

# 称量传感器标定装置机架谐响应分析

张昌明, 冯博琳, 贺洋洋, 郭昌盛

(陕西理工大学, 汉中 723000)

**摘要:** **目的** 解决称量传感器标定装置机架在工作中受到砝码冲击载荷和电机振动时, 机架与电机连接部位被频繁破坏的问题。**方法** 采用有限元分析技术, 结合三维设计软件 Pro/E 对机架进行了建模, 基于模态和谐响应分析理论, 运用有限元分析软件 Ansys Workbench 对机架进行谐响应分析。**结果** 得到外界载荷频率与机架各部位应力、变形、应变之间的关系, 确定称量传感器标定装置机架危险频率范围为 70.467 Hz 和 77.92 Hz, 即固有模态阶数的第 4 阶和第 6 阶模态。**结论** 通过谐响应分析, 得出了机架发生共振时可能产生的最大振动幅值, 为称量传感器在实际工作中如何避免共振提供一定的理论参考。

**关键词:** 称量传感器; 谐响应分析; 共振现象

**中图分类号:** TH164 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2017)09-0188-06

## Harmonic Response of Calibration Device Rack of Load Cell

ZHANG Chang-ming, FENG Bo-lin, HE Yang-yang, GUO Chang-sheng  
(Shaanxi University of Technology, Hanzhong 723000, China)

**ABSTRACT:** The work aims to solve the problem that the connection parts of rack and motor are frequently damaged when the load cell calibration device rack is subject to the impact load of weights and the motor vibration. By means of finite element analysis technology and in combination with 3D design software Pro/E, a model was built for the rack. Based on the theory of modal and harmonic response analysis, the finite element analysis software Ansys Workbench was used to analyze the harmonic response of the rack. The relationship between the external load frequency and the stress, deformation and strain of each part of the rack was obtained. It was determined that the dangerous frequency range of the load cell calibration device rack was 70.467 Hz and 77.92 Hz, i.e. the fourth and sixth order modes of the natural modal order. Through the harmonic response analysis, the maximum vibration amplitude that may be generated when the rack resonates is obtained, which provides certain theoretical reference for the load cell to avoid resonance in the actual work.

**KEY WORDS:** load cell; harmonic response analysis; resonance phenomenon

谐响应分析技术广泛应用于航空、机械等领域。得益于计算机技术的成熟, 有限元仿真技术作为一种降低实验成本, 缩短产品设计周期的手段, 在机械设计领域应用的越来越广泛。随着科学技术和传感器技术的发展, 应变式称量传感器技术逐渐成熟, 国外较为发达的工业化国家十分重视对称量技术的研究, 其技术已达到了较高水平, 并广泛运用到各个领域。传感器检测设备的开发研制已成为传感器测量领域的研究热点之一。称量传感器是传感器的重要分支之一, 随着客户对称量传感器性能的要求越来越高, 传

感器厂商需要在称量传感器出厂前对其进行误差检测, 从而保证了称量传感器的质量, 为了使称量传感器获得的信息更加稳定、可靠、精度高, 就需对其进行有效地误差标定与补偿<sup>[1-4]</sup>。机架作为称量传感器标定装置的主要组成部分, 机架是由一定规格的方钢焊接而成, 作为称量传感器标定、包装的主要支撑物, 其动态特性对称量传感器的标定精度有很大的影响, 机架在工厂实际工作中, 存在电机的振动、砝码的冲击等多种载荷形式, 其中电机振动使得机架产生疲劳破坏是主要原因, 如果机架的动态特性没有进行研

收稿日期: 2017-01-17

基金项目: 陕西省科技厅项目(S2017ZDYFYBXMGY0137)

作者简介: 张昌明(1978—), 男, 博士, 陕西理工大学副教授, 主要研究方向为机械装备设计与制造。

究，称量传感器标定的精度将无法保证<sup>[5-10]</sup>。利用 CAD/CAE 仿真设计，缩短了机架设计周期，降低了设计成本，可以对不同工作环境下的机架振动情况进行模拟，从而在机架制造前发现设计的缺陷。文中利用 Ansys Workbench 对称量传感器标定装置机架进行谐响应分析，进而验证其在电机以及外界振源的振动下，机架能否避免发生共振，经过谐响应分析得到机架与电机连接部位的幅频响应曲线。

