

文章编号 1004-924X(2019)12-2590-12

## 空间微振动模拟平台优化

徐振邦<sup>1,3</sup>, 朱德勇<sup>1,2</sup>, 贺 帅<sup>1\*</sup>, 申军立<sup>1</sup>, 赵 亮<sup>1,2</sup>, 夏明一<sup>1</sup>

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033;

2. 中国科学院大学, 北京 100049;

3. 中国科学院 大学材料与光电研究中心, 北京 100049)

**摘要:**为了解决在轨光学载荷地面试验振源模拟难的问题,设计了一种基于并联机构的多维微振动模拟平台,能够有效复现空间微振动分布频率宽、振动量级小的特点。首先,利用虚功原理和牛顿-欧拉方程推导了系统固有频率解析式,并结合设计指标进行构型优化。然后根据最优构型进行结构设计和优化,使得平台固有频率满足 5~250 Hz 的模拟带宽。最后,提出了一种基于传递函数的控制方法,验证了其正确性并对平台工作能力进行了求解。平台第 6 阶基频 3.4 Hz,第 7 阶基频 356 Hz,满足带宽要求;通过传递函数控制得到的输出与目标值之间最大误差为 1.54%,说明该方法适用于平台的控制;上平台输出最大平动加速度为 399.3 mg,最大角度扰动为 1 979.3  $\mu\text{rad}$ ,满足指标要求。该平台具有模拟带宽大、高承载、振动量级小的特点,能够作为空间微振动地面试验振源模拟设备。

**关键词:**空间微振动;固有频率;构型优化;传递函数

中图分类号:V423.6 文献标识码:A doi:10.3788/OPE.20192712.2590

## Optimization of spatial micro-vibration simulation platform

XU Zhen-bang<sup>1,3</sup>, ZHU De-yong<sup>1,2</sup>, HE Shuai<sup>1\*</sup>, SHEN Jun-li<sup>1</sup>, ZHAO Liang<sup>1,2</sup>, XIA Ming-yi<sup>1</sup>

(1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics,  
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;

3. Center of Materials Science and Optoelectronics Engineering,  
University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

\* Corresponding author, E-mail: 652740868@qq.com

**Abstract:** In order to solve the problem of in-orbit optical load ground test vibration source simulation, a multi-dimensional micro-vibration simulation platform based on a parallel mechanism was designed, which can effectively reproduce the characteristics of spatial micro-vibration distribution frequencies and small vibration levels. Firstly, the virtual frequency principle and the Newton-Eulerian equation were used to derive the analytical formula for the natural frequency of the system. This was combined with the design index to optimize the configuration, and the structural design was configured based on this, so that the natural frequency satisfied the analog bandwidth of 5-250 Hz. Finally, a control method based on transfer function was proposed, which verified its correctness and solved the working ability of the platform. The fundamental

收稿日期:2019-05-08;修订日期:2019-07-02.

基金项目:中国科学院科研装备研制项目(No. Y89534Y)

frequency corresponding to the sixth stage of the platform was observed to be 3.4 Hz, and the fundamental frequency corresponding to the seventh order was observed to be 356 Hz, which satisfied the bandwidth requirement. The maximum error between the output and the target value obtained via the transfer function control is 1.54%, which indicates that the method is suitable for platform control. The maximum translational acceleration of the upper platform is observed to be 399.3 mg, and the maximum angular disturbance is detected to be 1 979.3  $\mu$ rad, which meets the requirements of the index. The platform exhibits large analog bandwidth, high load capacity, and small vibration levels. It can be used as space micro-vibration ground test vibration source simulation equipment.

**Key words:** spatial microvibration; natural frequency; configuration optimization; transfer function

## 1 引 言

航天器在轨工作期间,所搭载的设备正常运行时通常会产生振动,这些振动具有幅值小,分布频率宽,形式复杂多样的特点,统称为空间微振动<sup>[1]</sup>。产生振动的设备包括航天器姿态调整机构、冷却系统、推进系统、太阳能帆板驱动机构等。由于空间微振动的振动量级小,它对一些小口径的光学载荷产生的影响几乎可以忽略,但是伴随着光学载荷向着大口径、高分辨率发展的趋势,空间微振动对其成像质量的影响越发明显,因此需要采取措施对振动进行抑制。国内外采取的办法大多是对光学载荷进行隔振<sup>[2-3]</sup>。隔振系统的设计通常需要大量的地面试验来进行验证和进一步优化,地面试验的一大难点就是振源模拟,主要是完全复现空间微振动的特点,因此,研制一款能够用作光学载荷在轨环境试验的空间微振动模拟平台就具有十分深远的意义。

目前国内外卫星及载荷微振动研究中,广泛采取的思路是在整机条件下开展微振动环境下的载荷成像测试。清华大学开展了隔振器相关的实验研究。整机测试时,微振动环境的模拟可以采取两种方法,一是利用真实的扰动设备,如陀螺等;二是采用电磁式或机械式激励器。这两种方式的不足之处如下:卫星的研制工作通常是并行的方式,在开展微振动测试时,通常拿不到最终入轨所使用的真实的扰动设备,因为扰动设备通常是多个,彼此间的进展情况不一,因此难以协调。若等到所用的扰动设备均已完成设置,也就是到了项目的后期,即使实验发现了问题,也没有足够的时间和资源进行优化设计。真实的扰动设备所提供的扰动往往较为固定,因此无法有效考核不同振动量级下载荷

的性能变化,后续深入研究缺乏数据。为解决此问题,国内外学者开展了大量研究。Hostens 等<sup>[4-5]</sup>设计了一种由液压驱动的 6 自由度振动平台,但主要应用于大型机械设备的振动试验。韩国学者<sup>[6-7]</sup>开发了两代振动模拟平台,但存在各向扰动力未解耦的问题,且第二代平台停留在理论阶段。美国宾州大学设计出一种能产生微振动速度场的模拟平台,并在此基础上改进设计了第二代模拟平台,解决了第一代平台工作空间小、振动速度慢的缺点<sup>[8-9]</sup>。辛建等设计研发了基于 Gough-Stewart 构型的微振动模拟器,但在模拟带宽和振动量级上仍存在不足<sup>[10]</sup>。

基于以上研究,根据航天五院和日本宇宙事业开发集团(NASDA)的在轨微振动测试数据,平台指标设定为:承载能力 300 kg;模拟带宽 5~250 Hz;振动量级:平动加速度 0.1~100 mg,角度扰动 1~100  $\mu$ rad。

微振动模拟平台的动力学建模是一大难点。建模方法大致分为矢量法和能量法两类,矢量法的基础是牛顿定律,方法有牛顿-欧拉法、凯恩法等;能量法则以拉格朗日法为代表<sup>[11]</sup>。牛顿-欧拉法建模简单易懂,因此运用最为广泛<sup>[12-14]</sup>。拉格朗日方法能够避开约束力的求解,但是存在大量求偏导的过程<sup>[15-17]</sup>。凯恩法相较于以上两种方法,计算量大大减小,但只适用于求解正运动学问题,而逆运动学则一般采用虚功原理求解<sup>[18-19]</sup>。此外,广义动量法和螺旋理论也被运用在 Stewart 平台的动力学建模上<sup>[20-21]</sup>。

本文利用虚功原理和牛顿-欧拉方程推导了系统固有频率解析式,并以此为依据,结合设计指标进行了构型优化,得到了满足模拟带宽的最优构型参数。然后对平台结构进行了优化,使得平台模拟带宽达到设计指标。最后,提出一种基于

传递函数的控制方法,验证了其正确性并求解了平台的输出能力。

## 2 构型优化

### 2.1 平台的理论模型

平台采用 Stewart 构型,具有精度高、刚度高、承载能力强等优点。如图 1 所示,确定平台构型的几何参数有:上铰圆半径  $R_p$ ,下连接圆半径  $R_b$ ,上下平台铰接点圆心角  $\alpha$ ,  $\eta$ ,上下平台中心的

