

文章编号: 1001-4888(2023)06-0696-08

螺栓预紧力对交叉滚子导轨副 振动特性影响的实验研究*

高粱¹, 彭旻², 魏坤², 邓华夏¹, 王宇¹, 龚兴龙¹

(1. 中国科学技术大学 近代力学系 中国科学院材料力学行为与设计重点实验室, 安徽合肥 230027;

2. 中国科学技术大学 国家同步辐射实验室, 安徽合肥 230027)

摘要: 为了探究交叉滚子导轨间隙螺栓预紧力对双晶单色器关键部件交叉滚子导轨副振动特性的影响规律, 开展了不同预紧力下交叉滚子导轨副的正弦扫频试验和随机振动试验, 对其振动响应特征进行研究, 得到了预紧力对扫频共振峰和低频的振动传递系数的影响规律。此外, 本文在对结构进行仿真分析时建立了表征螺栓预紧效果的简化模型, 对交叉滚子导轨副的动力学特性参数进行了模型表征。结果表明: 交叉滚子导轨副的共振频率随着螺栓预紧力增大而逐渐升高, 最终趋于稳定; 导轨在低螺栓预紧力情况下存在低频的振动稳定性问题, 一定的预紧力可以抑制低频振动失稳所诱发的振动放大现象。

关键词: 螺栓预紧力; 导轨副; 振动特性

中图分类号: TB53

文献标识码: A

DOI: 10.7520/1001-4888-23-201

0 引言

作为国家基础科学研究的重大科学设施, 先进同步辐射光源为物质结构观测、生物医学研究等诸多领域提供了重要的支持^[1]。然而, 随着社会生活的日益丰富, 同步辐射光源周围的振动源也在明显增加, 如何保证同步辐射光源系统能够输出稳定可靠的高精度光束线, 已经成为先进同步辐射系统设计和设备的健康运营维护所关注的关键问题。因此, 针对同步辐射光源光束线系统中关键部件的振动稳定性问题, 众多学者开展了一系列研究工作, 探讨了影响光束线系统振动稳定性的主要因素^[2-4]。

作为同步辐射光源的光束线站系统核心部件——双晶单色器, 其核心部件晶体间距调整机构中交叉滚子导轨副的振动稳定性对高精度光束线的稳定性和可靠性具有重要影响。在晶体间距调整机构中包含有交叉滚子导轨副, 其作用是通过调整导轨的位置来调节双晶单色器中用来反射光束线的 2 个晶体之间的相对距离, 以控制同步辐射光源取向。在实际运用中发现交叉滚子导轨上间隙调整螺栓的预紧力大小会对其振动特性产生一定影响^[5-7], 进而影响高精度光束线输出的稳定性和可靠性。对于双晶单色器而言, 其受到的振动激励主要来自地面的环境振动等, 工程实践中环境振动的振源往往不易确定, 波场也十分复杂^[8-9]。因此, 探究间隙螺栓预紧力对间距调整机构振动特性的影响规律, 可以为双晶单色器系统的结构设计和设备健康运营维护提供重要支撑。

首先, 本文建立了交叉滚子导轨副的振动实验测试与数据采集平台, 对不同交叉导轨副上间隙螺栓预紧力下的振动传递情况进行实验探究, 基于正弦扫频和随机振动试验获取机构在对不同间隙螺栓预

* 收稿日期: 2023-02-28; 修回日期: 2023-05-19

基金项目: 国家自然科学基金项目(12372187); 同步辐射联合基金项目(KY2090000097)

通信作者: 龚兴龙(1966-), 男, 博士, 教授/博士生导师。主要研究领域: 实验力学、智能材料与振动控制。Email: gongxl@ustc.edu.cn

紧力下振动响应时域曲线;然后,对交叉滚子导轨副的频域特征进行分析,获得相关动力学参数,并由此探究了间隙调整螺栓的预紧力对机构动力学特性的影响规律;此外,基于滚柱轴承的 Palmgen 经验模型,对间隙螺栓预紧力所造成的交叉滚子导轨接触刚度进行表征^[10-11],并利用有限元方法对晶体间距调整机构的振动响应特征参数进行仿真分析,分析了间隙螺栓预紧力对机构动力学特性参数的影响规律。

1 实验研究

振动实验采用电动振动实验系统(苏州苏试试验仪器有限公司,型号 DC-4000-40),并利用加速度传感器(江苏东华测试技术股份有限公司,型号 DH141)获取相关测点振动信号数据,加速度传感器的布置方式如图 1(a)所示,传感器数据则通过数据采集系统进行数据采集和记录,整个数据采集系统如图 1(b)所示。

