述各项要求,故一般以圆形为最佳形状<sup>[3]</sup>。如果受到实际结构限制,开口不能采用圆形,可选择椭圆或截圆方式,截圆的四个角要大圆角过渡。

为确保开口处纤维尽量多连续到口框处和开口下陷区内,将开口两侧一个网格宽度的蒙皮加厚三倍。

由弹性力学中孔边应力集中的齐尔西解答,圆形开口的应力集中也要达到平均应力的两倍以上<sup>[4]</sup>。因此开口补强往往需要将开掉蒙皮质量的 2 倍补在开口的周围。由于 III 象限处开口太大,开掉的质量是 4 kg。如果按上述原则补强,四个开口需要补 14.4 kg,势必超重。而最终设计出的结构(含加强区)不安装口盖仅重 58 kg,如此补强显然效率不高。

借鉴蒙皮桁条结构,承受轴压效率最高的是梁、桁等纵向件。为此,设计 C/E 复合材料大梁,对开口两侧进行补强。

口盖可以参与承受外压载荷,但参与承受轴压载荷的能力有限。可通过抗剪螺栓使口盖传递最多 30% 的轴压载荷。由于轴压载荷为 3.3 MN,考虑最大开口处的九分之一壁板,其承受的轴压为 367 kN。需要开口两侧的大梁每根至少承受轴压 129 kN。

大梁长度为壳体长度减去上下端框厚度。大梁材料为复合材料。其截面形状如图 1 所示。上缘板

腹板高度  $A_2$ ,宽度  $B_2$ ,铺层以  $0^\circ$  为主,间有少量  $\pm 45^\circ$  铺层。下缘板高度  $A_3$ ,宽度  $B_3$ ,铺层以  $\pm 45^\circ$  为主,间有少量  $0^\circ$  铺层。 $A_4$ 、 $B_4$  分别是与大梁下缘板连接蒙皮厚度和宽度。

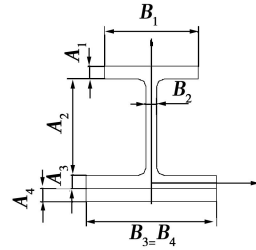


图 1 大梁截面形状

Fig. 1 Section of the beam

C/E 复合材料大梁的临界轴压与金属大梁一样,只是 C/E 复合材料大梁弯曲刚度  $EJ$  的计算比较麻烦。为使表达式简单,将坐标系取在截面  $A_3$  与  $B_3$  的形心上。

由材料力学公式

$$\frac{1}{\rho} \int_A E y dA = 0 \quad (10)$$

式中, $\rho$  为中性层的曲率半径; $E$  为弹性模量; $y$  为纵坐标; $A$  为面积。

变形得:

$$\int_A B E (y - y_c) d(y - y_c) = 0 \quad (11)$$

式中, $B$  为宽度。

即:

$$\int_A B E (y - y_c) dy = 0 \quad (12)$$

式中, $y_c$  为形心纵坐标。

将大梁截面参数分段代入,得:

$$\int_{\frac{A_3}{2}+A_2+A_1}^{\frac{A_3}{2}+A_2+A_1} B_1 E_1 (y - y_c) dy + \int_{\frac{A_3}{2}}^{\frac{A_3}{2}+A_2} B_2 E_2 (y - y_c) dy + \int_{-\frac{A_3}{2}}^{\frac{A_3}{2}} B_3 E_3 (y - y_c) dy + \int_{-\frac{A_3}{2}-A_4}^{-\frac{A_3}{2}} B_4 E_4 (y - y_c) dy = 0 \quad (13)$$

式中,  $E_1, E_2, E_3, E_4$ , 分别为大梁上缘板、腹板、下缘板、蒙皮的纵向弹性模量。

积分得:

$$E_1 B_1 \left[ \frac{A_1 + 2A_2 + A_3}{2} A_1 - y_c A_1 \right] + E_2 B_2 \left[ \frac{A_2 + A_3}{2} A_2 - y_c A_2 \right] + E_3 B_3 (-y_c A_3) + E_4 B_4 \left[ -\frac{A_4 + A_3}{2} A_4 - y_c A_4 \right] = 0 \quad (14)$$

由此可解出:

$$y_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{E_1 A_1 B_1 (A_1 + 2A_2 + A_3) + E_2 A_2 B_2 (A_2 + A_3) - E_4 A_4 B_4 (A_3 + A_4)}{E_1 A_1 B_1 + E_2 A_2 B_2 + E_3 A_3 B_3 + E_4 A_4 B_4} \quad (15)$$

