

多维微振动模拟平台理论建模与仿真研究

杨剑锋^{1,2,3}, 黄创绵^{1,2,4}, 王远航^{1,3,4}, 李小兵^{1,4,5}, 李楷^{1,2,4}

(1.工业和信息化部电子第五研究所,广州 510610;
2.广东省电子信息产品可靠性与环境工程技术中心,广州 510610;
3.广东省电子信息产品可靠性技术重点实验室,广州 510610;
4.广州电子信息产品可靠性与环境工程重点实验室,广州 510610;
5.广东省工业机器人可靠性工程实验室,广州 510610)

摘要: 目的 模拟空间飞行器上反作用产生的微振动。方法 设计一种多维微振动模拟平台,该模拟平台可产生空间六维微振动加速度谱。首先分析各个驱动腿及负载质心处的速度与加速度间的关系,接着结合牛顿-欧拉方法与拉格朗日方程推导得到多维微振动模拟平台的完整动力模型,最后利用多体系统软件ADAMS与MATLAB/Simulink进行联合仿真,以此联合仿真技术来验证理论模型的准确性。结果 理论模型与仿真分析之间的最大误差为2.84%。**结论** 该理论模型准确可靠,可以作为动力学控制的理论基础。

关键词: 微振动; 模拟平台; Gough-Stewart 平台; 反作用飞轮

DOI: 10.7643/ issn.1672-9242.2017.08.008

中图分类号: TJ01

文献标识码: A

文章编号: 1672-9242(2017)08-0039-07

Theoretical Modeling and Simulation Study on the Multi-dimensional Micro-vibration Simulator

YANG Jian-feng^{1,2,3}, HUANG Chuang-mian^{1,2,4}, WANG Yuan-hang^{1,3,4}, LI Xiao-bing^{1,4,5}, LI Kai^{1,2,4}

(1.The Fifth Electronic Institute of MIIT, Guangzhou 510610, China; 2.Guangdong Provincial Research Center of Electronic Information Products Reliability and Environment Engineering Technology, Guangzhou 510610, China;

3.Guangdong Provincial Key Laboratory of Electronic Information Products Reliability Technology, Guangzhou 510610, China;

4.Guangzhou Province Key Laboratory of Electronic Information Products Reliability and Environment Engineering Technology, Guangzhou 510610, China; 5.Guangdong Industrial Robot Reliability Engineering Laboratory, Guangzhou, 510610, China)

ABSTRACT: Objective To reproduce the micro-vibrations generated by the reaction on wheel assembly. **Methods** A multi-dimensional micro-vibration simulator (MMVS) which could generate six-dimensional micro-vibration acceleration spectrum was designed. First, the relation between velocity and acceleration of payload and the driving legs were analyzed. The complete dynamic model of the MMVS was then derived with New-Euler method in combination with Lagrange approach. Finally, co-simulation was adopted to verify the validity of the theoretical model by connecting ADAMS and MATLAB/Simulink. **Results** The maximum error between theoretical model and simulation was 2.84%. **Conclusion** The theoretical model is accurate and reliable and can be used as the theoretical foundation of the dynamics controller.

KEY WORDS: micro-vibrations; simulator; gough-stewart platform; reaction wheel assembly

随着空间技术的不断进步,在空间领域开展的军事及经济竞争越来越激烈,对空间望远镜的要求也越来越高。具有大口径、高分辨率的太空望远镜成为关注的重点,但航天飞行器上的扰动源,如反作用飞轮、力矩调姿陀螺、喷进系统、制冷剂、太阳帆板展开机构等产生的微振动会极大的降低光学系统的成像质量,严重时甚至会导致空间望远镜无法正常工作^[1]。

在产生微振动的扰动源中,反作用飞轮产生的微振动被认为是最大扰源^[2-3]。关于反作用飞轮的理论建模及特性分析,已有许多学者做过大量研究^[2-4]。为了减小反作用飞轮产生的微振动对光学系统成像质量的影响,常用的措施是在光学载荷与反作用飞轮间安装隔振器^[5]。为了验证隔振器的隔振效果,从而保证航天任务的成功完成,在火箭发射前要对航天产品进行充分的地面试验论证。国外 Kamesh^[6-7]和国内周伟勇^[8-9]等人通过比较反作用飞轮在有无采用隔振措施情况下产生的微振动大小来验证隔振系统的隔振效果。一般而言,采用真实的反作用飞轮来进行地面试验最能准确的测试隔振系统的隔振性能,但实际情况下,该项试验的开展较为困难。主要需要考虑生产调度和正样件损坏影响等问题,所以多数情况下采用正样件的等效模拟件,但实际上模拟件与正样件之间存在一定差距。因此文中开展多维微振动模拟平台技术的研究,具有实际的工程意义。

并联机构特别是 Gough-Stewart 平台 (Gough-Stewart Platform, GSP) 因其优异的性能,在不同领域得到大量应用^[10-11]。对于并联机构而言,其动力学模型的准确与否直接关系着其控制性能的好坏^[12-13]。在过去的几十年里,关于 GSP 静力学方面的研究较多,而关于其动力学方面的研究还是相对较少^[14]。Oftadeh^[15]等人利用拉格朗日方程建立了 GSP 的显示动力学方程。Dasgupta^[16]等人利用牛顿-欧拉方法得到 GSP 的完整动力学模型,且考虑了铰链处的摩擦阻力。虽然关于 GSP 的研究较多,但将 GSP 用于空间多维微振动的模拟等方面的研究较少,文中即以此展开工作。

