

电磁谐振式高频疲劳试验系统动态特性分析*

陈 蓓, 姜 伟, 高红俐*, 云 燕, 王建淼

(浙江工业大学 特种装备制造与先进加工技术教育部/浙江省重点实验室, 浙江 杭州 310014)

摘要: 针对电磁谐振式高频疲劳试验系统动态特性分析的问题,根据振动学共振理论,建立了高频疲劳试验机振动系统的动力学模型,并且得出了系统的固有频率和工作台共振振幅的计算公式;同时通过仿真,分析了试件刚度对系统固有频率和工作台共振振幅的影响,并通过做图进行了详细的说明;最后搭建了基于虚拟仪器技术的实验平台,并进行了相关实验以验证所得出的模型是否符合实际。研究表明,该系统的动态特性仿真结果与实验所得数据在误差允许的范围内能够较好地吻合,验证了动力学模型建立的正确性;为高频疲劳试验系统谐振频率的跟踪和工作载荷的高精度控制提供了理论基础,与此同时,工程人员可以依据这一模型对高频疲劳系统的动态性能进行预测分析,具有一定的工程价值。

关键词: 谐振式疲劳试验; 动态特性分析; 固有频率; 共振振幅

中图分类号: TH879; TH113.1 **文献标志码:** A

文章编号: 1001-4551(2012)12-1423-04

Dynamic characteristics analysis of electromagnetic resonance fatigue testing machines

CHEN Bei, JIANG Wei, GAO Hong-li, YUN Yan, WANG Jian-miao

(Key Laboratory of E&M, Ministry of Education & Zhejiang Province,
Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Aiming at the problem for the analysis of the dynamic characteristics of electromagnetic resonance fatigue testing machine, the natural system frequency and workspace maximum amplitude were calculated based on the resonance vibration theory. The simulation analysis on the influence of sample stiffness to the natural system frequency and workspace maximum amplitude was performed, and the detailed instruction was given through graphs. In the last, the experiment platform based on virtual instrument was built. The result indicates that the experimental datas are accorded with the simulation results, which proves the correctness of the established dynamic model within the permitted error range. It has provided a high-precision control theoretical basis of frequency and work load of electromagnetic resonance fatigue testing machine, and which have certain engineering value is a benefit for engineers to do systematic forecasting analysis according to the model of the dynamic function.

Key words: resonance fatigue testing; dynamic characteristics analysis; natural frequency; maximum amplitude

0 引 言

金属、非金属和复合材料等各种结构材料在可变负荷作用下都会产生疲劳现象。疲劳试验的目的即是测出试样在不同交变载荷作用下的疲劳寿命,对于产品结构设计具有十分重要的意义。目前,在各种类型的疲劳试验机中,电磁谐振式高频疲劳试验机因其

采用共振原理,具有试验频率高、激振功率低等特点,被各大高校、科研院所、工厂企业等广泛应用^[1]。

材料的疲劳寿命试验通常需要对不同刚度的试样进行性能测试,负载的变化与试样的刚度变化是多种多样的,会给电磁谐振式高频疲劳试验系统带来很大的扰动,造成试验过程不稳定、试验数据可靠性差,因此对采用不同试样进行材料疲劳寿命试验时针对

收稿日期: 2012-07-02

基金项目: 浙江省科技计划(面上)科研资助项目(2007C21080)

作者简介: 陈 蓓(1986-),女,浙江杭州人,主要从事机电控制及自动化方面的研究。E-mail: 530518858@qq.com

通信联系人: 高红俐,女,副教授,硕士生导师。E-mail: ghl_zjut@126.com

系统动态特性的研究是非常重要的。虽然国内外对于高频疲劳试验机的动态特性研究不多,但是作为振动系统的相关领域却有着较多的成就成果。文献[2]提出了应用状态变量分析法分析振动系统的动态特性,无需对非线性因素进行近似处理。文献[3]提出了将模态迭加法和矩阵摄动法相结合应用于非线性转子系统的动态特性分析。文献[4]在机构的动态方程基础上,利用多尺度法对机构的非线性特性进行研究,得到了机构弹性位移的时域和频域响应曲线。文献[5]提出了一种建立在线性时变振动系统动力学方程系数矩阵运算基础上的区间状态转移矩阵逼近算法。

