大型环形桁架天线间隙铰径向动刚度的理论与实验研究

袁安, 张伟*, 刘宏利

北京工业大学机电学院, 北京 100124

* 联系人, E-mail: sandyzhang0@yahoo.com

收稿日期: 2017-04-06; 接受日期: 2017-07-19; 网络出版日期: 2017-08-31

国家自然科学基金(编号: 11290152)资助项目

摘要 大型环形桁架天线结构由大量的杆件及铰链构成, 环形桁架为天线结构的骨架, 为天线反射型面的形成提供可靠的支撑. 由于结构中存在大量的铰链, 在制造及装配过程中铰链的间隙不可避免, 而铰链的动刚度系数对铰链的动力学特性有着重要影响, 因此有必要对铰链的动刚度进行研究. 本文对大型可展空间环形桁架天线结构间隙铰链的动刚度问题进行了理论与实验分析. 建立了铰链动刚度的模型, 分析了外激励、铰链间隙及铰链振动幅值对动刚度系数的影响. 结果表明, 间隙对动刚度系数的影响较为显著, 随着间隙的增大, 铰链的动刚度系数将会降低. 同时, 通过实验分析, 验证了理论模型的正确性.

关键词 大型环形桁架天线, 铰, 动刚度, 间隙

PACS: 46.70.-p, 46.70.Hg, 46.70.Lk

随着航天工业的迅速发展, 空间结构向着大尺寸、高精度的方向发展^[1,2], 然而运载能力的限制向空间结构提出了轻质、大折叠比^[3,4]的要求, 可展结构的应用不仅满足了空间大型结构的任务需求, 同时也满足了发射时的运载条件, 大型空间可展结构的研制已成为航天领域发展中的重要组成部分.

大型环形桁架天线发射时收纳贮存于箭体内, 随卫星入轨展开工作, 以其质轻、收纳比大和刚度强等特点成为通信卫星、遥感卫星等星载信号反射器结构的首选^[5,6](图1). 大型环形桁架天线展开锁定之后其环形桁架成为支撑结构, 由于设计需要, 各杆件之

间往往需要铰链连接, 然而在制造、装配以及空间展开等过程中, 铰链中的间隙难以避免, 这将对环形桁架支撑结构的刚度造成影响, 使整体结构展现出复杂的动力学行为^[7,8]. 因此, 对环形桁架支撑结构中杆件连接处铰的刚度进行研究具有重要的意义.

在航天器铰接构件的研究中, 学者们做出了大量的工作. 王巍等人^[9,10]对航天器铰接结构的非线性动力学问题的研究进行了总结, 介绍了研究中发现的动力学现象, 总结了应对问题的解决方法. 在航天器含间隙空间机构方面, 阎绍泽^[11]论述了间隙非线性研究对航器设计及在轨运行性能分析的重要意义, 提出了

引用格式: 袁安, 张伟, 刘宏利. 大型环形桁架天线间隙铰径向动刚度的理论与实验研究. 中国科学: 物理学 力学 天文学, 2017, 47: 104606
Xi A, Zhang W, Liu H L. Analysis and experiment on dynamic stiffness of clearance hinge in large circular truss antenna (in Chinese). Sci Sin-Phys Mech Astron, 2017, 47: 104606, doi: [10.1360/SSPMA2017-00095](https://doi.org/10.1360/SSPMA2017-00095)

图 1 (网络版彩图) (a) 星载环形桁架天线反射器; (b) 环形桁架支撑结构
Figure 1 (Color online) (a) Truss antenna reflector on satellite; (b) circular truss.

待解决的若干含间隙空间机构动力学关键问题, 对空间机构间隙接触非线性动力学分析设计、在轨运行机构稳定性分析, 以及在轨含间隙空间机构动力学性能全局预测模拟的仿真软件研制等问题进行了讨论. 同时, 阎绍泽^[12]对计及间隙的运动副在机械系统中的动力学问题进行了总结. 基于近年来计及间隙影响的运动副建模以及含间隙机械系统动力学研究, 以间隙运动副研究所用力学模型总结归纳了相关问题的研究进展, 同时介绍间隙模型在机械系统动力学非线性特性分析、性能评价与可靠性评估等方面的应用情况, 详细探讨了含间隙系统动力学分析、运动精度评估以及运动副间隙设计等若干关键技术问题. 曹登庆等人^[13]对空间可展结构的非光滑力学模型及动力学问题进行了研究, 描述了铰链的非光滑特点, 介绍了含间隙机构的动力学建模方法、分析方法. 在大型网架式可展开空间结构的非线性动力学与控制的研究方面, 胡海岩等人^[14]关注大型空间网架式结构的展开和服役过程的非线性动力学研究, 提出了重点研究的3个科学问题, 其中大型空间网架结构展开锁定后由铰间隙引起的复杂的非线性振动问题成为研究重点.

