

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.07.052

3-P(4S) 并联平台振动特性分析与实验验证

赵星宇^{1,2} 赵铁石^{1,2} 徐雪寒^{1,2} 赵延治^{1,2} 李忠杰^{1,2}

(1. 燕山大学河北省并联机器人与机电系统实验室, 秦皇岛 066004;
2. 燕山大学先进锻压成形技术与科学教育部重点实验室, 秦皇岛 066004)

摘要: 为了研究 3-P(4S) 并联平台作为振动台的应用前景, 根据其动力学模型构建了振动方程, 并根据其驱动器特性对振动方程进行简化处理, 得到其固有频率和正则固有振型, 并在 ADAMS 仿真软件上对理论振动模型进行了仿真验证, 误差范围在 0.5% 以内。对 3-P(4S) 并联平台的振动特性进行了分析, 包括固有频率随运动位置变化特性和灵敏度特性。通过力锤敲击法进行了 3-P(4S) 并联平台的模态实验, 对实验所得的时域信号进行傅里叶变换得到频域波形, 其固有频率的实验值和理论计算值的误差在 3% 以内, 验证了理论分析, 说明 3-P(4S) 并联平台可应用于振动模拟及振动测试等领域。

关键词: 3-P(4S) 并联平台; 振动特性; 力锤敲击法; 实验

中图分类号: TP24 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2018)07-0419-08

Vibration Characteristics Analysis and Experimental Validation of 3-P(4S) Parallel Platform

ZHAO Xingyu^{1,2} ZHAO Tieshi^{1,2} XU Xuehan^{1,2} ZHAO Yanzhi^{1,2} LI Zhongjie^{1,2}

(1. Parallel Robot and Mechatronic System Laboratory of Hebei Province, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China
2. Key Laboratory of Advanced Forging and Stamping Technology and Science, Ministry of Education, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: The 3-P(4S) parallel platform has three translational degrees of freedom and excellent decoupling performances. In order to analyze the application prospect of 3-P(4S) parallel platform as a vibration platform, first of all, the vibration model was introduced according to its dynamic model, and vibration equation was simplified according to the characteristics of the driving units. And the vibration frequencies and regular vibrations were obtained. Furthermore, the vibration model was verified by the simulation in ADAMS software, and the error was within the range of 0.5%. Besides, the vibration characteristics of the 3-P(4S) parallel platform were analyzed, including the natural frequency with the change of position and sensitivity characteristics. Finally, the modal test of the 3-P(4S) parallel platform was carried out based on the hammering method, and the modal test results were the time domain signals, and then the time domain signals were converted into frequency domain signals by Fourier transformation. The experimental results of natural frequencies were obtained by the frequency domain waveforms from the modal test, and the errors of the natural frequencies and the theory calculated ones were within the range of 3%, which proved the correctness of theoretical analysis, and indicated that the 3-P(4S) parallel platform could be applied to the fields of vibration simulation and vibration test.

Key words: 3-P(4S) parallel platform; vibration characteristics; hammering method; experiment

0 引言

为了实现更好地振动模拟及测试, 将并联平台

应用到振动领域是国内外的研究热点^[1-7]。美国的 MTS 公司生产了多种类型的振动台, 其中 354.2 型
六维振动台可应用于大型设备的地震模拟, 323.2

收稿日期: 2018-01-11 修回日期: 2018-03-13
基金项目: 国家自然科学基金项目(51375420)
作者简介: 赵星宇(1991—), 男, 博士生, 主要从事并联机构理论及应用研究, E-mail: xyzhao@stumail.ysu.edu.cn
通信作者: 赵铁石(1963—), 男, 教授, 主要从事并联装备、多维力传感器及机电一体化研究, E-mail: tszhao@ysu.edu.cn

型六维振动测试台可应用于汽车零部件的振动测试^[8-9]。美国 TEAM 公司生产的电液伺服驱动六自由度振动台,可用于汽车组件的测试^[10-11]。德国 Instron 公司生产的六自由度振动台,采用电液驱动形式,可应用于整车的振动模拟以及疲劳测试^[12-13]。日本 IMV 公司生产的大型六自由度振动台可应用于地震模拟^[14]。加拿大 QUANSER 公司生产的六自由度振动台,主要应用于小型设备的低频率振动测试^[15]。中国水利水电科学研究院研制了一种三维平动的振动模拟台,可应用于地震模拟以及大型设备的动力试验^[16]。中国科学院长春光学机械研究所基于传统的 Stewart 构型设计了一款多维振动模拟平台,可用来模拟空间环境中的多维扰动^[17]。上海交通大学自主研发的多维电动振动台,可用于多维振动模拟^[18]。

本文在文献[19]的研究基础上,对 3-P(4S)平台的振动特性进行深入分析,首先建立机构的简化振动模型,并应用仿真软件进行验证,然后对机构的固有频率随运动位置变化特性和灵敏度特性进行分析,并通过实验进行验证。

