

# 六自由度激励台的结构动力学等效建模

黄舟<sup>1</sup>, 黄海<sup>2</sup>

(1. 中国工程物理研究院 总体工程研究所, 绵阳 621999; 2. 北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100191)

**摘要:** 六自由度激励台是多轴同步振动环境模拟的重要地面设备, 因其结构复杂且具有多个运动自由度, 而难以构建准确的结构动力学模型。文章针对 6-PSU 构型激励台的结构动力学特性, 提出其参数型建模与模型修正方法。首先确定模型修正的对象为含轴承和导轨等接触运动副的铰链与作动部件, 提出采用刚度与质量解耦的方法建立其含参等效动力学有限元模型; 然后以该等效模型为基础, 通过模态参数修正铰链和作动部件等效梁模型参数, 再利用频响函数修正模型中轴承和导轨的接触刚度参数, 得到了修正后的激励台等效结构动力学模型。修正后的有限元模型计算结果与试验结果吻合较好, 验证了建模方法的有效性。

**关键词:** 六自由度激励台; 结构动力学; 有限元法; 模型修正

中图分类号: V416.2

文献标志码: A

文章编号: 1673-1379(2017)06-0611-07

DOI: 10.3969/j.issn.1673-1379.2017.06.007

## Structural dynamics equivalent modeling for 6-DOF excitation platform

HUANG Zhou<sup>1</sup>, HUANG Hai<sup>2</sup>

(1. Institute of Systems Engineering, China Academy of Engineering Physics, Mianyang 621999, China;

2. School of Astronautics, Beihang University, Beijing 100191, China)

**Abstract:** The six degrees of freedom(6-DOF) excitation platform is an important ground apparatus in the multi-axes vibration environment simulation. Because of its complex structure and multiple degrees of freedom of motion, it is difficult to build an accurate structural dynamic model. Based on the structural dynamic characteristics of the 6-PSU platform, a parametric modeling and model updating method is proposed. Firstly, the joints and the moving parts are regarded as the model modification objects, since they have their contact interfaces included in the bearings and the linear guides. And their equivalent dynamic models could be established with the proposed decoupling method for their stiffness and mass. Secondly, on the basis of the equivalent dynamic model, the beam cross section parameters for the structures of the joints and the moving parts are updated by using of the structural modal information. After that, the contact stiffness coefficients are revised using the frequency response function(FRF). Through the above steps, the updated finite element model for the 6-DOF platform is built. The comparison between the calculation based on the model and the FRF test show that the modeling approach is effective and valid.

**Key words:** 6-DOF excitation platform; structural dynamics; finite element method; model updating

收稿日期: 2017-08-13; 修回日期: 2017-11-24

**引用格式:** 黄舟, 黄海. 六自由度激励台的结构动力学等效建模[J]. 航天器环境工程, 2017, 34(6): 611-617  
HUANG Z, HUANG H. Structural dynamics equivalent modeling for 6-DOF excitation platform[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2017, 34(6): 611-617

## 0 引言

六自由度激励台作为空间微振动环境模拟的重要设备<sup>[1]</sup>,与单轴激励台相比,由于可激励自由度的增加,其最大负载水平和工作频段均有所降低。随着受试产品质量的增大以及工作频率等要求的提高,六自由度激励台在使用中可能出现过试验、欠试验以及大量级共振等问题<sup>[2]</sup>。而对激励系统进行动力学建模与虚拟振动试验仿真<sup>[3-4]</sup>,则可以起到预试验的作用,从而提高振动试验的效率和成功率。

激励台的合理建模是虚拟振动试验的基础。文献[2, 5]在建模时将激励台简化为多体动力学模型,未考虑激励台中动圈和静圈等结构的柔性。文献[3, 6]中指出可通过模态综合的方法,把复杂结构动力学模型进行自由度缩聚,从而提高计算效率。文献[4]通过建立激励台三维有限元模型进行仿真分析,但六自由度激励台结构复杂,建立其详细有限元模型会使计算代价巨大。为在保证虚拟振动试验仿真精度的同时缩减自由度,可采用等效动力学建模<sup>[7]</sup>的方法对有限元模型进行简化,主要关注工作频段内激励台的低阶结构模态,进而将简化模型用于高效的振动模拟。因此,建立符合激励台结构特性的等效动力学模型,并基于振动试验对其进行合理修正<sup>[8]</sup>具有重要意义。

