

文章编号 1004-924X(2014)04-0897-07

## 卫星飞轮隔振与吸振联合减振系统设计

虞自飞\*, 周徐斌, 申军烽, 周春华

(上海卫星工程研究所 空间机热一体化技术实验室, 上海 200240)

**摘要:**分析了抑制卫星飞轮振动的方法,提出了隔振为主、吸振为辅的联合减振方案。研究了会聚式隔振系统参数对其减振性能的影响;针对会聚式隔振系统存在的不足,提出了圆周分布式吸振方法和相应的吸振系统,分析表明会聚式隔振系统在 4 个方向的隔振效率达 90% 以上。根据会聚式隔振系统在 X 平动方向隔振效率较低的问题,建立了会聚式隔振和圆周分布式吸振的联合减振系统仿真模型。仿真结果表明,联合减振系统较单纯的隔振系统在 X 平动方向减振效率提高近 50%,且不改变其他方向的减振性能。因此,联合减振设计方法合理可行,适用于卫星飞轮等主要振源的振动抑制,并为飞轮联合减振系统的工程化设计提供了理论支持。

**关键词:**飞轮;圆周分布式减振系统;吸振;隔振;联合减振

**中图分类号:**V474.1;V416.1 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20142204.0897

## Design of joint vibration reduction system combined isolation and absorbtion for flywheel

YU Zi-fei\*, ZHOU Xu-bin, SHEN Jun-feng, ZHOU Chun-hua

(Laboratory of Space Mechanical and Thermal Integrative Technology,  
Shanghai Institute of Satellite Engineering, Shanghai 200240, China)

\* Corresponding author, E-mail: yuzifei27@126.com

**Abstract:** The methods to reduce the vibration of a satellite flywheel were analyzed, and a joint vibration reduction scheme was proposed by combined vibration isolation and vibration absorbing. The effect of the parameters of assembled isolators on its vibration reduction was researched. According to the shortcomings of the system, the circumferential distributed absorbing method and a corresponding system were proposed to reduce the vibration of the flywheel. The simulation shows that the vibration response of main structure subjected to external force dissipates by 90% in all directions except X direction. Then, circumferential distributed absorbers were designed to improve the performance of assembled isolators in X direction, and a simulation model of the joint vibration reduction was also established. Compared with unsophisticated isolators, the conclusion indicates that the performance of the joint vibration reduction is nearly improved 50% in X direction. Consequently, the joint vibration reduction scheme is suitable for reducing the vibration response of flywheel and is proved to be effective and practical in the vibration control for other vibration sources in satellites.

收稿日期:2013-07-31;修订日期:2013-09-21.

基金项目:基于光纤测量的航天器健康监测项目

**Key words:** flywheel; circumferential distribution vibration reduction system; isolation; absorber; joint vibration reduction

## 1 引言

卫星飞轮微振动是影响卫星有效载荷性能指标的主要因素<sup>[1-3]</sup>,因此抑制飞轮引起的微振动具有重要意义。常用的飞轮微振动控制方法有阻尼减振<sup>[4]</sup>、结构刚化<sup>[5]</sup>、隔振<sup>[6-7]</sup>等。在飞轮隔振的研究中,哈勃望远镜的飞轮采用黏滞液体阻尼隔振器,这种隔振器大幅降低了飞轮转动时由轴承噪声引发的高频振动<sup>[8]</sup>。先进 X 射线太空望远镜在飞轮上安装被动机械隔振装置——Hexapod 平台抑制了中高频段的振动响应<sup>[9]</sup>。詹姆斯韦伯太空望远镜采用双重被动隔振系统来减小飞轮振动的影响,有效抑制了高频振动<sup>[4]</sup>。

目前,尚未发现将隔振与吸振组合用于飞轮减振的报道,本文提出了采用隔振为主、吸振为辅的联合减振方案。研究了会聚式隔振系统<sup>[10]</sup>,分析隔振器安装倾角、刚度比对隔振系统频带宽度和耦合性的影响,并评估隔振系统的隔振性能。针对会聚式隔振系统存在的不足,提出了圆周分布式吸振方法,以提升会聚式隔振系统的整体性能。这些分析为飞轮联合减振系统的工程化设计提供了理论支持。

