

一种空间可展开的伸缩机构研究

关奉伟^{1,2}, 曹乃亮^{1,2}

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033; 2. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要: 提出了一种基于薄壁开口管的一维空间伸缩机构。介绍了薄壁开口管收拢展开原理, 分析了薄壁开口管的截面特性, 基于经典层合板理论, 推导其双稳态特性的稳定条件, 给出了稳态构型点。通过有限元分析, 求解出不同直径、张角的开口管的屈曲刚度。提出了摩擦驱动的薄壁开口管展开形式, 采用弧面驱动辊子实现与薄壁开口管过渡段的壁面紧密贴合。设计制造了薄壁开口管伸缩机构样机, 并开展了试验验证。试验结果表明, 该伸展臂可以实现轴向 50 N 负载下的稳定运动, 采用三套伸展臂组件周向均匀布置, 同步驱动, 实现了可展开遮光罩重力卸载下的展开试验。

关键词: 可展开机构; 开口管; 航天器; 复合材料

中图分类号: TH122; V1

文献标志码: A

DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2019.04.017

A study on a space deployable telescopic mechanism

GUAN Fengwei^{1,2}, CAO Nailiang^{1,2}

(1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: A one-dimensional deployable mechanism based on thin-walled open tube was proposed. First, the deployable principle of the thin-walled open tube was introduced, the section characteristics of the thin-walled open tube was analyzed, the stability condition of bistable characteristic based on the classical laminated plate theory was derived, and a steady configuration point was gave. Secondly, different diameters and angles open tube buckling stiffness was derived through the finite element analysis. Thirdly, the deployable mechanism of thin wall open tube driven by friction was proposed, which was closely fitted to the transition section wall of the thin-walled open tube by using roller driven. Finally, the prototype of thin-walled open tube deployable mechanism was manufactured, and the test verification was carried out. Test results show that the deployable mechanism can achieve stable motion under axial 50N load, and three deployable mechanisms were arranged uniformly and driven synchronously, a deployable test of the prototype under gravity unloading was realized.

Key words: deployable mechanism; open tube; spacecraft; composite materials

静止轨道高分辨率相机具有长期驻留固定区域上空和大范围快速指向调整的优势, 可对目标区域进行高频重复凝视观测和对各类紧急观测任务进行快速响应。因此, 静止轨道高分辨率遥感图像已经成为国家基础性、战略性资源, 各国都投入了巨大精力开展了地球静止轨道光学系统技术的研究。折叠可展开光学系统是目前国际大口径可见光对地观测的主要发展方向, 是实现口径大于 4 m 遥感器的有效途径, 代表了未来技术发展的方向, 应用前景广泛, 可实现我国对地观测技术的跨越式发展。

空间可展开遮光罩是空间可展机构的一个新的、重要的分支。由于火箭整流罩尺寸限制, 其在未来空间光学领域必将得到越来越广泛的应用。美国国家侦察局于 2004 年邀请有关厂家开会, 共同探讨可展开式望远镜概念, 并计划在今后 20 年内造出这样的侦察卫星: 它在发射时可容身于直径 5 m 的整流罩内, 进入太空后可展开成口径直径约 30 m 的望远镜^[1]。欧空局在 2005 年的防务会议上明确提出要研发可展开光学系统应用于对地观测^[2]。其中空间伸缩机构是可展开遮光罩的核心组件, 由于其资金投入巨大, 技术难度高, 国内在这一专项领域还没有开展实质性的研究。

遮光罩在对地遥感观测、空间望远镜上的使用日益广泛, 它是实现空间光学传感器杂散光抑制的有效措施, 所有的空间光学系统都有应用, 如法国的 SPOT

基金项目: 国家自然科学基金(60506014)

收稿日期: 2018-03-21 修改稿收到日期: 2018-05-30

第一作者 关奉伟 男, 博士, 助理研究员, 1984 年生

系列卫星^[3]、美国的哈勃望远镜^[4]、中国的“高分四号”卫星^[5]等,都有一个镜筒型的遮光罩,但这些遮光罩大都是不可展开的,随着光学口径的不断增大,该种形式的遮光罩已不能满足使用要求,阻碍了空间光学领域的进一步发展,空间可展开遮光罩越来越得到重视。

国外的可展开遮光罩研究主要有:国外俄罗斯“预报”(Prognoz)系列预警卫星^[6]、美国的詹姆斯·韦伯太空望远镜(JWST)^[7]、美国 SBIRS GEO 卫星^[8]、欧空局的 GAIA 卫星^[9-10]、意大利的 MITAR^[11-12]、国际 X 射线观测站 IXO^[13]、欧洲 Astrium 公司的 GO-3S 卫星^[14]等。国内上海技术物理研究所蒋范明研究了随动可展开异形遮光罩^[15]。