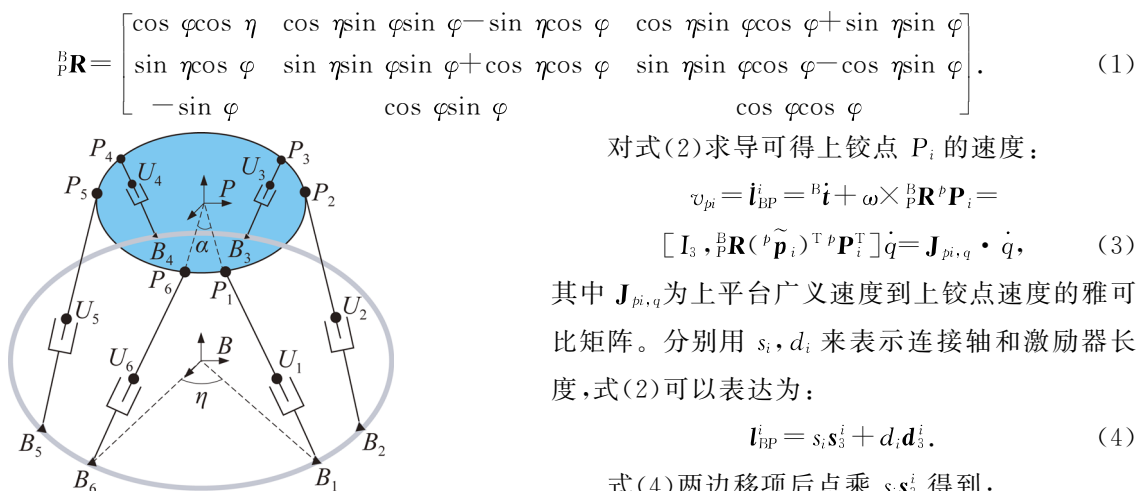


图 1 微振动模拟平台示意图

Fig. 1 Schematic diagram of micro-vibration simulation platform

图 2 为单个支腿示意图,在  $B_i$  处建立坐标系  $d^i$ ,  $U_i$  处建立坐标系  $s^i$ ,  $d_3^i$  和  $s_3^i$  分别沿激励器运动方向和连接轴方向。支腿  $i$  的矢量表达式为:

$$l_{BP}^i = {}^B t + {}^B p_i - {}^B b_i. \quad (2)$$

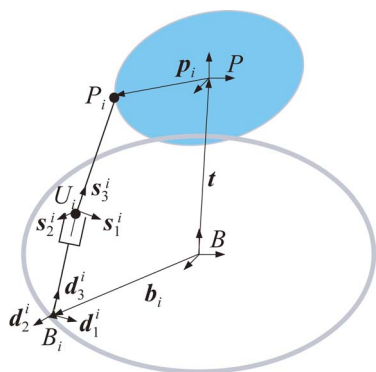


图 2 单个支腿示意图

Fig. 2 Schematic diagram single leg schematic

距离  $H$ 。整个平台由上平台、下平台和 6 个支腿组成,其中支腿由激励器(用移动副表示)和连接轴组成,激励器与下平台采用固定连接,连接处用  $B_i$  ( $i=1\sim 6$ )表示,与上平台通过连接轴由铰链连接,连接轴与上平台铰接处称为上铰点,用  $P_i$  ( $i=1\sim 6$ )表示,与激励器铰接处称为下铰点,用  $U_i$  ( $i=1\sim 6$ )表示。在上、下平台中心分别建立动坐标系  $\{P\}$  和定坐标系  $\{B\}$ ,动坐标系相对于定坐标系的位姿用  $q = [x \ y \ z \ \varphi \ \psi \ \eta]^T$  表示,则两坐标系之间的变换矩阵表示为:

$${}^B R = \begin{bmatrix} \cos \varphi \cos \eta & \cos \eta \sin \varphi \sin \varphi - \sin \eta \cos \varphi & \cos \eta \sin \varphi \cos \varphi + \sin \eta \sin \varphi \\ \sin \eta \cos \varphi & \sin \eta \sin \varphi \sin \varphi + \cos \eta \cos \varphi & \sin \eta \sin \varphi \cos \varphi - \cos \eta \sin \varphi \\ -\sin \varphi & \cos \varphi \sin \varphi & \cos \varphi \cos \varphi \end{bmatrix}. \quad (1)$$

对式(2)求导可得上铰点  $P_i$  的速度:

$$v_{pi} = \dot{l}_{BP}^i = {}^B \dot{t} + \omega \times {}^B R {}^p P_i = [I_3, {}^B R ({}^p \tilde{p}_i)^T {}^p P_i^T] \dot{q} = J_{pi,q} \cdot \dot{q}, \quad (3)$$

其中  $J_{pi,q}$  为上平台广义速度到上铰点速度的雅可比矩阵。分别用  $s_i$ ,  $d_i$  来表示连接轴和激励器长度,式(2)可以表达为:

$$l_{BP}^i = s_i s_3^i + d_i d_3^i. \quad (4)$$

式(4)两边移项后点乘  $s_i s_3^i$  得到:

$$s_i^2 = (l_{BP}^i - d_i d_3^i)^T (l_{BP}^i - d_i d_3^i) = l_{BP}^{i2} - 2d_i d_3^{iT} l_{BP}^i + d_i^2. \quad (5)$$

解式(5)得到激励器长度:

$$d_i = d_3^{iT} l_{BP}^i - \sqrt{(d_3^{iT} l_{BP}^i)^2 - l_{BP}^{i2} + s_i^2}. \quad (6)$$

对式(5)两边求导得到激励器的速度:

$$\dot{d}_i = (l_{BP}^i - d_i d_3^i)^T (J_{pi,q} \dot{q}) / [(l_{BP}^i - d_i d_3^i)^T d_3^i]. \quad (7)$$

$P_i$  的速度还可以表达为:

$$v_{pi} = \dot{d}_i d_3^i + \omega_{si} \times (s_i s_3^i), \quad (8)$$

式中  $\omega_{si}$  为连接轴的角速度。

联立式(3)和式(8)可得:

$$s_i \omega_{si} \times s_3^i = {}^B \dot{t} + \omega \times {}^B R {}^p P_i - \dot{d}_i d_3^i. \quad (9)$$

式(9)两边点乘  $s_3^i$  得:

$$\dot{d}_i = s_3^{iT} \cdot {}^B \dot{t} + [({}^B R \cdot {}^p p_i) \times s_3^i]^T \omega. \quad (10)$$

综合六条支腿,式(10)可表达为:

$$\dot{D} = J_{d,q} \cdot \dot{q}, \quad (11)$$

其中:  $\dot{D} = [\dot{d}_1 \ \dot{d}_2 \ \dot{d}_3 \ \dot{d}_4 \ \dot{d}_5 \ \dot{d}_6]$ ,  $J_{d,q} = [s_3^{iT}, [({}^B R \cdot {}^p p_i) \times s_3^i]^T] / (s_3^i \cdot d_3^i)$  是上平台广义

速度到激励器速度的雅可比矩阵。

结合虚功原理,当上平台受外力和力矩矩阵为  $\mathbf{F}$  时有:

$$\mathbf{F}^T \cdot \Delta \mathbf{q} = \mathbf{f}^T \cdot \Delta \mathbf{D}, \quad (12)$$

式中  $\mathbf{f}$  为 6 个激励器的输出力矩矩阵,其轴向刚度均为  $k$  时有:

$$\mathbf{f} = k \cdot \Delta \mathbf{D}. \quad (13)$$

由式(11)~式(13)解得:

$$\mathbf{F} = k \cdot \mathbf{J}_{d,q}^T \cdot \mathbf{J}_{d,q} \cdot \Delta \mathbf{q}, \quad (14)$$

即平台的广义刚度矩阵为:

$$\mathbf{K} = k \cdot \mathbf{J}_{d,q}^T \cdot \mathbf{J}_{d,q}. \quad (15)$$

根据牛顿-欧拉方程,解下式即可求得平台的固有频率。

$$\| \mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M} \| = 0, \quad (16)$$