铰链的动力学特性在含铰结构动力学问题的研究中尤为重要, 大量的理论分析及实验测量应用到了铰的动力学特性的研究中. Yoshida^[15]对空间结构中的含间隙铰进行了研究, 建立了铰的力学模型, 分析了在间隙段到接触段过程中频率转换及能量耗散的机理. Wang和Li^[16]研究了含间隙铰接两杆结构的非线性动力学问题, 将结构简化为弹簧质量系统, 假设铰的刚度为分段线性模式. Wang和Lion^[17,18]利用幅频响应函数对机械结构中的铰的动力学参数进行了辨识, 辨识过程中考虑到了环境的测量噪声. Crawley等人^[19-21]将力状态映射法(Force State Mapping, FSM)加以发展应用到非线性铰的参数辨识中, 利用该方法辨识航天

器连接结构的模型及参数. 此方法将连接结构产生的非线性回复力表示为其运动状态(位移、速度)的可叠加类型及参数, 物理意义直观明确. Crawley采用FSM方法通过单个连接件的试验, 测得由其传递的回复力时间历程及其状态变量时间历程, 再用最小二乘法拟合回复力与状态变量的函数关系, 得到连接件的非线性模型参数.

铰链的刚度是决定铰接结构动态特性的重要因素, 本文将对大型环形桁架天线结构中的杆件连接部分的平面回转铰的径向动态特性进行分析, 建立铰的径向动力学模型, 分析铰链的动刚度, 讨论铰链间隙、外激励和位移幅值对铰动刚度的影响.

1 铰的径向动态刚度模型

大型环形桁架天线结构由大量的杆件及链构成, 展开锁定之后, 整体结构分为反射面、前张力网、环形支撑桁架、张力索和后张力网构成(图2). 环形桁架为天线的骨架, 支撑反射型面形成一定的反射面构型并保持天线结构稳定.

铰链的刚度是决定铰接结构动态特性的重要因素, 本文将环形桁架天线支撑结构中的杆件连接部分的平面回转铰的径向动态特性进行分析. 铰和销的配合(图3), 成为了间隙存在的关键, 制造、装配及运输过程中, 铰与销之间间隙的出现不可避免.

1.1 铰的静刚度

铰链中销和耳板接触模型如图4所示. 两接触物体的材料的弹性模量和泊松比分别为 E_1 , E_2 , ν_1 和 ν_2 , 销和耳板孔的半径分别为 R_1 和 R_2 , 铰链的间隙为 $\Delta R = R_2 - R_1$, 半接触宽度为 a , 接触半角为 ε .

Hertz接触理论是研究弹性非协调接触问题的一

图2 大型环形桁架天线结构分解示意图
Figure 2 Sketch of large circular truss antenna.

套理论, 将三维柱面接触简化为二维接触, 并有如下假设^[22]: (1) 接触表面连续且为非协调接触; (2) 接触面间不存在摩擦; (3) 应变较小; (4) 接触物体可以假设为半弹性空间. Hertz接触力模型是基于完全弹性变形, 主要研究了弹性体的准静态接触问题, 并且该模型是非线性接触力模型, 但是没有考虑接触过程中的能量损失.

根据图4间隙铰链平面回转接触状态示意图, 销

与耳板接触时的等效半径为

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_2 - R_1}. \quad (1)$$

两接触体的模量为

$$\frac{1}{E} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}. \quad (2)$$

接触力可以表示为

$$P = \frac{\pi a^2 E}{4R}. \quad (3)$$

由此可以得到半接触宽度:

$$a^2 = \frac{4RP}{\pi E} = \frac{4R_1 R_2 P}{\pi E \Delta R}. \quad (4)$$

对两接触体的变形量叠加得到总变形量, 即为接触深度:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = \frac{P}{\pi E_1} \left[2 \ln \left(\frac{4R_1}{a} \right) - 1 \right] + \frac{P}{\pi E_2} \left[2 \ln \left(\frac{4R_2}{a} \right) - 1 \right]. \quad (5)$$

当两接触体弹性模量相等 $E_1 = E_2$, 接触力和接触深度的关系为

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{2P}{\pi E_1} \left[\ln \left(\frac{16R_1 R_2}{a^2} \right) - 1 \right] \\ &= \frac{2P}{\pi E_1} \left[\ln \left(\frac{4\pi E \Delta R}{P} \right) - 1 \right] \\ &= \frac{P}{\pi E (1 - \nu^2)} \left[\ln \left(\frac{4\pi E \Delta R}{P} \right) - 1 \right]. \end{aligned} \quad (6)$$

图3 平面回转铰示意图
Figure 3 Sketch of planar rotary hinge.

