

含间隙天线折展机构模块精度分析

董自瑞¹, 林 飞², 侯 鹏¹, 陈金宝², 刘虎林³

(1. 上海卫星装备研究所, 上海 201109; 2. 南京航空航天大学 航天学院, 江苏 南京 210016;

3. 上海航天电子技术研究院, 上海 201109)

摘 要: 针对天线折展机构连接运动副间隙引起天线折展过程运动不确定、精度下降等问题, 提出了基于“无质量杆”模型来模拟自由状态的含运动副间隙机构建模方法。该方法基于 D-H 法建立了天线 3 个闭环的几何关系模型, 将无质量杆模型引入天线几何关系中, 获得了展开误差的计算模型。通过综合运用蒙特卡洛法实现了自由状态折展机构展开误差计算。计算结果表明: 转动副间隙对折展机构单元肋展开在 Z 方向上展开精度影响最大, 单元肋展开最大误差为 0.353 mm, 可为天线折展机构设计提供了参考。

关键词: 含间隙运动副; 精度分析; 折展机构; 数值求解

中图分类号: V 476.3

文献标志码: A

DOI: 10.19328/j.cnki.1006-1630.2020.05.004

Deployment Precision Analysis of Antenna Folding Mechanism Module with Clearance

DONG Zirui¹, LIN Fei², HOU Peng¹, CHEN Jinbao², LIU Huling³

(1. Shanghai Institute of Spacecraft Equipment, Shanghai 201109, China;

2. Academy of Astronautics, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, Jiangsu, China;

3. Shanghai Aerospace Electronic Technology Institute, Shanghai 201109, China)

Abstract: Aiming at the problems such as motion uncertainty and precision reduction in the antenna folding process caused by the connection clearance of a kinematic pair with a antenna folding mechanism, a method of modeling the kinematic pair mechanism with clearance in free state is proposed based on the “massless-link” model. First, based on the D-H method, the geometric relationship model of three closed-loop antennas is established. Second, the massless-link model is introduced into the geometric relationship, and the calculation model for deployment errors is obtained. Finally, the unfolding errors of the free-state folding mechanism are calculated by using the Monte Carlo method. The results show that the clearance of the rotating pair has the greatest influence on the unfolding accuracy of the element rib of the folding mechanism in the Z-direction. The maximum error of the element rib is 0.353 mm, which can provide a reference for the design of antenna folding mechanisms.

Key words: kinematic pair with clearance; precision analysis; folding mechanism; numerical solution

0 引言

折展机构具有收纳率大、重量轻、精度高等特点, 被广泛应用于柔性太阳能帆板、星载天线、太空望远镜等空间设备的支撑装置中, 其展开精度是保障系统正常运行的关键参数指标^[1-3]。常见的折展机构主要由连杆经转动副铰接而成, 但是由于加工

误差的存在, 为保证良好的转动性能, 转动副的孔和轴之间不可避免地留有一定间隙, 使机构在运动学上表现出不确定性^[4-5], 直接影响着机构的展开精度。

对于转动副间隙对机构的影响, 已有大量学者进行了研究, 但是其研究对象主要为单闭环机

收稿日期: 2019-09-02; 修回日期: 2019-10-12

基金项目: 国家自然科学基金(61773265, 51675264)

作者简介: 董自瑞(1991—), 男, 硕士, 工程师, 主要研究方向为航天器结构与机构。

构^[6-7],而折展机构一般为多环闭链机械系统,具有环约束相互耦合、参数关系复杂等特点^[8],对其展开误差的分析存在高非线性、强耦合等问题,单闭环的分析方法难以直接适用。目前,对于多环闭链机构的精度分析虽然已有学者对其进行了探索,但是研究成果不多,有待进一步完善,如文献[9]基于最小弹性势能法和拉格朗日乘子法,给出了杆件变形及其尺寸误差引起的展开精度分析方法,而未考虑运动副间隙的影响。文献[10]基于矩阵法和粒子群优化算法实现了多环闭链的解耦,但仅讨论了含运动副间隙时的最大展开误差。文献[11]采用螺旋理论给出了含转动副间隙的多环闭链机构精度分析的通用方法。文献[12]通过采用冗余驱动控制使运动副间隙对机构的影响最小化,但其引入了多余的自由度和驱动,控制难度大,且改变了机构的构型。