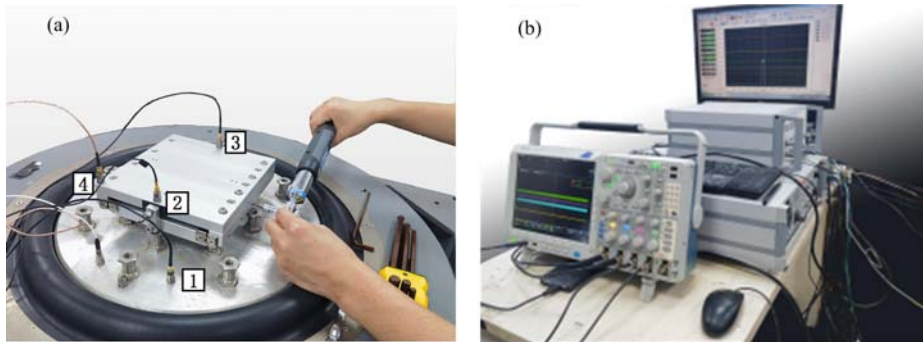


图 1 (a)传感器布置与预紧力施加方式;(b)振动数据采集系统

Fig. 1 (a) accelerometer layout and the preload application; (b) vibration data sampling system

晶体间距调整机构交叉滚子导轨副的各零部件如图 2 所示,1 为晶体安装板,2 为固定基座,3 为交叉滚柱导轨轨道,4 为交叉滚柱组及保持架,5 为导轨位置调整块,6 为间隙调整螺栓,7 为紧固螺栓,8 为固定螺栓孔。整个结构通过螺栓将基座的固定螺栓孔与振动台动圈连接;晶体安装板、基座与轨道通过紧固螺栓连接;通过改变间隙调整螺栓的预紧力进行适度微调,对交叉滚子导轨进行间隙调整,预紧力大小通过扭矩扳手施加。

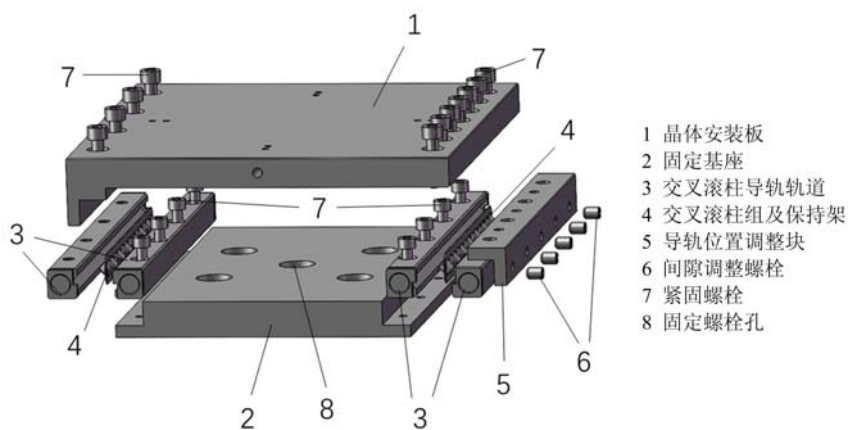


图 2 部件示意图

Fig. 2 Schematic diagram of components

实验中共采用 4 个测点位置的振动加速度信号,如图 1(a)所示。测点 1 测量振动台动圈激励信号,测点 2、3、4 均为测量晶体安装板各点的加速度信号,通过比较测点 2、3 的信号可以得出沿导轨运行方向的加速度差异,而通过对比测点 2、4 的信号可以得出垂直导轨运行方向的加速度差异。所有加速度传感器都经过标定,符合测量精度要求。

实验过程中,对交叉滚子导轨间隙调整螺栓分别施加 0、0.10N·m、0.25N·m、0.50N·m、0.75N·m、1.00N·m 和 1.25N·m 的预紧扭矩,然后在不同预紧扭矩条件下开展交叉滚子导轨副分别受到正弦扫频激励和随机激励的振动实验测试。正弦扫频激励振动实验主要包括宽频段的粗略扫描和重点频段的精细扫描,具体步骤为:(1)通过控制基准谱 5Hz~1000Hz 范围的定加速度谱曲线进行粗略扫频,进而初步确定共振峰的频率范围,扫频的谱线数为 1600 线,加速度幅值为 5m/s^2 ,扫频速率为 1000Hz/min。(2)在共振峰频率范围附近重点频段开展精细扫频实验,扫频速率设置为 100Hz/min。随机振动试验的目的是探寻晶体调整机构在一定工作频率下的振动传递特性,因此基于双晶单色器工作频率范围,对机构开展 250Hz 以下范围白噪声的随机振动试验,振动控制参数为:频率为 1Hz~250Hz,功率谱密度为 $0.1(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$ 。