文中提出了一种基于 GSP 的多维微振动模拟平台,该模拟平台能准确复现多维加速度谱值。利用牛顿-欧拉方法结合拉格朗日方程建立了模拟平台的完整动力学模型。该模型考虑了驱动支腿的质量、转动惯量及上平台负载的偏心等对建模的影响,并利用联合仿真技术对动力学模型的准确性进行了验证。

1 模拟平台结构

多维微振动模拟平台的结构如图 1 所示,该模拟平台基于 Gough-Stewart 构型,由上、下平台、六条伸缩支腿、和上、下铰链组成。其中上铰链具有三个自由度,下铰链具有两个自由度。支腿由音圈电机进

行驱动,如图 2 所示。支腿包括:限位挡圈、上下支撑弹簧片、外壳、音圈电机、连接杆等。音圈电机的定子部分(永磁体)通过螺钉固定在外壳内,动子部分(音圈)通过上、下支撑弹簧片固定,弹簧片可以起到直线轴承的作用,即释放轴向自由度,限制其他方向的自由度。为防止音圈电机超出行程范围,在上、下支撑弹簧片之间安装有限位挡圈。支腿外壳表面开有圆孔,发挥散热作用。

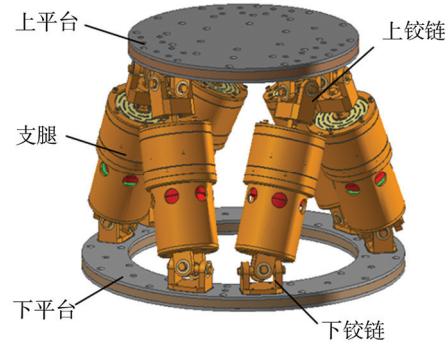


图 1 多维微振动模拟平台三维图

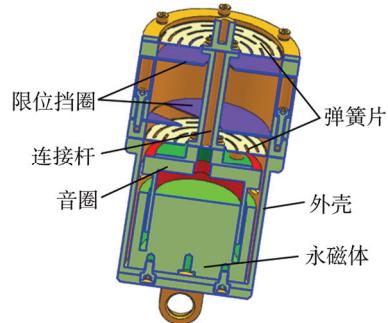


图 2 单腿剖视图

微振动模拟平台的简化模型如图 3 所示,坐标系 $\{P\}$ 为随体坐标,固结在动平台上,其原点与上铰点的几何中心重合。坐标系 $\{B\}$ 为定坐标系,于下平台固结,其原点与下铰点的几何中心重合。坐标系 $\{g\}$ 为惯性坐标系,其原点与下平台安装面处的几何中心重合。上平台相对定坐标系 $\{B\}$ 的姿态角定义为 $[\gamma, \beta, \alpha]^T$,上平台上的铰接点用 P_i 表示,其在随体坐标系中的坐标为 P_{pi} 。下平台的铰接点用 B_i 表示,其在定坐标系中的坐标为 B_{pi} 。 R_P 和 R_B 分别表示上平台和下平台的外接圆半径,铰点 P_1 与 P_6 的圆心角为 φ (以下简称上圆心角 φ),铰点 B_1 与 B_6 的圆心角为 θ (以下简称下圆心角 θ)。

2 模拟平台理论模型

2.1 运动学

在定坐标系 $\{B\}$ 中,第 i 根作动器的位置矢量 ${}^B l_i$ 可以表示为:

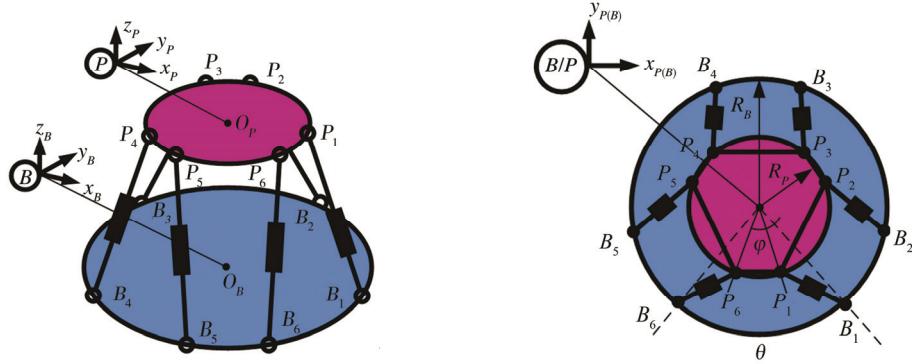


图3 微振动模拟平台结构

$${}^B\mathbf{l}_i = {}^B\mathbf{t} + {}_P^B\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{p}_i - {}^B\mathbf{b}_i \quad (1)$$

