

振动试验中非一致基础激励行为的表征与量化*

胡杰^{1,2}, 鄂林仲阳¹, 肖世富¹, 许茂¹, 范宣华¹, 王东升¹, 石先杰¹

(1. 中国工程物理研究院总体工程研究所 绵阳, 621999)

(2. 工程材料与结构冲击振动四川省重点实验室 绵阳, 621999)

摘要 针对振动试验中振动台台面输出并非完全理想的一致基础激励, 从而可能导致试验中出现非预期响应行为的问题, 通过理论分析、数值模拟和试验验证, 采用模态叠加理论, 将振动台台面响应分解到模态空间, 开展了台面非一致基础激励的表征与量化研究, 并结合某典型结构的空台面、轴向及横向随机振动试验数据, 从响应功率谱密度曲线和均方根值 2 个方面进行了台面非一致基础激励的量化。研究结果表明, 振动台台面输出的非一致性是不同程度存在的, 台面的弹性支撑以及试验结构的对称性等对台面输出的一致性影响较大。

关键词 振动; 基础激励; 非一致; 模态

中图分类号 O321; TH123.1

引言

振动台是环境试验中常采用的加载设备, 用来检验产品的可靠性、动强度等指标。其原理是对安装在台面上的试验结构施加推力, 使振动台台面或者试验产品产生预期的动态响应。笔者研究的是目前应用最多、技术较为成熟的电动振动台, 具有工作频段宽、波形好和易控制等优点^[1]。

理想情况下, 振动台在导向轴承作用下, 期望只在其加载方向产生激励, 台面输出应具有 consistency, 表现为台面的加速度、速度和位移等响应参数在幅值上相同且无相位差, 体现出同步性。安装在振动台上的试验部件则表现为一致基础激励。在实际试验中, 由于振动台结构复杂、动力学特性耦合以及台面并非完全刚性等原因, 即使是在空台面运行情况下, 台面的一致性也难以保持。当与试验件装配后, 台面的非一致性情况更加复杂。需要说明的是, 振动试验的分析应当将试验件、夹具以及振动台作为一个整体系统进行考虑。以控制点位于台面与夹具之间的情况为例, 控制点的测试数据对整体系统而言是结构响应的一部分, 但对于夹具和试验件则为基础输入载荷。

台面的非一致性激励对试验部件会产生非预期载荷, 使试验产品出现非预期的响应行为。在某装备横向随机振动试验中, 由于振动台台面非一致激

励产生的非预期的扭转载荷使连接处扭矩过大, 导致试验失败。

目前, 关于振动台非一致激励的研究多针对细长比例结构。管道、隧道、大跨度的桥梁及建筑等一般为多点加载系统非一致性激励下的结构响应行为^[2-7], 单个振动台台面的激励仍考虑为一致性。实际上, 振动台台面自身的均匀性是衡量振动台的重要指标之一。文献[8-9]针对气动式振动台, 采用有限元分析方法对不同形式台面的不均匀度进行分析, 建立了气动式振动台的性能评价准则。文献[10]将台面不均匀度作为稳定性的重要指标之一, 对某振动台进行了测试分析, 并评估其低频振动特性。文献[11]将仿真与试验数据结合, 获得了台面不均匀度在不同频率段间断增加的变化趋势。

笔者通过理论研究、数值模拟和试验数据分析, 将台面的不均匀性映射到模态空间, 开展了其表征和量化的探索性研究。

1 振动台台面非一致基础激励现象

1.1 空台面非一致基础激励现象

空台面的非一致基础激励现象可通过其标检结果的均匀度偏差数据反映。一般在台面上布置 5 个测点, 一个位于台面中央, 作为参考点, 另外 4 个位于台面外圈, 每隔 90° 分布。标检时, 在 10~2 000 Hz

* 国家自然科学基金资助项目(51975547); 中国工程物理研究院院长基金资助项目(YZJLX2018008)