根据6-PSU(移动副-球副-虎克铰)构型六自由度激励台的结构特性,本文提出其等效动力学建模方法,并对该等效模型进行参数型修正与试验验证。首先采用解耦的方法对激励台中的铰链与作动部件建立含参等效动力学模型;然后利用模态参数修正铰链、作动杆中除轴承和导轨等接触运动副外的等效梁模型参数,进而利用频响函数修正轴承和导轨的接触刚度参数;以期得到与试验结果匹配的激励台结构动力学修正模型。

## 1 激励台结构特性

### 1.1 激励台结构布局

六自由度激励台结构如图1所示,主要包括台面、基座和6个作动杆。其中,台面用来安装负载和传感器等部件,与6个作动杆中的铰链相连;每个作动杆包含铰链和作动部件,通过控制器驱动作

动部件中直线音圈电机进行伸缩运动,作动部件中的内筒组件在导轨的支撑下作轴向运动,通过铰链带动台面实现多轴振动。

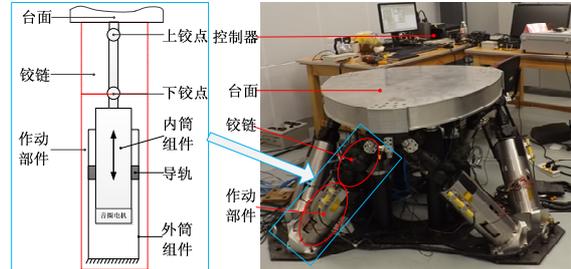


图1 基于6-PSU构型的六自由度激励台

Fig. 1 6-DOF excitation platform based on 6-PSU configuration

### 1.2 频率响应特性

以6个作动部件的控制电压作为输入信号,以台面的6个一维加速度响应作为输出信号对激励台各输入输出信号间的频率响应函数进行测量。利用 $\hat{H}_1$ 估计方法<sup>[9]</sup>将时域信号变换到频域后可以得到激励台结构的传递函数,其幅频特性曲线如图2所示。由图可知,激励台一阶共振频率在231 Hz附近。

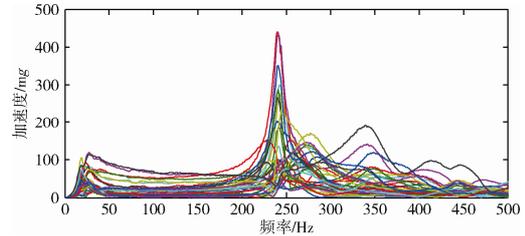


图2 激励台的幅频曲线

Fig. 2 Amplitude-frequency responses of the platform

## 2 作动杆等效动力学建模

采用有限元方法进行结构动力学建模时,若对作动杆进行全尺寸、完整几何体建模,则模型修正的计算规模会非常庞大,不利于虚拟振动试验仿真。为降低作动杆模型的分析自由度,同时保留对动力学特性占主要贡献量的模态,可建立其等效动力学模型。等效动力学建模对象为作动杆(铰链和作动部件),包括轴承、导轨等具有相对运动自由度的部件,分别通过梁单元和弹簧单元来模拟作动杆结构和相对运动部件的接触刚度。

### 2.1 结构动力学等效建模方法

#### 2.1.1 等效梁建模

在Nastran中CBAR欧拉梁单元的PBAR属性卡片如图3所示,卡片中包含了截面积 $A$ ,主惯性

矩  $I_1$ 、 $I_2$  和极惯性矩  $J$  等 4 个梁截面参数。在 MAT1 材料卡片中包含了密度  $\rho$  和弹性模量  $E$  等 2 个输入参数。PBAR 欧拉梁模型在修改截面参数时, 质量和转动惯量会随着变化, 而等效梁模型是在 PBAR 欧拉梁模型的基础上, 将刚度和质量解耦分离, 并与 PBAR 梁模型的刚度与质量等效。

