

DOI: 10.19322/j.cnki.issn.1006-4710.2017.03.018

称重传感器蠕变误差检测装置动态特性研究

王军利, 冯博琳

(陕西理工大学 机械工程学院, 陕西 汉中 723001)

摘要: 为研究振动对蠕变误差检测精度的影响,首先建立称重传感器蠕变误差检测装置的三维实体模型以及有限元模型,之后对称重传感器蠕变误差检测装置进行了有限元模态分析以及谐响应分析。通过模态分析,得出了蠕变误差检测装置前六阶模态的固有频率和振型,为以后的模态分析实验提供了理论基础;通过谐响应分析,计算出蠕变误差检测装置可能发生共振的频率,确定了对蠕变误差检测装置结构动态性能影响最大的模态频率,找出了蠕变误差检测装置正常工作状态下结构振动剧烈的区域。研究结论可为蠕变误差检测装置的优化设计提供新思路和新方法。

关键词: 有限元; 动态特性; 称重传感器; 蠕变误差检测

中图分类号: TH164 **文献标志码:** A **文章编号:** 1006-4710(2017)03-0355-07

Research on the dynamic characteristics of a load cell creep error detection device

WANG Junli, FENG Bolin

(School of Mechanical Engineering, Shaanxi University of Technology, Hanzhong 723001, China)

Abstract: In order to study the influence of vibration on the accuracy of creep error detection, the 3D solid model and the finite element model of the load cell creep error detection device were established, with the finite element modal analysis and the harmonic response analysis of the load cell creep error detection device made. The natural frequencies and modes in the first six modes of the creep error detection device are obtained by modal analysis, providing a theoretical basis for the later modal analysis experiments. Through the harmonic response analysis, the resonant frequency of the creep error detection device may be calculated, and the modal frequency with the greatest influence on the dynamic performance of the creep error detection device is determined. The area where the vibration of the structure is violated under the normal working condition of the creep error detection device is found out. The research conclusion provides new ideas and new methods for the optimization design of creep error detection device.

Key words: finite element; dynamic characteristics; load cell; creep error detection

称重传感器作为重量检测装置的重要部分,随着精密仪器的广泛使用,对其重量检测精度要求越来越高^[1-2],产生的蠕变现象对其重量检测精度的影响越来越大。蠕变是在恒定温度和载荷下随时间效应缓慢地变形的过程,在此过程中零件变形会随时间而逐渐增大。实际中,随着时间的增加零件的变形逐渐增大,与此同时应力的大小也可能发生变化,因此蠕变的宏观概念为:零件受到恒定温度和外力作用时,应力与变形随时间变化的现象^[3]。

目前文献[4-5]设计的称重传感器蠕变测试加

载装置存在的主要问题是:称重传感器蠕变误差检测率较低,蠕变误差检测的准确性依赖操作人员通过设定砝码值来保证,需要人工来操作,蠕变误差检测的准确性严重依赖于操作人员操作熟练程度。随着市场对称重传感器需求的增大,称重传感器的生产以及测试效率需要极大提高,如何实现自动化高效蠕变误差检测已成为急需解决的问题。

由于检测装置的动态性能对蠕变误差检测精度影响较大,称重传感器蠕变误差检测装置工作时由于受各种外部激励作用,如果外部激励频率与称重

收稿日期: 2016-12-12

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51605270);陕西省教育厅科学研究资助项目(15JK1136);陕西省科技厅科学研究计划资助项目(2016JM1030);陕西理工学院人才启动资助项目(SLGQD13(2)-21);陕西省教育厅科学研究资助项目(15JK1142)

作者简介: 王军利,男,讲师,博士生,研究方向为机械振动及气动弹性。E-mail:82992242@qq.com

传感器蠕变误差检测装置固有频率相同,将会发生共振,从而影响误差检测精度。因此,本文设计了一种自动化的新型称重传感器蠕变误差检测装置。借助于有限元仿真分析技术,结合模态分析和谐响应理论,对称重传感器蠕变误差检测装置进行动态特性研究。通过模态分析,找出了低阶固有频率下蠕变误差检测装置振动剧烈部位;再通过谐响应分析,获得了振动剧烈部位加速度、应力、应变、变形等结构系统动响应参数,为以后的检测装置动力学优化以及避免实际工作中发生振动破坏提供依据。

