

# 半刚性自适应可展开伞状减速装置设计与分析

耿坤<sup>1,2,3</sup> 张静<sup>4,5\*</sup> 郭宏伟<sup>6</sup> 刘荣强<sup>6</sup> 寇子明<sup>1,2,3</sup>

(1. 太原理工大学 机械与运载工程学院 太原 030024; 2. 山西省矿山流体控制工程技术研究中心 太原 030024; 3. 矿山流体控制国家地方联合工程实验室 太原 030024; 4. 燕山大学 机械工程学院 秦皇岛 066004; 5. 河北省轻质结构装备设计与制备工艺技术创新中心 秦皇岛 066004; 6. 哈尔滨工业大学 机电工程学院 哈尔滨 150001)

## Design and Analysis of Semi-Rigid Adaptive Deployable Umbrella-Shaped Decelerator

GENG Kun<sup>1,2,3</sup>, ZHANG Jing<sup>4,5\*</sup>, GUO Hongwei<sup>6</sup>, LIU Rongqiang<sup>6</sup>, KOU Ziming<sup>1,2,3</sup>

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China; 2. Shanxi Province Engineering Technology Research Center for Mine Fluid Control, Taiyuan 030024, China; 3. National-local Joint Engineering Laboratory of Mining Fluid Control, Taiyuan 030024, China; 4. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China; 5. Hebei Innovation Center for Equipment Light weight Design and Manufacturing, Qinhuangdao 066004, China; 6. School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

**Abstract** Aiming at the problem that the ribs of the expandable decelerator are prone to bending and deformation under complex aerodynamic load, a deployable umbrella-shaped decelerator with stiffness adaptability is proposed, and the bending stiffness of the ribs is enhanced with the increase of external aerodynamic load by reasonably arranging the pretensioned flexible cable. Firstly, based on the load equation, the theoretical model of the support structure of the decelerator is established, and the principle of stiffness adaptability is analyzed. Secondly, the finite element analysis software is used to create a control model of cable-free and cable-containing decelerators to verify the stiffness adaptability of the cable-containing decelerator. Finally, the differential equation of motion and virtual prototype model is established to analyze the unfolding process of the decelerator. The analysis results show that under the action of the pretensioned flexible cable with a diameter of 10mm and an initial stress of 10MPa, the maximum deflection of the rib changes with the load curve into a monotonically increasing smooth concave curve, and the curvature gradually decreases with the increase of the initial stress of the pretensioned flexible cable. The maximum deformation of the whole cable-containing decelerator increases steadily at low speed in the 0~60% ultimate load range, and the maximum deflection decreases by more than 50%, showing relatively ideal stiffness adaptability.

**Keywords** Umbrella decelerator, Pre-tensioning cable, Stiffness self-adaptation, Static analysis, Dynamic analysis

**摘要** 针对可展开式减速器的辐条在复杂气动载荷下易发生弯曲变形的问题,提出一种具有刚度自适应性可展开伞状减速装置,通过合理布置预张紧柔索使辐条的抗弯刚度随外界气动载荷的增大而增强。首先,基于载荷方程建立减速装置支撑结构的理论模型,分析刚度自适应性的作用原理,其次,利用有限元分析软件创建无索与含索减速装置的对照模型,验证含索减速装置的刚度自适应性。最后,建立运动微分方程与虚拟样机模型,分析减速装置展开过程。分析结果表明,在直径10 mm,初始应力10 MPa的预张紧柔索作用下,辐条最大挠度随载荷的变化曲线变为单调递增的平滑凹曲线,曲率随预张紧柔索初始应力的增大逐渐减小;含索减速装置整体的最大变形在0~60%极限载荷区间低速稳定增长,最大挠度减小超过50%。

收稿日期: 2023-08-31

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(51835002); 山西省科技创新领军人才团队项目(202204051002003)

\* 联系人: E-mail: free1985216@163.com

展现出较理想的刚度自适应性。

**关键词** 伞状减速装置 预张紧柔索 刚度自适应 静力学分析 动力学分析

中图分类号: V423.6

文献标识码: A

doi: 10.13922/j.cnki.cjvst.202308026

进入、下降与着陆 (Entry, descent and landing, EDL) 是整个火星探测任务中最关键的一个阶段, 直接决定整个任务的成败<sup>[1-3]</sup>, 未来的大型火星探测器需要更大尺寸的气动面保证减速效果, 目前的减速器技术已接近性能极限<sup>[4-5]</sup>, 运载火箭对载荷体积的限制使得可折叠封装的新型减速器技术受到国内外机构和学者的高度关注<sup>[6-7]</sup>。

上世纪 60 年代, NASA 开始了可展开式减速器的研究, 提出自适应可展开进入及定位技术 (ADEPT)<sup>[8]</sup>, Cassell 等<sup>[9-10]</sup> 评估了 ADEPT 的可行性, 分析了 ADEPT 技术用于小型卫星任务的优势, Salotti<sup>[11]</sup> 对发射器尺寸展开研究, 以最大限度地降低成本, Peacocke 等<sup>[12]</sup> 使用进入轨迹模拟器分析了对可展开航空减速器的灵活性对轨迹和配置设计的影响, 侯向阳等<sup>[13]</sup> 研究了超大型可展开耐热结构的气动减速性能, 以实现空间站有效载荷的有效下降。Danielle 等<sup>[14]</sup> 对进入大气层的机械可展开减速器进行动力学分析, 提出减速器的迎风面至少需要八根辐条作为稳定支撑, 张鹏等<sup>[15]</sup> 设计了一种八棱台柔性外形的半刚性可展开式减速器, 陈子杰等<sup>[16]</sup> 提出一种基于 7R-6R 双回路单元的新型可展机构, Soutis 等<sup>[17]</sup> 研究利用减速器自转产生的离心力来展开和加固柔性隔热罩, 史明东等<sup>[18]</sup> 分析了可展开式超音速气动减速器的模态特性。

未来的半刚性可展开减速器往大型化、轻量化方向发展, 辐条的抗弯刚度随尺寸的增大而降低, 辐条的变形会降低柔性耐烧蚀蒙皮的平整度进而影响整体减速效果<sup>[19]</sup>, 且增大杆件截面会导致整体质量增加, 降低有效载荷比, 因此, 替换或加入预张紧柔性构件是一种可以在保证整体结构轻量化的同时提升大尺寸空间结构抗弯刚度的新方法。李丽芳等<sup>[20]</sup> 设计了一种空间超大型可展开柔性聚光器。Sudarshan 等<sup>[21]</sup> 提出了一种由预张紧柔索和支柱组成的预张紧整体结构。高明星等<sup>[22]</sup> 设计了一种带预张紧柔索的可展开三棱柱伸展臂。史创等<sup>[23]</sup> 提出一种新型索撑张紧天线机构, 并进行多目标优化。肖航等<sup>[24-25]</sup> 基于等效模型对柔性天线框架的刚度进行了分析, 提出了一种反应绳索真实张紧、松弛状态的结构受力变形计算方法。

本文设计出一种具有刚度自适应性的可展开伞状减速装置, 通过合理布置预张紧柔索使辐条的抗弯刚度随外界气动载荷的增大而增强。基于载荷方程建立减速装置支撑结构的理论模型, 研究刚度自适应性的作用原理。利用有限元分析软件创建无索与含索减速装置的对照模型, 验证含索减速装置的刚度自适应性。推导运动微分方程, 搭建虚拟样机模型分析减速装置展开过程, 为深空探测领域大型可展开式减速器的轻量化设计提供了一种新思路。