1	2	3	4	5	6	7
PBAR	PID	MID	A	$I_1$	$I_2$	J

图 3 Nastran 中的 PBAR 卡片  
Fig. 3 PBAR card in Nastran solver

$EA$ 、 $EI_1$ 、 $EI_2$  与  $EJ$  分别为梁的轴向刚度、2 个方向的弯曲刚度和扭转刚度, 这 4 个刚度构成了等效梁单元的刚度矩阵。再将原 CBAR 梁单元的质量和转动惯量通过集中质量单元 CONM2 平均分配到梁单元的 2 个节点上, 即可形成等效梁单元的集中质量矩阵。此时, 将 MAT1 材料参数中的密度  $\rho$  赋值为可视作 0 的小数值, 从而不仅使等效梁模型与 PBAR 梁模型的质量等效, 且在修正等效梁截面参数时不会改变质量矩阵, 实现刚度与质量的等效与解耦。

该等效梁建模方法可通过一维梁模型的数值算例<sup>[10]</sup>来验证, 对图 4 所示两端简支铝制梁建立等效梁模型进行模态分析, 计算结果 (将对称的弯曲模态视为同一阶模态) 如表 1 所示。等效梁模型与欧拉梁解析解的前几阶固有频率的相对偏差很小, 在数值上证明了等效梁模型的精度和有效性。

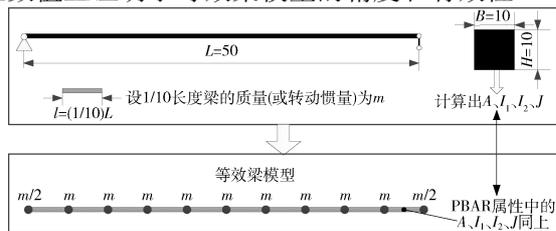


图 4 简支梁的等效梁模型  
Fig. 4 Equivalent model of simple supported beam

表 1 梁模型的固有频率计算结果

Table 1 The natural frequency results of beam model

阶数	欧拉梁解析解/ Hz	等效梁模型 计算值/Hz	相对 偏差/%
1	9235	9237	0.02
2	36 942	36 948	0.02
3	83 119	83 138	0.02
4	147 767	147 810	0.03
5	230 885	230 977	0.04

### 2.1.2 接触刚度建模

Nastran 中的六维广义弹簧单元 CBUSH 常用

于模拟复杂装配结构结合面处的动力学特征<sup>[11]</sup>, 其单元属性卡片 PBUSH 包含了如图 5 所示 3 个平动自由度和 3 个转动自由度的刚度值。在铰链点与导轨位置的相邻等效梁节点间建立 CBUSH 单元, 再通过调节 PBUSH 中相应的刚度值, 即可模拟铰链和导轨的接触刚度。

1	2	3	4	5	6	7	8	9
PBUSH	PID	"K"	K1	K2	K3	K4	K5	K6

图 5 Nastran 中的 PBUSH 卡片  
Fig. 5 PBUSH card in Nastran solver

本文提出的等效建模方法与直接对三维模型缩聚自由度的方法<sup>[6]</sup>相比, 等效梁模型包含了梁截面参数和接触部件刚度参数, 参数的物理意义明确, 便于后续分析和模型参数的修正, 可更简单有效地组装形成激励台有限元模型。

### 2.2 铰链等效动力学模型

铰链的等效模型如图 6 所示, 该模型分为下节叉梁、连接轴梁、连接座梁和上节叉梁 4 部分, 采用等效梁模型进行建模。由于等效梁模型中梁单元每个节点有 6 个自由度, 为模拟相邻梁之间在铰链点处的转动副, 需要释放对应梁单元节点沿单元坐标系相应的转动自由度, 如在连接轴梁下铰点处需释放  $R_y$  和  $R_z$  两个自由度。各段铰链梁截面的 4 个输入参数即是待修正的量。

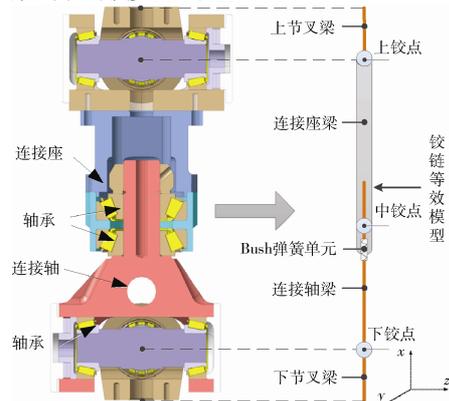


图 6 铰链的等效模型示意

Fig. 6 Schematic diagram of equivalent dynamic model of joints

在铰链的上、下节叉和连接轴处共有 3 处轴承接触部位, 但上、下铰点间的连接梁可认为是二力杆, 铰链间的受力与相对变形为沿着铰链连线方向, 因此可将 3 处轴承接触和螺栓连接等结合面的刚度折合到中铰点处。此时, 在连接轴梁中铰点处的节点位置上串联一个 CBUSH 弹簧单元以模拟轴