### 1 谐响应分析原理及其数学模型

对机架进行结构动力学分析的一种手段就是采用谐响应分析技术，通过谐响应分析可以获得不同频率下，位移、应力、应变等与频率之间的响应值曲线，通过对该曲线进行分析，可为预测结构的持续性提供理论依据，可以用来检验机架的结构设计能否克服共振、疲劳，等受迫振动引起的有害效果<sup>[11-13]</sup>。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = [F] \quad (1)$$

式中： $[M]$ 为质量矩阵； $[C]$ 为阻尼矩阵； $[K]$ 为刚度矩阵； $\{\ddot{x}\}$   $\{\dot{x}\}$   $\{x\}$  分别为加速度矢量、速度矢量以及位移矢量； $[F]$ 为力矢量。在对机架进行模态分析时忽略掉阻尼对机架模态的影响，则有：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = 0 \quad (2)$$

结构模态分析是求解式(2)的特征值。谐响应分析时，在机架电机安装位置通过施加简谐振动来模拟电机运行，即所施加载荷是关于时间的函数即令：

$$F = F \sin(\Omega t) \quad (3)$$

由于谐响应分析中  $F$  是关于频率  $\Omega$  的正弦函数将式(3)代入式(1)可得：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = [F \sin(\Omega t)] \quad (4)$$

通过对式(4)求解可得位移与频率关系式为：

$$x = \frac{F/k}{\sqrt{(1 - (\Omega/\omega_n)^2)^2 + (2\xi(\Omega/\omega_n))^2}} \quad (5)$$

式中： $\Omega$  为强迫输入频率； $\xi$  为阻尼系数； $k$  为刚度系数； $\omega_n$  为固有频率； $F$  为外力。

### 2 机架振动谐响应分析

#### 2.1 机架有限元模型

根据实际机架材料选用结构钢，在 Ansys Workbench 材料库中直接选择即可，弹性模量、泊松比、密度默认都已经设置好。总体采用自由网格划分模式对机架进行有限元网格划分，并对局部网格进行加密处理，并将各机架细小钣金结构进行删减，经过有限元分析得到了 73 374 个节点，39 510 个单元，机架的实物、三维模型和划分后的有限元模型见图 1。

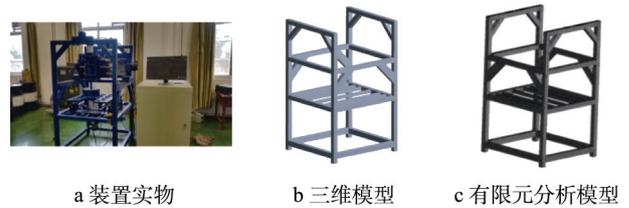


图 1 机架  
Fig.1 Rack device

#### 2.2 机架模态分析

根据机架实际工作情况对支架底部施加固支约束，然后进行机架的模态分析考虑到低阶模态对研究有意义<sup>[16-17]</sup>，经过模态分析得到的机架前 6 阶的模态振型云图，见图 2。