式中:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m \mathbf{I}_3 & m \cdot {}^B \mathbf{R} \cdot {}^P \tilde{\mathbf{P}}_C^T \cdot {}^B \mathbf{R}^T \\ m \cdot {}^B \mathbf{R} \cdot {}^P \tilde{\mathbf{P}}_C^T \cdot {}^B \mathbf{R}^T & {}^B \mathbf{R} \cdot {}^P \mathbf{I} \cdot {}^B \mathbf{R}^T \end{bmatrix}.$$

其中,  $m$  为平台的广义质量,  ${}^P \mathbf{I}$  为上平台在  $\{P\}$  中的惯性张量,  ${}^P \tilde{\mathbf{P}}_C$  为上平台与负载的综合质心在动坐标系中的斜对称矩阵。

在 Patran 中建立微振动平台的简化模型(如图 3 所示),对理论模型进行验证。简化模型中的球铰链采用 mpc 模拟,其主要参数为  $R_p = 435 \text{ mm}$ ,  $R_B = 450 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $\eta = 90^\circ$ ,  $H = 105 \text{ mm}$ 。设置上平台及负载总质量为  $450 \text{ kg}$ ,模态分析结果如表 1 所示。从表 1 中可以看出最大误差不超过  $1.79\%$ ,说明建立的理论模型正确。

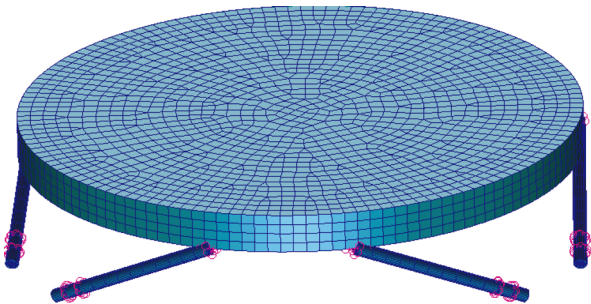


图 3 微振动平台的简化 Patran 模型

Fig. 3 Simplified Patran model of micro-vibration platform

表 1 前 6 阶固有频率的解析解与仿真解

Tab. 1 Analytical and simulated solutions of the first 6 order natural frequencies

| 阶数     | 1       | 2       | 3       | 4       | 5       | 6       |
|--------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 解析解/Hz | 1.913 2 | 2.352 6 | 2.352 6 | 3.366 2 | 3.366 2 | 5.875 5 |
| 仿真解/Hz | 1.948 1 | 2.386 5 | 2.386 5 | 3.393 7 | 3.393 7 | 5.900 9 |
| 误差/%   | 1.79    | 1.42    | 1.42    | 0.81    | 0.81    | 0.46    |

2.2 参数优化

平台的控制频率为  $5 \sim 250 \text{ Hz}$ ,为避免共振,需要前 6 阶基频小于  $3.5 \text{ Hz}$ ,第 7 阶基频大于  $354 \text{ Hz}$ 。不同的构型会对前 6 阶基频产生影响,为了达到低频时的控制要求,需要进行构型优化。文献[10]指出,第 7 阶模态是由弹簧片弯曲刚度引起的局部横向摆动,弯曲刚度越大,第 7 阶基频越大。对于一定截面形状的弹簧片,弯曲刚度随着轴向刚度的增大而增大,因此,为保证第 7 阶基频满足要求,在满足前 6 阶基频的要求下,需要使轴向刚度尽可能大。

通过分析,各优化参数的取值范围如表 2 所示。设定弹簧片初始刚度值,以 5 个优化参数为对象进行嵌套循环,求解前 6 阶基频及它们对应的构型参数,以矩阵形式存储,最后利用公式  $K_1 = K(3.4/\omega_6)^2$  求解满足前 6 阶基频要求下的最大轴向刚度,并输出对应的最优构型参数,优化流程如图 4( $a \sim e$  用作循环计数)所示。

表 2 微振动平台的参数优化范围

Tab. 2 Parameter optimization range of micro-vibration platform

| 下连接圆半径<br>$R_B/\text{mm}$ | 上铰圆半径<br>$R_P/\text{mm}$ | 上下铰接圆心角<br>$\alpha, \eta/(\circ)$ | 上下平台<br>距离 $H/\text{mm}$ |
|---------------------------|--------------------------|-----------------------------------|--------------------------|
| [400, 460]                | [430, 460]               | [20, 110]                         | [90, 110]                |

最优构型参数见表 3 所示,最大轴向刚度  $K_1 = 55 \text{ N/mm}$ 。

表 3 微振动平台的最优构型参数

Tab. 3 Optimal configuration parameters of micro-vibration platform

| 下连接圆<br>半径 $R_B/\text{mm}$ | 上铰圆<br>半径 $R_P/\text{mm}$ | 下平台<br>圆心角 $\theta/(\circ)$ | 上平台<br>圆心角 $\psi/(\circ)$ | 上下平台<br>距离 $H/\text{mm}$ |
|----------------------------|---------------------------|-----------------------------|---------------------------|--------------------------|
| 460                        | 430                       | 102                         | 25                        | 102                      |

