

考虑试件与夹具动力学特性的随机振动试验推力估算

刘青林, 朱学旺, 张思箭

(中国工程物理研究院总体工程研究所, 四川 绵阳, 621900)

摘要: 分析了随机振动试验中试件和夹具的一阶频率对振动台推力的影响, 提出了一种考虑试件、夹具一阶频率的随机振动试验推力估算方法。就一个算例用仿真计算的方法, 得到了振动台推力随试件和夹具一阶频率的变化情况。最后通过一个应用实例, 验证了该方法的准确性。该方法比传统的刚性假设方法更接近实际, 可为大型试件随机振动试验设计提供参考。

关键词: 随机振动试验; 动力学特性; 夹具; 推力估算

中图分类号: TB302.3; TG75 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2013)02-0052-04

Pushing Force Estimation of Random Vibration Test Considering Dynamic Characteristics of Test Specimen and Fixture

LIU Qing-lin, ZHU Xue-wang, ZHANG Si-jian

(Institute of Systems Engineering, China Academy of Engineering Physics, Mianyang 621900, China)

Abstract: The influence of first order frequency of test specimen and fixture on the force of shaking table was analyzed. A method considering first order frequency of test specimen and fixture was put forward in order to estimate the force of shaking table during a random vibration test. The relationship between the force of shaking table and the first order frequencies of test specimen and fixture was obtained through simulation method. The accuracy of the method was proved by an application example. Compared with the traditional rigid assumptions method, this method is more close to the actual, and it can be reference of vibration test design for large-scale specimen.

Key words: random vibration test; dynamic characteristics; fixture; force estimation

振动试验在环境试验中极为重要^[1], 振动台推力估算是试验设计的一个重要依据。低估试验所需推力会造成试验过程的中断, 高估试验所需推力会选择额定能力更高的设备导致技术和经济上的浪费。

传统的推力估算方法是将整个试验系统视为刚

体, 用牛顿定律对所需推力进行大致估计, 该方法的估算结果在试件、夹具一阶频率较高时较为准确。实际中经常遇到一阶频率较低的大型试件, 其响应情况会对试验过程中振动台推力产生明显影响; 尽管夹具设计要求其一阶频率尽可能高^[2], 但对于体

收稿日期: 2012-10-15

作者简介: 刘青林(1978—), 男, 山东烟台人, 硕士, 高级工程师, 主要从事振动理论与应用研究。

积、质量比较大或要求边界条件比较复杂的试件,所设计的夹具结构一般都比较复杂。由于受到振动台推力的限制,此时就很难将夹具刚性设计得足够高,夹具作为振动试验中一个很重要的参试部件,其自身的共振与反共振也会对试验中的振动台推力估算产生一定的影响。

1 传统的推力估算方法

传统方法将试验系统(试件、夹具和振动台动圈)视为刚体,计算得到试验所需随机推力(均方根值),见式(1)。

$$F=(m_1+m_2+m_3)a \quad (1)$$

式中: m_1 为动圈质量(若使用滑台还应包括滑台质量); m_2 为夹具质量; m_3 为试件质量; a 为试验中试件所需的加速度均方根值。

上述计算结果只是一个估算,通常需加一定的余量,按经验 F 通常需要乘以一个系数1.2。

2 推力估算方法

大型试件振动试验的试验条件上限频率常常

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = F \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_1(x_2 - x_1) + k_2(x_2 - x_3) = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + k_2(x_3 - x_2) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中: k_1 为夹具刚度; c_1 为夹具阻尼; k_2 为试件刚度; c_2 为试件阻尼; x_1 为台面位移; x_2 为夹具的位移; x_3

达到500~2000 Hz,在全频段内使试件、夹具无谐振频率实际上很难做到。试件、夹具在试验频段内常存在多阶共振峰,且相互耦合,响应情况较为复杂,必须加以简化,考虑最简单的情况。假设试件和夹具在试验频段内都只有一阶共振频率,将试件-夹具组合简化为一个二自由度质量-弹簧系统,如图1所示。

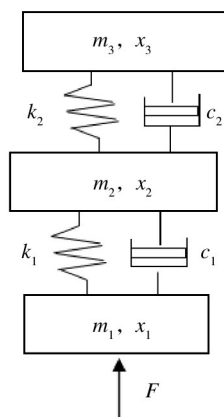


图1 简化的质量-弹簧模型

Fig. 1 Simplified mass-spring model

整个系统的振动方程见式(2)。

为试件的位移; F 为振动台实际推力。

将式(2)两边进行傅氏变换,见式(3)。

$$\begin{cases} -m_1 \omega^2 X_1 + ic_1 \omega (X_1 - X_2) + k_1 (X_1 - X_2) = F' \\ -m_2 \omega^2 X_2 + ic_1 \omega (X_2 - X_1) + ic_2 \omega (X_2 - X_3) + k_1 (X_2 - X_1) + k_2 (X_2 - X_3) = 0 \\ -m_3 \omega^2 X_3 + ic_2 \omega (X_3 - X_2) + k_2 (X_3 - X_2) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中: X_1, X_2, X_3, F' 分别为 x_1, x_2, x_3, F 的傅氏谱; ω 为角频率。