## 2 会聚式隔振系统设计

### 2.1 隔振系统原理

定义隔振系统的振动传递率为  $T$ ,则:

$$T = \left| \frac{x(j\omega)}{y(j\omega)} \right| = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\gamma)^2}{(1 - \gamma^2)^2 + (2\xi\gamma)^2}}, \quad (1)$$

式中: $\omega$ 为振动频率, $\omega_n$ 为固有频率,频率比 $\gamma = \omega/\omega_n$ ,阻尼比 $\xi = c/2\sqrt{mk}$ , $m$ , $k$ 分别为飞轮的质量和刚度。

通过仿真分析得到隔振系统振动传递率、频率比和阻尼比三者之间的关系,如图 1 所示。由图可知,当 $\gamma > \sqrt{2}$ 时,系统有隔振作用,振动传递率随 $\gamma$ 的增大而减小;隔振效果随阻尼比 $\xi$ 的增大而降低。

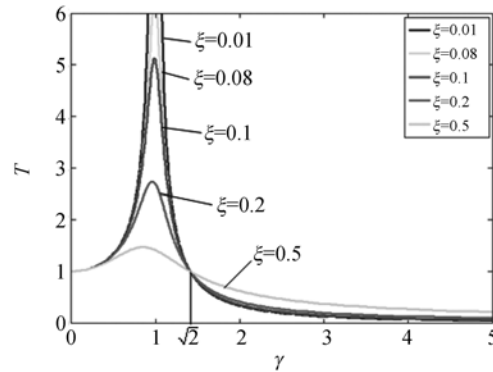


图 1 频率比、阻尼比和振动传递率的关系曲线

Fig. 1 Variation of vibration transfer ratio with damping ratio and frequency ratio

### 2.2 隔振系统参数分析

图 2 为会聚式隔振系统模型。图中,3 个隔振器的主刚度轴  $z_1$ ,  $z_2$  和  $z_3$  相交于 Z 轴上的 A 点,且与 X-Y 平面的倾斜角为  $\varphi$ 。  $x_1$ ,  $x_2$  和  $x_3$  轴与外接圆相切,  $y_1$ ,  $y_2$  和  $y_3$  轴满足右手螺旋定则。隔振器沿主轴方向 X, Y, Z 的主刚度系数分别为  $k_x$ ,  $k_y$ ,  $k_z$ 。坐标系 OXYZ 的坐标原点和被隔振对象的重心重合,  $\theta$  是重心和隔振器安装点之间的连线与隔振器所在平面的夹角。

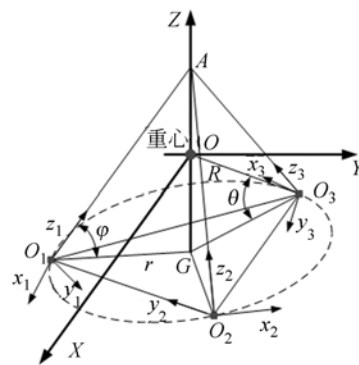


图 2 会聚式隔振系统模型

Fig. 2 Dynamical model of assembled vibration isolation system

设等价安装点为  $O$ ,坐标轴为  $XYZ$ ,真实连接处  $i(i=1,2,3)$ 的局部坐标系原点为  $O_i$ ,坐标轴为  $X_iY_iZ_i$ ,从  $O$ 到  $O_i$ 的位置矢量为  $r_i$ ,则 3 个

真实连接点合成后的连接刚度在参考坐标系的刚度阵为:

$$\mathbf{K} = \sum_{i=1}^3 \mathbf{H}_i^T \mathbf{K}_i \mathbf{H}_i, \quad (2)$$

其中:  $\mathbf{K}_i$  为连接点  $i$  在其局部坐标系内的刚度阵,  $\mathbf{H}_i$  为从连接点  $i$  局部坐标系到参考坐标系的刚度变换矩阵, 形式为:

$$\mathbf{H}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{A}^{i0} & -\mathbf{A}^{i0} \mathbf{r}_i \\ 0 & \mathbf{A}^{i0} \end{bmatrix}, \quad (3)$$