式中: ${}^B\mathbf{t}$ 表示随体坐标系在定坐标系中的位置, ${}^B\mathbf{t} = [x, y, z]^T$; ${}_P^B\mathbf{R}$ 表示从随体坐标系到定坐标系的变

$${}_P^B\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \cos \alpha \cos \beta & \cos \alpha \sin \beta \sin \gamma & -\sin \alpha \cos \gamma \\ \sin \alpha \cos \beta & \sin \alpha \sin \beta \sin \gamma & \cos \alpha \sin \beta \cos \gamma \\ -\sin \beta & \cos \beta \sin \gamma & \cos \beta \cos \gamma \end{bmatrix} \quad (2)$$

根据理论力学知识可得以下表达式:

$$\dot{\mathbf{q}}_{pi} = {}^{pi}\mathbf{J}_q \cdot \dot{\mathbf{q}} \quad (3)$$

$$\dot{\mathbf{L}} = \mathbf{J} \cdot \dot{\mathbf{q}} \quad (4)$$

$$\boldsymbol{\omega}_{ai} = ({}^B\mathbf{l}_{ni} \times \dot{\mathbf{q}}_{pi}) / l_i \quad (5)$$

式中: $\dot{\mathbf{q}}_{pi}$ 表示第 i 个上铰点的速度; ${}^{pi}\mathbf{J}_q$ 表示从广义速度到铰点速度的雅克比矩阵,

${}^{pi}\mathbf{J}_q = [\mathbf{E}_3, {}_P^B\mathbf{R}({}^P\tilde{\mathbf{p}}_i)^T {}_P^B\mathbf{R}^T]$; $\dot{\mathbf{q}}$ 表示上平台在定坐标系下的广义速度, $\dot{\mathbf{q}} = [{}^B\mathbf{t}^T \quad \boldsymbol{\omega}^T]^T$; $\dot{\mathbf{L}}$ 为隔振杆伸缩速率构成的 6×1 阶矢量矩阵, $\dot{\mathbf{L}} = [l_1 \ l_2 \ l_3 \ l_4 \ l_5 \ l_6]^T$; \mathbf{J} 表示从广义速度到隔振杆伸缩速率的雅克比矩阵, $\mathbf{J} = [L_n^T \ (\mathbf{R} \cdot {}_P^P\mathbf{P} \times L_n)^T]$; $\boldsymbol{\omega}_{ai}$ 表示作动器的角速度; ${}^B\mathbf{l}_{ni}$ 为矢量 ${}^B\mathbf{l}_i$ 的单位向量; l_i 为第 i 根作动器的长度。

将式(3)左右两边对时间求导, 同时假设加速作动器绕自身中心轴线的转动角速度和角加速度为零(即 $\boldsymbol{\omega}_{ai}^T \cdot {}^B\mathbf{l}_i = \mathbf{0}$ 且 $\boldsymbol{\varepsilon}_{ai}^T \cdot {}^B\mathbf{l}_i = \mathbf{0}$), 通过化简可以得到作动器的角速度:

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{ai} = ({}^B\mathbf{l}_{ni} \times \ddot{\mathbf{q}}_{pi} - 2\boldsymbol{\omega}_{ai} \cdot \dot{\mathbf{l}}_i) / l_i \quad (6)$$

同理, 可得到上铰点 P_i 的加速度:

$$\ddot{\mathbf{q}}_{pi} = {}^B\ddot{\mathbf{t}} + \dot{\boldsymbol{\omega}} \times {}_P^B\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{p}_i + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times ({}_P^B\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{p}_i)) \quad (7)$$

根据理论力学基础知识, 可以采用上作动器质心处的速度及其角速度来表示上铰点 P_i 的速度:

$$\dot{\mathbf{q}}_{pi} = {}^B\mathbf{v}_{rci} + \boldsymbol{\omega}_{ai} \times (r_{rci} \cdot {}^B\mathbf{l}_{ni}) \quad (8)$$

整理式(6)可得上作动器质心处的速度:

$${}^B\mathbf{v}_{rci} = \dot{\mathbf{q}}_{pi} - \boldsymbol{\omega}_{ai} \times (r_{rci} \cdot {}^B\mathbf{l}_{ni}) \quad (9)$$

将式(3)带入式(7)化简得:

换矩阵。

${}_P^B\mathbf{R}$ 表达如式(2) :

$${}^B\mathbf{v}_{rci} = \dot{\mathbf{q}}_{pi} + ({}^B\mathbf{l}_{ni} \times ({}^B\mathbf{l}_{ni} \times \dot{\mathbf{q}}_{pi})) r_{rci} / l_i \quad (10)$$

利用雅克比矩阵 ${}^{rci}\mathbf{J}_{pi}$ 表示上式, 可得:

$${}^B\mathbf{v}_{rci} = {}^{rci}\mathbf{J}_{pi} \dot{\mathbf{q}}_{pi} \quad (11)$$

式中: ${}^{rci}\mathbf{J}_{pi}$ 表示从上铰点的速度到上作动器质心速度的雅克比矩阵, ${}^{rci}\mathbf{J}_{pi} = \mathbf{E}_3 + r_{rci} / l_i \cdot {}^B\mathbf{l}_{ni}^2$ 。

