

复合材料格栅结构稳定性与优化分析

陈书华¹ 刘勇琼² 刘建超²

(1 第二炮兵工程大学,西安 710025)

(2 西安航天复合材料研究所,西安 710025)

文 摘 阐述了复合材料格栅结构稳定性及优化分析方法研究概况。指出在格栅结构初级设计阶段可利用拟膜分析法对等效的格栅平板、圆筒及锥筒进行整体屈曲计算即可,而对于复杂构型格栅结构,由于不对称性及拉-压-扭耦合效应存在很难获得解析解,需借助有限法对结构进行非线性求解而求得其实力学响应,同时还介绍了其他算法,如遗传算法。最后介绍了复合材料格栅结构破坏机理的一些试验方法。

关键词 复合材料格栅结构,稳定性,优化

Buckling and Optimization of Composite Lattice Structures

Chen Shuhua¹ Liu Yongqiong² Liu Jianchao²

(1 The Second Artillery Engineering University, Xi'an 710025)

(2 Xi'an Aerospace Composite Research Institute, Xi'an 710025)

Abstract This paper reviews different approaches used to analyze buckling and optimization of composite lattice structures. In the preliminary design, a smeared stiffness approach can be used to calculate global buckling analytical results for smeared lattice panels, cylinders and conical shells. However, it is difficult to get the analytical results for complicated lattice structures with unbalanced laminate and stretching-bending-shearing coupling. So FEA (finite element analysis) is used to get realistic mechanical response through nonlinear simulation. Simultaneously, the paper also introduces other numerical methods (i. e., genetic algorithm). Finally, some experimental methods employed to investigate fracture mechanisms and post-buckling behavior of lattice structure are also introduced.

Key words Composite lattice structure, Buckling, Optimization

0 引言

不同载荷下的屈曲是复合材料格栅结构主要失效模式,目前有关其稳定性分析的理论及数值方法主要有三种:(1)离散加肋模型(DSM);(2)拟膜分析模型(平铺加肋模型,SSM);(3)有限元模型(FEM)。工程研究发现,复合材料格栅结构屈曲形式一般分为三种:结构整体屈曲;蒙皮及肋条局部屈曲;整体压损破坏等失效模式,一般在格栅结构初始设计阶段,按结构整体屈曲失效准则进行设计即可。

对于主承力格栅结构,使用过程中不允许失稳,而对于受力小的次承力结构,使用过程中允许产生局

部屈曲,为反映结构的实际承载能力,一些学者对复合材料格栅结构的后屈曲行为分别进行了数值求解和试验验证分析。

另外,为提高承载效率需对满足稳定性、强度等约束条件的格栅结构进行优化,该优化是一个多任务、多约束、连续变量和非连续变量混合的优化问题^[1]。目前优化方法有基于拟膜分析的解析法和基于有限元法、遗传算法等数值分析法。

1 复合材料格栅结构稳定性及优化分析

1.1 拟膜分析模型

拟膜分析模型是一种工程简化方法,就是将肋条

收稿日期:2011-11-09

基金项目:国防基础科研项目(C0320110006)

作者简介:陈书华,1979年出生,博士研究生,主要从事宇航推进理论与工程研究。E-mail:chenshuhua0234@163.com

“抹平”,换算成蒙皮的附加刚度,在数学上把格栅结构当成无助条的“光”板来等效处理^[2]。对等效后的格栅结构进行稳定性、强度及优化分析。目前主要有两种方法:(1)利用静态边界理论和最小势能原理对格栅结构中面变形进行分析,得出其等效刚度(整体法);(2)通过分析结构单胞微元受力状态得到整体等效刚度(单胞微元法)。

1.1.1 整体法拟膜分析模型

V. V. Vasiliev 等^[3]利用拟膜分析模型求出了双面蒙皮格栅结构(图1)的等效刚度矩阵,并对复合材料格栅圆筒和格栅锥筒在不同载荷下的屈曲模态进行有限元分析。随后 V. V. Vasiliev^[4]忽略蒙皮影响,对轴压载荷下的格栅结构参数(图2)进行优化分析。