图4 间隙铰链平面回转接触状态
Figure 4 Contact state of planar rotary hinge.

则静刚度为

$$k_j = \pi E(1 - \nu^2) \left[\ln \left(\frac{4\pi E \Delta R}{P} \right) - 1 \right]^{-1}. \quad (7)$$

文中描述的静刚度 k_j 为铰链与销接触时相对静止时的刚度, 并不是整体结构意义上的静止状态.

1.2 铰的动刚度

研究铰链在外部激励下的刚度, 就需要建立间隙铰链的动刚度模型, 推导铰链固有频率和动刚度.

含间隙铰的运动可以分为3个状态: 间隙段空程运动状态、空程与接触过渡状态和接触运动状态, 如图5所示.

铰间隙运动状态和接触状态的运动方程为

$$m\ddot{w}_L + k_0 w_L = 0, (w_L \leq \varepsilon), \quad (8)$$

$$m\ddot{w}_L + k_1 w_L = (k_1 - k_0)\varepsilon, (w_L > \varepsilon), \quad (9)$$

式中, $\ddot{w}_L$ 为部件质量 m 的加速度, w_L 为部件质量的位移.

可将间隙运动状态部件质量的位移设为

$$w_L = C_1 \sin \omega_0 t + C_2 \cos \omega_0 t, \quad (10)$$

式中, C_1, C_2 与初始条件有关的系数; ω_0 铰链在间隙阶段的固有频率.

将铰运动的初始条件设为 $t = 0, w_L = 0, \dot{w}_L = v_0$, $C_1 = v_0 / \omega_0, C_2 = 0$, 铰受外部激励运动时, 当在过渡状态时根据位移连续性条件, 满足 $t = t_1$ 时, $x = c$. 同时, 根据能量守恒定律, 初始时系统的动能与振动位移峰值为 A 时的势能相等, 即:

图5 (网络版彩图) (a) 间隙段空程运动状态; (b) 空程与接触过渡状态; (c) 接触运动状态

Figure 5 (Color online) (a) Gap state; (b) transition state; (c) contact state.

$$mv_0^2 / 2 = k_1 A^2 / 2. \quad (11)$$

得到间隙运动状态的持续时间为

$$t_1 = \frac{1}{\omega_0} \arcsin \frac{\omega_0 c}{\omega_1 A}, \quad (12)$$

式中, ω_1 为铰接触阶段的固有频率, 记为 $\omega_1 = \sqrt{k_1 / m}$.

接触状态持续时间为

$$t_2 = \frac{1}{\omega_1} \arccos \frac{c}{c + A\lambda^2}, \quad (13)$$

式中, λ 为接触状态与间隙运动状态的固有频率的比为

$$\lambda = \frac{\omega_1}{\omega_0}. \quad (14)$$

根据文献[15]将接触状态和间隙运动状态的时间叠加求得间隙铰链结构的固有频率:

$$f = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{\omega_0} \arcsin \frac{\omega_0 c}{\omega_1 A} + \frac{1}{\omega_1} \arccos \frac{c}{c + A \lambda^2} \right)^{-1}. \quad (15)$$

铰链径向运动过程中, 间隙运动状态较自由, 刚度 $k_0 = 0$, 间隙铰链的固有频率可表示为

$$f = \frac{1}{4} \lim_{\omega_0 \rightarrow 0} \left(\frac{1}{\omega_0} \arcsin \frac{\omega_0 c}{\omega_1 A} + \frac{1}{\omega_1} \arccos \frac{c}{c + A \lambda^2} \right)^{-1}, \quad (16)$$

$$f = \frac{\omega_1}{2\pi} \left(\frac{2c}{\pi A} + 1 \right)^{-1}. \quad (17)$$

由式(17)可知铰链结构的固有频率随着接触段固有频率的增大而增大, 间隙的增大而减小, 随着幅值的增大而增大.

