

伺服机构冲击环境下故障失效分析*

张明明^{1†} 王帅¹ 张猛² 贾亮¹ 侯传涛¹ 李亚男¹

(1.北京环境强度研究所, 北京 100076) (2.北京精密机电控制设备研究所, 北京 100076)

摘要 建立了某型伺服机构有限元模型,依据模态试验结果,分析确定了伺服机构敏感刚度,即连接轴承刚度,并对模型进行了修正.在此基础上,采用模态叠加法,分析了该型伺服机构在冲击环境下的动响应,通过计算结果与冲击试验测量结果的对比分析,验证了模型准确有效性.最后,基于修正后模型对伺服机构故障—丝杠断裂失效进行分析.本文对伺服机构轴承刚度识别及有效模拟提出了一种有效的方法,对此类伺服机构在冲击环境下的动响应分析,具有一定的工程指导意义.

关键词 伺服机构, 冲击环境, 模态叠加法, 轴承刚度, 故障失效

DOI: 10.6052/1672-6553-2019-034

引言

伺服机构在航空航天领域应用较为广泛,随着型号的发展,伺服机械机构内部结构,以及其所承受的外部载荷,也随之日趋复杂.对于伺服机构的动特性研究,若考虑内部结构之间的接触关系及间隙情况,建立伺服机构的详细模型^[1,2],进行有限元分析,势必会带来较大的工程计算量.目前,相关研究人员^[3-5]采用基于概率统计的分析方法研究伺服机构的动力学特性,这些方法能够考虑相关不确定因素的影响.另外,基于轴承系统的动力学模型的研究成果^[6,7],将其应用在伺服机构动力特性分析上,也是一种方法.由于上述分析方法缺少试验验证,因此,在工程实用性方面存在一定的局限性.本文针对某型伺服机构的动特性分析,策划了模态试验和冲击响应试验.通过分级式的模态试验识别伺服机构中的敏感刚度结构元件,同时,对其进行简化建模并进行修正.在此基础上,利用模态综合法,对伺服机构进行了冲击环境下动力学响应分析,通过仿真结果与冲击试验测量结果在频率成份、应力响应等多方面的对比分析,有效证明了模型的准确性.最后,基于修正后模型对伺服机构故障—丝杠断裂失效进行了定性分析,研究过程及结果表明,本文方法能够有效识别伺服机构动特性分

析的敏感刚度结构,对于轴承刚度识别及有效模拟提供了一种有效的方法手段,对于此类伺服机构在冲击环境下的动响应分析也具有一定的工程指导意义.

1 模态叠加法

模态叠加法是建立在模态的正交性及展开定理基础上的一种求解动力响应的近似方法.描述结构振动的基本方程如下所示^[8]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{p(t)\} \quad (1)$$

其中: $[M]$ 为质量矩阵, $[C]$ 为阻尼矩阵, $[K]$ 为刚度矩阵, $\{u\}$ 为系统广义位移向量; $\{p(t)\}$ 为激励力向量.

方程(1)初始条件为:

$$\begin{cases} \{u(0)\} = \{u_0\} \\ \{\dot{u}(0)\} = \{\dot{u}_0\} \end{cases} \quad (2)$$

通常方程(1)为耦合方程,对其进行模态分析,其特征方程为:

$$([K] - \omega_r^2 [M])\{\varphi_r\} = 0 \quad r=1, \dots, N \quad (3)$$

上式中,特征值所对应的特征向量 $\{\varphi_r\}$ 是正交的,同时 $\{\varphi_r\}$ 对刚度矩阵 $[K]$ 及质量矩阵 $[M]$ 为正交矩阵,即:

$$\{\varphi_r\}^T [K] \{\varphi_s\} = \{\varphi_r\}^T [M] \{\varphi_s\} \quad (r \neq s) \quad (4)$$