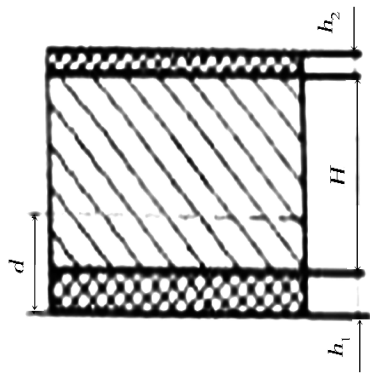
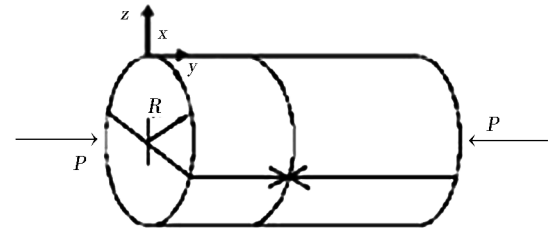


图1 双面蒙皮格栅结构

Fig. 1 Structure of two-side skin lattice



(a) 圆柱壳体



(b) 格栅结构

图2 不带蒙皮的格栅圆筒

Fig. 2 Structure of no-skin cylindrical lattice

在整体柱坐标系下,把螺旋肋与环向肋等效为正交各向异性层合板,先求得其本构方程及结构质量;然后利用质量安全系数法将压缩强度、局部屈曲及整体屈曲不等式约束转变为等式约束,即给每种失效模式匹配相应安全系数,经过一系列变换后得格栅圆筒解析优化参数,见表1。

表1 格栅圆筒优化结构参数

Tab. 1 Optimal structure parameters of cylindrical lattice

状态 1(轴对称屈曲): $p \leq p_s$	状态 2(轴对称屈曲): $p_s \leq p \leq p_o$	状态 3(非轴对称屈曲,一般不发生): $p \geq p_o$
$\bar{h} = h/D = \frac{1}{4} \left(\frac{48 \pi^4 k^2 \bar{\rho}^3}{E_h E_c^3} \cdot p^4 \right)^{1/10}$	$\bar{h} = h/D = \left(\frac{\pi^2 k \bar{\rho}}{E_c \sigma} \cdot p^2 \right)^{1/4}$	$\bar{h} = \frac{\pi p}{16 \sigma} \sqrt{\frac{k E_h p_s}{3 \sigma p_o}}$
$\tan \Phi = \frac{1}{2} \quad \Phi = 26.565^\circ$	$\tan^2 \Phi = \frac{p_s}{4P}$	$\tan^2 \Phi = \frac{p_s}{4p}$
$\bar{\delta}_h = \frac{5}{4\pi} \left(\frac{108 \pi^2 E_c}{k^4 E_h^3 \rho} \cdot p^2 \right)^{1/10}$	$\bar{\delta}_h = \frac{2}{\pi \sin(2\Phi)} \sqrt{\frac{3\bar{\sigma}}{k E_h}}$	$\bar{\delta}_h = \frac{2}{\pi \sin(2\Phi)} \sqrt{\frac{3\bar{\sigma}}{k E_h}}$
$\bar{\delta}_c = \frac{\bar{\delta}_h}{2\rho}$	$\bar{\delta}_c = \frac{p_s \bar{\delta}_h}{2\rho p}$	$\bar{\delta}_c = \frac{p_s p_o \bar{\delta}_c}{\rho p^2} \left(\frac{p_o^2}{p^2} - \frac{1}{2} \right)$

表1中, $p = \frac{4P}{\pi D^2}$, $p_s = \frac{4P_s}{\pi D^2} = \frac{48\bar{\sigma}^2}{\pi E_h} \sqrt{\frac{\sigma \bar{\rho}}{k E_c}}$, $p_o = p_s$

$\sqrt{\frac{1}{2} \left(\sqrt{\frac{2E_h \bar{\rho}}{E_c} + \sqrt{\frac{2E_h \bar{\rho}}{E_c} - 1}} \right)}$, $\bar{\sigma}$ 为螺旋肋纵向压缩强度

极限, k 为据边界条件而定的局部屈曲系数。在已知载荷、材料性能、格栅圆筒基本尺寸情况下,利用上述解析方法就可得到优化的螺旋角、螺旋肋高度、螺旋肋跨度比及环向肋跨度比。

G. Totaro 等^[5]发现 V. V. Vasiliev^[4]的解析优化结果有时不满足刚度要求,而实际的做法往往是增大

螺旋肋横截面来提高刚度,所以结构实际质量往往与实际最优解相差较大。G. Totaro 在考虑了格栅圆筒轴向弯曲刚度要求及固定 n_c 后利用 MATLAB 对设计参数进行数值优化,最终得到合理的次优化结果,两种方法对比见图3。