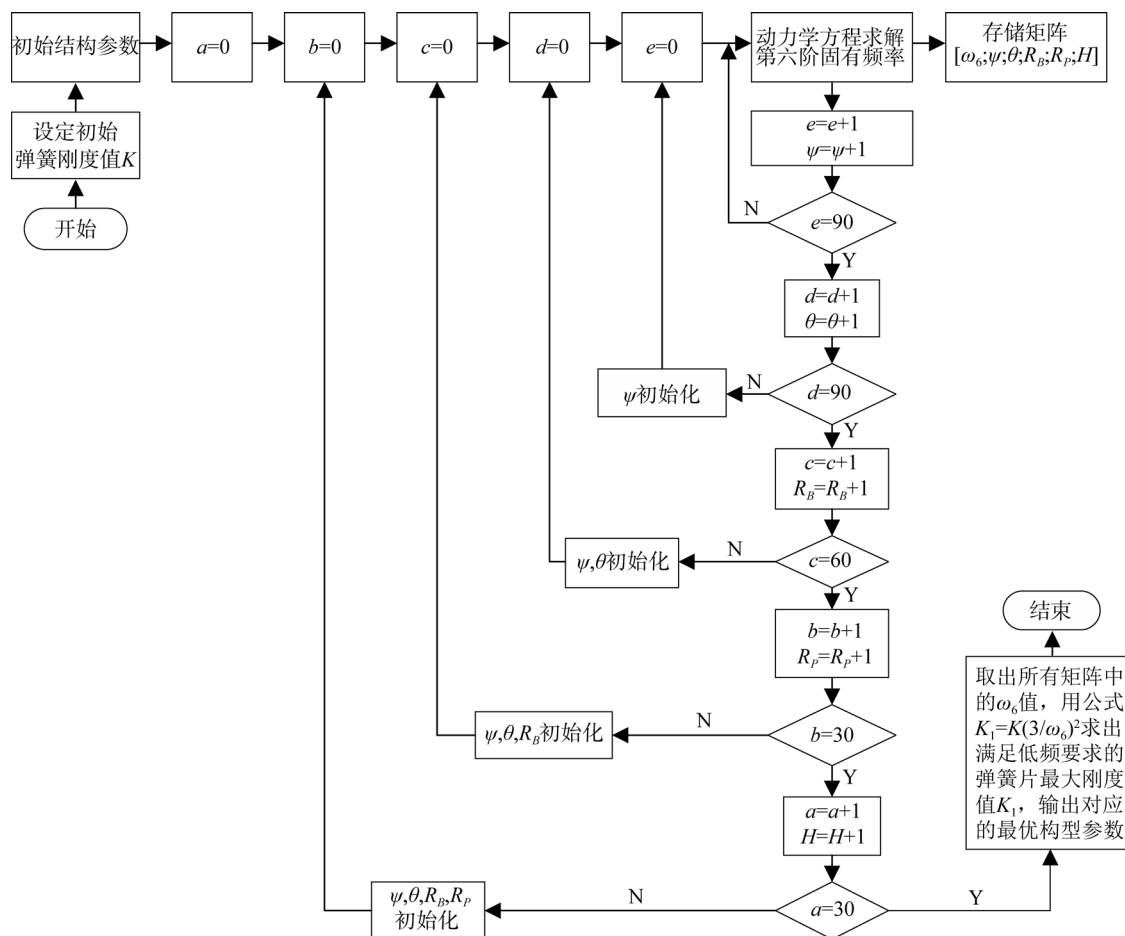


图 4 微振动平台构型优化流程

Fig. 4 Configuration optimization process for micro-vibration platform

### 3 结构设计及优化

根据最优构型参数进行了微振动平台的结构设计及优化,其三维模型如图 5 所示。

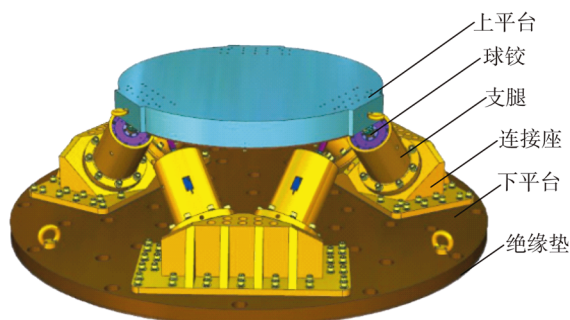


图 5 空间微振动模拟平台的三维模型

Fig. 5 Three-dimensional model of spatial micro-vibration simulation platform

支腿与上平台通过连接轴及球铰连接,支腿与下平台通过连接座固连,采用此设计可以减小单腿的悬空质量,从而增加整机弯曲频率。6 条支腿之间以及平台与安装地面之间通过绝缘垫隔绝,防止支腿之间因导电而相互影响,对平台性能产生不良影响。

#### 3.1 上平台

控制带宽要求上平台基频大于 354 Hz,而且越大越好,初始结构基频为 300 Hz,因此需要进行优化。优化参数主要包括加强筋的数量及其高度和厚度、加强板、上平台板厚(分为 3 个板块)等,如图 6 所示。优化模型采用壳单元建模,将上平台与铰链连接处固定进行模态分析,采用控制变量法分析各参数对上平台基频的影响,分析结果如图 7 所示。



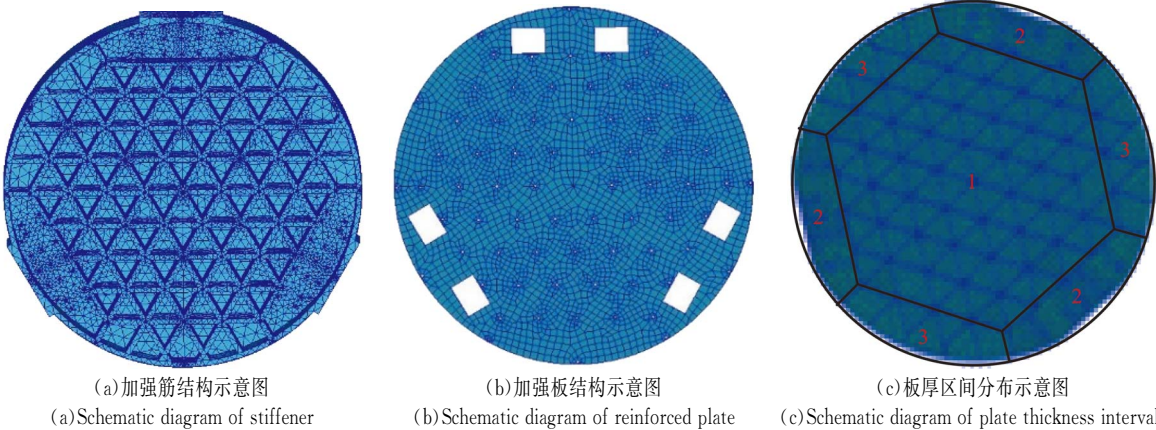


图 6 上平台优化参数结构示意图

Fig. 6 Schematic diagram of optimization parameters of upper platform

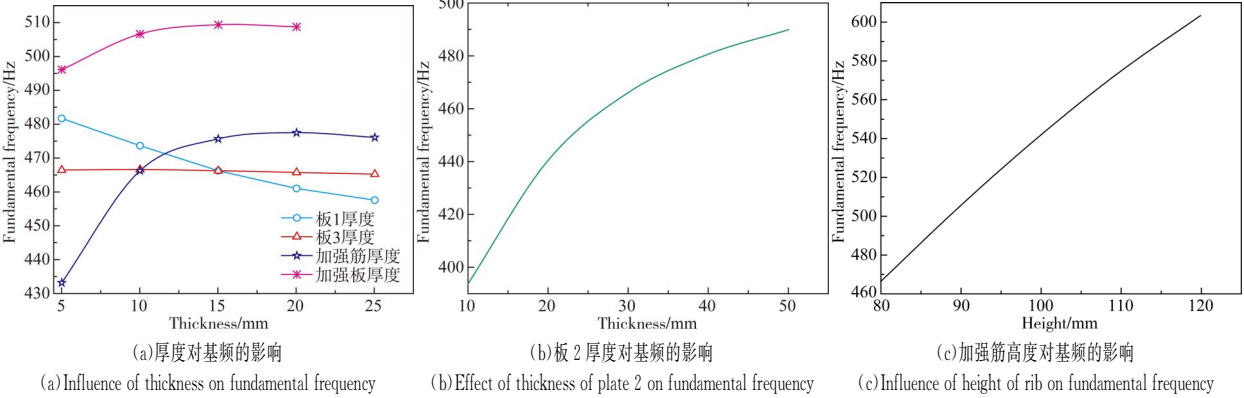


图 7 上平台各参数对基频的影响

Fig. 7 Effect of various parameters of upper platform on fundamental frequency

优化后的基频为 466 Hz,在考虑加强板的情况下,基频能达到 500 Hz,满足设计要求。优化后的参数如表 4 所示,优化结果如图 8 所示。

表 4 优化后微振动平台的参数

Tab. 4 Optimized parameters of micro-vibration platform (mm)

| 板 1 厚 | 板 2 厚 | 板 3 厚 | 加强筋高 | 加强筋厚 | 加强板厚 |
|-------|-------|-------|------|------|------|
| 20    | 40    | 40    | 80   | 15   | 5    |

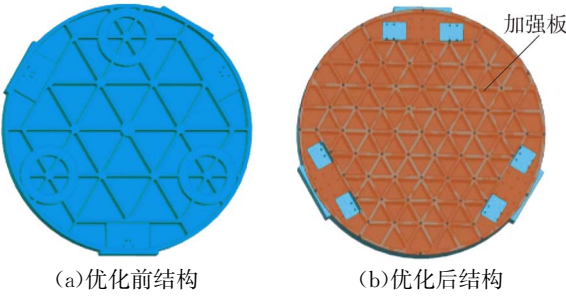


图 8 微振动平台优化前后结构

Fig. 8 Structure of vibration micro-platform before and after optimization

3.2 支腿

支腿性能直接决定了平台的工作性能,其结构如图 9 所示。3 个弹簧片并联起到了直线轴承的作用,同时适当增加间距可以有效增加总弯曲刚度。

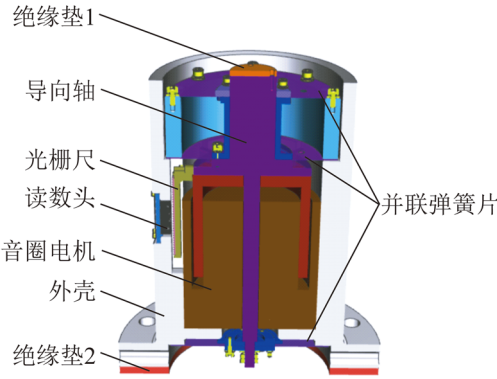


图 9 支腿剖视图

Fig. 9 Section view of leg

为使支腿基频满足带宽要求,需要对核心部件弹簧片进行优化设计。弹簧片的设计既需要保

证轴向刚度小于等于 55 N/mm,又需要确保其弯曲刚度导致的支腿局部横向基频大于 354 Hz。这里提出弯曲刚度与轴向刚度的比值  $Q$ ,  $Q$  值仅与弹簧片的几何形状有关系,  $Q$  值越大, 则支腿局部横向基频越大。