本文通过将转动副间隙等效成“无质量杆”建立含间隙的折展机构等效模型,根据约束关系不变原则,将多环闭链拆分成多个单闭环,基于D-H法建立其几何关系,运用蒙特卡洛法模拟加工误差和含间隙转动副的状态,对其展开误差进行分析。

1 含间隙折展机构构型

本文采用如图1所示的折展机构模块化单元作为研究对象。该折展机构含6个基本单元肋组成(2个横向肋、2个纵向肋和2个纵向辅助肋),单个模块可进行拓扑成所需要抛物柱面构型。

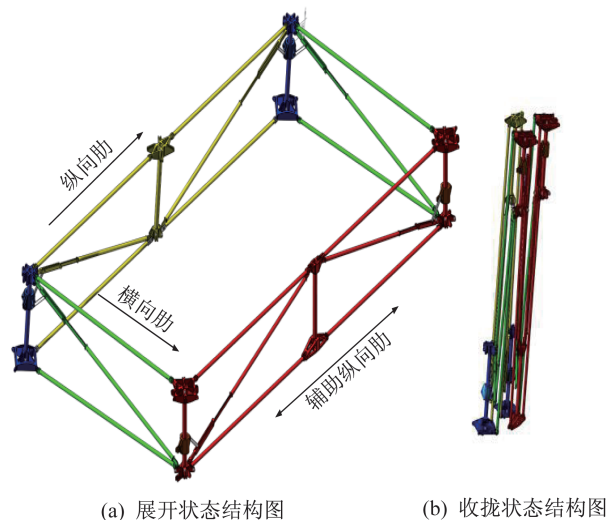


图1 折展机构单元模块

Fig.1 Unit module of the folding mechanism

基本单元是实现整个天线支撑机构折展功能、保障展开精度的基础,其折展原理如图2所示。该机构由弹簧力推动滑块A沿y轴正方向运动,进而带动各连杆运动使机构逐步展开,直到连杆DE触碰到机械限位点H,机构停止运动。此时,连杆DE与连杆QD共线,机构展开到位且处于自锁状态,拉索张紧提供张力。图中, M_1 点和 M_2 点为天线金属网的固定位置,展开状态下,这两点的位置精度直接决定着天线的型面精度。

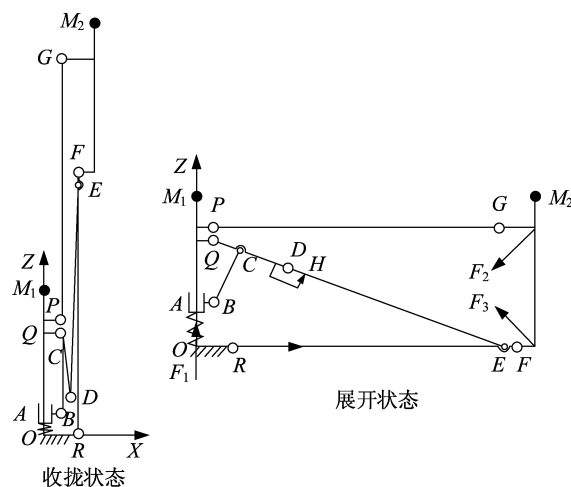


图2 折展机构基本肋单元

Fig.2 Basic rib element of the folding mechanism

折展机构单元肋基本单元包含1个滑动副和9个转动副,自由度为1。由于运动需求及制造误差的存在,各运动副均存在间隙,使机构的运动存在一定的不确定性。为提高运动可靠性,滑块处为直线轴承与轴精密配合,间隙极小,可忽略该处间隙,因此,简化后的模型仅存在转动副。

2 含间隙转动副等效模型

折展机构肋基本单元展开到位后其位姿确定,即各连杆处于受力平衡状态,各转动副符合接触假设,即孔和轴始终保持接触。因机构运动过程受力和冲击较小,各构件刚度大,可视为多刚体系统,故采用“无质量杆”等效模型^[12]描述间隙转动副,如图3所示。将孔和轴的偏心距等效成长度为 r_i 的“无质量杆”,其两端分别与孔和轴的中心铰接。

r_i 由孔和轴的配合公差确定,是服从正态分布的随机变量。根据 3σ 准则,认为 r_i 的取值几乎全部集中在 $(\mu - 3\sigma, \mu + 3\sigma)$ 区间内,则 r_i 的均值 μ_i 和标