为将物理坐标表示的动力学方程(1)解耦,则须将其转换到模态坐标系下,即:

$$[M_r]\{\ddot{\eta}\}+[C_r]\{\dot{\eta}\}+[K_r]\{\eta\}=\{p_r(t)\}$$
$$r=1,\cdots,N$$

(5)

上式中, $[M_r]$ 为模态质量, $[C_r]$ 为模态阻尼, $[K_r]$ 为模态刚度, $\{\eta\}$ 为模态坐标. 方程(5)初始条件为:

$$\begin{cases} \{\eta(0)\}=\{\eta_0\} \\ \{\dot{\eta}(0)\}=\{\dot{\eta}_0\} \end{cases}$$

(6)

其中,

$$\begin{cases} \{\eta_r(0)\}=\frac{1}{[M_r]}[\Phi]^T[M]\{u(0)\} \\ \{\dot{\eta}_r(0)\}=\frac{1}{[M_r]}[\Phi]^T[M]\{\dot{u}(0)\} \end{cases}$$
$$r=1,\cdots,N$$

(7)

上式中, $[\Phi]$ 表示模态矩阵.

通过求解方程(5)式表示的 N 个独立模态下的动力学方程,就可得到模态坐标下的各阶模态坐标向量 $\{\eta_r(t)\}$, 将其代入式 $\{u\}=[\Phi]^T\{\eta(t)\}$, 便可得系统在物理坐标系下的位移响应 $\{u\}$, 进而可求得系统的内力及应力响应.

理论上, 对于一个 N 自由度的系统, 可以通过方程解耦确定模态坐标响应, 然后, 通过线性变换得到物理坐标响应. 然而, 对于自由度数很大的结构, 计算所有模态是不可能的, 另一方面, 工程实际证明在一定的动载荷作用下并不是所有的模态都能被激起^[9,10]. 计算过程中依据模态的有效质量作为模态截断的一种判定方法, 当所得到前阶模态的有效质量之和占总质量的份额很大时, 就可以认为主要模态已包含在前阶模态中, 即取结构的前阶模态代替全部的 N 阶模态.

2 仿真分析

2.1 有限元建模

某型伺服机构主要包括丝杠、角滑动轴承支撑(简称角滑动轴承)、滑动轴承支撑(滑动轴承)、壳体等结构. 丝杠与角滑动轴承、滑动轴承连接区域为重点关注区域, 为减少计算量, 本文将角滑动轴承进行简化, 即建模过程中省去角滑动轴承内部滑动滚珠、内轴承环等实际组成部件, 整个角滑动轴承以单一实体结构表示. 计算过程中考虑各结构之间的接触非线性, 有限元模型如图 1 所示.

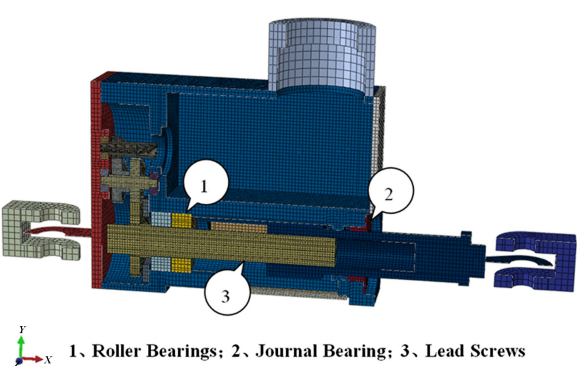
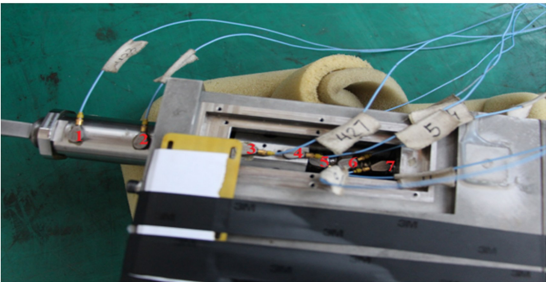