1 称重传感器蠕变误差检测装置组成及建模

称重传感器蠕变误差检测装置,主要尺寸为高度 1 358 mm、长度与宽度 500 mm,主要由机架、脱离机构、砝码组、气缸、调平装置、多用压头、称重传感器定位工装、控制系统等组成。由于在 ANSYS Workbench 中建模比较复杂,选择三维设计软件 CATIA 进行建模,整体组成如图 1 所示。

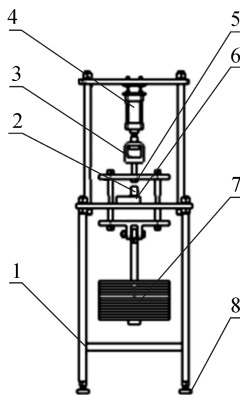


图 1 称重传感器蠕变误差检测装置结构示意图
Fig. 1 Load cell creep error detection device structure diagram

2 有限元模型建立

通常在对三维模型进行有限元模态分析时,为了提高计算效率会对三维模型进行简化,但必然会影响有限元分析求解计算精度。综合考虑上述因素,在 CATIA 中将建好与 ANSYS Workbench 连接,将三维模型整体直接导入 ANSYS Workbench 中。设置好材料参数,材料选用结构钢,弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.3,密度为 7 850 kg/m³。采用自由网格划分方法对三维模型进行网格划分,得到的有限元模型共有节点数为 406 802 个、网格中的单元数为 405 540 个,具体有限元模型划分结果如图 2 所示。

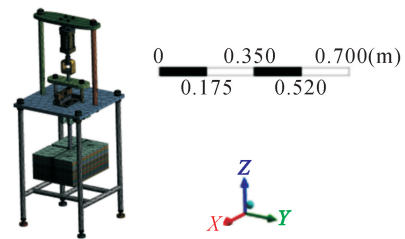


图 2 称重传感器蠕变误差检测装置有限元模型图
Fig. 2 Load cell creep error detection device finite element model

3 模态分析

3.1 模态分析理论

由于阻尼对检测装置固有频率影响较小,因此模态分析时不考虑阻尼对装置固有频率和振型的影响,由弹性力学知识可以得到检测装置的振动微分方程为:

$$M\ddot{x} + Kx = F \quad (1)$$

式中 M 为质量矩阵; \ddot{x} 为加速度矩阵, $\ddot{x} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix}$, \ddot{x}_1 为模态加速度矩阵, \ddot{x}_2 为强迫运动加速度矩阵; x 为位移矩阵, $x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}$, x_1 为定向位移矩阵, x_2 为振动响应位移矩阵; K 为刚度矩阵; F 为力矩阵, $F = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}$, F_1 为主动力矩阵, F_2 为反作用力矩阵。

模态分析时不考虑外部载荷,令 $F = 0$ 则式(1)为:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (2)$$

假设微分方程(2)的一个特解为:

$$x = \lambda e^{i\omega t} \quad (3)$$

式中 λ 为幅值矩阵,将式(3)带入式(2)中可得:

$$(K - \omega^2 M)\lambda = 0 \quad (4)$$

式(4)的特征方程为:

$$|K - \omega^2 M| = 0 \quad (5)$$

通过对式(5)求解可以得到称重传感器蠕变误差检测装置各阶固有频率。

3.2 模态分析结果

在对整机进行模态分析时,不同的约束条件会对求解结果有很大的影响。针对称重传感器蠕变误差检测装置实际工作情况,调平装置固定在地面上,因此在四个调平装置地面施加固定约束。各部分零件之间的约束采用绑定约束,由于低阶模态才会对称重传感器蠕变误差检测装置的振动分析有实际的参考价值^[6-9],因此取模态提取阶数选择前 6 阶,并对模态分析结果进行了试验验证。试验设备采用

PCB力锤,数据采集选用型号为PXI-4462的数据采集卡,以及模态试验软件Modalview。模态试验现场图见图3。



图3 模态试验现场
Fig.3 Modal test site

固有频率和模态振型计算采用最小二乘复频域法,模态分析的准确度以及可靠性的判断采用频率响应函数合成方法验证^[10-12]。经过模态计算得到的各阶固有频率,如表1所示。

表1 固有频率及振型
Tab.1 Calculation results of natural frequencies and modes

阶数(n)	仿真频率/Hz	实验频率/Hz	误差/%
1	3.944 8	4.25	7.74
2	4.151 6	4.70	3.18
3	16.441	17.78	3.18
4	16.531	18.98	8.10
5	17.341	19.23	10.89
6	34.152	35.20	3.07