在振动实验中,以振动台动圈信号为参考数据,将其他响应点数据与参考点数据进行对比,以获得振动传递信息。对于本文实验中的数据,振动传递率通过如下公式获得^[12]:

$$T = \frac{G_{yx}}{G_{xx}} \quad (1)$$

式中: G_{yx} 为测点与参考点信号的互功率谱密度; G_{xx} 为参考点信号的自功率谱密度。传递率的具体计算方法为:(1)对各个测点的加速度信号进行 1Hz~1000Hz 的 FFT(Fast Fourier Transformation)滤波,以消除信号的偏移和测试范围之外的噪声。(2)用 Matlab 中 CPSD(Cross Power Spectral Density)函数求出参考点信号的自功率谱密度和安装板上的测点信号与参考点信号的互功率谱密度。(3)根据式(1)计算对应测点的振动传递率。所有处理步骤均通过 Matlab 编程实现。

2 实验结果分析

图 3 给出了测点 3 的加速度时域数据与计算得到的传递率曲线。从图 3 中可以看出,随着交叉滚子导轨间隙螺栓的预紧扭矩从 0.10N·m 增加到 1.25N·m,在 1000Hz 以下,机构出现 2 个明显的共

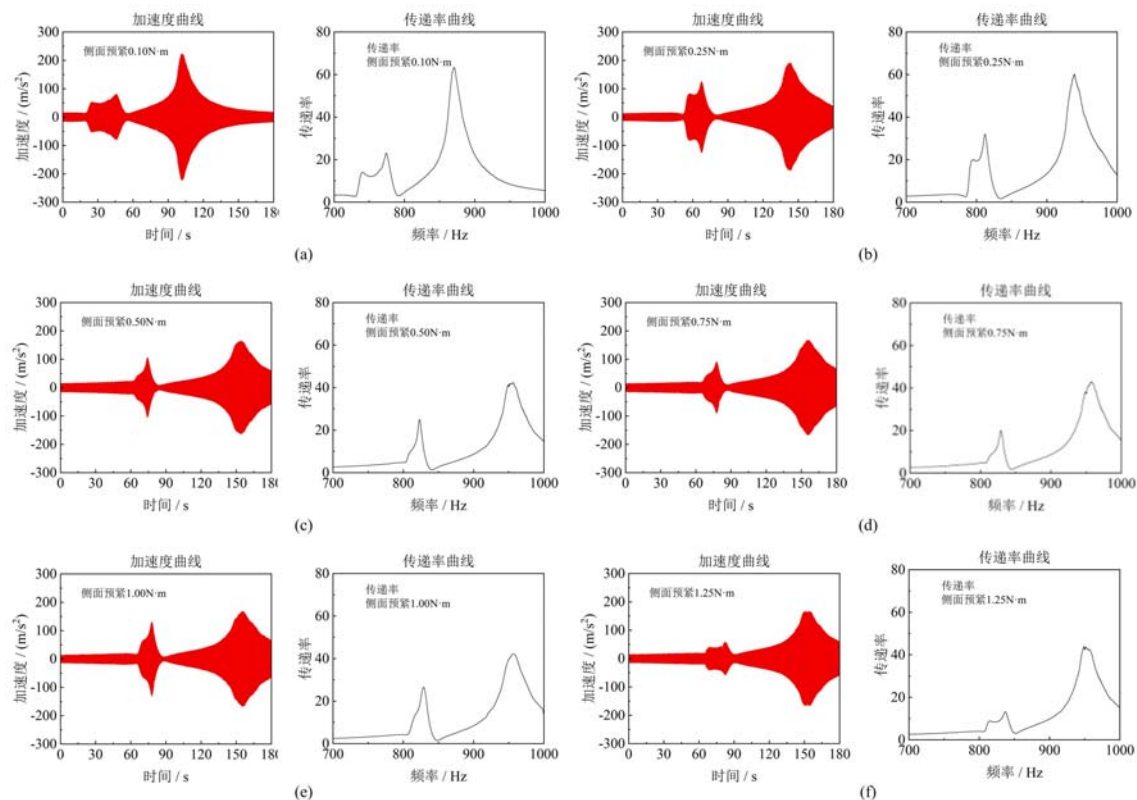


图 3 扫频振动时域加速度曲线和传递率曲线

Fig. 3 Acceleration and transmissibility of under sweep frequency vibration

振峰,且随着预紧扭矩的增加,共振峰会逐渐向高频段偏移。各预紧扭矩所对应结构的共振峰频率统计见表 1,从表 1 中可以看出随着预紧扭矩的增加,共振峰频率略微上升并逐渐趋缓,当预紧扭矩达到 $0.50\text{N}\cdot\text{m}$ 之后,共振峰频率几乎不变(图 4)。