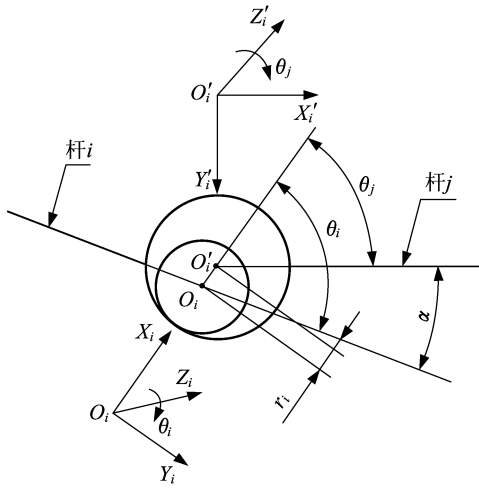


图3 转动副间隙等效模型

Fig.3 Equivalent model of the rotating pair clearance

准差 σ_i 确定如下:

$$\begin{cases} \mu_i = \frac{[\max(r_i) + \min(r_i)]}{2} \\ \mu_i + 3\sigma_i = \max(r_i) \end{cases} \quad (1)$$

式中: $\max(r_i)$ 、 $\min(r_i)$ 分别为孔和轴之间的最大间隙和最小间隙。

根据 D-H 法建立相应的坐标系, 确定各杆件方位角 θ_i 、 θ_j 的正方向。其中, θ_i 为“无质量杆” $O_i O'_i$ 相对于连杆 i 的方位角, θ_j 为连杆 j 相对于“无质量杆” $O_i O'_i$ 的方位角, 且满足

$$\theta_j = \alpha - \theta_i; \theta_i, \theta_j \in [-\pi, \pi) \quad (2)$$

式中: α 为含间隙转动副连接的连杆 j 相对于连杆 i 的方位角。

3 自由状态下的展开误差模型

当不考虑拉索张力、弹簧力等作用力对机构中各间隙转动副的孔和轴的相对位姿的影响时, 即“无质量杆”处于自由状态, 其方位角 θ_i 在 $[-\pi, \pi)$ 内服从均匀随机分布, 且任一时刻 θ_i 为定值, 则根据“无质量杆”等效模型构建的含转动副间隙的折展机构等效模型如图 4 所示。由于“无质量杆”固定不动, 因此, 折展机构自由度仍为 1。受 D 点处的转动副间隙影响, 折展机构展开到位后, 连杆 DE 相对连杆 $Q'D$ 偏转了角度 β , 如图 5 所示。

根据正弦定理, 有

$$\frac{\sin[\pi - (\beta + |\theta_D|)]}{l_{DH}} = \frac{\sin\beta}{r_D}, \theta_D \in [-\pi, \pi) \quad (3)$$