对于以可展开式遮光罩为代表的空间可展开结构,其驱动机构为核心关键技术之一^[16-17],下文将对一种基于薄壁开口管的一维空间伸缩机构进行研究。

1 薄壁开口管收拢展开原理

薄壁管是一种薄壁管状结构,近似于圆管,但是在其母线上有一个间隙。薄壁管式展开机构典型应用材料有铍铜合金、碳纤维复合材料、钨、钼等,具有高韧性、高导热系数等特点。薄壁管的具体构造多种多样,但是基本大同小异,根据其元件数量分为一元、两元、三元薄壁管,每种类型又有不同的截面形式。单层薄壁管式展开机构具有良好的轴向和抗弯刚度,但由于其截面为开口截面,抗扭刚度较低,可通过增加搭接位置摩擦来提高抗扭刚度,也可以通过二元薄壁管的搭接提高抗弯和抗扭刚度,同时采用锁扣和锁槽式的二元开口管可以进一步提高展开机构的抗弯和抗扭刚度。薄壁开口管的收拢展开状态示意图,如图 1 所示。

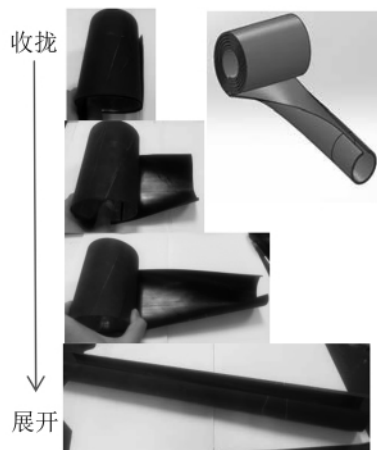


图 1 薄壁开口管的收拢展开状态示意图
Fig. 1 Thin-walled open tube compression and expansion state diagram

2 薄壁开口管的特性分析

针对薄壁开口管的材料选择,选择的依据主要考虑材料的强度和热特性,下面给出一个薄壁开口管所

选材料的适应性指数

$$\varepsilon = \frac{k\sigma_F}{CET \cdot \alpha \cdot E} \quad (1)$$

式中: ε 为材料适应性指标; k 为热传导系数; σ_F 为需用压平应力; CET 为材料的热膨胀系数; α 为表面吸收率; E 为材料的弹性模量。通常材料的适应性指标越高,则材料越优,薄壁开口管常用的材料有铍青铜,碳纤维复合材料等。

根据需求分析,最终采用碳纤材料制备该薄壁开口管,并基于此分析其弯曲刚度、扭转刚度特性。不特别说明,下述分析都是针对碳纤维复合材料薄壁开口管进行。

薄壁开口管一个很重要的特点是其质心位置、剪切中心位置与几何中心有偏离,如图 2 所示, Z_c , Z_s 分别为质心、剪切中心与几何中心的偏心量。

对于承受沿轴向 X 的轴向力的薄壁开口管,沿轴向的拉压力应过其质心位置,而不是几何中心位置,否则就会引起附加的弯矩或者扭矩,导致其沿轴向的承载力大大降低。

另外,如果施加沿 Y 向的弯曲力,则希望该力通过其剪切中心位置,否则就会产生弯扭耦合现象,即若 Y 向的力施加在几何中心,则会产生附加的扭矩,由于薄壁开口管的扭转刚度通常较低,因此沿 Y 向的不同的施加位置会导致其承载力有较大的差异。

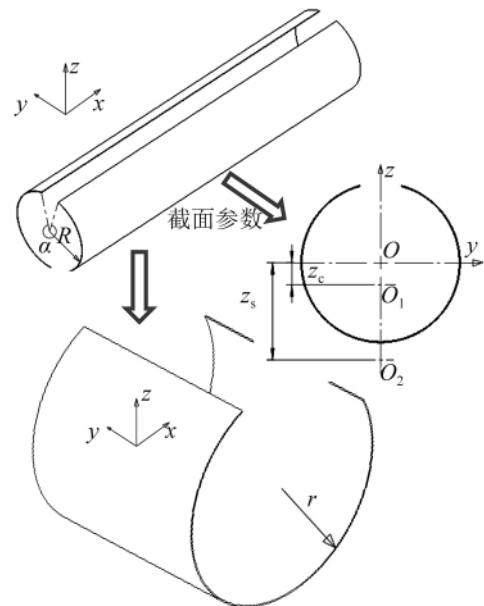


图 2 质心、剪切中心与几何中心位置
Fig. 2 Position of mass center, shear center and geometry center