通过对模态振型进行研究发现:第1阶振型为多用压头、传感器定位装置以及砝码组整体在X轴方向上前后摆动;第2阶振型为检测装置整体沿Y轴方向前后摆动,多用压头与机架连接部位变形较大;第3阶振型为固有频率下机架在ZOY平面内左右往复摆动,机架上下部分连接处变形较大;第4阶振型为砝码组沿着Z轴扭转以及机架的往复摆动;第5阶振型为机架在ZOX平面内左右往复摆动,气缸与机架连接处变形较大;第6阶振型为机架在ZOX平面内左右往复摆动但是上部分与下部分摆动方向相反,气缸与机架连接处变形较大,具体模态振型情况如图4所示。

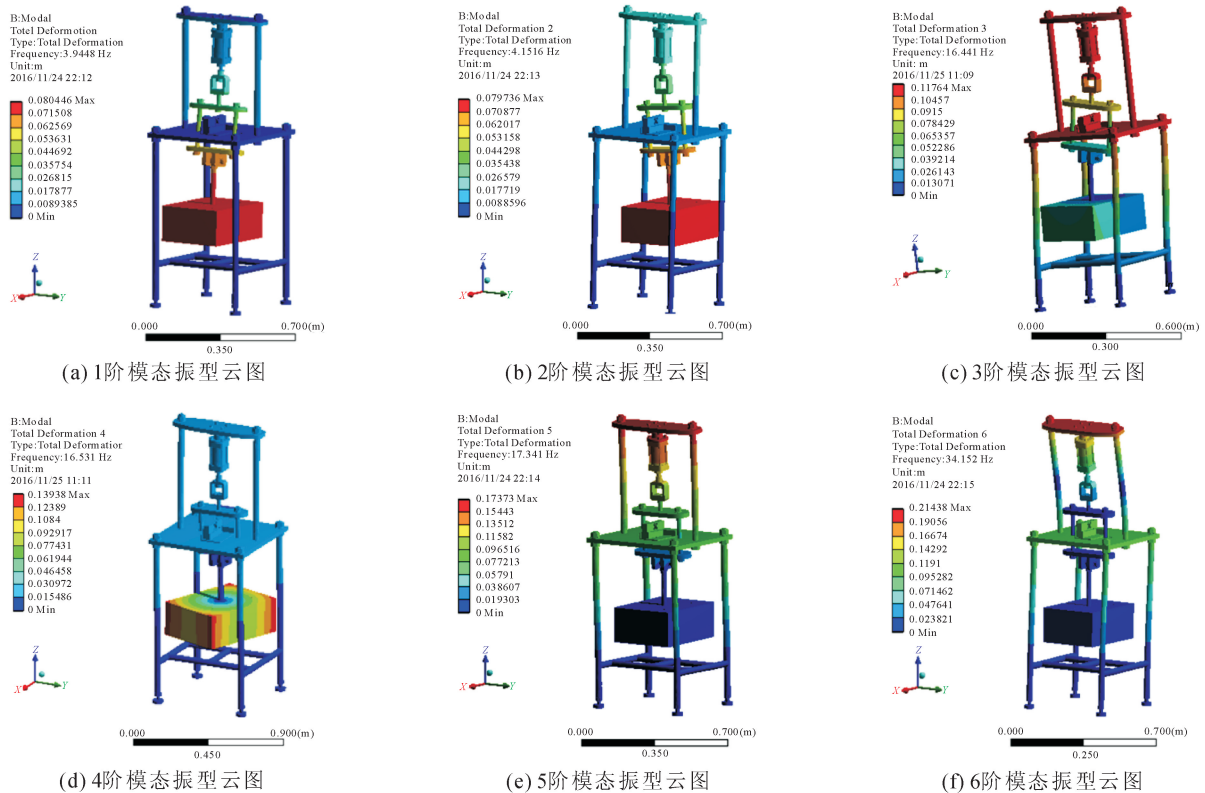


图4 称重传感器蠕变误差检测装置前六阶模态振型云图
Fig.4 Modal shapes of weighing sensor creep error detection device modes

4 谐响应分析

4.1 谐响应分析理论

称重传感器蠕变误差检测装置的模态分析结果

只能反映检测装置本身的属性,如想要获得工作状态时误差检测装置的响应,做谐响应分析是十分必要的。由弹性力学知识可知,检测装置的通用动力学方程为:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (6)$$