式中:  $\mathbf{A}^{i0}$  为从连接点  $i$  处局部坐标系到参考坐标系的坐标变换矩阵,  $\mathbf{r}_i$  为矢量  $\mathbf{r}_i$  在全局坐标系内的坐标方阵。

设被隔振物体的质量阵为  $\mathbf{M}$ , 则有:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} - \mathbf{K}\mathbf{X} = 0 \Rightarrow \ddot{\mathbf{X}} - \mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}\mathbf{X} = 0. \quad (4)$$

求出矩阵  $\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}$  的 6 个特征值即可得到隔振系统的 6 个频率, 求出矩阵  $\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}$  上非对角线元素的平方和, 即可定性评估该隔振系统的耦合性。

设隔振器横/纵刚度比  $u$  和安装倾角  $\varphi$  分别为  $0.2 \sim 2.0$  和  $0 \sim 90^\circ$ 。通过仿真分析得到系统最小带宽  $D$ 、耦合性与安装倾角  $\varphi$ 、刚度比  $u$  的关系, 分别如图 3~图 6 所示。

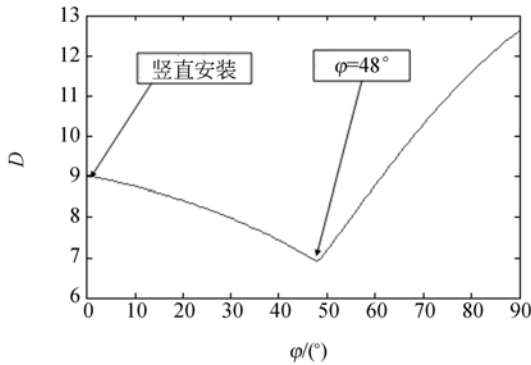


图 3 带宽和安装倾角的关系

Fig. 3 Variation of frequency range with complement angle

由图 3~图 6 分析计算可知, 刚度比  $u$  越小, 系统带宽和耦合性越小, 但实际应用中刚度比  $u$  不宜过小, 否则将导致隔振系统固有频率过小, 隔振器强度降低, 合适的取值为  $0.3 \sim 0.8$ 。隔振器倾斜安装能够降低系统带宽, 特别是在倾角为  $48^\circ$  时, 系统带宽最小, 此时系统耦合性也能维持在一个较低的水平。