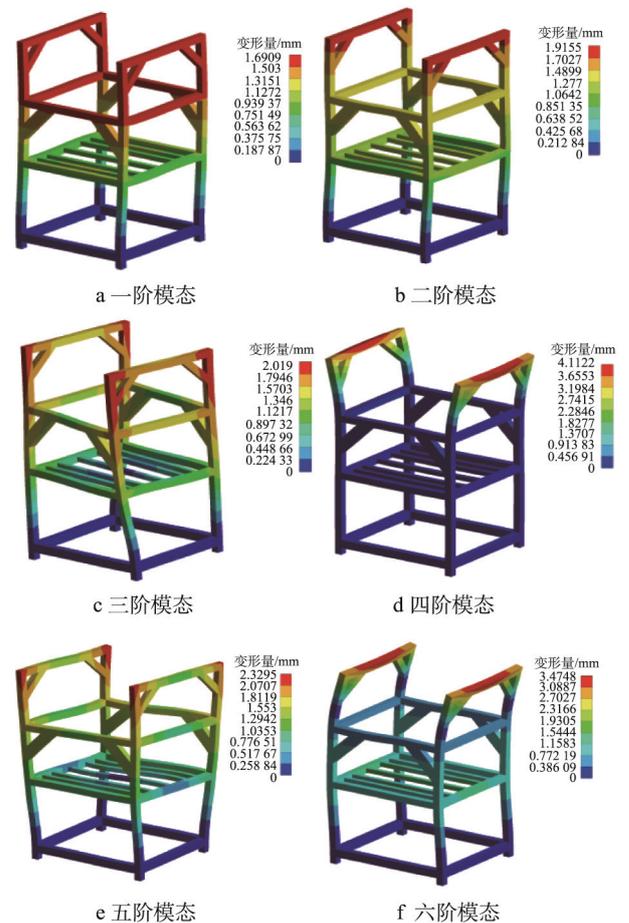


图 2 前 6 阶的模态振型云图  
Fig.2 6-order modal pattern

通过对机架模态振型进行分析可看出，机架的弯曲及扭转是其模态振型的主要表现形式。机架最大变形区域主要集中在托架的中部和上部，由此看出这 2 处部位结构刚度较弱，在实际工作中这些部位经常受到电机的振动容易发生疲劳破坏。

#### 2.3 机架振动谐响应分析

采用模态叠加法来研究机架能否避免共振产生

的危害<sup>[14-17]</sup>。根据模态分析结果,对机架上部与中部进行谐响应分析。重点分析电机安装部位受强迫激励下的振动谐响应情况,结合实际情况电机安装部位施加 500 N 的激励,根据称量传感器标定装置实际工作环境以及结合模态分析结果,最终频率范围选择为 20 ~ 80 Hz,频率间隔为 1 Hz。

### 2.3.1 机架上部振动谐响应分析

机架上部研究面见图 3(x, y, z 3 个方向已经在图 3 中标出),经过谐响应分析得到机架上部振动的位移、加速度、应力及应变与激励频率之间的响应曲线,见图 4。随着激励频率的增大,加速度、应力及应变均会在相应的谐振频率处产生峰值,但是在第 4 阶固有频率(约为 70.467 Hz)处,产生的峰值最大分别

为 12 498 mm/s<sup>2</sup>, 8.2392 kPa, 4.1705×10<sup>-8</sup>, 振动位移在第 6 阶固有频率(约为 77.92 Hz)处,产生的峰值最大为 1.4599×10<sup>-3</sup> mm。