式中 M 为质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为总体刚度矩阵; F 为外力矩阵。因为外力矩阵 F 以及位移矩阵 x 是频率为 ω 的简谐振动, 因此可得称重传感器蠕变误差检测装置的谐响应运动方程为:

$$-\omega^2 M(x_1 + ix_2) + i\omega C(x_1 + ix_2) + K(x_1 + ix_2) = F_1 + iF_2 \quad (7)$$

式中 F_1 为力矩阵的实部; F_2 为力矩阵的虚部; x_1 为位移矩阵的实部; x_2 为位移矩阵的虚部。

4.2 谐响应分析结果

称重传感器蠕变误差检测装置的检测精度与其结构的动态特性密切相关, 砝码加载过程中的振动和变形, 不仅会影响检测装置的检测精度和机架稳定性, 还会影响检测装置的使用寿命^[10-12]。设法确定检测装置的动态性能, 可以有效地避免振动的发生, 从而保证了称重传感器蠕变误差检测装置的检测精度。

在对检测装置进行砝码加载时, 尤其是等时间间距加载时会形成固定的振源, 当振源频率与检测装置固有频率接近时, 就会引起其共振, 从而会影响误差检测精度。通过模态分析得到了检测装置的各阶固有频率和振型, 由于外力激励的不同, 各阶振型对检测装置的影响是不同的, 因此有必要对称重传感器蠕变误差检测装置进行谐响应分析, 从而验证其设计是否能避开共振频率^[13-15]。

根据称重传感器蠕变误差检测装置实际情况, 采用模态叠加法对检测装置进行谐响应分析。按照实际情况对砝码与气缸连接部位(如图 4(a)所示)施加振幅为 1 000 N 的简谐力方向沿着 Y 轴竖直向下, 根据模态分析结果, 选择其频率范围为 3~35 Hz, 刚好可以覆盖检测装置主要模态振型频率, 步长为 1 Hz。在简谐力的作用下机架与气缸砝码连接处各节点的变形、加速度、应力激励频率之间的响应曲线, 如图 5 所示。

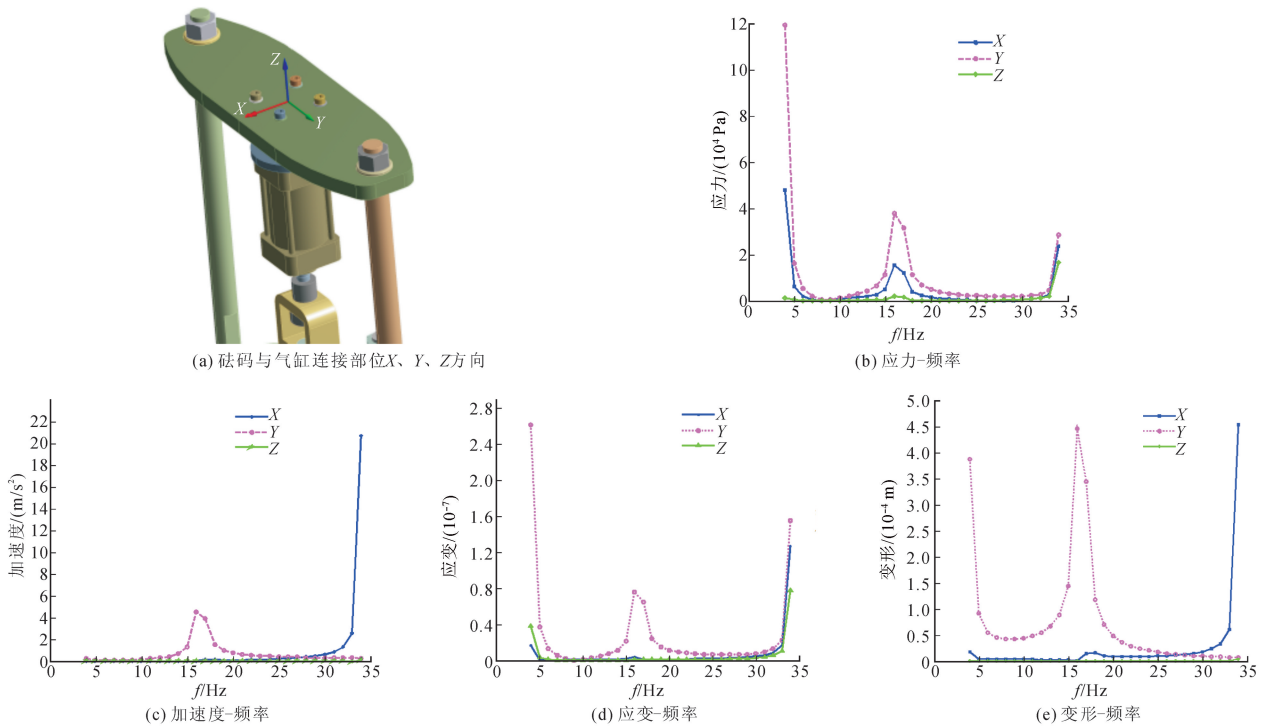


图 5 变形、加速度、应力、应变关于频率曲线图

Fig. 5 Vibration displacement, acceleration, stress and strain on the frequency curve

