

铰接肋天线背架肋展开的可靠性分析^①

王敏娟^{②***} 陈建军^{③*} 段宝岩^{*} 赵 宽^{*} 靳 宁^{*}

(^{*} 西安电子科技大学机电工程学院 西安 710071)

(^{**} 西安邮电大学自动化学院 西安 710121)

摘 要 针对某铰接肋式星载天线背架肋展开的可靠性进行了研究。根据该天线展开过程中两阶段运动机理的不同,分别对绳索在脱离铰接点前后两阶段建立了相应的力学分析模型。在此基础上,考虑到结构几何尺寸误差以及太空环境等随机性因素的影响,构建了基于力矩和累积功两种失效模式的可靠性功能函数,并利用一次二阶矩法推导出各功能函数的可靠性计算公式。对一个 12 米口径的天线的设计方案进行了可靠性分析,分析结果验证了所建模型的合理性和有效性。此研究为大型星载可展开天线结构系统的可靠性分析提供了必要的理论基础和参考依据。

关键词 星载天线, 铰接肋天线, 背架肋, 功能函数, 一次二阶矩, 运动可靠性

0 引言

随着人类对宇宙空间的不断探索,各种类型的星载天线相继问世。由于运载火箭尺寸的限制,大型星载天线在发射阶段一般采用折叠方式^[1],待卫星入轨定位后再通过遥控将天线展开。天线是否能够顺利展开将关系到卫星能否正常在太空中服役。因而,天线展开的可靠性,成为星载天线的一个重要性能指标。

星载天线展开装置的机械部分通常为机构。由于机构系统构造复杂、形体可变、失效机理多样,故星载天线展开的可靠性问题的研究难度很大,目前在理论和方法上尚不够成熟,特别是针对机构运动功能可靠性问题的研究涉及甚少^[2-4]。近年来,有关大型星载天线方面的研究主要集中在天线的结构设计、热分析、展开动力学以及入轨定位控制等方面^[5-9],而关于星载天线可靠性方面的研究也大都处于初级阶段^[10,11]。目前,星载天线研究大都集中在桁架类、径向肋^[12-14]等方面。随着航天事业的发展,结构形式简单、折叠体积小(收纳率高)、质量轻,装载直径、高度更小且易于实现大型化的铰接肋天线逐渐引起了人们的关注。迄今,公开发表的有

关铰接肋天线展开过程的可靠性分析与预测方面的文献还未有报道。本文针对铰接肋天线背架肋的展开过程进行了研究,分析了背架肋运动过程中的主要失效模式,同时针对拉索脱离前后两种运动状态进行了内力分析,建立了相应的可靠性功能函数,依据一次二阶矩法计算出了相应的可靠性指标。研究结果对于提高铰接肋天线展开机构的可靠性具有重要的现实意义。

1 铰接肋天线展开的运动机理

铰接肋天线由若干个肋通过转动副连接而成。如图 1 所示,内外两层杆通过转动副连接,并且展开转动方向相反,其中虚线部分为外层杆,与虚线相连的实线部分为内层杆。本文所涉及的某天线口径为

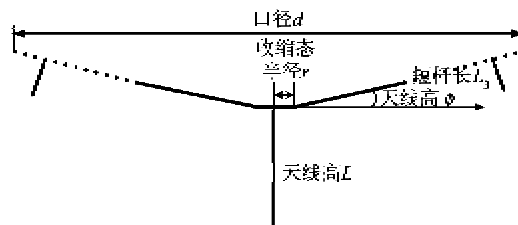


图 1 铰接肋天线两单元示意图

① 863 计划(2006AA04Z402)和国防预研(Y13406040101)资助项目。

② 女,1981 年生,博士生;研究方向:机电系统智能控制研究;E-mail: wang.min.juan@126.com

③ 通讯作者,E-mail: jjchen@xidian.edu.cn

(收稿日期:2010-11-19)