承的接触刚性。轴承接触传递的是  $U_x$  方向载荷，因此该 CBUSH 单元将除沿  $U_x$  方向外的刚度值设为一个大数，将  $U_x$  方向的接触刚度作为待修正值。

### 2.3 作动部件等效动力学模型

作动部件可分为内筒组件、外筒组件和导轨 3 部分，内筒和外筒组件均采用等效梁模型来建模，各部段模型如图 7 所示。内外筒之间的导轨通过 CBUSH 弹簧单元模拟，由于导轨可以沿着  $U_x$  方向运动，所以将  $U_x$  方向刚度值设为 0。

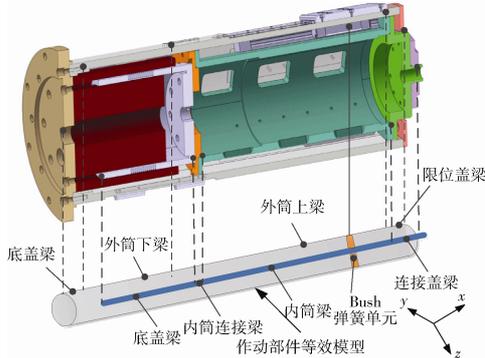


图 7 作动部件的等效模型示意

Fig. 7 Schematic diagram of equivalent dynamic model of moving parts

## 3 等效动力学模型的参数修正

模型修正遵循“自下而上”的基本原则：先修正零件再修正装配体；先修正结构件再修正连接件。因此首先通过模态置信度准则 MAC 对铰链、作动部件进行修正，此时仅修正作动杆中的梁模型，将铰链中的弹簧模型设为绝对刚硬；再在全台模型修正中，通过频率响应函数置信度准则 FRAC 来修正弹簧模型的刚度值。

模态置信度准则 MAC 和频率响应函数置信度准则 FRAC 分别为<sup>[3]</sup>

$$MAC_{ij} = \frac{[\phi_a^T \phi_j]^2}{[\phi_a^T \phi_a][\phi_j^T \phi_j]} \quad (1)$$

$$FRAC_k = \frac{|H_{ka}^{T*}(w)H_{kt}(w)|^2}{|H_{ka}^{T*}(w)H_{ka}(w) + H_{kt}^{T*}(w)H_{kt}(w)|} \quad (2)$$

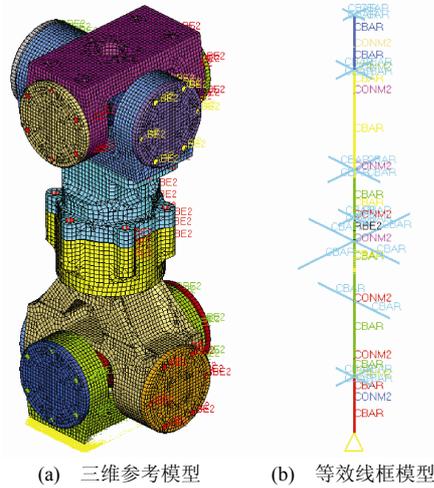
其中： $\phi_a$  表示第  $i$  阶计算模态的振型向量； $\phi_j$  为第  $j$  阶试验模态的振型向量； $H_{ka}(w)$  和  $H_{kt}(w)$  分别为计算和试验的频率响应函数的第  $k$  列在频率  $w$  上的值，上标  $T^*$  表示共轭转置。当 MAC 矩阵越接近单位阵，即对角元素接近 1、非对角元素接近 0，试验和仿真模型模态振型的匹配度就越高。FRAC<sub>k</sub> 的取值在 0~1 之间，数值越大表示相关性越高；