1 3-P(4S)机构振动模型

1.1 振动方程的简化

图 1 为 3-P(4S)并联平台三维造型和结构简图^[19]。该机构由上平台、基座以及 3 个 P(4S)分支组成,其中驱动部件为包含磁力弹簧的直线电机。机构简图中坐标系的建立以及结构参数的意义在文献[19]中已阐明,该机构有沿着 x_p 、 y_p 、 z_p 的 3 个平动自由度,且其动力学方程可表示为^[19]

$$EA_H + V_H^T F V_H + \tau^C + \tau^A = 0 \tag{1}$$

式(1)出自文献[19]中式(23),为了避免符号重复,故本文中用 E 和 F 代替文献[19]中式(23)的 M 和 N 。在振动分析过程中,只考虑电机的伺服刚度,假设其他构件为刚性件,则有

$$\tau^A = Kq \tag{2}$$

其中 $K = \text{diag}(k_1, k_2, k_3)$

式中 K ——直线电机广义刚度矩阵

k_i ——直线电机的伺服动刚度, $i = 1, 2, 3$

其测定值为 $k_i = 2.19 \times 10^6 \text{ N/m}$ 。

由于 τ^C 为常数项,而求解机构的固有频率的实质在于求解动力学方程拉普拉斯变换后的微分方程,常数项对其无影响,可忽略,则式(1)可表达为^[19]

$$EA_H + V_H^T F V_H + Kq = 0 \tag{3}$$

其中 $A_H = J^{-1} \ddot{q} - J^{-1} \dot{q}^T (J^{-1})^T H J^{-1} \dot{q}$

则式(3)可化简为

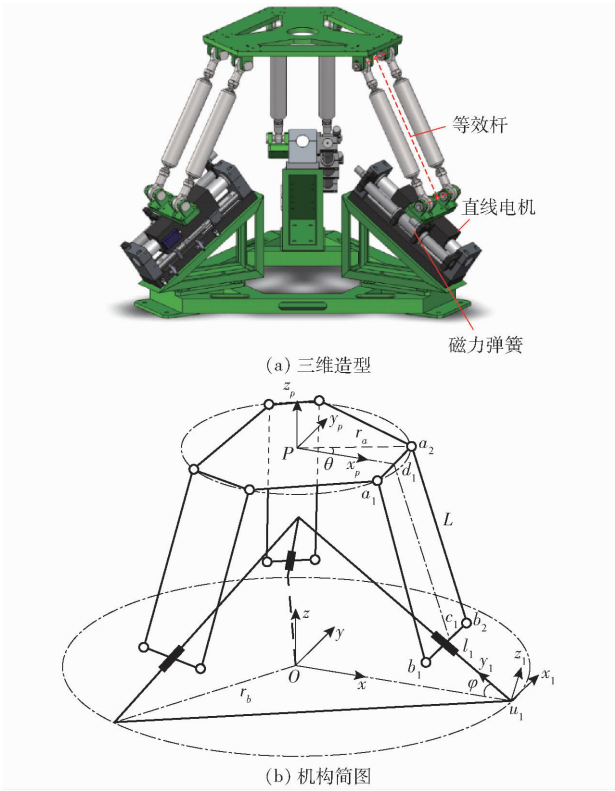


图 1 3-P(4S)并联机构

Fig. 1 3-P(4S) parallel mechanism

$$M \ddot{q} + N(\dot{q}) + Kq = 0 \tag{4}$$

其中

$$M = EJ^{-1}$$

式中 M ——广义质量矩阵

$N(\dot{q})$ ——哥氏力项

通过泰勒级数展开, $N(\dot{q})$ 可简化为

$$N(\dot{q}) = N(\dot{q}_0) + \sum_{i=1}^3 \left. \frac{\partial N}{\partial \dot{q}_i} \right|_{\dot{q}_0} \dot{q}_i \tag{5}$$

由于该平台的振动幅值较小,所以上平台处于平衡位置附近,则 q_0 约为 0,同时所选直线电机作动频率较低,所以 $\dot{q}_0$ 也约为 0,此时 $N(\dot{q})$ 可忽略,则式(4)可进一步简化为

$$M \ddot{q} + Kq = 0 \tag{6}$$

假设外界激励为 F ,则振动方程可表示为

$$M \ddot{q} + Kq = F \tag{7}$$

1.2 固有频率及振型

对式(7)做拉普拉斯变换,可得

$$(s^2 M + K)q(s) = F(s) \tag{8}$$

式中 $q(s)$ 、 $F(s)$ ——振动响应和外界激励的 Laplace 变换结果

令 $Z(s) = (s^2 M + K)$,根据线性系统有 $s = j\omega$,则 $Z(\omega) = (K - \omega^2 M)$ 。则机构的振动特征方程为

$$\Delta(\omega^2) = \det(K - \omega^2 M) = 0 \tag{9}$$

在无阻尼自由振动下,振动响应可列为

$$q(\omega) = uq_r \tag{10}$$

式中 u ——振型向量 q_r ——对应的坐标矩阵

$$(K - \omega_n^2 M) u_n = 0 \quad (n = 1, 2, 3) \tag{11}$$

式中 u_n ——机构第 n 阶振型向量
 ω_n ——机构第 n 阶固有频率

由式(11)可求得对应特征值 ω_n^2 的特征向量, 则固有振型 $u = [u_1 \ u_2 \ u_3]^T$ 。同时, 机构的振型向量 u_r 与质量矩阵 M 和刚度矩阵 K 之间存在如下关系

$$\begin{cases} u_r^T M u_{rr} = 1 \\ u_r^T K u_{rr} = \omega_r^2 \end{cases} \quad (r = 1, 2, 3) \tag{12}$$