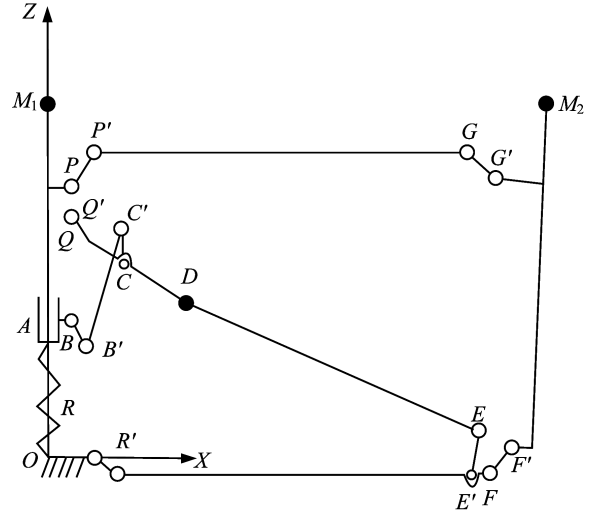


图4 自由状态下含间隙的折展机构等效模型

Fig.4 Equivalent model of the folding mechanism with clearance in free state

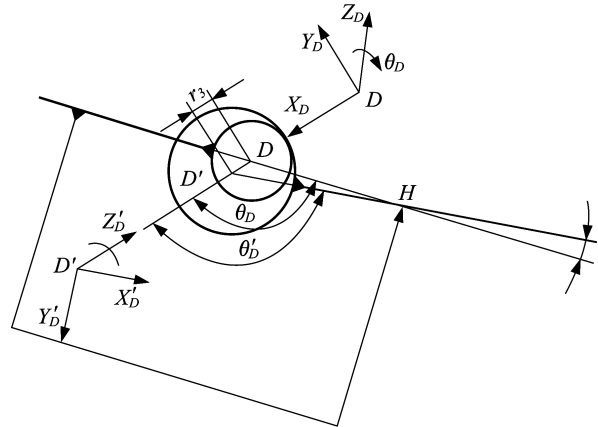


图5 转动副D处的间隙等效模型

Fig.5 Clearance equivalent model at D of the rotating pair

由式(3)解得

$$\beta = \arctan\left(\frac{r_D \sin|\theta_D|}{l_{DH} - r_D \cos|\theta_D|}\right), \beta \in [0, \pi/2] \quad (4)$$

根据 D-H 法的定义有

$$\theta_{D'} = \begin{cases} -\theta_D + \beta, \theta_D \in [-\pi, 0] \\ -(\theta_D + \beta), \theta_D \in (0, \pi) \end{cases} \quad (5)$$

式中: θ_D 为连杆 DD' 相对于连杆 $Q'D$ 的方位角; $\theta_{D'}$ 为连杆 $D'H$ 相对于连杆 DD' 的方位角; r_D 为铰接点 D 处孔和轴的偏心距; l_{DH} 为 DH 的距离。

为便于分析计算, 根据约束不变原则, 将图 4 所示的折展机构等效模型拆分成 I、II、III 3 个单闭环进行分析, 如图 6 所示。

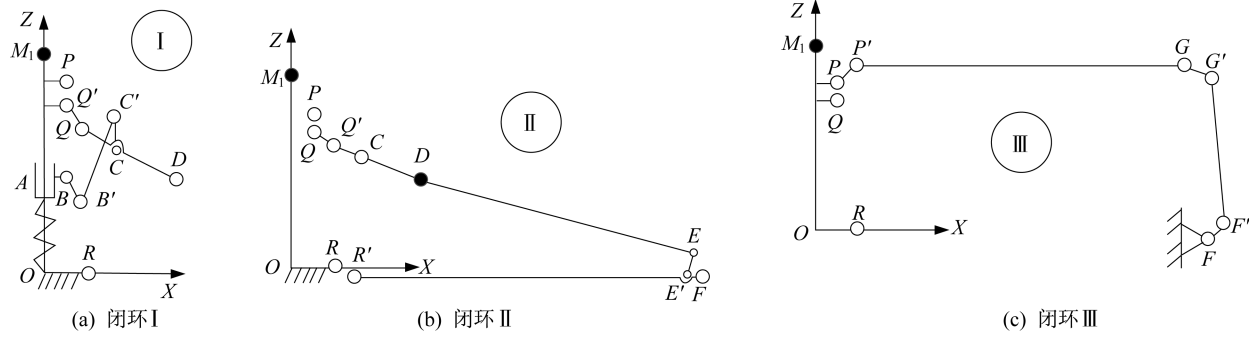


图 6 拆分后的单闭环结构

Fig.6 Single closed-loop structures after split

令

$$i, j \in \{O, P, P', Q, Q', R, R', B, B', C, C', D, D', E, E', F, F', G, G', M2\}$$

jT_i 表示坐标系 $o_j-x_jy_jz_j$ 到坐标系 $o_i-x_iy_iz_i$ 的齐次变换矩阵。根据 D-H 法分别在闭环 I、II、III 内各转动副上建立动坐标系 $o_i-x_iy_iz_i$, 则两坐标系之间的齐次变换通式为

$${}^jT_i = \begin{bmatrix} {}^jR & {}^jP \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

其中,

$${}^jR = \begin{bmatrix} \cos \theta_i - \sin \theta_i \cos \omega_j & \sin \theta_i \sin \omega_j \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i \cos \omega_j - \cos \theta_i \sin \omega_j \\ 0 & \sin \omega_j & \cos \omega_j \end{bmatrix} \quad (7)$$

$${}^jP = \begin{bmatrix} l_j \cos \theta_i \\ l_j \sin \theta_i \\ d_i \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中: l_j 为 o_j 沿 x_j 到 o_i 的测量距离; ω_j 为 z_j 沿 x_j 到 z_i 的旋转角度; d_i 为 x_j 沿 z_i 到 x_i 的测量距离; θ_i 为 x_j 沿 z_i 到 x_i 的旋转角度。