本研究以电磁谐振式高频疲劳试验机主流机型—天水红山试验机有限公司的PLG-100为研究对象^[6],建立系统的二自由度线性振动力学模型,通过理论计算、数值仿真及实验验证来分析高频疲劳试验机振动系统的动态特性。

1 谐振式高频疲劳试验机主机模型

PLG-100高频疲劳试验机主机结构如图1所示。为建立系统动力学模型,本研究对其主机结构进行分析。机座、力传感器、滚珠丝杠、直流电机、移动横梁是连接在一起的,因此这几个物理机构可以考虑为一个整体,认为是机座质量 M_4 。这个整体机座通过两个减振弹簧 K_6 与大地相连接,从而可以简单地表示成一个质量块 M_4 通过弹簧 K_6 与大地连接。接头和试样(刚度为 K_5)通过测力传感器与外围机座相连接,机座质量 M_4 通过静载环(两个板簧 K_4)与试台相连接,而通过接头及试样则直接和试台相连接。这里的试台包括工作台及衔铁(主振质量 M_2)和附加砝码 M_3 。试台又通过动载环(两个板簧 K_3)与平衡铁相连,平衡铁上面连接着铁芯,铁芯和衔铁构成电磁

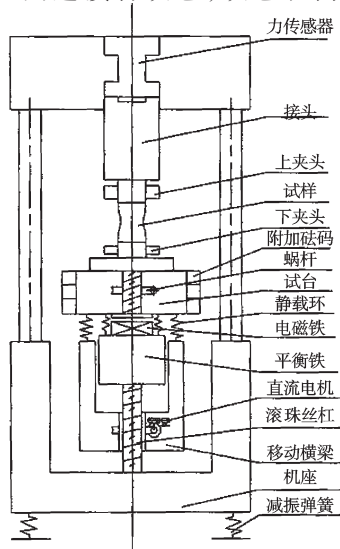


图1 主机结构示意图

铁。平衡铁和电磁铁合成一块称为激振质量 M_1 ,而激振质量块与滚珠丝杠间是有间隙的,即不和机座或大地连接^[7]。

主机结构经简化后的模型如图2所示。

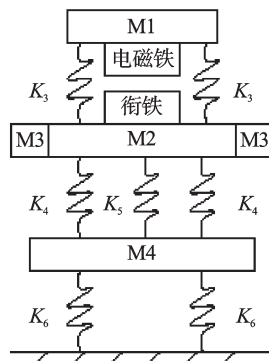


图2 试验机简化模型

2 谐振式高频疲劳试验振动系统动态特性分析

2.1 系统固有频率计算

高频疲劳试验机的振动系统在试样未出现裂纹前,研究者可将其所受的弹性力简化为线性模型;忽略阻尼对系统的作用,可根据图2将其简化为一个双自由度线性振动系统进行分析。

其受力分析图如图3所示。

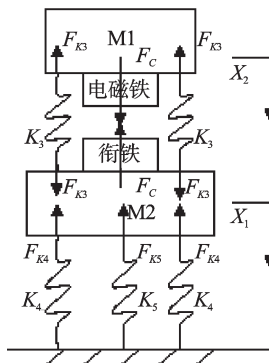


图3 主机模型受力分析图

本研究根据图3对主振模块 M_2 和激振模块 M_1 进行受力分析,取向下为正,令 $k_2=2k_3$, $k_1=2k_4+k_5$,由牛顿第二定律得系统自由振动微分方程为:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1+k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

对于一个双自由度无阻尼系统而言,它具有两个固有频率,当系统按任意一个固有频率作自由振动时,系统的运动是一种同步运动,称为主振动。令主振动为:

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} \sin(\omega t + \varphi) \quad (2)$$

