

振动试验夹具设计及模态分析*

许江文, 武艳波, 马洪斌

(中国电子科技集团公司 第十八研究所, 河北 天津 300384)

摘要: 夹具是连接试件与振动台的连接器, 振动夹具的一阶固有频率是衡量夹具设计可靠性的重要参数之一, 也是振动试验可靠性的关键因素之一。在设计出某产品的夹具后, 通过 Dunkerley 方程理论估算该夹具的一阶固有频率, 并对其结构进行改进, 以满足试验要求。

关键词: 振动; 夹具; 模态分析; Dunkerley 方程

中图分类号: TG75

文献标志码: A

文章编号: 1007-4414(2013)01-0003-02

Vibration test fixture design and modal analysis

Xu Jiang-wen, Wu Yan-bo, Ma Hong-bin

(18th research institute of China electronics technology group corporation, Tianjin Hebei 300384, China)

Abstract: The fixture is the connector which connects specimen and vibration table. The first nature frequency of vibration fixture is one of the important parameters of measuring fixture reliability, it is also one of the key factors of the vibration test reliability. The fixture is designed and the first-order natural frequency is estimated following Dunkerley equation theory and the structure is improved for the test requirements.

Key words: vibration; fixture; modal analysis; Dunkerley equation theory

1 引言

振动夹具的功用是从振动台将机械能不失真地传递给试件。由于试验产品的不同, 夹具的结构和形状不尽相同, 一般把夹具分为专用夹具和通用夹具。专用夹具须根据产品结构和试验要求定制, 通用夹具的结构包括立方体型夹具、盒式夹具、半球形夹具、锥形夹具、L 型和 T 型夹具等^[1]。夹具在总体设计上要求重量轻、刚度质量比大, 在试验频率范围内部发生共振。振动夹具的一阶共振频率大于试件一阶共振频率的 3~4 倍。在夹具设计时还要求夹具的横向运动(垂直于激振方向)和其波形失真要小^[2]。对于夹具的一阶共振频率的分析方法包括理论计算、有限元仿真和振动试验等方法。采用有限元建模时, 往往受到建模精度、单元数的多少等限制, 且计算周期长。笔者采用 Dunkerley 方程^[3]对某产品的试验夹具进行理论分析计算, 并通过扫频试验验证其合理性。

2 振动夹具设计

为模拟某型号电子元件的实际连接边界, 该振动夹具采用“L”型结构, 如图 1 所示, 夹具材料采用铝合金。分析该夹具, 将其看作 2 个垂直梁 A 和 1 个水平梁 B。首先考虑垂直梁构件 A。构件 A 可作为一个刚性连接到基板的悬臂梁, 受均布载荷(自身重量)。此外, 每个垂直梁还作用有构件 B 的一半重量, 看作集中载荷。铝合金材料弹性模量 $E=72\text{GPa}$ 。

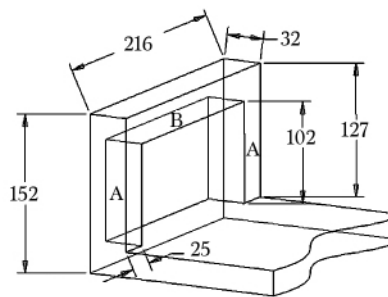


图 1 振动夹具结构

对构件 A:

$$I_A = \frac{bh^3}{12} = 6.77 \times 10^{-8}$$

$$W_A = bhl\rho = 0.287(\text{N})$$

$$W_B = 0.42(\text{N})$$

垂直梁 A 在两个力的作用下, 产生的挠度为:

$$f_1 + f_2 = \frac{ql^4}{8EI} + \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{W_A l^3}{8EI} + \frac{W_B l^3}{6EI} \quad (1)$$

构件 A 的刚度为:

$$K_A = \frac{W_A + \frac{1}{2}W_B}{f_1 + f_2} = 4.66 \frac{EI}{l^3} \quad (2)$$

单自由度系统的固有频率为:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (3)$$

* 收稿日期: 2012-12-01

作者简介: 许江文(1980-), 男, 湖北荆门人, 工程师, 主要从事系统工程、最终检测方面的研究工作。

因此,构件 A 的固有频率为:

$$f_A = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} = 746 \text{ (Hz)}$$