Z_c, Z_s 的表达式为

$$\begin{cases} Z_c = \frac{R \sin \alpha}{\alpha} \\ Z_s = \frac{2R(\sin \alpha - \alpha \cos \alpha)}{\alpha - \sin \alpha \cos \alpha} \end{cases} \quad (2)$$

2.1 薄壁开口管的经典层合板理论

卷曲弹簧片的横截面是一种层合板结构,为简化问题,对所研究的层合板做如下假设:

(1) 层合板之间黏结良好,可作为一个整体结构,各层板之间的变形连续;

(2) 虽是多层板黏结而成,但整体上仍符合薄板理论,即厚度 t 与长度 L 的比值 $\frac{t}{L} < 1/8 \sim 1/10$;

(3) 一般假设平分板厚的面作为中面,层合板中变形前垂直于中面的直线段,变形后仍保持直线,且垂直于中面;

(4) 该线段长度不变,即沿板厚方向的应变量为0。

假设 M_x, M_y, M_{xy} 分别为层合板截面上的内力矩(弯矩、扭矩),示意图如图3所示。

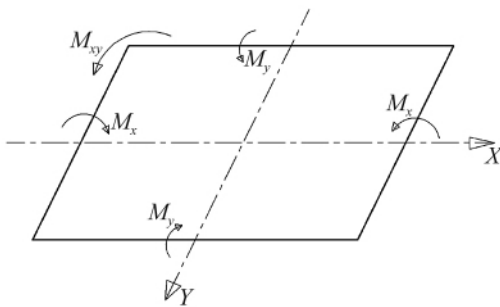


图3 层合板截面上的内力矩

Fig.3 Internal torque on the cross section of laminate

假设层合板厚度为 t , 共有 n 层, 由于层合板的应力不连续, 因此需要分层积分, 为层合板的分层示意

$$\begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} \\ \bar{Q}_{22} \\ \bar{Q}_{12} \\ \bar{Q}_{66} \\ \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{26} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos^4 \theta & \sin^4 \theta & 2\cos^2 \theta \sin^2 \theta & 4\cos^2 \theta \sin^2 \theta \\ \sin^4 \theta & \cos^4 \theta & 2\cos^2 \theta \sin^2 \theta & 4\cos^2 \theta \sin^2 \theta \\ \cos^2 \theta \sin^2 \theta & \cos^2 \theta \sin^2 \theta & \cos^4 \theta + \sin^4 \theta & -4\cos^2 \theta \sin^2 \theta \\ \cos^2 \theta \sin^2 \theta & \cos^2 \theta \sin^2 \theta & -2\cos^2 \theta \sin^2 \theta & (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta)^2 \\ \cos^3 \theta \sin \theta & -\cos \theta \sin^3 \theta & \cos \theta \sin^3 \theta - \cos^3 \theta \sin \theta & 2(\cos \theta \sin^3 \theta - \cos^3 \theta \sin \theta) \\ \cos \theta \sin^3 \theta & -\cos^3 \theta \sin \theta & \cos^3 \theta \sin \theta - \cos \theta \sin^3 \theta & 2(\cos^3 \theta \sin \theta - \cos \theta \sin^3 \theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_{11} \\ Q_{22} \\ Q_{12} \\ Q_{66} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中: $Q_{11} = \frac{E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$; $Q_{22} = \frac{E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$; $Q_{12} = \frac{\nu_{12}E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}}$; $Q_{66} = G_{12}$; E_1, E_2 为材料主方向的弹性模量; ν_{12} 为纵向泊松比; ν_{21} 为横向泊松比; G_{12} 为剪切弹性模量。

因此,层合板的内力、内力矩公式可以表示为

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} = \sum_{k=1}^n \int_{z_{k-1}}^{z_k} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix}_k dz$$

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \sum_{k=1}^n \int_{z_{k-1}}^{z_k} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix}_k z dz \quad (5)$$

将式(3)代入式(5)可得

图,如图4所示。

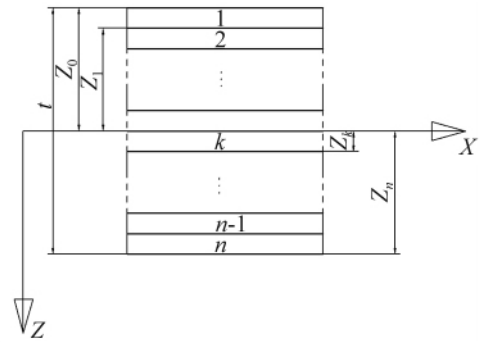


图4 层合板分层示意图

Fig.4 Laminate diagram

第 k 层的应力-应变关系为

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix}_k \left\{ \begin{bmatrix} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + z \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix} \right\} \quad (3)$$