因此, 折展机构上各点在固定参考坐标系 $o-xyz$ 内有如下关系:

闭环 I

$${}^OT_C = {}^OT_Q {}^QT_{Q'} {}^{Q'}T_C \quad (9)$$

$${}^OT_B = {}^OT_C {}^CT_{C'} {}^{C'}T_{B'} {}^{B'}T_B \quad (10)$$

闭环 II

$${}^OT_F = {}^OT_C {}^CT_D {}^DT_{D'} {}^{D'}T_E {}^ET_{E'} {}^{E'}T_F \quad (11)$$

$${}^OT_R = {}^OT_F {}^FT_{R'} {}^{R'}T_R \quad (12)$$

闭环 III

$${}^OT_{G'} = {}^OT_F {}^FT_{F'} {}^{F'}T_{G'} \quad (13)$$

$${}^OT_P = {}^OT_{G'} {}^{G'}T_G {}^GT_{P'} {}^{P'}T_P \quad (14)$$

$${}^OT_{M_2} = {}^OT_{G'} {}^{G'}T_{M_2} \quad (15)$$

由于机构为封闭环, 滑动副 A 无间隙, 因此, 需满足如下约束条件:

$${}^OP_B(1, 1) = x_B \quad (16)$$

$${}^OP_B(3, 1) < z_C \quad (17)$$

$${}^OP_P = [x_P, y_P, z_P]^T \quad (18)$$

$${}^OR_P = [x_R, y_R, z_R]^T \quad (19)$$

此外, 由于转动副间隙导致了含间隙转动副连接的连杆 j 相对于连杆 i 的方位角相对理论值 α_0 偏转了 α_r , 因此, 式(2)可写为

$$\theta_j = \alpha_0 + \alpha_r - \theta_i; \theta_i, \theta_j \in [-\pi, \pi) \quad (20)$$

式中: α_0 为定值; α_r 为一定范围内的均匀随机变量, 其范围由转动副间隙大小确定, 取值较小。

则自由状态下间隙引起的展开误差为

$$\delta_f = {}^OM_2P - [x_{M_2}, y_{M_2}, z_{M_2}]^T \quad (21)$$

式中: $[x_i, y_i, z_i]^T$ 为点 i 相对固定参考系 $o-xyz$ 的理论坐标值。

4 展开误差求解

4.1 几何参数

根据选定的轴孔配合公差, 折展机构各转动副间隙值 r_i 的取值范围为 0.01~0.04 mm, 转动副相对固定参考系 $o-xyz$ 的理论坐标值见表 1。

4.2 自由状态下展开误差求解

各铰接点的间隙量为 0.01~0.04 mm, 采用蒙特卡洛法模拟各转动副间隙及各杆件方位角的取值, 大量获取满足约束的折展机构展开位形 (10^4 种), 求解相应的展开误差 δ_j , 计算结果如图 7~图 9 所示。

表 1 转动副理论坐标位置

Tab.1 Theoretical coordinates of the rotating pairs

转动副	理论坐标位置/mm
<i>P</i>	(30.00,0,500.00)
<i>Q</i>	(30.00,0,480.00)
<i>R</i>	(85.00,0,0)
<i>B</i>	(30.00,0,231.59)
<i>C</i>	(130.91,0,454.85)
<i>D</i>	(309.67,0,410.29)
<i>E</i>	(1 496.36,0,114.49)
<i>F</i>	(1 516.30,0,116.11)
<i>G</i>	(1 418.53,0,563.89)
<i>H</i>	(324.23,0,406.66)
<i>M₂</i>	(1 489.00,0,721.24)