在强迫振动下, 受外部激励下振幅为

$$w_{\max} = \frac{F/k}{\sqrt{\left[1 - (\omega/\omega_n)^2\right]^2 + \left[2\zeta(\omega/\omega_n)\right]^2}}, \quad (18)$$

式中, ω_n 间隙铰链结构的固有频率, k 为静刚度, ω 为外部激励力, ζ 为阻尼率. 根据文献[21], 由于 ζ 较小, 当激励力较低时, 对式(18)的分母进行简化, 得到动态刚度 k_d 为

$$k_d = k c_d = k \left| 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right| = k \left| 1 - \left[\frac{\omega}{\omega_1} \left(\frac{2c}{\pi A} + 1 \right) \right]^2 \right|, \quad (19)$$

$$c_d = \left| 1 - \left[\alpha \left(\frac{2}{\pi} \beta + 1 \right) \right]^2 \right|, \quad (20)$$

式中, α 为外激励频率与接触段频率之比, β 为间隙值与铰链振动幅值之比. 由式(20)可知, 动态刚度系数与间隙铰链结构固有频率、外激励频率、间隙大小和幅值之间的关系. 当 β 一定时, 动刚度系数 c_d 随着外激励的增大而减小; 同时, 动刚度系数 c_d 随着铰链频率 ω_1 的增大而增大(图6). 在间隙值与幅值方面, 固定频率 α , 随着间隙 c 的增大, 动刚度系数 c_d 逐渐减小; 振幅 A 对动刚度系数 c_d 的贡献受间隙值 c 的影响, 当间隙 c 较大时, 动刚度系数 c_d 随幅值增大而增大的趋势明显(图7). 综

图6 (网络版彩图) 动刚度系数随频率变化的趋势

Figure 6 (Color online) The trend of dynamic stiffness coefficient varying with frequency.

图7 (网络版彩图) 动刚度系数随幅值、间隙变化的趋势

Figure 7 (Color online) The trend of dynamic stiffness coefficient varying with amplitude and gap.

合各参数对于动刚度系数 c_d 的变化趋势, 间隙 c 的大小对于动刚度系数 c_d 的影响较为显著, 间隙 c 大时, 铰链的动刚度系数 c_d 小.

2 铰链径向运动实验

在理论分析的同时,对铰链结构径向运动进行了动力学实验,实验设备布置方案及实验如图8和9. 激振器对铰链施加正弦力的外部激励,铰链位移数据的采集方面采用KEYENCE系列单点激光位移传感器. 由于铰链结构尺寸的限制,其位移测量较为困难,铰链径向位移的测量采用了间接测量的方法. 将径向随铰链固连的杆件上设置一带角度的斜面,在斜面上贴置靶标,实验时采集斜面的位移值,通过角度换算即可获得铰链径向振动时的位移值.

实验中采用的铰链为平面回转铰几何尺寸如图10所示,通过铰链尺寸 R_2 与柱销直径 R_1 的配合形成间隙 c . 铰链与柱销配合间隙数据见表1. 对铰链施加正弦激励,采集铰链径向振动时的位移值.

当激励频率为5 Hz,配合间隙为0.4 mm,激励振幅为0.604 mm时,得到外激励幅值和铰链幅值之间的关系,如图11所示. 从图中可知,外激励受铰链运动的影响,幅值缩减;铰链幅值到达峰值的时间滞后于外激励. 当配合间隙减小0.3 mm时,铰链的幅值陡增如图12,

图8 实验设备布置方案
Figure 8 Experimental equipment layout.

图9 (网络版彩图)实验装置
Figure 9 (Color online) Experimental equipment.

图10 铰的几何尺寸
Figure 10 Geometry size of hinge.

表1 配合间隙数值
Table 1 Clearance value

R_1 (mm)	R_2 (mm)	$\Delta R = R_2 - R_1$ (mm)	c (mm)
2.1	3.0	0.9	0.45
2.4	3.0	0.6	0.30
2.5	3.0	0.5	0.25
2.1	3.2	1.1	0.55
2.4	3.2	0.8	0.40
2.5	3.2	0.7	0.35

图11 (网络版彩图)间隙0.4 mm时,铰链幅值随激励变化
Figure 11 (Color online) When the gap is 0.4 mm, the hinge amplitude varies with the excitation.

从理论计算式(19)可知,频率比 α 不变的情况下,间隙值与振幅的比值减小,与此对应铰链的动刚度系数将增大.