## 1 半刚性自适应可展开伞状减速装置设计

### 1.1 含索可展单元设计

根据航天领域空间结构的设计要求, 大型可展开式减速装置必须具有结构简单、大折展比等特点, 如图 1(a) 所示, 所设计的可展单元由辐条 EF、连接杆 BD、滑块 B、预张紧柔索 ADC 与机架 CE 构成, 松弛的柔索一端固定在 A 点, 另一端穿过 D 点处的固定机构与 C 点固定连接, 根据式(1)计算得到机构的自由度  $F$  为 1。

$$F = 3n - 2p_1 - p_h \quad (1)$$

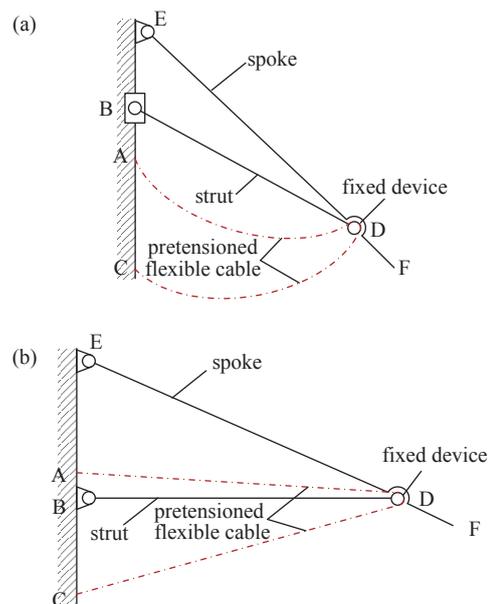


图1 可展单元设计, (a)半展开状态, (b)全展开状态

Fig. 1 The design of flexible deployable unit (a) semi expanded state (b) fully expanded state

式中,  $n$  为活动构件数;  $p_1$  为低副数;  $p_h$  为高副数。

如图 1(b) 所示, 当可展单元完全展开后, 锁死滑块使其变为固定铰链支座, 调整预张紧柔索初始长度, 使预张紧柔索在展开后处于张紧状态; 设置  $l_{AB} < l_{BC}$ , 使张紧的预张紧柔索对辐条的弯曲变形起阻碍作用; 调节  $l_{AB}$  与  $l_{BC}$  的比值, 使预张紧柔索的伸长率随辐条弯曲变形的增大而增大, 对辐条弯曲变形的阻碍作用随辐条弯曲变形的增大而增强, 赋予辐条一定的刚度自适应性, 在保证轻量化的前提下提升辐条的抗弯刚度。

如图 2 所示, 可展单元通过连接架上的连接点 A、连接点 B 固定安装在主体上, 为避免与连接杆运动相互干扰, 在可展单元两侧对称设置两根相同的预张紧柔索, 同时双柔索的设计能够增强刚度自适应性的作用效果。

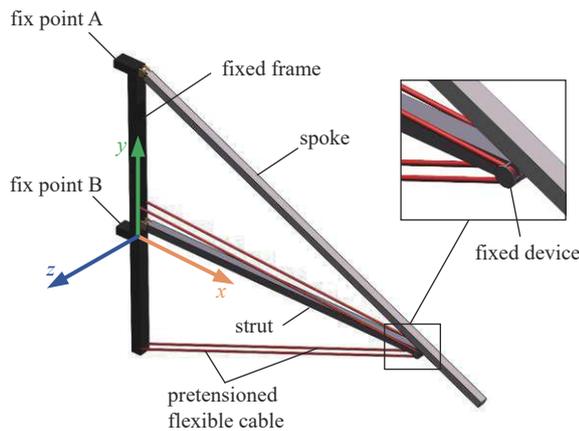


图2 可展单元三维模型

Fig. 2 Three-dimensional model of the flexible deployable unit

### 1.2 驱动机构设计

根据减速装置在火星探测任务中只实现一次展开的特点, 设计电动机驱动、绳索传动构成的单向驱动机构, 进一步实现减速装置的轻量化设计。如图 3 所示, 电动机带动钢丝绳经定滑轮 A、定滑轮 B 两次变向拉动滑块单向运动。

如图 4(a) 所示, 为保证多组可展单元同步展开, 采用驱动环作为共用滑块<sup>[19]</sup>, 驱动环嵌套在主体上, 沿圆柱侧面滑动。主体侧面采用完整、光滑表面, 沿主体周向均匀布置 4 组单向驱动机构, 设置钢丝绳、连接杆与驱动环的连接点交错分布, 使驱动环受力均匀, 保证了运动平稳性。

如图 4(b) 所示, 主体特征为抽壳圆柱, 在主体开口端设置一圈加强层, 为定滑轮 B 提供安装位置

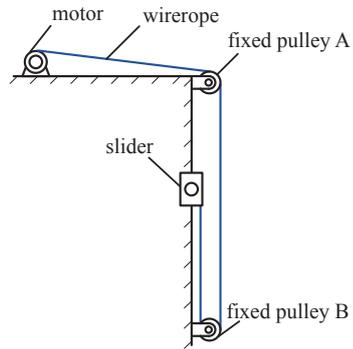


图3 单向驱动机构设计

Fig. 3 The design of unidirectional driving unit

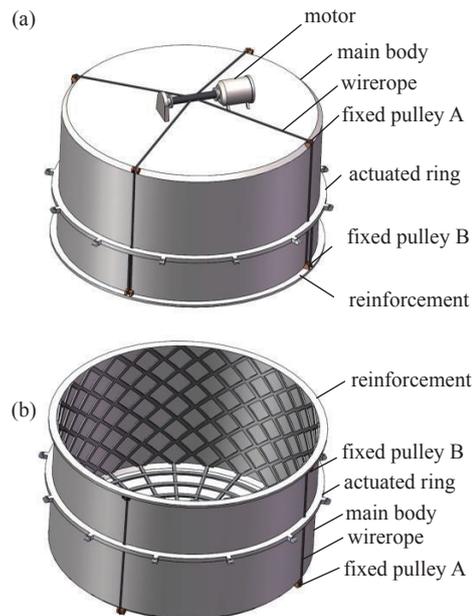


图4 单向驱动机构三维模型。(a)单向驱动机构外侧,(b)单向驱动机构内侧

Fig. 4 Three-dimensional model of unidirectional driving unit. (a) Outside of unidirectional driving unit, (b) inside of unidirectional driving unit

的同时提高主体刚度, 在主体的内表面进行结构优化, 主体内侧的圆柱底面与侧面为骨架加强结构, 在保证刚度的前提下对主体进行轻量化。

### 1.3 整体设计

12 组可展单元通过连接架固定安装在主体上, 连接架下端通过连接环连接成一个整体, 如图 5(a) 所示, 驱动环位于主体与 12 组连接架之间, 在主体与连接架约束下驱动环自由度为 1, 保证驱动环只沿主体轴线方向往复运动; 驱动环外齿穿过连接架上的方槽与连接杆一端铰接, 驱动环作为公用滑块保证 12 组连接杆的同步运动, 实现 12 组可展单元

