# 太阳电池阵展开与锁定过程的多体动力学分析\*

刘铸永1节 时军委2 王检耀1

(1.上海交通大学 船舶海洋与建筑工程学院,上海 200240)(2.上海市空间飞行器机构重点实验室,上海 201108)

摘要 柔性太阳电池阵展开动力学分析一般将板间的铰链视为理想铰,展开到位时施加与角度相关的撞击 力矩模拟锁定过程.本文采用多体动力学方法,在动力学建模时将板间铰链视为物体,考虑太阳电池阵的刚 柔耦合效应,基于 Hertz 接触理论,建立锁销和锁槽的碰撞模型.然后实现了太阳电池阵展开锁定全过程的动 力学数值仿真,并研究了碰撞模型中参数的选取对仿真结果的影响.研究结果表明,碰撞参数的选取不仅影 响铰间碰撞力的大小,还会影响整个系统锁定后的频率响应.最后给出了如何选取碰撞参数进行太阳电池阵 展开与锁定动力学仿真的策略.

关键词 展开机构, 锁定撞击, 碰撞力, 频率, 碰撞参数 poi. 10.6052/1672-6553-2018-031

## 引言

大型航天器外部通常安装多个柔性附件,如太 阳帆板、天线、机械臂等<sup>[1]</sup>.在航天器入轨后,太阳 帆板等附件将在扭簧作用下由收拢状态展开锁定 成伸展状态.这些机构的展开过程中,锁定部位会 产生接触碰撞,导致机构关节处承受较大的撞击载 荷,对于柔性附件的结构强度、航天器的姿态、在轨 运行精度等方面均有影响.因此对于锁定撞击过程 的准确预测有重要意义<sup>[2]</sup>.

柔性附件的展开锁定过程是典型的变拓扑、非 线性刚柔耦合多体系统动力学问题.以往对于展开 动力学的研究一般将板间铰链视为理想铰<sup>[3,4]</sup>,展 开到位时施加与角度相关的撞击力矩模拟锁定过 程.由于对板间接触碰撞过程的简化,提高了全局 动力学仿真的效率,但是也影响了仿真结果尤其是 碰撞力的可信性.

本文以某展开机构为研究对象,将板间铰链作 为物体实际建立到动力学模型中,基于 Hertz 接触 理论建立锁销和锁槽间的碰撞模型,实现展开锁定 全过程的动力学仿真.由于 Hertz 接触理论中需要 选取接触刚度和指数等参数,研究了碰撞参数对仿 真结果的影响,给出了如何选取碰撞参数进行太阳 电池阵展开与锁定动力学仿真的策略.

#### 1 展开系统结构

#### 1.1 系统组成

图 1 为某航天器太阳电池阵结构简图.系统由 航天器本体(hub)、连接架(yoke)、3 块太阳帆板 (panel)和铰链等所组成,其中航天器本体、连接块、 太阳帆板三者之间都是通过扭簧铰链相互铰接,





+ 通讯作者 E-mail:zhuyongliu@ sjtu.edu.cn

<sup>2017-09-27</sup> 收到第1稿,2017-11-03 收到修改稿.

<sup>\*</sup>国家自然科学基金资助项目(11772188)和上海市空间飞行器机构重点实验室开放课题资助项目(16GHZ-JJ09-017)

#### 1.2 锁定机构

图 2 为板间铰链示意图,铰链两构件分别固接 在相邻的两块板上,铰链之间为旋转铰.展开过程 中,锁销在凸轮表面滑动,进入锁槽后实现锁定.



图 2 锁定机构示意图

Fig.2 Schematic diagram of locking mechanism

## 2 多体动力学建模

如图 3 所示, 柔性体 *B<sub>i</sub>* 和 *B<sub>j</sub>* 通过铰 *H<sub>i</sub>* 连接. 对柔性体用集中质量有限元离散,则柔性体 *B<sub>i</sub>* 上 任一点 *P* 的绝对位置可表示为:

$$\boldsymbol{r}^{P} = \boldsymbol{r} + \boldsymbol{\rho}^{P} = \boldsymbol{r} + \boldsymbol{A} \left( \boldsymbol{\rho}'_{0}^{P} + \boldsymbol{\Phi}'^{P} \boldsymbol{a} \right)$$
(1)

式中r表示浮动基基点的位置坐标阵, $\rho^{P}$ 表示点P变形后在惯性基下的位置坐标阵, $\rho'_{0}^{P}$ 表示点P未 变形时在浮动基下的位置坐标阵, $\Phi'^{P}$ 表示点P的 模态矩阵在浮动基下的位置坐标阵,a表示柔性体 的模态坐标,A表示 $e^{b}$ 关于e'的方向余弦阵,(\*)' 表示(\*)在浮动基下的坐标阵.