若振动试验控制点位于夹具与试件连接处(即位于图1中 m_2 上),则式(3)中 X_2 为已知量,未知量为 X_1, X_3, F' ,利用3个等式可以求得 F' 。

随机振动试验中,通常使用加速度自功率谱作为试验条件,因此要计算试验所需的随机推力,需先将位移傅氏谱转换为加速度傅氏谱,再将所有傅氏谱转换为自功率谱,最终得到所需推力的均方根值。

位移谱与加速度谱转换见式(4)。

$$X_a = -\omega^2 X_s \quad (4)$$

式中: X_a 为加速度傅氏谱; X_s 为位移傅氏谱。

由Cooley-Tukey方法直接计算离散系统的单边自功率谱密度函数,离散信号 $\{x_i, (i=1, 2, \dots, N)\}$ 的自功率谱与傅氏谱之间关系见式(5)。

$$G_x = 2Nt|X|^2 \quad (5)$$

式中: G_x 为 $\{x_i\}$ 的自功率谱; X 为 $\{x_i\}$ 的傅氏谱; t 为采样时间间隔。

在同一次试验中,不同数据之间的样本长度 N 和采样时间间隔 t 均相同,由此得出试验所需推力与

测点位移响应之间的关系,见式(6)。

$$\frac{G_F}{G_x} = \left(\frac{F}{X_k} \right)^2 \quad (6)$$

式中: G_F 为激励力 F 的自功率谱; G_x 为 x_k 位移响应的自功率谱, $k=1,2,3$ 。

得到所需推力的自功率谱后,计算所需推力的均方根值,见式(7)。

$$F_{\text{rms}} = \left[\int_{f_1}^{f_2} G_F(f) df \right]^{1/2} \quad (7)$$

式中: f_1, f_2 分别为条件规定的频率下、上限。

3 试件和夹具的一阶频率对推力的影响

某试验振动台动圈(含滑台)总质量 $m_1=400$ kg, 夹具质量 $m_2=1480$ kg, 试件质量 $m_3=550$ kg, 试验条件要求控制点响应达到如图2所示的功率谱。

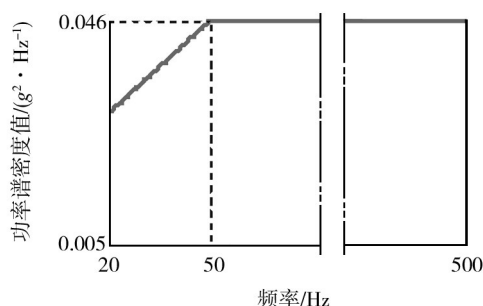


图2 试验标准谱

Fig. 2 Test standard spectrum

根据谱值计算得到总均方根加速度约为 $4.67g^{[3]}$ 。控制点位于夹具顶端(即位于图1中的 m_2 上)。

若不考虑试件、夹具的动力学特性,按式(1)进行试验所需推力估算,试验过程中所需推力均方根值 $F \approx 136.2$ kN。

若认为夹具刚度足够,将夹具作为刚体处理,即图1中 $k_1 \rightarrow \infty$,所需推力与试件一阶频率、等效刚度的关系见表1,如图3所示。从表1中数据可以看出,试件一阶频率不同,试验所需推力有较大差异。在试件一阶频率较低时,试验所需推力较小;随着试件一阶频率升高,所需推力逐渐增加,但一阶频率升至一定程度后所需推力开始下降。本算例在试件频率约为483 Hz处所需推力达到最大,为158.3 kN,此时

表1 所需推力与试件一阶频率、等效刚度的关系

Table 1 Relationship of the required pushing force, test specimen's first order frequency, and the equivalent stiffness

试件一阶频率/Hz	等效刚度 $k_2/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	所需推力 F/kN
5	5.42×10^2	90.4
10	2.17×10^3	90.4
50	5.43×10^4	90.9
100	2.17×10^5	93.9
200	8.69×10^5	104.6
500	5.42×10^6	154.7
1000	2.17×10^7	116.2

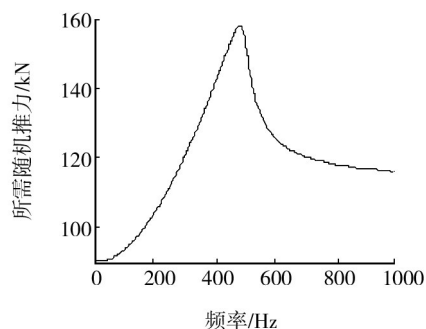


图3 所需推力随试件一阶频率变化情况

Fig. 3 Change of required pushing force with test specimen's first order frequency