D. Slinchenko^[6]基于拟膜分析模型,根据正交各向异性板壳理论推导出格栅圆筒的本构方程,利用 Mathematica 编程计算格栅结构应力,并与有限元对比,发现除了模型边界处差别较大外,其余均较一致。

R. Damodar 等^[7]对拟膜分析模型进行改进,考虑横向剪切影响,利用 Rayleigh-Ritz 法对不同曲率的

格栅曲面板进行屈曲分析;并在已知整个格栅基本结构尺寸,面内设计载荷,材料性能及边界条件的情况下对结构参数及格栅布局方式进行优化分析,得到质量最轻的格栅曲面板结构。

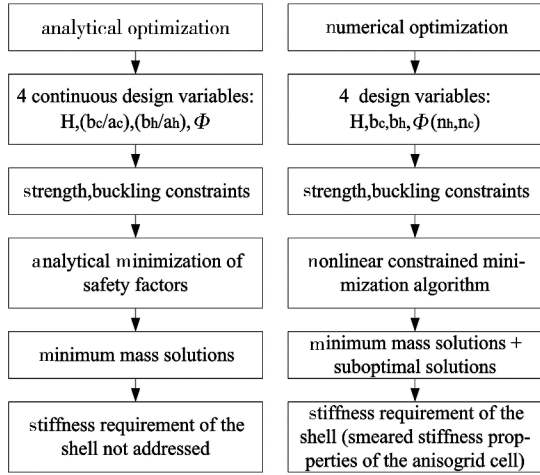


图3 解析优化流程和数值优化流程对比

Fig. 3 Comparison of two optimization methods

1.1.2 单胞拟膜分析模型

Samuel Kidane 等^[8]提出了一种“改进的拟膜分

$$\begin{bmatrix} N_x^s \\ N_\theta^s \\ N_{x\theta}^s \\ M_x^s \\ M_\theta^s \\ M_{x\theta}^s \end{bmatrix} = AE_1 \begin{bmatrix} \frac{2c^3}{a} & \frac{2s^3c}{a} & 0 & \frac{c^3t}{a} & \frac{s^2ct}{a} & 0 \\ \frac{2sc^2}{b} & \frac{(2s^3+2)}{b} & 0 & \frac{sc^2t}{b} & \frac{(2s^3+2)t}{b} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{2sc^2}{b} & 0 & 0 & \frac{sc^2t}{b} \\ \frac{c^3t}{a} & \frac{s^2ct}{a} & 0 & \frac{c^3t^2}{2a} & \frac{s^2ct^2}{2a} & 0 \\ \frac{sc^2t}{b} & \frac{(2s^3+2)t}{2b} & 0 & \frac{sc^2t^2}{2b} & \frac{(2s^3+2)t^2}{4b} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{sc^2t}{b} & 0 & 0 & \frac{sc^2t^2}{2b} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_\theta^0 \\ \varepsilon_{x\theta}^0 \\ k_x \\ k_\theta \\ k_{x\theta} \end{bmatrix} \quad (1)$$

经过推导,可得螺旋肋的等效刚度矩阵,见式(1),上标“s”表示螺旋肋, t 为蒙皮厚度, h 为肋条高度, a 、 b 为矩形单胞微元长、宽, c 为螺旋肋与母线夹角。

如用 A_{ij}^s 、 B_{ij}^s 、 D_{ij}^s 表示面内刚度矩阵、耦合刚度矩阵及弯曲刚度矩阵系数,叠加后的螺旋肋/蒙皮单胞微元总的的面内内力和弯矩见式(2),其中的矩阵系数即为格栅板圆筒等效刚度系数。随后假定位移函数为满足边界条件的双傅里叶级数,利用利兹法并结合 MATLAB 计算平台可求得格栅圆筒的屈曲载荷。

$$\begin{bmatrix} N \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A^s + A^{sh} & B^s + B^{sh} \\ B^s + B^{sh} & D^s + D^{sh} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon^0 \\ k \end{bmatrix} \quad (2)$$

吴德财等^[9]根据单胞微元受力特点,在改进拟宇航材料工艺 <http://www.yhclgy.com> 2012年 第3期

析法”,模型选取格栅结构单胞微元(图4),在分析其受力状态时考虑了螺旋肋与蒙皮相互影响,结合最小势能原理对 C/E 格栅圆筒稳定性进行分析。该法适用于对称、非对称格栅板及格栅圆筒等。

在计算螺旋肋等效刚度时,内力、弯矩看作蒙皮中面应变及曲率($\varepsilon_x^0, \varepsilon_y^0, \varepsilon_\theta^0, k_x, k_\theta, k_{x\theta}$)的函数。整个分析过程假设:(1)螺旋肋横向模量与其纵向模量相比很小,截面尺寸与长度相比也很小,因此假设其只受轴向载荷;(2)螺旋肋横截面上应变和应力均匀分布;(3)螺旋肋与蒙皮通过剪力相互传递载荷。

