

文章编号 1004-924X(2015)11-3161-07

## 空间光谱仪指向机构的力学分析

刘磊

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033)

**摘要:**为了准确分析空间 CO<sub>2</sub> 光谱仪指向机构的力学特性,本文根据轴承结构参数,建立了轴承有限元接触分析模型。计算了不同载荷下轴心的位移量,用多项式对计算结果进行拟合得到轴承非线性刚度曲线。在指向机构有限元力学模型中,利用相应刚度的弹簧单元替代轴承结构,经过有限元频率响应分析后获得指向机构的动态特性。仿真实验显示:在重力工况下指向镜的面形在光轴和子午方向分别为 19.23 nm 和 19.27 nm,满足优于  $\lambda/30$ (均方根值 RMS,  $\lambda=632.8$  nm) 的设计要求,3 个方向基频均大于 100 Hz。振动试验显示,3 个方向基频均优于 100 Hz,振动试验后反射镜镜面面形精度为  $\lambda/35$ 。分析结果与仿真结果相符,表明利用非线性接触分析方法可以较为准确地求解轴承刚度,同时空间光谱仪指向机构静/动力学性能满足设计要求。

**关键词:**空间光谱仪;指向机构;轴承刚度;非线性接触分析

**中图分类号:**TP73;TH133.3 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20152311.3161

## Mechanical analysis of pointing mechanism for space spectrometer

LIU Lei

(Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics,  
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

\* Corresponding author, E-mail: ccliul@163.com

**Abstract:** To accurately analyze dynamic characteristics of pointing mechanism of a CO<sub>2</sub> space spectrometer, a bearing finite element contact analysis model was established according to the bearing structural parameters in this paper. The displacements with different loads for an axis were calculated, and the nonlinear stiffness curve for the bearing was obtained by the polynomial fitting for calculated results. In finite element dynamic analysis model of pointing mechanism, a spring unit with corresponding stiffness was used to replace the bearing structure, and the dynamic characteristics of the pointing mechanism were obtained by analysis of infinite element frequency response. The simulation experiment shows that the surface shape of mirror is 19.23 nm and 19.27 nm in optics axis and meridian direction at a static condition, which satisfy the design requirement of  $\lambda/30$ (RMS,  $\lambda=632.8$  nm) and all base frequencies in 3 directions are over 100 Hz. Moreover, mechanical vibration experiments also verify that all base frequencies in 3 directions are over 100 Hz and the surface shape accuracy of the mirror is  $\lambda/35$ . The calculation results agree well with the experimental results. It concludes that the analysis method with nonlinear contact solves the bearing stiffness accurately, and the static/dynamic performance of pointing mechanism meets design requirements.

**Key words:** space spectrometer; pointing mechanism; bearing stiffness; nonlinear contact analysis

收稿日期:2014-12-15;修订日期:2015-02-06.

基金项目:国家 863 高技术研究发展计划资助项目(No. 2010AA1221091001)

## 1 引言

全球 CO<sub>2</sub> 监测科学试验卫星是 863 地球观测与导航领域“十二五”规划中的重大研究项目,该项目计划发射一颗卫星以获得全球,尤其是我国及其它重点地区 CO<sub>2</sub> 浓度分布。“高光谱与高空间分辨率 CO<sub>2</sub> 光谱仪”是卫星的主要载荷。指向机构位于光谱仪入口位置,通过指向机构转动平面反射镜可将指定的星下地物光线引入光谱仪。指向机构作为光谱仪上唯一的运动部件,是单点失效环节,一旦失效将导致任务失败,因此在设计过程中要保证机构的设计余度。为了保证指向机构顺利通过卫星发射力学环境的考核,必须对其进行力学分析。对保证整台光谱仪在轨正常工作具有非常重要的意义,同时也为该机构以后的力学环境试验预测及评估等工作提供理论依据。