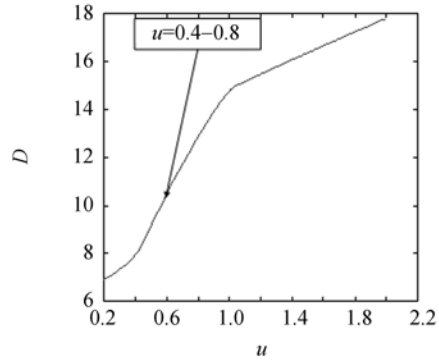


图 4 带宽和刚度比的关系

Fig. 4 Variation of frequency range with stiffness ratio

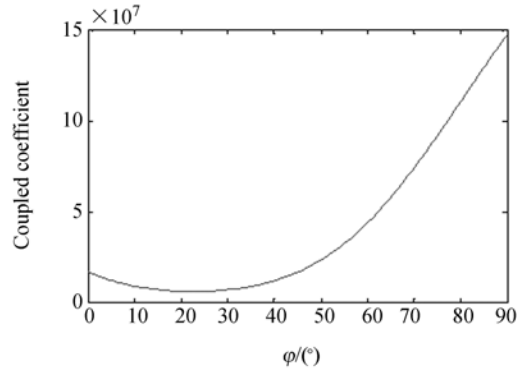


图 5 耦合性和安装倾角的关系

Fig. 5 Variation of coupled coefficient with complement angle

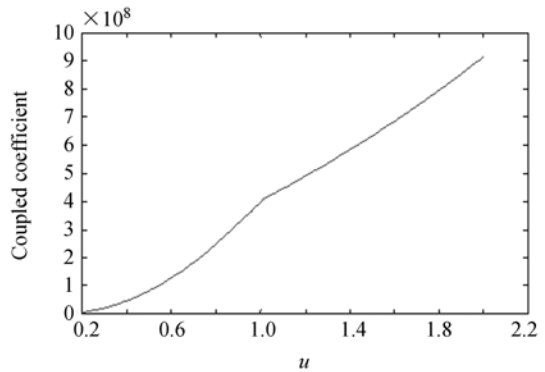


图 6 耦合性和刚度比的关系

Fig. 6 Variation of coupled coefficient with stiffness ratio

### 2.3 隔振系统性能分析

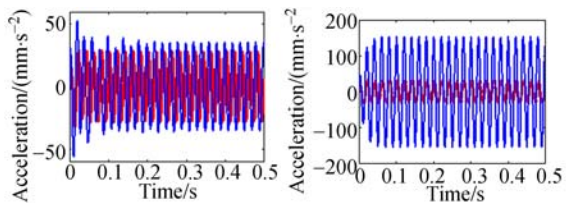
定义隔振器横/纵刚度比  $u=0.3$ , 系统耦合性分析结果见表 1, 其中  $X, Y, Z$  表示 3 个平动自由度,  $R_x, R_y, R_z$  表示 3 个转动自由度。从表中可以看出,  $X$  平动方向的耦合性最大。

表 1 隔振系统耦合性分析

Tab. 1 Coupled analysis of vibration isolation system

阶数	方向	固有频率/Hz	能量分配系数
1	$R_y$	7.2	100
2	$R_z$	9.5	71.1
3	$R_x$	9.5	71.4
4	Z	20.7	60
5	X	20.7	55
6	Y	24.1	100

隔振系统的减振性能主要通过考察隔振前后的加速度幅值来确定。假定飞轮引发的微振动扰动输入信号为 50 Hz 的正弦信号,在上平台分别施加 6 个不同方向的扰动,仿真分析结果如图 7 所示。图中蓝色细实线表示隔振前下平台的加速度响应,红色粗实线表示隔振后下平台的加速度响应(彩图见期刊电子版)。

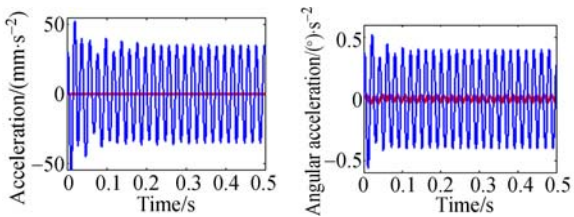


(a) X 方向平动

(b) Y 方向平动

(a) X parallel direction

(b) Translational motion in Y direction

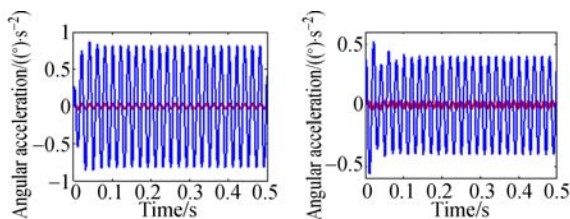


(c) Z 方向平动

(d) X 方向转动

(c) Z parallel direction

(d) X direction rotation



(e) Y 方向转动

(f) Z 方向转动

(e) Y direction rotation

(f) Z direction rotation

图 7 隔振系统性能分析

Fig. 7 Performance of vibration isolation system

根据图 7 可以得到隔振系统的隔振效率,如表 2 所示。

表 2 不同方向的隔振效率

Tab. 2 Isolation efficiencies in different directions

隔振方向	隔振效率 (%)
X	20.7
Y	75
Z	99.99
$R_x$	93
$R_y$	96
$R_z$	92.8

由表 2 可知,隔振系统在 Y, Z,  $R_x$ ,  $R_y$  和  $R_z$  5 个方向的隔振性能优越,但 X 平动方向的隔振效率低。其主要原因为 X 方向平动频率较高且 X 向与其它方向的耦合度较大,其他 5 个方向的振动会耦合到该方向上。针对这一问题,本文提出圆周分布式吸振方法来控制 X 方向平动的振动。