当  $H_{ka}(w) = \lambda H_{kt}(w)$  时，FRAC<sub>k</sub> = 1。

### 3.1 基于模态参数的作动杆模型修正

#### 3.1.1 铰链模型的等效梁截面参数修正

在修正铰链模型中梁截面参数时，可采用全尺寸的三维有限元模型（见图 8）来构建参考模型或试验模型，三维模型中轴承的接触刚度视为无限大，采用 RJOINT 刚性铰链单元建模。该三维有限元模型在进行模态分析后，提取出各阶固有频率以及与线框模型对应位置节点的振型，以得到与 2.1 节中等效模型节点自由度相匹配的参考模型。此时无须再进行模型缩聚或振型扩展<sup>[12]</sup>，2 个模型的自由度数相同，边界条件均为下节叉底部固定。



(a) 三维参考模型 (b) 等效线框模型  
图 8 铰链有限元模型

Fig. 8 Finite element model of joints

铰链参数型模型修正可转换为优化问题<sup>[13]</sup>，其数学表达式为

$$\begin{cases} \text{Find } \mathbf{X} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T \\ \min f(\mathbf{X}) = \sum_{j=1}^m \left[ \alpha_j \left( \frac{w_j - w_{jt}}{w_{jt}} \right)^2 + \beta_j (1 - MAC_j)^2 \right] \\ \text{s.t. } x_i^l \leq x_i \leq x_i^u, \quad i = 1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (3)$$

式中：设计变量  $\mathbf{X} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T$  为各段梁的 4 个截面参数； $x_i^l$  和  $x_i^u$  分别为设计变量  $x_i$  的下限和上限； $f(\mathbf{X})$  为目标函数，该加权函数通过仿真模型（即等效梁模型）与参考模型的第  $j$  阶固有频率差值以及对应 MAC 阵主对角值与 1 的差值来构造，加权系数  $\alpha_j$ 、 $\beta_j$  取为 1； $m$  为修正模态的总阶数，本文仅考虑铰链中前 5 阶非刚体模态（铰链具有 5 个刚体自由度，从而前 5 阶为刚体模态）。

首先利用 Nastran 进行灵敏度分析，再通过

Virtual Lab 的 SPQ 序列二次规划法<sup>[14]</sup>进行优化计算,可得到各设计变量的优化解。由于各设计变量选取方法相同,本文仅以连接轴梁截面参数修正为例,修正结果见表 2、表 3 和图 9。

表 2 连接轴梁修正前后的参数值

Table 2 The parameters of connection shaft before and after correction

修正参数	初值	下限	上限	优化结果
$A/m^2$	$2.00 \times 10^{-4}$	$1.0 \times 10^{-4}$	$4.0 \times 10^{-4}$	$2.39 \times 10^{-4}$
$I_1(I_{zz})/m^4$	$1.18 \times 10^{-7}$	$6.0 \times 10^{-8}$	$2.0 \times 10^{-7}$	$8.01 \times 10^{-8}$
$I_2(I_{yy})/m^4$	$6.67 \times 10^{-8}$	$3.5 \times 10^{-8}$	$1.2 \times 10^{-7}$	$1.04 \times 10^{-7}$
$J/m^4$	$2.45 \times 10^{-7}$	$1.2 \times 10^{-7}$	$4.8 \times 10^{-7}$	$2.07 \times 10^{-7}$

表 3 铰链修正前后的固有频率

Table 3 The natural frequency of joint before and after correction

阶数	参考值/ Hz	修正前/ Hz	修正后/ Hz	修正后频率 相对误差/%
6	1447.6	1246.4	1392.2	3.82
7	1564.2	1670.0	1577.7	0.86
8	1726.8	1407.6	1707.4	1.12
9	2383.6	2051.6	2377.7	0.25
10	2574.8	1712.6	2387.0	7.29

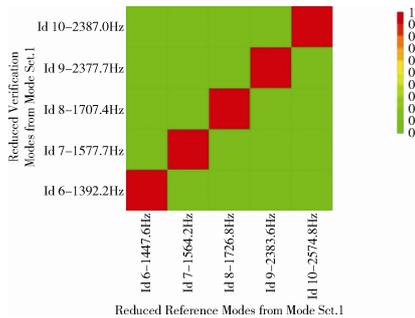


图 9 铰链修正后的 MAC 值

Fig. 9 MAC value of joint model after correction

修正后的铰链等效模型与参考模型相比,前 5 阶非刚体模式的频率相对误差较小,MAC 矩阵数值接近单位阵,主对角线上的 MAC 值在 0.95 以上,表明频率和振型均符合得很好。这不仅验证了等效简化模型的合理性,且说明该模型可直接用于激励台有限元模型修正。