指向机构由滚动轴承、轴、指向镜等零部件组成。由内环滚道、外环滚道、滚动体(滚珠或滚柱)组成的滚动轴承既有转动功能又有支撑功能,而在火箭发射状态下的指向机构是断电不工作的,此时轴承只有支撑功能。轴承的滚动体与内外环滚道接触连接,轴承滚柱受到挤压后与滚道初始时为线接触,随着载荷的增加线接触逐渐变为面接触。其接触区域的形状、位置、接触面积是变化的,轴承刚度随滚动体接触面积的增加而增加,属于非线性变化。因此,在动力学分析中轴承不能视为刚性的连接件,只有将其简化为具有相应径向刚度  $K_r$  和轴向刚度  $K_a$  的弹簧后才可进行分析。

以往轴承刚度采用经典的 Hertz 弹性接触理论公式估算<sup>[1-6]</sup>,但只能解决形状简单的接触问题,取值为  $1 \times 10^3 \sim 10^6$  N/mm,数据经常存在较大误差,降低了轴承等活动部件动力学特性分析的准确性。虽然通过试验方法也可获取轴承刚度值<sup>[7-10]</sup>,但由于受到试验条件的限制,难以保证数据的准确性。而有限元方法相对成熟,能够解决复杂的轴承接触非线性问题。有限元法求解接触问题的过程是假定接触状态,计算接触应力,检验接触条件,如果不符合假定的接触状态,那么重新

假定接触状态,直到通过迭代计算得到的接触状态与假设状态相同为止。本文采用 Abaqus 软件,通过非线性接触算法计算不同载荷下轴承的位移量,计算结果用多项式拟合得到轴承非线性刚度曲线,利用相应刚度的弹簧单元替代轴承结构后对空间光谱仪的指向机构进行了准确的动力学分析。

## 2 指向机构的组成及设计要求

指向机构由支架、指向镜、轴、轴承、驱动电机、编码器等组成,其基本的布局如图 1 所示。

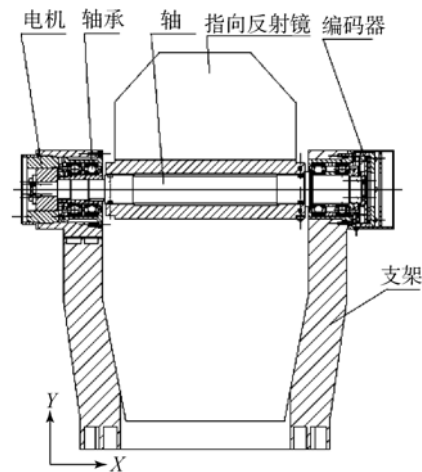


图 1 指向机构

Fig. 1 Pointing mechanism

指向镜是双面镜,一面为光学反射面,另一面为漫反射面。为了提高指向机构的动态刚度的同时又能保持反射镜的面型精度,反射镜采用轻量化设计。该反射镜质量为 2.5 kg,外轮廓尺寸为  $330 \text{ mm} \times 160 \text{ mm} \times 40 \text{ mm}$ 。

指向机构的轴系由主轴、滚动轴承、力矩电机、绝对式光电编码器及指向镜等组成。轴系采用固定与游动相结合的支撑方式,即轴承在轴的一端轴向固定,另一端游动,这样既能提高轴系的刚度,又能够降低温度载荷对轴系的影响。

指向镜与主轴通过连接件固定,与主轴同步转动,二者总质量为 3.5 kg;力矩电机安装在轴系的游动端,直接驱动轴系转动;光电编码器安装

在轴系的固定端,直接反馈轴系的转角位置。

根据设计大纲要求,在动力学方面指向机构在 Y、Z 向第一阶约束模态频率大于 80 Hz, X 向(即发射方向)第一阶约束模态频率大于 100 Hz,在 20~100 Hz 内动态响应放大倍率小于 4;指向镜光学反射面的面型精度优于  $1/30\lambda$  (RMS,  $\lambda=632.8\text{ nm}$ )。

### 3 滚动轴承刚度计算

不考虑接触面摩擦力的接触过程是一种可逆的过程,其最终结果与加载途径无关;考虑接触面的摩擦力的接触过程是不可逆的,需要采用增量加载的方法进行接触分析。轴承的实际工作过程是有摩擦力的接触情况的,需要采用有接触面摩擦力增量加载的方法进行接触分析。