图 3 多体系统运动学描述

Fig.3 Kinematic description of mutibody system

对式(1)分别对时间 t 求一次和两次导数,并加

以整理,可得到绝对速度和加速度的矩阵表达式:

$$=\boldsymbol{B}^{P}\boldsymbol{v}$$
 (2)

$$\ddot{\boldsymbol{r}}^{P} = \boldsymbol{B}^{P} \dot{\boldsymbol{v}} + \boldsymbol{w}^{P} \tag{3}$$

其中:

 $\vec{r}^P$ 

$$\boldsymbol{v} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{r}^{\mathrm{T}} & \boldsymbol{\omega}^{\mathrm{T}} & \boldsymbol{d} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$
(4)

$$\boldsymbol{B}^{P} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{I}_{3} & -\tilde{\boldsymbol{\rho}}^{P} & \boldsymbol{A}\boldsymbol{\Phi}^{\prime P} \end{bmatrix}$$
(5)

$$\boldsymbol{v}^{P} = \widetilde{\boldsymbol{\omega}}\widetilde{\boldsymbol{\omega}}\boldsymbol{\rho}^{P} + 2\widetilde{\boldsymbol{\omega}}\boldsymbol{A}\boldsymbol{\Phi}^{P}\boldsymbol{\dot{a}}$$
(6)

式中 $\boldsymbol{\omega} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\omega}_1 & \boldsymbol{\omega}_2 & \boldsymbol{\omega}_3 \end{bmatrix}^T$ 是浮动基的角速度坐标 阵,(\*)表示(\*)的坐标方阵, $\boldsymbol{v}$ 为广义速度阵, $\boldsymbol{v}$ 为 广义加速度阵.

基于速度变分原理,单柔性体的动力学方程写 为<sup>[5]</sup>:

$$\delta \boldsymbol{v}^{\mathrm{T}} \left( -\boldsymbol{m} \boldsymbol{v} \underbrace{-\boldsymbol{w} + \boldsymbol{f}^{\mathrm{ext}} - \boldsymbol{f}^{\mathrm{int}}}_{\boldsymbol{j}} \right) = 0 \tag{7}$$

其中*m*,*w*,*f*<sup>ext</sup>,*f*<sup>int</sup>分别称为广义质量阵、广义惯性力阵、广义外力阵和广义变形力阵.

$$\boldsymbol{m} = \sum_{P} m^{P} \boldsymbol{B}^{P \mathrm{T}} \boldsymbol{B}^{P} \tag{8}$$

$$\boldsymbol{w} = \sum_{P} m^{P} \boldsymbol{B}^{PT} \boldsymbol{w}^{P} \tag{9}$$

$$\boldsymbol{f}^{ext} = \sum_{P} \boldsymbol{B}^{PT} \boldsymbol{F}^{P}$$
(10)

$$\mathbf{f}^{int} = \begin{pmatrix} \mathbf{0}^{\mathrm{T}} & \mathbf{0}^{\mathrm{T}} & (\mathbf{C}_{a}\mathbf{\dot{a}} + \mathbf{K}_{a}\mathbf{a})^{\mathrm{T}} \end{pmatrix}^{\mathrm{T}}$$
(11)

其中 $C_a$ 和 $K_a$ 分别为柔性体模态刚度阵和模态阻 尼阵.对于单个自由的柔性体,由于广义坐标独立, 式(7)可以写为:

$$-\boldsymbol{m}\boldsymbol{v} + \boldsymbol{f} = 0 \tag{12}$$

对于含有 n 个通过铰连接的物体的系统,系统的动力学方程可组集为:

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{M} & \boldsymbol{G}_{J}^{\mathrm{T}} \\ \boldsymbol{G}_{J} & \boldsymbol{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\boldsymbol{V}} \\ \boldsymbol{\lambda}_{J} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{F} \\ \boldsymbol{\gamma} \end{bmatrix}$$
(13)

其中  $M = diag(m_1, \dots, m_n)$ ,  $V = [v_1^T, \dots, v_n^T]^T$ ,  $F = [f_1^T, \dots, f_n^T]^T$ ,  $G_J$  是和铰约束相关的矩阵,  $\gamma$  是 加速度方程右项,  $\lambda_J$  是相应的 Lagrange 乘子.