将式(2)代入式(1),令系数行列式为零,可得系统的特征方程为:

$$m_1 m_2 \omega^4 - [k_1 m_2 + k_2 (m_1 + m_2)] \omega^2 + k_1 k_2 = 0 \quad (3)$$

解得系统第一主振动的固有频率表达式为:

$$\omega_{n1} = \left\{ \frac{1}{2} \frac{k_1 m_2 + k_2 (m_1 + m_2)}{m_1 m_2} - \frac{1}{2} \sqrt{\left[\frac{k_1 m_2 + k_2 (m_1 + m_2)}{m_1 m_2} \right]^2 - \frac{4 k_1 k_2}{m_1 m_2}} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

电磁谐振式高频疲劳试验机的工作频率范围一般为 50 Hz~300 Hz,本研究采用系统第一主振动的固有频率为工作频率。

2.2 工作台共振振幅计算

高频疲劳试验机工作过程中,必然有阻尼的存在,如材料阻尼、相对运动阻尼等。阻尼系数是高频疲劳试验机较为重要参数之一。为分析系统的振幅,考虑阻尼的影响,所得主机模型的力学分析图如图4所示。

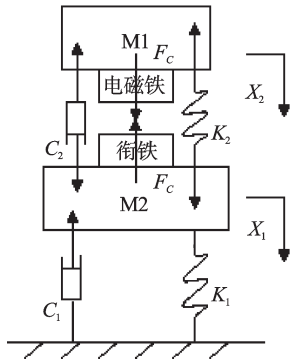


图4 有阻尼时主机模型受力分析图

从而得到此时系统的运动微分方程为:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -F_c \\ F_c \end{Bmatrix} \quad (5)$$

考虑谐波激励,即 $F_c(t) = F_0 e^{i\omega t}$,其稳态位移响应 $x_1(t) = X_1 e^{i\omega t}$, $x_2(t) = X_2 e^{i\omega t}$ 。根据力学模型系统的运动方程可表示为:

$$\begin{bmatrix} z_{11}(\omega) & z_{12}(\omega) \\ z_{21}(\omega) & z_{22}(\omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -F_0 \\ F_0 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

$$z_{ij}(\omega) = -\omega^2 m_{ij} + i\omega c_{ij} + k_{ij} \quad [i, j = 1, 2] \quad (7)$$

式中: $[Z]$ —位移阻抗矩阵, $\{X\}$ —位移列向量幅值, $\{F\}$ —激励力向量幅值。

根据式(6),本研究将式(5)中各系数矩阵行列所对应的值代入,可得主振模块的振幅为:

$$X_1(\omega) = \frac{m_2 F_0 \omega^2}{\left\{ [m_1 m_2 \omega^4 - (k_1 m_2 + k_2 m_1 + k_2 m_2) \omega^2 + k_1 k_2 - c_1 c_2 \omega^2]^2 + [c_1 \omega (k_2 - m_2 \omega^2) + c_2 \omega (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}} \quad (8)$$

本研究根据相关材料及对系统的进一步分析发现:一般情况下有阻尼线性系统的固有频率与系统的质量、刚度和阻尼有关,但是对于小阻尼系统,它和无阻尼系统的固有频率相差不大。因此,研究者在估算小阻尼情况下高频疲劳试验机的固有频率时,可应用无阻尼时固有频率计算公式。本研究根据式(3)将固有频率代入式(8),再令阻尼系数 $C_2 = C_1 = C$,则得主振模块共振振幅为^[8]:

$$X_{1\max} = \frac{F_0 m_2}{c \sqrt{c^2 + \left[\frac{k_1 + k_2}{\omega_{n1}} - (m_1 + 2m_2) \omega_{n1} \right]^2}} \quad (9)$$

