单轴扫频诱发帆板同步钢索旋转振动分析

黄铁球[1], 阎绍泽[2]

(1. 北京交通大学 机械与电子控制工程学院, 100044 北京; 2. 清华大学 精密仪器与机械学系,100084 北京)

摘 要: 为明确某帆板面内单轴扫频力学环境试验中同步钢索振动幅度过大和限位结构被破坏的原因,考虑集中质量和限位结构影响,采用有限段方法建立帆板同步钢索系统的动力学模型,对其在面内单轴扫频激励条件的响应进行数值模拟,结果再现了标志点的响应从面内振动发展到面外振动,再到绕两支撑点轴旋转振动的复杂振动模式,同时给出限位接触力和钢索标志点振幅,仿真结果与试验状态吻合.分析表明,持续旋转振动钢索施加在限位孔壁上的交变接触力是导致限位结构破坏的主要原因.

关键词: 帆板;钢索;旋转振动;有限段方法;多体动力学;扫频激励

中图分类号: V415.4 **文献标志码**: A **文章编号**: 0367-6234(2014)11-0070-06

Whirling response analysis of a cable on solar array under single-axial swept frequency excitation

HUANG Tieqiu[1], YAN Shaoze[2]

(1. School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, 100044 Beijing, China;
2. Dept. of Precision Instruments and Mechanology, Tsinghua University, 100084 Beijing, China)

Abstract: To find the reason of limiting hole fracture and over-expected vibration amplitude on the mechanical environmental test to a Close Cable Loop (CCL) under only single-axial inner-plane swept frequency excitation, the finite segment method of multi-body dynamics was introduced to model and simulate the cable system with a concentrated mass and a position limiting hole, the cable vibration response and the contact force in limiting hole were obtained. The results showed that the vibration response started from inner-plane vibration to outer-plane vibration and to continuous rotational vibration. Cable vibration amplitude enhanced continuously due to rotational vibration process, and attenuated suddenly. The response process and vibration amplitude was coincided with the test. Continuous rotational vibration under swept frequency excitation is the key reason for the problem of fractures.

Keywords: solar panel; steel string; rotational vibration; finite-segment method; multi-body dynamics; swept frequency excitation

太阳帆板(也称太阳电池阵或太阳翼)是在轨航天器的典型能源供给装置. 作为航天器的主要附件,其动力学性能的优劣影响着航天器在轨运行的质量.为了减少太阳电池阵展开与锁定时的多次碰撞与冲击,以及避免个别关节驱动力不足或失效,需采用一些措施使各块帆板能同步展开.常用的同步驱动方式是采用绳索联动机构式(CCL)同步钢索协同各帆板同步展开.很多国内外学者研究了同步钢索对太阳帆板动力学性能的影响.如 Kumar[1]、王天舒等[2]、阎绍泽[3]等学者,其研究工作主要集中于帆板展开过程的动力学仿真与试验研究.

太阳电池阵在运输、发射、飞行和在轨工作等任务过程中经历振动、冲击、噪声等复杂力学环境.火箭发射过程中发动机对卫星及帆板的激励

收稿日期: 2013-11-14.
基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金(2011JBM105).
作者简介: 黄铁球(1971—),男,博士,讲师;
阎绍泽(1964—),男,教授,博士生导师.
通信作者: 黄铁球, tqhuang@bjtu.edu.cn.

是最严酷的，它是卫星制定振动力学环境的主要依据，其激励形式往往是宽谱范围的随机激励.虽然火箭发射过程中卫星的振动响应研究很多，但对于同步钢索自身的振动，无论是在力学环境试验中还是发射过程中均没有受到重视，发射过程中的振动状态更是难以了解.

为了验证卫星等航天产品是否能够承受整个工作周期中各种振动环境的考验，需要在地面对产品进行鉴定和验收等振动试验.虽然实际激励是随机的，但受制于条件约束，目前正弦扫频的振动试验仍是对产品质量进行鉴定和验收的主要手段[4-6].

某太阳电池阵产品在地面单轴扫频振动试验过程中，同步钢索出现了非常复杂的动力学响应形态.本文发现并介绍了同步钢索在单轴扫频激励下旋转运动这一现象，同时，同步钢索限位结构件出现了明显的裂纹破损，且同步钢索中张紧力调节器有剧烈敲击帆板端面的现象.本文采用有限段方法对含集中质量和限位结构在内的复杂张紧钢索系统进行了动力学建模，借助 Adams 软件形成数学方程并进行数值积分，再现了同步钢索在单轴扫频激励下出现的旋转运动模式，并对试验过程中出现的限位结构件破坏和调节器敲击帆板等事故给出合理解释，为产品改进提供了重要依据.