收稿日期: 2020-03-21; 修回日期: 2021-03-22

范围内的10个频率点进行谐波激励,通过对5个传感器的响应进行对比分析来确定均匀度,均匀度偏差越小,说明台面一致性越好。

频率点 ω 的均匀度偏差 Δ_ω 定义为

$$\Delta_\omega = \max \left| \frac{X_{\omega,i} - X_{\omega,0}}{X_{\omega,0}} \right| \quad (1)$$

其中: $X_{\omega,i}$ 为频率点 ω 第*i*个测点的谐波响应幅值; $X_{\omega,0}$ 为频率点 ω 参考测点的谐波响应幅值。

表1为2个振动台台面均匀度偏差值检测结果。可以看出,在高频段,均匀度偏差超过了30%。需要说明的是,2个振动台的标检结果都满足标检要求,这说明台面非一致性激励是不同程度客观存在的。

表1 均匀度偏差检测结果

Tab.1 Uniformity deviation test result of shaking table

f/Hz	均匀度偏差/%	
	1#振动台	2#振动台
10	12.2	1.0
20	1.4	0.9
40	8.5	0.8
80	0.9	0.8
160	1.1	0.8
320	1.3	1.0
640	1.3	1.9
1 280	7.2	6.8
1 600	30.5	20.7
2 000	6.8	36.0

1.2 随机振动试验中的非一致基础激励

图1为某产品横向随机振动结构示意图。在夹具底面与振动台台面的连接位置布置了5个测点,测点编号为7~11。

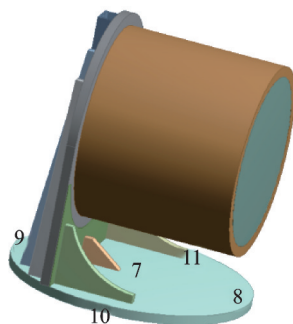


图1 某产品横向随机振动结构示意图

Fig.1 Structure of transverse random vibration

图2为5个测点加速度信号的功率谱密度(power spectral density,简称PSD)曲线。表2为各测点加速度响应均方根值。

表2 各测点加速度响应均方根值

Tab.2 Acceleration RMS response of measuring point

测点	7	8	9	10	11
均方根值/ g	23.25	63.54	13.97	33.37	32.79

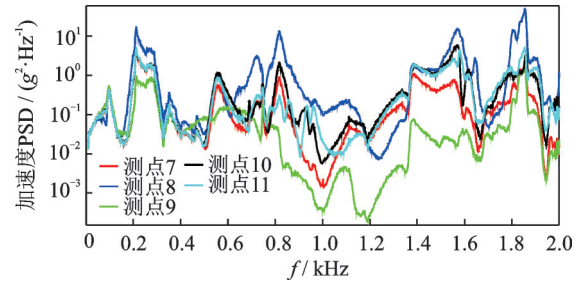


图2 连接处测点加速度信号PSD曲线

Fig.2 Acceleration PSD at joint position

从图2和表2可以看出,振动台台面输出的非一致性非常显著,加速度均方根值差异最大达到4.5倍。

2 非一致基础激励表征和量化方法

试验件通过夹具与振动台连接,试验件受到通过夹具与试验件连接界面(以下简称连接界面)传递而来的载荷,该界面上的响应即为试验件受到的基础激励。研究中以该连接界面作为关注对象,进行振动试验中非一致基础激励现象的表征与量化分析。