其中: $c = 2\zeta \sqrt{k_1 m_1}$

式中: ζ —阻尼比。

2.3 试样刚度对系统固有频率和工作台共振振幅的影响

由高频疲劳试验机设计手册得: $m_1 = 280.4 \text{ kg}$, $m_2 = 520.25 \text{ kg}$, $k_2 = 4.98 \times 10^8 \text{ N/m}$, $k_4 = 3.16 \times 10^8 \text{ N/m}$; 同时为体现阻尼对振幅的作用,本研究取阻尼比 $\zeta = 0.06$ 及 $\zeta = 0.1$,根据式(4)和式(9),用 Matlab 仿真分析试样刚度对系统固有频率和共振振幅的影响,结果如图5、图6所示。

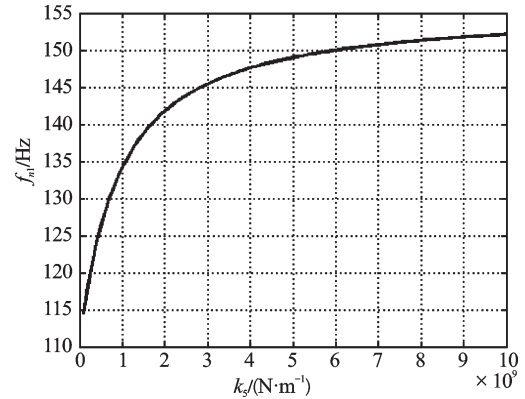


图5 固有频率 f_{n1} 随试样刚度 k_s 的变化曲线

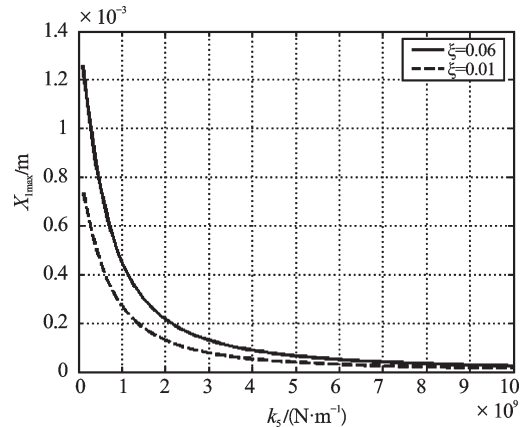


图6 共振振幅 $X_{1\max}$ 随试样刚度 k_s 的变化曲线

由仿真结果分析可得:

(1) 固有频率 f_{n1} (由 $\omega_{n1} = 2\pi f_{n1}$ 转换得到) 随着试

样刚度 k_s 的增大而增大,共振振幅 $X_{1\max}$ 则随着刚度的增大而减小;且其曲线变化趋势皆由快而慢,最后趋于平缓,即随着 k_s 的增大,两者的变化速率在逐渐减小;

(2) 在试样刚度 k_s 较小时(如图6所示,约小于 $5 \times 10^9 \text{ N/m}$)阻尼比对系统振幅影响较大。

通过调整对试验机工作性能有影响的输入参数及编程仿真计算,本研究可以预先了解系统的动力学特性,最终实现对试验机的优化设计。

3 动态特性实验及结果分析

3.1 实验平台及实验方法

根据系统动态特性及设备输入条件和实验采样精度要求,本研究搭建了基于LabVIEW实验平台^[9-10](实物图如图7所示)。当上位机发出振动信号开始实验,所得扫频的共振频率作为激振器工作频率,使试验机工作在共振状态。为求得系统位移响应,本研究将安装在试样上的力传感器转换成电信号经NI9237调理,再通过NI USB-9162转化为串口输出,经PC机标定程序测得试样受力值,由虎克定律可得系统稳态位移 $x(t) = F/k_s$,即可得系统最大振幅^[11]。