图 1 有限元模型

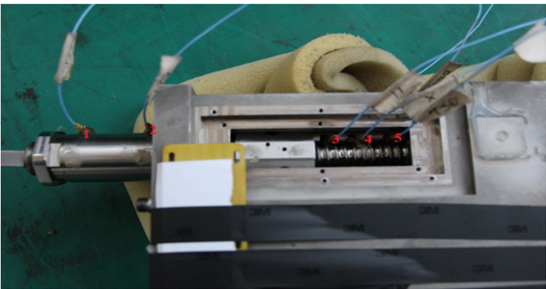
Fig.1 The finite element model

2.2 伺服机构模态

由于伺服机构结构部件较多, 丝杠主要由角滑动轴承、滑动轴承、上部齿轮支撑, 为识别伺服机构的敏感刚度, 本文策划了分级模态试验: 1) 模态试验 1—去掉齿轮、滑动轴承(丝杠由滑动轴承支撑); 2) 模态试验 2—去掉齿轮后状态(丝杠由角滑动轴承、滑动轴承支撑); 3) 模态试验 3—丝杠机构实际工作状态(丝杠由齿轮、角滑动轴承、滑动轴承支撑). 伺服机构模态试验现场如图 2 所示.



(a) Y 方向测量
(a) Y direction



(b) Z 方向
(b) Z direction

图 2 伺服机构模态试验现场图

Fig.2 Servo mechanism modal test site map

针对分级模态试验, 建立相应有限元模型, 分别标记为模型 1、模型 2、模型 3. 根据模态试验 1, 对

模型 1 进行修正确定角滑动轴承刚度.然后,基于前面修正后的模型 1,以及模态试验 2,对模型 2 进一步修正确定滑动轴承刚度.最后,基于修正后的模型 3 以及模态试验 3,对模型 3 进行修正.模态试验结果与仿真结果对比如表 1~表 3 所示.

表 1 仿真与模态试验 1 对比

Table 1 Comparison between simulation and test one		
Name	Y-mode frequency	Z-mode frequency
Simulation	158 Hz	144 Hz
Test one	157 Hz	159 Hz

表 2 仿真与模态试验 2 对比

Table 2 Comparison between simulation and test two		
Name	Y-mode frequency	Z-mode frequency
Simulation	599 Hz	569 Hz
Test two	587 Hz	533 Hz

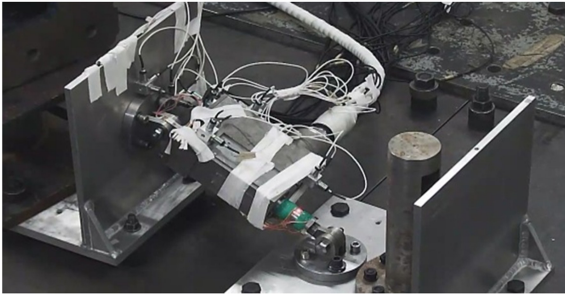
表 3 仿真与模态试验 3 对比

Table 3 Comparison between simulation and test three		
Name	Y-mode frequency	Z-mode frequency
Simulation	580 Hz	553 Hz
Test three	559 Hz	549 Hz

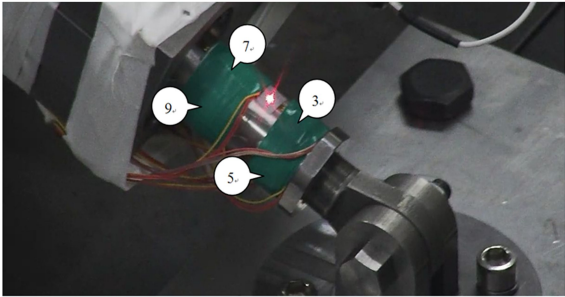
从表 1~表 3 的对比结果可知:1) 齿轮对于丝杠模态影响较小,影响丝杠模态频率的主要是角滑动轴承、滑动轴承刚度;2) 模型修正后,伺服机构整体模态频率仿真结果与试验结果较为一致.