12m,共有10个单元,由电机拉索形成抛物面轮廓,拉索均从每个单元铰接点处的动滑轮上绕过。

铰接肋天线展开的过程分为解锁、展开、定位三个阶段。在解锁阶段,因在天线的每个单元的转动副处均装有一扭簧,当天线捆索脱落后,在扭簧的作用下,内外两层杆稍微张开一定的角度以摆脱自锁位置;在展开阶段,电机带动通过铰接点牵引在杆上的拉索,由外层杆带动内层杆促使天线逐渐展开;在定位阶段,当电机停止后,在内外层杆弹簧锁和各关节限位块的作用下,天线展开到位并锁定。展开过程示意图见图2。



图2 铰接肋天线展开过程示意图

2 背架肋展开过程的力学分析

因铰接肋天线呈轴对称分布,故只需对其中一个对称单元的展开机理进行分析即可。该天线在展开过程中可分为两个阶段。第一阶段(如图3所示),绳索未脱离内外杆之间铰接点C处动滑轮时受力情况;第二阶段(如图4所示),绳索脱离内外杆之间铰接点C处动滑轮之后的受力情况。为防止冲击和振动的发生,天线的展开运动过程相当缓慢,故可近似认为在展开的每一瞬时系统均处于静

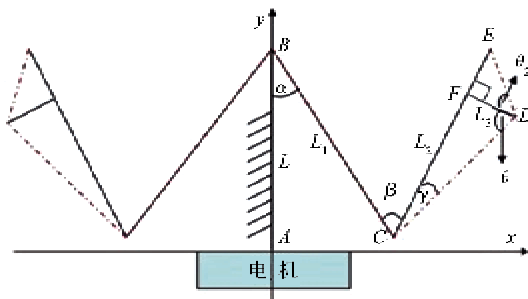


图3 拉索脱离C点前铰接肋天线两单元结构示意图

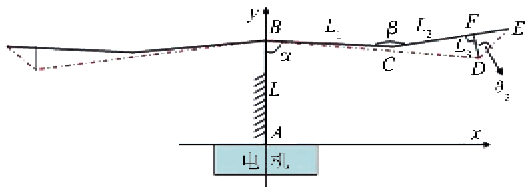


图4 拉索脱离C点后铰接肋天线两单元结构示意图

平衡状态。另在太空微重力环境中,可忽略结构的自重。

2.1 铰接肋天线第一阶段展开过程的内力分析

2.1.1 确定各杆的空间几何关系

在绳索拉力的作用下,该展开机构可等效为一个曲柄滑块。假设该铰接肋天线的最终展开角度为 ϕ (在天线展开之后BE连线与水平线的夹角),杆L和杆 L_1 的夹角为 α ,由图3中的三角关系知

$$\cos(\phi) = (d/2 - r)/(L_1 + L_2) \quad (1)$$

$$\beta = 2\alpha(1 - 2\phi/(\pi + 2\phi)) \quad (2)$$

其中, d 为天线的口径, r 为收拢态半径,短杆DF垂直于杆CE,且 $EF = L_2/3$ 。

2.1.2 确定各杆件的内力

利用截面法,分别对杆CE、BC和AB进行内力分析,根据力的平衡可得

$$N_3 - T\cos(\pi/2 - \theta_1) = 0 \quad (3)$$

$$N_2 - T + N_3\cos\beta + T\sin(\beta - \theta_1) = 0 \quad (4)$$

$$N_1 - T - T\cos\alpha + N_2\cos\alpha = 0 \quad (5)$$

由式(3) - (5)联立可得

$$N_1 = T + T\cos\alpha - N_2\cos\alpha \quad (6)$$

$$N_2 = T - N_3\cos\beta - T\sin(\beta - \theta_1) \quad (7)$$

$$N_3 = T\cos(\pi/2 - \theta_1) \quad (8)$$

其中, T 为电机的拉力, N_1 、 N_2 、 N_3 分别为杆L、 L_1 、 L_2 的内力,其大小和各杆对销轴的正压力相等,因此,各杆的内力等于各杆的正压力。