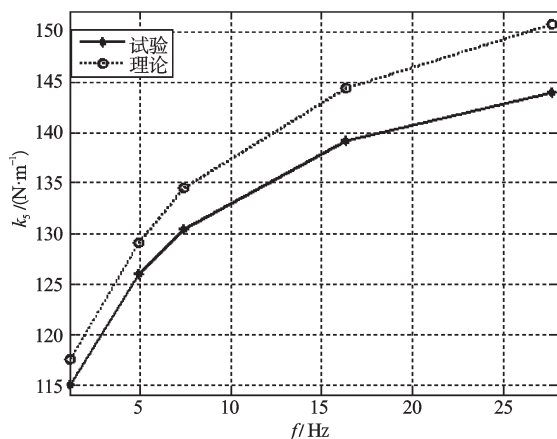
图7 实验平台实物

3.2 实验结果及数据分析

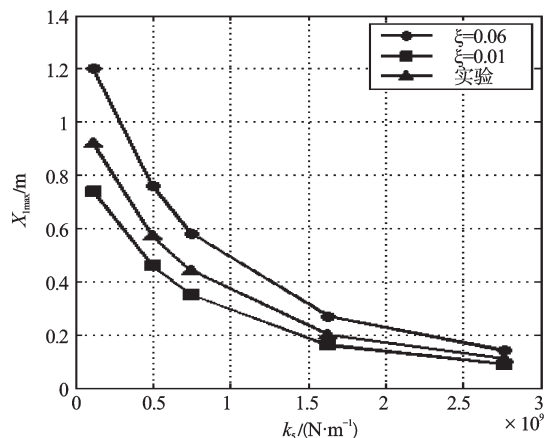
该实验中采用5个不同直径的圆柱试样,通过有限元分析计算得到试样的刚度,经实验测得不同试样刚度下系统固有频率及工作台共振振幅,并与仿真结果进行对比,实验数据如表1所示。

动态特性实验中所得系统固有频率和工作台共

振振幅的实验数据及仿真数据如图8所示。由于系统阻尼系数无法精确测定,本研究在理论上计算了 ζ 分别为0.06和0.1的仿真数据,由实验结果可知:实验数据分布在 ζ 分别为0.06和0.1的两组仿真数据之间。



(a) 系统固有频率



(b) 工作台共振振幅

图8 实验数据与仿真数据的对比

实际的试验机谐振系统弹簧刚度系数和摩擦阻尼系数并非是完全线性,与简化线性化模型参数存在一定差距是误差存在的主要原因,此外本研究采用的双自由度离散集中质量模型中,主振质量和激振质量计算存在一定误差也造成固有频率和共振振幅实验值和理论值存在误差。但实验数据与仿真数据变化趋势能够较好吻合,说明本研究动力学模型的建立和计算方法是正确的,可以满足试验机动态性能预测要求。

表1 实验数据及结果分析

试样 编号	试样刚度 k_s $/(\times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$	系统固有频率/Hz			工作台共振振幅/mm				
		实验	理论	误差/(%)	实验	理论($\zeta=0.06$)	误差	理论($\zeta=0.1$)	误差
01	1.16	115.0	117.5	2.17	0.92	1.20	0.28	0.74	-0.18
02	4.98	125.9	129.1	2.54	0.57	0.76	0.19	0.46	-0.11
03	7.45	130.4	134.5	3.14	0.44	0.58	0.14	0.35	-0.09
04	16.32	139.2	144.4	3.73	0.20	0.27	0.07	0.16	-0.04
05	27.68	144.0	150.7	4.65	0.11	0.14	0.03	0.09	-0.02

表1 各阶谐振频率

阶数	f/kHz
11	14.860
12	15.830
13	16.633
14	17.830
15	19.009
16	19.586
17	19.764
18	19.974
19	20.185
20	20.785

学系统进行了模态分析,其谐振频率为20.185 kHz,分析结果满足使用要求。

尺寸矩形截面工具头的振动由一个纵向振动和两个横向振动耦合而成,为了保证纵向振动的传递效果,必须对横向振动进行抑制,研究者可以采用在侧面开槽的方法来实现,工具头既加工工件,也放大振幅,使加工效果更好。

磨料冲击加工方法可以很好地解决硬脆材料难于加工的问题,特别是对手机屏幕的加工,不仅可以提高加工效率,而且可以较大程度地提高产品的成品率、加工精度,降低表面粗糙度,可以对现有技术起到一定的推进作用。