1　单轴扫频激励诱发的同步钢索旋转振动现象

太阳翼展开同步钢索的两端缠绕在固定同步轮上，靠近一端的位置布置有一个张紧力调节器，依靠调节器可将钢索张紧到所需张紧力.同时，中间位置有一限位孔，以防止同步钢索的振动幅度过大.钢索与太阳翼试验装置及其示意图如图 1、2 所示.

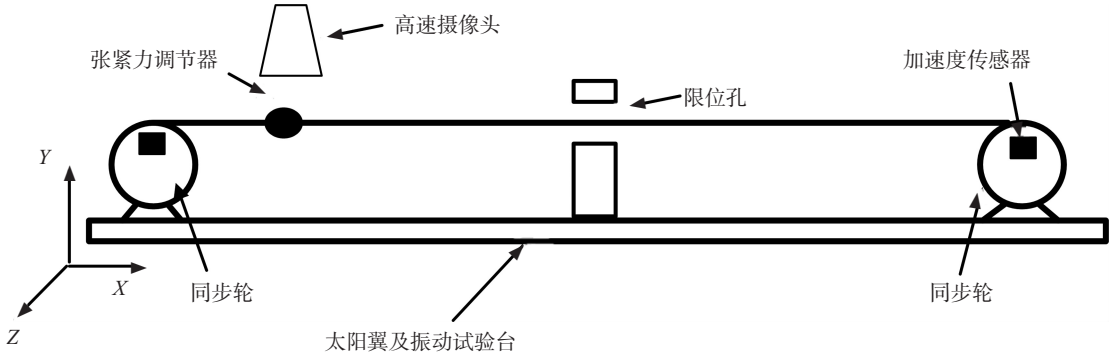


图 1　试验装置

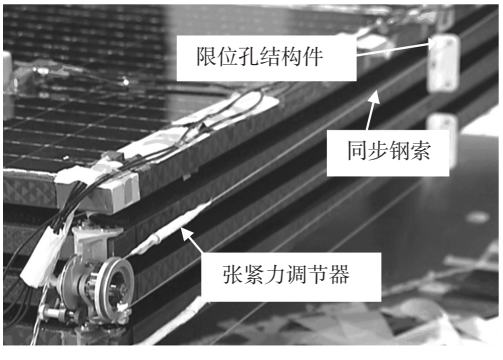


图 2　同步钢索与太阳翼安装图

试验过程中振动台对太阳翼进行扫频激励，扫频范围为 5.0~100.0 Hz，激励方向沿图示坐标系 Z 方向.利用高速摄像机对钢索振动情况进行记录，同时采用加速度计记录钢索两端固定点的加速度值.张紧力调节器为集中质量，其振幅较大.为了保护调节器装置，将调节器用白色胶纸包裹.图 3 给出了不同激励频率下录像得到的钢索振动情况.

观察白色包裹后调节器中部的轨迹发现，从 8.0~26.0 Hz 进行扫频时，钢索和调节器的振动基本在一个平面内，但振幅随扫频的频率上升逐渐增大.白色调节器右端面影像轨迹基本是直线，据此可以判断调节器的振动为与钢索垂直面内的“往复”式横向振动.

从 40.0~56.0 Hz 扫频结果来看，调节器“振幅”逐渐增大，且白色调节器右端面影像已经不再是直线，而是呈现出清晰的圆周型弧线，这预示着钢索出现了一种特殊的振动模式——“旋转振动”，这种振动模式类似于“跳绳运动”.此时，钢索上任何点的振动不再是平面内的“往复”运动，而是钢索垂直平面内的近似“圆周”运动.这一振动模式是在 26.0~40.0 Hz 之间扫频激励逐渐发展形成的.扫频到 65.0 Hz 时，可看到钢索振幅减小到很小，振幅已不明显.这意味著从 62.0~65.0 Hz的短暂扫频过程中，剧烈的旋转振动突然消失.

同时，在试验过程中发现两个问题：一是调节器有剧烈而清脆的敲击帆板端部现象；二是某限位孔结构件出现裂纹破坏现象.该试验过程中调节器的响应幅值和限位孔接触力大小有待研究.