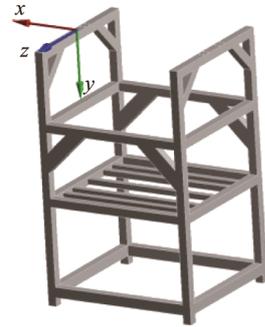


图 3 机架上部研究面

Fig.3 Part of the research area on the rack

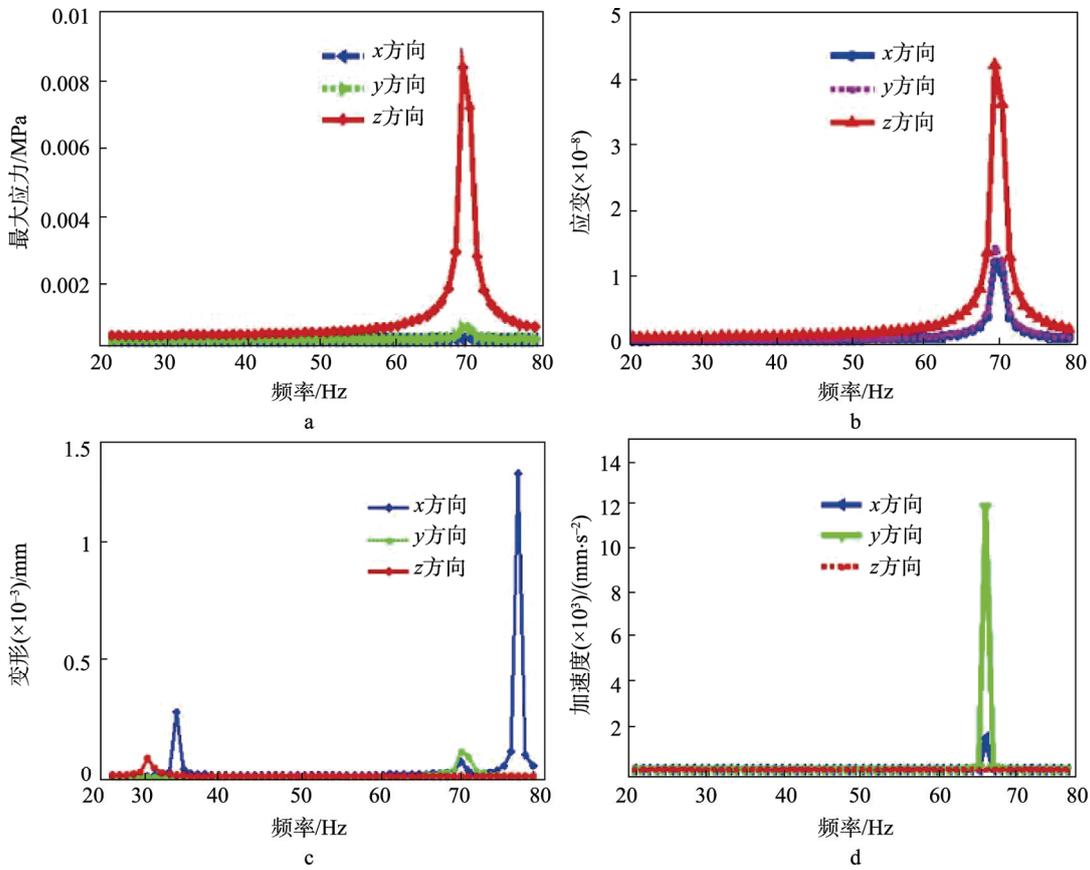


图 4 振动位移、加速度、应力、应变关于频率的曲线

Fig.4 Vibration displacement, acceleration, stress, strain versus frequency

第 4 阶、第 6 阶固有频率下机架上部在激励频率为 77.92, 70.467 Hz 下,机架上端的振动位移、应力和应变图进行分析,经过分析得到上述振动频率下机架上部的变形应力应变见图 5—7。可看出支架在 70.467, 77.92 Hz 外界震源的振动下机架的最大变形为 0.11 mm,且最大变形发生在机架与电机连接处;其最大应力为 0.243 MPa,同样最大应力也发生在机架与电机连接处。应力的最大值小于材料屈服强度,显示该设计安全性高,通过分析得知机架的实际应力相对比较小,满足设计要求。