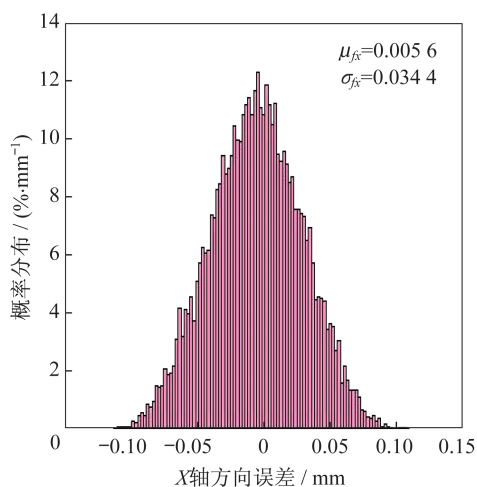


图 7 X轴方向上的展开误差分布

Fig.7 Unfolding error distribution in the X-direction

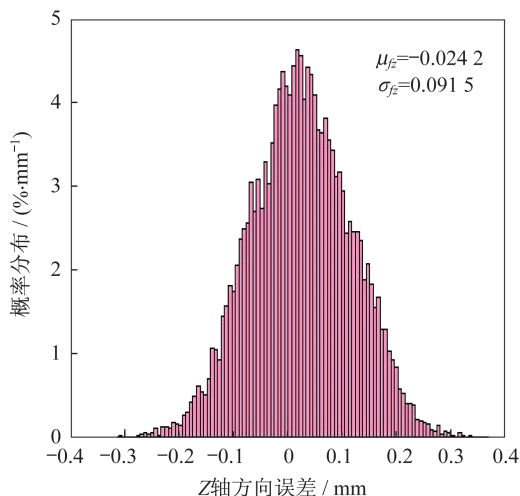


图 8 Z轴方向上的展开误差分布

Fig.8 Unfolding error distribution in the Z-direction

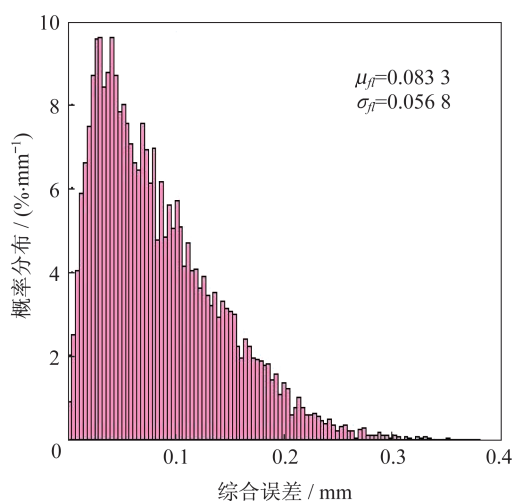


图 9 综合展开误差分布

Fig.9 Comprehensive unfolding error distribution

如图7所示,在Z方向误差均值为 $\mu_{fx} = -0.0056$ mm,标准差为 $\sigma_{fx} = 0.0344$ mm,误差最大值为 $\delta_{fx} = 0.1111$ mm。如图8所示,在Z方向误差均值为 $\mu_{fz} = 0.0242$ mm,标准差为 $\sigma_{fz} = 0.0915$ mm,误差最大值为 $\delta_{fz} = 0.3393$ mm。由此可见,转动副间隙对该展开机构在Z方向上的展开精度影响较大。如图9所示,网面支撑点 M_2 综合误差(实际位置点与理论位置点的距离)的均值和标准差分别为 $\mu_{fi} = 0.0833$ mm、 $\sigma_{fi} = 0.0568$ mm,最大误差为 $\delta_{fi} = 0.3537$ mm。

当不考虑受力时最大误差为0.3537 mm,误差均值为0.0833 mm,由于天线在单方向上由2个相同的单元组成,因此,天线整体误差可近似为多个单元误差的简单叠加,即整体最大误差值为0.7074 mm,说明了整体天线折展机构精度在有效范围内误差很低。

5 结束语

本文利用“无质量杆”模型建立了自由状态下含间隙折展机构的等效模型,根据约束关系不变原则,对该模型进行了分解;基于D-H法建立了各单闭环模型之间的几何关系,实现了多环闭链机构的解耦;运用蒙特卡洛法模拟加工误差和含间隙转动副的状态,对其自由状态的展开误差进行了求解分析。经过计算分析可知,转动副间隙对折展机构单元肋展开在Z方向上的展开精度影响较大,单元肋展开最大误差为0.3537 mm,折展机构模块整体误差最大值为0.7074 mm,为抛物柱面天线设计精度