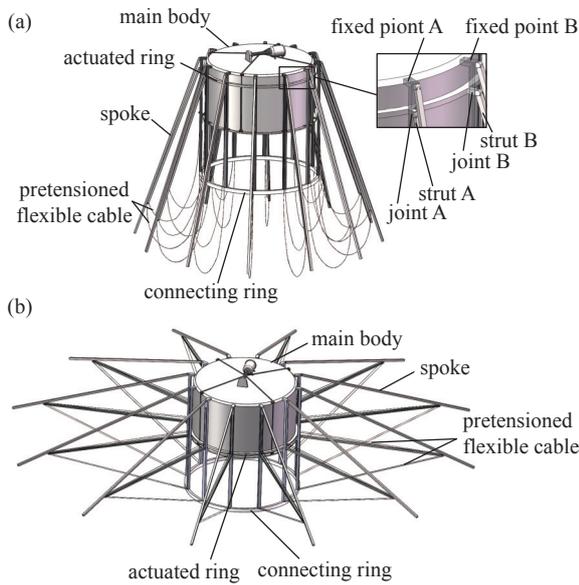


图5 伞状可展开减速装置展开过程。(a)折叠状态,(b)展开状态  
Fig. 5 The expansion process of umbrella-shaped deployable decelerator. (a) Folding state, (b) expanding state

的同步展开。

折叠状态下,驱动环锁死在主体顶端,预张紧柔索处于松弛状态,此时减速装置最大直径小于运载火箭整流罩尺寸限制<sup>[11]</sup>,符合发射要求。如图5(b)所示,在收到展开命令后,电动机拉动驱动环运动,推动12组可展单元同步展开,减速装置完全展开时预张紧柔索处于张紧状态。

在减速装置外侧安装刚性防热头锥和柔性耐烧蚀蒙皮(TPS)<sup>[26]</sup>,折叠封装的减速装置在进入火星大气前展开,此时在零重力的真空环境下,减速装置展开过程中受到的阻力非常小。如图6(a)所示,完全展开后的气动面为正12棱台,最大直径12.78 m,半锥角70°。如图6(b)所示,主体采用抽壳圆柱体,保证减速装置自身结构独立,在EDL阶段完成后可以选择解除与探测器的连接将整个减速装置丢弃。

## 2 刚度适应性分析

### 2.1 辐条的弯曲变形

基于静力学平衡方程两次积分可得到辐条各点挠度的解析解,但由于变形过程中截面惯性矩的变化和由此产生的复杂性,需要使用模拟器多次迭代才能得到较为精确的结果<sup>[12]</sup>,因此,将辐条建模为欧拉伯努利梁,施加最简单的均布载荷,并假设辐

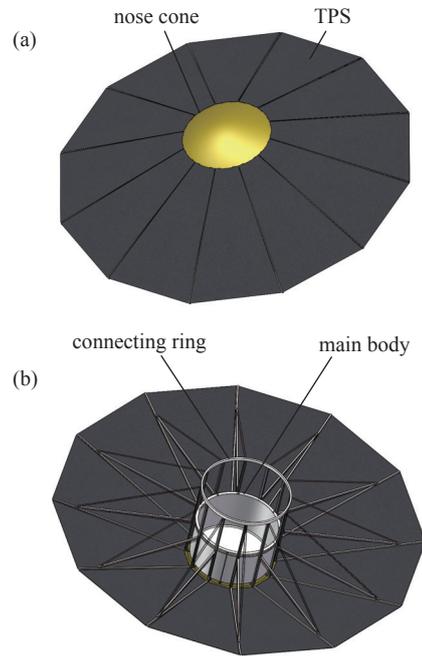


图6 半刚性自适应可展开伞状减速装置。(a)减速装置迎风面,(b)减速装置背风面  
Fig. 6 Semi-rigid adaptive deployable umbrella-shaped decelerator. (a) Windward side of decelerator, (b) leeward side of decelerator

条弯曲变形过程中截面保持不变。

如图7所示,辐条EF可简化为一根倾斜外伸梁,均布载荷 $p$ 沿 $Y$ 方向作用在辐条上, $D$ 点处受到连接杆BD轴力 $F_N$ ,将 $D$ 点简化为沿竖直方向的滑动铰链支座约束。由外伸梁挠曲线的特点与 $l_{DE}$ 、 $l_{DF}$ 的比值可得辐条的挠度极值在 $D$ 、 $E$ 两点之间,根据静力平衡方程可得辐条DE段的弯矩方程为:

$$M_1 = \frac{x}{l_{DE}} \int_{l_{DF}}^{l_{DE}} p \sin \beta dx - \int_0^x p t \sin \beta dt \quad (2)$$

式中, $l_{DE}$ 为辐条DE段长度, $l_{DF}$ 为辐条DF段长度, $\beta$ 为辐条与 $Y$ 轴的夹角。

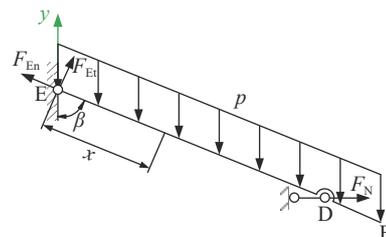


图7 辐条受力分析简图

Fig. 7 Schematic diagram of force analysis of the rib

根据挠曲线近似微分方程,用积分法求得辐条的挠曲线方程为:

$$w_1 = \frac{A_1}{EI} \left( -\frac{1}{24} p x^4 \sin\beta + \frac{1}{12} p \frac{l_{EF}^2}{l_{DE}} x^3 \sin\beta + 6.873 x \right) \quad (3)$$

式中,  $l_{EF}$  为辐条长度,  $A_1$  为放缩系数。

式(3)采用的是简化的理论模型, 实物模型因为装配、摩擦等因素导致实际挠度值与理论模型有较大误差, 故添加放缩系数  $A_1$  用于修正实物模型与理论模型的误差。

### 2.2 刚度自适应性原理

如图 8 所示, 可展单元完全展开后, 滑块 B 变为固定铰链支座, 辐条 EF、连接杆 BD 与机架 CE 构成一个稳定三角形结构, 其中连接杆 BD 可简化为两端铰支细长压杆, 临界压力  $F_{cr}$  为:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l_{BD}^2} \quad (4)$$

式中,  $E$  为弹性模量,  $I$  为截面惯性矩,  $l_{BD}$  为连接杆长度。

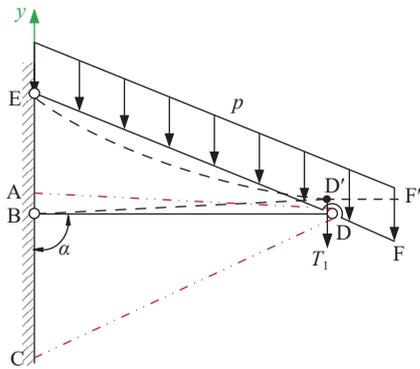


图 8 刚度自适应原理

Fig. 8 Stiffness adaptive principle

在均布载荷  $p$  作用下, 辐条发生弯曲变形, 当连接杆轴力  $F_N$  小于临界压力  $F_{cr}$  时, 连接杆保持压杆稳定状态, 并在辐条弯曲变形的影响下绕 B 点逆时针微小转动, 转过的角度与辐条弯曲变形程度正相关, 因此, 抑制连接杆的转动能够一定程度上减小辐条的弯曲变形。