旋转关节B处定滑轮对销轴的压力为

$$N_4 = 2T\cos(\alpha/2) \quad (9)$$

旋转关节C处动滑轮对销轴的压力为

$$N_5 = 2T\cos((\pi/2 - \beta - \theta_1)/2) \quad (10)$$

2.2 铰接肋天线第二阶段展开过程的内力分析

2.2.1 确定各杆的空间几何关系

图4所示为铰接肋天线绳索脱离铰接点C处后的展开过程。由图3中的几何关系知 $L_{CD} = \sqrt{(L_2 - L_{EF})^2 + L_3^2}$,因此在绳索脱离C点后可得到以下关系式:

$$L_{BD} = (L_1^2 + L_{CD}^2 - 2L_1L_{CD}\sin(\theta_1 - \beta))^{1/2} \quad (11)$$

$$\delta = \arcsin(-L_1\cos(\theta_1 - \beta)/L_{BD}) \quad (12)$$

$$\gamma = \delta + \theta_1 \quad (13)$$

其中 θ_1 为图3中的 $\angle CDF$ 。

2.2.2 确定各杆件的内力

同理,在绳索脱离动滑轮时,分别对杆CE、BC和AB进行内力分析,根据力的平衡条件可得

$$\tilde{N}_3 - T\cos(\pi/2 - \gamma) = 0 \quad (14)$$

$$\tilde{N}_2 - \tilde{N}_3\cos(\pi - \beta) = 0 \quad (15)$$

$$\tilde{N}_1 - T + \tilde{N}_2 \cos(\alpha) + T \sin(\alpha - \beta + \gamma) = 0 \quad (16)$$

联立式(13) - (16)可解得各杆的内力为

$$\tilde{N}_1 = T - \tilde{N}_2 \cos(\alpha) - T \sin(\alpha - \beta + \gamma) \quad (17)$$

$$\tilde{N}_2 = \tilde{N}_3 \cos(\pi - \beta) \quad (18)$$

$$\tilde{N}_3 = T \sin(\gamma) \quad (19)$$

其中, $\tilde{N}_1$ 、 $\tilde{N}_2$ 、 $\tilde{N}_3$ 分别为杆 AB、BC 和 CE 在拉绳脱离 C 处动滑轮后的内力。同样,其大小同各杆对销轴的正压力相等。

旋转关节 B 处定滑轮对销轴的压力为

$$\tilde{N}_4 = 2T \cos(\alpha/2) \quad (20)$$

旋转关节 C 处动滑轮对销轴的压力 $\tilde{N}_5 = 0$ 。

3 背架肋展开过程可靠性分析

各单元中杆件靠铰接点处销轴相连,展开的动力由电机提供。阻力主要来自于关节处的摩擦阻力矩,以及一些外在的不确定性因素产生的阻力矩。摩擦阻力矩由关节轴上正压力和相应的摩擦系数产生,其它阻力矩则由 k_m 倍的摩擦阻力矩进行估算,其中 k_m 为综合影响系数。考虑到构件的加工和装配误差以及环境等随机因素的影响,将电机的拉力 T , 销轴与滑轮的半径 r , 销轴与轴套间的摩擦系数 f 均视为随机变量。欲使铰接肋天线顺利展开,须满足以下两个运动功能之一:

(1) 展开过程中主动力矩始终大于阻力矩

如图 3 所示,当旋转关节 B 处的展开角度为 α 时,此时功能函数对应的极限状态方程为

$$Z_M = M_a(\alpha) - M_r(\alpha) = 0 \quad (21)$$

其中, Z_M 为力矩形式的功能函数, $M_a(\alpha)$ 为主动力矩, $M_r(\alpha)$ 为阻力矩。

同样,将铰接肋天线展开过程分为两个阶段来进行可靠性分析。首先,在绳索脱离图 3 中的铰接点 C 处之前,则总阻力矩和由拉绳提供的总主动力矩分别为

$$M_r = (1 + k_m) \times n \times (|f_1 N_1 r_1| + |f_1 N_2 r_1| + |f_2 N_2 r_2| + |f_2 N_3 r_2| + |f_3 N_4 r_3| + |f_6 N_5 r_4|) \quad (22)$$

$$M_a = n \times (T r_3 + T r_4) \quad (23)$$

其中, $f_{r_3} = (\pi/2)f_3$, $f_{r_6} = (\pi/2)f_4$, f_1 、 f_2 分别为旋转关节 B、C 铰接点处的静摩擦系数, f_3 、 f_4 分别为旋转关节 B 处定滑轮和 C 处动滑轮的销轴和轴套间的静摩擦系数。 r_1 、 r_2 分别为旋转关节 B、C 处销轴的半径, r_3 、 r_4 分别为旋转关节 B 处定滑轮和 C 处动