表 1 前两阶共振峰频率

Tab. 1 First and second resonance frequency

预紧扭矩/(N·m)	第 1 阶频率 /Hz	第 2 阶频率 /Hz
0.10	773.94	870.73
0.25	812.75	939.53
0.50	823.60	951.64
0.75	829.13	956.70
1.00	830.30	958.69
1.25	837.34	952.80

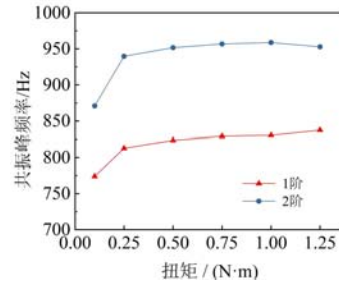


图 4 共振峰频率随扭矩变化曲线

Fig. 4 Resonance frequencies at variable torque

对预紧扭矩为 $1.00\text{N}\cdot\text{m}$ 时共振峰附近不同测点的时域信息进行分析,由图 5 可以看出,一阶共振峰处,测点 2 和测点 3 幅值基本一致,而测点 4 处的幅值略小;此外测点 2 和测点 4 没有相位差,而测点 2 与测点 3 有明显相位差,这表明在一阶共振模式下,基座上方的晶体安装板出现了一定程度的俯仰转动模式。通过对不同扭矩下共振时不同测点时域信息进行分析,发现预紧力对晶体安装板振动模式并无明显影响。

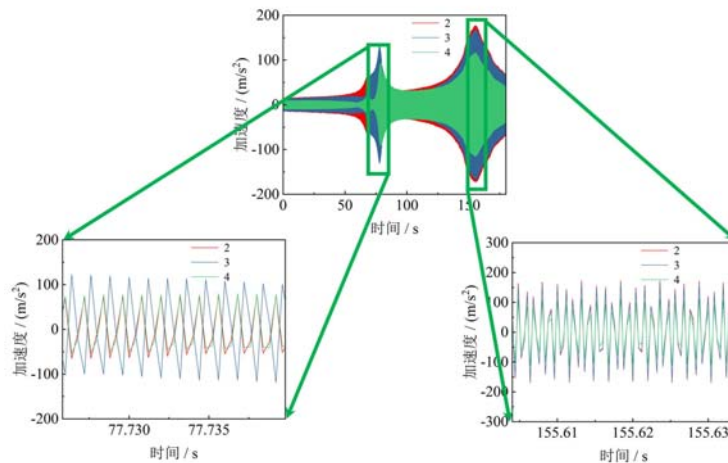


图 5 不同测点在共振峰处的响应结果

Fig. 5 Acceleration results at resonant peak of different point

通过有限元对交叉滚子导轨副在不同预紧力下的振动规律进行分析,有限元模型如图 6(a)所示,其中交叉滚子部分简化如图 6(b)所示。为表征间隙调整螺栓在不同预紧扭矩作用下导致的交叉滚子与轨道之间的接触刚度变化,在有限元模型中采用连接单元表示交叉滚子与轨道之间的接触刚度,如图 6(c)所示。基座与振动台动圈连接的螺栓孔采用固支边界条件。整个模型共有 C3D10 单元 34247 个,C3D20R 单元 6458 个。晶体安装板、导轨位置调整块和固定基座部分所用材料为铝合金,导轨滚子和轨道所用材料为不锈钢,模型中材料参数见表 2。