2.3 冲击试验状态下的模态对比分析

为进一步验证修正后模型的准确有效性,本文同时策划了冲击试验.伺服机构冲击试验现场如图 3 所示.基于前述分级模态修正参数,建立了冲击试验状态下的有限元模型,仿真分析得到该伺服机构在冲击试验构型状态下,冲击激励方向的一阶弯曲模态振型如图 4 所示,其模态频率为 262Hz.



(a)整体示意图
(a) Overall diagram



(b) 部分应变测点示意图
(b) Schematic diagram of partial strain measuring points

图 3 冲击试验现场图

Fig.3 Shock test site map

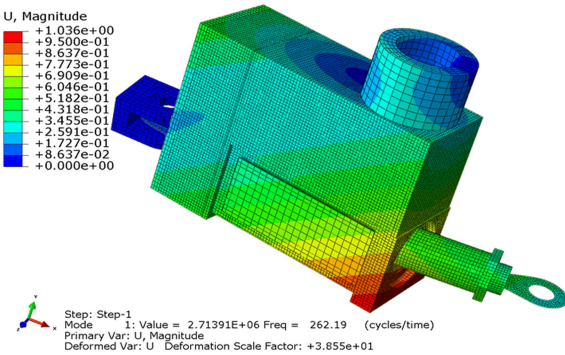


图 4 冲击试验状态下,冲击方向一阶弯曲模态振型(262Hz)

Fig.4 The shock direction mode shapes of first order bending modes under shock test(262Hz)

冲击试验测点位置具体信息如表 4 所示.

表 4 测点位置及标号

Table 4 The Location and label of measuring point	
Label	Location
1	Top supporting ring(tangent+)
2	Top supporting ring(tangent-)
3	Below supporting ring(tangent+)
4	Below supporting ring(tangent-)
5	Below supporting ring (radial+)
6	Below supporting ring(radial-)
7	Root of Below supporting ring(tangent+)
8	Root of Below supporting ring(tangent-)
9	Root of Below supporting ring(radial+)
10	Root of Below supporting ring(radial-)

施加的冲击时域信号如图 5 所示,将图 5 冲击条件下部分应变试验测量结果进行 FFT 分析,结果如图 6 所示.

由图 6 分析可知:伺服机构实际冲击试验应变响应主要频率主要分布 196Hz~283Hz 的频率范围

内,说明伺服机构系统在该频率范围内存在固有模态,与该状态下的仿真分析结果—模态频率为262Hz 相吻合.

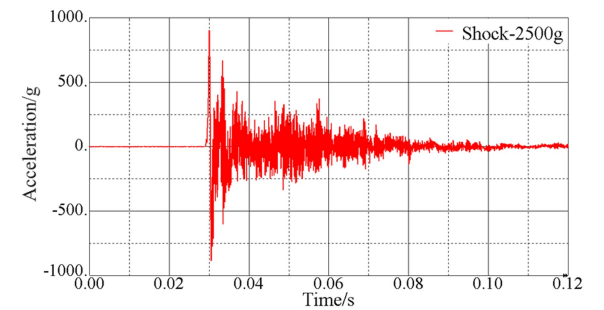


图 5 冲击时域信号
Fig.5 Shock time domain signals

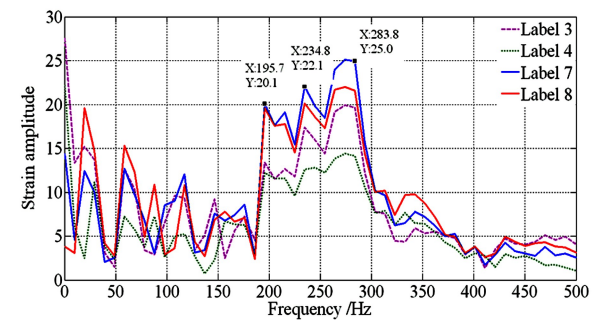


图 6 部分应变测点 FFT 分析(0.12s~0.2s)
Fig.6 FFT analysis of partial strain measuring point (0.12s~0.2s)

2.4 冲击响应对比分析

基于模态叠加法的仿真结果如图 7 所示.将仿真结果与冲击试验测量结果进行对比,具体如表 5 所示.