式中 u_{rr} ——机构的正则主振型

通过式(12)可得到机构的正则固有振型 $u = [u_{11} \ u_{22} \ u_{33}]^T$ 。

1.3 数值算例

该机构的结构参数如表 1 所示, 将结构参数代入 1.2 节, 可求得机构在初始位置下的固有频率及正则固有振型向量, 如表 2 所示。

表 1 结构参数
Tab.1 Mechanism parameters

参数	数值
r_a/m	0.21
r_b/m	0.71
L/m	0.38
d/m	0.12
$\theta_b/(\text{^\circ})$	35

表 2 固有频率及固有振型
Tab.2 Natural frequencies and natural modes

模态	固有频率/Hz	固有振型
1 阶	45.424 1	[0.324 -0.003 9 0]
2 阶	45.424 1	[-0.003 9 0.324 0]
3 阶	87.122 7	[0 0 0.220 6]

由表 2 可知, 机构的 1 阶和 2 阶固有频率的值均为 45.424 1 Hz, 并根据其固有振型, 可将 1 阶主振动视为沿 x_p 方向的平动, 2 阶主振动作为沿 y_p 向的平动。机构的 3 阶固有频率为 87.122 7 Hz, 其主振动为沿 z_p 方向的平动。

为验证振动台的理论模型, 应用 ADAMS 进行振动仿真分析。由于该直线电动机实际为欠阻尼, 其阻尼数值对振动台固有频率的影响可忽略, 并和理论推导保持一致, 所以在驱动位置添加弹簧时只设定具体刚度, 阻尼设为零, 并假设振动台的各构件是刚性的。首先定义机构激励的输入通道, 在机构上平台中心点 P 处, 分别建立 3 个沿移动坐标轴方向上的正弦激振力, 力的大小均为 500 N, 相角均设为零; 其次, 定义输出响应通道, 同样输出响应的拾振点选在上平台的中心点 P 处, 选择沿 3 个移动坐标轴 x_p 、 y_p 、 z_p 的方向为拾振方向, 选择测量类型为输出位移, 通过模态仿真, 可以得到机构的各阶模态, 如图 2 所示。

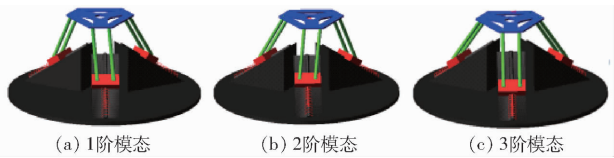


图 2 3-P(4S) 平台各阶模态

Fig.2 Sketches of modes of 3-P(4S) mechanism

通过给定仿真步长以及测量频率的范围, 可分别测得的机构沿 x_p 、 y_p 、 z_p 方向的输出响应的幅频特性曲线, 并将其数据点导入 Matlab 中进行显示, 如图 3 所示。

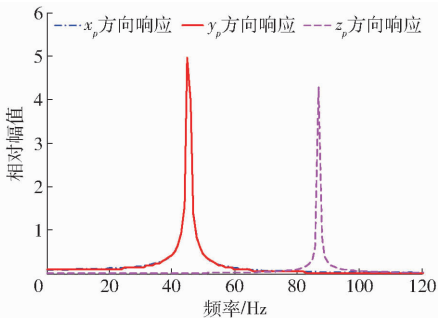


图 3 振动幅频曲线

Fig.3 Amplitude frequency curves of vibration

如表 3 所示, 通过将理论计算以及 ADAMS 仿真所得到的机构固有频率的结果相对比可知, 两者结果很接近, 两者误差均在 0.5% 以内, 说明应用振动方程得到的计算结果足够精确, 可以作为进一步计算的依据。

表 3 固有频率对比
Tab.3 Contrast of natural frequencies

模态	理论值/Hz	仿真值/Hz	误差/%
1 阶	45.424 1	45.64	0.47
2 阶	45.424 1	45.64	0.47
3 阶	87.122 7	87.22	0.11