### 3.1.2 作动部件模型的等效梁截面参数修正

作动部件的修正方法和铰链类似,修正时仅考虑各个方向的 1 阶模态。图 10 为内筒组件的有限元模型,以内筒连接梁截面参数修正为例,修正结果见表 4、表 5 和图 11。由于内筒为局部开口结构,其一阶扭转模态振型相关性较差,对应的 MAC 值为 0.745。考虑到内筒通过轴向伸缩传递电力,与轴向模态相比,其扭转模态对激励台台面响应的

影响较小,因此该修正结果工程上可以接受。

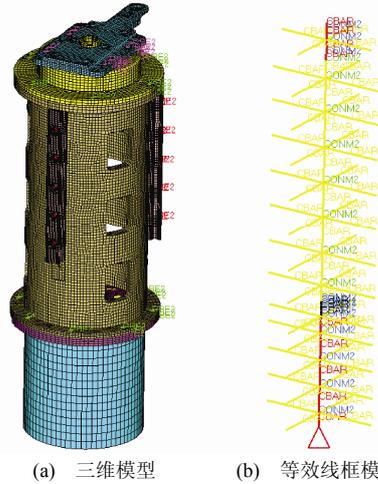


图 10 内筒组件的有限元模型

Fig. 10 Finite element model of inner barrels

表 4 内筒连接梁修正前后的参数值

Table 4 The parameters of joint before and after correction

修正参数	初值	下限	上限	优化结果
$A/m^2$	$9.17 \times 10^{-4}$	$6 \times 10^{-4}$	$1.2 \times 10^{-3}$	$6.4 \times 10^{-4}$
$I_1(I_{zz})/m^4$	$1.18 \times 10^{-7}$	$8 \times 10^{-8}$	$1.6 \times 10^{-7}$	$9.75 \times 10^{-8}$
$I_2(I_{yy})/m^4$	$1.18 \times 10^{-7}$	$8 \times 10^{-8}$	$1.6 \times 10^{-7}$	$1.45 \times 10^{-7}$
$J/m^4$	$2.42 \times 10^{-7}$	$1.6 \times 10^{-7}$	$3.2 \times 10^{-7}$	$3.1 \times 10^{-7}$

表 5 内筒组件修正前后的固有频率

Table 5 The natural frequency of inner barrels before and after correction

阶数	参考值	修正前	修正后	修正后频率 相对误差/%
1	243.3	255.5	241.7	0.66
2	272.8	255.5	271.4	0.51
3	1061.9	871.0	974.3	8.25
4	1348.2	1905.1	1490.8	10.58

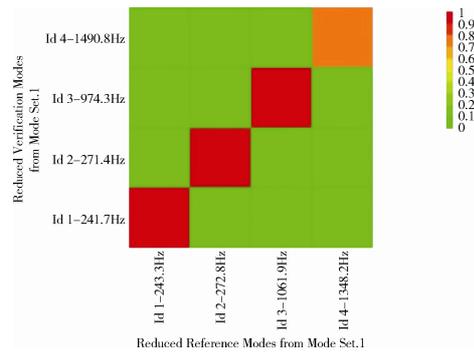


图 11 作动部件修正后的 MAC 值

Fig. 11 MAC value of moving parts after correction

## 3.2 基于频响函数的激励台模型修正

作动杆中梁截面参数修正完成后,可通过计算仿真模型与试验模型中频率响应函数的相关性来进行激励台系统的模型修正。激励台参数型模型修正的数学表达式为

$$\begin{cases} \text{Find } \mathbf{X} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T \\ \min f(\mathbf{X}) = \sum_{k=1}^m [\alpha_k (1 - \text{FRAC}_k)^2], \quad (4) \\ \text{s.t. } x_i^L \leq x_i \leq x_i^U, \quad i = 1, 2, \dots, n \end{cases}$$