表 2 材料属性

Tab. 2 Material property

材料	弹性模量/MPa	泊松比	密度/(g/cm ³)
铝合金	71000	0.30	2.77
不锈钢	210000	0.30	7.89

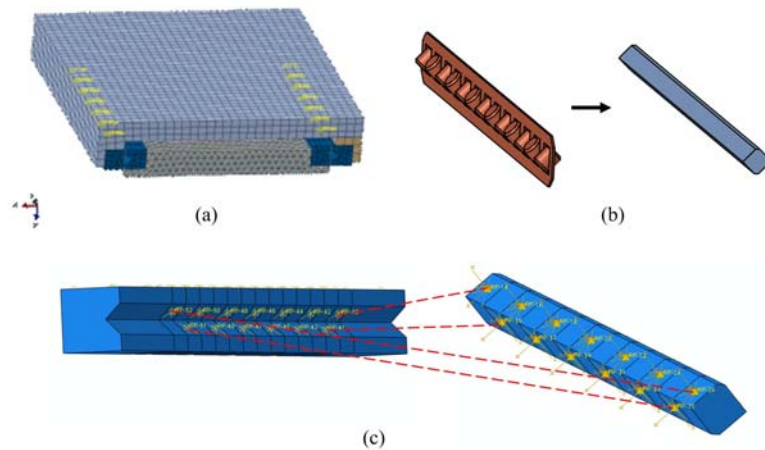


图 6 (a)有限元网格划分;(b)滚柱组简化;(c)连接单元设置

Fig. 6 (a)mesh division of finite element model; (b)simplification of roller set; (c)connector setup

根据 Palmgen 经验公式^[10-11]可以得出,滚子与轨道之间的接触力所导致的滚子中心到轨道平面的趋近量 δ 为

$$\delta = 3.81 \left[\frac{2}{\pi E^*} \right]^{0.9} \frac{Q^{0.9}}{l^{0.8}} \quad (2)$$

式中: $E^* = \frac{E}{1-\nu^2}$; E 为材料弹性模量; ν 为泊松比; Q 为滚子受到的正压力; l 为滚子长度。

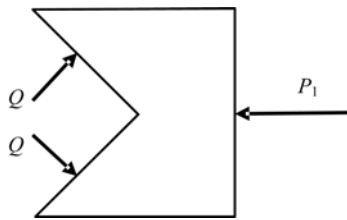


图 7 导轨受力分析

Fig. 7 Force analysis of guide rail

当间隙调整螺栓施加预紧扭矩时,根据常用公式将预紧扭矩转换为螺栓的预紧力^[13]:

$$P = \frac{T}{KD} \quad (3)$$

式中: P 为螺栓预紧力; T 为预紧扭矩; K 为表面摩擦系数; D 为螺栓直径。

由于间隙螺栓对轨道水平方向起到挤压作用,本文假设螺栓预紧力等于间隙螺栓对轨道挤压合力 P_1 。滚子对轨道面施加正压力 Q 的合力与 P_1 平衡,而由于采用的滚子为 45° 交叉圆柱滚子,故实际每组滚子接触力为 P_1 在 2 个 45° 方向上的分量的值,整个导轨受力如图 7 所示。

根据上述的趋近量计算和受力分析,由滚柱到导轨凹槽平面的趋近量和滚柱受到的正压力 Q 可以得到滚柱与凹槽面的接触刚度 k_0 为

$$k_0 = \frac{dQ}{d\delta} \quad (4)$$

对交叉滚子导轨副模型进行模态分析,并对 1000Hz 以下的振型进行记录。如图 8 所示,交叉滚子导轨副的一阶振型为晶体安装板俯仰振动,二阶振型为晶体安装板的弯曲振动。表 3 为不同螺栓预紧力情况下交叉滚子导轨副前两阶固有频率。一方面,从表 3 中的结果可以看出,随着预紧扭矩的上升,结构的固有频率在逐渐增加,且在预紧力较低的情况下,固有频率增加较快,而随着预紧力逐渐升高,固有频率的增加逐渐趋于平缓,趋势与实验结果吻合良好,如图 9 所示;另一方面,仿真中一阶、二阶振型也与实验中不同测点相位信息相吻合,说明了模型的可靠性。

从随机振动试验结果(图 10)可以看出,交叉滚子导轨在没有施加预紧力时,低频部分就已经出现了明显的放大,从 30Hz 附近开始,导轨的传递率明显增长,并且在 90Hz 附近振动传递率达到了 2.59,在 100Hz 到 250Hz 的频率范围内也保持在 1.50 以上;而在施加了预紧力之后随机振动的传递率在 1 附近,没有明显放大的现象。图 11 分别展示了预紧扭矩为 $0\text{N}\cdot\text{m}$ 和 $1.00\text{N}\cdot\text{m}$ 时,不同测点的时域加速度数据在两处时间点的局部放大显示结果。从图 11 可以看出,在预紧扭矩为 $0\text{N}\cdot\text{m}$ 时,测点 2、3、4