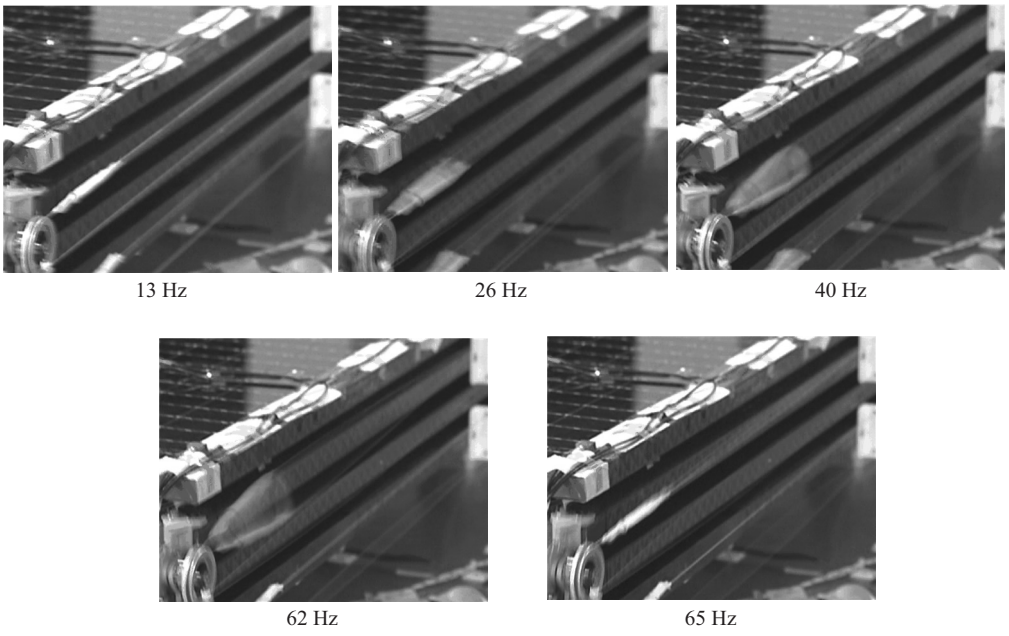


图3　张紧力调节器振动录像记录

2　同步钢索系统动力学建模

为了对同步钢索的奇特动力学行为有深入了解,并对被破坏限位结构件受力及调节器敲击帆板端部原因进行准确分析,为产品改进设计提供准确依据,需要对同步钢索系统在扫频激励下的动力学行为进行深入研究.

同步钢索可以看作是两端张紧的弦系统.关于弦的动力学行为的研究是比较丰富的[7~16],最具代表性的是 Reilly 等[11]对于标准张紧弦在面内简谐激励下的面外运动的详细研究.上述研究均是针对均匀一致弦索来开展的.

帆板同步钢索系统相对上述研究的对象而言,有两点结构上的重要不同:一是同步钢索包含有张紧力调解器,该调节器可简化为弦上的集中质量;二是同步钢索系统中为了约束较长钢索的摆动,中间往往布置有一个或多个限位孔,当钢索的摆动幅度大于孔径时,限位孔与钢索接触,对钢索摆动起到限位的作用.由于同步钢索系统存在集中质量和限位接触的作用,推导其非线性振动的理论公式并求其解析解是较难的.基于有限段方法在柔性绳索动力学精细建模上的大量应用[8-9],本文借助多体动力学中的有限段方法来对同步钢索系统进行建模和仿真研究.

有限段方法的基本思想是将连续的单个物体,离散为多个子单元,将质量和转动惯量按照几何和分段规律分配到各个子物体上,子单元的柔性特征等效到其节点处,即将"柔软"的子单元等效为多个"刚性段"与"柔性连接"的离散化系统,从而实现对复杂变形物体的动力学建模.采用有限段方法,无论物体多么"柔软",理论上只要离散的段足够多,连接关系足够准确,总是可以以给定计算精度逼近真实状态的.