预张紧索弹力合力沿  $Y$  方向的分力  $T_1$  与连接杆的运动方向相反, 对连接杆的运动起阻碍作用, 根据余弦定理求得预张紧柔索长度  $L$  关于夹角  $\alpha$  的表达式:

$$L = \sqrt{l_{AB}^2 + l_{BD}^2 + 2 \cdot l_{AB} \cdot l_{BD} \cdot \cos\alpha + \sqrt{l_{BC}^2 + l_{BD}^2 - 2 \cdot l_{BC} \cdot l_{BD} \cdot \cos\alpha}} \quad (5)$$

式中,  $l_{AB}$  为 A、B 间距离,  $l_{BC}$  为 B、C 间距离,  $\alpha$  是连

接杆与  $Y$  轴的夹角。

根据式(5)与胡克定律可得  $T_1$  随  $\alpha$  增大而增大, 由式(3)可得辐条 DE 段弯曲变形的挠曲线与预张紧柔索的弹力无关, 含索装置与无索装置辐条的挠曲线均可用式(3)表示。由于静力学平衡方程小变形假设的局限性, 默认辐条弯曲变形过程 D 点位置为固定约束, 因此, 借助有限元软件建立无索减速装置与含索减速装置两组模型进行对比分析, 验证辐条的刚度自适应性。

### 2.3 有限元仿真分析

#### 2.3.1 有限元模型

使用 ANSYS Workbench 软件建立有限元模型, 模型参数见表 1, 如图 9(a) 所示, 根据减速装置整体周向对称的结构特性简化模型, 建立整体 1/12 的有限元模型。

表 1 模型参数

Tab. 1 Model parameters

参数	值/mm	参数	值/mm
$l_{DE}$	4257	$l_{BE}$	1456
$l_{DF}$	600	辐条截面边长	50
$l_{BD}$	4000	连接杆截面边长	50
$l_{AB}$	100	预张紧柔索直径	10
$l_{BC}$	1600	固定机构底面直径	20

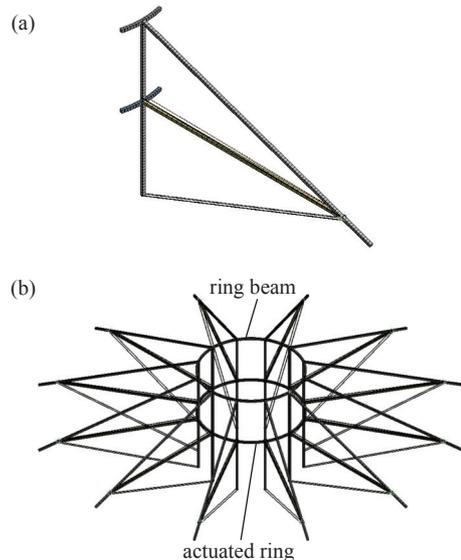


图 9 有限元模型。(a) 1/12 有限元模型, (b) 整体有限元模型

Fig. 9 Finite element model. (a) 1/12 finite element model, (b) overall finite element model

首先, 对模型进行简化, 去掉连接环, 通过 Fixed Support 将连接架下端、预张紧柔索下端与地

面固定连接。简化主体为环形梁,保留驱动环,12组可展单元通过建立环形梁与驱动环连接为一个整体。建立环形梁、驱动环、辐条、连接杆与预张紧柔索的线体模型,创建固定机构的实体模型,并将固定机构刚度行为设为刚性,通过 Cyclic Region 功能生成图 9(b)所示减速装置整体有限元模型,并设置抑制预张紧柔索的无索模型进行对照分析。

其次,固定机构通过 Fixed Joint 固定连接在连接杆上,预张紧柔索的单元类型为 cable280 单元,材料选用 Kevlar 索,通过 Frictionless Contact 连接在固定机构上。环形梁、驱动环、辐条与连接杆的单元类型为 beam188 单元,材料选用 Y8911/T300 碳-BMI 复合材料,通过 Revolute Joint 进行装配,并设置环形梁、驱动环的约束类型为 Fixed Support,材料参数见表 2。

表 2 材料参数

Tab. 2 Material parameters

材料	弹性模量/GPa	泊松比	密度/g·cm <sup>-3</sup>
QY8911/T300 碳-BMI 复合材料	132	0.32	1.5
Kevlar 索	123	0.3	1.45

最后,预张紧柔索的单元尺寸为 5 mm,预张紧柔索与固定机构连接区域的单元尺寸设为 1 mm,环形梁、驱动环、辐条与连接杆的单元尺寸为 10 mm。特别的,为促进求解器计算结果收敛,预张紧柔索与连接杆模型之间留出 1.5 mm 空隙,Frictionless Contact 的界面处理功能设为调整接触。最终节点为 12151 个,生成 4480 个单元。

### 2.3.2 有限元仿真

在辐条施加沿-Y 方向 3.5 MPa 的线压力模拟均布载荷  $p$ ,插入 INITATE 命令为预张紧柔索施加 10 MPa 的初始应力,根据 cable280 单元的使用说明,开启 Large Deflection 功能进行求解。求解结果如图 10 所示,可以明显看出,在预张紧柔索作用下,减速装置整体的最大变形减小了 11.18%。

根据式(3),设  $A_1$  为 D 点处有限元模型与理论模型挠度值的比值,用 MATLAB 求解得出辐条弯曲变形的理论挠曲线,将无索与含索模型中辐条弯曲变形的挠度值与理论挠曲线进行对比,如图 11 所示,两组模型辐条的弯曲变形均符合挠度方程的分布规律,整体重合度很高,最大误差为 2.48%,证明无索与含索模型辐条的弯曲变形可用同一个挠曲线方程表示,符合式(3)的分析结论,同时挠曲线方

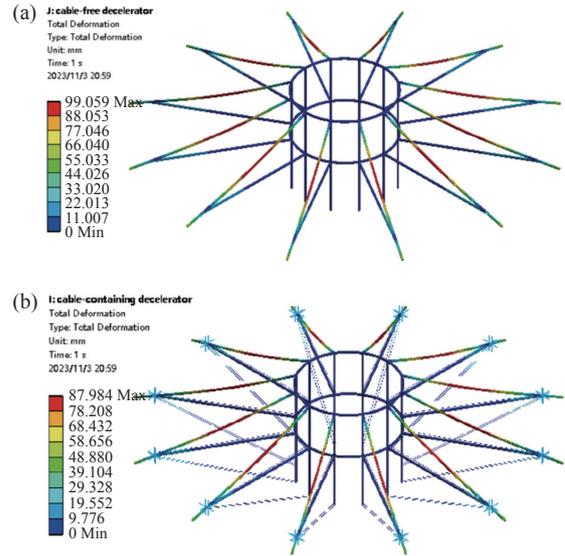


图 10 有限元仿真结果。(a)无索模型最大变形,(b)含索模型最大变形

Fig. 10 Finite element simulation results. (a) Maximum deformation of cable-free model, (b) maximum deformation of cable-containing model