滑轮的半径, n 为铰接肋天线的单元数。

当 $r_1 = r_2 = R_1$, $r_3 = r_4 = R_2$, $f_1 = f_2 = \mu_1$, $f_3 = f_4 = \mu_2$ 时,整理后可得矩的功能函数为

$$Z_M = n \times [2TR_2 - T\mu_1 R_1 (A(\alpha) + 2B(\alpha) + D(\alpha)) - T\mu_2 R_2 (C(\alpha) + E(\alpha))] \quad (24)$$

其中, $A(\alpha)$ 、 $B(\alpha)$ 、 $C(\alpha)$ 、 $D(\alpha)$ 、 $E(\alpha)$ 均为展角 α 的确定性函数, μ_1 、 R_1 、 μ_2 、 R_2 、 T 均为随机变量。

利用矩方法^[15]可得 Z_M 的均值和方差分别为

$$\mu_{Z_M} = n \times [2\mu_T \mu_{R_2} - \mu_T \mu_{\mu_1} \mu_{R_1} (A(\alpha) + 2B(\alpha) + D(\alpha)) - \mu_T \mu_{\mu_2} \mu_{R_2} (C(\alpha) + E(\alpha))] \quad (25)$$

$$\sigma_{Z_M}^2 = n^2 \times ((2\mu_{R_2} - \mu_{\mu_1} \mu_{R_1} (A(\alpha) + 2B(\alpha) + D(\alpha)) - \mu_{\mu_2} \mu_{R_2} (C(\alpha) + E(\alpha)))^2 \sigma_T^2 + \mu_T^2 \mu_{\mu_1}^2 (A(\alpha) + 2B(\alpha) + D(\alpha))^2 \sigma_{R_1}^2 + (2\mu_T - \mu_T \mu_{\mu_2} (C(\alpha) + E(\alpha)))^2 \sigma_{R_2}^2 + \mu_T^2 \mu_{R_1}^2 (A(\alpha) + 2B(\alpha) + D(\alpha))^2 \sigma_{\mu_1}^2 + \mu_T^2 \mu_{R_2}^2 (C(\alpha) + E(\alpha))^2 \sigma_{\mu_2}^2) \quad (26)$$

则对应的可靠性指标和可靠度可分别表为

$$\beta_M = \mu_{Z_M} / \sigma_{Z_M} = (\mu_{M_a} - \mu_{M_r}) / (\sigma_{M_a}^2 + \sigma_{M_r}^2)^{1/2} \quad (27)$$

$$P_M = P(M_a - M_r > 0) = \Phi(\beta_M) \quad (28)$$

同理可得到在绳索脱离铰接点 C 处后的总阻力矩和由拉绳提供的总主动力矩分别为

$$\tilde{M}_r(\alpha) = (1 + k_m) \times n \times (|f_1 \tilde{N}_1 r_1| + |f_1 \tilde{N}_2 r_1| + |f_3 \tilde{N}_4 r_3| + |f_2 \tilde{N}_2 r_2| + |f_2 \tilde{N}_3 r_2|) \quad (29)$$

$$\tilde{M}_a(\alpha) = n \times (T r_3 + T r_4) \quad (30)$$

则矩的功能函数为

$$\tilde{Z}_M = n \times [2TR_2 - T\mu_1 R_1 (\tilde{A}(\alpha) + 2\tilde{B}(\alpha) + \tilde{D}(\alpha)) - T\mu_2 R_2 \tilde{C}(\alpha)] \quad (31)$$

其中, $\tilde{A}(\alpha)$ 、 $\tilde{B}(\alpha)$ 、 $\tilde{C}(\alpha)$ 、 $\tilde{D}(\alpha)$ 均为旋转角 α 的确定性函数, μ_1 、 R_1 、 μ_2 、 R_2 、 T 均为随机变量。