考虑滚柱轴承比滚珠具有更大的刚度,选用国外进口的无游隙交叉滚柱轴承,轴承外径为  $\Phi 36\text{ mm}$ ,内径为  $\Phi 20\text{ mm}$ ,厚度为 8 mm,单排 18 只  $\Phi 3\times 3$  的交叉滚柱。

依据交叉滚柱轴承实际的工作环境,对轴承有限元模型施加边界条件<sup>[11]</sup>:

- (1)将轴承外环固定约束;
- (2)内环、外环与中间滚动体作可变形体接触对,轴与内环作可变形体接触对;
- (3)将左右对称的模型沿中截面节点施加左右位移约束;
- (4)将滚柱单元的笛卡尔坐标改为圆柱坐标(坐标 Z 轴垂直轴承端面),约束滚柱转角自由度;
- (5)约束轴承轴向位移;
- (6)对轴心施加径向载荷。

对轴心分别施加 20, 40, 60, 80, 100, ..., 3 000 N 的载荷,所有材料弹性模量 E 为 210 GPa,泊松比  $\nu$  为 0.3,接触摩擦系数  $\mu$  为 0.003。交叉滚柱轴承局部有限元模型如图 2 所示,滚柱接触位置均进行了细化处理,符合接触仿真条件。不同载荷下位移的计算结果如表 1 所示,图 3 所示为径向载荷为 2 000 N 时得到轴承轴心位移计算云图。

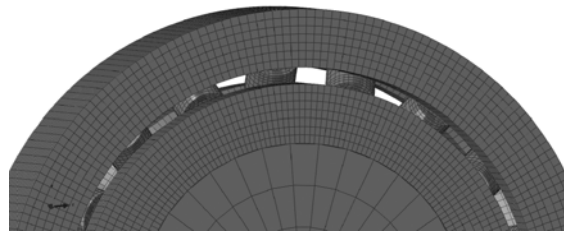


图 2 有限元模型

Fig. 2 FEM model

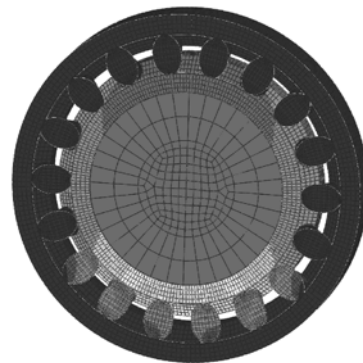


图 3 轴承位移图

Fig. 3 Bearing displacement map

表 1 径向载荷与位移

Tab. 1 Radial load and displacement

载荷/N	位移/ $\mu\text{m}$	载荷/N	位移/ $\mu\text{m}$
20	0.415	500	8.83
40	0.826	600	10.4
60	1.23	700	12.0
80	1.62	800	13.6
100	2.0	1 000	16.7
150	2.95	1 300	21.3
200	3.87	1 600	25.7
250	4.75	2 000	31.6
300	5.57	2 300	36.0
400	7.21	2 600	40.3
		3000	46.1

对表 1 中载荷作用下的轴承轴心位移量进行多项式拟合,利用最小二乘法,并根据数据曲线选择合理的拟合阶数,得到载荷与位移的函数关系如式(1),轴承的载荷-位移曲线如图 4 所示,数据的拟合误差为 2.6%,小于 5%,认为结果与实际情况相符。

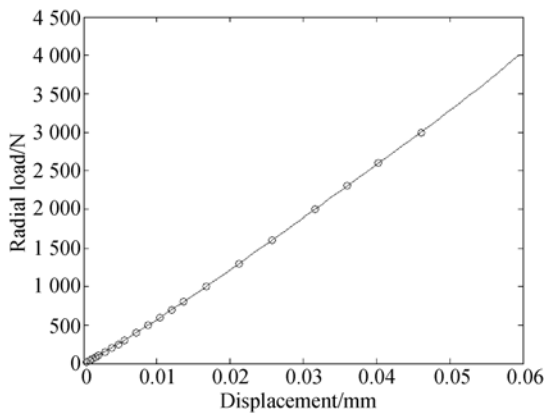


图 4 轴承位移曲线

Fig. 4 Bearing displacement curve

$$F_r = 1.591 \times 10^5 x^2 + 5.852 \times 10^4 x + 20.5784, \quad (1)$$

式中:  $F_r$  为对轴心施加的径向载荷, 单位为 N;  $x$  为轴心位移, 单位为 mm。

对式(1)求导数后得到滚柱轴承的径向刚度:

$$K_r = 3.182 \times 10^5 x + 5.8521 \times 10^4, \quad (2)$$

式中:  $K_r$  为轴承径向刚度, 单位为 N/mm。

根据式(2)可知, 轴承的刚度是递增的, 径向力从 20 N 增加到轴承额定载荷 3 000 N 时, 其刚度从  $5.8653 \times 10^4$  N/mm 增加到  $7.319 \times 10^4$  N/mm。对轴承施加预紧力能够提高轴承的刚度, 当轴承获得 20 N 的合成径向预紧力时轴承的径向刚度达到  $K_r = 5.87 \times 10^4$  N/mm。同理, 利用最小二乘法对轴向刚度进行多项式拟合得到:

$$F_a = 0.856 \times 10^5 x^2 + 4.23 \times 10^4 x + 18.32, \quad (3)$$

式中:  $F_a$  为对轴心施加的轴向载荷, 单位为 N;  $x$  为轴心的轴向位移, 单位为 mm。

$$K_a = 1.712 \times 10^5 x + 4.23 \times 10^3, \quad (4)$$

式中:  $K_a$  为轴承轴向刚度, 单位为 N/mm。

当轴承获得 20 N 的轴向预紧力时, 轴承轴向刚度  $K_a = 4.231 \times 10^4$  N/mm。

## 4 指向机构模态分析

### 4.1 模态分析

固有模态是检验结构动态性能的重要指标,

而在接触非线性条件下进行模态分析是无法实现的, 所以在指向结构的模态分析中, 根据轴承刚度分析, 将轴承等效为同时具有轴向刚度和径向刚度的弹簧。

指向机构有限元模型如图 5 所示, 在轴的两端与支架之间建立 X、Y、Z 三个方向连接的弹簧单元, Y、Z 向弹簧刚度值为  $5.8 \times 10^4$  N/mm, 固定端 X 向刚度值为  $4.2 \times 10^4$  N/mm。对支架底部安装端面施加固定约束后进行模态分析, 前 3 阶模态频率如表 2 所示。指向机构 1 阶频率优于 100 Hz, 满足设计要求。

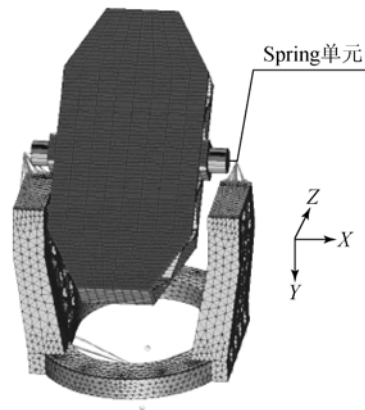


图 5 指向机构有限元模型

Fig. 5 Finite element model of pointing mechanism

表 2 前 3 阶模态频率和振型

Tab. 2 The first three order modal frequencies and vibration types

阶数	频率/Hz	振型
1	145	镜体沿 X 方向摆动
2	203	镜体沿 Z 方向摆动
3	218	镜体沿 Y 方向摆动

### 4.2 频率响应分析

在指向机构频率响应分析过程中, 与模态分析类似, 同样采用弹簧对轴承进行等效处理, 并根据前期测试得到的结构阻尼系数为 (0.07), 在 20~100 Hz 内对支架底部安装位置施加 3 个方向 6g 的加速度后进行频率响应分析, 考察指向机构的响应。