设计时考虑切槽, 4 个连接点和 8 个连接点形式的切槽如图 10 所示。切槽对  $Q$  值的影响如表 5 所示, 由表可知切槽会降低  $Q$  值, 因此本文不采用切槽。

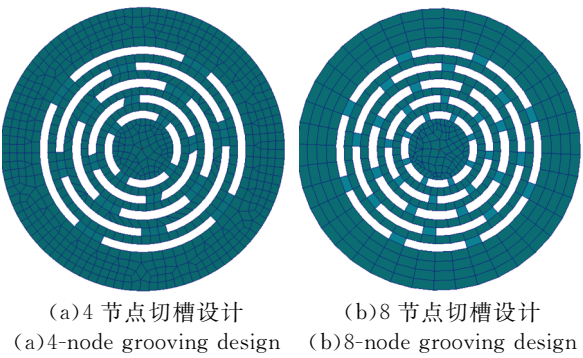


图 10 弹簧片切槽设计示意图  
Fig. 10 Grooving design for spring plate

表 5 切槽对  $Q$  值的影响

Tab. 5 Effect of grooving on  $Q$  value

|                                         | 不切槽   | 4 节点切槽 | 8 节点切槽 |
|-----------------------------------------|-------|--------|--------|
| $Q/(\text{mm}^2 \cdot \text{rad}^{-1})$ | 1 235 | 1 046  | 1 067  |

如图 11 所示, 不切槽弹簧片的设计参数包括内径  $R_1$ 、外径  $R_2$  及弹簧片厚度。参数优化时, 采用面单元建模将外圈固定, 在内圈施加载荷得到轴向刚度和弯曲刚度。各参数对  $Q$  值的影响如图 12 所示,  $Q$  值随内外径的增大而增大, 厚度对  $Q$  值几乎没有影响。

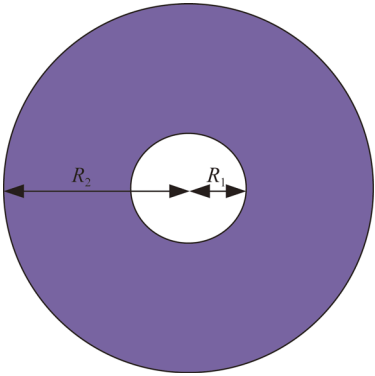
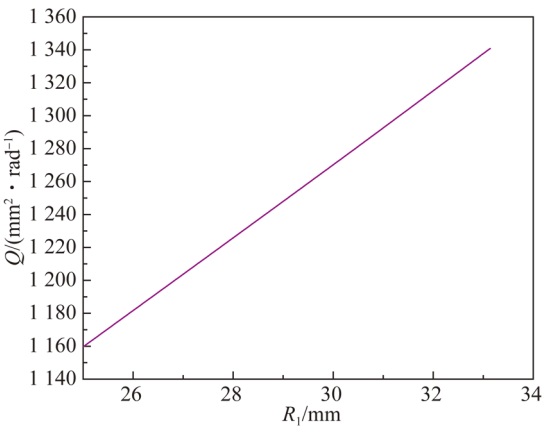
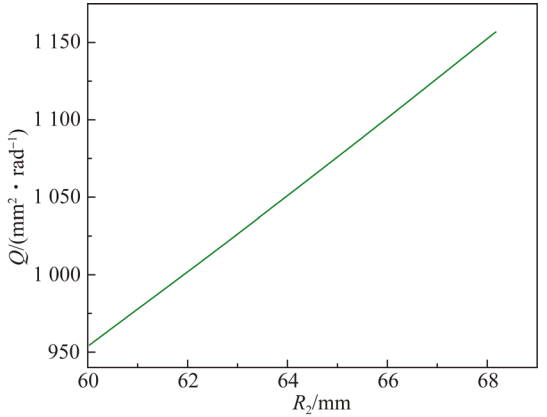


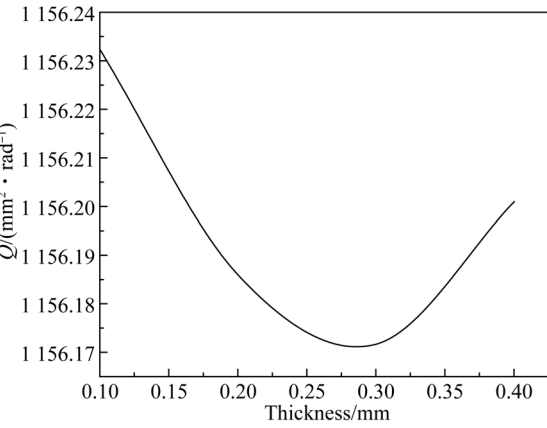
图 11 弹簧片设计示意图  
Fig. 11 Schematic diagram of spring plate



(a) 内径对  $Q$  值的影响  
(a) Effect of inner diameter on  $Q$  value



(b) 外径对  $Q$  值的影响  
(b) Effect of outer diameter on  $Q$  value



(c) 弹簧片厚度对  $Q$  值的影响  
(c) Effect of thickness on  $Q$  value

图 12 弹簧片参数对  $Q$  值的影响

Fig. 12 Effect of spring plate's parameters on  $Q$  value

优化后的弹簧片内径为 29 mm、外径为 68 mm, 轴向移动为 2 mm 时, 应力分布如图 13 所示, 最大应力为 213 MPa, 屈服极限为 890 MPa, 安全裕度为 4.18, 正常工作时弹簧片不会遭到破坏。