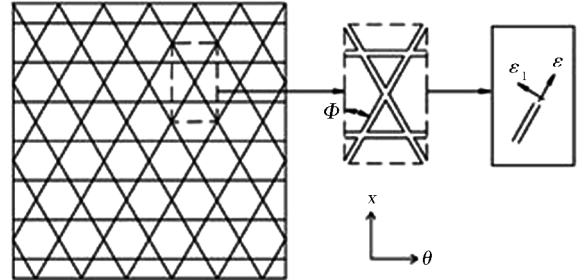


图4 格栅圆筒单胞微元及其坐标系

Fig. 4 Unit cell and coordinate system

膜力学假设的基础上,考虑了肋和蒙皮的相互作用,推导了一种新的拟膜分析法,建立了通用的参数化格栅结构力学分析模型用于分析各种形式的格栅结构总体屈曲问题。并结合 Rayleigh-Ritz 方法,推导出了求解格栅板屈曲载荷的通用线性特征方程;最后分析了各种类型格栅结构的算例,并与现有的各种方法进行了比较,其提出的方法结果更为精确,对格栅结构的优化设计具有很好的应用价值。

1.2 有限元法

有限元方法的复杂度大于拟膜模型和离散模型,但是分析精度较高。随着高性能计算机和有限元软件的发展,其应用得到广泛推广,是目前格栅结构主要分析法。目前有三种分析类型:(1)线性分析,不考虑预应力,能够较准确地预测几何完整的格栅结构

屈曲特性;(2)考虑格栅结构预应力的线性分析,其分析精度比第一种方法高;(3)非线性分析,考虑格栅结构预应力及结构非线性大变形及转动,通过选取合适的迭代方法及加载控制方式能够准确地预测格栅结构的非线性屈曲载荷,其精度最高^[10]。

1.2.1 国外研究状况

Eyassu Wodesenbet^[11]利用 Samuel Kidane^[8]的“改进的拟膜分析模型”,通过利兹法求解等效格栅圆筒的屈曲载荷,并建立了精确的3D等网格有限元模型,即先建立单胞微元,然后通过平移、复制等操作建立整体有限元模型,边界条件为底端固支约束,顶端施加径向和环向约束。模型建立完毕后,在顶端施加单位压力对模型进行线性屈曲分析,即求解特征方程(3)。

$$([\mathbf{K}] + \lambda_i [\mathbf{S}]) \{\boldsymbol{\psi}\}_i = \{0\} \quad (3)$$

式中, $[\mathbf{K}]$ 为刚度矩阵, $[\mathbf{S}]$ 为应力硬化矩阵, λ_i 为第 i 个特征值, $\{\boldsymbol{\psi}\}_i$ 为第 i 个特征位移向量。

最后用“兰索斯法”提取特征值,临界屈曲载荷由式(4)计算可得

$$P_{cr} = (\lambda_i)_{\min} AP \quad (4)$$

结果发现有限元模型预测的格栅结构三种失效模式下的屈曲载荷,精度相对较高,与试验值偏差约2.5%;在预测整体屈曲载荷方面,改进的拟膜法与有限元结果趋于一致,但在预测结构局部失效屈曲载荷时,拟膜分析法误差较大,不再适用。而在优化设计参数过程中,其失效模式呈渐进过渡状态,从这点考虑,Eyassu Wodesenbet认为拟膜分析模型不适用于结构参数优化。