从图 5 可以看出, 随着振动频率的增大, 应力、应变的变化趋势呈“W”型, Y 方向上的应力、应变值最大, Z 方向上的应力值最小, 当频率 4 Hz 时应力值最大; 随着振动频率的增大, 从加速度与频率曲线图可以看出 Z 方向的加速度值随着振动频率的增大基本保持不变, Y 方向的加速度值随着振动频率的增大先增大后减小, 当频率为 34 Hz 时加速度值最大; 从变形与频率曲线图可以看出, 变形图中有 3

个峰值, 当频率为 34 Hz 时变形值最大。图 5 中最大的变形、加速度、应力及应变峰值, 如表 2 所示。

通过谐响应分析发现当检测装置处于第 1 阶、6 模态频率时, 气缸与机架连接部位的变形、应力、加速度值较大, 因此分别对激励频率为 4 Hz、34 Hz 时, 气缸与机架连接部位的应力、应变及变形进行分析研究, 具体应力、应变及变形分布情况如图 6 所示。

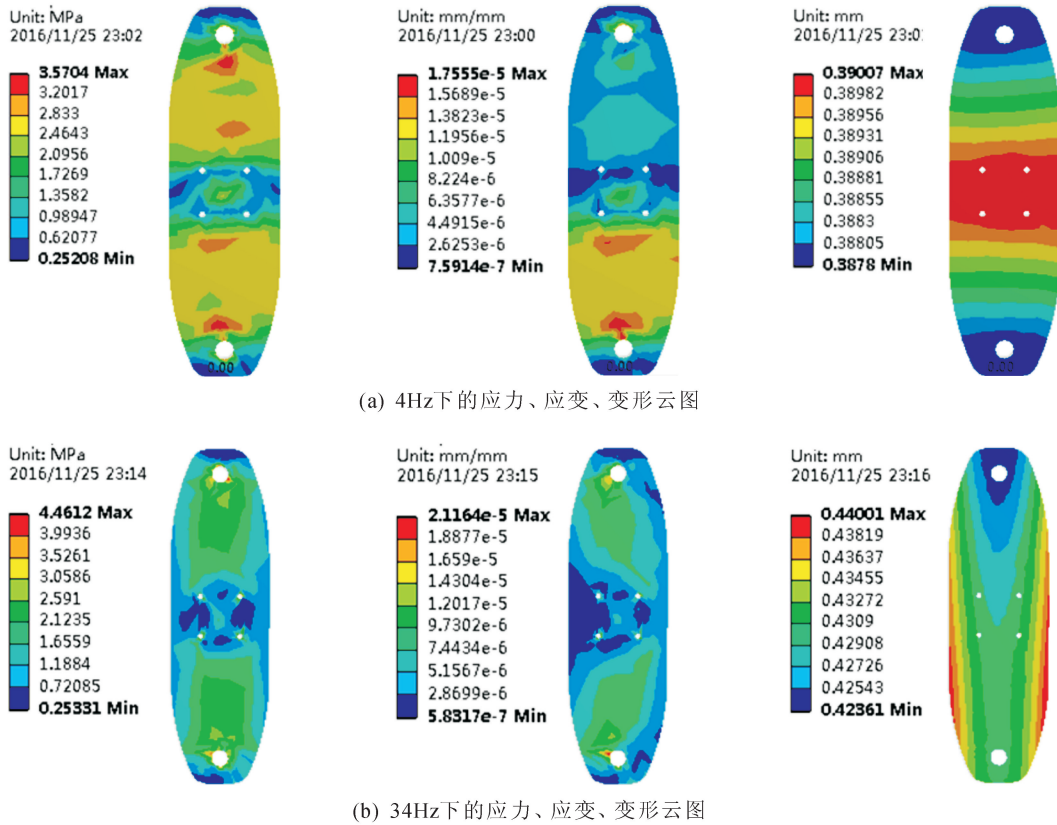


图6 不同频率下气缸与机架连接部位的变形、应力和应变图

Fig. 6 Vibration displacement, stress and strain diagram of cylinder and rack connection at different frequencies