不考虑非线性效应,根据模态叠加法,试验结构的动力学响应 x 为

$$x = \sum_{i=1}^n \varphi_i \eta_i + \Delta \quad (2)$$

其中: n 为模态截断的阶数; φ_i 为第*i*阶模态振型向量; η_i 为第*i*阶加权因子; Δ 为模态截断误差。

由于低阶模态对结构响应的贡献较大,因此忽略高阶模态截断误差,将式(2)改写为

$$x \approx \varphi \eta \quad (3)$$

其中:矩阵 φ 的维数为 $N \times n$; N 为离散后结构模型的自由度规模;矩阵 η 为 $n \times 1$ 维列向量。

振动试验中经常研究的随机振动,其响应数据 X 的PSD形式为

$$X = \frac{xx^T}{df} \approx \frac{\varphi \eta \eta^T \varphi^T}{df} \quad (3)$$

其中: df 为响应信号的频率分辨率; X 的维数为 $N \times N$, 其对角线元素为响应的自谱, 非对角线元素为响应的互谱。

式(3)左乘 φ^T , 右乘 φ , 将其改写为

$$X_\eta = \eta \eta^T = (\varphi^T \varphi)^{-1} \varphi^T X \varphi (\varphi^T \varphi)^{-1} df \quad (4)$$

在随机振动试验中, 能够获得的数据包括结构响应 X , df 。对于响应 X 而言, 只能获得测点位置的动力学响应数据, 记测点自由度的数量为 m , 则响应数据 X 的维数为 $m \times m$ 。其中, 振型 φ 可通过模态试验数据获得。考虑其精度有限, 研究基于试验数据进行结构有限元模型修正, 通过模态数值仿真获得振型数据 φ , 此时 φ 的维数为 $m \times n$, 即振型矩阵中测点自由度对应的元素。

通过式(4), 将测点的响应分解到各阶模态空间, 得到模态坐标下结构的响应谱 X_η , 表征了各阶模态对结构响应的贡献。需要注意的是, 式(1)中结构的响应是模态空间的响应加权组合的结果。因此, 进一步将振型数据归一化处理, 即

$$\bar{\varphi}_i = \frac{\varphi_i}{\text{norm}(\varphi_i)} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (5)$$

将式(5)代入式(4), 得到

$$\bar{X}_\eta = \bar{\eta} \bar{\eta}^T = (\bar{\varphi}^T \bar{\varphi})^{-1} \bar{\varphi}^T X \bar{\varphi} (\bar{\varphi}^T \bar{\varphi})^{-1} df \quad (6)$$

考虑到各阶模态之间的独立性, 将式(6)中的对角线元素(每阶模态空间的响应自谱)与所有阶响应自谱之和相比, 作为各阶模态对结构响应的程度量化参数, 即

$$p_i = \frac{\bar{X}_\eta(i, i)}{\sum_{j=1}^n \bar{X}_\eta(j, j)} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (7)$$

对于随机振动试验中常分析的谱数据而言, 式(7)中各参数均为频率的函数, 该量化方式给出了各阶模态空间下响应功率谱的曲线对比, 能够观察到各频率点下各阶模态对结构响应的程度, 记为量化模式1。

与式(7)不同, 也可采用另一种基于各阶模态空间响应的均方根值进行量化, 即

$$p_{i, \text{RMS}} = \frac{\bar{X}_{\eta, \text{RMS}}(i, i)}{\sum_{j=1}^n \bar{X}_{\eta, \text{RMS}}(j, j)} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (8)$$

其中: $\bar{X}_{\eta, \text{RMS}}(i, i)$ 为第 i 阶模态空间下响应自谱的均方根值。

该标量形式的量化方式更为简化, 从统计意义上给出了各阶模态空间对响应的程度, 但无法体现各频率点下影响程度的差异, 记为量化模式2。

2种量化模式的量化值取值范围在 $[0, 1]$ 之间, 反映了各阶模态对结构响应的贡献程度, 值越大, 对结构响应的程度越高。

3 振动试验测试

3.1 试验结构及测点布局

试验件为筒状结构, 轴向和横向试验结构装配示意如图3所示。当轴向振动时, 通过轴向连接夹具安装在扩展台上; 横向振动时, 通过立板式夹具与扩展台连接, 扩展台底部与振动台连接。同时, 为了考察有无负载的影响, 还进行了空台面(仅有扩展台面)情况的振动测试。各部件上的测点布局如图4所示。扩展台上布置了 $T_1 \sim T_8$ 共8个测点; 试件上布置了 $C_1 \sim C_{12}$ 共12个测点; 横向夹具上布置了 $J_1 \sim J_7$ 共7个测点。

