

# 轨道交通列车蓄电池振动试验夹具验证

马玄<sup>1</sup> 马玉强<sup>2\*</sup> 花明磊<sup>3</sup> 耿圣恩<sup>2</sup> 杨姝<sup>1</sup>

(1. 中车长春轨道客车股份有限公司科技管理部, 130062, 长春; 2. 中车戚墅堰机车车辆工艺研究所有限公司, 213011, 常州; 3. 中车长春轨道客车股份有限公司国家轨道客车工程研究中心, 130062, 长春//第一作者, 高级工程师)

**摘要** 蓄电池所用夹具的性能良好可避免蓄电池振动试验出现过试验或欠试验现象, 从而保证蓄电池振动试验质量。基于振动试验夹具的功能与类型分析了夹具的技术特点及要求, 从固有频率与共振频率、衰减系数与相对阻尼系数、模态试验分析、振动台实测等4个方面, 探讨分析了夹具测试验证方法。通过有限元仿真计算与振动台试验实测, 对轨道交通列车蓄电池振动试验用夹具进行测试, 验证了夹具的功能特性。仿真分析和试验实测得到的模态频率相接近, 验证了有限元分析的正确性。

**关键词** 轨道交通; 夹具; 列车蓄电池; 振动试验

**中图分类号** U270.7

**DOI**:10.16037/j.1007-869x.2023.04.011

## Verification of Vibration Test Fixture for Rail Transit Train Battery

MA Xuan, MA Yuqiang, HUA Minglei, GENG Sheng'en, YANG Shu

**Abstract** Good performance of fixture used for battery can avoid the phenomenon of over-test or under-test in battery vibration test, so that the quality of the test is ensured. Based on the functions and types of vibration test fixture, the technical characteristics and requirements of the fixture are analyzed. From 4 aspects of natural frequency and resonance frequency, attenuation coefficient and relative damping coefficient, modal test analysis and vibration bench measurement, test and verification methods for the fixture are discussed and analyzed. Through finite element simulation calculation and vibration bench test, the fixture used for rail transit train battery vibration test is tested, and the function characteristics of the fixture are verified. The modal frequency obtained by simulation analysis is close to that obtained by experiment, which verifies the correctness of finite element analysis.

**Key words** rail transit; fixture; train battery; vibration test

**First-author's address** Science and Technology Manage-

ment Department, CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., 130062, Changchun, China

当列车电源出现故障时, 安装在列车车体底部的列车蓄电池作为应急电源, 用于保证列车内部紧急照明、通风、广播等系统的正常工作, 保障列车和乘客的安全。根据 IEC 61373:2010 标准, 列车蓄电池属于 1 类 B 级车体安装产品类别, 试验要求振动后无机械损伤, 不出现短路、漏液现象。在振动试验中, 用夹具将蓄电池固定在振动台上, 以保障试验顺利进行, 避免出现试验或欠试验。本文针对列车蓄电池振动试验夹具, 利用有限元软件分析和实际测试的方法对夹具的功能特性进行了分析研究, 为夹具的设计优化提供参考。

## 1 夹具的技术要求

### 1.1 接口要求

夹具的接口不仅要符合蓄电池安装的相关要求, 还要保证其重心与蓄电池重心重合, 以及在横向( $x$ 向)、纵向( $y$ 向)和垂向( $z$ 向)的互换性。在满足试验和设备要求的条件下, 尽量减小夹具的质量, 且夹具功能性和经济性应不受影响。

### 1.2 动态特性要求

夹具的动态特性主要体现在频率特性、阻尼特性、正交性、均匀性及动强度。

1) 频率特性要求。在振动试验方向上, 夹具的一阶固有频率一般应为被试产品一阶固有频率的 2~3 倍, 且要高于振动试验频率上限。

2) 阻尼特性要求。在共振点处, 夹具阻尼的品质因数  $Q$  不大于 5, 噪声动态变化范围为 -3~20 dB 之间, 夹具共振频率的 3 dB 带宽一般大于

100 Hz。

3) 正交性要求。夹具在非试验方向上振动响应尽可能小。

4) 均匀性要求。夹具与产品连接处的响应一致性要好。

5) 动强度要求。夹具的动强度应满足受力要求。强度校核应按照材料的疲劳强度极限要求进行。

对于夹具动态特性的要求,目前国内尚未有国家标准或者行业标准。本文参考美国桑迪亚实验室,根据美国军方标准 MIL-STD-810B 的要求,对夹具提出技术要求<sup>[1]</sup>(见表 1)。