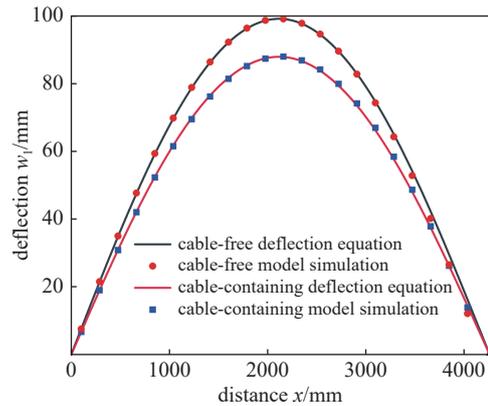


图 11 辐条弯曲变形挠曲线

Fig. 11 Bending deformation curve of rib

程验证了图 9 所示减速装置整体有限元模型装配方式与仿真设置的正确性,并给出了辐条任意点挠度的精确解。

### 2.3.3 刚度自适应性分析

导出无索与含索模型中辐条随载荷变化的最大挠度曲线,用  $\Delta w$  表示两组模型辐条最大挠度的差值,如图 12 所示,在 0~3.5 N/mm 线压力范围内,含索模型的最大变形始终小于无索模型。

在 0~2 N/mm 范围内,辐条的最大挠度随载荷的增大缓慢增加,在 2 N/mm 下  $\Delta w$  达到 59%。随着载荷的继续增大,含索模型的最大变形开始迅速增大,预张紧柔索对辐条弯曲变形的阻碍作用开始减

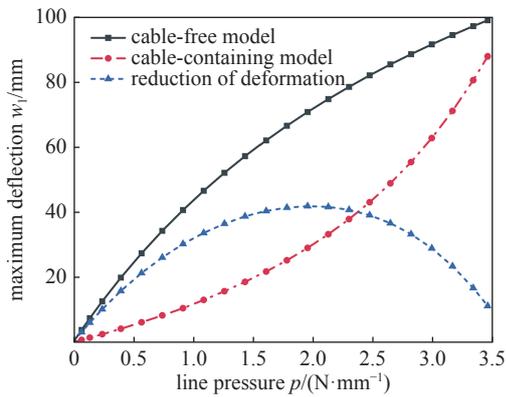


图12 辐条最大弯曲变形变化曲线

Fig. 12 Curve of maximum bending deformation change of rib  
 弱, 测得极限载荷下预张紧柔索截面最大应力为 58.18 MPa, 小于所选材料 Kevlar 索的抗拉强度 128 MPa, 能够满足实际应用要求。

## 2.4 影响刚度自适应性的参数

### 2.4.1 预张紧柔索直径

使用图 9 所示有限元模型, 设置预张紧柔索的截面直径为 2~10 mm, 其余构件保持不变, 插入 INITATE 命令为预张紧柔索施加 10 MPa 的初始应力, 开启 Large Deflection 功能求解减速装置的初始弯曲变形, 然后辐条施加沿-Y 方向 3.5 MPa 的线压力, 求解减速装置在载荷下的最大弯曲变形。分析结果如图 13 所示, 在恒定的预张紧柔索初始应力下, 随着预张紧柔索直径的增大, 减速装置的初始弯曲变形保持不变, 最大弯曲变形随预张紧柔索直径的增大逐渐减小。

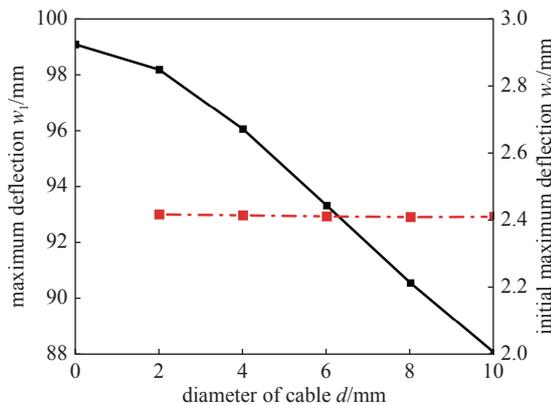


图13 不同预张紧柔索直径最大弯曲变形

Fig. 13 Maximum bending deformation of different cable diameters

### 2.4.2 预张紧柔索初始应力

使用图 9 所示有限元模型, 保持预张紧柔索直

径不变, 插入 INITATE 命令分别为预张紧柔索施加 2~14 MPa 的初始应力, 在辐条施加沿 Y 方向的 0~3.5 MPa 的线压力, 开启 Large Deflection 功能求解。分析结果如图 14 所示, 保持预张紧柔索直径不变的前提下, 预张紧柔索初始应力对极限载荷下的最大弯曲变形无影响; 预张紧柔索的初始应力越大, 辐条的刚度自适应性效果越好。

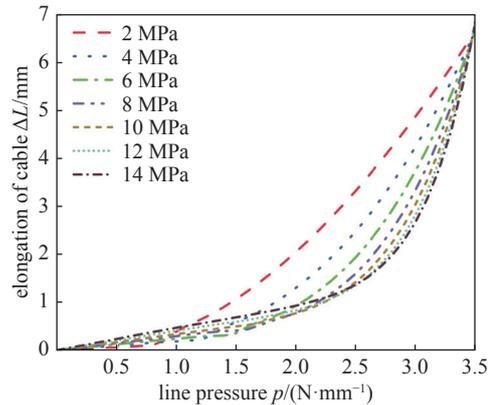


图14 不同初始应力最大弯曲变形

Fig. 14 The maximum bending deformation of different initial stress

如图 15 所示, 从刚度自适应的过程中预张紧柔索的伸长量变化曲线可得, 预张紧柔索的初始应力越大, 减速装置整体刚度自适应性的稳定越好, 在 14 MPa 的初始应力下, 减速装置整体在 0~2.5 N/mm 内保持稳定的刚度自适应性, 相对 2 MPa 的初始应力提升了 3.1 倍。

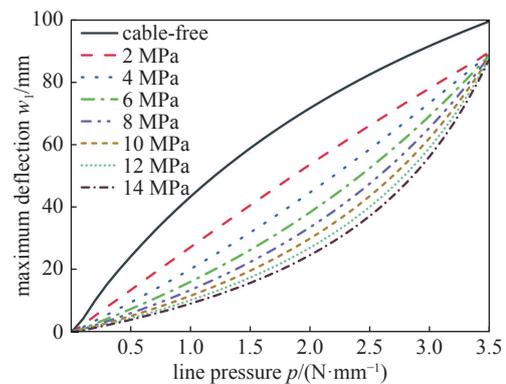


图15 不同初始应力预张紧柔索伸长量

Fig. 15 Elongation of flexible cables with different initial stresses

## 2.5 减速装置周向刚度自适应性

### 2.5.1 减速装置周向刚度自适应性原理

可展单元两侧对称设置的两条相同预张紧柔

索在实现减速装置轴向刚度自适应的同时,也能够赋予减速装置周向方向一定的刚度自适应性。

如图16所示,在图2所示Z方向均布载荷 $q$ 作用下,辐条沿顺时针方向发生弯曲变形,此时辐条上侧预张紧柔索伸长率增大,下侧预张紧柔索伸长率减小,预张紧柔索弹力合力在D点处的沿辐条法向的分力 $T_2$ 与辐条弯曲变形方向相反,对辐条的弯曲变形起阻碍作用。

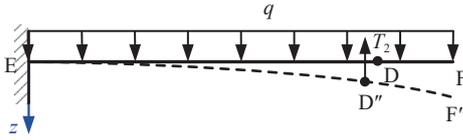


图16 Z方向刚度自适应原理

Fig. 16 Stiffness adaptive principle of Z direction

$T_2$ 的大小与辐条弯曲变形程度正相关,均布载荷 $q$ 越大,辐条的弯曲变形越大,预张紧索对辐条弯曲变形的阻碍作用也越强,使辐条的抗弯刚度随均布载荷 $q$ 的增大而增强,实现减速装置周向方向一定的刚度自适应性。