### 3 圆周分布式吸振系统设计

抑制 X 平动方向的振动即抑制上平台在平面 XOZ 的面内振动。考虑隔振系统的构型、对称性等因素,在上平台圆周方向均匀布置 3 个动力吸振器构成吸振系统,且与隔振器安装点错开。

#### 3.1 吸振系统建模

图 8 是附着吸振器的隔振系统上平台的二维模型,在上平台圆周方向均匀布置 3 个吸振器,将

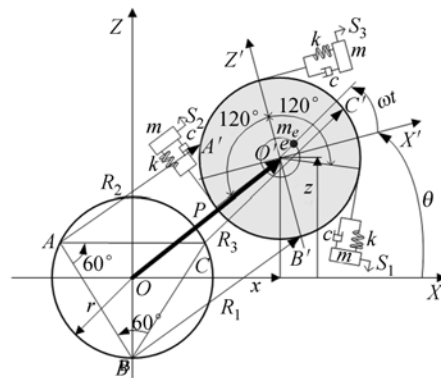


图 8 上平台吸振系统模型

Fig. 8 Dynamical model of circumferential distributed absorber system

其简化为沿安装点切线方向的单向运动。上平台的质量、惯量和半径分别为  $M$ 、 $J$  和  $r$ ；白底圆形和阴影圆形分别为上平台的初始位置和运动后的位置；质量  $m$ 、阻尼  $c$  和刚度  $k$  是吸振器的 3 个物理参数。

模型中  $R_i (i=1, 2, 3)$  表示隔振系统的 3 个隔振器,其横向的刚度和阻尼系数分别为  $k_R, c_R$ 。在局部坐标系  $X'OZ'$  中的位移分别为  $S_1, S_2, S_3$ , 定义飞轮的转速为  $\omega$ , 偏心距为  $e$ , 偏心质量为  $m_e$ 。

### 3.2 系统动力学方程

令吸振器质量的位置矢量和上平台质心的位置矢量为由  $x, z, \theta, x_1, x_2, x_3$  组成的函数。全局坐标系  $XOZ$  变化到局部坐标系  $X'OZ'$  的齐次变换矩阵为:

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 & x \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 & z \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

吸振系统的动能  $T$ 、势能  $V$  和瑞利耗散函数  $F$  分别为:

$$T = \frac{1}{2} M |\dot{P}|^2 + \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m \sum_{i=1}^3 |\dot{P}_i|^2 + \frac{1}{2} m_e |\dot{P}_e|^2$$

$$V = \frac{1}{2} k (4x_1^2 + 4x_2^2 + x_3^2) + \frac{1}{2} k_R \sum_{i=1}^3 |R_i|^2$$

$$F = \frac{1}{2} c (\sum_{i=1}^3 4\dot{x}_1^2 + 4\dot{x}_2^2 + \dot{x}_3^2) + \frac{1}{2} c_R \sum_{i=1}^3 |\dot{R}_i|^2 \quad (6)$$

吸振系统的拉格朗日方程为:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial V}{\partial q_k} + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_k} = 0, \quad (7)$$

式中:  $q_k$  是广义坐标,对于图 8 中的系统,广义坐标是  $x, z, \theta, x_1, x_2, x_3$ 。假定  $x, z, \theta, x_1, x_2, x_3$  和  $e$  是微小量,则系统的动力学方程可以简化为:

$$(M + 3m + m_e) \ddot{x} + m\ddot{x}_1 + m\ddot{x}_2 + m\ddot{x}_3 + 3c_R \dot{x} + 3k_R x = m_e e \omega^2 \cos \omega t, \quad (8)$$

$$(M + 3m + m_e) \ddot{z} + \sqrt{3} m \ddot{x}_1 + \sqrt{3} m \ddot{x}_2 + 3c_R \dot{z} + 3k_R z = m_e e \omega^2 \sin \omega t, \quad (9)$$

$$(J + 3r^2) \ddot{\theta} + 2mr\ddot{x}_1 + 2mr\ddot{x}_2 - mr\ddot{x}_3 + 3c_R r^2 \dot{\theta} = 0, \quad (10)$$