对式(9)左右两边微分, 并进行化简, 可以得到上作动器质心处的加速度:

$${}^B\mathbf{a}_{rci} = {}^{rci}\mathbf{J}_{pi} \ddot{\mathbf{q}}_{pi} + (2 {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni}^T {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} \dot{\mathbf{q}}_{pi} {}^B\mathbf{l}_{ni}^T \dot{\mathbf{q}}_{pi} + {}^B\mathbf{l}_{ni} \dot{\mathbf{q}}_{pi} {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni}^T {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} \dot{\mathbf{q}}_{pi}) r_{rci} / l_i^2 \quad (12)$$

同理可得下作动器质心处的速度和加速度, 分别为:

$${}^B\mathbf{v}_{tcii} = \boldsymbol{\omega}_{ai} \times r_{tcii} \cdot {}^B\mathbf{l}_{ni} = {}^{tcii}\mathbf{J}_{pi} \cdot \dot{\mathbf{q}}_{pi} \quad (13)$$

$${}^B\mathbf{a}_{tcii} = {}^{tcii}\mathbf{J}_{pi} \ddot{\mathbf{p}}_i -$$

$$(2 {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni}^T {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} \dot{\mathbf{q}}_{pi} {}^B\mathbf{l}_{ni}^T \dot{\mathbf{q}}_{pi} + {}^B\mathbf{l}_{ni} \dot{\mathbf{q}}_{pi} {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni}^T {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} \dot{\mathbf{q}}_{pi}) r_{tcii} / l_i^2 \quad (14)$$

式中: ${}^{tcii}\mathbf{J}_{pi}$ 表示从上铰点的速度到下作动器质心速度的雅克比矩阵, ${}^{tcii}\mathbf{J}_{pi} = {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni}^T {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} r_{tcii} / l_i$ 。

当上平台和负载的质心与随体坐标系 $\{P\}$ 的原点不重合时, 会产生离心力和科氏力。因此在进行理论建模时, 需要考虑上平台与负载的偏心量。用 ${}_P\mathbf{p}_c$ 表示上平台和负载在随体坐标系 $\{P\}$ 中的综合质心, 则综合质心可以表示为:

$${}^B\mathbf{p}_c = {}^B\mathbf{t} + {}_P^B\mathbf{R} \cdot {}_P\mathbf{p}_c \quad (15)$$

对式(3)左右两边两次求导, 得到综合质心处的加速度:

$${}^B\ddot{\mathbf{p}}_c = {}^B\ddot{\mathbf{t}} + {}_P^B\mathbf{R} \cdot {}_P\tilde{\mathbf{p}}_c^T \cdot {}_P^B\mathbf{R}^T \cdot \dot{\mathbf{p}} + \dot{\boldsymbol{\omega}}^2 \cdot ({}_P^B\mathbf{R} \cdot {}_P\mathbf{p}_c) \quad (16)$$

2.2 动力学模型

当负载质量远大于作动器自身质量时, 作动器质量属性可以忽略不计。对于该研究, 作动器质量与负载质量相近, 因此不能忽略不计。结合牛顿-欧拉方法和拉格朗日方程对微振动模拟台进行理论模型推导, 可以得到多维微振动模拟平台的完整动力学方程:

式中:

$$\begin{aligned} \mathbf{H}_p &= \begin{bmatrix} E_3 & E_3 & E_3 & E_3 & E_3 & E_3 \\ {}^B\mathbf{R}^P \tilde{\mathbf{p}}_1 {}^B\mathbf{R}^T & {}^B\mathbf{R}^P \tilde{\mathbf{p}}_2 {}^B\mathbf{R}^T & {}^B\mathbf{R}^P \tilde{\mathbf{p}}_3 {}^B\mathbf{R}^T & {}^B\mathbf{R}^P \tilde{\mathbf{p}}_4 {}^B\mathbf{R}^T & {}^B\mathbf{R}^P \tilde{\mathbf{p}}_5 {}^B\mathbf{R}^T & {}^B\mathbf{R}^P \tilde{\mathbf{p}}_6 {}^B\mathbf{R}^T \end{bmatrix} \\ \mathbf{F}_p &= \begin{bmatrix} f_{p1}^T & \cdots & f_{pi}^T \end{bmatrix}^T \\ \mathbf{f}_{pi} &= (\mathbf{M}_1 + \mathbf{M}_2)^{pi} \mathbf{J}_i \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_a^{pi} \mathbf{J}_i \dot{\mathbf{q}} + (\mathbf{M}_1 + \mathbf{M}_2) \tilde{\boldsymbol{\omega}}^2 {}^B\mathbf{R}^P \mathbf{p}_i - (\mathbf{Q}_f + \mathbf{Q}_{lci}) \\ \mathbf{M}_1 &= m_{rci} \left[\left(1 - \frac{r_{rci}}{l_i} \right)^2 \mathbf{I}_3 + 2 \frac{r_{rci}}{l_i} {}^B\mathbf{l}_{ni} {}^B\mathbf{l}_{ni}^T - \left(\frac{r_{rci}}{l_i} \right)^2 {}^B\mathbf{l}_{ni} {}^B\mathbf{l}_{ni}^T \right] + m_{tci} r_{tci}^2 \left(\frac{1}{l_i^2} \mathbf{I}_3 - \frac{1}{l_i^2} {}^B\mathbf{l}_{ni} {}^B\mathbf{l}_{ni}^T \right) \\ \mathbf{M}_2 &= (I_{rci} + I_{tci}) (\mathbf{I}_3 - {}^B\mathbf{l}_{ni} {}^B\mathbf{l}_{ni}^T) / l_i^2 \\ \mathbf{C}_e &= \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \tilde{\boldsymbol{\omega}} {}^B\mathbf{R}^P \mathbf{I} \cdot {}^B\mathbf{R}^T \end{bmatrix} + c \cdot \mathbf{J}^T \mathbf{J} \\ \mathbf{C}_a &= \frac{m_{rci} r_{rci}}{l_i^2} \left({}^B\mathbf{l}_{ni} \dot{\mathbf{q}}_{pi} {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni}^T {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} + {}^B\mathbf{l}_{ni}^T \dot{\mathbf{q}}_{pi} {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} + {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} \dot{\mathbf{q}}_{pi} {}^B\mathbf{l}_{ni}^T \right) - \frac{m_{rci} r_{rci}^2 + m_{tci} r_{tci}^2 + I_{rci} + I_{tci}}{l_i^3}. \\ \left({}^B\mathbf{l}_{ni}^T \dot{\mathbf{q}}_{pi} {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni}^T {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} + {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} \dot{\mathbf{q}}_{pi} {}^B\mathbf{l}_{ni}^T \right) \cdot \mathbf{Q}_{tci} m_{tci} \frac{r_{tci}}{l_i} {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} {}^B\tilde{\mathbf{l}}_{ni} \mathbf{g} \end{aligned}$$