参考文献(References):

- [1] 曹凤国. 超声加工技术[M]. 北京:化学工业出版社, 2004.
- [2] 张云电. 超声加工及其应用[M]. 北京:国防工业出版社, 1995:78-81.
- [3] 张楠,侯晓林,闻邦椿. 超声加工振动系统波动方程的定解分析[J]. 东北大学学报:自然科学版, 2008, 29(6): 877-880.
- [4] 贺西平,高洁. 超声变幅杆设计方法研究[J]. 声学技术, 2006, 25(1): 82-85.
- [5] 张云电. 夹心式压电换能器及其应用[M]. 北京:科学出版社, 2006:133-203.
- [6] 林书玉,张成福. 大尺寸矩形截面符合变幅杆的研究[J]. 应用声学, 1992, 5(5): 34-38.
- [7] 高健,晨曦. 大尺寸矩形截面幂函数复合变幅杆的研究[J]. 声学技术, 2009, 28(6): 807-810.
- [8] 刘鸿文. 材料力学[M]. 2版. 北京:高等教育出版社, 2004.
- [9] 万德安. 超声变幅杆的模态分析[J]. 机械与电子, 2004(4): 10-11.
- [10] 胡小平,黄仕彪,张云电. 圆锥形变幅杆的设计及有限元分析[J]. 机电工程, 2005, 22(2): 32-36.
- [11] 高耀东. ANSYS机械工程应用精华30例[M]. 北京:电子工业出版社, 2010.

[编辑:张翔]

(上接第1426页)

4 结束语

为研究谐振式高频疲劳试验机的动态特性,本研究建立了振动系统的动力学模型,并通过仿真得到了试样刚度对系统固有频率及共振振幅的影响。对试验机进行的实验测试结果与仿真结果相吻合,证明了本研究动力学模型的建立和计算方法的正确性;通过调整输入参数,可以预测试验机在不同情况下的动态特性,为试验机性能的进一步优化和控制系统的的设计奠定了基础。

参考文献(References):

- [1] 李跃光,姬战国. 国内高频疲劳试验机的技术现状及其发展[J]. 试验技术与试验机, 2006, 46(1): 1-4.
- [2] 任中全,郭世伟,何万库. 振动系统的时频域仿真分析研究[J]. 计算机仿真, 2002, 25(1): 25-28.
- [3] 赵又群,柴山,曲庆文. 非线性转子系统动态特性分析的模态—摄动方法[J]. 机械工程学报, 2002, 38(1): 39-41.
- [4] 蔡敢为,李兆军,朱天燕. 含对称叠层复合材料构件机构

非线性动态特性分析[J]. 中国机械工程, 2008, 19(19): 2371-2375.

- [5] 王生泽. 线性时变振动系统动力学方程的一类解法[J]. 中国纺织大学学报, 1998, 24(3): 67-73.
- [6] 高红俐. PLG-100型高频疲劳试验机使用说明书[K]. 天水:天水红山试验机厂, 1982.
- [7] 邢彤,阮健,朱发明,等. 1 000 Hz高频疲劳试验系统的实验与仿真研究[J]. 液压与气动, 2010(11): 31-33.
- [8] 孙磊,姬战国,尹廷林,等. 高频疲劳试验机振动系统动力学特性分析[J]. 工程与试验, 2010, 50(2): 13-15.
- [9] MAJCHERCZAK D, DUFRENOY P. Dynamic analysis of a disc brake under frictional and thermomechanical internal loading [J]. *Archive of Applied Mechanics*, 2006, 75(8-9): 497-512.
- [10] 侯国平,王坤,叶启金. LabVIEW7. 1编程与虚拟仪器技术[M]. 北京:清华大学出版社, 2005.
- [11] CLARK C L. LabVIEW7 Digital Signal Processing and Digital Communications Microelectronics Reliability [M]. Beijing: Education Press, 2008.

[编辑:李辉]