构件 B 可看作是受均布载荷的简支梁,同构件 A 一样,由文献 [4] 得到:

$$f_3 = \frac{5W_B l^3}{384EI_B} \quad (4)$$

由式(3)得,构件 B 的固有频率为:

$$f_B = 1400 \text{ (Hz)}$$

对多自由度系统,可由 Dunkerley 方程近似确定系统基频,其表达式为:

$$\frac{1}{f_T^2} = \frac{1}{f_1^2} + \frac{1}{f_2^2} + \frac{1}{f_3^2} + \frac{1}{f_4^2} + \frac{1}{f_5^2} \dots \quad (5)$$

由以上的 Dunkerley 方程得到该夹具的一阶固有频率 $f = 495 \text{ Hz}$ 。若要在 1000 Hz 内不发生共振,结构 A-B-A 必须加强,笔者采用加强筋的方式,如图 2 所示(图中 1、2、3 为试验加速点分布)。

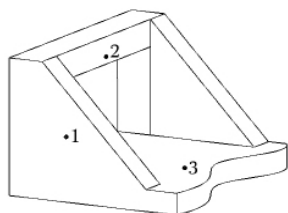


图2 改进振动夹具结构

为得到最大刚度,筋板两直边相等,且应一直焊接到 A 构件的顶端,这样构件 B 的边界条件改变,构件 B 不再是受均布载荷的简支梁,而是两端固支的梁,由文献 [4] 可知,构件 B 的固有频率将提高 $\sqrt{5}$ 倍,于是 $f_B = 3130 \text{ Hz}$,构件 A 不再是悬臂梁,而是沿角板受分布载荷。同样由式(3)可得角板固有频率为 $f_C = 2750 \text{ Hz}$,由 Dunkerley 公式可知,改进后的夹具的固有频率为 $f' = 2066 \text{ Hz}$,满足试验要求。

3 振动夹具一阶共振频率试验数据识别

为准确了解夹具的动态特性,夹具加工完成后,在振动台上对夹具进行扫频试验,并在夹具底部、顶

部和中间部位分别布置了 3 个加速度测试点,测点分布如图 2 所示,由 3 个测点的试验数据分析可知,振动夹具的一阶共振频率均在 1750 Hz 以上,试验数据结果如图 3~5 所示。

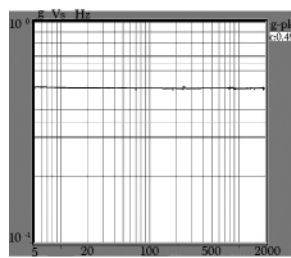


图3 3#传感器

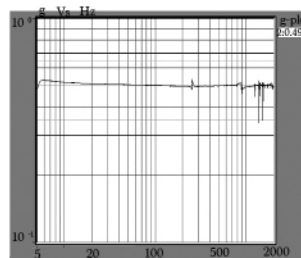


图4 2#传感器

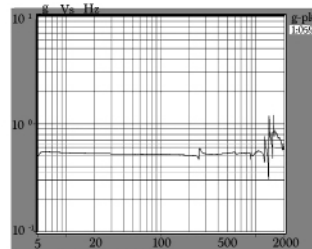


图5 1#传感器

从以上结果可以看出,用 Dunkerley 方程估算的夹具固有频率与实际扫频所得的试验数据基本一致,进而说明夹具设计的合理性。

4 结 论

振动试验中要充分考虑夹具结构本身对试验结果的影响,在夹具结构设计中通过 Dunkerley 方程可快速识别出振动夹具的固有频率,具有一定的工程实际意义。但实际系统往往零部件较多,结合面形状复杂,理论计算时要进行必要的合理简化假设。

参考文献:

- [1] 力学环境试验技术编著委员会. 力学环境试验技术 [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2003.
- [2] 戴诗亮. 随机振动实验技术 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1984.
- [3] 程耀东. 机械振动学 [M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1988.

(上接第 2 页)

4 结 论

本文从采煤机滚筒振动的角度出发,引入非线性动力学理论,建立了滚筒的非线性振动模型,着重分析了滚筒的物理和结构参数对其振动特性的影响。对于确定的采煤机截割工况,滚筒的设计应该综合考虑各种因素的相互关系,从而得到最优的滚筒结构。

参考文献:

- [1] 张炳军,刘春生,林海鹏. 采煤机整机受力分析 [J]. 东北煤炭技术, 1999(5): 40-42.
- [2] 李春亭,程东棠,时胜良. 采煤机振动的力学模型与分析 [J]. 辽宁工程技术大学学报, 1989(3): 92-99.
- [3] 李 萍,李晓豁,刘春生. 采煤机的动力学模型及其仿真研究 [J]. 矿山机械, 2004(6): 11-13.
- [4] 李贵轩,李晓豁. 采煤机械设计 [M]. 沈阳: 辽宁大学出版社, 1994.