式中: $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$ 分别为 x 向应力、 y 向应力和切应力; \bar{Q} 为与材料主方向成 θ 角度时,材料的刚度矩阵; $\epsilon_x^0, \epsilon_y^0, \gamma_{xy}^0$ 为中面应变; z 为距离中面的 z 向距离; κ_x, κ_y 为板中面的弯曲曲率; κ_{xy} 为中面的扭曲率; $Q =$

$$\begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix}$$

为平面应力状态下,材料主方向上应力应变的刚度矩阵; \bar{Q} 为与材料主方向成 θ 角度的应力应变的刚度矩阵,两者的关系为

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} = \sum_{k=1}^n \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix}_k \times$$

$$\int_{z_{k-1}}^{z_k} \left\{ \begin{bmatrix} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + z \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix} \right\} dz \Rightarrow \begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} = \sum_{k=1}^n [\bar{Q}]_k \times$$

$$\left\{ (z_k - z_{k-1}) \begin{bmatrix} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + \frac{1}{2}(z_k^2 - z_{k-1}^2) \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix} \right\} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} &= \sum_{k=1}^n \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix}_k \times \\ &\int_{z_{k-1}}^z \left\{ \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + z \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix} \right\} dz \Rightarrow \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \sum_{k=1}^n [\bar{Q}]_k \times \\ &\left\{ \frac{1}{2}(z_k^2 - z_{k-1}^2) \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + \frac{1}{3}(z_k^3 - z_{k-1}^3) \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix} \right\} \quad (7) \end{aligned}$$

即

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{bmatrix} \quad (8) \end{aligned}$$

其中,

$$\begin{aligned} A_{ij} &= \sum_{k=1}^n (\bar{Q}_{ij})_k (z_k - z_{k-1}) \\ B_{ij} &= \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (\bar{Q}_{ij})_k (z_k^2 - z_{k-1}^2) \\ D_{ij} &= \frac{1}{3} \sum_{k=1}^n (\bar{Q}_{ij})_k (z_k^3 - z_{k-1}^3) \quad (9) \end{aligned}$$

2.2 薄壁开口管的双稳态特性分析

双稳态特性是指结构存在两个稳定状态: ①未产生应变时的初始状态; ②变形之后内部存储应变能, 并保持其卷绕状态。薄壁开口管在一定的铺层结构形式下具有双稳态(伸展态、卷曲态)的结构, 在外界载荷的作用下可以实现两种状态的转化, 并在无外力维持的条件下保持一种状态的稳定。基于经典层合板理论, 推导其双稳态特性的稳定条件。

假设薄壁开口管具有 x 向的曲率 κ_x 和 y 向的曲率 κ_y , 以及扭曲率 κ_{xy} 。其初始状态时, 主方向的初始曲率为 $\kappa_x^0 = 0$, $\kappa_y^0 = 1/R$, 由于材料的不可伸展性, 薄壁开口管变形过程中, 任一状态的高斯曲率为 0 (即 $\kappa_x \times \kappa_y = 0$)。因此我们假设该模型在任意一种变形构型的形状都是一致的, 即存在这样一个半径为 r 的圆筒, 在薄壁开口管任一变形构型的形状都能够与该圆筒贴合, 并与圆筒轴线的角度为 θ 。

因此任意一种变形构型都可以用两个参数 θ, r 表示, 在初始状态下, 薄壁开口管的曲率表示为

$$\kappa^0 = \begin{bmatrix} \kappa_x^0 \\ \kappa_y^0 \\ \kappa_{xy}^0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{R} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

对于任一变形构型(θ, r), 薄壁开口管的曲率表示为

$$\kappa^\theta = \begin{bmatrix} \kappa_x^\theta \\ \kappa_y^\theta \\ \kappa_{xy}^\theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{r}{2}(1 - \cos 2\theta) \\ \frac{r}{2}(1 + \cos 2\theta) \\ r \sin 2\theta \end{bmatrix} \quad (11)$$

因此, 对于任一变形构型, 其曲率的变化为

$$\kappa = \kappa^\theta - \kappa^0 = \begin{bmatrix} \frac{r}{2}(1 - \cos 2\theta) \\ \frac{r}{2}(1 + \cos 2\theta) \\ r \sin 2\theta \end{bmatrix} - \frac{1}{R} \times \quad (12)$$