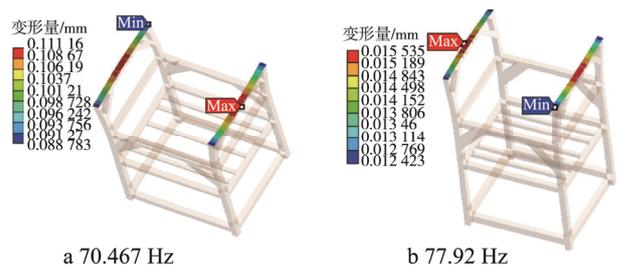


图 5 不同频率下机架上部的变形云图

Fig.5 The deformation of the upper part of the frame at different frequencies

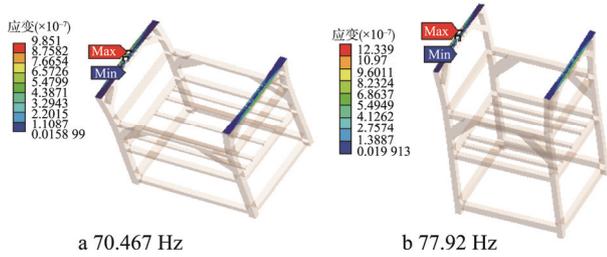


图 6 不同频率下机架上部的应变

Fig.6 Strain at the upper part of the rack at different frequencies

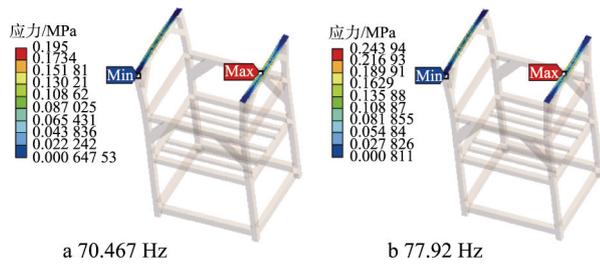


图 7 不同频率下机架上部的应力

Fig.7 The stress of the upper part of the frame at different frequencies



图 8 机架中部分析研究面

Fig.8 Analysis of the middle of the rack

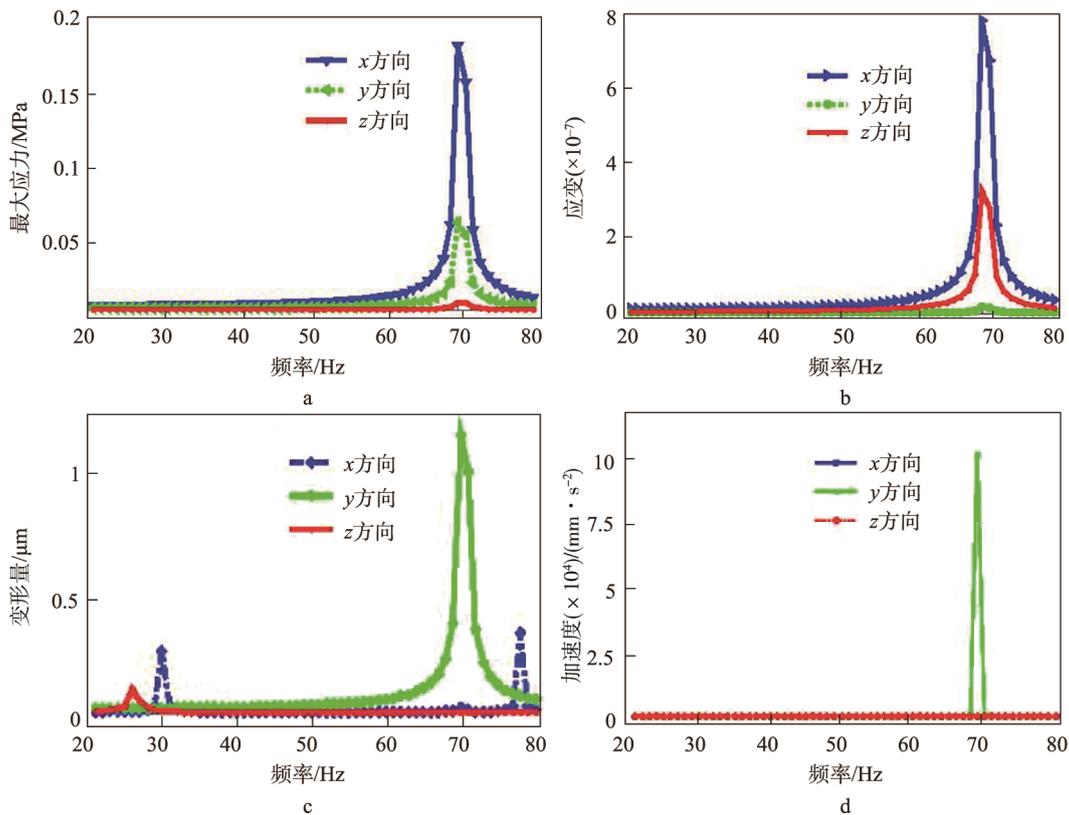


图 9 振动位移、加速度、应力、应变关于频率的曲线

Fig.9 Vibration displacement, acceleration, stress, strain versus frequency

第 4 阶固有频率下机架中部在激励频率为 70.467 Hz 下, 机架中部的振动位移、应力、应变、加速度的最大值分别为  $1.7348 \times 10^{-5}$  mm, 0.1782 MPa,  $7.9574 \times 10^{-7}$ ,  $19\ 761\ 120$  mm/s<sup>2</sup>。机架中部的振动位移、应力