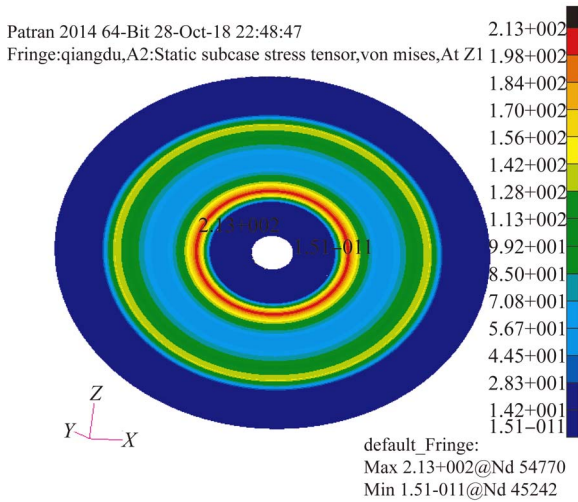


图 13 弹簧片应力云图

Fig. 13 Stress cloud image of spring plate

完成弹簧片优化后对支腿进行模态分析,固定外壳底部安装面,得到支腿横向基频为 389 Hz,模态云图见图 14(隐去外壳),满足设计要求。

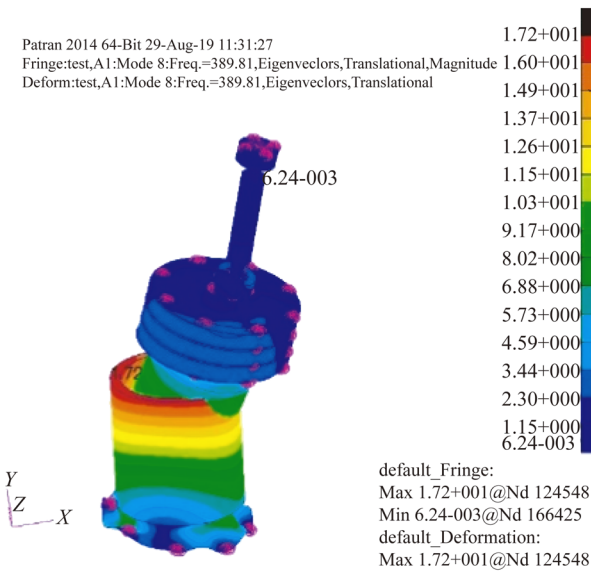
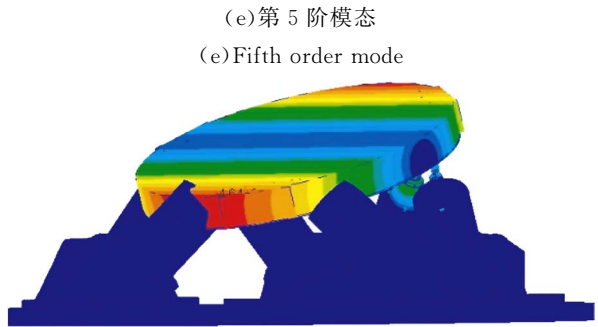
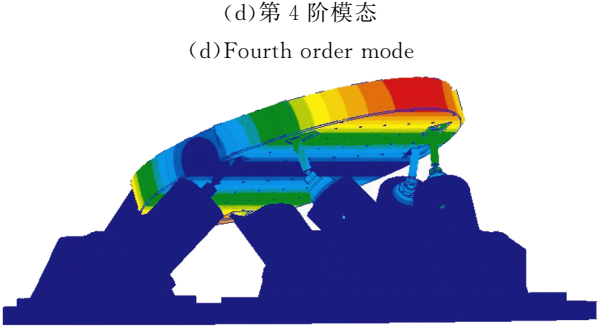
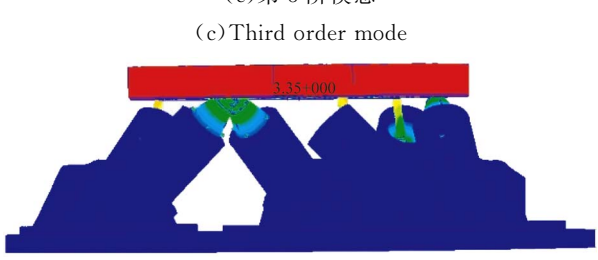
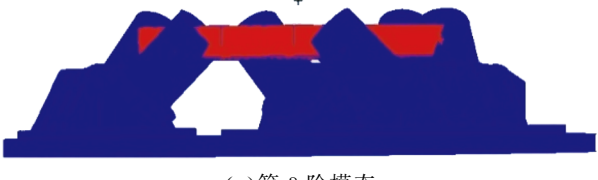
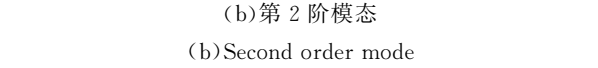
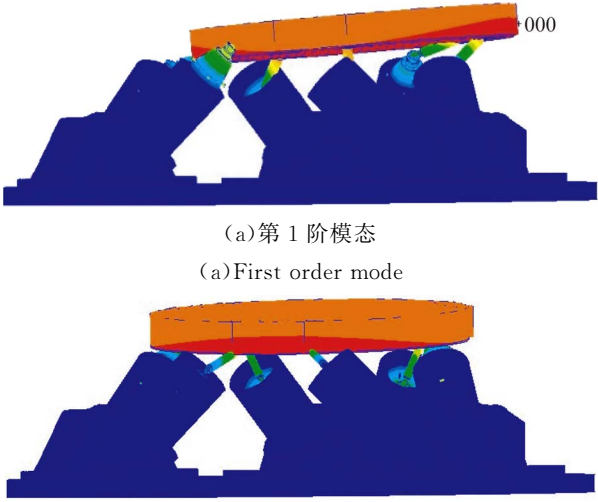


图 14 支腿横向基频模态云图

Fig. 14 Cloud image of lateral transverse fundamental mode

完成上平台和支腿的优化后对整机模型进行模态分析,固定下平台底平面,用 mpc 模拟球铰和螺栓连接,带 300 kg 负载时第 6 阶基频为 3.4 Hz,第 7 阶基频为 356 Hz(前 7 阶振型如图 15 所示),满足带宽控制要求。







(g)第 7 阶模态

(g)Seventh order mode

图 15 空间微振动平台前 7 阶振型

Fig. 15 Cloud images of the first seven-order modes for spatial micro-vibration platform

#### 4 控制策略与能力验证

为了验证平台设计能否达到预期指标,本文提出了一种基于传递函数的控制方法。首先验证了传递函数控制的有效性,然后求解了平台全带宽的工作能力。将 6 个支腿的激励力作为输入,上平台质心处的 3 个平动加速度和 3 个转动加速度作为输出,则 6 向加速度响应  $\mathbf{A}(\omega)$  与 6 个支腿激励器激励力  $\mathbf{F}(\omega)$  之间的关系为:

$$\mathbf{H}(\omega) \mathbf{F}(\omega) = \mathbf{A}(\omega), \quad (17)$$

式中  $\mathbf{H}(\omega)$  是平台的传递函数,其表达式为:

$$\mathbf{H}(\omega) = [H_1, H_2, H_3, H_4, H_5, H_6] = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & H_{13} & H_{14} & H_{15} & H_{16} \\ H_{21} & H_{22} & H_{23} & H_{24} & H_{25} & H_{26} \\ H_{31} & H_{32} & H_{33} & H_{34} & H_{35} & H_{36} \\ H_{41} & H_{42} & H_{43} & H_{44} & H_{45} & H_{46} \\ H_{51} & H_{52} & H_{53} & H_{54} & H_{55} & H_{56} \\ H_{61} & H_{62} & H_{63} & H_{64} & H_{65} & H_{66} \end{bmatrix}, \quad (18)$$

其中  $H_1, H_2, H_3, H_4, H_5, H_6$  分别为 6 个支腿传递函数。

针对空间微振动振动量级小的特点,将微振

动模拟平台当作线性系统,当仅对支腿 1 施加频率为  $\omega$  的余弦激励力  $F_1 = f_1 e^{j\omega t}$  时,测得上平台的输出以及传递函数分别为:

$$\mathbf{A}_1 = e^{j\omega} [a_{11} e^{j\varphi_{11}}, a_{21} e^{j\varphi_{21}}, a_{31} e^{j\varphi_{31}}, a_{41} e^{j\varphi_{41}}, a_{51} e^{j\varphi_{51}}, a_{61} e^{j\varphi_{61}}]'. \quad (19)$$

$$\mathbf{H}_1 = \frac{[a_{11} e^{j\varphi_{11}}, a_{21} e^{j\varphi_{21}}, a_{31} e^{j\varphi_{31}}, a_{41} e^{j\varphi_{41}}, a_{51} e^{j\varphi_{51}}, a_{61} e^{j\varphi_{61}}]'}{f_1}. \quad (20)$$