由于不考虑拉伸应变能, 只需要考虑单位面积的弯曲应变能密度, 因此其应变能密度可以表示为

$$u_1 = \frac{1}{2} \kappa^T D \kappa \quad (13)$$

设 $\vec{u}_1 = \frac{u_1 R^2}{D_{11}}$, $\vec{D} = \frac{D}{D_{11}}$, $\vec{\kappa} = R \kappa$, $\vec{r} = R r$, 对式(13)进行归一化处理得

$$\vec{u}_1 = \frac{1}{2} \vec{\kappa}^T \vec{D} \vec{\kappa} \quad (14)$$

根据泰勒多项式展开可得

$$\begin{aligned} d\vec{u}_1 &= \frac{\partial \vec{u}_1}{\partial \theta} d\theta + \frac{\partial \vec{u}_1}{\partial \vec{r}} d\vec{r} + \frac{1}{2} [d\theta \quad d\vec{r}] \times \\ &\begin{bmatrix} \frac{\partial^2 \vec{u}_1}{\partial \theta^2} & \frac{\partial^2 \vec{u}_1}{\partial \theta \partial \vec{r}} \\ \frac{\partial^2 \vec{u}_1}{\partial \theta \partial \vec{r}} & \frac{\partial^2 \vec{u}_1}{\partial \vec{r}^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d\theta \\ d\vec{r} \end{bmatrix} + \dots \quad (15) \end{aligned}$$

我们要寻找的是应变能密度的两个极小值, 因此

$$\begin{aligned} \frac{\partial \vec{u}_1}{\partial \theta} &= \vec{\kappa}^T \vec{D} \frac{\partial \vec{\kappa}}{\partial \theta} = 0 \\ \frac{\partial \vec{u}_1}{\partial \vec{r}} &= \vec{\kappa}^T \vec{D} \frac{\partial \vec{\kappa}}{\partial \vec{r}} = 0 \quad (16) \end{aligned}$$

其中, 由式(12)可知

$$\frac{\partial \vec{\kappa}}{\partial \theta} = \frac{\vec{r}}{2} \begin{bmatrix} 2 \sin 2\theta \\ -2 \sin 2\theta \\ 4 \cos 2\theta \end{bmatrix}, \quad \frac{\partial \vec{\kappa}}{\partial \vec{r}} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 - \cos 2\theta \\ 1 + \cos 2\theta \\ 2 \sin 2\theta \end{bmatrix} \quad (17)$$

联立求解式(16), 可以得到两个变量参数 θ, r 的对应关系, 将其代入式(14), 即可得其极小值点。

求解的两个变量参数 θ, r 虽然是通过一阶求导数得到, 但是并不一定是极小值点, 还需要代入上述的泰勒展开式的第三项, 使其特征值小于 0, 因此

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial^2 \vec{u}_1}{\partial \theta^2} & \frac{\partial^2 \vec{u}_1}{\partial \theta \partial \vec{r}} \\ \frac{\partial^2 \vec{u}_1}{\partial \theta \partial \vec{r}} & \frac{\partial^2 \vec{u}_1}{\partial \vec{r}^2} \end{bmatrix} > 0 \quad (18)$$

即需要满足

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \vec{u}_1}{\partial \theta^2} > 0 \\ \frac{\partial^2 \vec{u}_1}{\partial \bar{r}^2} > 0 \\ \frac{\partial^2 \vec{u}_1}{\partial \theta^2} \frac{\partial^2 \vec{u}_1}{\partial \bar{r}^2} > \left(\frac{\partial^2 \vec{u}_1}{\partial \theta \partial \bar{r}} \right)^2 \end{cases} \quad (19)$$

因此,满足上式的变量参数 θ, r ,即为稳态构型点。

2.3 薄壁开口管的屈曲分析

一般来讲,薄壁开口管的屈曲刚度是工程应用的主要关注点。相比于闭合管,开口管在相对更小的轴向力下就会产生屈曲失效。由于线性屈曲分析没有考虑结构的非弹性效应、几何非线性问题,因此对于后屈曲状态不能给出一个可靠的解,此时就需要采用非线性屈曲理论求解。

非线性屈曲将施加的轴向载荷也作为附加的未知量,同步求解载荷和位移两个未知量。因此需要引入一个弧长参量 l 跟踪求解过程,也被称为 Riks 方法。

Riks 方法假设载荷是成比例的。在 Riks 方法中定义的载荷大小被作为参考载荷,所有定义的载荷都是从初始值向设定的参考值增加。因此当前载荷可表示为

$$P = P_0 + \lambda(P_{ref} - P_0) \quad (20)$$

式中: P 为当前的载荷大小; P_0 为载荷的初始值; P_{ref} 为定义的参考载荷; λ 为载荷比例因子。

在每个求解步中,都会求出一个载荷比例因子 λ ,则下一个求解步的载荷增量因子为当前载荷比例因子的基础上累加一个增量 $\Delta\lambda$,即 $\lambda + \Delta\lambda$ 。