### 2.3.2 机架中部振动谐响应分析

机架中部的研究面见图 8 ( $x, y, z$  方向已经标出), 经过谐响应分析得到机架中部振动的位移、加速度、应力及应变与激励频率之间的响应曲线, 见图 9。同样可以看出, 在第 4 阶固有频率(约为 70.467 Hz)处幅值最大, 表 2 给出了最大的振动位移、加速度、应力及应变峰值。

和应变图进行分析, 经过分析得到上述振动频率下机架中部的应力应变云图见图 10。由图 10 可知支架在 70.467 Hz 外界震源的振动下机架的最大变形为 0.084 mm, 且最大变形发生在机架与导轨连接处; 其

最大应力为 3.326 MPa, 同样最大应力也发生在机架与导轨连接处。从图 10 中看出应力的大部分小于材料屈服强度, 显示该设计安全性高, 通过分析得知机架的实际应力相对比较小, 满足设计要求。

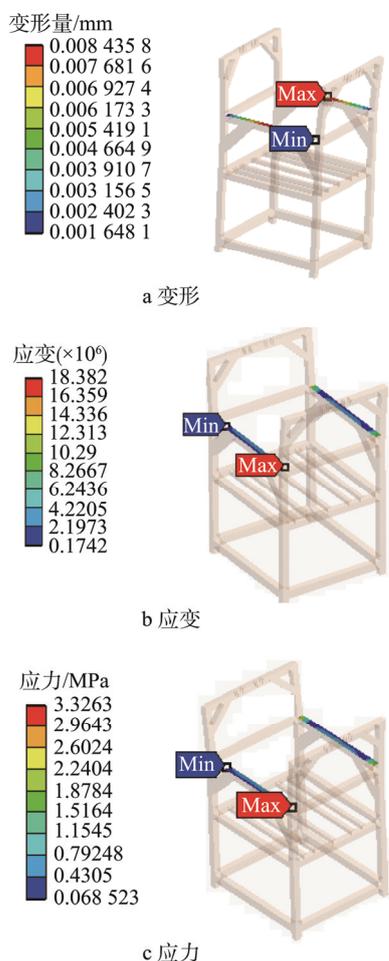


图 10 70.467 Hz 下机架中部的振动位移、应力和应变云图

Fig.10 70.467 Hz vibration displacement, stress and strain curves in the middle of the frame

## 4 结语

经过分析研究发现机架振动剧烈区域在机架的上端电机安装位置以及中部导轨安装位置 2 个区域, 当外界激励频率为 70.467, 77.92 Hz, 即第 4, 6 阶固有频率时, 机架处于共振频率振动最为剧烈; 在实际工作中对机架振动进行检测时, 传感器要安装在机架振动敏感的区域。上述结论可为称量传感器在实际工作中如何避免共振提供一定的理论参考。

## 参考文献:

[1] 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): 109—111.  
WANG Qing-liang, CHEN Chun, CHEN Zi-wei, et al.

Calibration Device Design of Weighing Sensor Error[J]. Mechanical Engineer, 2016(1): 109—111.

[2] 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—9.  
DAI Jun-ping, YOU Di, LI Yi-meng, et al. Design of Tray Lifting Device in Weighing Sensor Error Calibration Device[J]. Mechanical Engineer, 2015(6): 7—9.

[3] RATNAM M M, LIM J H, KHALIL H P S. Study of Three-dimensional Deformation of a Pallet Using Phase-shift Shadow Moire and Finite-element Analysis[J]. Experimental Mechanics, 2005, 45(1): 9—17.

[4] 张博, 刘锡朋, 雷林. 称重传感器精确标定研究[J]. 兵工自动化, 2014, 33(7): 89—90.  
ZHANG Bo, LIU Xi-peng, LEI Lin. Research on Accurate Calibration About Load and Weighing Cell[J]. Ordnance Industry Automation, 2014, 33(7): 89—90.