式中：设计变量  $\mathbf{X} = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}^T$  为轴承和导轨的接触刚度，相关接触刚度的初始值可查阅文献[15]得到； $f(\mathbf{X})$  为目标函数，该加权函数通过各组输入输出点处的频率响应函数置信度准则  $\text{FRAC}_k$  与 1 的差值来构造， $\text{FRAC}$  选取修正的频率范围为 40~400 Hz，加权系数  $\alpha_k$  取为 1；为了优化计算快速收敛，选择 1 号腿作为输入、1 号和 2 号加速度计响应作为输出的频响进行修正，即  $m$  取为 2。

激励台有限元模型如图 12 所示，模型的边界条件为 6 个作动杆的外筒底部固定，采用模态叠加法计算以电机控制电压为输入、加速度计对应节点加速度为输出的频率响应。建模时激励力使用 DAREA 力载荷卡片，卡片中的比例因子 (scale factor) 设为电机的力电常数，激励沿着各作动杆的轴线方向，模型中的阻尼为 3% 阻尼比的模态阻尼。经过 17 步迭代计算后，1 号和 2 号加速度计的频响曲线  $\text{FRAC}$  值分别达到 0.791 和 0.783，修正结果见图 13 和表 6，可以看到修正后模型的频

响曲线与试验结果符合得较好，模型修正的结果理想，表明该模型具有较高的模拟精度。

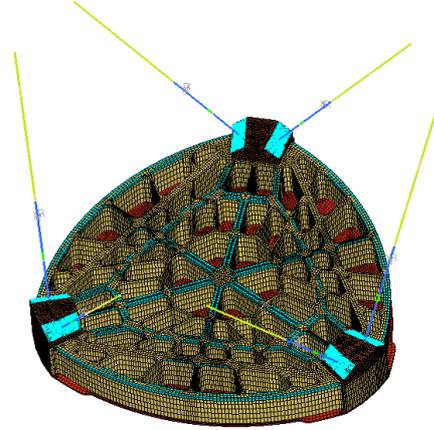


图 12 激励台模型修正的全台有限元模型

Fig. 12 Finite element model of corrected excitation platform

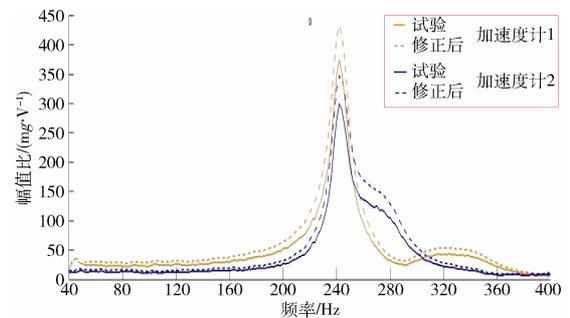


图 13 修正后频率响应

Fig. 13 Frequency response function after correction

表 6 模型中修正前后的接触刚度值

Table 6 The contact stiffness of model before and after correction

修正参数		初值	下限	上限	优化结果
轴承刚度/(N·mm <sup>-1</sup> )	$K_{Ux}$	$5 \times 10^4$	$2 \times 10^4$	$8 \times 10^4$	$7.15 \times 10^4$
导轨组件平动刚度/(N·mm <sup>-1</sup> )	$K_{Uy}$	$2.0 \times 10^5$	$1.0 \times 10^5$	$5.0 \times 10^5$	$3.64 \times 10^5$
	$K_{Uz}$	$2.0 \times 10^5$	$1.0 \times 10^5$	$5.0 \times 10^5$	$3.35 \times 10^5$
导轨组件转动刚度/(N·mm·rad <sup>-1</sup> )	$K_{Rx}$	$4.0 \times 10^8$	$1.0 \times 10^8$	$8.0 \times 10^8$	$7.31 \times 10^8$
	$K_{Ry}$	$4.0 \times 10^8$	$1.0 \times 10^8$	$8.0 \times 10^8$	$4.35 \times 10^8$
	$K_{Rz}$	$4.0 \times 10^8$	$1.0 \times 10^8$	$8.0 \times 10^8$	$4.12 \times 10^8$

## 4 结论

本文给出了六自由度激励台有限元模型的等效动力学建模方法，在建立其解耦等效动力学模型后，分别通过模态参数和频率响应函数对等效模型中的参数进行了修正，得到与频率响应试验结果匹配的动力学模型，结论如下：

1) 用等效梁模型建立作动部件、用 CBUSH 建立铰链，可以简化振动台建模，同时实现梁刚度和质量的解耦，且便于截面参数进行修正。该建模方法的对象也可推广到并联机构的支链中。