2 振动特性分析

2.1 机构固有频率随位置变化分析

假设该平台在中心线上沿 z_p 向运动, 根据式(9)可得, 机构固有频率变化如图 4 所示, 其 1、2 阶固有频

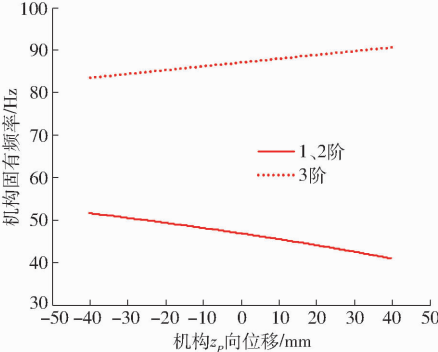


图 4 z_p 向运动时固有频率变化

Fig.4 Natural frequency variation of motion z_p

率沿 z_p 向位移的增加而递减,3阶固有频率沿 z_p 向位移的增加而递增。

假设机构在初始高度下,沿 x_p 和 y_p 方向运动,根据式(9),固有频率的变化如图5所示,其1阶固有

频率在初始位置有最大值,向运动空间的四周扩散递减,而2、3阶固有频率在初始位置最小,向运动空间的四周扩散递增。

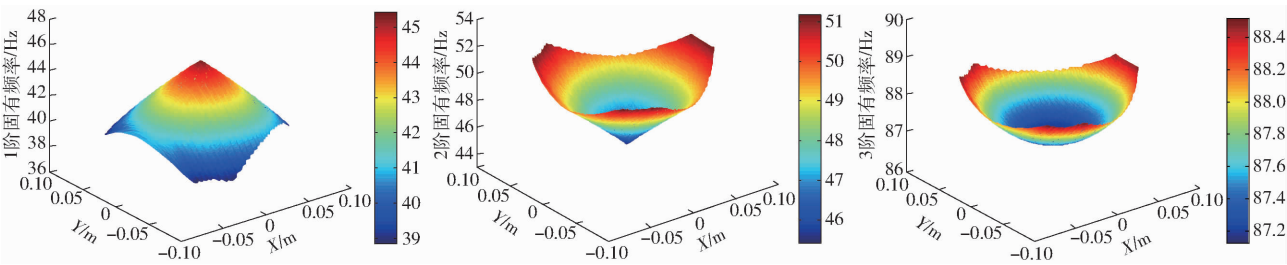


图5 机构的固有频率变化

Fig.5 Changing charts of natural frequency of mechanism

2.2 机构固有频率灵敏度分析

将式(11)左乘 $\mathbf{u}_n^T$ 可得

$$\mathbf{u}_n^T(\mathbf{K}-\omega_n^2\mathbf{M})\mathbf{u}_n=0 \tag{13}$$

设 x 代表各结构参数,求导可得到

$$\begin{aligned} &(\partial \mathbf{u}_n^T / \partial x)(\mathbf{K}-\omega_n^2\mathbf{M})\mathbf{u}_n + \\ &\mathbf{u}_n^T(\mathbf{K}-\omega_n^2\mathbf{M})(\partial \mathbf{u}_n / \partial x) + \\ &\mathbf{u}_n^T[\partial \mathbf{K} / \partial x - (\partial \omega_n^2\mathbf{M} / \partial x)]\mathbf{u}_n = 0 \end{aligned} \tag{14}$$

将式(14)展开并化简,可得

$$\mathbf{u}_n^T[2\omega_n(\partial \omega_n / \partial x)\mathbf{M} + \omega_n^2(\partial \mathbf{M} / \partial x)]\mathbf{u}_n = 0 \tag{15}$$

将机构固有频率随结构参数变化趋势称为灵敏度特性,其表达式为

$$\frac{\partial \omega_n}{\partial x} = -\frac{\omega_n}{2} \frac{\mathbf{u}_n^T(\partial \mathbf{M} / \partial x)\mathbf{u}_n}{\mathbf{u}_n^T\mathbf{M}\mathbf{u}_n} \tag{16}$$

式(16)表示了机构的结构参数对振动特性的

影响程度。设机构处于初始位置,可得机构的固有频率对各结构参数的灵敏度如图6所示。

由图6a可知,随着 r_a 的增大,机构的1、2阶固有频率的灵敏度为负值但其绝对值逐渐增加,而3阶固有频率灵敏度近似为恒定的正值。这说明随着 r_a 的增大,该机构的1、2阶固有频率逐渐减小,并且其减小的幅度越来越大,而3阶固有频率呈递增趋势,并且其与 r_a 近似呈线性关系。由图6b、6c可知,机构的1、2阶固有频率对 d 和 L 的灵敏度均为正,3阶固有频率对 d 和 L 的灵敏度均为负,但其变化趋势相反。这说明随着 d 和 L 的增大,机构的1、2阶固有频率不断增加,但增加幅度不同,而3阶固有频率变化趋势相反,两者的灵敏度都逐渐减小,且减小幅度也不同。由图6d可得,随着 r_b 的不断增大,1、2