同理可以求得其他支腿的传递函数,进而得到  $\mathbf{H}(\omega)$ 。

在 Adams 中建立动力学模型,弹簧刚度赋值

为 55 N/mm,设置上平台及荷载总质量为 500 kg 时。分别向 6 个支腿轴向施加激励力,测得在 5, 150, 250 Hz 时的传递函数如下:

$$\mathbf{H}(5) = \begin{bmatrix} -0.0488 - 0.0334i & -0.1245 - 0.0622i & 0.1244 + 0.0622i & 0.0488 + 0.0344i & -0.0757 - 0.0288i & 0.0755 + 0.0287i \\ 0.1155 + 0.0525i & -0.0157 + 0.0028i & -0.0156 + 0.0027i & 0.1155 + 0.0525i & -0.1000 - 0.0552i & -0.1000 - 0.0552i \\ 0.0757 + 0.0900i & 0.0757 + 0.0900i & 0.0757 + 0.0900i & 0.0757 + 0.0900i & 0.0757 + 0.0900i & 0.0757 + 0.0900i \\ 1.4939 + 1.9364i & -3.2210 - 5.2479i & -3.2173 - 5.2398i & 1.4950 + 1.9378i & 1.7216 + 3.3101i & 1.7244 + 3.3069i \\ -2.8559 - 4.9406i & -0.1314 - 0.7974i & 0.1313 + 0.7956i & 2.8559 + 4.9385i & 2.7219 + 4.1468i & -2.7209 - 4.1454i \\ 1.6322 + 2.6666i & -1.6359 - 2.6727i & 1.6359 + 2.6727i & -1.6354 - 2.6730i & 1.6359 + 2.6727i & -1.6327 - 2.6684i \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{H}(150) = \begin{bmatrix} -0.0636 & -0.1344 & 0.1344 & 0.0639 & -0.0705 & 0.0705 \\ 0.1183 & -0.0038 & -0.0038 & 0.1184 & -0.1145 & -0.1145 \\ 0.1330 & 0.1330 & 0.1330 & 0.1330 & 0.1330 & 0.1330 \\ 0.0034 & -0.0088 & -0.0088 & 0.0034 & 0.0054 & 0.0054 \\ -0.0082 & -0.0011 & 0.0011 & 0.0082 & 0.0070 & -0.0070 \\ 0.0044 & -0.0044 & 0.0044 & -0.0044 & 0.0044 & -0.0044 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{H}(250)=\begin{bmatrix}-0.063\ 9 & -0.134\ 4 & 0.134\ 5 & 0.063\ 9 & -0.070\ 5 & 0.070\ 6 \\ 0.118\ 4 & -0.003\ 8 & -0.003\ 8 & 0.118\ 4 & -0.114\ 5 & -0.114\ 5 \\ 0.133\ 1 & 0.133\ 1 & 0.133\ 1 & 0.133\ 1 & 0.133\ 1 & 0.133\ 1 \\ 0.000\ 9 & -0.002\ 2 & -0.002\ 2 & 0.000\ 9 & 0.001\ 3 & 0.001\ 3 \\ -0.002\ 0 & -0.000\ 3 & 0.000\ 3 & 0.002\ 0 & 0.001\ 8 & -0.001\ 8 \\ 0.001\ 1 & -0.001\ 1 & 0.001\ 1 & -0.001\ 1 & 0.001\ 1 & -0.001\ 1\end{bmatrix}.$$

在高频时各加速度响应的相位差接近 0°或 180°,此时传递函数由复数矩阵简化为实数矩阵。

设定上平台输出目标值,如表 6 所示,其中  $T_x, T_y, T_z, R_x, R_y, R_z$  分别表示上平台 X,Y,Z 三个方向的平动加速度和角度扰动。

由  $\mathbf{F}=\mathbf{H}^{-1}\mathbf{A}$  反解算得到激励力作为输入,仿真结果如图 16 所示,与目标值的误差如表 7 所示。

表 6 上平台输出目标值

Tab. 6 Output target values of micro-vibration platform

| 频率/Hz | $T_x/\text{mg}$ | $T_y/\text{mg}$ | $T_z/\text{mg}$ | $R_x/\mu\text{rad}$ | $R_y/\mu\text{rad}$ | $R_z/\mu\text{rad}$ |
|-------|-----------------|-----------------|-----------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| 5     | 10              | 20              | 30              | 10                  | 20                  | 30                  |
| 100   | 1               | 2               | 3               | 1                   | 2                   | 3                   |
| 250   | 0.1             | 0.2             | 0.3             | 0.1                 | 0.2                 | 0.3                 |

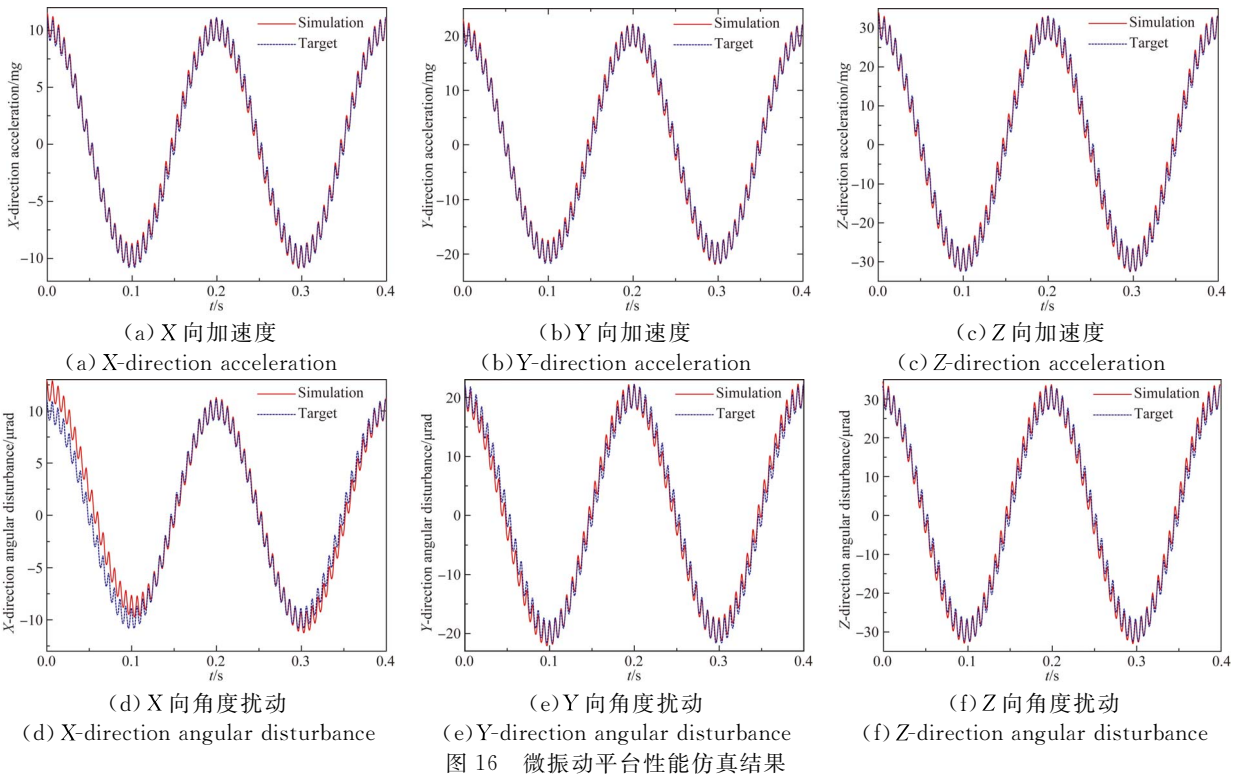


图 16 微振动平台性能仿真结果

Fig. 16 Simulation results for performance of micro-vibration platform

表 7 仿真值与目标值误差

Tab. 7 Error between simulated value and target value

| 参数                  | 5 Hz |          |      | 150 Hz |         |      | 250 Hz |         |      |
|---------------------|------|----------|------|--------|---------|------|--------|---------|------|
|                     | 目标值  | 仿真值      | 误差/% | 目标值    | 仿真值     | 误差/% | 目标值    | 仿真值     | 误差/% |
| $T_x/\text{mg}$     | 10   | 9.984 6  | 0.15 | 1      | 0.984 6 | 1.54 | 0.1    | 0.099 7 | 0.3  |
| $T_y/\text{mg}$     | 20   | 19.984 8 | 0.07 | 2      | 2.001 1 | 0.05 | 0.2    | 0.197 8 | 1.1  |
| $T_z/\text{mg}$     | 30   | 29.972 1 | 0.09 | 3      | 3.000 4 | 0.01 | 0.3    | 0.299 3 | 0.23 |
| $R_x/\mu\text{rad}$ | 10   | 10.122 3 | 1.22 | 1      | 0.999 6 | 0.04 | 0.1    | 0.099 9 | 0.1  |
| $R_y/\mu\text{rad}$ | 20   | 20.122 5 | 0.61 | 2      | 1.994 9 | 0.26 | 0.2    | 0.198 2 | 0.9  |
| $R_z/\mu\text{rad}$ | 30   | 30.345 4 | 1.15 | 3      | 2.992 4 | 0.25 | 0.3    | 0.300 1 | 0.03 |