表 5 仿真及冲击试验测量结果对比

Name	Tensile strees(Compressive strees)/MPa			
	Label-7	Label-9	Label-5	Label-3
Simulation	60(-112)	68(-42)	49(-37)	30(-35)
Shock test	49(-75)	65(-29)	45(-22)	35(-59)

从表 5 的对比结果可以看出,修正后的模型仿真结果与试验结果较吻合,最大相差出现在测点 7 位置,最大相差为 33.0%,由于该位置靠近滑动轴承,此处会出现应力集中.通过对比,有效证明了模型的准确性.

2.5 冲击脆性断裂分析

基于之前修正后的模型对伺服机构丝杠断裂进行分析.将外部冲击环境测量载荷施加在伺服机构上,提取丝杠断裂位置应变率,具体如图 8 所示.

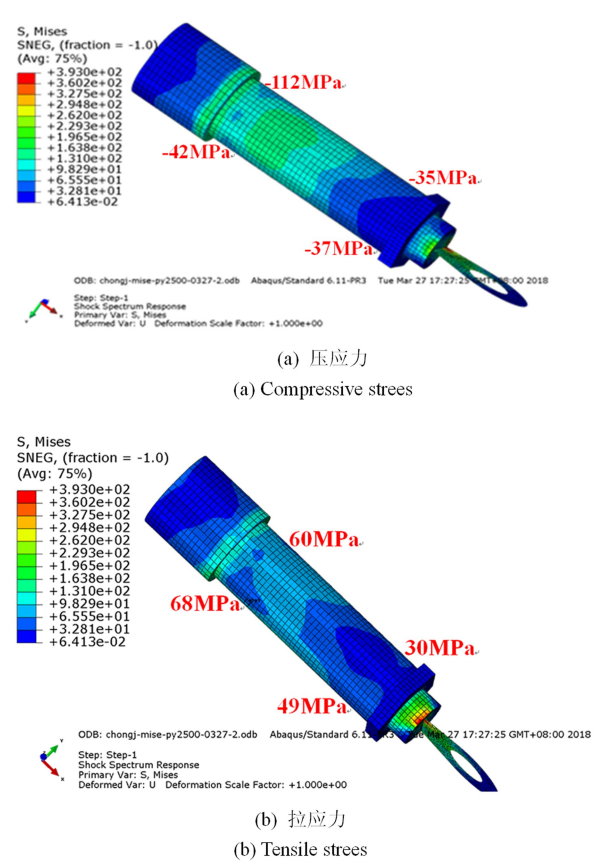


图 7 基于模态叠加法仿真结果
Fig.7 Simulation results based on modal superposition method

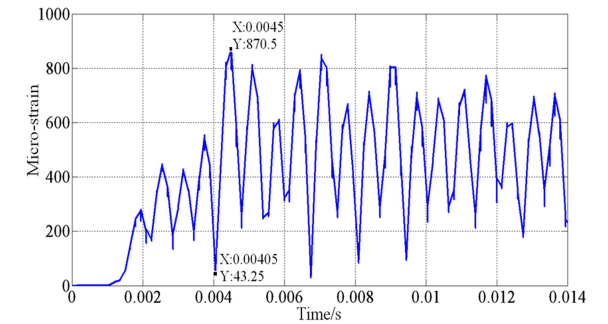


图 8 应变随时间变化曲线(最大应变率 18.4/s)
Fig.8 Strain vs. time curve(The largest strain rate is 18.4/s)

结构在不同力学环境下,发生断裂时应变率变化范围如图 9 所示^[11].