试验所需推力明显高于式(1)推力估算结果。

若试件一阶频率已知,夹具的一阶频率也会明显影响到试验所需的推力。试件频率为5 Hz时夹具一阶频率、等效刚度与试验所需推力关系见表2,如

表2 所需推力与夹具一阶频率、等效刚度的关系

Table 2 Relationship of required pushing force, fixture's first order frequency, and equivalent stiffness

试件一阶频率/Hz	等效刚度 $k_2/(\text{kN} \cdot \text{m}^{-1})$	所需推力 F/kN
5	5.84×10^3	91
10	2.34×10^4	91
50	1.46×10^5	90.9
100	5.84×10^5	90.5
200	2.34×10^6	89.2
500	1.46×10^7	86.9
1000	5.84×10^7	88.9

图4所示。从图4中可以看出,在夹具一阶频率较低时,试验所需推力较大;随着试件一阶频率升高,所需推力逐渐减小,但一阶频率升至一定程度后所需推力又开始上升。本算例所需推力在试件频率约为466 Hz处达到最小,为86.9 kN,此时夹具产生共振,比刚性夹具更节省推力。

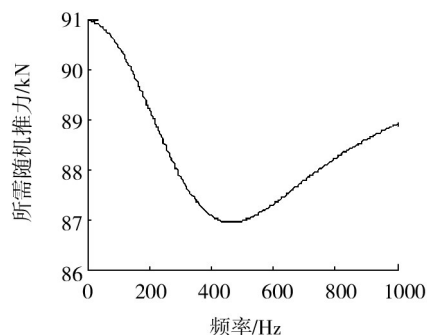


图4 所需推力随夹具一阶频率变化情况

Fig. 4 Change of required pushing force with fixture's first order frequency

4 应用实例

某悬挂系统振动试验中,各试验条件与第3节相同,试验所用振动台在20~500 Hz频段内所能提供的最大随机推力约为100 kN。试验之前若按照式(1)的推力估算方法,所需推力约为136.2 kN,振动台无法满足加载需求。为了较准确地对试验所需推力进行估算,试验前经沟通,获取了试件一阶频率的大致范围,并组织实施了夹具模态试验以了解夹具的动力学特性。

经了解,试件一阶频率低于5 Hz。试件一阶频率较低时,试验所需推力随着阶频率升高而增加,推力估算时试件一阶频率取最高值5 Hz。夹具模态试验结果如图5所示。

从图5中可以看出,夹具的一阶频率约为44 Hz。按照文中的推力估算方法,计算得到试验所需推力为90.9 kN,振动台基本可满足推力需求。

实践证明,该型号振动台可满足试验加载,试验顺利完成;试验加载时,振动台动圈电流(与推力成正比)为额定电流的90%左右,即试验中振动台实际推力是推力极限的90%左右,与分析结果基本吻合。

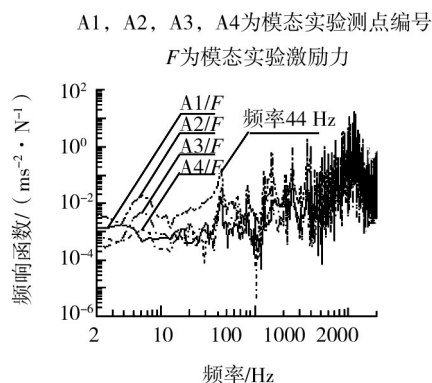


图5 夹具的频响函数

Fig. 5 The fixture's frequency response function

5 结论

对振动试验过程中试件、夹具动力学特性影响振动台推力进行了研究,主要探讨了控制点位于试件与夹具连接处时试件、夹具的一阶频率对振动台推力的影响。结果表明,若夹具刚度足够大,试件一阶频率对所需推力影响较大,在某些情况下所需推力会明显高于试验系统刚性假设所需推力,因此在试验设计时应尽可能多了解试件的动力学特性,避免出现试验时振动台推力不足的情况。在试件一阶频率确定后,夹具的一阶频率对振动台推力也有明显影响。夹具一阶频率较低时,所需推力较大,因此夹具刚度设计应尽可能大,若实践中出现振动台推力不够的情况时,也可利用夹具共振节省推力。

参考文献:

- [1] 张阿舟,张克荣,姚起杭. 振动环境工程[M]. 北京:航空工业出版社,1986.
- [2] 姜节胜,高跃飞,顾松年. 环境振动试验技术的若干新进展[J]. 机械强度,2005,27(3):307—311.
- [3] 胡志强,法庆衍,洪宝林,等. 随机振动试验应用技术[M]. 北京:中国计量出版社,1996:125.