表 1 夹具的技术要求

Tab. 1 Technical requirements of fixture

试件	夹具的传递特性要求	夹具的正交运动要求	固定点间允许偏差 $d$
小型零部件(质量为 2 kg 左右)	① $f \leq 1\,000$ Hz 时,无谐振频率; ② $f > 1\,000$ Hz 时,允许有 3 个谐振频率,其 3 dB 带宽 $> 100$ Hz, $Q \leq 5$	$y, z$ 向的振动量级小于 $x$ 向振动量级(直到 $f = 2\,000$ Hz)	① $f \leq 1\,000$ Hz 时, $d = \pm 20\%$ ; ② $f$ 为 $> 1\,000 \sim 2\,000$ Hz 时, $d = \pm 50\%$
一般零部件(质量为 7 kg 左右, 体积为 164 cm <sup>3</sup> 左右)	① $f \leq 1\,000$ Hz 时,无谐振频率; ② $f > 1\,000$ Hz 时,允许有 4 个谐振频率,其 3 dB 带宽 $> 100$ Hz, $Q \leq 5$	$y, z$ 向的振动量级小于 $x$ 向振动量级(直到 $f = 2\,000$ Hz)	① $f \leq 1\,000$ Hz 时, $d = \pm 30\%$ ; ② $f$ 为 $> 1\,000 \sim 2\,000$ Hz 时, $d = \pm 100\%$
异型机械部件、电子设备(质量为 5 ~ 25 kg, 体积为 0.03 m <sup>3</sup> 左右)	① $f \leq 800$ Hz 时,无谐振频率; ② $f$ 为 $> 800 \sim 1\,500$ Hz 时,允许有 4 个谐振频率,其 3 dB 带宽 $> 100$ Hz, $Q \leq 5$ ; ③ $f$ 为 $> 1\,500 \sim 2\,000$ Hz 时,其 3 dB 带宽 $> 125$ Hz, $Q \leq 8$	① $f \leq 100$ Hz, $y, z$ 向振动量级小于 $x$ 向振动量级; ② $f$ 为 $> 100 \sim 1\,000$ Hz, $y, z$ 向振动量级小于 2 倍 $x$ 向振动量级; ③ 在离共振区 200 Hz 以外,个别点的振动量级小于 3 倍 $x$ 向振动量级	① $f \leq 1\,000$ Hz, $d = \pm 50\%$ ; ② $f$ 为 $> 1\,000 \sim 2\,000$ Hz, $d = \pm 100\%$ ; ③ 离共振区 200 Hz 以外 $d = \pm 400\%$
较大型设备(质量为 25 ~ 250 kg, 体积为 0.20 m <sup>3</sup> 左右)	① $f \leq 500$ Hz 时,无谐振频率; ② $f$ 为 $> 500 \sim 1\,000$ Hz 时,允许有 2 个谐振频率,要求其 3 dB 带宽 $> 125$ Hz, $Q \leq 6$ ; ③ $f$ 为 $> 1\,000 \sim 2\,000$ Hz 时,其 3 dB 带宽 $> 150$ Hz, $Q \leq 8$	① $f \leq 500$ Hz 时, $y, z$ 向振动量级小于 $x$ 向振动量级; ② $f$ 为 $> 500 \sim 1\,000$ Hz 时, $y, z$ 向振动量级小于 2 倍 $x$ 向振动量级; ③ $f$ 为 $> 1\,000 \sim 2\,000$ Hz 时, $y, z$ 向振动量级小于 2.5 倍 $x$ 向振动量级; ④ 离共振区 200 Hz 以外个别点的振动量级小于 3 倍 $x$ 向推动量级	① $f \leq 500$ Hz, $d = \pm 50\%$ ; ② $f$ 为 $> 500 \sim 1\,000$ Hz, $d = \pm 100\%$ ; ③ $f$ 为 $> 1\,000 \sim 2\,000$ Hz, $d = \pm 150\%$ ; ④ 离共振区 200 Hz 以外 $d = \pm 200\%$
大型设备(质量 $> 250$ kg, 最小边尺寸 $\geq 60$ cm)	① $f \leq 150$ Hz,无谐振频率; ② $f$ 为 $> 150 \sim 300$ Hz,允许有 1 个谐振频率, $Q \leq 3$ ; ③ $f$ 为 $> 300 \sim 1\,000$ Hz,允许有 3 个谐振频率,其 3 dB 带宽 $> 100$ Hz, $Q \leq 5$ ; ④ $f$ 为 $> 1\,000 \sim 2\,000$ Hz,允许有 5 个谐振频率,其 3 dB 带宽 $> 200$ Hz, $Q \leq 10$	① $f \leq 300$ Hz 时, $y, z$ 向振动量级小于 1.5 倍 $x$ 向振动量级; ② $f$ 为 $> 300 \sim 2\,000$ Hz 时, $y, z$ 向振动量级小于 2.5 倍 $x$ 向振动量级; ③ $f$ 为 $> 300 \sim 1\,000$ Hz 时,离共振区 100 Hz 外, $y, z$ 向振动量级小于 3.5 倍 $x$ 向振动量级; ④ $f$ 为 $> 1\,000 \sim 2\,000$ Hz 时,共振区 150 Hz 外, $y, z$ 向振动量级小于 4 倍 $x$ 向振动量级	① $f \leq 400$ Hz, $d = \pm 50\%$ ; ② $f$ 为 $> 400 \sim 2\,000$ Hz, $d = \pm 100\%$ ; ③ 在共振区 200 Hz 以外 $d = \pm 200\%$