[5] 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), 2014, 33(7): 1—6.  
ZHANG Chang-ming, SHEN Yan-yuan, CHEN Zi-wei, et al. FEM Analysis and Optimization of Pallet Of Parametric Weighing Sensor Calibration Device[J]. Journal of Shaanxi University of Technology(Natural Science Edition), 2014, 33(7): 1—6.

[6] 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 Chang-ming, CHEN Zi-wei, WANG Qing-liang, et al. Research on Dynamic Characteristics of Carrier[J]. Machinery Design & Manufacture, 2015(7): 177—180.

[7] 陈立伟, 卫国. 某振动台大型转接夹具设计与振动特性计算分析[J]. 强度与环境, 2009, 36(3): 54—58.  
CHEN Li-wei, WEI Guo. Structure Design and Vibration Characteristic Analysis of Large Size Fixture for a Certain Shaker[J]. Structure & Environment Engineering, 2009, 36(3): 54—58.

[8] 吴瑞轩. 振动夹具的测试方法研究[J]. 装备环境工程, 2010, 7(6): 252—263.  
WU Rui-xuan. Study of Testing Method of Vibration Fixture[J]. Equipment Environmental Engineering, 2010, 7(6): 252—263.

[9] 夏江宁. 振动试验夹具设计的疲劳分析[J]. 装备环境工程, 2010, 7(6): 264—266.  
XIA Jiang-ning. Fatigue Analysis of Vibration Test Fixture[J]. Equipment Environmental Engineering, 2010, 7(6): 264—266.

[10] 陈章位, 于慧君. 振动控制技术现状与进展[J]. 振动与冲击, 2009, 28(3): 73—77.  
CHEN Zhang-wei, YU Hui-jun. Existing State and Development to Vibration Control Technology[J]. Mechanical Engineer, 2009, 28(3): 73—77.

[11] 刘阔, 刘春时, 林剑峰. VMC0540d 机床床身和立柱结构的谐响应分析[J]. 机械设计与制造, 2011(12): 162—164.

- LIU Kuo, LIU Chun-shi, LIN Jian-feng, et al. Harmonic Response Analysis for Bed and Column of VMC0540d Machine Tool[J]. Machinery Design & Manufacture, 2011(12): 162—164.
- [12] 权凌霄, 骆洪亮, 张晋. 斜轴式轴向柱塞泵壳体结构振动谐响应分析[J]. 液压与气动, 2014(5): 33—39.  
QUAN Ling-xiao, LUO Hong-liang, ZHANG Jin. Harmonic Response Analysis of Axial Plunger Pump Shell Structure[J]. Hydraulic and pneumatic, 2014(5): 33—39.
- [13] 彭敬辉, 李松晶, 雅可比.米西亚. 电磁力与射流流场中压力脉动作用下伺服阀力矩马达振动谐响应分析[J]. 工程力学, 2013, 30(2): 348—353.  
PENG Jing-hui, LI Song-jing, JACOB M M. Harmonic Response Analysis of a Hydraulic Servo-Valve Torque Motor Under the Action of Electromagnetic Force and Pressure Fluctuation In Jet Flow Field[J]. Engineering Mechanics, 2013, 30(2): 348—353.
- [14] 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 Science and Technology, 2014.
- [15] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2010.  
CHENG Da-xian. Mechanical Design Handbook[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2010.
- [16] 刘昌领, 罗晓兰. 基于 ANSYS 的六缸压缩机连杆模态分析及谐响应分析[J]. 机械设计与制造, 2013(3): 26—29.  
LIU Chang-ling, LUO Xiao-lan. The Modal and Harmonic Response Analysis of Connection Rod of a Six Cylinders Compressor by ANSYS[J]. Machinery Design & Manufacture, 2013(3): 26-29.
- [17] 夏青松. 电动汽车车身模态分析与实验模态对比研究[J]. 天津汽车, 2008(2): 24—27.  
XIA Qing-song. Study on Body Modal Analysis and Experimental Modal Analysis of Electric Vehicle[J]. Tianjin Auto, 2008(2): 24—27.