通过对图6进行对比分析发现:机架与气缸连接部位变形、应力和应变的最大值及最小值位置有所不同,变形最大值发生在四个螺栓连接孔部位,应力、应变最大值对应区域在机架与气缸连接部位两侧。这些分析可为气缸型号的选择提供一定的理论基础。

表2 变形、加速度、应力及应变峰值
Tab. 2 Vibration displacement, acceleration, stress and strain peak

参数	峰值	频率/Hz
变形	4.55×10^{-4} m	34
加速度	21 m/s^2	34
应力	11.9×10^6 Pa	4
应变	2.614×10^{-7}	4

以图7所示的气缸与脱离机构连接表面为振动谐响应分析的研究面,建立好X、Y、Z三维坐标系,取X、Y、Z三个方向振动的变形、加速度、应力及应变与激励频率之间的响应曲线,如图8所示。

从图8可以看出,Z方向应力随着激励频率的增加,先突然减小然后缓慢增加,当激励频率大约为16 Hz时又突然减小,减小到34 Hz时又突然增大,X、Y方向应力变化趋势和Z方向应力变化趋势相同;应变的变化趋势和应力变化趋势相同,变化趋势

呈“W”型,Z方向应力在频率为4 Hz达到峰值;变形随频率变化图中,在频率为4 Hz、16 Hz、34 Hz时变形曲线发生转折,Y方向变形变化最明显,最大变形发生在Y方向4 Hz处;加速度变化图中可以看出,Y方向加速度随激励频率的增加而增加,在16 Hz时发生突变,之后随着激励频率的增加而减小,X方向加速度随激励频率的增加一直变化缓慢,在频率为34 Hz时发生突变,达到峰值。表3给出了最大的变形、加速度、应力及应变峰值。

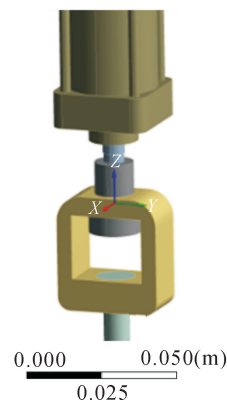


图7 气缸与脱离机构振动谐响应分析研究面
Fig. 7 Harmonic response analysis of cylinder and detachment mechanism vibration