注:  $f$  为振动试验频率。

## 2 夹具功能特性验证

按设计要求制造完成夹具后,需通过测试来验证夹具是否满足要求。其测试验证方法主要包括

固有频率和共振频率的测试、衰减系数与相对阻尼系数的测算、模态试验分析及振动台实测。

### 2.1 固有频率和共振频率的测试

当 1 个单自由度系统具有弱阻尼时,设  $m, c, k$

分别为单自由度系统的质量、阻尼和刚度,  $a$ 、 $v$ 、 $s$  分别为结构的加速度、速度和位移, 则其自由振动微分方程为<sup>[2]</sup>:

$$ma + cv + ks = 0 \tag{1}$$

受激振动后该系统的微分方程变为:

$$ma + cv + ks = F_0 \sin \omega t \tag{2}$$

式中:

$F_0$ ——外激励力;

$\omega$ ——激励频率;

$t$ ——振动时间。

稳态振动位移响应为:

$$s = B \sin(\omega t - \varphi) \tag{3}$$

式中:

$B$ ——位移响应的最大幅值;

$\varphi$ ——相位。

速度响应为:

$$v = \omega B \cos(\omega t - \varphi) = \omega B \sin\left(\omega t - \varphi + \frac{\pi}{2}\right) \tag{4}$$

加速度响应为:

$$a = \omega^2 B \sin(\omega t - \varphi + \pi) \tag{5}$$

定义单自由度系统的固有频率  $\Omega = \sqrt{k/m}$ , 频

率比  $\gamma = \omega/\Omega$ ,  $\xi$  为阻尼比, 则:

$$B = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - \gamma^2)^2 + (2\xi\gamma)^2}} \tag{6}$$

$$\varphi = \arctan \frac{2\xi\gamma}{1 - \gamma^2} \tag{7}$$

由式(3)一式(5)计算可得自由振动频率及各种极值频率, 见表 2。

表 2 自由振动频率及各种极值频率  
Tab. 2 Free vibration frequency and various extreme frequencies

阻尼条件	自由振动频率	位移共振频率	速度共振频率	加速度共振频率
无阻尼	$\Omega = \sqrt{k/m}$	$\Omega$	$\Omega\sqrt{1-2\xi^2}$	$\Omega$
有阻尼	$\Omega\sqrt{1-\xi^2}$	$\Omega$	$\Omega$	$\frac{\Omega}{\sqrt{1-2\xi^2}}$