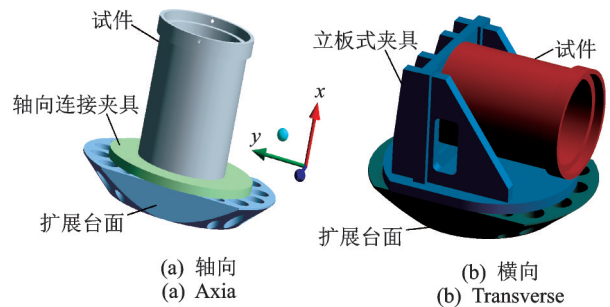
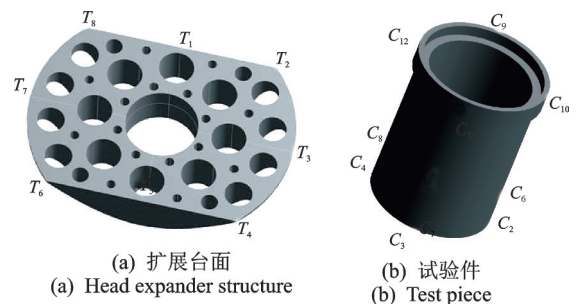


图3 轴向和横向试验结构装配示意

Fig.3 Assembling structure of axial and transverse test



(c) 横向夹具
(c) Transverse fixture

图4 部件上的测点布局

Fig.4 Measuring position distribution of component

各试验工况下的分析对象为:①空台面工况,以 $T_1 \sim T_8$ 为振动台台面分析对象;②轴向试验工况,以试验件底部与扩展台面连接处的测点 $C_1 \sim C_4$ 作为分析对象;③横向试验工况,以立板式夹具与扩展台面连接处的测点 $J_3 \sim J_7$ 作为分析对象。

3.2 试验情况

3.2.1 有限元建模及模型修正

模态振型 φ 是非一致载荷表征和量化的重要参数,研究中通过数值模拟分析获得。因此,首先需要建立试验结构的有限元模型。图5为空台面试验结构有限元模型。在建模过程中,将振动台对试验结构的影响考虑为弹性支撑,以空台面为例,底部弹性支撑为周向每隔 90° 的4个弹簧,在边界约束处理