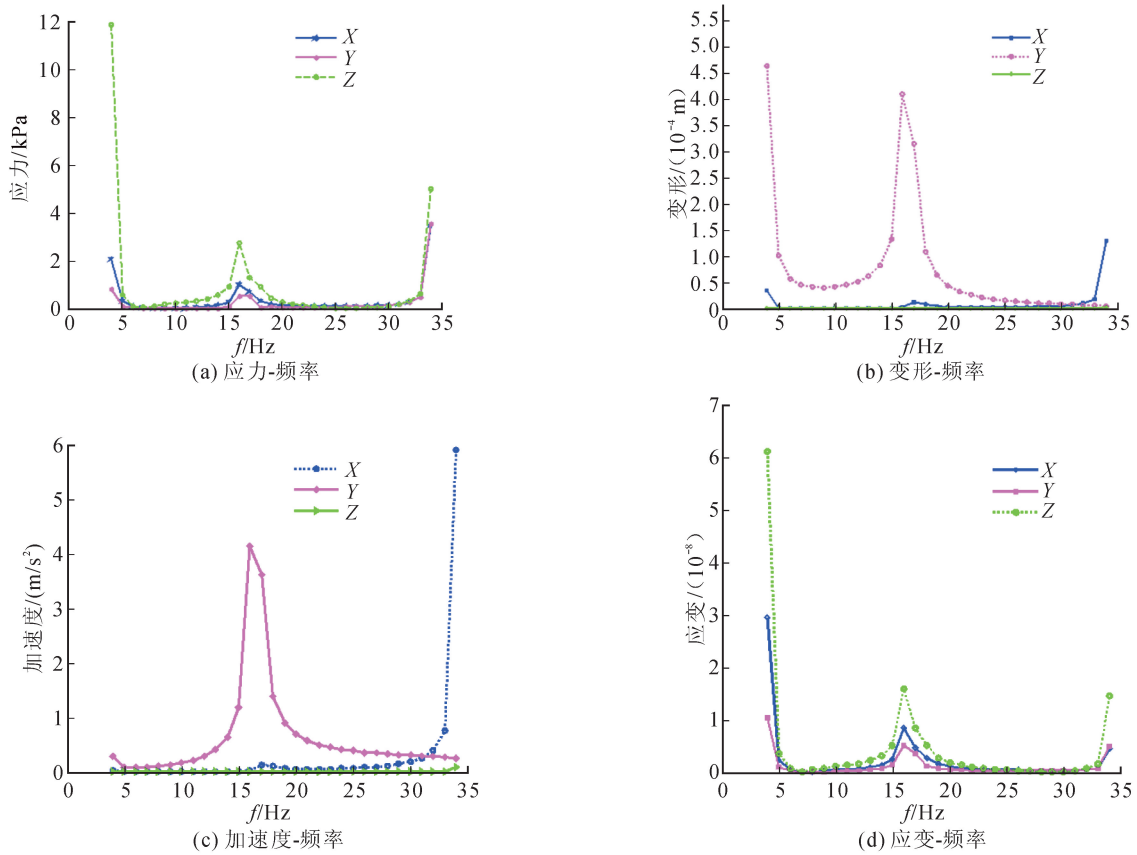


图 8 变形、加速度、应力、应变关于频率曲线图
Fig. 8 Vibration displacement, acceleration, stress and strain on the frequency curve

从表 3 可知在激振频率为 4 Hz 时,气缸与脱离机构连接表面的应力、应变以及变形都比较大,因此有必要对气缸与脱离机构连接表面在激振频率为 4 Hz 时的变形、应力和应变图(见图 9)进行分析。

从图 9 可以看出:最大应力发生在气缸与脱离机构连接部位上部分,最大应力为 31.67 MPa;最大变形发生在气缸与脱离机构连接部位下部分,最大变形为 0.49 mm。这些分析可以为脱离机构的设

计提供一定的理论参考。

表 3 变形、加速度、应力及应变峰值
Tab. 3 Vibration displacement, acceleration, stress and strain peak

参数	峰值	频率/Hz
变形	4.7×10^{-4} m	4
加速度	6 m/s ²	34
应力	12×10^3 Pa	4
应变	6.2×10^{-8}	4

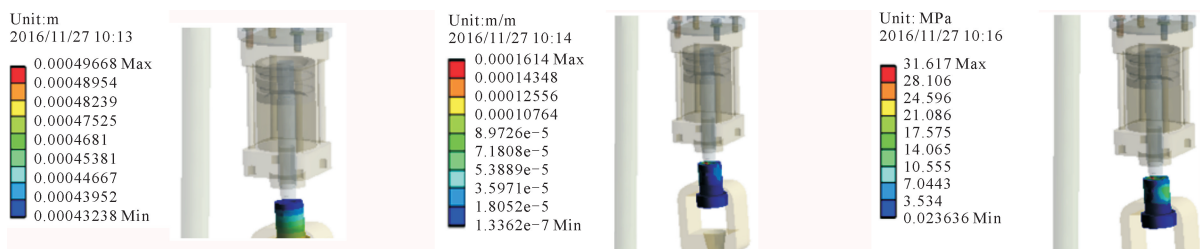


图 9 4 Hz 频率下气缸与脱离机构连接部位的变形、应力和应变图
Fig. 9 Vibration displacement, stress and strain diagram of the connection between the cylinder and the disengagement mechanism at 4 Hz frequency

5 结 论

1) 以称重传感器蠕变误差检测装置为研究对象,通过有限元模态分析,确定了检测装置的固有频

率和振型,从振型图上看出来架与气缸连接处变形较大,在设计时应该保证机架与气缸连接部位具有较好的强度与刚度。模态分析可以为机架的研发与优化设计提供一定的理论支撑,缩短设计周期。可

为检测装置避开共振,提高检测装置的可靠性与寿命提供一定的理论参考。

2) 分析研究的称重传感器蠕变误差检测装置振动剧烈区域集中在气缸砝码连接部位和气缸与脱离机构连接部位,当激励频率为 4 Hz、34 Hz,即第一、第六阶固有频率时,其振动最为剧烈;针对激励频率为 4 Hz、34 Hz 下气缸砝码连接部位以及气缸与脱离机构连接部位的应力应变进行了分析,为称重传感器蠕变误差检测装置动力学优化设计奠定了基础。

参考文献:

- [1] CHEN Mei. Test and analysis of the performance of capacitance vehicle weighing sensor [J]. *Sensor Review*, 2010, 30(2): 130-136.
- [2] 王庆梁,陈纯,陈子玮,等. 称重传感器误差标定装置的设计 [J]. *机械工程师*, 2016, (1): 108-111.
WANG Qingliang, CHEN Chun, CHEN Ziwei, et al. Calibration device design of weighing sensor error [J]. *Mechanical Engineer*, 2016, (1): 108-111.
- [3] 戴俊平,尤迪,栗宜猛,等. 称重传感器误差标定装置托盘提升装置设计 [J]. *机械工程师*, 2015, (6): 7-10.
DAI Junping, YOU Di, LI Yimeng, et al. Design of tray lifting device in weighing sensor error calibration device [J]. *Mechanical Engineer*, 2015, (6): 7-10.
- [4] 张亚运,徐文超. 一种四工位应变式称重传感器蠕变测试加载装置: 中国, 2015200364879 [P]. 2015-06-17.
- [5] 于腾飞,徐涛,阚煜川,等. 一种二工位应变式称重传感器蠕变测试加载装置: 中国, 2015200364686 [P]. 2015-05-13.
- [6] 权凌霄,骆洪亮,张晋. 斜轴式轴向柱塞泵壳体结构振动谐波响应分析 [J]. *液压与气动*, 2014, (5): 33-39.
QUAN Lingxiao, LUO Hongliang, ZHANG Jin. Harmonic response analysis of axial plunger pump shell structure [J]. *Chinese Hydraulic & Pneumatic*, 2014, (5): 33-39.
- [7] 刘阔,刘春时,林剑峰,等. VMC0540d 机床床身和立柱结构的谐波响应分析 [J]. *机械设计与制造*, 2011, (12): 162-164.
LIU Kuo, LIU Chunshi, LIN Jianfeng, et al. Harmonic response analysis for bed and column of VMC0540d machine tool [J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2011, (12): 162-164.
- [8] 张昌明,申言远,陈子玮,等. 参数化称重传感器标定托盘有限元分析优化 [J]. *陕西理工学院学报(自然科学版)*, 2015, 31(6): 1-6.
ZHANG Changming, SHEN Yanyuan, CHEN Ziwei, et al. FEM analysis and optimization of pallet of parametric weighing sensor calibration device [J]. *Journal of Shaanxi University of Technology (Natural Science Edition)*, 2015, 31(6): 1-6.
- [9] 张昌明,陈子玮,王庆梁,等. 托架的动态特性研究 [J]. *机械设计与制造*, 2015, (7): 177-180.
ZHANG Changming, CHEN Ziwei, WANG Qingliang, et al. Research on dynamic characteristics of carrier [J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2015, (7): 177-180.
- [10] 严洁,赵研,张俊利. 基于 BP 神经网络的称重传感器静态非线性误差补偿研究 [J]. *传感技术学报*, 2008, 21(6): 1025-1028.
YAN Jie, ZHAO Yan, ZHANG Junli. Study on static nonlinear error compensation of load cell based on BP neural network [J]. *Chinese Journal of Sensors and Actuators*, 2008, 21(6): 1025-1028.
- [11] 龙超,金秋谈,陈哲吾,等. 菱形收割机车架有限元分析及优化 [J]. *机械科学与技术*, 2014, 33(1): 8-12.
LONG Chao, JIN Qiutan, CHEN Zhewu, et al. Finite element analysis and optimization of rhombus harvester frame [J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2014, 33(1): 9-12.
- [12] 徐中明,余烽,张志飞,等. 小型机动平台车体动态特性分析与减振优化 [J]. *机械设计*, 2011, 28(3): 84-87.
XU Zhongmin, YU Feng, ZHANG Zhifei, et al. Dynamic characteristics analysis and improvement of body for mini mobile platform [J]. *Journal of Machine Design*, 2011, 28(3): 84-87.
- [13] 刚灵. 威尼斯之旅客车车身金属结构的轻量化研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
GANG Ling. Research on the light-weight methods for the metal structure of Venice series bus bodies [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010.
- [14] 李波. 某载货车车架结构分析与优化设计 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2009.
LI Bo. Structure analysis and optimization of a heavy truck frame [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2009.
- [15] 袁冰. 蓝宝石晶体炉的结构有限元分析 [D]. 西安: 西安理工大学, 2014.
YUAN Bing. Sapphire crystal furnace structure finite element analysis [D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2014.

(责任编辑 王绪迪)