通过式(15)可得到微振动模拟平台的完整动力学方程的矩阵表达式:

$$\mathbf{M}(\mathbf{q}) \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{J}^T \mathbf{F} \quad (18)$$

式中: $\mathbf{M}(\mathbf{q})$ 为 6×6 的广义质量矩阵; $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ 为 6×6 的科氏力和离心项矩阵; \mathbf{K} 为 6×6 的广义刚度矩阵; \mathbf{F} 为 6×1 的矩阵, 表示六个作动器的激励力。

式(4)左右两边左乘 \mathbf{J}^T , 得到作动器的激励力:

$$\mathbf{F} = \mathbf{J}^{-T} [\mathbf{M}(\mathbf{q}) \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{q}] \quad (19)$$

3 联合仿真

为验证理论模型的准确性, 文中联合 ADAMS 和 MATLAB/Simulink 进行仿真来实现。首先, 将微振动模拟台的数字样机导入到多刚体系统仿真软件 ADAMS 中; 其次, 利用 Simulink 中的 S 函数建立微

$$\begin{aligned} & \left[\begin{array}{ccc} mE_3 & m \cdot {}^B\mathbf{R} \cdot {}^P\tilde{\mathbf{p}}_c \cdot {}^B\mathbf{R}^T & m \cdot {}^B\mathbf{R} \cdot {}^P\tilde{\mathbf{p}}_c^T \cdot {}^B\mathbf{R}^T \\ m \cdot {}^B\mathbf{R} \cdot {}^P\tilde{\mathbf{p}}_c \cdot {}^B\mathbf{R}^T & {}^B\mathbf{R} \cdot {}^P\mathbf{I} \cdot {}^B\mathbf{R}^T & \\ \end{array} \right] \ddot{\mathbf{q}} + \\ & \left(\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \tilde{\boldsymbol{\omega}} {}^B\mathbf{R}^P \mathbf{I} \cdot {}^B\mathbf{R}^T \end{bmatrix} + c \cdot \mathbf{J}^T \mathbf{J} \right) \dot{\mathbf{q}} + \\ & \begin{bmatrix} m\mathbf{I} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \tilde{\boldsymbol{\omega}}^2 \cdot \left({}^B\mathbf{R} \cdot {}^P\tilde{\mathbf{p}}_c \right) + k \cdot \mathbf{J}^T \cdot \mathbf{J} \cdot \Delta \mathbf{q} = -\mathbf{H}_p \mathbf{F}_p \end{aligned} \quad (17)$$

振动模拟平台的理论模型, 并通过分析计算得到作动器的激励力; 然后建立 Simulink 与 ADAMS 之间的通讯关系, 利用 Simulink 计算得到的激励力来驱动虚拟样机中的 ADAMS 模型; 最后, 通过 Adams 中的传感器测试得到上平台的六维加速度值, 并将加速信号导入到 Simulink 中, 比较仿真值与目标值的差别。图为 ADAMS 与 Simulink 联合仿真的框图。如图所示, 该图为联合仿真的 Simulink 模型, 由七个模块组成。第一个模块用于生成目标加速度信号, 第二个模块用于设置微振动模拟器的构型参数值, 第三个模块用于设置作动器的质量属性, 微振动模拟器的刚度、阻尼、质量属性在第四个模块中设定, 第五个模块为 S 函数模块, 第六个模块为 ADAMS 与 Simulink 软件的讯通接口模块, 第七个模块用于显示上平台的加速度值。