在研究蒙皮厚度对屈曲载荷的影响中发现,最佳蒙皮厚度处于整体屈曲失效模式的中间区域(图5)。

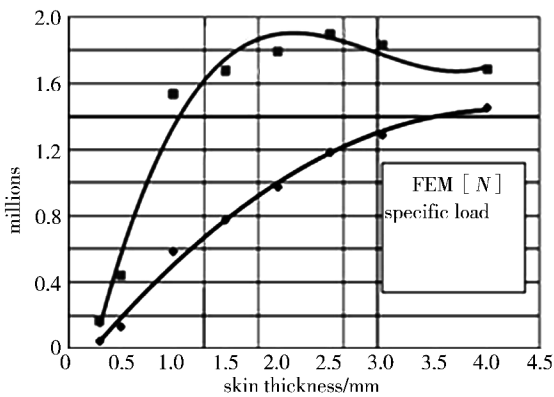


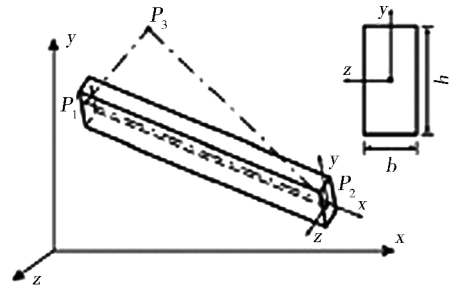
图5 蒙皮厚度对结构屈曲载荷的影响

Fig. 5 Effect of skin thickness

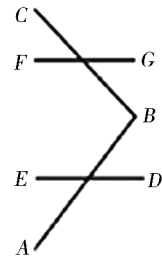
这个结论与其他学者研究结果一致,说明只有结构发生整体屈曲时才达到最大屈曲载荷质量比,也就是说整体屈曲失效可作为格栅圆筒的最初设计准则,即,拟膜分析模型是可以用于结构参数优化的。

E. V. Morozov等^[12]利用有限元法对复合材料格栅锥壳进行设计及屈曲分析,利用 Beam3D 单元来精确模拟螺旋肋的空间位置,为减少交叉处纤维架空使环向肋通过螺旋肋分段的中点见图6,该单元有两个节点,一个方向控制点,点 P_1 、 P_2 各有6个自由度,三个平动,三个转动,点 P_3 为梁单元在整体坐标系中的方向控制点。

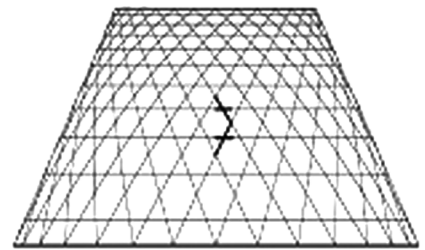
在初始设计阶段,利用自编的参数化自动建模程序快速地生成有限元分析模型,以便快速地分析螺旋肋数目、方向、截面尺寸及跨度等因素对结构屈曲的影响。最后,分别对格栅锥筒模型进行了轴压、横向往载、纯弯曲及纯扭转屈曲分析,发现可通过两种途径提高结构稳定性,一是增加靠近大端环向肋的刚度,二是把一条环向肋分成对称的两条。



(a) Beam 3D 梁单元



(b) 基本单元



(c) 格栅结构

图6 Beam 3D 梁单元、格栅结构及基本单元

Fig. 6 Finite element BEAM3D and typical elementary unit of lattice structure

M. Buragohain等^[13]对轴压载荷作用下的格栅圆筒破坏模式进行有限元分析,在模型中螺旋肋采用20节点3D层合单元模拟,蒙皮用8节点壳单元模拟,每个节点均有6个自由度,有限元分析结果与理论计算非常接近,不带蒙皮的格栅圆筒的载荷-位移

曲线几乎是线性的,破坏模式为突然破坏,破坏部位发生在靠近固支约束端的第一序列螺旋肋交点附近,原因由于该区域存在纤维架空,材料性能降低,在受到弯矩和剪力共同作用时该区域首先发生分层,进而屈曲破坏(图7),并得到试验验证。



图7 格栅圆筒破坏模式

Fig. 7 Failure mode in cylindrical lattice

E. Frulloni 等^[14]用有限元法对格栅圆筒进行静外压非线性屈曲分析,发现其屈曲载荷值远小于用网格理论计算的临界值(以材料失效为准则),并通过试验证明了有限元法能较准确地预测失效模式及失效力。

Prakash Jadhav 等^[15]用有限元法优化玻璃纤维/聚丙烯等网格格栅平板几何尺寸(图8),使其在横向准静态和动态冲击载荷作用下具有最大能量吸收率,并进行了高速冲击载荷试验。发现冲击载荷作用在蒙皮侧面时格栅平板吸收冲击能量较多,并且动态冲击下的能量吸收比 SEA(能量/质量)远大于与准静态下的值,试验结果与有限元结果一致。