由表 2 可以看出, 在弱阻尼的条件下, 3 种共振频率及有阻尼自由振动频率都接近于夹具系统的固有频率, 但只有速度共振频率真正与固有频率相等。

位移、速度和加速度的幅频特性曲线如图 1 所示。图 1 中标注了受激励振动幅频特性曲线上的特殊点值。

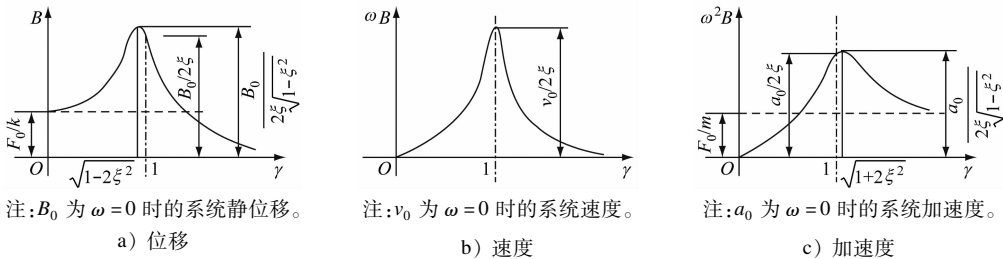


图 1 位移、速度和加速度的幅频特性曲线

Fig. 1 Amplitude-frequency characteristic curves of displacement, velocity and acceleration

2.2 衰减系数及相对阻尼系数的计算

2.2.1 自由振动衰减法

自由振动是逐渐衰减的振动。对于 1 个有阻尼的单自由度系统, 当  $\xi < 1$  时, 其自由振动满足:

$$s = A_i e^{-j\tau} \sin(\Omega_d t + \varphi) \tag{8}$$

式中:

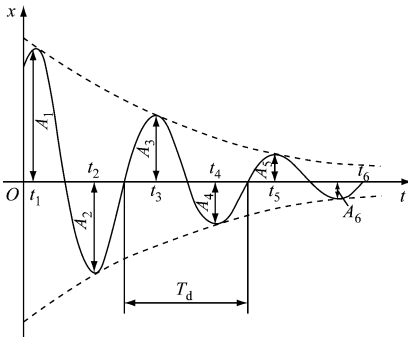
$A_i$ ——第  $i$  次振动的振幅,  $i = 1, 2, 3, \dots$ ;

$\Omega_d$ ——频率,  $\Omega_d = \Omega\sqrt{1 - \xi^2}$ ;

$j$ ——振荡周期个数,  $j = 1, 2, \dots$ 。

自由振动衰减曲线见图 2。

通常情况下用“对数衰减率”来描述其衰减性能, 设  $\delta$  为对数衰减率,  $n$  为衰减系数, 则取该幅值



注:  $t_i$  为第  $i$  次振动振幅峰值对应的时刻;  $T_d$  为周期。

图 2 自由振动衰减曲线

Fig. 2 Free vibration attenuation curve

比的自然对数可得对数衰减率:

$$\delta = \ln \frac{A_1}{A_3} = nT_d \quad (9)$$

根据  $n = \xi\Omega$ ,  $T_d = \frac{2\pi}{\Omega\sqrt{1-\xi^2}}$ , 由式(9)可得:

$$\delta = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (10)$$

$\delta$ - $\xi$  的关系曲线见图 3。

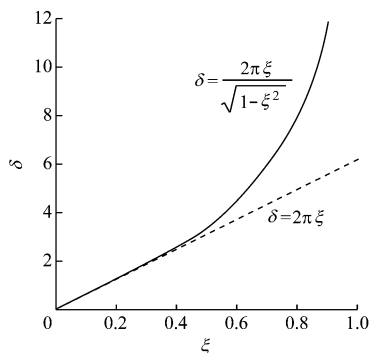


图 3  $\delta$ - $\xi$  关系曲线

Fig. 3 Curve of  $\delta$ - $\xi$  relation

由  $\delta$  可以看出, 振幅比仅取决于  $\xi$ 。因此, 对于有阻尼的单自由度系统, 只需要测算该系统的振幅即可得到该系统的阻尼。

### 2.2.2 半功率点法

半功率点法是根据振动系统简谐振动的振幅品质因数来推算衰减系数。对于单自由度系统的简谐力激振的响应关系, 稳态振动位移响应幅值见式(6)。设  $\omega = 0$  时系统的静位移  $B_0 = F_0/k$ , 振幅放大系数为  $\beta$ , 则:

$$\beta(\gamma) = \frac{B}{B_0} = \frac{1}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + (2\xi\gamma)^2}} \quad (11)$$

$\gamma$  与  $\beta$  之间的关系如图 4 所示。 $\omega = 0$  时,  $\beta$  为图 4 中的水平线, 与曲线交于  $K_1$ 、 $K_2$  两点, 这两点之间的距离为:

$$\frac{\omega_2}{\Omega} - \frac{\omega_1}{\Omega} = \frac{\Delta\omega}{\Omega} \quad (12)$$