利用惯性矩的平行轴公式得到:  $EJ_z = EJ_{zc} + E \bar{y}^2 A \quad (16)$

式中:  $EJ_{zc} = \frac{1}{12} (E_1 A_1^3 B_1 + E_2 A_2^3 B_2 + E_3 A_3^3 B_3 + E_4 A_4^3 B_4)$

$$E \bar{y}^2 A = E_1 A_1 B_1 \left( \frac{A_1}{2} + A_2 + \frac{A_3}{2} - y_c \right)^2 + E_2 A_2 B_2 \left( \frac{A_2}{2} + \frac{A_3}{2} - y_c \right)^2 + E_3 A_3 B_3 (0 - y_c)^2 + E_4 A_4 B_4 \left( -\frac{A_3}{2} - \frac{A_4}{2} - y_c \right)^2$$

C/E 复合材料大梁各部分的  $E$  值公式也不相同, 尽管有计算复合材料  $E$  值的公式, 但计算起来十分繁琐, 需要计算机编程计算。但通过有限元 Nastran 可避免上述麻烦。将复合材料力学性能数据纵

向拉伸模量  $E_{11}$ , 横向拉伸模量  $E_{22}$ , 纵横剪切模量  $G_{12}, G_{23}, G_{31}$ , 泊松比  $\nu$ , 材料密度  $\rho$  及上缘板铺层输入, 可输出如下结果, 如图 2 所示。

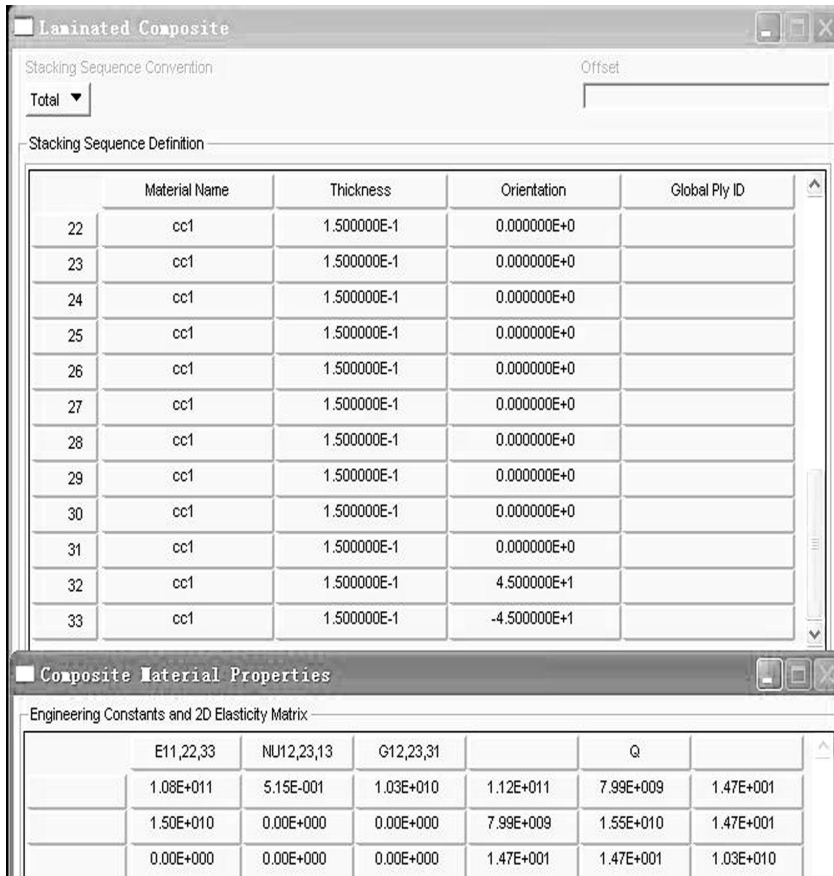


图 2 Nastran 计算结果

Fig. 2 Calculation result

其中  $E_1 = E_{11} = 108 \text{ GPa}$ 。用同样的办法, 可计算出,  $E_2 = 105 \text{ GPa}, E_3 = 80.3 \text{ GPa}$ 。