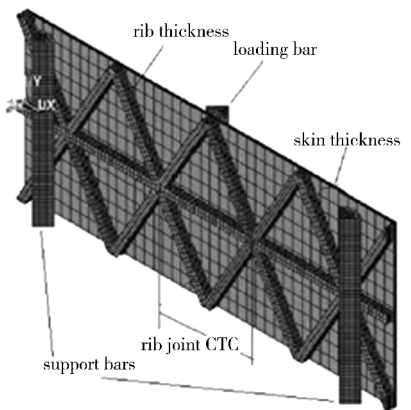
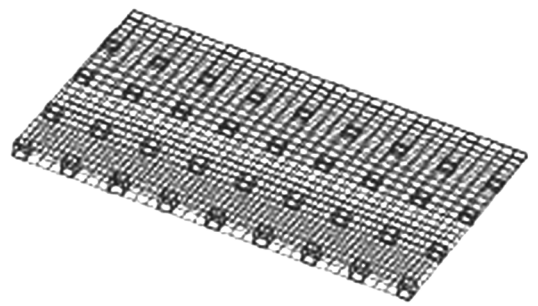


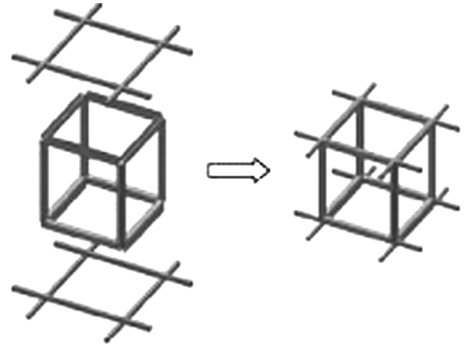
图8 受冲击的 E/PP 等网格格栅平板

Fig. 8 E/PP Ansys isogrid panel mode under impact

E. V. Morozov 等^[16]对空间太阳能电池阵复合材料格栅框架进行了设计与分析,见图9,该框架由两平行格栅框架通过组装而成不同构型的、变厚度的楔形架构,用梁单元对其进行三维实体有限元建模,频率及振动模式分析结果显示这种格栅结构形式满足刚度使用要求。



(a) 格栅结构



(b) 典型结构单元形式

图9 空间太阳能电池板格栅结构及其典型结构单元形式
Fig.9 Lattice frame and typical assembly of spacecraft solar array

1.2.2 国内研究状况

白瑞祥等^[17]采用有限元法研究蒙皮内含分层损伤复合材料格栅板(AGS)的稳定性问题,对蒙皮和肋分别采用基于 Mindlin 一阶剪切理论的层合板单元和层合梁单元来模拟,利用拟膜法推导建立了含损伤 AGS 稳定性分析的有限元本构方程。通过典型算例,研究了压缩载荷,分层形状、大小、深度及肋参数等因素对 AGS 的稳定性影响。数值分析结果表明,含分层损伤的 AGS 具有十分复杂的屈曲模态。屈曲载荷和屈曲模式与分层面积、分层形状、分层深度、肋参数密切相关。

何景轩等^[18]基于 Mindlin 一阶剪切变形理论下的层合板、梁单元,模拟格栅结构蒙皮和肋,通过空间坐标变换和利用蒙皮和肋的几何连续性条件,获得了单元切线刚度阵,并给出了格栅圆筒屈曲有限元模拟方法。通过对设计状态计算分析及与实际轴压试验结果对比后证明该计算方法可行,能够满足格栅圆筒屈曲特性分析要求。

张志峰等^[19]提出了一种混合遗传算法,利用外罚函数法将受稳定性约束的格栅圆筒多约束优化问题转化为无约束优化问题。并与其他文献结果和传统遗传算法结果对比,证实了混合遗传算法的有效性。并以受均匀侧压时格栅圆筒优化设计为例,分别讨论了不同格栅类型和有、无强度约束时的优化问题。

提亚峰等^[20]对格栅圆柱、圆锥上的螺旋肋参数方

程进行推导,并对 C/E 复合材料网格缠绕结构进行有限元建模,之后进行非线性有限元分析,以 ISIGHT 软件为设计平台,应用遗传算法,在已知载荷情况下,以最小结构质量为设计目标,通过优化计算得出网格结构最优结构参数。荣晓敏等^[21]利用进化神经网络对格栅结构进行优化,以此来代替实际结构优化过程中存在的大量有限元计算,从而提高优化效率。

2 复合材料格栅结构破坏机理及后屈曲行为

在格栅结构初步设计阶段,需要进行结构的选型试验,特别是使用要求苛刻的、计算分析无把握的航空航天格栅结构,需进行典型结构的稳定性校核试验来探究结构的薄弱部位及失效模式与机理。目前,对于格栅结构试验件,一般通过等尺寸的试验件验证数值分析模型的正确性以便加以修正。