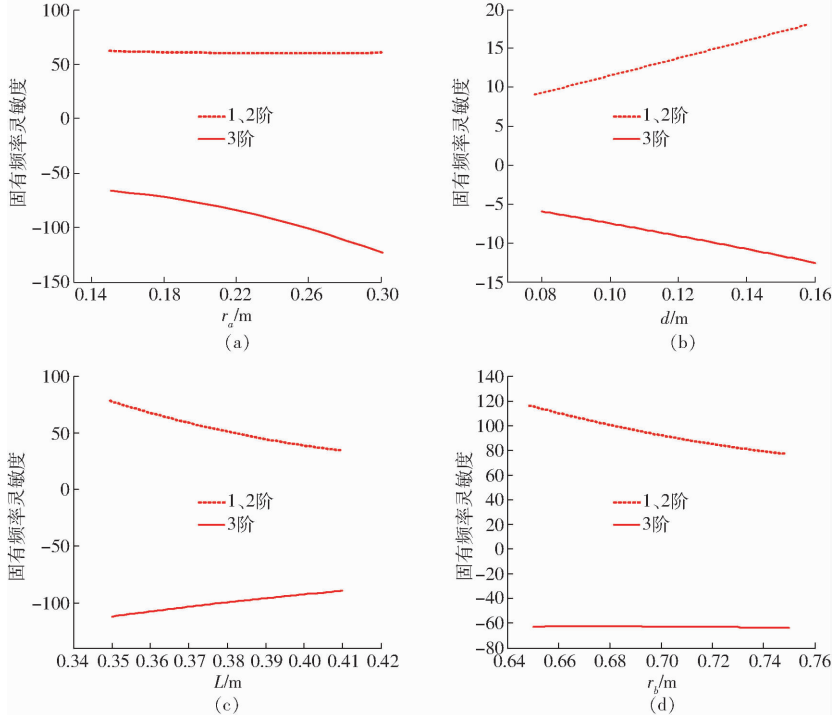


图6 固有频率对各结构参数的灵敏度

Fig.6 Sensitivity of natural frequency to various structural parameters

阶固有频率灵敏度为正且递减,而 3 阶固有频率灵敏度为负且保持不变。这说明随着 r_b 的增加,1、2 阶固有频率逐渐增加,3 阶固有频率单调减小,并且与 r_b 呈线性关系。

对于振动台而言,1 阶固有频率对其振动特性以及振动台的工作状况影响最大。因此,根据式(16),在图 7 中得到了 3-P(4S) 振动台在初始高度平面 ($z_p=0$) 内,1 阶固有频率对各结构参数的灵敏度的

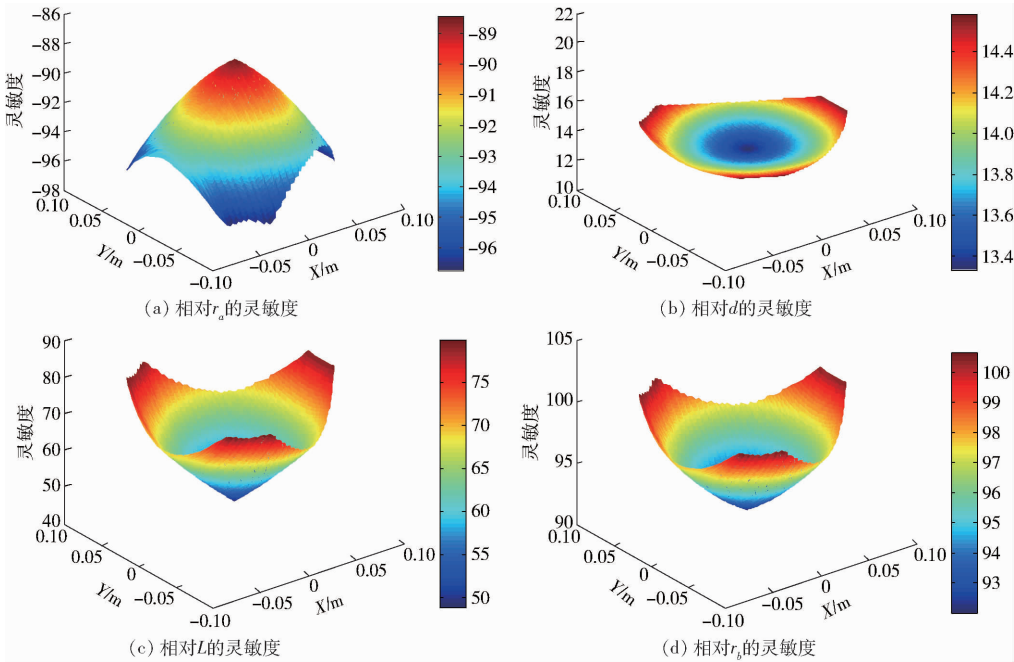


图 7 1 阶固有频率对结构参数的灵敏度

Fig. 7 Sensitivity of the first order natural frequency to structural parameters

由图 7 中还可看出,固有频率对 r_a 和 r_b 的灵敏度高于对 d 和 L 的灵敏度,这说明 r_a 和 r_b 对机构的低阶振动特性的影响更大,因此在实验过程中,如果机构的固有频率不符合工作条件要求,改变机构上下平台的结构尺寸可以达到更好的效果。

3 模态实验

模态实验主要对机构进行激振测试,应用传感器对激励信号以及振动响应信号进行采集并处理,将信号输入模态分析软件中,得到系统的振动特性。模态测试包括激励系统、测试系统及分析系统^[20]。

激励系统的激励形式有稳态正弦激励、随机激励和脉冲激励,为了节约成本,提高实验效率,选择脉冲激振形式。通过带有力传感器的冲击力锤进行敲击,以施加给振动台宽频脉冲信号,从而实现脉冲激励,进而激发振动台的各阶模态。

测试及分析系统主要包括力传感器、加速度传感器以及计算机分析系统,其中力传感器可用来采

位置变化图。

由图 7 可以看出,3-P(4S) 振动台在初始位置 ($x_p=0, y_p=0, z_p=0$) 对各结构参数的灵敏度最小,而越靠向运动空间的边缘,其灵敏度则越来越大。而且,3-P(4S) 振动台只对 r_a 的 1 阶固有频率灵敏度是负值,对其他结构参数的 1 阶固有频率灵敏度均是正值,这说明机构的 1 阶固有频率同结构参数 r_a 呈反向变化,同其他结构参数则呈同向变化。