$$m\ddot{x} + \sqrt{3} m \ddot{z}_1 + \frac{1}{2} mr\ddot{\theta} + 4m\ddot{x}_1 + 4c\dot{x}_1 + 4kx_1 = 0, \quad (11)$$

$$m\ddot{x} - \sqrt{3} m \ddot{z}_1 + \frac{1}{2} mr\ddot{\theta} + 4m\ddot{x}_2 + 4c\dot{x}_2 + 4kx_2 = 0, \quad (12)$$

$$m\ddot{x} - mr\ddot{\theta} + m\ddot{x}_3 + c\dot{x}_3 + kx_3 = 0. \quad (13)$$

式(8)~式(13)相互耦合说明吸振器在  $X$  和  $Z$  向都有减振作用。文中主要研究吸振器对上平台  $X$  向平动的减振效果,因此将方程表示成矩阵形式:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}e^{i\omega t}, \quad (14)$$

式中:  $\mathbf{M}$  为质量矩阵,  $\mathbf{C}$  为阻尼矩阵,  $\mathbf{K}$  为刚度矩阵, 位移向量  $\mathbf{x} = (x, \theta, x_1, x_2, x_3)^T$ , 激励向量  $\mathbf{F} = (m_e e \omega^2, 0, 0, 0, 0)^T$ 。

系统的已知参数为:  $M = 8.5 \text{ kg}$ ,  $J = 0.12 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ,  $r = 0.05 \text{ m}$ ,  $m_e = 20 \text{ g}$ ,  $e = 1 \text{ mm}$ ,  $k_R = 10\,000 \text{ N/m}$ ,  $c_R = 200 \text{ N}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$ 。

### 3.3 吸振器物理参数分析

飞轮正常的工作转速在  $0 \sim 5\,000 \text{ r/min}$ , 即  $0 \sim 83 \text{ Hz}$ 。为抑制飞轮在  $50 \text{ Hz}$  处的振动响应, 吸振系统需能在  $40 \sim 55 \text{ Hz}$  的频带内有抑振效果。

本文对吸振器的质量、刚度和阻尼 3 个参数分别进行了分析求解。

#### 3.3.1 求解单个吸振器质量

定义质量比  $\mu$  为 3 个吸振器质量和与上平台质量的比值, 即  $\mu = 3m/M$ 。当  $\mu$  不同, 吸振器刚度  $k = 5\,000 \text{ N/m}$ , 阻尼  $c = 200 \text{ N}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$  时, 上平台的加速度响应曲线如图 9 所示。  $\mu = 0$  的曲线表示上平台未装吸振器, 此时上平台的加速度响应随飞轮转速的增加 ( $40 \sim 55 \text{ Hz}$ ) 而变大。安装吸振器后, 在  $40 \sim 55 \text{ Hz}$  上平台的振动被抑制; 但当  $\mu = 0.025$ , 转速超过  $47 \text{ Hz}$  时, 上平台的振动响应随转速的增加而持续增大。因此选择质

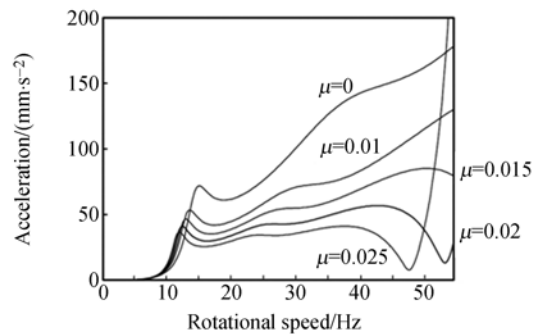


图 9 质量比  $\mu$  不同时, 上平台的加速度响应  
Fig. 9 Acceleration response with mass ratios

量比  $\mu=0.02$ , 则每个吸振器的质量为  $m=57\text{ g}$ 。

### 3.3.2 求解吸振器刚度系数

在给定质量比和阻尼具体数值后, 本文分析了刚度对系统减振性能的影响。在质量比  $\mu=0.02$ , 阻尼  $c=200\text{ N}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$  时, 仿真得到刚度  $k$  变化时上平台的加速度响应曲线, 如图 10 所示。从图中可以看出, 与其他 4 种刚度值曲线相比, 当吸振器刚度  $k=5\,000\text{ N}/\text{m}$  时, 上平台的加速度响应能维持在一个较低的量级, 吸振器的减振效果最优。