3 个方向频率响应分析中响应最大的位置均为反射镜, 反射镜在各方向上的频率响应曲线如

图 6~8 所示,各方向反射镜放大倍数和应力情况如表 3 所示。结果表明在 20~100 Hz 频率内,指向机构在 X、Y、Z 三方向上均未出现响应峰值,说明 3 方向基频均大于 100 Hz,且最大放大倍数均小于 4 倍,应力最大为 41 MPa,不会产生微屈服情况,满足设计要求。

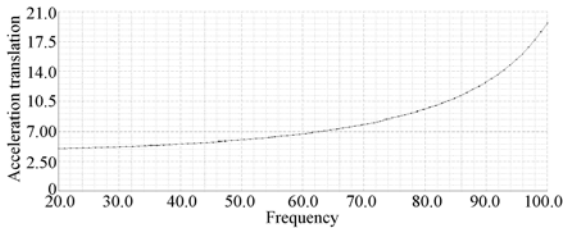


图 6 X 向正弦振动响应曲线

Fig. 6 Direction of X sinusoidal vibration response curve

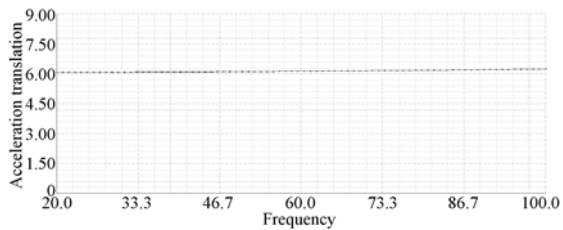


图 7 Y 向频率响应曲线

Fig. 7 Direction of Y sinusoidal vibration response curve

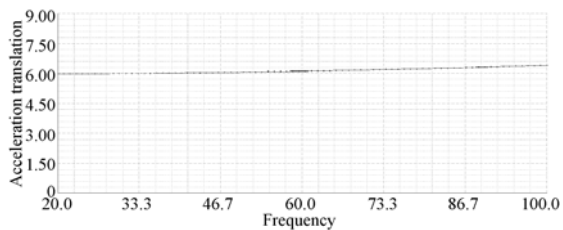


图 8 Z 向频率响应曲线

Fig. 8 Direction of Z sinusoidal vibration response curve

表 3 频率响应分析结果

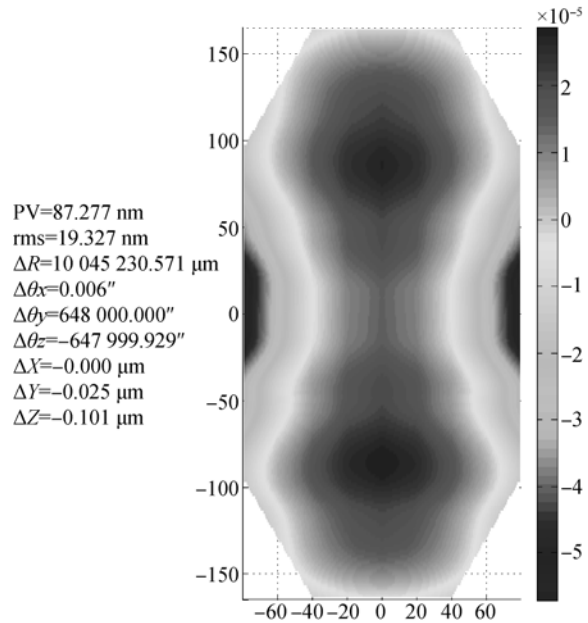
Tab. 3 Result of frequency response analysis

方向	最大响应位置	最大响应频率/Hz	最大放大倍数	结构最大应力/MPa	应力最大位置
X	反射镜顶端	100	3.3	41	支架
Y	反射镜顶端	100	1.08	26	支架
Z	反射镜顶端	100	1.11	32	支架