同样可求得 $\tilde{Z}_M$ 的均值和方差,将其代入式(27)和(28),即可求得相应的可靠性指标和可靠度。

(2) 展开过程中主动力矩所做的功始终大于阻力矩所做的功

如图 3 所示,在展开过程中只要主动力矩累积所做的功大于阻力矩的累积功,则展开过程将会持续进行。此时功能函数对应的极限状态方程为

$$Z_w = W_a(\alpha) - W_r(\alpha) = 0 \quad (32)$$

其中, Z_w 为力矩做功形式的功能函数, $W_a(\alpha)$ 为主

动力矩的累积功, $W_r(\alpha)$ 为阻力矩的累积功。

同样,在考虑力矩所做的功时也将铰接肋天线展开过程分为两个阶段来进行可靠性分析。首先,在绳索脱离铰接点 C 处之前,设在转角为 α 时,有一微小角 $d\alpha$ 的变化,则总的微摩擦功为

$$\begin{aligned} dW_r &= (1 + k_m) \times n \times (|f_1 N_1 r_1 d\alpha| + |f_1 N_2 r_1 d\alpha| \\ &\quad + |f_2 N_2 r_2 d\beta| + |f_2 N_3 r_2 d\beta| + |f_3 N_4 r_3 d\alpha| \\ &\quad + |f_6 N_5 r_4 d\beta|) \\ &= (1 + k_m) \times n \times \bar{M}_r(\alpha) d\alpha \end{aligned} \quad (33)$$

由图 3 知,则总的微动力功为

$$dW_a = n \times \bar{M}_a(\alpha) d\alpha \quad (34)$$

当旋转关节从起始角 α_0 旋转到角 α 时,天线所积累的摩擦功和积累的动力功分别为

$$W_r(\alpha) = \int_{\alpha_0}^{\alpha} (1 + k_m) \times n \times \bar{M}_r(\alpha) d\alpha \quad (35)$$

$$W_a(\alpha) = \int_{\alpha_0}^{\alpha} n \times \bar{M}_a(\alpha) d\alpha \quad (36)$$

由此可得到基于功的功能函数为

$$\begin{aligned} Z_W &= W_a(\alpha) - W_r(\alpha) = n \times (2TR_2 G(\alpha) \\ &\quad - T\mu_1 R_1 H(\alpha) - T\mu_2 R_2 K(\alpha)) \end{aligned} \quad (37)$$

其中, $G(\alpha)$ 、 $H(\alpha)$ 、 $K(\alpha)$ 都是关于 α 的确定性函数, μ_1 、 R_1 、 μ_2 、 R_2 、 T 均为随机变量。

利用矩法可求得 Z_W 的均值和方差分别为

$$\begin{aligned} \mu_{Z_W} &= n \times (\mu_T \mu_{R_2} G(\alpha) - \mu_T \mu_{\mu_1} \mu_{R_1} H(\alpha) \\ &\quad - \mu_T \mu_{\mu_2} \mu_{R_2} K(\alpha)) \\ \sigma_{Z_W}^2 &= n^2 \times ((2\mu_{R_2} G(\alpha) - \mu_{\mu_1} \mu_{R_1} H(\alpha) \\ &\quad - \mu_{\mu_2} \mu_{R_2} K(\alpha))^2 \sigma_T^2 + \mu_T^2 \mu_{R_1}^2 H(\alpha)^2 \sigma_{R_1}^2 \\ &\quad + (2\mu_T G(\alpha) - \mu_T \mu_{\mu_2} K(\alpha))^2 \sigma_{R_2}^2 \\ &\quad + \mu_T^2 \mu_{R_1}^2 H(\alpha)^2 \sigma_{\mu_1}^2 + \mu_T^2 \mu_{R_2}^2 K(\alpha)^2 \sigma_{\mu_2}^2) \end{aligned} \quad (38)$$