提供了参考。

参考文献

- [1] DATASHVILI L. Foldability of hinged-rod systems applicable to deployable space structures [J]. CEAS Space Journal, 2013, 5(3): 157-168.
 - [2] 王勇,刘瑞,杨华,等.大型天线模块化展开结构与展开分析[J].航天器与火箭杂志,2015,52(4):1-11.
 - [3] 郭海伟,邓志强,刘荣强.空间索杆展开式铰接桅杆的参数设计与精度测量[J].光学与精密工程,2010,18(5):1105-1111.
 - [4] TSAI M J, LAI T H. Kinematic sensitivity analysis of linkage with joint clearance based on transmission quality [J]. Mechanism and Machine Theory, 2004, 39: 1189-1206.
 - [5] LI J, HUANG H, YAN S, et al. Kinematic accuracy and dynamic performance of a simple planar space deployable mechanism with joint clearance considering parameter uncertainty [J]. Acta Astronautica, 2017, 136: 34-45.
 - [6] SUN D, CHEN G. Kinematic accuracy analysis of planar mechanisms with clearance involving random and epistemic uncertainty [J]. European Journal of Mechanics: A/Solids, 2016, 58: 256-261.
 - [7] DANIALI H M, VAREDI S M, DARDEL M, et al. A novel algorithm for kinematic and dynamic optimal synthesis of planar four-bar mechanisms with joint clearance [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(5): 2059-2065.
 - [8] 杨勇,谢世生,张伟,等.多闭环平面展开机构的精度模型分析和调整[J].机械工程学报,2016,8(3):11-16.
 - [9] YANG Y, LUO J, ZHANG W, et al. Accuracy analysis of a multi-closed-loop deployable mechanism [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2016, 230(4): 203-210.
 - [10] TSAI M J, LAI T H. Accuracy analysis of a multi-loop linkage with joint clearances [J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(9): 1141-1157.
 - [11] ZHANG X, ZHANG X. Minimizing the influence of revolute joint clearance using the planar redundantly actuated mechanism [J]. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2017, 46: 104-113.
 - [12] DANIALI H M, VAREDI S M, DARDEL M, et al. A novel algorithm for kinematic and dynamic optimal synthesis of planar four-bar mechanisms with joint clearance [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(5): 2059-2065.
-
- (上接第 23 页)
- [3] 王海东,蒋刚,陈志伟,等.基于威布尔分布的加速试验剖面设计方法[J].上海航天,2019,36(4):136-140.
 - [4] WANG Z L, HUANG H Z, LI Y F. An approach to reliability assessment under degradation and shock process [J]. IEEE Trans on Reliability, 2011, 60(4): 852-863.
 - [5] 张云,于广,王立平,等.基于性能退化数据的数控转台单子样可靠性分析[J].清华大学学报,2020(4): 299-305.
 - [6] 张春华,陶俊勇,陈循.陀螺仪模糊性能可靠性评价[J].中国惯性技术学报,2000,8(3):62-65.
 - [7] XU Z, JI Y, ZHOU D. A new real-time reliability prediction method for dynamic systems based on on-line fault prediction [J]. IEEE Trans on Reliability, 2009, 58(3): 523-538.
 - [8] 赵发刚,王翠珍,葛钊,等.基于谱相关函数-Wigner-Ville 谱的轴承分布故障信号分析[J].上海航天,2017, 34(3):122-130.
 - [9] 何正嘉,曹宏瑞,瞿艳阳,等.机械设备运行可靠性评估的发展与思考[J].机械工程学报,2014,50(2): 171-186.
 - [10] YUAN J, WANG Y, PENG Y Z, et al. Weak fault detection and health degradation monitoring using customized standard multiwavelets [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 94: 384-399.
 - [11] 何正嘉,蔡改改,申中杰,等.基于机械诊断信息的设备运行可靠性研究[J].中国工程科学,2013,15(1):9-14.
 - [12] SUN H L, HE Z J, ZI Y Y, et al. Multiwavelet transform and its applications in mechanical fault diagnosis: a review [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2014, 43: 1-24.
 - [13] ALKHIDHR H, JIANG Q T. Correspondence between multiwavelet shrinkage and nonlinear diffusion [J]. Journal of Computational and Applied Mathematics, 2021, 382: 113074.
 - [14] BUTLER D E. The shock pulse method for the detection of damaged rolling bearing [C]// NDT Int 6. 1973:92-95.
 - [15] 屈梁生,何正嘉.机械故障诊断学[M].上海:上海科学技术出版社,1986.