薄壁开口管材料为碳纤维复合材料,纤维增强材料选择高模量的 M55J 碳纤维丝,基体材料选择氰酸脂材料,采用 J-133 的胶黏剂,其铺层形式为 $(-45^\circ, 45^\circ, 0^\circ, -45^\circ, 45^\circ)$,总厚度为 0.45 mm,有效弹性模量 60 GPa,通过有限元分析,求解出不同直径、张角的开口管的屈曲刚度,并且与试验值进行对比,试验数据与分析数据吻合性较好,具体数值见表 1。

表 1 试验数据与分析数据
Tab.1 Test and analysis data

直径/mm	张角/(°)	壁厚/mm	测试数据/MPa	分析数据/MPa
25	330	0.3	15.4	16.2
50	330	0.3	60.4	65.2
75	330	0.3	135.2	141.7
100	330	0.3	210.7	220.4
25	300	0.3	12.1	10.9
50	300	0.3	48.8	52.7
75	300	0.3	120.6	130.8
100	300	0.3	190.5	198.4
25	270	0.3	9.4	7.9
50	270	0.3	40.2	45.7
75	270	0.3	108.1	102.0
100	270	0.3	160.0	175.9

3 薄壁开口管驱动机构设计

薄壁开口管驱动机构按照驱动形式区分,主要包括:摩擦驱动、卷绕带驱动、齿啮合驱动。摩擦驱动通过棍子与薄壁开口管壁面的摩擦实现展开,其展开轴向驱动力可以通过接触面的正压力调整,因此适应性强,并且能够起到很好的过载保护作用。卷绕带驱动通过薄壁开口管表面贴合同样长度的薄钢带,通过电机卷绕收拢薄钢带,同时将薄壁开口管展开,该机构的同步性好,驱动力取决于电机的扭转力矩大小。齿啮合传动通过带齿的链轮与薄壁开口管上的等间隔的孔啮合实现展开,其运动平稳,缺点是在薄壁开口管上打孔之后降低了其弯曲刚度。因此综合上述分析,本文采用摩擦驱动形式,具体结构如图 5 所示。

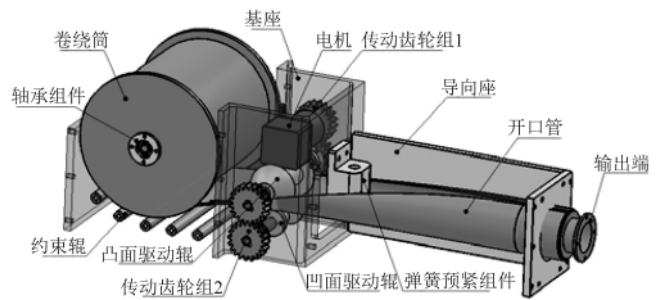


图 5 摩擦驱动机构

Fig.5 Friction driven mechanism

薄壁开口管分为三段:展开段、过渡段、收拢段,展开段为开口管状态,轴向承载力最大,过渡段为从展开状态到卷绕状态的过渡阶段,弧面曲率较大,驱动机构的位置通常施加于该段,收拢段是展开之后的收拢状态,其内部储存较大的应变能。由于展开驱动需要布置于过渡段,分析了过渡段不同截面形状变化趋势,如图 6 所示,根据驱动棍子放置位置的截面形状设计曲率一致的驱动棍子,从而保证驱动棍子与开口管壁面的紧密贴合,提高传动效率。