2) 轴承和导轨接触刚度参数经有限次修正后，激励台仿真模型与试验结果频率响应吻合，表明修正后的模型可较好模拟激励台动力学特性，同时验证了修正方法的有效性。

### 参考文献 (References)

- [1] WANG H, HUANG H, ZHANG Z, et al. Multiple-degree-of-freedom sinusoidal vibration generation based on a hexapod platform[J]. Journal of Systems & Control Engineering, 2015, 229(2): 139-148
- [2] 刘源, 董立珉, 孔宪仁, 等. 飞行器虚拟振动试验平台构建[J]. 光学精密工程, 2013, 21(5): 1258-1264

- LIU Y, DONG L M, KONG X R, et al. Construction of virtual vibration testing platform for spacecraft[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2013, 21(5): 1258-1264
- [3] 张正平, 邱吉宝, 王建民, 等. 航天器结构虚拟动态试验技术新进展[J]. *振动工程学报*, 2008, 21(3): 209-222
- ZHANG Z P, QIU J B, WANG J M, et al. Progresses on virtual dynamic test techniques for space vehicles[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2008, 21(3): 209-222
- [4] 刘闯, 向树红, 冯咬齐. 卫星虚拟振动试验系统研究[J]. *航天器环境工程*, 2009, 26(3): 248-253
- LIU C, XIANG S H, FENG Y Q. Virtual vibration test system for satellite[J]. *Spacecraft Environment Engineering*, 2009, 26(3): 248-253
- [5] 谭永华, 蔡国飙. 振动台虚拟试验仿真技术研究[J]. *机械强度*, 2010, 32(1): 30-34
- TAN Y H, CAI G B. Simulation on virtual testing of vibration shaker[J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2010, 32(1): 30-34
- [6] 邱吉宝, 王建民. 航天器虚拟动态试验技术研究及展望[J]. *航天器环境工程*, 2007, 24(1): 1-14
- QIU J B, WANG J M. A review on virtual dynamic test techniques for space vehicles[J]. *Spacecraft Environment Engineering*, 2007, 24(1): 1-14
- [7] 张旭, 吴志刚, 杨超. 基于等效梁模型的长直机翼动力学与颤振分析[J]. *北京航空航天大学学报*, 2010, 36(11): 1373-1377
- ZHANG X, WU Z G, YANG C. Dynamic and flutter analysis of long-straight-wing based on equivalent beam model[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2010, 36(11): 1373-1377
- [8] 王明超, 杨光, 张卫国, 等. 基于动力学模型修正的螺纹连接结构建模[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(23): 161-165
- WANG M C, YANG G, ZHANG W G, et al. Modeling for a bolt connected structure based on model updating[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(23): 161-165
- [9] 李德葆, 陆秋海. 工程振动试验分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 266-267
- [10] 邢誉峰, 李敏. 计算固体力学原理与方法[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2011: 82-85
- [11] 王春洁, 郭永. 着陆器软着陆机构的动力学分析[J]. *北京航空航天大学学报*, 2009, 35(2): 183-187
- WANG C J, GUO Y. Dynamic analysis of lunar lander[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2009, 35(2): 183-187
- [12] 刘荣贺. 飞行器结构有限元模型修正算法及其应用软件研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007: 10-11
- [13] 鲍诺, 王春洁. 基于响应面优化的结构有限元模型修正[J]. *北京航空航天大学学报*, 2014, 40(7): 927-933
- BAO N, WANG C J. Structural finite element model updating based on response surface optimization[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2014, 40(7): 927-933
- [14] 宋向荣, 李建康, 郑立辉, 等. 基于模态相关分析的发动机曲轴箱模型修正[J]. *机械设计与制造*, 2010(3): 213-215
- SONG X R, LI J K, ZHENG L H, et al. Finite element model modification of crankcase based on modal correlation analysis[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2010(3): 213-215
- [15] 方兵, 张雷, 赵继, 等. 轴承结合部动态参数识别与等效分析模型的研究[J]. *西安交通大学学报*, 2012, 46(11): 69-74
- FANG B, ZHANG L, ZHAO J, et al. Dynamic parameter identification and modeling for bearing joint interfaces[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2012, 46(11): 69-74

(编辑: 许京媛)