V. P. Nikolaev 等^[22]设计了专门的试验装置和试样用来测试格栅结构成型时纤维张力对其抵抗压缩、拉伸、弯曲及剪切变形的能力的影响(图 10 ~ 图 11)。

发现在最佳的纤维张力下,与小张力相比,肋条断裂破坏应力值分别提高了 1.4、1.25、1.5、1.75 倍;压缩、弯曲试验结果显示螺旋肋的纵向模量提高了 2 倍,但整个单胞微元的刚度提高不多,例如,在弯曲试验时其刚度只提高了 1.3 倍。此法还验证了格栅结构节点处剪应力分布可等效为椭圆截面杆受扭时的剪应力分布,并给出了最大剪应力计算公式,在此法基础上可开展其他成型工艺因素对格栅结构力学性能影响研究。

目前工程上对结构稳定性分析一般采用经典的线性屈曲理论,而实际工程问题都是几何非线性的,由于非线性屈曲理论考虑了结构在受载后的变形位置上的平衡,更接近于实际情况,更能为工程人员接受,但是由于非线性理论比较复杂,求解析结果很困难。目前主要用数值方法和试验方法对格栅结构进

行后屈曲分析,例如 Luca Lanzi^[23]用数值和试验方法对格栅板进行后屈曲分析。

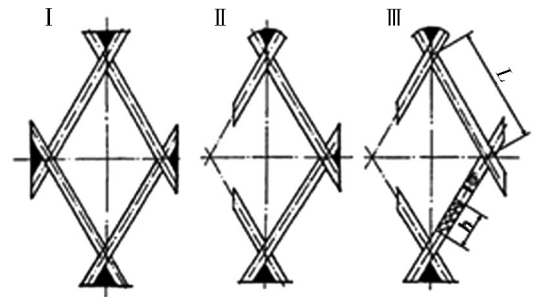
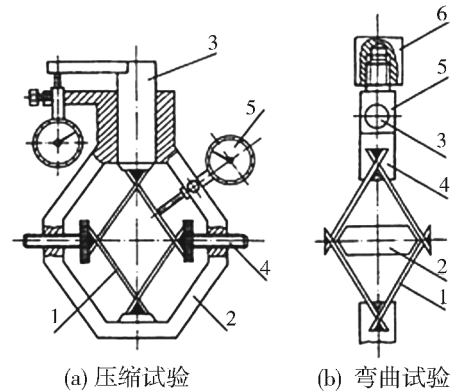


图 10 压缩和拉伸弯曲试验 O 型试样 (I), 弯曲试验 C 形试样 (II), 剪切试验 C 型试样 (III)

Fig. 10 O-shaped specimens for compression and tensions of ribs



(a) 压缩试验 (b) 弯曲试验

图 11 压缩和弯曲试验装置

Fig. 11 Diagram of fixtures for compression and tension tests

Chiara Bisagni 等^[24]通过试验研究了三种不同结构形式的复合材料格栅圆筒(图 12)在轴压、扭转载荷作用下的后屈曲行为。试验清晰地呈现了格栅结构在后屈曲过程中的承载能力及屈曲模式的演化历程,证明了格栅圆筒极限破坏都是由于肋条的突然断裂引起的,其极限载荷与开始屈曲载荷比为 2.78 ~ 3.68。试验数据为考虑后屈曲模态的格栅结构设计准则提供依据。

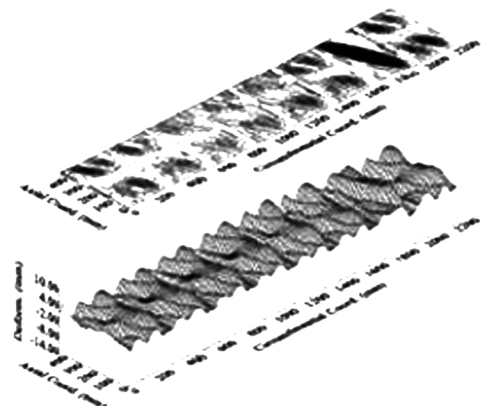
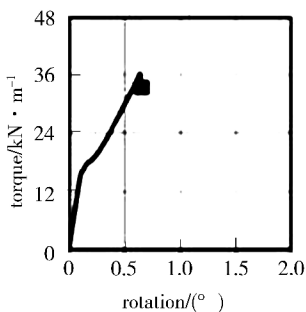