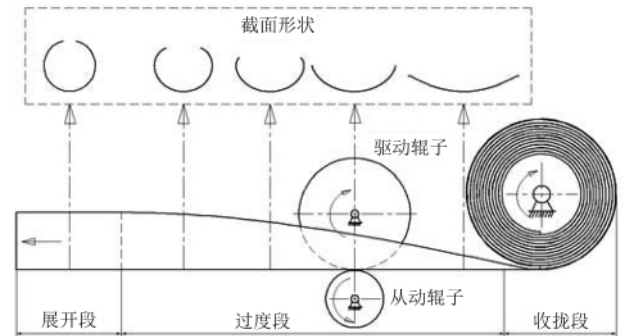


图 6 过渡段不同截面形状变化趋势

Fig.6 Change trend of different section shape in transition section

4 性能试验

基于上述驱动机构的分析,设计制造了薄壁开口

管试验件,并开展了驱动力测试,恒负载下的轴向展开速度测试,以及系统级的展开试验等,各项性能满足要求。

4.1 轴向展开驱动力测试

试验发现,负载达到一定区间后,由于动静摩擦因数的不同,因此会产生交替的速度波动,我们假设展开速度的波动大于10%即认为已达其最大承载力而失效。

如图7所示,为机构的预紧力与承载力之间的关系,其中系列1为机构的预紧力与外部承载力的关系曲线,系列2为由于外部承载力在机构内部的损耗随预紧力的变化趋势。由图中可知,结构的承载力随预紧力成正比关系,但是超过一定的预紧力后,由于薄壁开口管的屈曲失效,而丧失承载力。

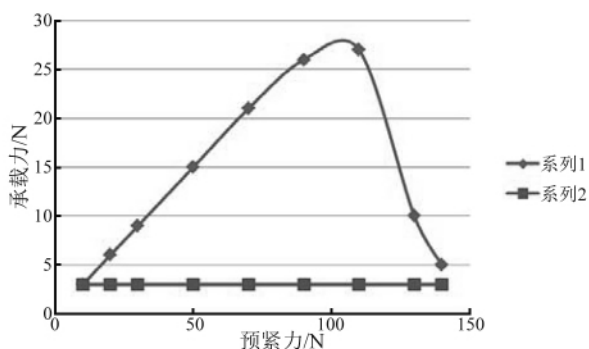


图7 机构的预紧力与承载力之间的关系

Fig. 7 The relationship between the pre tightening force and the bearing force

4.2 恒负载下的轴向展开速度测试

同时分析了50 N预紧力下,20 N负载力下的展开速度波动情况,如图8所示。由于预紧力的合适,展开速度与电机的输入能实现良好的匹配,在20 N负载力下,展开速度也能保持较小的波动性。同时,摩擦驱动时的过载打滑能够起到很好的保护作用,特别是对于多机构同步展开时,能够协调不同机构展开的一致性。

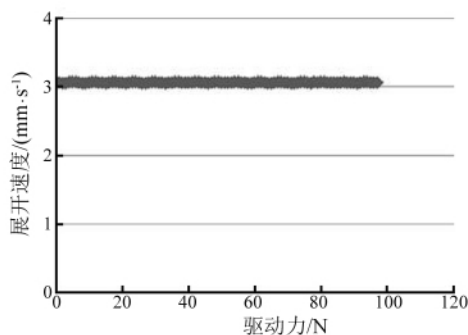


图8 展开速度波动

Fig. 8 Fluctuation of moving speed

4.3 与某卫星载荷的集成试验

系统级展开试验采用了氦气球作为重力卸载方式,如图9所示,采用的是竖直展开形式,采用三套该驱动机构同步实现柔性遮光布的展开。

试验取得满意的效果,展开过程平稳,速度一致性良好。由于空间展开机构对可靠性的极高要求,针对非正常展开过程也作了验证,三套驱动机构,其中一套失效的情况下,另外两套机构的驱动力裕度仍能实现将遮光罩可靠展开。

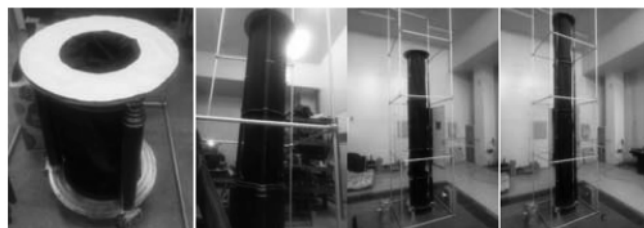


图9 系统级展开试验

Fig. 9 System deployable test

5 结论

本文研究了基于薄壁开口管的一维空间伸缩机构,介绍了薄壁开口管的伸展原理,进行了针对性的双稳态、屈曲等特性分析,进行了摩擦驱动式薄壁开口管驱动机构设计,制造了薄壁开口管试验件,并开展了驱动力测试,恒负载下的轴向展开速度测试,以及系统级的展开试验等,试验结果表明各项性能均满足要求,后续将继续完成振动试验、展开可靠性试验等,从而对机构性能进行更充分的考核。