理论值与仿真值误差最大为 1.54%,说明基于传递函数的控制方法适用于本平台。

通过传递函数对平台能力进行验证,驱动电机选型为 AVM 130-HF-25 音圈电机,最大驱动力为 500~600 N,平台的工作能力如图 17 所示。

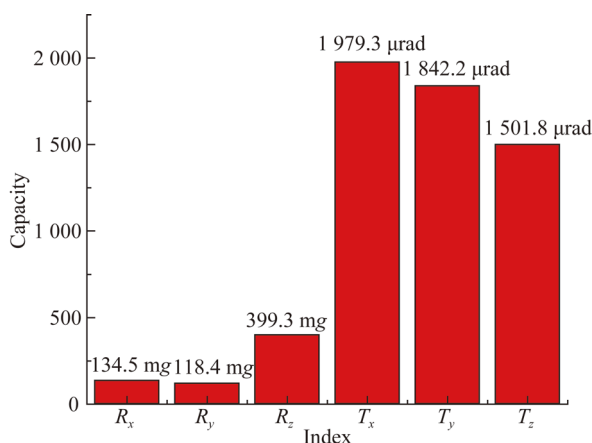


图 17 空间微振动平台的工作能力

Fig. 17 Working performance of spatial micro-vibration platform

## 参考文献:

- [1] 孟光,周徐斌. 卫星微振动及控制技术进展 [J]. 航空学报, 2014, 36(8): 2609-2619.  
MENG G, ZHOU X B. Progress in satellite microvibration and control technology [J]. *Journal of Aeronautics*, 2014, 36(8): 2609-2619. (in Chinese)
- [2] 耿文豹,翟林培,丁亚林. 振动对光学成像系统传递函数影响的分析 [J]. 光学 精密工程, 2009, 17(2): 314-320.  
ZHAI W B, ZHAI L P, DING Y L. Analysis of the influence of vibration on the transfer function of optical imaging system [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(2): 314-320. (in Chinese)
- [3] 杨剑锋,徐振邦,刘宏伟,等. 光学有效载荷在轨隔振器的设计 [J]. 光学 精密工程, 2014, 22(12): 3294-3302.  
YANG J F, XU ZH B, LIU H W, *et al.*. Design of optical payload on-orbit isolation device [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(12): 3294-3302. (in Chinese)
- [4] HOSTENS I, ANTHONIS J, KENNES P, *et al.*. Six-degrees-of-freedom test rig design for simulation of mobile agricultural machinery vibrations [J]. *Journal of agricultural Engineering Research*,

振动量级指标为平动加速度 0.1~100 mg, 角度扰动 1~100  $\mu$ rad,从图中可以看出,设计的模拟平台的输出能力能满足预期指标要求。

## 5 结 论

本文面向空间光学载荷地面微振动试验振源模拟设备的需求,设计了一种基于并联机构的空间微振动模拟平台,该平台具有大带宽、承载能力强的特点。首先开展了并联机构的动力学建模研究,推导了固有频率解析式,以此为依据进行了构型优化,求解得到在满足前 6 阶基频小于 3.5 Hz,第 7 阶基频大于 354 Hz,弹簧轴向刚度最大时平台的最优构型,进而开展了结构设计和优化。最后提出了一种基于传递函数的控制方法,仿真值和目标值的最大误差为 1.54%,说明该方法适用于平台的控制。试验表明,平台的输出能力能够达到预期指标,为后续研究工作奠定了基础。

2000, 77(2): 155-169.

- [5] HOSTENS I, ANTHONIS J, RAMON H. New design for a 6 dof vibration simulator with improved reliability and performance [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2005, 19(1): 105-122.
- [6] PARK G, LEE D O, HAN J H, *et al.*. Development of Multi-DOF active microvibration emulator [C]. *ASME Conference on Smart Materials*, 2012, 477-483.
- [7] PARK G, LEE D O, HAN J H. Development of multi-degree-of-freedom microvibration emulator for efficient fitter test of spacecraft [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2014, 25(9): 1069-1081.
- [8] VOSE T H, UMBANHOWAR P, LYNCH K M. Friction-induced velocity fields for point parts sliding on a rigid oscillated plate [J]. *International Journal of Robotics Research*, 28(8): 1020-1039.
- [9] VOSE T H, TURPIN M H, DAMES P M, *et al.*. Modeling, design, and control of 6-DoF flexure-based parallel mechanisms for vibratory manipulation [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2013, 64: 111-130.
- [10] 辛建. 基于六维并联机构的空间多维微振动模拟器优化设计[D]. 长春: 长春光学精密机械与物理研究所, 2015.

- XIN J. *Optimization Design of Spatial Multi-dimensional Microvibration Simulator Based on Six-dimensional Parallel Mechanism* [D]. Changchun: Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, 2015. (in Chinese)
- [11] BEECH G S, RAO N N S, RUPERT J K, *et al.*. A “Kane’s Dynamics” model for the active rack isolation system [J]. *National Aeronautics and Space Administration*, 2001, 5: 20010067152.
- [12] YAO Z, JINGRUI Z, SHIJIE X. Parameters design of vibration isolation platform for control moment gyroscopes [J]. *Acta Astronautica*, 2012, 81(2): 645-659.
- [13] AFROUN M, DEQUIDT A, VERMEIREN L. Revisiting the inverse dynamics of the Gough-Stewart platform manipulator with special emphasis on universal-prismatic-spherical leg and internal singularity [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012, 226(10): 2422-2439.
- [14] OFTADEH R, AREF M M, TAGHIRAD H D. Explicit dynamics formulation of stewart gough platform a newton-euler approach [C]. *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2010: 2772-2777.
- [15] LIU M J, LI C X, LI CH N. Dynamics analysis of the Gough-Stewart platform manipulator [J]. *IEEE Journal of Robotics and Automation*, 2000, 16(1): 94-98.
- [16] GUO H B, LI H R. Dynamic analysis and simulation of a six degree of freedom Stewart platform manipulator [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2006, 220(1): 61-72.
- [17] YUN Y, LI Y M. Active vibration control based on a 3-DOF dual compliant parallel robot using LQR algorithm [J]. *The 2009 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2009: 775-780.
- [18] ZHANG C D, SONG S M. An efficient method for inverse dynamics of manipulators based on the virtual work principle [J]. *Journal of Robotic Systems*, 1993, 10(5): 605-627.
- [19] ZHAO Y, GAO F. Inverse dynamics of the 6-dof out-parallel manipulator by means of the principle of virtual work [J]. *Robotica*, 2009, 27(2): 259-268.
- [20] LOPES A M, PIRES E J S. *Complete Dynamic Modeling of a Stewart Platform Using the Generalized Momentum Approach* [M]. Netherlands: Springer, 2011: 199-210.
- [21] GALLARDO J, RICO J M, FRISOLI A, *et al.*. Dynamics of parallel manipulators by means of screw theory [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2003, 38(11): 1113-1131.

#### 作者简介:



徐振邦 (1982—), 男, 内蒙古通辽人, 研究员, 2005 年、2010 年于中国科学技术大学分别获得学士、博士学位, 主要从事空间智能机器人、空间遥感器设计、振动控制方面的研究。E-mail: xuzhenbang@gmail.com

#### 通讯作者:



贺 帅 (1989—), 男, 助理研究员, 2011 年于中国科学技术大学获得学士学位, 2014 年于中国科学院大学长春光学精密机械与物理研究所获得硕士学位, 主要从事空间遥感器的力学分析、机器人的运动学和动力学等方面的研究。E-mail: 652740868@qq.com