图 12 扭转载荷作用时格栅圆筒的屈曲模式

Fig. 12 Cylindrical lattice buckling mode on load of torque

3 结语

本文介绍了工程简化的“拟膜分析模型”在分析格栅结构稳定性和优化分析中的基本原理与应用,一般在格栅结构初级设计阶段,对等效后的“光”的板、圆筒、锥筒进行相关力学分析即可;随着计算机和有限元法的发展,格栅结构的有限元法充分考虑了格栅/蒙皮的不对称性及拉-压-扭耦合效应,其分析范围广及计算精度相对较高,因此得到广泛应用;但是由于实际作用载荷的偏心,制造工艺形成的缺陷、对破坏机理的不确定性、边界条件的简化等因素影响了数值分析结果的可靠性,因此需开展等尺寸的试验验证以便修正模型。

参考文献

[1] 燕瑛,刘玉佳,等.先进复合材料格栅结构与大型飞机[J].航空制造技术,2009(2):4

[2] 中国航空研究院编著.复合材料结构设计手册[M].北京:航空工业出版社,2011:356

[3] Vasiliev V V, Barynin V A, Rain A F. Anisogrid lattice structures-survey of development and application[J]. Composite Structures, 2001, 54:361-370

[4] Vasiliev V V, Razin A F. Anisogrid composite lattice structures for spacecraft and aircraft applications[J]. Composite Structures, 2006, 76:182-189

[5] Totaro G, Gurdal Z. Optimal design of composite lattice shell structures for aerospace applications[J]. Aerospace Science and Technology, 2009, 13:127-164

[6] Slinchenko D, Verijenko V E. Structural analysis of composite lattice shells of revolution on the basis of smearing stiffness[J]. Composite Structures, 2001, 54:341-348

[7] Ambur D R, Jaunky N. Optimal design of grid-stiffened panels and shells with variable curvature[J]. Composite Structures, 2001, 52:173-180

[8] Kidane Samuel, Li Guoqiang, et al. Buckling load analysis of grid stiffened composite cylinders[J]. Composites: Part B, 2003, 34:1-9

[9] 吴德财,徐元铭,贺天鹏.新的复合材料格栅加筋板的平铺等效刚度法[J].力学学报,2007,39(4):495

[10] 李晶晶.复合材料点阵结构承力筒设计与成型工艺研究[D].国防科学技术大学,2010

[11] Wodesenbet Eyassu, Kidane Samuel, Pang Suseng. Optimization for buckling loads of grid stiffened composite panels

[J]. Composite Structures, 2003, 60:159-169

[12] Morozov E V, Lopatin A V, Nesterov V A. Buckling analysis and design of anisogrid composite lattice conical shells[J]. Composite Structures, 2011:19

[13] Buragohain M, Velmurugan R. Study of filament wound grid-stiffened composite cylindrical structures[J]. Composite Structures, 2011, 93:1031-1038

[14] Frulloni E, Kenny J M, Conti P, et al. Experimental study and finite element analysis of the elastic instability of composite lattice structures for aeronautic applications[J]. Composites Structures, 2007, 78:519-528

[15] Prakash Jadhav, P. Raju Mantena. Parametric optimization of grid-stiffened composite panels for maximizing their performance under transverse loading[J]. Composite Structures, 2007, 77:353-363

[16] Morozov E V, Lopatin A. V. Design and analysis of the composite lattice frame of a spacecraft solar array[J]. Composite Structures, 2011, 93:1640-1648

[17] 白瑞祥,王蔓,陈浩然.含损伤复合材料 AGS 板的屈曲特性[J].复合材料学报,2005,22(4):136

[18] 何景轩,何国强,等.复合材料格栅结构屈曲特性分析[J].固体火箭技术,2008,31(4):389

[19] 张志峰,陈浩然,李焯.先进复合材料格栅圆柱壳优化设计的混合遗传算法[J].复合材料学报,2005,22(2):166

[20] 提亚峰,董波,等.C/E 复合材料网格缠绕结构三维建模与模具设计[J].宇航材料工艺,2010,40(4):35

[21] 荣晓敏,徐元铭,等.进化神经网络在复合材料格栅结构设计中的应用[J].固体火箭技术,2006,29(4):305

[22] Nikolaev V P, Pichugin V S, Korobeinikov A G. Effect of molding conditions on fracture mechanisms and stiffness of a composite of grid structure[J]. Mechanics of Composite Materials, 1999, 35(1):49-53

[23] Luca Lanzi. A numerical and experimental investigation on composite stiffened panels into post-buckling[J]. Thin-Walled Structures, 2004, 42:1645-1664

[24] Chiara Bisagni, Potito Cordisco. Post-buckling and collapse experiments of stiffened composite cylindrical shells subjected to axial loading and torque[J]. Composite Structures, 2006, 73:138-149

(编辑 吴坚)