参考文献

- [1] CONKLING J A, MOCELLA C. Chemistry of pyrotechnics: basic principles and theory [M]. Boca Raton: CRC Press, 2012.
- [2] ALONSO F D, FERRADÁS E G, PEREZ J F S, et al. Characteristic overpressure impulse distance curves for the detonation of explosives, pyrotechnics or unstable substances [J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 2006, 19(6): 724-728.
- [3] MULVILLE D R. Pyroshock test criteria [R]. Washington: National Aeronautics and Space Administration, 1999.
- [4] LEE D O, HAN J H, JANG H W, et al. Shock response prediction of a low altitude earth observation satellite during launch vehicle separation [J]. Journal of Aeronautical & Space Sciences, 2010, 11(1): 49-57.
- [5] IADEVAIA M, HAL B V, RIOBBO J L, et al. Using statistical energy analysis for shock pulse predictions [C]// Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering. Leuven: International Conference on Noise and Vibration Engineering, 2002.
- [6] HUMPHRY L H, LANGLEY R S. Predicting shock response in uncertain structures using the Hybrid method [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2009, 181(1): 1-8.
- [7] 谭雪峰, 阎绍泽. 火箭分离面径向冲击预示的简化圆环分析方法 [J]. 机械工程学报, 2010, 46(16): 95-100. TAN Xuefeng, YAN Shaoze. Simplified analytical method of radial shock response of satellite-rocket separation interface

- [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(16): 95-100.
- [8] 王军评,毛勇建,黄含军. 点式火工分离装置冲击载荷作用机制的数值模拟研究[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(2): 9-13.
WANG Junping, MAO Yongjian, HUANG Hanjun. Numerical simulation for impulsively loading mechanism of a point pyrotechnics separation device [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2013, 32(2): 9-13.
- [9] 初文华,张阿漫,明付仁,等. SPH-FEM 耦合算法在爆炸螺栓解锁分离过程中的应用[J]. *振动与冲击*, 2012, 31(23): 197-202.
CHU Wenhua, ZHANG Aman, MING Furen, et al. Application of three-dimensional SPH-FEM coupling method in unlocking process of an explosive bolt [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2012, 31(23): 197-202.
- [10] 宋保永,卢红立,阳志光. 分离结构在冲击载荷作用下的破坏机理研究[J]. *兵工学报*, 2009, 30(增刊2): 102-106.
SONG Baoyong, LU Hongli, YANG Zhiguang. Studies of fracture mechanism of explosive separation device subjected to impact loads [J]. *Acta Armamentarii*, 2009, 30(Sup 2): 102-106.
- [11] 王瑞峰,卢芳云,吕钢. 两种不同结构的保护罩破坏机理的比较[J]. *弹箭与制导学报*, 2008, 28(2): 107-110.
WANG Ruifeng, LU Fangyun, LÜ Gang. Comparison of destruction mechanism between two retainers [J]. *Journal of Projectiles, Rockets Missiles and Guidance*, 2008, 28(2): 107-110.
- [12] 牟金磊,朱锡,张振华,等. 爆炸冲击作用下加筋板结构变形研究[J]. *海军工程大学学报*, 2007, 19(6): 12-16.
MU Jinlei, ZHU Xi, ZHANG Zhenhua, et al. A study on deformation of blast loaded stiffened plates [J]. *Journal of Naval University of Engineering*, 2007, 19(6): 12-16.
- [13] 王熙,卢国兴,余同希. 复合材料管状结构的能量吸收性能[J]. *工程力学*, 2003, 20(3): 155-160.
WANG Xi, LU Guoxing, YU Tongxi. Energy absorption behavior of composite tube structures [J]. *Engineering Mechanics*, 2003, 20(3): 155-160.
- [14] 王志伟,姚著. 蜂窝纸板冲击压缩的试验研究和有限元分析[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(12): 49-55.
WANG Zhiwei, YAO Zhu. Experimental investigation and finite element analysis for impact compression of honeycomb paperboards [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(12): 49-55.
- [15] 赵桂平,卢天健. 多孔金属夹层板在冲击载荷作用下的动态响应[J]. *力学学报*, 2008, 40(2): 194-206.
ZHAO Guiping, LU Tianjian. Dynamic response of cellular metallic sandwich plates under impact loading [J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2008, 40(2): 194-206.
- [16] 周李真辉,曹芝腑,姜东,等. 锁定状态下一维可展桁架球铰连接刚度识别[J]. *振动与冲击*, 2018, 37(16): 219-226.
ZHOU Li Zhenhui, CAO Zhifu, JIANG Dong, et al. Stiffness identification of the spherical hinge of locked 1D deployable truss [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2018, 37(16): 219-226.
- [17] 张逸群,杨东武,李申. 空间可展开天线多态结构分析及优化设计[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(19): 162-167.
ZHANG Yiqun, YANG Dongwu, LI Shen. Multi-state structural analysis and design for space deployable antennas [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35(19): 162-167.