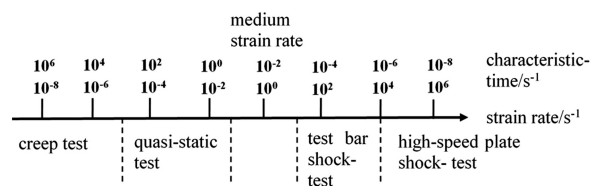


图 9 各种力学试验的应变率范围
Fig.9 Strain rate range of various mechanical tests

结合图 8、图 9 可知:在冲击环境载荷作用下,

丝杠断裂处的应变率接近高应变率范围,已知高加载速率对脆性断裂影响较大(机理与降低温度引起的脆断类似),脆断时的应力水平可能小于四分之一屈服强度^[12]。考虑集中应力系数的影响,丝杠断裂位置处的应力可达475MPa,远高于材料的四分之一屈服强度250MPa。另外,在仿真分析得到的丝杠应力未考虑工艺残余应力、工作静应力等因素的叠加效果,因此,丝杠结构在实际工作中所承受的应力水平可能会高于计算得到的应力水平,再考虑冲击引起的脆断因素,丝杠存在破坏的可能性。

实际工程中影响结构脆断的因素较多,除应变率、应力集中等因素外,还与缺口条件、材料及板材厚度、制造工艺、冶金条件、残余应力等均有关系^[12],实际过程难以通过试验的手段同时模拟各种因素的影响,给试验验证的周期和成本均带来了挑战,因此,本文基于仿真、模态试验及冲击试验等定量数据及文献中的定性结论,对于此类伺服机构故障揭示具有工程参考价值。

3 结论

本文基于分级模态测量结果,分析和识别了某伺服机构中的敏感刚度结构元件,同时对其进行简化建模,并进行修正。在此基础上,利用模态综合法,对伺服机构进行了冲击环境下动力学响应分析,通过仿真结果与冲击试验测量结果在频率成份、应力响应等多方面的对比分析,进一步验证模型的准确有效性。最后施加实际冲击环境载荷,结合相关定性结论,对伺服机构故障机理进行分析,研究结果显示:

(1)该型伺服机构敏感刚度为角滑动轴承刚度、滑动轴承刚度。

(2)通过对冲击试验测点应变进行FFT,可知伺服机构系统频率处于196Hz~283Hz之间,与该状态下的仿真分析结果模态频率为262Hz相吻合。

(3)采用模态叠加法计算结果与试验结果对比,最大相差33.0%,由于该位置靠近滑动轴承,此处存在应力集中影响。其他测点两者结果吻合较好,证明了本文轴承刚度识别及有效模拟方法的有效准确性。