#### 3 接触碰撞模型

接触碰撞问题的求解方法一般有三类:冲量动 量法<sup>[5,6]</sup>、连续碰撞力方法<sup>[7,8]</sup>和非线性有限元方 法<sup>[9,10]</sup>.基于刚体假设的冲量动量法在动力学计算 中只有速度和冲量项,计算效率很高,但是该方法 不能计算出碰撞力的时间历程;连续碰撞力方法把 碰撞看成有限时间内的接触过程,该方法考虑到接 (14)

触区域的变形,在接触区域施加一个弹簧-阻尼力 元来近似代替碰撞力,因此碰撞力是物体间的嵌入 量和嵌入速率的函数,可以直接施加到动力学方程 中求解接触碰撞的动力学过程;非线性有限元方法 则是对接触作用进行精细化描述,通过将接触域离 散成若干接触点对,再把接触力元或约束施加到接 触点对上,该方法的精度最高,但是需要付出极高 的计算代价.根据展开机构动力学仿真对效率的要 求,本文采用连续碰撞力方法建立接触碰撞模型. 最常用的碰撞力公式为 Hertz 接触理论<sup>[11]</sup>:

$$f = k\delta^n$$

式中 $\delta$ 是接触点对的嵌入量, $\delta$ 是嵌入速度,k表示 接触位置局部的刚度值,n表示碰撞指数.为了考虑 碰撞过程中的能量耗散,Lankarani和 Nikravesh<sup>[12]</sup> 进一步发展了这一关系,得到了如下的计算公式:

$$f = k\delta^n \left(1 + \frac{3(1 - e^2)}{4} \frac{\delta}{\delta}\right) \tag{15}$$

式中, *δ*<sub>s</sub> 表示碰撞初始时刻的嵌入速率, 该公式对 恢复系数较大时的能量损耗仿真很准确.

在锁销和锁槽锁定的过程中,二者有相对的滑动,必须考虑摩擦作用.因此在建模的过程中,法向接触采用 Hertz 模型,切向滑动采用修正的库仑摩擦模型.

## 4 仿真分析

由于 Hertz 公式中的接触刚度 k 只在球-球、 球-平面等几种简单几何形状接触问题中有解析 解.而展开机构锁定时的撞击多为不同曲率圆柱面 或更一般形状之间的接触,接触刚度的选取只能依 赖于经验.本文分别采用不同接触刚度和碰撞指数 (见表1)下进行仿真分析,研究碰撞参数的数值对 计算结果的影响.绳索联动装置(CCL)建模采用等 效力元模型,仿真时所采用微分代数方程的求解方 法为 Gear 方法.

表1 不同碰撞参数下动力学响应的比较

Table 1 Comparison of dynamic responses with different contact parameters

Contact stiffness	Contact index	Max contact force	Response frequency
k(N/m)	n	(N)	(Hz)
1e7	1.5	931	0.167
1e8	1.5	2419	0.317
1e8	0.9	2242	0.375

图 4 为根部铰链锁定后撞击力大小曲线,将不 同刚度下碰撞力的峰值列于表 1 中.图 5 为外板末 端中点垂直于板面的速度响应曲线,对三条曲线进 行 FFT 分析后可以得到帆板振动的基频,同样列于 表 1 中.



图 5 外板末端中点垂直板面方向的速度

Fig.5 Velocity of tip midpoint of the outer plate in the vertical direction

从表1可以看出,碰撞参数的选取不仅影响到 碰撞力的大小,还会影响到系统振动的频率.因此, 选取合适的碰撞参数进行撞击力的计算是尤为关 键的.

## 5 展开锁定动力学仿真策略

-0.6

图 6 给出了如何选取碰撞参数进行太阳电池 阵动力学展开动力学仿真的策略.首先根据经验选 取碰撞刚度、指数等参数,进行太阳电池阵的展开 和锁定动力学仿真.然后对锁定后的动力学仿真结 果进行傅里叶变换,分析其动力学响应的频率.再 与太阳电池阵锁定后结构实验测得的频率进行比 较.如果二者不吻合,调整接触碰撞参数,再次进行 动力学仿真,直到锁定后动力学仿真频率与实验测 得基频相等,此时说明仿真时所选取的碰撞参数是 合理的,动力学仿真结果是可信的.



图 6 展开锁定过程动力学仿真策略示意图 Fig.6 Schematic diagram of dynamic simulation strategy of deployment and lockingprocess

本文所采用的算例中,实验测得锁定后太阳电 池阵结构的基频为 0.17Hz.由表 1 可得,太阳电池 阵展开和锁定动力学仿真时碰撞参数应选取 *k* = 1×10<sup>7</sup>N/s,指数 *n*=1.5.