集激励信号,加速度传感器可用来采集拾振点的振动响应信号。传感器将采集到的模拟量信号通过电荷放大器、数据采集卡输送到计算机,计算机通过数据处理,得到各阶幅频特性曲线,从而得到机构各阶固有频率。模态测试步骤框图如图 8 所示。所搭建的模态实验系统如图 9 所示。



图 8 振动台模态实验框图

Fig. 8 Modal experiment diagram of vibration platform

实验选用 LC-1 型电荷式模态力锤,其灵敏度为 4.74 pC/N,适用范围为 0~5 kN,整体由锤体、锤帽以及力传感器组成。加速度传感器型号为 YD81D 电荷输出型,安装在上平台的螺纹孔内,灵敏度为 1.39 pC/(m·s⁻²),其谐振响应频率为 27 kHz,远高于测试频率,可满足实验要求。

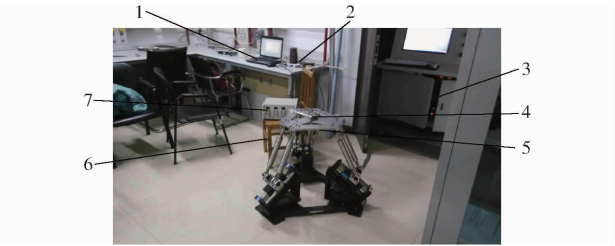


图 9 模态实验平台

Fig. 9 Experimental platform of modal

1. 计算机 2. 数据采集卡 3. 控制柜 4. 带力传感器的力锤
5. 加速度传感器 6. 3-P(4S)振动台 7. 电荷放大器

对于电荷型加速度传感器所接的 SD1436 型电荷电压积分放大器,需将拨码开关上的数值设定成传感器的灵敏度,并将功能转换器设定为输出加速度,采用低通滤波模式,并将输出数值设为 $1\text{ mV}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$,然后,所采集到的电压模拟量即可作为振动加速度。

最后数据采集卡选用 USB-1608G 十六位数据采集卡,模拟量信号通过 USB 接口传给计算机,计算机经数据处理后得到振动分析结果。

上平台激振点以及拾振点的位置布置如图 10 所示,由于振动台具有分别沿坐标轴 X 、 Y 、 Z 方向的模态,所以需要在每个模态方向上分别进行一次敲击测试。图中激振点 1、2、3 代表着力锤敲击点的位置和方向,拾振点 1、2、3 则为加速度传感器的布置位置及方向,拾振点处有螺纹孔,可将加速度传感器旋入安装。由于上平台呈六边形结构,所以对 Y 轴

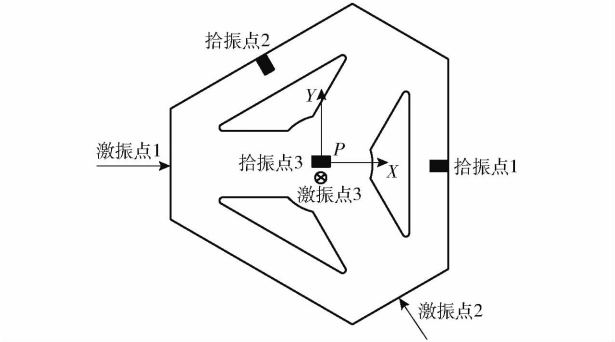


图 10 激振点以及拾振点布置

Fig. 10 Layout of exciting point and vibration point

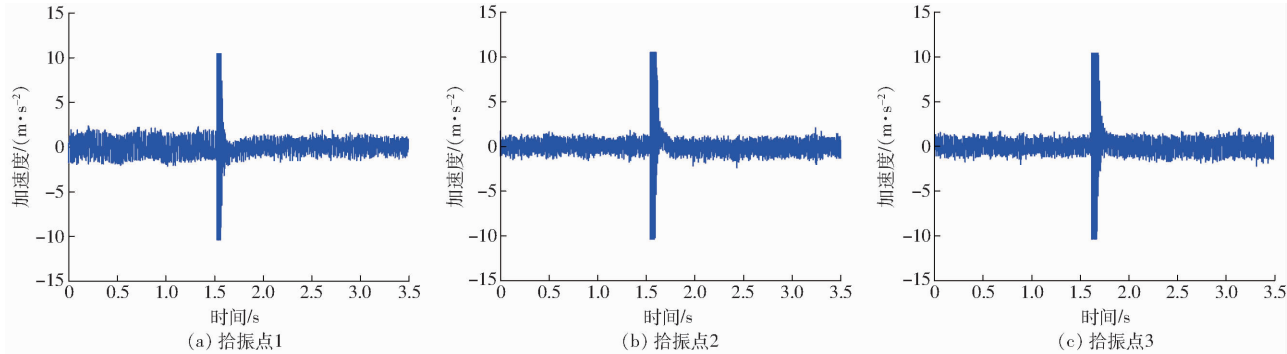


图 12 输出响应的时域波形

Fig. 12 Output response time domain waveform

模态测试的激振点和拾振点不好布置,因此选择六边形两组对应的邻边作为 X 轴和 Y 轴的激振点和拾振点的布置位置。

测定的是机构在初始位置 ($X=0$, $Y=0$, $Z=0$) 下的各阶模态参数,因此测试前需将机构调整到 0 位,分别沿激振点 1、2、3 进行敲击测试,每个激振点测定 3 次,然后应用 LabVIEW 软件采集每次测试的输出信号。图 11 为机构沿 X 轴方向的敲击模态实验过程。