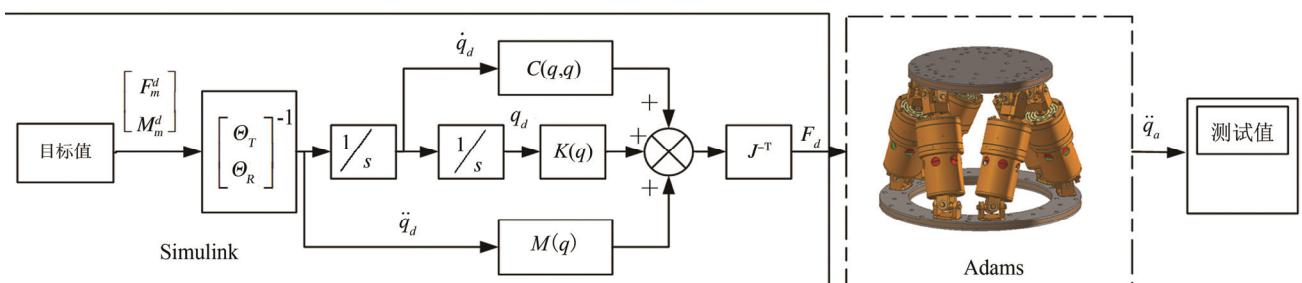


图 4 联合仿真框图

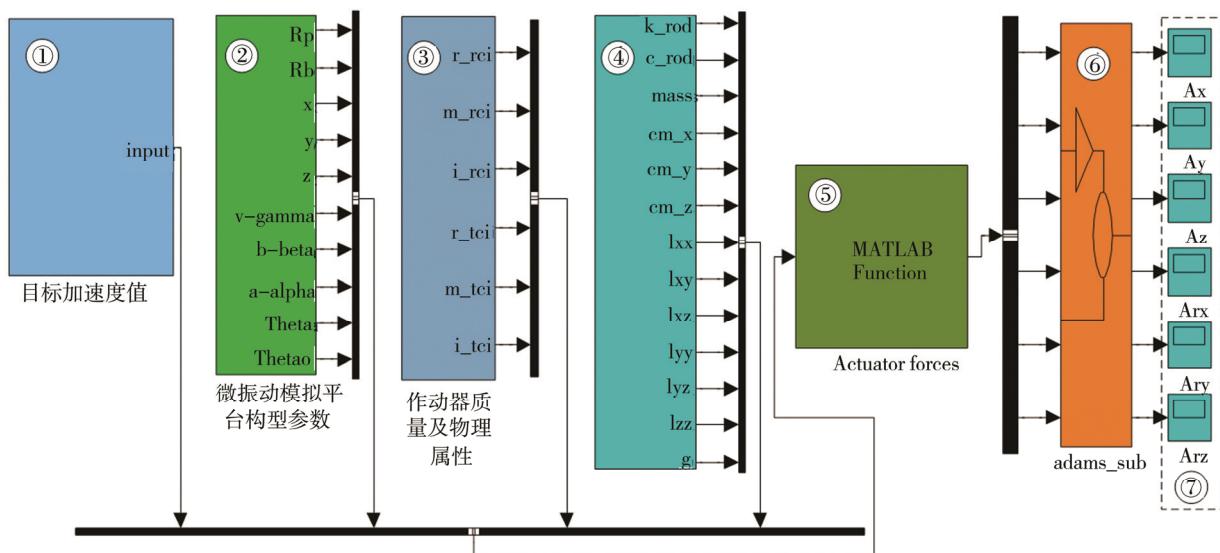


图 5 联合仿真 Simulink 模型

在 ADAMS 模型中微振动模拟器的构型参数和质量属性分别见表 1、表 2。上平台输出的目标加速度频谱见表 3。

表 1 微振动模拟器的构型参数

符号	物理含义	值
R_p	上平台半径	0.12 m
R_b	下平台半径	0.18 m
φ	上平台圆心角	30°
θ	下平台圆心角	90°
r_{rci}	上作动器质心到上铰点长度	78.2 mm
r_{tci}	下作动器质心到下铰点长度	101.4 mm
z_{cm}	负载质心在随体坐标系中的高度	11.0 mm
k	单个作动器的弹簧片刚度	104 N/m

表 2 微振动模拟器的质量及物理属性

符号	物理含义	值
m	负载质量	3.355 kg
I_{xx}	负载关于 x 轴的主惯性矩	$1.474 \times 10^{-2} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
I_{yy}	负载关于 y 轴的主惯性矩	$1.474 \times 10^{-2} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
I_{zz}	负载关于 z 轴的主惯性矩	$2.300 \times 10^{-2} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
g	重力加速度	9.8 m/s^2
m_{rci}	上作动器质量	0.415 kg
m_{tci}	下作动器质量	1.935 kg
I_{rci}	上作动器主惯性矩	$5.7 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
I_{tci}	下作动器主惯性矩	$2.748 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

表 3 微振动模拟器上平台的目标加速度幅值

频率/Hz	$A_x / (\text{mm}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_y / (\text{mm}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_z / (\text{mm}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_{rx} / (\text{arc}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_{ry} / (\text{arc}\cdot\text{s}^{-2})$	$A_{rz} / (\text{arc}\cdot\text{s}^{-2})$
10	2	1	1.5	0.02	0.01	0.01
50	1.2	1.3	1.1	0.015	0.014	0.013
100	1.1	1.2	1	0.01	0.012	0.014