计算大梁轴压承载能力时, 需要将与大梁相连接的蒙皮计算在内。但根据国际通用的“复合材料结



构的积木式方法”,元件级(Element)试验件如长桁等结构,试验件数量一般也较大,可达上百件。而全尺寸级(Full Scale)试验件数量通常是一个或两个;而且全尺寸级试验也无法判定大梁的承载能力到底是多大,开口补强效果到底如何。因此应先单独计算出大梁的轴压承载能力,通过试验确定修正系数,再将与大梁相连接的蒙皮计算在内,得出装配到柱段壳体上的大梁轴压承载能力,这样可以更准确地估计大梁的开口补强效果。同时,在生产过程中,虽然可以通过随炉试样性能控制产品的质量,但实际生产过程中往往存在随炉试样不随炉的问题。而静力试验则可以更直接地反映产品质量。全尺寸级试验不可能多次进行,但元件级试验件大梁试验可多次进行。结构共4个大开口,8根大梁。每件结构生产9根大梁,在装配前随机抽取1根,进行轴压破坏试验,是完全可以做到的。因此先单独计算出大梁的轴压承载能力。

将数据代入(15)式,得  $y_c = 19.27 \text{ mm}$

将数据代入(16)式,得  $EJ_z = 16481 \text{ N} \cdot \text{m}^2$

将数据代入欧拉杆失稳公式,考虑到单根梁试验时大梁两端的约束条件,取  $C=2$ ,得:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EJ_z}{(cl)^2} = \frac{3.14^2 \times 16481}{(2 \times 0.582)^2} = 120 \text{ kN}$$

从计算过程中可看出,复合材料结构计算比金属结构要复杂,但复合材料可设计性强的特点也得到了体现。如上缘板、腹板可多铺  $0^\circ$  层,以提高纵向模量,从而提高轴压承载能力。而下缘板就要多铺  $45^\circ$  层,这样固然会导致纵向模量降低,从而导致轴压承载能力下降,但提高了剪切模量,有利于大梁与蒙皮胶铆连接,不会因  $0^\circ$  层过多导致铆接钻孔时下缘板劈裂。

铝合金的弹性模量  $E=70 \text{ GPa}$ ,因此合理设计的复合材料大梁轴压承载能力高于相同几何尺寸的铝合金大梁,考虑到复合材料结构性能离散性大于铝合金,复合材料大梁轴压承载能力略高于相同几何尺寸的铝合金大梁,对比试验也证明了这一点。

为确保开口结构的强度和刚度尽可能接近未开口结构,开口两侧与大梁连接的蒙皮加厚,铺层以  $\pm 45^\circ$  为主,仅计算蒙皮的纵向模量,  $E_4 = 18.3 \text{ GPa}$ ,但将环筋、纵筋计算在内,  $E_4 = 35.2 \text{ GPa}$ 。这说明 C/E 复合材料网格缠绕结构可以通过缠绕环筋和纵筋的办法,以增加少量质量为代价,显著提高结构的刚度。

将与大梁相连接的蒙皮计算在内,计算大梁轴压承载能力:

$$y_c = 13.3 \text{ mm}$$

$$EJ_z = 25032 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EJ_z}{(cl)^2} = \frac{3.14^2 \times 25032}{(2 \times 0.582)^2} = 182 \text{ kN}$$

为了与不考虑蒙皮的大梁承载能力对比,仍取  $C=2$ ,而装配后的大梁其约束条件好于单根梁试验时的约束条件,此计算结果较为保守。

从加强区等宽段的横截面积看,开口两边的截面积为  $3297.9 \text{ cm}^2$ 。

III 象限开口最宽处去掉的截面积为  $4200 \text{ cm}^2$ 。

两者大体相当,而加强区截面积略小。考虑到加强区的等效刚度高于壳壁,因此加强区可以补偿由于开口而造成的结构削弱。

每根大梁质量仅为  $0.6 \text{ kg}$ ;开口两侧加厚部分,也仅较原蒙皮重  $0.2 \text{ kg}$ 。

### 3 试验情况

#### 3.1 大梁的试验值

大梁的试验值见表2。

表2 大梁试验值

Tab.2 Test result of beam

序号	试验值/kN	理论值/kN	修正系数
1	110		0.916
2	112		0.933
3	113	120	0.942
4	109		0.908
5	113		0.938

修正系数均值为  $0.927$ ,方差为  $0.00015$ ,这说明大梁质量稳定,离散性很小。因此,将与大梁相连接的蒙皮考虑在内,大梁轴压承载能力至少可以达到  $164 \text{ kN}$ 。 $164/129 = 1.27$ ,大梁轴压承载能力能够满足开口补强要求。