### 5 指向机构静力分析

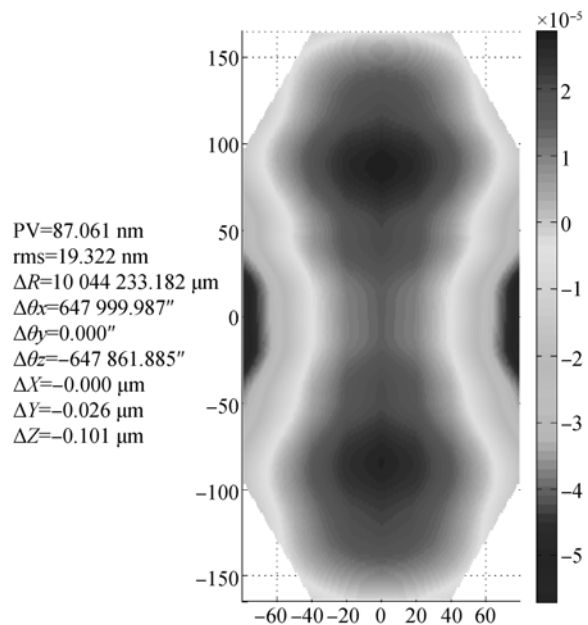
对于在轨运行的空间光谱仪,其指向机构需

要满足微重力情况下的镜面面形精度优于  $\lambda/30$  (RMS,  $\lambda=632.8 \text{ nm}$ ) 的设计要求。对结构进行静力分析,在光轴方向和子午方向重力条件下,指向反射镜面形精度分别为 19.33 nm(rms 值)和 19.32 nm(rms 值),满足设计要求,Y、Z 方向重力工况反射镜面形云如图 9 所示。



(a) Y 向

(a) Y direction



(b) Z 向

(b) Z direction

图 9 重力面形云图

Fig. 9 Surface shape of mirror in Y direction gravity condition

## 6 试验验证

根据 CO<sub>2</sub> 光谱仪指向机构力学试验大纲的要求,对指向机构进行了力学振动试验,如图 10 所示,振动条件如表 4 所示,振动试验结果如表 5 所示。

从振动试验结果可以看出,在试验频率内(5~100 Hz),3 个方向在 100 Hz 处达到响应最大值,X 向约为 21.1 g,放大倍数为 3.5 倍,Y、Z 向约为 7 g 和 7.2 g,放大倍数为 1.18 和 1.2 倍。振动试验结果表明结构满足设计要求。

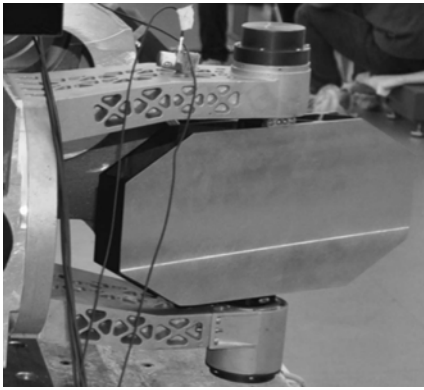


图 10 指向机构力学振动试验

Fig. 10 Mechanical vibration test of pointing mechanism

表 4 振动试验条件

Tab 4 Vibration test conditions

频率/Hz	5~20	20~100
输入	2.655 mm	6 g
方向	X、Y、Z	
扫描速率	4 oct/min	

表 5 振动试验结果

Tab 5 Vibration test result

方向	基频/Hz	100 Hz 处最大 响应加速度(g)	放大倍数	位置
X	148 Hz	21.1	3.5	反射镜顶端
Y	229 Hz	7	1.18	反射镜顶端
Z	211 Hz	7.2	1.2	反射镜顶端

振动试验后指向镜光学反射平面面型检测结果为  $0.028\lambda$  (RMS,  $\lambda=632.8$  nm),与振动前相比没有明显变化,满足设计指标要求,检测结果如图 11 所示。