而对应的可靠性指标和可靠度分别为

$$\beta_W = \mu_{Z_W} / \sigma_{Z_W} = (\mu_{Z_W} - \mu_{W_r}) / (\sigma_{W_a}^2 + \sigma_{W_r}^2)^{1/2} \quad (40)$$

$$P_W = P(W_a - W_r > 0) = \Phi(\beta_W) \quad (41)$$

同理,在绳索脱离铰接点 C 点后,由以上分析可得到相应的功的功能函数为

$$\begin{aligned} \bar{Z}_W &= \bar{W}_a(\alpha) - \bar{W}_r(\alpha) = n \times (TR_2 \bar{G}(\alpha) \\ &\quad - T\mu_1 R_1 \bar{H}(\alpha) - \mu_2 R_2 \bar{K}(\alpha)) \end{aligned} \quad (42)$$

其中, $\bar{G}(\alpha)$ 、 $\bar{H}(\alpha)$ 、 $\bar{K}(\alpha)$ 都是关于 α 的确定性函数, μ_1 、 R_1 、 μ_2 、 R_2 、 T 均为随机变量。

同样可求得 $\bar{Z}_W$ 的均值和方差,并将其代入式(40)和(41),求得相应的可靠性指标和可靠度。

4 背架肋展开的可靠度计算

展开机构相关数据如下:单元数 $n = 10$; 天线高 $L = 2995\text{mm}$, 且 $L = L_1 = L_2$; 天线口径 $d = 12\text{m}$; 短杆长度 $L_3 = 500\text{mm}$; 收缩态半径 $r = 100\text{mm}$; 展开角度 $\phi = 15^\circ$; 销轴半径均值 $\mu_{R_1} = 2.5\text{mm}$; 滑轮半径均值 $\mu_{R_2} = 3\text{mm}$; 变异系数 $v_{R_1} = v_{R_2} = 0.1$; 铰接点处的静摩擦系数均值 $\mu_{\mu_1} = 0.02$; 滑轮处均值 $\mu_{\mu_2} = 0.02$; 变异系数 $v_{\mu_1} = v_{\mu_2} = 0.1$; 牵引拉力的均值 $\mu_T = 150\text{N}$; 变异系数 $v_T = 0.1$ 。下面给出可靠性计算结果。

图 5 为绳索未脱离动滑轮 C 点时各杆内力变化曲线,图 6 为电机拉绳脱离动滑轮 C 点后各杆内力变化情况。由于各杆内力等于各杆正压力,因此从图中可以看出 N_1 、 N_2 、 N_3 和 $\tilde{N}_1$ 、 $\tilde{N}_2$ 、 $\tilde{N}_3$ 内力方向一致,表明各杆件受力方向一致。

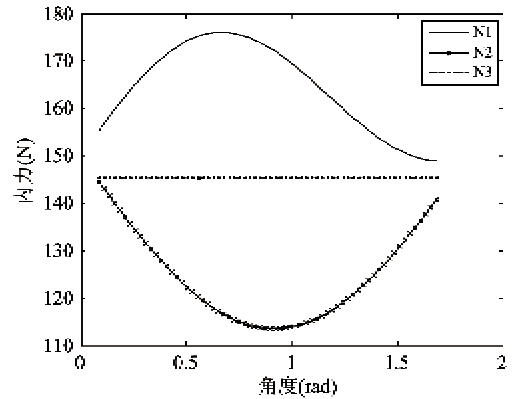


图 5 第一阶段展开杆件内力变化曲线

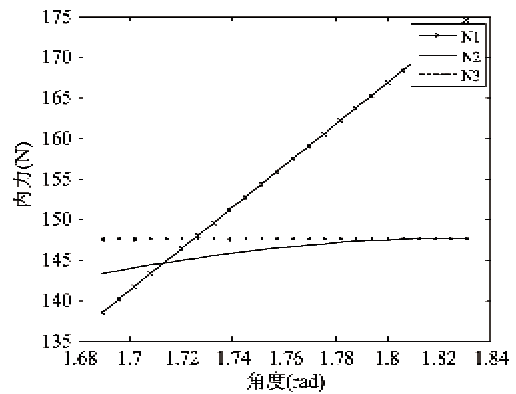


图 6 第二阶段展开杆件内力变化曲线

图 7 和图 8 给出了在电机拉绳脱离动滑轮 C 点前后两阶段基于矩的转动功能可靠性指标的变化曲

线。由图中可以看出,可靠性指标为 $\beta_w \in [6.6065, 6.7222]$ 。在展开的初始阶段,由于结构的自锁效应使 β_w 比较小,展开相对困难;到达可靠性指标最大值后,由于阻力矩增大,可靠性指标 β_w 开始有所下降,但从总体上看,可靠性指标呈增大趋势。