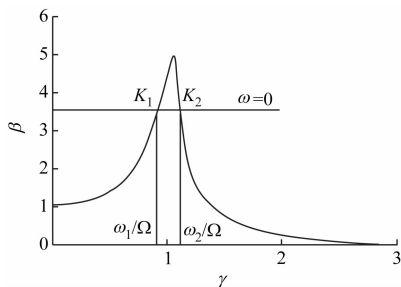


图 4  $\gamma$  与  $\beta$  之间的关系

Fig. 4 Relation between  $\gamma$  and  $\beta$

则衰减系数为:

$$n = \frac{1}{2}\Delta\omega \quad (13)$$

所以, 得到阻尼比  $\xi$  为:

$$\xi = \frac{n}{\Omega} = \frac{1}{2} \frac{\Delta\omega}{\Omega} \quad (14)$$

### 2.2.3 共振法

1 个单自由度有阻尼系统发生速度共振时, 若位移响应和激振力之间的相位差为  $\pi/2$ , 则此时激振力恰好被阻尼力所平衡, 即发生速度共振时阻尼  $c$  为:

$$c = \frac{F_0 \sin \Omega t}{v} = \frac{F_0 \sin \Omega t}{\Omega B \sin \Omega t} = \frac{F_0}{\Omega B} \quad (15)$$

因此, 通过测量发生速度共振时的速度幅值和激振力幅值  $F_{\text{幅}}$ , 即可通过式(15)计算出阻尼。

图 5 为共振法则阻尼示意图。由图 5 b), 力-速度图像在示波器上显示为斜直线,  $c$  则等于该直线的斜率。

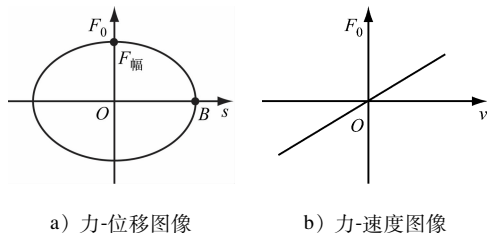


图 5 共振法测阻尼示意图

Fig. 5 Diagram of damping measuring by resonance method

但是上述方法测出的  $c$  是基于黏滞阻尼假设而推算的结果, 在实际测量时, 若不能得到很好的正椭圆, 可参照图 6 的方法来确定其等效黏滞阻尼  $c_e$ 。

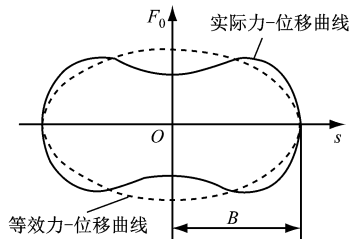


图 6 等效黏滞阻尼的求解示意图

Fig. 6 Diagram of equivalent viscous damping solution

等效作用力幅值  $F_e$  为:

$$F_e = \frac{S_D}{\pi B} \quad (16)$$

式中:

$S_D$ ——实际力-位移曲线所围的面积, 即每个周

期的能量损失。

此时等效黏滞阻尼  $c_e$  为：

$$c_e = \frac{S_D}{\pi \Omega B^2}$$

(17)

2.3 模态试验分析

模态试验分析是得到夹具的固有频率、阻尼、模态振型等特征值的常用方法。这些特征值能直接反映夹具结构固有的动态特性。在模态试验时，夹具的一阶固有频率须超出蓄电池试验的最大频率，以避免试验过程中发生共振。模态试验分析的流程如图 7 所示。

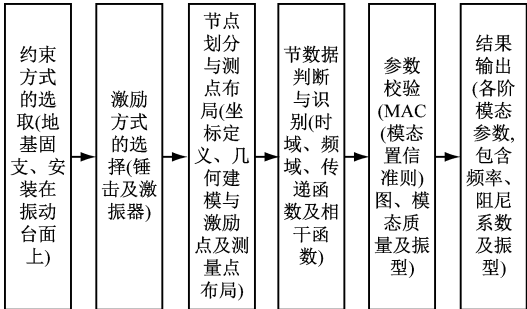


图 7 模态试验分析的流程

Fig. 7 Flow chart of modal test analysis

2.4 振动台扫频试验

通过振动台对夹具的扫频试验，实测夹具的幅频响应曲线，得到夹具的自然固有频率（在小阻尼情况下近似等于共振频率）、阻尼系数、每个谐频的品质因数  $Q$ ，以及试件固定点之间的运动偏差值、正交特性及危险点应力大小等参数，以验证夹具的动态特性是否满足设计要求。