### 2.5.2 Z方向辐条的弯曲变形

如图17所示,研究辐条在Z方向均布载荷 $q$ 作用下的弯曲变形,将辐条简化为一次超静定悬臂梁,其中, $X_1$ 表示D点处连接杆对辐条未知的支持力, $T_D$ 表示辐条弯曲变形后两侧柔索弹力在D点沿Z方向分力的合力, $T_D$ 为0时表示无索状态。

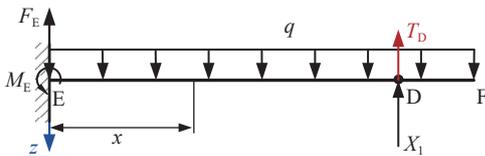


图17 一次超静定悬臂梁

Fig. 17 Statically indeterminate cantilever beam

根据力法方程,用图乘法求得未知支持力 $X_1$ 为:

$$X_1 = -\frac{\Delta_{1p}}{\delta_{11}} \quad (6)$$

式中, $\Delta_{1p}$ 为均布载荷 $q$ 单独作用时D点沿Z方向的位移, $\delta_{11}$ 为未知支持力 $X_1$ 单独作用且值为1N时D点沿Z方向的位移。

根据叠加原理求得辐条的弯矩方程为:

$$M_2 = \begin{cases} (X_1 - T_D)(l_{DE} - x) + \frac{1}{2}q(l_{EF} - x)^2, & 0 \leq x < l_{DE} \\ \frac{1}{2}q(l_{EF} - x)^2, & l_{DE} \leq x \leq l_{EF} \end{cases} \quad (7)$$

根据挠曲线近似微分方程,用积分法求得辐条沿Z方向弯曲变形的挠曲线方程,并分别添加放缩系数 $A_2$ 、 $A_3$ ,用以弥补运动副与仿真设置的误差,如式(8)所示:

$$w_2 = \begin{cases} \frac{A_2}{EI} \left[ \frac{1}{6}ql_{EF}^3 - \frac{1}{6}q(l_{EF} - x)^3 + (X_1 - T_D) \left( l_{DE} - \frac{1}{2}x \right) x \right], & 0 \leq x < l_{DE} \\ \frac{A_3}{EI} \left[ \frac{1}{6}ql_{EF}^3 - \frac{1}{6}q(l_{EF} - x)^3 + \frac{1}{2}(X_1 - T_D)l_{DE}^2 \right], & l_{DE} \leq x \leq l_{EF} \end{cases} \quad (8)$$

式中, $A_2$ 、 $A_3$ 为放缩系数,用于修正实物模型与理论模型的误差。

### 2.5.3 减速装置周向刚度自适应分析

对辐条施加沿Z方向0.1 N/mm的线压力表示均布载荷 $q$ ,插入INITATE命令为预张紧柔索施加10 MPa的初始应力,开启Large Deflection功能求解,求解结果如图18所示,在预张紧柔索作用下,减速装置整体的最大变形减小了25%。

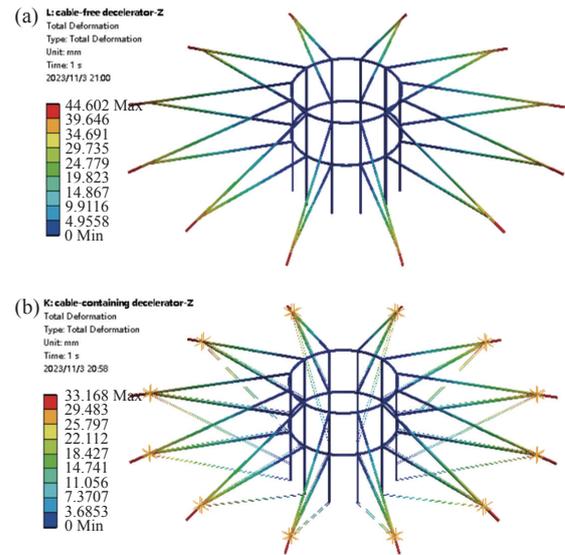


图18 Z方向载荷仿真结果。(a)无索模型最大变形,(b)含索模型最大变形

Fig. 18 Z direction load simulation results. (a) Maximum deformation of cable-free model, (b) maximum deformation of cable-containing model

根据式(8),设 $A_2$ 、 $A_3$ 为辐条E点与F点有限元模型与理论模型挠度值的比值,用MATLAB求解得出辐条弯曲变形的理论挠曲线,将无索与含索模型中辐条弯曲变形的挠度值与理论挠曲线进行对比,如图19所示,仿真结果与理论计算的最大误

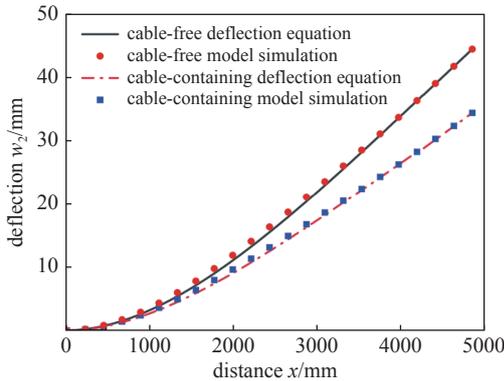


图19 Z方向辐条弯曲变形挠曲线

Fig. 19 Bending deformation curve of rib in Z direction

差为 3.11%，通过挠曲线方程验证了有限元模型的准确性，并得到辐条各点挠度的精确解。

导出无索与含索模型中辐条随载荷变化的最大挠度曲线，如图 20 所示，含索模型在 0~0.08 N/mm 线压力范围表现非常稳定的刚度自适应性，辐条的最大挠度一直保持在较低水平， $\Delta w$  在 0.08 N/mm 线压力下高达 75.1%。但在 0.09~0.1 N/mm 线压力范围内，含索模型辐条的抗弯刚度迅速减小，测得极限载荷下一侧预张紧柔索截面最大应力为 1.79 MPa，另一侧预张紧柔索截面最大应力为 17.36 MPa，远小于所选材料 Kevlar 索的抗拉强度 128 MPa，满足实际应用要求。

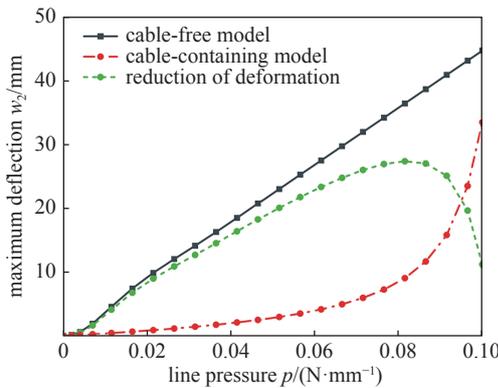


图20 辐条 Z 方向最大弯曲变形变化曲线

Fig. 20 Variation curve of maximum bending deformation in rib in Z direction

### 3 减速装置运动学与动力学分析

#### 3.1 运动学分析

在减速装置展开过程中，驱动环作为共用滑块推动 12 组可展单元同步展开，如图 21 所示，在一个可展单元中，滑块 B 在驱动力  $F_1$  作用下沿 x 方向做直线运动，EF 杆绕 E 点定轴转动，BD 杆做平面运