(4)提取丝杠断裂位置应变率,结合相关定性结论,有效解释了伺服故障失效机理,在工程中具有较强的应用前景。

参 考 文 献

- 1 梅晓榕,陈明,张卯瑞. 三轴仿真转台的建模与仿真. 系统仿真学报, 2001, 13(3): 278~279 (Mei X R, Chen M, Zhang M R. Mathematical modeling and simulation of three-axis flight motion simulator. *Journal of System Simulation*, 2001, 13(3): 278~279 (in Chinese))
- 2 邓四二,贾群义. 滚动轴承设计原理. 北京: 中国标准出版社, 2008 (Deng S E, Jia Q Y. The design theory of rolling bearing. Beijing: China Standards Press, 2008 (in Chinese))
- 3 胡浩军. 运动平台捕获、跟踪与瞄准系统视轴稳定技术研究[博士学位论文]. 长沙: 国防科技大学, 2005 (Hu H J. Line of sight stabilization of acquisition, tracking and pointing system on moving bed [Ph.D Thesis]. Changsha: National University of Defense Technology, 2005 (in Chinese))
- 4 聂旭涛,黄科. 随机激励下导引头伺服机构动力学特性研究. 振动与冲击, 2010, 29(2): 128~130 (Nie X T, Huang K. Research on dynamic characteristics of seeker servo mechanism under random excitation. *Journal of Vibration and Shock*, 2010, 29(2): 128~130 (in Chinese))
- 5 Zhu W Q. Recent developments and applications of stochastic averaging method in random vibration. *Applied Mechanics Reviews*, ASME, 1996, Part 2, 49(10): S72~S80
- 6 蒋勉,伍济钢,彭鑫胜等. 转子-滑动轴承系统支承松动-碰摩故障动力学行为及评估方法. 动力学与控制学报, 2017, 15(6): 550~557 (Jiang M, Wu J G, Peng X S, et al. Dynamic behaviors and assessment of loose-rubbing faults in rotor-sliding bearing system. *Journal of Dynamics and Control*, 2017, 15(6): 550~557 (in Chinese))
- 7 罗忠. 转子轴承系统中滚动球轴承的非线性动力学相似特性研究. 动力学与控制学报, 2016, 14(3): 223~228 (Luo Z. Similarity research on nonlinear dynamic characteristics of rolling bearing in rotor bearing system. *Journal of Dynamics and Control*, 2016, 14(3): 223~228 (in Chinese))
- 8 吕凤军,王梅,曲庆文等. 用模态叠加法计算车辆结构的动力响应. 淄博学院学报, 2002, 4(4): 70~74 (Lv F J, Wang M, Qu Q W, et al. Analysis of dynamic response of vehicle structures by using the method of mode

superposition. *Journal of Zibo University*, 2002,4(4):70 ~ 74 (in Chinese))

9 朱海燕, 邬平坡, 池茂儒等. 基于模态叠加法的车体疲劳寿命分析. *现代制造工程*, 2017,10:47~53 (Zhu H Y, Wu P P, Chi M R, et al. Fatigue life analysis of car body based on modal superposition method. *Modern Manufacturing Engineering*, 2017,10:47~53 (in Chinese))

10 周玮, 廖日东. 基于模态叠加法的曲轴动态特性研究与结构优化. *农业工程学报*, 2015,31(3):129~133 (Zhou W, Liao R D. Dynamic characteristic based on modal superposition method and structure optimization of crankshaft. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2015,31(3):129~133 (in Chinese))

11 Lindholm U S. Techniques in metals research Vol. V, Part1. NY:New York Interscience, 1971:127~146

12 王礼立, 余同希, 李永池. 冲击动力学进展. 安徽: 中国科学技术大学出版社, 1992 (Wang L L, Yu T X, Li Y C. Progress in shock dynamics. Anhui: University of Science and Technology of China Press, 1992 (in Chinese))

FAILURE ANALYSIS OF SERVO MECHANISM UNDER SHOCK ENVIRONMENT *

Zhang Mingming^{1†} Wang Shuai¹ Zhang Meng² Jia Liang¹ Hou Chuantao¹ Li Yana¹
(1.Beijing Institute of Structure and Environment Engineering, Beijing 100076, China)
(2.Beijing Institute of Precise Mechanical and Electronic Control Equipment, Beijing 100076, China)

Abstract A certain type of servo mechanism’s finite element model was built, then through the analysis of modal experiment, it was found that the servo mechanism’s stiffness was sensitive to the link bearing’s stiffness, meanwhile, the finite element model of the servo mechanism was modified based on the modal experiment’s results. After that, by using modal superposition method, the dynamics response of the servo mechanism under shock environment was analyzed, then by comparing shock experiment, it was verified that the servo mechanism’s finite element model was accurate and effective, finally, by using the modified model, the failure of the servo mechanism’s lead screws was investigated. The proposed method was effective for confirming and simulating the stiffness of the servo mechanism’s link bearing, and had certain instructive significance to analyze dynamics response of this type of servo mechanism under shock environment.

Key words servo mechanism, shock environment, modal superposition method, bearing’s stiffness, failure