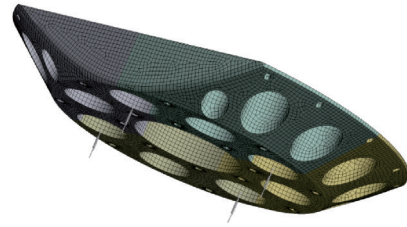


图5 空台面试验结构有限元模型

Fig.5 Finite element model of empty mesa test

上,通过约束扩展台底部及螺孔部位水平方向自由度,释放法向(x 方向)的自由度来模拟导向轴承的影响。轴向和横向试验状态建模方法与此类似。

根据模态试验结果,对支撑弹簧刚度等参数进行修正,并与试验结果进行对比。表3为3种工况下的模态试验结果。

表3 3种工况下的模态试验结果

Tab.3 Model test result of three working condition

工况	阶次	f/Hz		振型描述
		试验值	仿真值	
空台面	1	244.40	245.41	沿 x 轴平动,绕 z 轴转动
	2	1 031.64	1 013.26	绕 z 轴转动
	3	—	1 155.65	绕 y 轴转动
	4	1 755.14	1 727.20	对角翘曲
	5	1 775.60	1 842.88	一阶弯曲
轴向振动	1	541.80	534.76	模拟件一阶弯曲
	2	549.42	536.08	模拟件一阶弯曲
	3	—	936.34	模拟件开口端鼓曲对称模式
	4	—	940.36	模拟件开口端鼓曲对称模式
	5	1 378.38	1 463.66	模拟件沿 x 轴伸缩台面鼓曲
	6	1 415.94	1 559.08	模拟件绕 x 轴扭转
横向振动	1	289.64	288.66	模拟件绕 z 轴摆动
	2	726.49	725.55	模拟件沿 x 轴伸缩,整体绕 z 轴摆动
	3	—	929.67	模拟件开口端鼓曲对称模式
	4	928.90	930.37	模拟件开口端鼓曲对称模式
	5	1 048.74	1 101.47	台面绕 z 轴转动,模拟件绕 y 轴转动,夹具振动
	6	1 120.58	1 141.04	台面、模拟件绕 y 轴转动
	7	1 368.29	1 430.34	台面与夹具绕 z 轴反向转动

通过数值模拟获得了3种工况下测点方向元素构成的振型矩阵,其中:空台情况下第1阶模态含平动运动特征;轴向振动时,第5阶模态含平动运动特征。

3.2.2 随机振动试验

图6为随机振动加速度控制谱图。加速度均方根值为 $G_{\text{RMS}}=13.84\text{ g}$,试验控制允差范围按相关标准和规定执行,数据采集及分析时的频率范围为 $10 \sim 2\,000\text{ Hz}$ 。

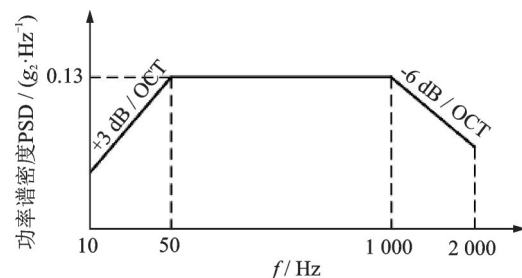


图6 随机振动加速度控制谱图

Fig.6 Acceleration control curve of random vibration

振动控制采用两点平均方式,控制点分别为 K_1 和 K_2 ,各工况下控制点布局如图 7 所示。试验获得了 3 种工况下所有测点的响应功率谱,通过数据分析获得了所有测点方向之间的响应互谱,构成了式(4)中完备的响应谱矩阵 X 。

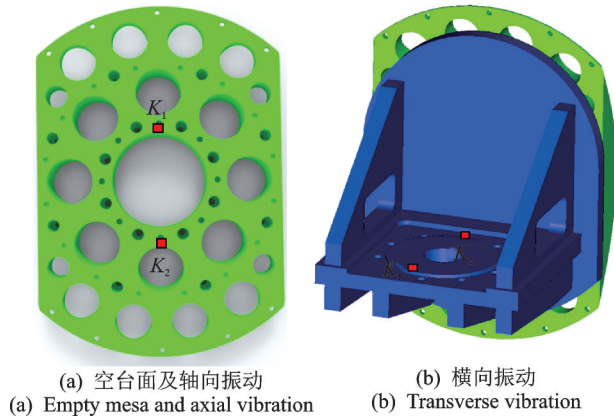


图 7 各工况下控制点布局

Fig.7 Control point distribution of all working modes

4 非一致载荷表征及量化

按照式(7)和式(8)得到如图 8 所示的各工况台面非一致激励量化模式 1 结果,以及如表 4 所示的模式 2 下各工况台面非一致激励量化结果。

从上述量化结果可以看出:

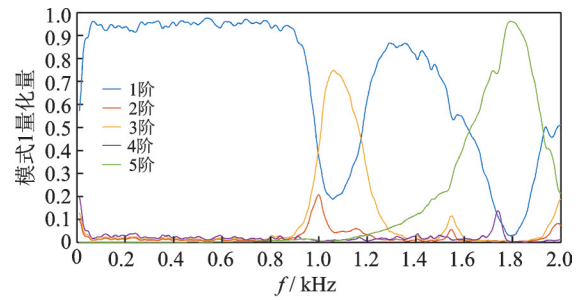
1) 在空台面工况下,一阶模态对结构响应的贡献最大,影响的频率范围也较宽,该阶振型表现为沿主振向的平动;但在 1 000~1 200 Hz 及 1 600~1 900 Hz 范围内,倾覆模态和弹性模态被激发,此时这几阶模态对结构响应影响较大。

2) 在轴向振动工况下,第 5 阶模态对结构响应贡献最大,在绝大部分分析频率范围内占据主导因素,表现出沿主振向的平动特征;但在 540 Hz 附近,一阶弯曲模态被激发,对结构响应的影响比第 5

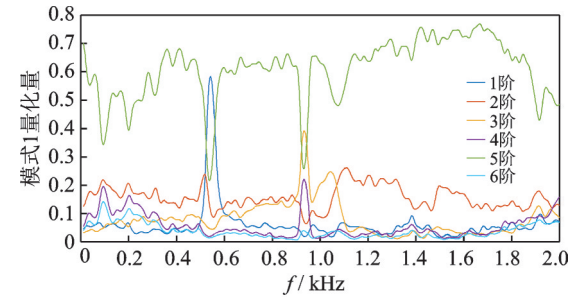
表 4 模式 2 下各工况台面非一致激励量化结果

Tab.4 Non-uniform excitation result of all working condition in quantization mode 2 %

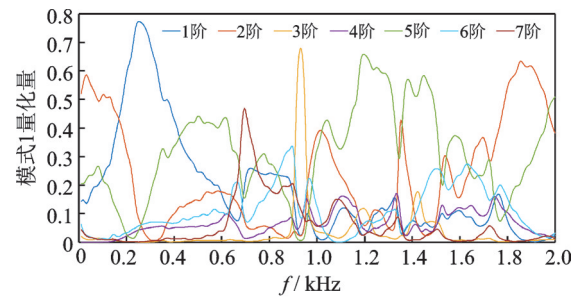
阶次	空台面	轴向振动	横向振动
1	36.21	11.66	18.88
2	8.11	18.45	17.73
3	18.30	15.16	7.84
4	6.56	11.40	12.11
5	30.82	34.21	23.17
6	—	9.12	9.02
7	—	—	11.25



(a) 空台面
(a) Empty mesa



(b) 轴向振动
(b) Axial vibration



(c) 横向振动
(c) Transverse vibration

图 8 各工况台面非一致激励量化模式 1 结果

Fig.8 Non-uniform excitation result of all working condition in quantization mode

阶大。

3) 在横向振动工况下,试验系统没有沿主振向平动的模态,第 1,2,5 阶弹性模态对结构响应的影响相对较大。这是因为横向振动试验结构为非对称模型(xz 平面视角),试件呈悬臂状态,夹具根部与台面连接处存在较大的弯矩,不利于台面的一致性基础激励,试验中曾导致振动台停机,台面激励一致性比空台面和轴向振动时较差。

5 结论

1) 振动台动圈对台面以及上部负载的支撑作用并非刚性,体现为弹性支撑。因此,即使夹具的刚度足够大,也可能使台面产生翻转特征的倾覆模态并被激发,造成台面的非一致激励。