动，质心 O 绕瞬心 P 定轴转动转动， $B_1$ 、 $B_2$  间距离为 1192 mm，为滑块的极限运动距离，在展开过程中， $\beta$  从  $15^\circ$  增大至  $70^\circ$ 。

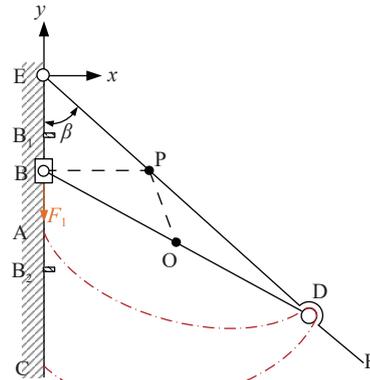


图21 可展单元运动分析简图

Fig. 21 Simplified diagram of flexible deployable unit motion analysis

由图 9 有限元模型可得可展单元完全展开后预张紧索的长度为 8370.3 mm，根据式(9)可得预张紧索在不同初始应力下的初始伸长量，当预张紧柔索的初始应力为 10 MPa 时，计算可得张紧预张紧柔索初次拉伸的伸长率为 0.008%，初始拉伸量为 0.7 mm，柔索张紧过程中滑块的位移为 26 mm，占极限运动距离的 2.18%，整个展开过程主要为滑块、辐条与连接杆的平面运动。

$$\frac{\Delta L}{L} = \frac{\sigma}{E} \quad (9)$$

式中， $\sigma$  为预张紧柔索截面初始应力， $\Delta L$  为预张紧柔索伸长量。

如图 21 所示建立笛卡尔坐标系，减速装置在进入火星大气前展开，不需要考虑重力的影响，根据第二类拉格朗日方程，建立辐条、连接杆与滑块的运动微分方程：

$$y_B = l_{DE} \cos \beta - \sqrt{l_{BD}^2 - (l_{DE} \sin \beta)^2} \quad (10)$$

$$F_1 (y_B - l_{B,E}) = \frac{1}{2} J_E \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} J_P \left( \frac{l_{DE}}{l_{DP}} \dot{\beta} \right)^2 + \frac{1}{2} m_B \dot{y}_B^2$$

式中， $y_B$  为滑块 B 质心位置， $l_{B,E}$  为  $B_1$ 、E 点距离， $l_{DP}$  为 D、P 点距离， $\dot{y}_B$  为滑块 B 质心速度， $J_E$  为 EF 杆对于 E 点的转动惯量， $J_P$  为 BD 杆对于瞬心 P 的转动惯量， $\dot{\beta}$  为辐条角速度。

#### 3.2 动力学分析

##### 3.2.1 模态分析

使用图 9 所示减速装置整体有限元模型，柔索

直径保持不变,插入 INITATE 命令为预张紧柔索施加 1~14 MPa 的初始应力,开启 Large Deflection 功能,对减速装置进行模态分析,分析预张紧柔索的初始应力对减速装置整体固有频率的影响。分析结果如图 22 所示,减速装置的前六阶固有频率随预张紧柔索初始应力的增大出现不同程度的增长,在 10 MPa 附近增速减缓,结合静力学仿真结果可得到最佳刚度自适应性区间内基频较好的初始应力。

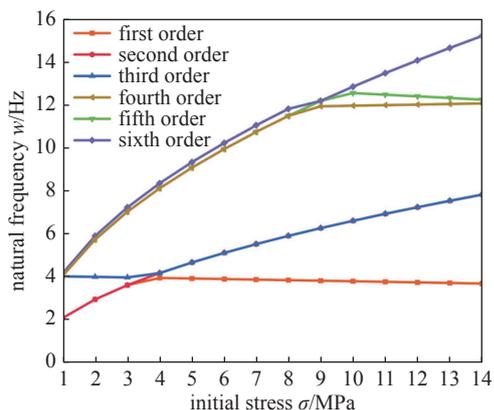


图22 减速装置整体模态分析

Fig. 22 Overall modal analysis of the decelerator

### 3.2.2 展开过程动力学仿真

根据式(10)可得驱动力与可展单元展开速度的对应关系,为验证可展单元运动微分方程的正确性,根据图 5(a)所示折叠状态下的减速装置,使用 ADAMS 搭建虚拟样机模型进行动力学仿真分析,如图 23 所示。

根据表 1、表 2 参数计算得辐条的质量为



图23 动力学仿真模型

Fig. 23 Dynamic simulation model

18.21 kg,连接杆的质量为 15 kg,为简化计算,设置滑块 B 的质量为 1 kg。如图 23 所示,在驱动环与 4 根钢丝绳的连接处分别施加 120 N 的恒定力,驱动环共受到 480 N 的驱动力。

在驱动环与 4 组锁定机构之间添加接触力,使驱动环与锁定机构表面接触后停止运动,仿真结果如图 24 所示,在展开过程中,驱动环做匀加速直线运动,在 8.4 s 时运动到最终位置并停止运动。

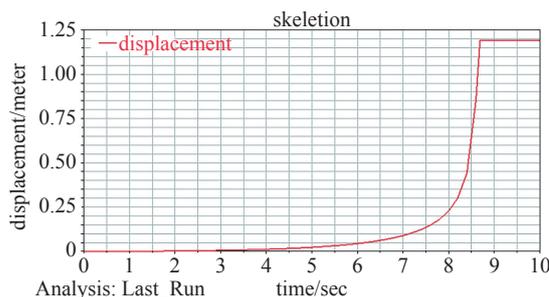


图24 滑块位移变化曲线

Fig. 24 Slider displacement change curve

导出展开过程辐条角速度变化曲线,用 MATLAB 计算得到式(10)在 [0, 8.4] 区间内的变化曲线,如图 25 所示,仿真曲线与运动微分方程的重合度较高,最大误差为 3.48%,展开过程中辐条做变加速定轴转动,在完全展开后迅速停止。仿真结果验证了运动微分方程的正确性,表明驱动力与展开时间之间的关系,为实物样机设计提供参考。

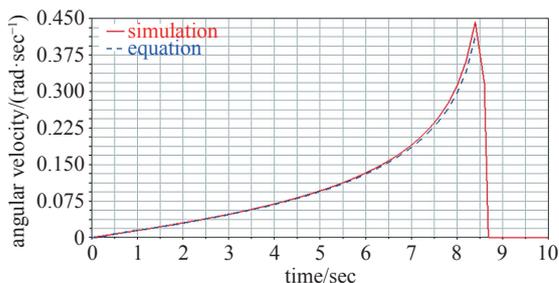


图25 辐条角速度变化曲线

Fig. 25 Variation curve of rib angular velocity

## 4 结论

(1)设计出一种具有刚度自适应性的可展开伞状减速装置,辐条的抗弯刚度随外界空气载荷的增大而增大;根据减速装置的实际工作要求,设计由电动机、钢丝绳与定滑轮构成的轻量化的单向驱动机构,采用驱动环作为共用滑块保证多组辐条的同步展开。

(2) 将辐条建模为在均匀空气动力施加的载荷下弯曲的单独欧拉伯努利梁, 分析了减速装置的刚度自适应原理。由于挠曲线方程的局限性, 利用有限元软件验证减速装置的刚度自适应性, 分析结果表明, 预张紧柔索的加入使得辐条的抗弯刚度随外界载荷的增大而增强, 且预张紧柔索的直径越大, 辐条的抗弯刚度越强; 预张紧柔索的初始应力越大, 辐条的抗弯刚度越稳定。同时, 可展单元两侧双柔索的设计赋予辐条沿主体周向非常稳定的刚度自适应性。