## 6 结论

本文建立了柔性太阳电池阵展开机构的刚柔 耦合多体系统动力学模型,将板间铰链作为实际物 体处理,采用 Hertz 接触理论建立了锁销和锁槽之 间的碰撞模型,实现了展开锁定全过程的动力学仿 真.研究了不同接触刚度和指数的选取对系统动力 学响应的影响,结果表明:碰撞参数的选取不仅影 响到碰撞力的大小,还会影响到锁定后系统振动的 频率.最后给出了如何选取碰撞参数进行太阳电池 阵展开锁定动力学仿真的策略.

## 参考文献

- 李莉,刘铸永,洪嘉振. 中心刚体-柔性梁刚柔耦合动 力学模型降阶研究.动力学与控制学报, 2015,13(1):
   6~11 (Li L, Liu Z Y, Hong J Z. Model reduction of rigid-flexible coupling dynamics. *Journal of Dynamics and Control*, 2015,13(1):6~11 (in Chinese))
- 2 史加贝,刘铸永,洪嘉振.大变形太阳电池阵展开的多体动力学分析. 宇航学报, 2017,38(8):35~42 (Shi J B, Liu Z Y, Hong J Z. Multibody dynamics of deployment of solar arrays with large deformation. *Journal of Astronoutics*, 2017,38(8):35~42 (in Chinese))
- 3 邹元杰,韩增尧,白照广等. 航天器柔性多体结构锁定 撞击动力学分析与试验验证.强度与环境, 2011,38 (1):42~51 (Zou Y J, Han Z Y, Bai Z G, et al. Impact analysis and test verification of flexible multi-body spacecraft structures in the latching process. *Structure & Environment Engineering*, 2011, 38 (1): 42~51 (in Chinese))
- 4 洪嘉振. 计算多体系统动力学. 北京:高等教育出版 社,1999 (Hong J Z. Computational dynamics of multibody systems. Beijing: Higher Education Press, 1999 (in Chinese))
- 5 Pfeiffer F, Glocker C. Multibody dynamics with unilateral contacts. Weinheim: Wiley-VCH Verlag, 2004
- 6 Wang J, Liu C, Zhao Z. Nonsmooth dynamics of a 3D rigid body on a vibrating plate. *Multibody System Dynamics*, 2014,32(2):217~239
- 7 Schiehlen W, Seifried R. Three approaches for elastodynamic contact in multibody systems. *Multibody System Dynamics*, 2004, 12(1):1~16
- 8 Flores P. Modeling and simulation of wear in revolute clearance joints in multibody systems. *Mechanism & Machine Theory*, 2009,44(6):1211~1222
- 9 Oliver J, Hartmann S, Weyler R, et al. A 3D frictionless contact domain method for large deformation problems. Computer Modeling in Engineering & Sciences, 2010, 55 (3):211~269
- 10 Chen P, Liu J Y, Hong J Z. Contact-impact formulation for multi-body systems using component mode synthesis.

Acta Mechanica Sinica, 2013,29(3):437~442

11 Goldsmith W. Impact. London: Edward Arnold, 1960

12 Lankarani H M, Nikravesh P E. A contact force model

with hysteresis damping for impact analysis of multibody systems. *Journal of Mechanical Design*, 1990, 112(3): 369~376

## MULTIBODY DYNAMIC ANALYSIS ON DEPLOYMENT AND LOCK-UP PROCESS OF SOLAR ARRAYS\*

Liu Zhuyong<sup>1†</sup> Shi Junwei<sup>2</sup> Wang Jianyao<sup>1</sup>

(1.Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)
(2.Shanghai Key Laboratory of Spacecraft, Shanghai 201108, China)

**Abstract** The dynamic analysis of flexible solar array generally treats the hinges between the plates as ideal hinges, and applies the angle-dependent impact torque to simulate the locking process. In this paper, the multi-body dynamics method is used to regard the inter-plate hinge as a body in the dynamic modeling. Considering the rigid-flexible coupling effect of the solar array, the contact model of the locking pin and the locking groove is established based on Hertz contact theory. Then, the dynamic simulation of the whole process of solar cell array locking is realized, and the influence of the parameters in the contact model on the simulation results is studied. The results show that the choice of contact parameters not only affects the size of the collision force, but also affects the frequency response of the whole system after locking. Finally, the computational strategy of how to choose the contact parameters for the dynamic simulation of deployment and locking of solar array is given.

Key words deployment system, lock-up impact, contact force, frequency, contact parameters

Received 27 September 2017, revised 3 November 2017.

<sup>\*</sup> The project supported by the National Natural Science Foundation of China(11772188) and the Open Project of Shanghai Key Laboratory of Spacecraft (16CHZ-JJ09-017).

<sup>†</sup> Corresponding author E-mail:zhuyongliu@sjtu.edu.cn