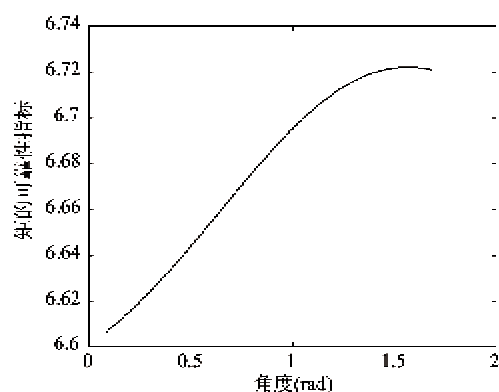


图 7 第一阶段展开基于矩的可靠性指标变化曲线

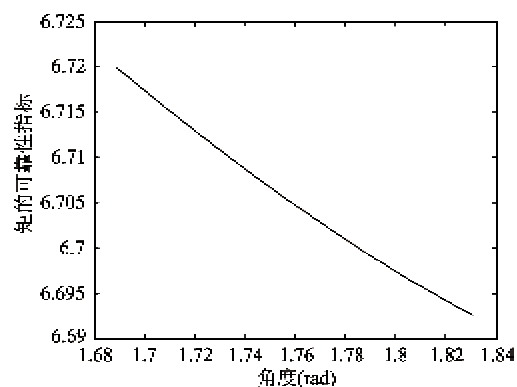


图 8 第二阶段展开基于矩的可靠性指标变化曲线

由图 9 和图 10 可知,基于功的可靠性指标为 $\beta_w \in [5.7014, 6.7998]$ 。 β_w 在展开机构初始张角为 5° 时由 0 很快上升到 6.5 左右,此后平稳增大。

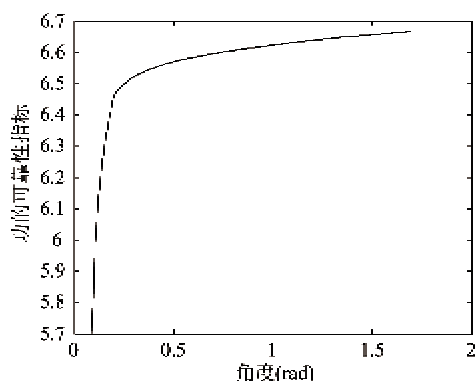


图 9 第一阶段展开基于功的可靠性指标变化曲线

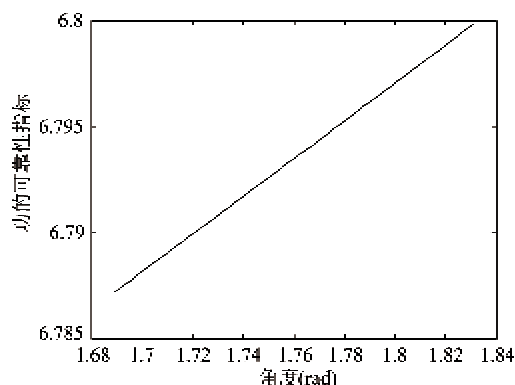


图 10 第二阶段展开基于功的可靠性指标变化曲线

由以上分析可得出,基于矩的可靠度为 $\Phi(6.6065) \leq P_{rw} \leq \Phi(6.7222)$; 基于功的可靠度为 $\Phi(5.7014) \leq P_{rw} \leq \Phi(6.7998)$ 。综合考虑两者因素,通过并联模型计算可得到铰接肋天线背架肋展开的总可靠度为 $P_r = 1 - (1 - P_{rw})(1 - P_{rw}) \geq 0.99999$ 。

5 结论

(1) 铰接肋天线背架肋机构的顺利展开是影响整个展开机构的关键环节。在综合考虑加工和装配误差以及环境等随机因素影响的基础上,通过动力学分析构建了某铰接肋式星载天线机构背架肋展开可靠性分析模型,为大型星载可展开机构的可靠性分析提供了必要的理论依据。