振动台扫频试验采用正弦扫频或随机扫频。扫频速率宜低，一般不大于 1 oct/min；恒定加速度控制范围为 2 ~ 5 m/s<sup>2</sup>；扫描频率应高于模拟长寿命振动试验 ASD（加速度频谱密度）谱的上限频率。对振动台面采取多点加速度平均控制模式。测试时，在夹具与试件的连接处安装三轴向加速度传感器，在应力最大点处粘贴电阻应变片。

3 试验结果与模态仿真分析结果

蓄电池质量为 550 kg，外形尺寸为 1 800 mm（长）× 1 450 mm（宽）× 240 mm（高），其通过 10 个安装块吊装于列车车体底部。安装块与电池主体通过浮动螺栓连接。每个浮动螺栓可在直径为 12 mm 的圆形区域内调节位置。

3.1 模态仿真分析

根据蓄电池外形结构及安装接口，夹具结构分为上横梁和基座两部分。夹具上横梁选用 2A12 高强度硬铝型材，基座选取常用的 Q235A 低碳钢，材料特性见表 3。

表 3 夹具材料特性

Tab. 3 Characteristics of fixture material

夹具结构	弹性模量/GPa	泊松比	结构阻尼比
上横梁	72	0.33	0.03
基座	200	0.31	0.03

夹具响应点见图 8，模态仿真分析结果见图 9—图 11。根据仿真结果，该夹具  $x$  向的一阶模态频率为 240.36 Hz 时， $y$  向的一阶模态频率为 267.11 Hz， $z$  向的一阶模态频率为 222.89 Hz。

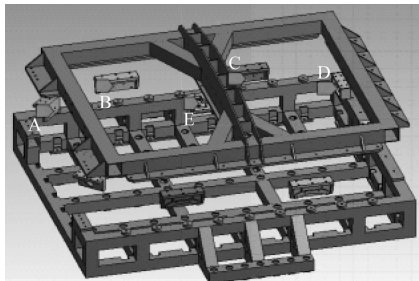


图 8 夹具响应点

Fig. 8 Fixture response points

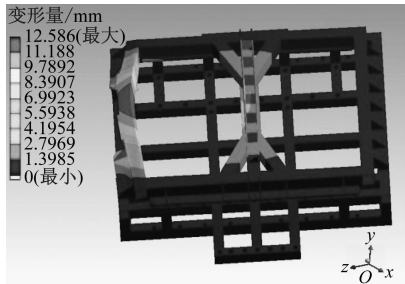


图 9  $x$  向仿真结果

Fig. 9 Simulation results in  $x$  direction

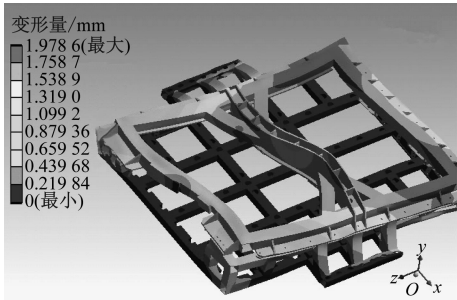


图 10  $y$  向仿真结果

Fig. 10 Simulation results in  $y$  direction

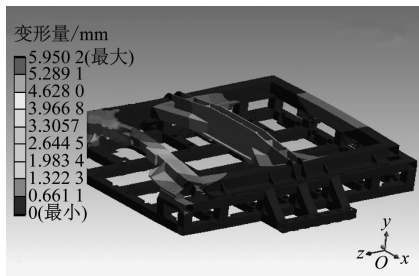


图 11 z 向仿真结果

Fig. 11 Simulation results in z direction

以  $Q$  最大的点(图 8 中的 E 点)作为参考点,在夹具底面施加振动加速度幅值为  $50 \text{ mm/s}^2$ 、激励参数为  $5 \sim 200 \text{ Hz}$  的正弦信号。当激励参数为  $200 \text{ Hz}$  时,其  $Q = 29.16 > 5.00$ ,未达到技术要求。E 点的  $z$  向振动响应见图 12。