#### 3.2 壳体结构的试验值

试验结果与理论计算值见下表3及表4。

表3 外压作用下试验结果与理论计算值

Tab.3 Test result and theoretical calculation with external pressure

计算值/MPa	试验值/MPa	试验修正系数
1.163	0.925	0.79

表4 轴、外压联合作用下试验结果与理论计算值

Tab.4 Test result and theoretical calculation under axial force combined with external pressure

载荷临界承载能力计算值		载荷临界承载能力试验值	
单独轴压 /kN	单独外压/MPa	单独轴压 /kN	单独外压/MPa
3300	0.532	4250	0.6795

因试验件数量有限,没有进行过轴压破坏试验。轴、外压联合试验表明,试验件在轴外压联合作用下,失稳载荷大于设计要求。其中外压承载能力已经接近理论计算值。如果相关公式正确,则轴、外压联合作用下,试验值与理论计算值也接近。轴、外压联合试验还表明,开口补强区设计得比较理想,基本达到了不开口区域的承载能力。

为进行比较,还生产了网格形式为三角形网格的壳体结构,筋条高 25 mm。受到三角形网格的限制,其开口无法用大梁补强,而是将开口两侧 70 mm 宽范围内蒙皮加厚至与筋条等高,两侧补强质量在 1.4 kg 以上。静力试验表明,三角形网格壳体结构承载能力略低于正置正交网格壳体结构。称重显示,其质量比正置正交网格壳体结构重 5 kg 以上。此质量与双方 4 个大开口两侧 8 处补强的质量差大体相当。

这说明对于大开口结构,应选择正置正交网格形式。

#### 4 结论

计算结果及试验结果均表明,通过增加大梁的方式进行大开口补强是效率最高的方式。试验结果还表明,具有大开口且承受很大轴、外压联合作用的 C/E 复合材料缠绕网格结构可以在工程中得到应用。

#### 参考文献

- [1] 徐孝诚. C/E 复合材料网格加筋壳临界外压计算的实验验证[J]. 强度与环境,1985(3):35-40
- [2] 张俊华主编. 复合材料结构设计指南[M]. 北京:宇航出版社,1999:133-136
- [3] 赵美英,陶梅贞. 复合材料结构力学与材料结构设计[M]. 西安:西北工业大学出版社,2007:130-135
- [4] 徐芝纶. 弹性力学[M]. 北京:高等教育出版社,1990:97-103

(编辑 任涛)

## 《宇航材料工艺》2011 年征订启事

- 中国科技论文统计源用刊 · 中国中文核心期刊
- 国际宇航文摘(IAA)、美国化学文摘(CA)、金属文摘(METADDEX)收录核心期刊
- 《宇航材料工艺》创刊于 1971 年,是国内外公开发行的国家级技术类期刊
- 由航天材料及工艺研究所主办
- 入《中国学术期刊(光盘版)》、中国期刊网及万方数据资源系统数字化期刊群等
- 在第二届国家期刊奖评比活动中获百种重点期刊奖
- 主要报道我国材料及工艺的科技进展、科研成果和工程实践
- 主要栏目有:专论、综述、计算材料学、新材料新工艺、测试分析、工程实践、知识窗、科技信息、成果简介以及会议信息等

· 适合于航空航天、冶金、石油化工、机械电子、轻工、汽车、造船等部门,从事材料工艺研究生产的科研技术人员、管理人员及高校师生阅读。

· 刊号 CN 11—1824/V, 国际标准刊号 ISSN 1007—2330, 双月刊 90 页, 国际大大 16 开本, 激光照排, 逢双月出版, 每期 15.00 元, 全年 90.00 元, 2011 年的征订工作已经开始, 欢迎各界读者从速订阅。

本刊参加了天津半导体杂志社的联合征订, 可汇款至天津半导体杂志社, 邮编 300220, 注明“订阅《宇航材料工艺》, 代号 9769”。也可直接在编辑部订阅。

信汇开户行:北京市工商银行东高地支行

户 名:航天材料及工艺研究所

账 号:0200006509008800374(务必将订单与银行回执复印件寄回)

邮汇地址:100076 北京市 9200 信箱 73 分箱 18 号《宇航材料工艺》编辑部

电 话:010-68383269; E-mail:703@china.com

《宇航材料工艺》网址: <http://www.yhclgy.com>