2.1　同步钢索的有限段模型

将同步钢索等分离散成 N 个刚性段,段与段之间采用弹簧阻尼器连接.取其中任意段 i,如图4所示,其中,O_i 为 i 段质心位置,在 i 段上该点沿惯性主轴建立坐标系 $O_i - x_i y_i z_i$,$\boldsymbol{R}_i$ 为 i 段质心在惯性系下的位置矢量.P_i、Q_i 分别为该段两端弹性力的作用点,$\boldsymbol{T}_i$ 和 $\boldsymbol{T}_{i+1}$ 分别为第 $i-1$ 段和第 $i+1$ 段对其作用的弹性连接力矢,由于同步钢索张紧力远远大于重力,可忽略重力的影响.该段为典型的自由刚体,采用牛顿定律可得到其平动的动力学方程为

$$m_i \ddot{\boldsymbol{R}}_i = \boldsymbol{T}_i + \boldsymbol{T}_{i+1}.$$

式中 m_i 为 i 段的质量.

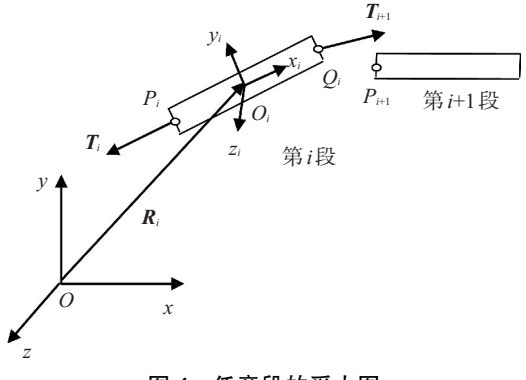


图4　任意段的受力图

运用欧拉转动动力学方程,可得到 i 段转动的动力学方程如下:

$$\boldsymbol{I}_i \dot{\boldsymbol{\omega}}_i = \boldsymbol{s}_i \times \boldsymbol{T}_i + \boldsymbol{s}_{i+1} \times \boldsymbol{T}_{i+1}.$$

式中:$\boldsymbol{I}_i$ 为主惯量对角阵,$\boldsymbol{\omega}$ 为绕质心坐标系的转

动角加速度矢量，$\boldsymbol{s}_i$ 为质心到 P_i 的位置矢量，$\boldsymbol{s}_{i+1}$ 为质心到 Q_i 的位置矢量.

令 $\boldsymbol{l}_{i+1}$ 为由 Q_i 指向 P_{i+1} 的位置矢量，$\dot{l}_{i+1}$ 为相应速度矢量.弹性连接力矢可写为

$$\boldsymbol{T}_{i+1} = k \cdot \boldsymbol{l}_{i+1} + c \cdot \dot{\boldsymbol{l}}_{i+1} + \boldsymbol{T}^0_{i+1}$$

式中，k 为连接刚度，由段长度、弦索拉伸弹性模量和截面积决定；c 为阻尼；$\boldsymbol{T}^0_{i+1}$ 为预紧力项.

第一段与最后一段同样通过弹性力与惯性系连接.在惯性系上的连接点为 Q_0、P_{last}，其位置不变，速度为零.

张紧力调节器作为其一个有限段，赋予相应的质量、转动惯量特性，即可实现集中质量的建模.

2.2　限位孔接触力模型

钢索与护座接触时，护座给钢索的力可以分解为 y 和 z 两个方向，令其为 F_y、F_z，接触力模型简化为弹簧模型，给定的接触力如下：

$$F_y = k(\sqrt{y^2 + z^2} - r)^n \frac{y}{\sqrt{y^2 + z^2}},$$

$$F_z = k(\sqrt{y^2 + z^2} - r)^n \frac{z}{\sqrt{y^2 + z^2}}.$$

式中：k 为接触刚度，n 为接触刚度的幂级数，y、z 分别为钢索相对限位孔在接触面内的位移，r 为限位孔半径与钢索半径之差.

依照上述方法建立每个子段的动力学方程，联立可得到整个系统的动力学方程组，借助现有多体动力学方法可快速组装动力学方程，通过数值积分可得到弦索上各点的运动特性.经典弦索振动力学模型的基本假设中，要求弦索横向振动的幅度较小，即弦索上任意点切线的倾角都很小，而基于多体动力学的有限段方法没有这个假设条件的限制.