图 6 和图 7 为微振动平台所产生的六个方向加速度分别在时域和频率上的变化曲线。表 4 为仿真值与目标值的相对误差。由表 4 可知，平动方向和转动方向的加速度的最大误差分别是 2.84% 和 0.18%，平动方向和转动方向的加速度的最小误差分别是 0.31% 和 0.001%。由仿真结果可知，该微振动模拟平台产生的微振动频谱特性与目标值一致，文中所建立的理论模型正确，该模拟平台能产生不同的方向的具有不同幅值和不同频率特性的微振动。

表 4 微振动模拟器产生的加速度幅值与目标幅值的相对误差

频率/Hz	相对误差/%					
	A_x	A_y	A_z	A_{rx}	A_{ry}	A_{rz}
10	1.27	2.70	2.84	0.001	0.09	0.18
50	0.85	0.54	0.71	0.001	0.02	0.001
100	1.37	0.61	0.31	0.001	0.06	0.001

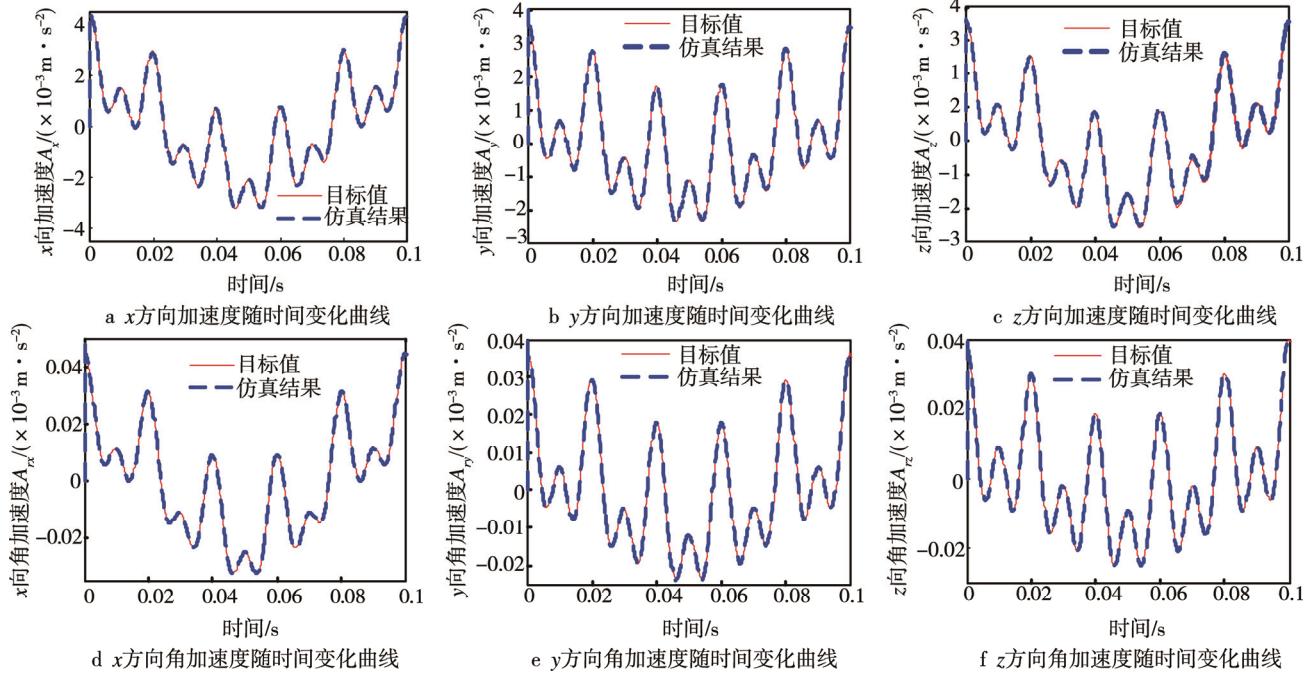


图6 微振动模拟器上平台产生的加速度随时间变化曲线

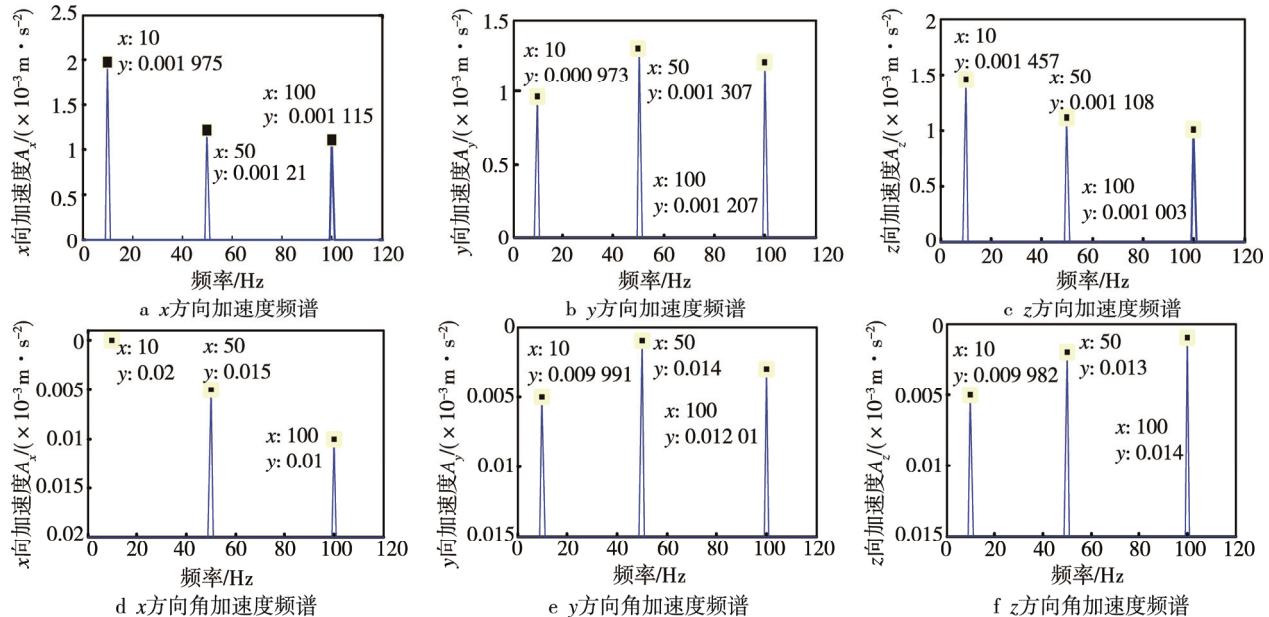


图7 微振动模拟平台上加速度的频谱曲线

4 结语

文中开展了基于 Stewart-Gough 构型的多维微振动模拟平台研究, 建立了微振动模拟平台的理论模型。该模型考虑了载荷质心与上平台不重合的情况, 及驱动支腿质量对模拟平台动力学方程的影响, 同时考虑了驱动支腿阻尼力对激励力的影响。为验证理论模型的准确性, 利用多刚体联合仿真技术对微振动模拟平台进行了联合仿真。仿真结果表明: 平动方向和转动方向的加速度的最大误差分别是 2.84% 和 0.18%, 理论模型准确可靠, 为后续微振动模拟平台

的动力学控制提供了理论依据, 具有实际的工程意义。

参考文献:

- [1] ZHOU, W Y, LI D X. Design and Analysis of an Intelligent Vibration Isolation Platform for Reaction/Momentum Wheel Assemblies[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(13): 2984-3005.
- [2] MASTERSON R A, MILLER D W, GROGAN R L. Development and Validation of Reaction Wheel Disturbance Models: Empirical Model[J]. Journal of Sound and Vibra-

- tion, 2002, 249(3): 575-598.
- [3] LIU K C, MAGHAMI P, BLAURICK C. Reaction Wheel Disturbance Modeling, Jitter Analysis, and Vibration, Tests for Solar Dynamics Observatory[C]// Navigation and Control Conference and Exhibit. In AIAA Guidance, 2008.
- [4] KIM D K. Micro-vibration Model and Parameter Estimation Method of a Reaction Wheel Assembly[J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(18): 4214-4231.
- [5] LIU C, JING X, DALEY S, et al., Recent Advances in Micro-vibration Isolation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 56/57(1): 55-80.
- [6] KAMESH D, PANDIYAN R, GHOSAL A. Modeling, Design and Analysis of Low Frequency Platform for Attenuating Micro-vibration in spacecraft[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(17): 3431-3450.