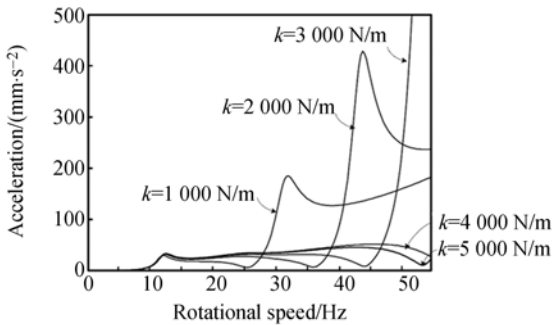


图 10 吸振器刚度  $k$  不同时, 上平台加速度响应

Fig. 10 Acceleration response with different stiffness ratios

### 3.3.3 求解吸振器阻尼系数

根据上述分析选定质量比  $\mu=0.02$ , 刚度  $k=5\,000\text{ N}/\text{m}$ , 从而得到阻尼  $c$  变化时, 上平台的加速度响应曲线, 如图 11 所示。从图中可以看出, 飞轮转速在  $40\sim 55\text{ Hz}$  变化时, 吸振器的阻尼越小, 上平台的振动响应越小; 当飞轮转速小于  $35\text{ Hz}$  时, 吸振器阻尼的变化对上平台的振动响应没有影响。因此, 选择吸振器的阻尼为  $200\text{ N}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$ 。

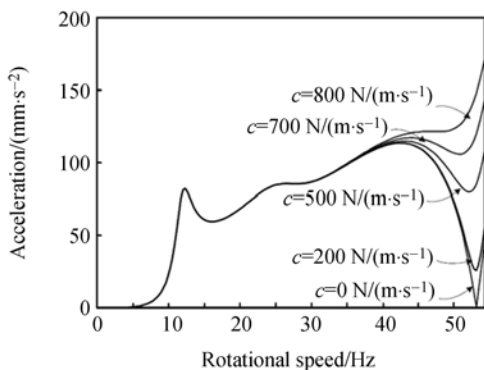


图 11 吸振器阻尼  $c$  不同时, 上平台的加速度响应

Fig. 11 Acceleration response with different damps

## 3.4 吸振系统减振性能仿真分析

根据吸振器质量、刚度和阻尼 3 个参数对减振性能的影响分析, 在会聚式隔振系统 Adams 模型中加入圆周分布式吸振系统, 得到联合减振系统模型。在上平台质心处施加一个 X 向平动激励  $\sin(2\times\text{PI}\times 50\times\text{time})$ , 其他参数设置与隔振系统性能仿真时一致, 仿真分析得到安装吸振系统前后下平台 X 向的加速度响应曲线, 如图 12 所示(彩图见期刊电子版)。图中蓝色线、红色线分别表示未加和安装吸振系统时下平台的加速度响应。

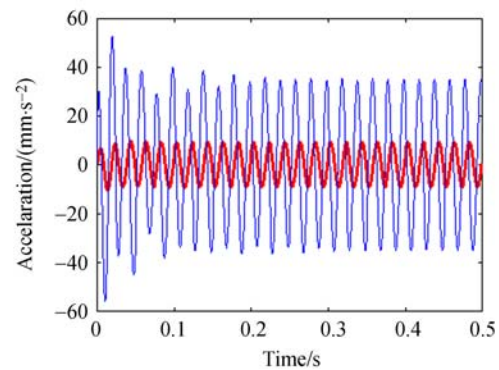


图 12 联合减振系统 X 向减振性能

Fig. 12 Damping performance of joint vibration reduction system in X direction

从图 12 中发现, 下平台减振前的加速度响应为  $35.5\text{ mm}/\text{s}^2$ , 安装吸振系统后加速度响应为  $10.56\text{ mm}/\text{s}^2$ , 减振效率达到  $70.3\%$ ; 而图 7(a) 中单纯的会聚式隔振系统在 X 平动方向的减振效率为  $20.7\%$ , 在安装圆周分布式吸振系统后减振效率提高了近  $50\%$ 。最后还分别对其他 5 个方向的减振性能进行了仿真分析, 结果表明安装圆周分布式吸振系统对这 5 个方向的减振性能没有影响。因此, 该吸振系统能够降低隔振系统下平台 X 平动方向的振动响应。