对铰链施加扫频激励,数据如图13所示. 扫频范围

图 12 (网络版彩图) 间隙 0.3 mm 时, 铰链幅值随激励变化
Figure 12 (Color online) When the gap is 0.3 mm, the hinge amplitude varies with the excitation.

图 13 扫频激励下铰链幅值变化
Figure 13 The amplitude variation of the hinge under swept frequency excitation.

为 1–10 Hz, 扫频时间为 10 s, 配合间隙取值为 0.4 mm, 经测量外激励的最大振幅均值为 0.604 mm. 初始阶段, 激励以 1 Hz 频率输入, 铰链的振幅小范围内震荡, 当触发扫频时, 铰链的幅值迅速增加, 可见外激励频率的提升促进了铰链振幅的增长, 动刚度系数将减小. 因此, 外激励的增加使铰链动刚度系数减小, 与理论趋势一致.

3 结论

本文对大型环形桁架天线结构中杆件连接处的含间隙铰链结构的径向运动时的动刚度系数进行了理论与实验研究, 给出了含间隙铰链径向运动时动刚度系数的表达, 并通过实验加以验证.

铰链的动刚度系数受铰链结构的固有频率、外激励、间隙以及幅值的影响. 在外激励频率与铰链固有频率方面, 当间隙与铰链的径向振动幅值之比一定时, 动刚度系数随着外激励的增大而减小; 动刚度系数随着铰链频率的增大而增大. 在间隙大小与铰链振动幅值方面, 固定频率比, 随着间隙的增大, 动刚度系数减小. 振幅较小时, 动刚度系数的减小较快, 即下降率高; 相对应与振幅较大时, 动刚度系数的下降率低, 图 7 中呈现为一种缓坡下降的趋势. 通过对实验采集的数据进行分析发现, 间隙较小时铰链动刚度较大; 外激励的促使铰链的幅值变大, 进而使动刚度系数减小. 综合各参数对于动刚度系数的变化趋势, 间隙的大小对于动刚度系数的影响较为显著, 间隙较大时, 动刚度系数增大趋势明显.

参考文献

- Murphy D, McEachen M, Macy B, et al. Demonstration of a 20-m solar sail system. In: Proceedings of 46th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference. Austin, 2005. 2126
- Chodimella S, Moore J, Otto J, et al. Design evaluation of a large aperture deployable antenna. In: Proceedings of 47th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. Newport, 2006. 1603
- Mitsugi J, Ando K, Senbokuya Y, et al. Deployment analysis of large space antenna using flexible multibody dynamics simulation. *Acta Astronaut*, 2000, 47: 19–26
- Tan G E B, Pellegrino S. Nonlinear vibration of cable-stiffened pantographic deployable structures. *J Sound Vib*, 2008, 314: 783–802
- Puig L, Barton A, Rando N. A review on large deployable structures for astrophysics missions. *Acta Astronaut*, 2010, 67: 12–26
- Brown M A. A deployable mast for solar sails in the range of 100–1000 m. *Adv Space Res*, 2011, 48: 1747–1753
- Moon F C, Li G X. Experimental study of chaotic vibrations in a pin-jointed space truss structure. *AIAA J*, 1990, 28: 915–921
- Bendiksen O O. Mode localization phenomena in large space structures. *AIAA J*, 1987, 25: 1241–1248