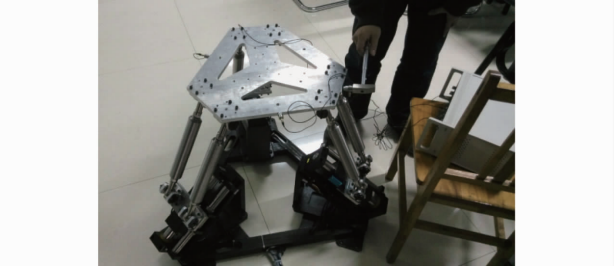


图 11 沿 X 轴方向的模态敲击测试

Fig. 11 Modal strike test along X direction

对测得的加速度传感器的信号进行处理,可得振动台输出响应加速度的时域波形,共得 3 组,图 12 所示为其中 1 组,由于实际中阻尼的存在,响应会逐渐衰减。

对 3 组时域信号分别进行傅里叶变换,然后求其平均值,可得到输出响应的频谱图,如图 13 所示。

将实验结果和理论计算结果对比分析,由表 4 可知,理论与测定结果存在误差,其原因有:理论模型的建立中忽略了阻尼以及非线性因素的影响;在实验过程中,传感器的测量以及频谱分析都存在一定的误差,但总误差在 3% 以内,从而验证了理论计算过程的正确性。

本实验并未应用力锤的激励信号,因为本次实验是为了验证固有频率的理论求解,以确保共振频率高于工作频率范围,通过对振动输出响应的处理,并得到响应频谱图即可实现。应用力锤的激励信号可求得系统传递函数,并对振动台进行模态参数识别,本实验系统的搭建为其奠定了基础。

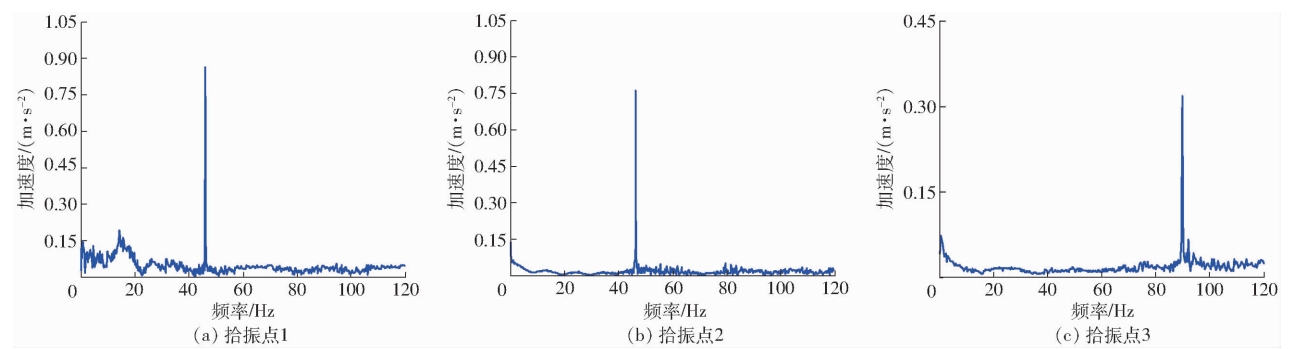


图 13 输出响应的频域波形

Fig. 13 Output response frequency domain waveform

表 4 理论与实验结果比较

Tab. 4 Contrast of theory and experiment results			
模态	理论频率/Hz	测定频率/Hz	误差/%
1 阶	45.424 1	46.443 7	2.25
2 阶	45.424 1	46.521 9	2.42
3 阶	87.122 7	89.526 2	2.75

4 结束语

对 3-P(4S) 振动台的振动特性进行了深入分

析,首先建立了机构的简化振动模型,并应用仿真软件进行验证,其误差在 0.5% 以内。然后对机构的固有频率随运动位置变化特性以及灵敏度特性进行了具体分析。最后进行了 3-P(4S) 振动台的模态实验。通过比较,振动台的固有频率的实验测定值与理论计算值的误差均在 3% 以内,从而证明了理论模型的正确性,对 3-P(4S) 机构的实际应用提供了可靠的基础。

参 考 文 献

1 张正平,王宇宏,朱曦全. 动力学综合环境试验技术现状和发展[J]. 装备环境工程, 2006, 3(4): 7-11.
ZHANG Zhengping, WANG Yuhong, ZHU Xiquan. Current state and developing trend of combined dynamic environmental test [J]. Equipment Environmental Engineering, 2006, 3(4): 7-11. (in Chinese)

2 刘道标, 宦海样. 振动试验方法的研究及发展趋势[J]. 环境技术, 2006, 24(3): 21-25.
LIU Daobiao, HUAN Haiyang. The research and developing trend of vibration testing method[J]. Environmental Technology, 2006, 24(3): 21-25. (in Chinese)