(3) 基于第二类拉格朗日方程推导运动微分方程分析减速装置展开过程。对减速装置整体有限元模型进行模态分析, 得到最佳刚度自适应性区间内基频较好的初始应力。创建虚拟样机模型进行动力学仿真验证运动微分方程的正确性, 得到驱动力与减速装置整体展开速度之间的对应关系, 为实际减速装置样机驱动电机的选择提供参考。

#### 参 考 文 献

- [1] Cianciolo A D, Powell R W. Entry, descent, and landing guidance and control approaches to satisfy mars human mission landing criteria[J]. *Spaceflight Mechanics*, 2017, 160: 1397–1410
- [2] Lillard R, Olejniczak J. Human mars edl pathfinder study: assessment of technology development gaps and mitigations[C]. *IEEE Aerospace Conference*, 2017: 1-8
- [3] Dong Jie, Rao Wei, Wang Chuang, et al. Research on the typical failure cases and coping strategy of foreign mars exploration[J]. *Spacecraft Engineering*, 2019, 5(5): 122–129 (董捷, 饶炜, 王闯, 等. 国外火星探测典型失败案例分析与应对策略研究 [J]. *航天器工程*, 2019, 5(5): 122–129 (in Chinese))
- [4] Subrahmanyam P, Rasky D. Entry, descent, and landing technological barriers and crewed mars vehicle performance analysis[J]. *Progress in Aerospace Sciences*, 2017, 91(1): 1–26
- [5] Xu Miao, Xu Yiteng, Xiang Shiqi, et al. A model for the simulation of the mars edl process[J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2022, 2282: 012017
- [6] Li, Shuang, Jiang Xiuqiang. Review and prospect of guidance and control for mars atmospheric entry[J]. *Progress in Aerospace Sciences*, 2014, 69: 40–57
- [7] Ma Guangfu, Gong Youmin, Guo Yanning, et al. Human mars mission: research progress and gnc key technologies during edl[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2020, 41(7): 23651–023651 (马广富, 龚有敏, 郭延宁, 等. 载人火星探测进展及其 EDL 过程 GNC 关键技术 [J]. *航空学报*, 2020, 41(7): 23651–023651 (in Chinese))
- [8] Wercinski P, Smith B, Yount B, et al. ADEPT sounding rocket one (SR-1) flight experiment overview[C]. *2017 IEEE Aerospace conference*, 2017: 1-7
- [9] Cassell A M, Brivkalns C A, Bowles J V, et al. Human mars mission design study utilizing the adaptive deployable entry and placement technology[C]. *IEEE Aerospace Conference*, 2017: 1-16
- [10] Cassell A, Smith B, Wercinski P, et al. ADEPT, A Mechanically Deployable Re-Entry Vehicle System, Enabling Interplanetary CubeSat and Small Satellite Missions[J]. 2018
- [11] Salotti J M. Launcher size optimization for a crewed mars mission[J]. *Acta Astronautica*, 2022, 191: 235–244
- [12] Peacocke L, Bruce P J K, Santer M. Coupled aerostuctural modeling of deployable aerodecelerators for mars entry[J]. *Journal of Spacecraft & Rockets*, 2019, 56(4): 1221–1230
- [13] Xiangyang Hou, Hong Nie, Hao Wang, et al. Aerodynamic deceleration of ultra-large deployable heat-resistant structures for efficient descending of space station payload[J]. *Microgravity Science and Technology*, 2022, 34(4): 55
- [14] Danielle S. O’Driscoll, Paul J. K. Bruce, et al. Design and dynamic analysis of rigid foldable aeroshells for atmospheric entry[J]. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 2021, 58(3): 741–753
- [15] Zhang Peng, Su Nan, Zhao Shuo, et al. Research on mechanism and thermal protection of semi-rigid mechanical deployable aerodynamic deceleration technology[J]. *Spacecraft Recovery & Remote Sensing*, 2019, 40(6): 1–10 (张鹏, 苏南, 赵铄, 等. 半刚性机械展开式气动减速技术机构与热防护研究 [J]. *航天返回与遥感*, 2019, 40(6): 1–10 (in Chinese))
- [16] Chen Zijie, Shi Chuang, Guo Hongwei, et al. Design of a deployable mechanism based on 7R-6R-double-loop units for mars decelerators[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2023, 181: 105180
- [17] Soutis, Constantinos. Wu, Rui. Diver, Carl, et al. Flexible heat shields deployed by centrifugal force[J]. *Acta Astronautica*, 2018, 152: 78–87
- [18] Shi Mingdong, Yuan Meini, Hou Xiucheng, et al. Analysis on natural vibration characteristics of deployable aerodynamic decelerator[J]. *Journal of Ordnance Equipment*

- Engineering*, 2018, 39(4): 143–146 (史明东, 原梅妮, 侯秀成, 等. 机械展开式超音速气动减速器模态分析 [J]. *兵器装备工程学报*, 2018, 39(4): 143–146 (in Chinese))
- [19] Peacocke L, O'Driscoll D, Bruce P, et al. Mechanically deployable aero-decelerators for mars entry[C]//International Conference on Flight Vehicles, Aerothermodynamics and Re-entry Missions and Engineering. Monopoli, 2019
- [20] Li Lifang, Guo Pengzhen, Liu Rongqiang. A space large-scale deployable compliant concentrator[J]. *Acta Aeronauticae Astronautica Sinica*, 2018, 39(201): 722187–722187 (李丽芳, 郭朋真, 刘荣强. 一种空间超大型可展开柔性聚光器 [J]. *航空学报*, 2018, 39(201): 722187–722187 (in Chinese))
- [21] Sudarshan K, Bingyan L. Design of Lightweight Deployable antennas using the tensegrity principle[A]. 16th Biennial International Conference on Engineering, Science, Construction, and Operations in Challenging Environments[C], Cleveland, Ohio, 2018
- [22] Gao Mingxing, Liu Rongqiang, Li Bingyan, et al. Design and optimization of space deployable tri-prism mast[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2020, 56(15): 129–137 (高明星, 刘荣强, 李冰岩, 等. 空间可展开三棱柱伸展臂设计与优化 [J]. *机械工程学报*, 2020, 56(15): 129–137 (in Chinese))
- [23] Shi, Chuang, Guo, Hongwei, Cheng, Yadi. et al Design and multi-objective comprehensive optimization of cable-strut tensioned antenna mechanism[J]. *Acta Astronautica*. 2021, 178: 406-422
- [24] Xiao, Hang, Lv, Shengnan, Ding, Xilun. Tension cable distribution of a membrane antenna frame based on stiffness analysis of the equivalent 4-SPS-S parallel mechanism.[J]. *Mechanism & Machine Theory*, 2018, 124: 133–149
- [25] Xiao Hang, Lv Shengnan, Li Long, et al. Static Analysis of deployable cable-truss structures based on linear complementarity theory[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2022, 58(5): 18–25 (肖航, 吕胜男, 李龙, 等. 基于线性互补理论的可展开索-桁架结构静力学分析 [J]. *机械工程学报*, 2022, 58(5): 18–25(in Chinese))
- [26] Danielle S O D, Paul J K B, Matthew S. Origami-based tps folding concept for deployable mars entry vehicles[C]//AIAA Scitech Forum. 2020: 1897