3　仿真结果

以上述力学模型为依据，利用 Adams 软件对试验中的带集中质量的钢索进行分段建模.模型钢索长 2 m，分段数量 200 段，单段质量0.038 8 g，调节器质量 10 g，连接刚度 18 760 N/mm，阻尼 0.5 N·s/mm，钢索预紧力 40 N.限位孔与钢索间隙 1.5 mm，接触刚度 400 N/mm.对钢索在单向扫频激励条件下的响应进行数值模拟.激励方向为图 1中坐标系 Z 向，扫频激励从 20.0~80.0 Hz.太阳翼振动试验过程中测量得到同步轮的加速度响应，该响应作为钢索的加速度激励输入，对测量的同步轮标志点加速度响应进行平整，得到如图 5 所示的加速度激励波形作为仿真模型的激励输入.

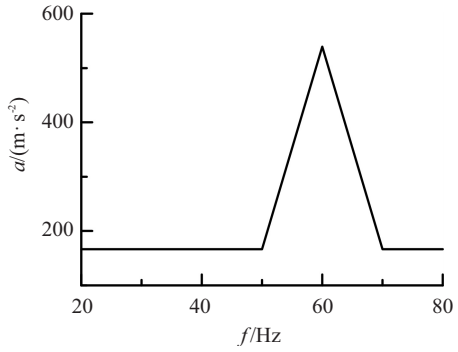
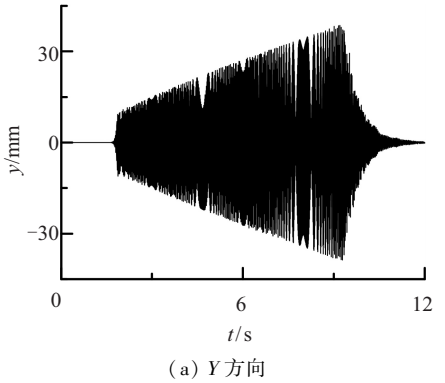


图 5　激励频域波形

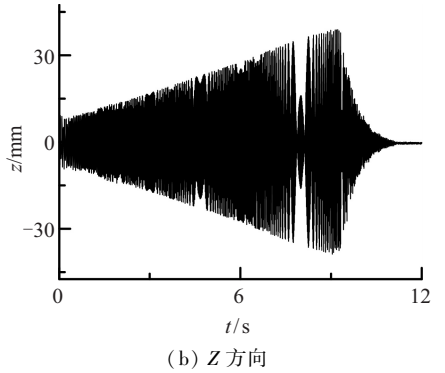
试验时，实际的激励时间往往达到数分钟，这样长时间的数值仿真数据规模很大，在保证响应时间充分的条件下本仿真将激励时长压缩到 12 s，对应的加速度激励时域函数设计如下：

$$a = \begin{cases} 167\sin(10\pi(t+4)t), & t < 6\text{ s or } t > 10\text{ s}; \\ 167\sin(10\pi(t+4)t)(1.11t - 5.68), & 6\text{ s} \leqslant t \leqslant 8\text{ s}; \\ 167\sin(10\pi(t+4)t)(12.1 - 1.11t), & 8\text{ s} < t \leqslant 10\text{ s}. \end{cases}$$

图 6 为标志点的时域响应曲线.由图 6 可看出，在扫频激励作用下，标志点响应幅值逐渐增大，在激励频率约为 66.0 Hz 时达到最大，然后迅速衰减.标志点响应最大幅值达到 38 mm，而钢索离帆板端面的距离约为 30 mm，因此试验中调节器出现了敲击帆板的现象.