(2) 针对展开机构运动功能的可靠性进行了预测,由计算结果可进一步确定背架肋展开机构在展开过程中的薄弱环节。因此,本文基于概率方法的可靠性预测为大型机构提供了一种可能选择,使其成为大型机构可靠性设计的有益补充。

(3) 仿真结果表明:可靠性指标 β_M 和 β_w 随展开角度增大而增大,说明文中所建立的可靠性分析模型是合理且有效的。

参考文献

- [1] Tibert G. Deployable Tensegrity Structures for Space Applications. Stockholm: Royal Institute of Technology, 2002. 17-26
- [2] Sandler B Z 著,马培荪,马烈译. 机构概率设计. 北京: 科学出版社, 1991. 131-217
- [3] Feng Y S. The development of a theory of mechanism reliability. *Reliability Engineering & System Safety*, 1993, 41(1): 95-99

- [4] Verma D, Knezevic J. A fuzzy weighted wedge mechanism for feasibility assessment of system reliability during conceptual design. *Fuzzy Sets and Systems*, 1996, 83 (2):179-187
- [5] Tanaka H. Design optimization studies for large-scale contoured beam deployable satellite antennas. *Acta Astronautica*, 2006, 58(9): 443-451
- [6] Vu K K, Liew J Y R, Anandasivam K. Deployable tension-strut structures: from concept to implementation. *Journal of Constructional Steel Research*, 2006, 62 (3): 195-209
- [7] 朱敏波, 曹峰云, 刘明治等. 星载大型可展开天线太空辐射热变形计算. 西安电子科技大学学报, 2004, 31(1): 28-31
- [8] 赵孟良, 吴开成, 关富玲. 空间可展桁架结构动力学分析. 浙江大学学报(工学版), 2005, 39(11): 1669-1674
- [9] Wettergren J, Bonnedal M, Ingvarson P, et al. Antenna for precise orbit determination. *Acta Astronautica*, 2009, 65(11-12): 1765-1771
- [10] Chen J J, Zeng Y G, Sun H A. Dynamic reliability analysis of antenna reflector accuracy under wind excitation. *Computers & Structures*, 1996, 59(5): 819-822
- [11] 金恂叔. 论航天器的环境试验和可靠性. 中国空间科学技术, 1997, (5): 33-40
- [12] Patel J, Ananthasuresh G K. A kinematic theory for radially foldable planar linkages. *International Journal of Solids and Structures*, 2007, 44(18): 6279-6298
- [13] 林立广, 陈建军, 刘国梁等. 基于灰色关联法的星载天线展开机构系统故障树分析. 高技术通讯, 2010, 20(9): 905-910
- [14] Soykasap O. Analysis of tape spring hinges. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2007, 49(2): 853-860
- [15] Chen J J, Duan B Y. Reliability Aspects in Dynamic & Structural Optimization. Holland: Gordon&Breach Publishers, 1999. 43-67

Analysis of the reliability of frame rib deployment of a hinged-rib antenna

Wang Minjuan^{***}, Chen Jianjun^{*}, Duan Baoyan^{*}, Zhao Kuan^{*}, Jin Ning^{*}

(^{*} School of Electromechanical Engineering, Xidian University, Xi'an 710071)

(^{**} School of Automation, Xi'an University of Posts and Telecommunications, Xi'an 710121)

Abstract

The deployment reliability of the frame rib of a certain large satellite antenna was studied. According to the difference in movement principium between the two phases that were distinguished by the cable's off the hinged point in the deployment process of the antenna, two corresponding mechanical analysis models were established. Then, in consideration of the influences of the dimension errors and space environments on the deployment reliability, the performance functions of rotation work and rotation moment were established respectively, and the reliability computation formulas for them were derived using the method of second-order moment. Finally, the reliability analysis for the antenna with the caliber of 12-meter was conducted, and the results verified the rationality and the feasibility of the presented models. This study provides the theoretical basis and reference for the deployment reliability analysis of a large satellite antenna.

Key words: satellite antenna, hinged-rib antenna, frame rib, performance function, second-order moment, movement reliability