3 张巧寿. 振动试验系统现状与发展[J]. 航天技术与民品, 2000, 21(8): 36-39.
ZHANG Qiaoshou. Present and develop of vibration testing system[J]. Space Technology and Products, 2000, 21(8): 36-39. (in Chinese)

4 王光芦,祝耀昌,刘达德. 多轴向多激励振动技术[J]. 环境技术, 2000, 18(5): 2-6.
WANG Guanglu, ZHU Yaochang, LIU Dade. A review of multi-axis and multi-exciter vibration technology[J]. Environmental Technology, 2000, 18(5): 2-6. (in Chinese)

5 杨桂林, 吴存存, 陈庆盈, 等. 3T1R 并联机构运动学分析与优化设计[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(12): 386-394. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20171248&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.12.048.
YANG Guilin, WU Cuncun, CHEN Qingying, et al. Kinematics analysis and design optimization of novel 3T1R parallel manipulator[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(12): 386-394. (in Chinese)

6 朱小蓉, 宋月月, 孙晨, 等. 2RRUR-2RSS 并联机构结构特性与运动学分析[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(12): 408-415. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20161252&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.12.052.
ZHU Xiaorong, SONG Yueyue, SUN Chen, et al. Structural characteristics and kinematic analysis for novel 2RRUR-2RSS parallel mechanism[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(12): 408-415. (in Chinese)

7 PREUMONT A, HORODINCA M, ROMANESCU I, et al. A six-axis single-stage active vibration isolator based on Stewart platform[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 300(3-5): 644-661.

8 PLUMMER A R. Modal control for a class of multi-axis vibration table[C]//UKACC Control 2004 Mini Symposia, 2004: 111-115.

9 邵新光. 基于旋量理论的多自由度机构振动特性研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2014.
SHAO Xinguang. Research on vibration characteristics of multi-DOF mechanism based on screw theory[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2014. (in Chinese)

10 国巍, 余志武, 蒋丽忠. 地震模拟振动台台阵性能评估与测试注记[J]. 科技导报, 2013, 31(12): 53-58.

- GUO Wei, YU Zhiwu, JIANG Lizhong. Performance evaluation and test note of earthquake simulation shaking table array system [J]. Science & Technology Review, 2013, 31(12): 53 – 58. (in Chinese)
- 11 KONG X, GOSSELIN C M. Type synthesis of linear translational parallel manipulators [M]. Advances in robot kinematics. Springer Netherlands, 2002: 453 – 462.
- 12 KHALIL W, GUEGAN S. Inverse and direct dynamic modeling of Gough – Stewart robots [J]. IEEE Transactions on Robotics, 2004, 20(4): 754 – 761.
- 13 OSCAR A, PINTO C, SANDRU B, et al. Optimal dimensioning for parallel manipulators: workspace, dexterity, and energy [J]. Journal of Mechanical Design, 2011, 133(4): 041007.
- 14 HOQUE M E, MIZUNO T, ISHINO Y, et al. A three-axis vibration isolation system using modified zero-power controller with parallel mechanism technique [J]. Mechatronics, 2011, 21(6): 1055 – 1062.
- 15 LI B, ZHAO W, DENG Z. Modeling and analysis of a multi-dimensional vibration isolator based on the parallel mechanism [J]. Journal of Manufacturing Systems, 2012, 31(1): 50 – 58.
- 16 张飞. 三轴并联高速振动工作台结构优化设计及仿真 [D]. 苏州: 苏州大学, 2012.
ZHANG Fei. Structural optimization design and simulation of three axis parallel high speed vibration platform [D]. Suzhou: Suzhou University, 2012. (in Chinese)
- 17 辛建, 徐振邦, 杨剑锋, 等. 基于 6 维并联机构的空间微振动模拟器动力学分析及测试 [J]. 机器人, 2015, 37(5): 581 – 587.
XIN Jian, XU Zhenbang, YANG Jianfeng, et al. Dynamic analysis and test of a space micro-vibration simulator based on 6-dimensional parallel mechanism [J]. Robot, 2015, 37(5): 581 – 587. (in Chinese)
- 18 许益明. 基于六维加速度传感器的六维冗余振动台技术研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
XU Yiming. Study on techniques of 6-DOF redundant parallel vibration table on basic of 6-axes acceleration on sensor [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2009. (in Chinese)
- 19 赵星宇, 赵铁石, 云轩, 等. 3 – P(4S) 并联机构分析与多目标性能优化 [J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(10): 390 – 400.
http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20171050&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.10.050.
ZHAO Xingyu, ZHAO Tieshi, YUN Xuan, et al. Mechanism analysis and multi-target performance optimization of 3 – P(4S) parallel platform [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(10): 390 – 400. (in Chinese)
- 20 刘志华, 唐晓强, 邵珠峰, 等. 6 自由度索并联机构的振动特性 [J]. 机械工程学报, 2013, 49(3): 49 – 55.
LIU Zhihua, TANG Xiaoqiang, SHAO Zhufeng, et al. Vibration characteristic of 6-DOF cable-driven parallel manipulator [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(3): 49 – 55. (in Chinese)