(a) Y 方向

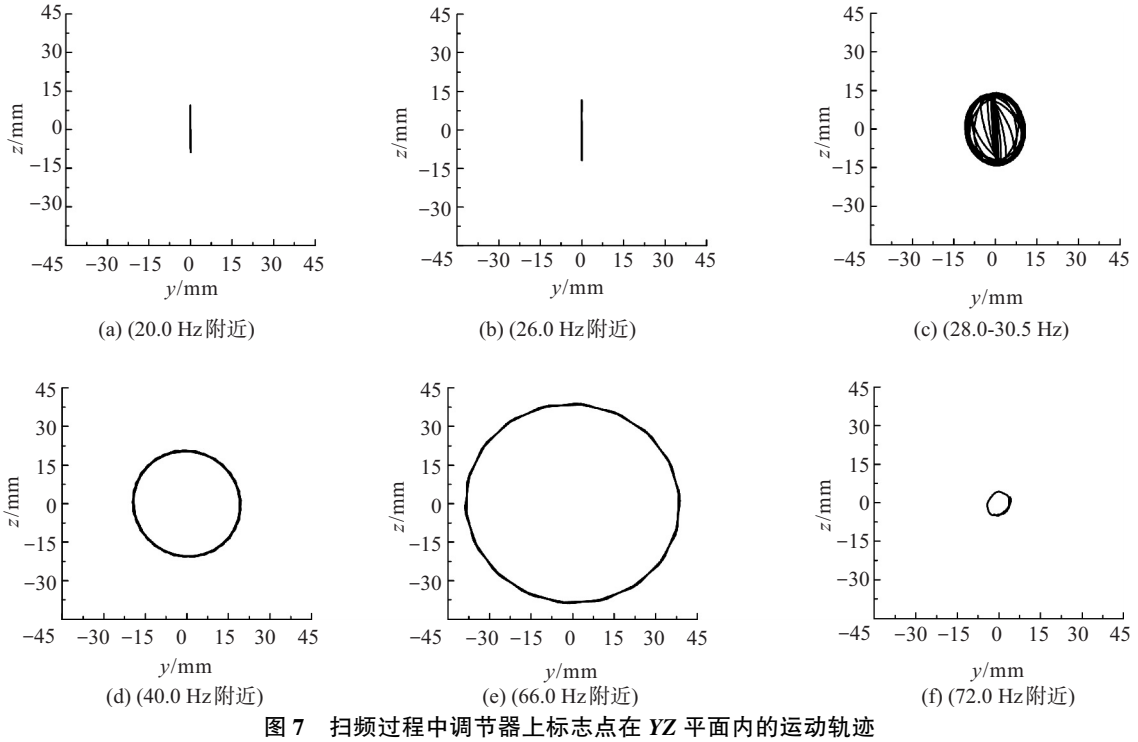


(b) Z 方向

图 6　标志点响应曲线

图 7 为扫频过程中调节器上标志点在 YZ 平面(与钢索纵轴即 X 轴垂直的平面)内的运动轨迹.图 7(a)、(b)表明在 20.0~26.0 Hz 内标志点

的运动轨迹基本为直线,即标志点在 *XZ* 平面内振动.随着激励频率的增加,从 28.0~30.5 Hz 的扫频过程中,标志点的运动轨迹线从直线形式开始迅速转变为近似圆周的轨迹,如图 7(c)所示,这表明钢索产生了旋转运动.从 30.5~72.0 Hz 扫频范围内,经历了近似圆周轨迹半径逐渐增大,再到圆周半径逐步缩小的振动过程,见图 7(c)~(f).由图 7 的数值模拟结果可以看出,在面内单方向扫频激励下标志点的响应从面内振动,逐渐发展到面外振动,再到绕两支撑点轴的旋转运动,振动幅度由小变大,再由大变小的过程,与图 3 所示的试验结果是基本吻合的.另外,该旋转振动模式没有线性系统意义下的共振点,其振幅在扫频激励下能长时间持续增大.



(a) (20.0 Hz附近)　(b) (26.0 Hz附近)　(c) (28.0-30.5 Hz)

(d) (40.0 Hz附近)　(e) (66.0 Hz附近)　(f) (72.0 Hz附近)

图 7　扫频过程中调节器上标志点在 *YZ* 平面内的运动轨迹

图 8 为钢索与限位孔的接触力.由图 8 可以看出,由于旋转振动的持续存在并不断加剧,钢索与限位孔接触力也持续增大,仿真中最大值达到了近 60 N.另外,由于钢索的旋转运动形式导致该力为绕限位孔圆周持续作用的交变循环力.在接触力持续作用这一点上,旋转振动与往复振动的效果是有着本质区别的.往复振动往往只是在共振点上激起较大的响应,一旦激励频率越过了共振点,其响应很快衰减,结果是钢索与限位孔接触力仅 5 N 以内(图 8 中 0~1 s)或甚至无接触(图 8 中 11 s 后).但是,旋转振动使得该接触力变成了较长时间的持续作用(图 8 中 1.6 s~9 s).

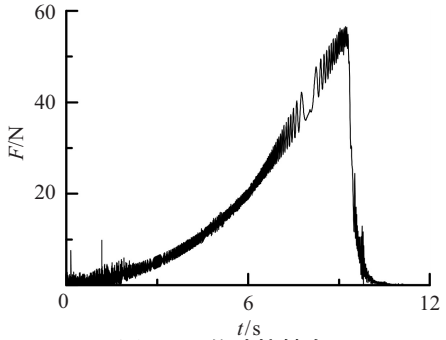


图 8　限位孔接触力

振动试验中,由于该扫频作用的时间长达数分钟,且试验进行了多次,限位结构件实际接触力交变循环次数超过 60 000 余次.并且,由于减重的需要,限位结构件采用的是工程塑料,其疲劳许用应力不高.依据该载荷进行的疲劳计算表明,限位结构件可在此条件下疲劳破坏.