- [7] KAMESH D, PANDIYAN R, GHOSAL A. Passive Vibration Isolation of Reaction Wheel Disturbances Using a Low Frequency Flexible Space Platform[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331: 1310-1330.
- [8] ZHOU WY, LI D X, LUO Q, et al. Design and Test of a Soft Suspension System for Cantilevered Momentum Wheel Assembly[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2012, 227(7): 1144-1160.
- [9] ZHOU WY, LI D X. Experimental Research on a Vibration Isolation Platform for Momentum Wheel Assembly [J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(5): 1157-1171.
- [10] DWARAKANATH T A, BHUTANI G. Beam Type Hexapod Structure Based Six Component Force-torque Sensor[J]. Mechatronics, 2011, 21(8): 1279-1287.
- [11] AXINTE D A, ALLEN J M, ANDERSON R, et al. Free-leg Hexapod: A Novel Approach of Using Parallel Kinematic Platforms for Developing Miniature Machine Tools for Special Purpose Operations[J]. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2011, 60(1): 395-398.
- [12] YU X Y, CHEN L. Modeling and Observer-based Augmented Adaptive Control of Flexible-joint Free-floating Space Manipulators[J]. Acta Astronautica, 2015, 108: 146-155.
- [13] TING Y, CHEN Y S, JAR H C. Modeling and Control for a Gough-Stewart Platform CNC Machine[J]. Journal of Robotic Systems, 2004, 21(11): 609-623.
- [14] DASGUPTA B, MRUTHYUNJAYA T S. The Stewart Platform Manipulator: A Review[J]. Mechanism and Machine Theory, 2000, 35(1): 15-40.
- [15] OFTADEH R, AREF M M, TAGHIRAD H D. Explicit Dynamics Formulation of Stewart-Gough Platform: A Newton-Euler Approach[C]// In IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems. Taiwan: IEEE, 2010.
- [16] DASGUPTA B, MRUTHYUNJAYA T S. A Newton-Euler Formulation for the Inverse Dynamics of the Stewart Platform Manipulator[J]. Mechanism and Machine Theory, 1998, 33(8): 1135-1152.