- 9 Wang W, Yu D Y, Ma X R. Advances and trends on non-linear dynamics of spacecraft joint-dominated structure (in Chinese). *Chin Space Sci Tech*, 2004, 24: 24–29 [王巍, 于登云, 马兴瑞. 关于航天器铰接结构非线性动力学研究的几点建议. *中国空间科学技术*, 2004, 24: 24–29]
- 10 Wang W, Yu D Y, Ma X R. Advances and trends on non-linear dynamics of space joint-dominated structure (in Chinese). *Adv Mech*, 2006, 36: 233–238 [王巍, 于登云, 马兴瑞. 航天器铰接结构非线性动力学特性研究进展. *力学进展*, 2006, 36: 233–238]
- 11 Yan S Z. Development and problems of nonlinear dynamics of the mechanisms with clearances for spacecrafts (in Chinese). *J Dynam Control*, 2004, 2: 48–52 [阎绍泽. 航天器中含间隙机构非线性动力学问题及其研究进展. *动力学与控制学报*, 2004, 2: 48–52]
- 12 Yan S Z, Xiang W W K, Huang T Q. Advances in modeling of clearance joints and dynamics of mechanical systems with clearances (in Chinese). *Acta Sci Nat Univ Pekinensis*, 2016, 52: 741–755 [阎绍泽, 向吴维凯, 黄铁球. 计及间隙的运动副和机械系统动力学研究进展. *北京大学学报(自然科学版)*, 2016, 52: 741–755]
- 13 Cao D Q, Chu S M, Li Z F, et al. Study on the non-smooth mechanical models and dynamics for space deployable mechanisms (in Chinese). *Chin J Theor Appl Mech*, 2013, 45: 3–15 [曹登庆, 初世明, 李郑发, 等. 空间可展机构非光滑力学模型和动力学研究. *力学学报*, 2013, 45: 3–15]
- 14 Hu H Y, Tian Q, Zhang W, et al. Nonlinear dynamics and control of large deployable space structures composed of trusses and meshes (in Chinese). *Adv Mech*, 2013, 43: 390–414 [胡海岩, 田强, 张伟, 等. 大型网架式可展开空间结构的非线性动力学与控制. *力学进展*, 2013, 43: 390–414]
- 15 Yoshida T. Dynamic characteristic formulations for jointed space structures. *J Spacecr Rockets*, 2006, 43: 771–779
- 16 Wang Y, Li F M. Nonlinear dynamics modeling and analysis of two rods connected by a joint with clearance. *Appl Math Model*, 2015, 39: 2518–2527
- 17 Wang J H, Lion C M. Experimental identification of mechanical joint parameters. *J Vib Acoust*, 1991, 113: 28–36
- 18 Wang J H, Liou C M. Identification of parameters of structural joints by use of noise-contaminated FRFs. *J Sound Vib*, 1990, 142: 261–277
- 19 Crawley E F, Aubert A C. Identification of nonlinear structural elements by force-state mapping. *AIAA J*, 1986, 24: 155–162
- 20 Crawley E F, O'Donnell K J. Force-state mapping identification of nonlinear joints. *AIAA J*, 1987, 25: 1003–1010
- 21 Ingham M D, Crawley E F. Microdynamic characterization of modal parameters for a deployable space structure. *AIAA J*, 2001, 39: 331–338
- 22 Johnson K L, Johnson K L. *Contact Mechanics*. Cambridge: Cambridge University Press, 1987. 96–119

Analysis and experiment on dynamic stiffness of clearance hinge in large circular truss antenna

XI An, ZHANG Wei* & LIU HongLi

College of Mechanical Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China

Large space structures (LSS) composed of trusses, cables and meshes deployed on orbit, serves as the large antenna for different space missions. Deployable structures which are employed as large space supporting structures of space-borne antennas are widely used in earth observation space missions due to their large stiffness, small folding volume, light weight and easy extensibility. The dynamic research on deployable structures is great importance for the design, analysis, and capacity improvement of such structures. Each LSS contains many joints to combine the substructures, which contain clearance inevitably. The existence of the clearance causes the complicated dynamic characteristics of the LSS. It is necessary to estimate the influence of clearance on the structure. Hinge stiffness is an important factor in determining the dynamic characteristics of articulated structure, this paper will analyze the dynamic characteristics of radial connection part of the plane rotary hinge on large space deployable circular truss antenna structure, the radial kinetic model of hinges is established, the influence of hinge clearance, external excitation and displacement amplitude are discussed. The results indicate that the effect of clearance on the dynamic stiffness of the hinge is significant. On the exciting frequency and natural frequency in the hinge, when the ratio of radial vibration amplitude and the hinge clearance is constant, dynamic stiffness coefficient with the increase of external excitation is reduced. Dynamic stiffness coefficient with the frequency increases with increasing hinge. On the gap size and the hinge vibration amplitude, fixed frequency ratio, with the increase of the gap, the dynamic stiffness coefficient has a decreasing trend with the increase of the amplitude of the hinge, and with the decrease of the gap, the dynamic change of stiffness coefficient is not obvious, when the gap becomes larger, the dynamic stiffness coefficient increases significantly. When the clearance increases, the dynamic stiffness coefficient decreases. The validity of the theoretical calculation is verified by experiments.

large circular truss antenna structure, hinge, dynamic stiffness, clearance

PACS: 46.70.-p, 46.70.Hg, 46.70.Lk

doi: [10.1360/SSPMA2017-00095](https://doi.org/10.1360/SSPMA2017-00095)