4　结　论

1)在帆板扫频激励振动试验中,首次发现帆板同步钢索在单轴扫频激励下诱发了的旋转运动状态,并且限位结构出现裂纹破坏,同时张紧力调节器剧烈敲击帆板端面.

2)考虑集中质量和限位结构对张紧钢索系统的影响,采用有限段方法建立该类钢索系统的动力学模型,并进行了数值模拟.

3)仿真结果准确再现了在面内单轴扫频激励下,系统响应从面内振动,逐渐发展到面外振动,再到绕两支撑点轴的旋转运动,振动幅度由小变大,再迅速衰减的过程.

4)由于扫频激励可以激起钢索系统持续大幅度的旋转振动,从而形成持续交变循环的限位

接触力，该类型接触力是限位结构破坏的最重要因素.持续旋转振动所带来的振幅持续增加也是钢索敲击帆板端面的重要原因.

5)虽然有限段方法在模拟该类弦索系统旋转振动响应上被证明是准确有效的，但单轴扫频激励下旋转振动出现的条件仍不甚清楚.其产生机理和量化试验均有待继续深入研究.

参考文献

[1] KUMAR P. Deployment and retraction of a cable-driven rigid panel solar array[J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 1996, 33(6): 836-842.

[2] 王天舒，孔宪仁，王本利，等. 太阳帆板绳索联动同步机构的机理和功能分析[J].宇航学报，2000，21(3)：29-33，38.

[3] 阎绍泽，蔡仁宇，丁祎，等. 基于 ADAMS 的太阳电池阵动力学模拟参数化建模系统[J].电子机械工程，2011，27(3)：18-23.

[4] 王萍萍，陈昌亚，罗文波，等. 卫星振动试验中频漂现象分析[J].哈尔滨工业大学学报，2006，38(1)：74-75，80.

[5] 刘沫，冯咬齐，何玲. 卫星产品多轴随机振动试验条件制定方法初探[J].航天器环境工程，2013，30(2)：155-159.

[6] 邢天虎. 力学环境试验技术[M]. 西安：西北工业大学出版社，2003：216-253.

[7] 金栋平，文浩，胡海岩.绳索系统的建模、动力学和控制[J].力学进展，2004，34(3)：304-313.

[8] 杨志军，冯文贤，陈新.非线性索单元等效多体动力学模型研究[J].中国机械工程，2011，22(3)：262-264.

[9] RUBIN M B, GOTTLIEB O. Numerical solutions of forced vibration and whirling of a non-linear string using the theory of a cosserat point[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 197(1):85-101.

[10] ZHOU Xiaodong, YAN Shaoze, CHU Fulei. In-plane free vibrations of an inclined taut cable[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2011,133(3):031001.

[11] REILY O O, HOLMES P J. Non-linear, non-planar and non-periodic vibrations of a string[J]. Journal of Sound and Vibration, 1992,153(3): 413-435.

[12] TAKAHASHI K, KONISHI Y. Non-linear vibrations of cables in three dimensions, Part I: Non-linear free vibrations[J]. Journal of Sound and Vibration, 1987, 118(1):69-84.

[13] TAKAHSHI K, KONISHI Y. Non-linear vibrations of cables in three dimensions, part II: out-of-plane vibrations under in-plane sinusoidally time-varying load [J]. Journal of Sound and Vibration, 1987, 118(1): 85-97.

[14] BENEDETTINI Y, REGA G. Numerical simulations of chaotic dynamics in a model of an elastic cable[J]. Nonlinear Dynamics, 1991(1):23-38.

[15] LIN Bisen, RAVI-CHANDAR K. An experimental investigation of the motion of flexible strings: whirling [J]. Journal of Applied Mechanics, 2006,73:842-851.

[16] DEMENTBERG M F, LOURTCHENKO D V. Transition from planar to whirling oscillations in a certain nonlinear system[J]. Nonlinear Dynamics,2000,23:165-174.

（编辑　杨　波）