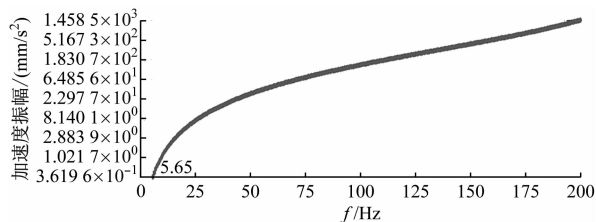
图 12 E 点的  $z$  向振动响应

Fig. 12 Vibration response at point E in z direction

夹具在  $z$  向的一阶模态频率最低值为  $222.89 \text{ Hz}$ ,故可采用在夹具横梁处灌注阻尼材料的方法来增加阻尼。在  $x$  向及  $y$  向,一阶模态频率范围超出  $200 \text{ Hz}$  较多,故暂时不做修正。

### 3.2 强度仿真分析

通过有限元软件对夹具进行强度仿真分析。将夹具与蓄电池的连接处作为激励点,模拟振动台面在  $z$  向的振动,施加振动加速度峰值为  $25 \text{ g}$  ( $g$  为重力加速度)、持续时间为  $11 \text{ ms}$  的半正弦波冲击<sup>[3]</sup>,夹具的应力云图及变形云图分别如图 13 和图 14 所示。

从图 13 和图 14 可以看出,最大应力在上横梁

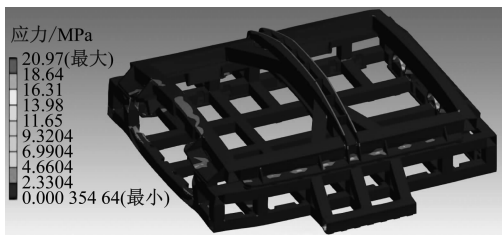


图 13 夹具的应力云图

Fig. 13 Stress nephogram of fixture

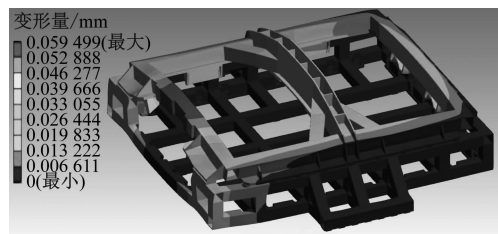


图 14 夹具的变形云图

Fig. 14 Deformation nephogram of fixture

### 3.3 振动台扫频试验实测

采用  $200 \text{ kN}$  推力的振动台,其动圈和扩展台面的总质量小于  $850 \text{ kg}$ 。夹具要求为:夹具在最大冲击载荷条件下无损伤;夹具在  $200 \text{ Hz}$  以内无谐振频率;安装被试电池后,夹具安装点处  $Q$  的最大值小于  $5$ 。

将夹具安装在振动台台面上,在夹具 E 处安装三向振动加速度传感器,通过振动台控制器沿振动台面  $z$  向施加正弦信号,扫频范围为  $5 \sim 250 \text{ Hz}$ ,振动加速度幅值为  $0.5 \text{ g}$ ,扫频速率为  $1 \text{ oct/min}$ 。由采集仪软件获取加速度信号,分析得到  $x$  向、 $y$  向及  $z$  向的幅频响应曲线,见图 15。

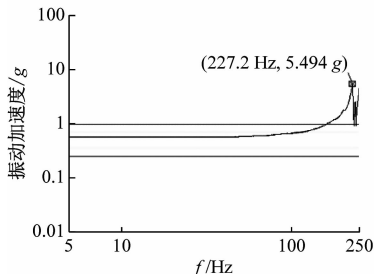
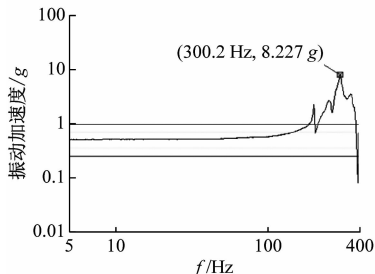
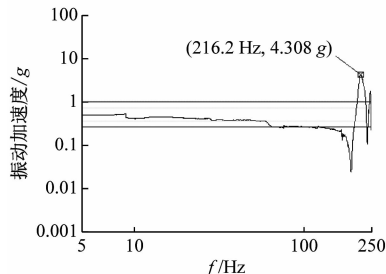
a)  $x$  向幅频响应曲线b)  $y$  向幅频响应曲线c)  $z$  向幅频响应曲线

图 15 夹具 E 点处的幅频响应曲线

Fig. 15 Amplitude-frequency response curve at E point of fixture

(下转第 58 页)