的相位和幅值均有差别,而预紧扭矩为 $1.0\text{N}\cdot\text{m}$ 的情况下,测点 2、3、4 的相位和幅值没有明显差异。这表明,对于交叉滚子导轨副结构,通过间隙调整螺栓施加一定的预紧力可以抑制机构的振动,从而减小了交叉滚子导轨副在低频情况下的振动放大现象。

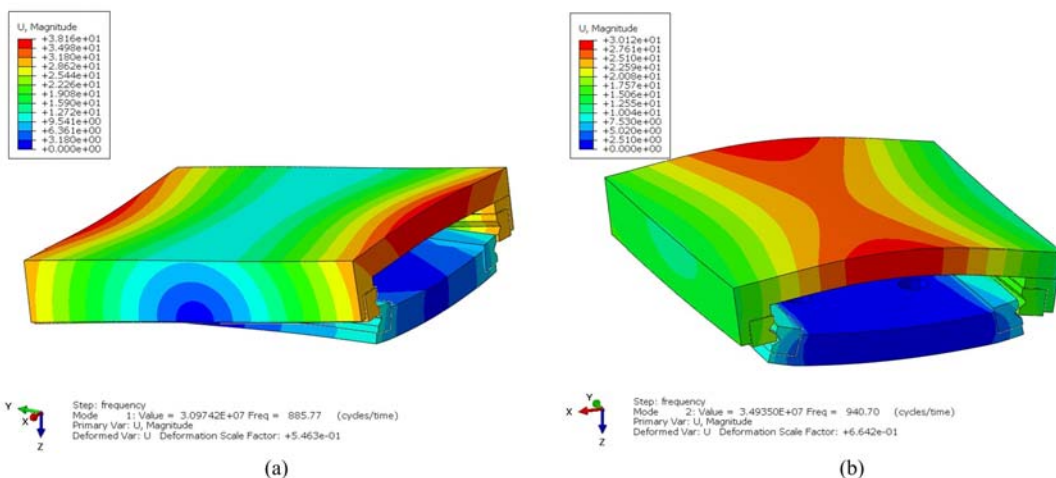


图 8 前两阶模态振型

Fig. 8 First and second modes of vibration

表 3 仿真固有频率及误差

Tab. 3 Numerical natural frequencies and errors

预紧扭矩/($\text{N}\cdot\text{m}$)	第 1 阶频率/Hz	第 1 阶误差/%	第 2 阶频率/Hz	第 2 阶误差/%
0.10	839.29	7.78	919.38	5.59
0.25	856.63	5.33	927.45	1.29
0.50	869.40	5.40	933.29	1.93
0.75	876.71	5.59	936.61	2.10
1.00	881.84	6.21	938.93	2.06
1.25	885.77	5.29	940.70	1.27

3 结论

本文对双晶单色器关键部件交叉滚子导轨副进行了振动实验测试,通过分析测试结果对交叉滚子导轨中的间隙调整螺栓在不同预紧扭矩条件下的结构振动情况进行了研究,并且利用经验模型对间隙螺栓预紧力所造成的交叉滚子导轨接触刚度进行了表征,根据表征结果利用有限元方法对交叉滚子导轨副的动力学特性参数进行分析。结果表明:在螺栓预紧扭矩为 $0.50\text{N}\cdot\text{m}$ 以下时,结构共振频率会受预紧扭矩的影响,而在预紧扭矩大于 $0.50\text{N}\cdot\text{m}$ 之后,共振频率几乎不受影响,且整体结构共振频率基本在高频状态;当螺栓未施加预紧扭矩时,会存在明显的低频振动放大现象。综合交叉滚子导轨副的扫频和随机振动试验结果看出,通过施加预紧扭矩可以有效抑制结构低频振动。本文的研究工作可为交叉滚子导轨副的装配参数设定和双晶单色器异常信号监测提供一定参考依据。