2) 当试件和夹具构成的试验结构具有较好的

对称性时,相比非对称试验结构,往往具有平动模态,是影响结构响应的主要因素,振动台台面激励的一致性相对较好。非对称试验结构甚至没有平动模态动力学特性。

3) 对于对称性较好的试验结构,非平动模态对台面响应的影响不可忽略,尤其是当夹具的非平动模态被激发时,在该阶模态频率附近对台面响应的影响显著增大。

参 考 文 献

- [1] 范宣华,胡绍全. 基于有限元法的电动振动台试验仿真研究[J]. 机械强度, 2007, 29(4): 536-539.
FAN Xuanhua, HU Shaoquan. Simulation research of electrodynamic vibration generator tests based on finite element method [J]. Journal of Mechanical Strength, 2007, 29(4): 536-539. (in Chinese)
- [2] CHEN Z Y, LIANG S B, HE C. Effects of different coherency models on utility tunnel through shaking table test [J]. Journal of Earthquake Engineering, 2020, 24(4): 579-600.
- [3] YU H T, YAN X, ANTONIO B, et al. Multi-point shaking table test of a long tunnel subjected to non-uniform seismic loadings [J]. Bulletin of Earthquake Engineering, 2018, 16(2): 1040-1059.
- [4] 闫孔明,张建经,王志佳,等. 非一致激励下地下管线振动台试验研究[J]. 岩土力学, 2017, 38(9): 2621-2628.
YAN Kongming, ZHANG Jianjing, WANG Zhijia, et al. Shaking table test of underground pipelines under non-uniform excitations [J]. Rock and Soil Mechanics, 2017, 38(9): 2621-2628. (in Chinese)
- [5] 赵密,万宁潭,韩俊艳,等. 横向非一致激励下土层地震响应的振动台模型试验研究[J]. 地震工程与工程振动, 2019, 39(2): 57-68.
ZHAO Mi, WAN Ningtan, HAN Junyan, et al. Shaking table test study on seismic response of free-field soil under transverse non-uniform seismic excitations [J]. Earthquake Engineering and Engineering Dynamics, 2019, 39(2): 57-68. (in Chinese)
- [6] 吴多,刘来君,李青宁,等. 基于单振动台的桥梁非一致激励试验[J]. 江苏大学学报, 2017, 38(6): 703-708.
WU Duo, LIU Laijun, LI Qingning, et al. Experiment of non-uniform excitation for bridge based on single shaking table [J]. Journal of Jiangsu University, 2017, 38(6): 703-708. (in Chinese)
- [7] 谷音,湛凯,吴怀强,等. 考虑地震动空间非一致性的地铁车站结构振动台试验研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(17): 255-262.
GU Yin, CHEN Kai, WU Huaiqiang, et al. Shaking table test for a subway station structure under spatially non-uniform ground motion [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(17): 255-262. (in Chinese)
- [8] 廖世佳,王考,吴艳,等. 气动式振动台性能对比仿真研究[J]. 机械科学与技术, 2008, 27(6): 710-714.
LIAO Shijia, WANG Kao, WU Yan, et al. Simulation and contrastive study of the performance of repetitive shock machines [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2008, 27(6): 710-714. (in Chinese)
- [9] 廖世佳,王考,陶俊勇. 基于MSC的气动式振动台台面性能研究[J]. 机械工程与自动化, 2008(3): 4-7.
LIAO Shijia, WANG Kao, TAO Junyong. Simulation and contrastive study on performance of repetitive shock machines [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2008(3): 4-7. (in Chinese)
- [10] 马洁美,滕云田,戴鲲鹏,等. 低频振动台主要性能指标测试分析[J]. 地震地磁观测与研究, 2014, 35(5): 244-248.
MA Jiemei, TENG Yuntian, DAI Kunpeng, et al. Test and analysis on the main performances of shake table [J]. Seismological and Geomagnetic Observation and Research, 2014, 35(5): 244-248. (in Chinese)
- [11] 孟繁莹. 大型电动振动台动力学分析与数值建模研究[D]. 北京:北京工业大学, 2013.



第一作者简介:胡杰,男,1982年7月生,博士、副研究员。主要研究方向为结构动力学分析及仿真。曾发表《多点随机激励振动试验的推理需求下限分析》(《航天器环境工程》2020年第37卷第6期)等论文。

E-mail: 401hujie@caep.cn