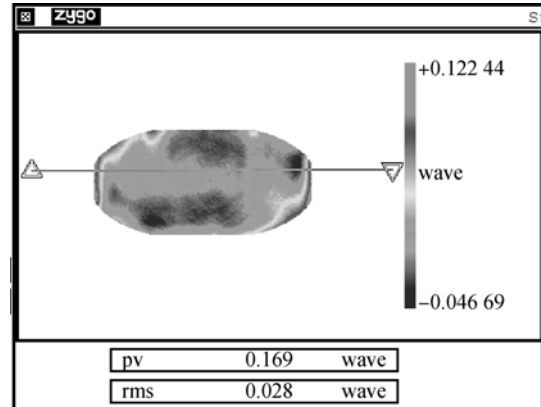


图 11 指向镜反射面面型精度

Fig. 11 Pointing mirror reflector surface precision

## 7 结论

为了准确分析空间 CO<sub>2</sub> 光谱仪指向机构的力学特性,根据轴承结构参数,建立了轴承有限元接触分析模型,计算了不同载荷下轴心位移量,计算结果用多项式拟合得到了轴承非线性刚度曲线。在指向机构有限元动力学分析模型中,将轴承刚度曲线求导后得到的刚度值赋予替代轴承的弹簧单元,经过有限元频率响应分析后获得指向机构动态特性。

光谱仪指向机构的 3 个方向基频均大于 100 Hz 的指标要求,不会与卫星发生共振。3 个方向的正弦振动响应放大倍率均满足指标要求。对振动后的反射镜面形进行干涉检测,结果其 rms 值为  $0.028\lambda$ ,与振动试验前基本一致。通过试验证明,利用非线性接触分析得到轴承刚度值,并以此刚度进行动态和静力分析,分析结果与试验结果相符,说明本方法可以很好地解决空间仪器转动部件的动/静力学分析。

## 参考文献:

- [1] STONEB J. The state of the art in the measurement of the stiffness and damping of rolling element bearings [J]. *Annals of the CIRP*, 1982, 529-534.
- [2] KRAUS J, BLECH J J, BRAUN S G. In situ determination of rolling bearing stiffness and damping by model analysis [J]. *Journal of Vibration, Acoustic, Stress, and Reliability in design*, 1987, 109(3): 235-240.
- [3] LIU J G, UWE F H. Andreas sch necker, Accuracy improvement of impedance measurements by using the self-calibration [J]. *Measurement of the International Measurement Confederation*, 1999, 25(3): 213-225.
- [4] MA Z Z. Precise dynamic angular measurement with inductosyn transducer [C]. *Second International Symposium on Inertial Technology in Beijing*, 1998, 37-45.
- [5] ROYSTON T J, BASDOGAN I. Vibration transmission through self-Aligning (spherical) rolling element bearings-theory and experiment [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1998, 215(5): 997-1014.
- [6] 唐云冰, 罗贵火, 等. 高速陶瓷滚动轴承等效刚度分析与试验 [J]. *航空动力*, 2005(2): 240-244.
- TANG Y B, LUO G H. Theoretical analysis and experiment of the high speed ceramic rolling bearing equivalent stiffness [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2005(2): 240-244. (in Chinese)
- [7] KARACAY T, AKTURK N. Vibrations of a grinding spindle supported by angular contact ball-bearings [C]. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers Part K Journal of Multi-body Dynamics*, 2008, 222: 61-74.
- [8] RAJIV T, NALINAKSH S V. Stiffness estimation from random response bearing systems [J]. *Probabilistic Engineering Mechanics*, 1998, 13(4): 255-268.
- [9] LAMBERT R J, POLLARD A, STONE B J. Some characteristics of rolling-element bearings under oscillating conditions. Part 1: theory and rig design [C]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers-Part K-Journal of Multi-body Dynamics*, 2006, 220: 157-170.
- [10] LAMBERT R J, POLLARD A, STONE B J. Some characteristics of rolling-element bearings under oscillating conditions. Part 2: experimental results for interference-fitted taper-roller bearings [C]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers-Part K-Journal of Multi-body Dynamics*. 2006, 220: 171-179..
- [11] 黄琳琳. 滚动轴承刚度的非线性分析及工程应用 [D]. 大连: 大连理工大学, 2009.
- HUANG L L. *The nonlinear analysis and engineering application to rolling bearing stiffness* [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2009. (in Chinese)

## 作者简介:



刘 磊(1972—),男,吉林长春人,研究员,1994年于大连理工大学获得学士学位,2006年于长春光机所获得硕士学位,主要从事空间光学相机、光谱仪等设计与分析。E-mail: ccliul@163.com