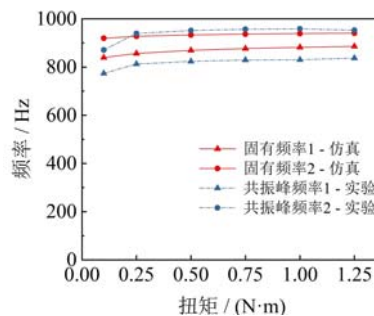


图 9 不同预紧扭矩下的仿真固有频率与实验共振频率

Fig. 9 Experimental and numerical frequencies at variable preload

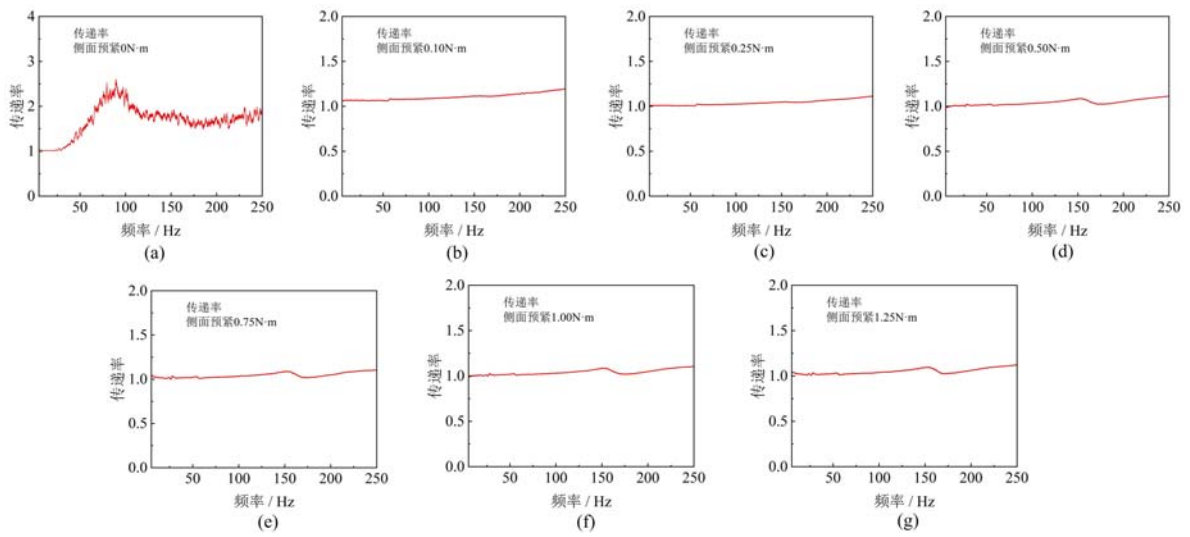


图 10 随机振动传递率曲线

Fig. 10 Transmissibility curve of random vibration

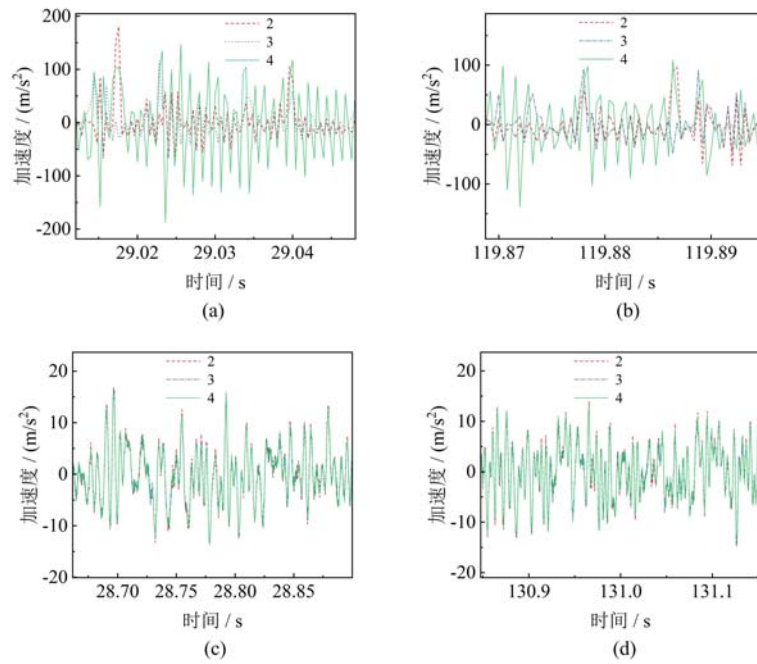


图 11 (a,b) 扭矩 0N·m 下随机振动响应在不同时间处的局部放大图;

(c,d) 扭矩 1.00N·m 下随机振动响应在不同时间处的局部放大图

Fig. 11 (a,b) zoom in on random response at 0N·m torque;

(c,d) zoom in on random response at 1.00N·m torque

参考文献:

[1] 张国斌, 胡胜生, 封东来. 合肥光源[J]. 现代物理知识, 2020, 32(3):3-9 (ZHANG Guobin, HU Shengsheng, FENG Donglai. Hefei light source[J]. Modern Physics, 2020, 32(3):3-9 (in Chinese))