## 4 结 论

本文对会聚式隔振系统进行了研究, 研究显示该系统在 4 个方向上对卫星飞轮的减振效率高于  $90\%$ , 但在 X 平动方向的隔振效果不佳。为解决此问题, 设计了一种圆周分布式吸振系统。仿真分析结果表明, 改进后的隔振系统减振效率提

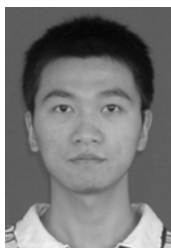
高了近50%。因此,本文提出的基于会聚式隔振与圆周分布式吸振方法的联合减振系统设计能够

有效地抑制飞轮主要振源的振动,为飞轮联合减振系统的工程化设计提供了理论支持。

#### 参考文献:

- [1] LIU K CH, MAGHAMI P. Reaction wheel disturbance modeling, jitter analysis, and validation tests for solar dynamics observatory[C]. *AIAA Guidance, Navigation and Control Conference*, 2008:18-21.
- [2] MILLER S E, KIRCHMAN P, SUDEY J. Reaction wheel operational impacts on the GOES-N jitter environment[C]. *AIAA Guidance, Navigation and Control Conference*, 2007:20-23.
- [3] FIRTH J, BLACK J. *Vibration interaction in a multiple flywheel system* [D]. American: Air Force Institute of Technology Air University, 2011.
- [4] BRONOWICKI A J. Vibration isolator for large space telescopes[C]. *45th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics & Materials Confer.*, 2004:19-22.
- [5] 刘天雄, 范本尧, 杨慧. 卫星飞轮扰振控制技术[J]. *航天器工程*, 2009, 18(1):53-60.  
LIU T X, FAN B Y, YANG H. Research on vibration disturbance control of momentum wheel[J]. *Spacecraft Engineering*, 2009, 18(1):53-60. (in Chinese)
- [6] HYUN-UNG O, SHIGEMUNE T. Flywheel vibration isolation test using a variable-damping isolator[J]. *Smart Mater. Struct.*, 2006, 15(2):365-370.
- [7] ZHANG Y W, FANG B, CHEN Y. Vibration isolation performance evaluation of the discrete whole-spacecraft vibration isolation platform for flexible spacecrafts[J]. *Meccanica*, 2012, 47:1185-1195.
- [8] DAVIS L P, WILSON J F, JEWELL R E, et al.. Hubble space telescope reaction wheel assemble vibration isolation system[C]. *NASA Workshop on Structure Dynamics and Control Interaction of Flexible Structures*, G. C. Marshall Space Flight Center, 1986:57-64.
- [9] PENDERGAST K J, SCHAUWECKER C J. Use of a passive reaction wheel jitter isolation system to meet the advanced X-ray astrophysics facility imaging performance requirements [J]. *NASA/CR*, 1998, 207926:1078-1094.
- [10] 朱石坚, 楼京俊. 振动理论与隔振技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008:191-209.  
ZHU SH J, LOU J J. *Vibration Theory and Vibration Isolation* [M]. Beijing: National Defense Industry Press. 2008:191-209. (in Chinese)

#### 作者简介:



虞自飞(1988—),男,安徽天长人,工程师,2010年于南京理工大学获得学士学位,2013年于中国航天科技集团第八研究院获得硕士学位,主要从事卫星结构的机构设计与仿真。E-mail: yuzifei27@126.com



周徐斌(1975—),男,江苏南通人,硕士,研究员,1996年于东南大学获得学士学位,2001年于上海交通大学获得硕士学位,主要从事卫星结构与机构的设计。E-mail: zhouxubin@509.sast.casc