[2] 卜令山. 上海光源储存环机械共架组件的微振动控制研究[D]. 上海: 中国科学院上海应用物理研究所, 2008 (BU Lingshan. Micro vibration control of Shanghai synchrotron radiation facility's storage ring[D]. Shanghai: Shanghai Institute of Applied Physics, Chinese Academy of Sciences, 2008 (in Chinese))

[3] 张玉方. 合肥光源新支撑机构振动性能分析测试[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2012 (ZHANG Yufang. Analysis and test to vibration performance of new supporting mechanism of HLS[D]. Hefei: University of Science

- and Technology of China, 2012 (in Chinese))
- [4] Ruget C, Nikitina L, Nicolas J, et al. Stability of mirror chambers and mechanics: an example of the improvement of vibrational behaviour[J]. *Diamond Light Source Proceedings*, 2011, 1(6): e24.
- [5] 周传宏, 孙健利, 杨叔子. 滚动直线导轨副的振动模型研究[J]. *机械设计*, 1999(2): 21—25 (ZHOU Chuanhong, SUN Jianli, YANG Shuzi. A study on the vibration model of rolling linear guiding pairs[J]. *Machine Design*, 1999(2): 21—25 (in Chinese))
- [6] Ohta H, Tanaka K. Vertical stiffnesses of preloaded linear guideway type ball bearings incorporating the flexibility of the carriage and rail[J]. *Journal of Tribology*, 2010, 132(1): 011102.
- [7] 陈学前, 杜强, 冯加权. 螺栓连接非线性振动特性研究[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(7): 196—198 (CHEN Xueqian, DU Qiang, FENG Jiaquan. Nonlinear vibrational characteristic of bolt-joints[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2009, 28(7): 196—198 (in Chinese))
- [8] 唐坚. 上海光源场地微振动特征及结构减振效果的测试研究[J]. *上海建设科技*, 2010(3): 14—17 (TANG Jian. Study of shanghai synchrotron radiation facility site micro-vibration features and damping effect test[J]. *Shanghai Construction Science & Technology*, 2010(3): 14—17 (in Chinese))
- [9] Boore D M. Simulation of ground motion using the stochastic method[J]. *Pure and Applied Geophysics*, 2003, 160: 635—676.
- [10] 涂鼎. 基于弹流润滑的滚柱直线导轨副动力学特性研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2016 (TU Ding. Research on dynamic characteristics of linear rolling guide based on elastic hydrodynamic lubrication[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2016 (in Chinese))
- [11] Palmgren A. Ball and roller bearing engineering[M]. Alabama: SKF Industries inc., 1945.
- [12] 顾建祖, 郝文峰, 骆英, 等. 固有模态函数振动传递率损伤识别实验研究[J]. *实验力学*, 2010, 25(4): 386—392 (GU Jianzu, HAO Wenfeng, LUO Ying, et al. Experimental study of damage identification based on intrinsic mode function vibration transmissibility[J]. *Journal of Experimental Mechanics*, 2010, 25(4): 386—392 (in Chinese))
- [13] 成大先. 机械设计手册[M]. 6版. 北京: 化学工业出版社, 2017 (CHENG Daxian. Mechanical design manual [M]. 6th edition. Beijing: Chemical Industry Press, 2017 (in Chinese))

Experimental research on the influence of bolt preload on vibration characteristics of cross roller guide pair

GAO Liang¹, PENG Yang², WEI Shen², DENG Huaxia¹, WANG Yu¹, GONG Xinglong¹

(1. CAS Key Laboratory of Mechanical Behavior and Design of Materials, Department of Modern Mechanics, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, Anhui, China; 2. National Synchrotron Radiation Laboratory, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, Anhui, China)

Abstract: In order to investigate the effect of the bolt preload on the vibration characteristics of the cross roller guide pair, a key component of the double-crystal monochromator, the sweep frequency vibration test and random vibration test of the cross roller guide pair under variable preloads were carried out. The vibration response characteristics were analyzed. The influence of the preload on vibration transmissibility at low frequency and the resonant peak were discussed. A simplified model was established to characterize the preload effect of bolts, and the dynamic characteristic parameters of cross roller guide pairs were presented. The results show that the resonance frequency of the cross roller guide pair increases gradually with the increase of bolt preload before it tends to a plateau finally. Under the condition of low bolt preload, there is a problem of vibration stability at low frequency. A certain preload can restrain the vibration amplification induced by the instability at low frequency vibration.

Keywords: bolt preload; guide pair; vibration characteristics