星上控制力矩陀螺群隔振平台的动力学特性

张 尧 黄庭轩 徐世杰

(北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100191)

摘 要:为能够给星上有效载荷提供一种超静环境,提出一种星上控制力矩陀螺群(CMGs,Control Moment Gyroscopes)的隔振方案,并对所使用的隔振平台的动力学特性进行研究分析. 首先介绍了不同参数模型的隔振元件工作原理和参数特性;其次利用牛顿-欧拉法对含有隔振平台和 CMGs 的卫星进行动力学建模;最后通过频域和时域的方法分析并对比了各个参数模型下的隔振平台力衰减特性以及对星体姿态稳定度的改善程度. 结果表明:两参数加调谐质量阻尼器模型下的隔振平台对共振峰值有一定的衰减作用,三参数模型下的隔振平台在力衰减和对姿态稳定度的改善程度上要明显优于其他 2 种模型.

关 键 词: 控制力矩陀螺群; 两参数模型; 调谐质量阻尼器; 三参数模型; 隔振平台

中图分类号: V 412.4

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2012)01-0080-06

Dynamic characteristic of vibration isolation platform of control moment gyroscopes on satellites

Zhang Yao Huang Tingxuan Xu Shijie

(School of Astronautics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: An isolation scheme for control moment gyroscopes (CMGs) was put forward and used on satellite which can provide an ultra quiet environment for the optical payloads, and dynamic characteristic of the vibration isolation platform for CMGs was analyzed in detail. The theories of the vibration isolators of different parameter models and the reason of choosing certain parameters were studied. A whole-satellite dynamic model with vibration isolation platform and CMGs was constructed by Newton-Euler method. The force transfer rates of different parameter models were compared by using frequency domain method. The ameliorative degrees of vibration isolation device with the two-parameter and three-parameter model to the satellite attitude stabilization were compared by using time domain method. The simulation results show that the vibration isolation platform with two-parameter adding tuned mass damper model can attenuate the resonance amplification peak to a certain extent, and the vibration isolation platform with three-parameter model had the best performance in the three models.

Key words: control moment gyroscopes; two-parameter model; tuned mass damper; three-parameter model; vibration isolation platform

现代航天器上广泛使用控制力矩陀螺(CMG,Control Moment Gyroscope)作为执行机构完成姿态控制. 但是由于 CMG 自身转子静、动不平衡、轴承缺陷、驱动电机误差等因素,使其成为星上的主要扰动源之一. CMG 转子正常工作情况下产生的干扰频率往往高于 10 Hz,由于 CMG 的响应带宽有限,所产生的高频振动将直接传递到星体上. 为能给光学有效载荷提供一种极其稳定的平台,有必要对 CMG 产生的振动进行处理.

隔振是用于解决高频振动的技术途径之一,

收稿日期: 2010-08-24; **网络出版时间**: 2012-01-06 15:11; **DOI**: CNKI:11-2625/V.20120106.1511.017

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20120106.1511.017.html

基金项目: 中国航天科技集团公司航天科技创新基金和国家自然科学基金资助项目(10902003)

作者简介: 张 尧(1985 -),男,河南周口人,博士生,zhangyao7000@yahoo.cn.

特别是被动隔振技术,在目前的航天器上都有广泛的应用. 针对 CMG 的减振有 2 种方案:①是从 CMG 内高速转子自身设计出发,尽量在转子设计过程中,使转子静、动不平衡最小化[1-2];②是针对整个控制力矩陀螺群进行整体隔振[3-4]. 对于前者由于加工工艺水平的限制,目前已无法继续提高减振效果;对于后者多采用 Stewart 平台构型的隔振平台,使得 CMGs 通过该隔振平台和星体间接相连,该平台既起到了隔振的作用,又担负着把有效力矩传递给星体的任务. Worldview 系列卫星和 Pleiades 卫星均使用的是整体隔振的方案. Honeywell 公司还提出一种 CMGs 的桁架式结构,将 CMGs 看成一个整体,对整体进行隔振,以便为光学有效载荷提供一种超静环境. 但是,目前的研究多集中在工程测试上.

使用不同参数模型下隔振单元件的隔振平台对卫星姿态稳定度的改善程度以及隔振平台性能指标评定的研究并不深入,特别是现有隔振平台上没有对调谐质量阻尼器(TMD, Tuned Mass Damper)的使用. 本文研究的重点是使用不同的参数模型隔振单元件,建立含有不同参数模型下的隔振平台的整星动力学模型,分析其对星体姿态稳定度的改善程度.

1　各参数模型原理及参数选择依据

本节主要对两参数模型、两参数加调谐质量阻尼器模型及三参数模型进行原理和参数选择原则介绍.

1.1　两参数模型

最常用的被动隔振单元件是弹簧阻尼系统,可以简化成两参数模型,如图 1 所示. k 是弹簧刚度系数,c 是阻尼系数,x 是位移量. 后面参数模型中的 x 均代表位移量. 振动系统力的传递函数为

$$G(s)=\frac{f_s(s)}{f_d(s)}=\frac{cs+k}{Ms^2+cs+k} \tag{1}$$

式中,无阻尼自然频率 $\omega_n=\sqrt{k/M}$;阻尼比为 ξ,$2\xi\omega_n=c/M$. 将 $s=j\omega$ 代入,设频率比 $g=\omega/\omega_n$. 用力传递率来表示隔振效果:

$$\mu_F=\frac{|f_s|}{|f_d|}=|G(j\omega)|=\sqrt{\frac{1+4\xi^2g^2}{(1-g^2)^2+4\xi^2g^2}} \tag{2}$$

图 2 是不同阻尼比下的传递率幅频响应对比,从图中可以看出,满足传递率小于 1 的频率比 $\bar{\omega}=\omega/\omega_n>\sqrt{2}$. 且当 $\bar{\omega}>\sqrt{2}$ 时,阻尼比越小共振峰值越大,高频衰减效果越好. 而阻尼比越大共振峰值越小,高频衰减效果越差. 因此在工程设计中,阻尼的选择要对共振峰值和高频衰减进行一定的权衡.

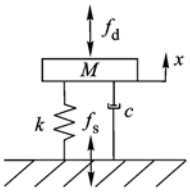

图 1　两参数模型

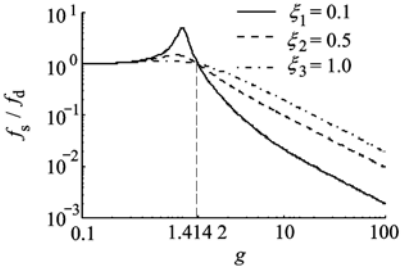

图 2　传递率频响图

1.2　两参数加调谐质量阻尼器模型

隔振系统中引入调谐质量阻尼器可以降低共振峰值的传递率,从而达到对系统进一步优化的目的[5]. 两参数模型加调谐质量阻尼器如图 3 所示,即在原有两参数模型的基础上添加一个调谐质量阻尼器.

振动系统力的传递函数为

$$G(s)=\frac{(c's+K)(ms^2+cs+k)}{[Ms^2+(c+c')s+K+k](ms^2+cs+k)-(cs+k)^2} \tag{3}$$

式中,主振动系统与 TMD 的固有频率分别是 $\omega_n=\sqrt{K/M}$ 和 $\omega_t=\sqrt{k/m}$;$f=\omega_t/\omega_n$ 为固有频率比;$g=\omega/\omega_n$ 为激励频率与主振动固有频率之比;$\mu=m/M$ 为质量比;$\xi'=c'/2\sqrt{MK}$ 与 $\xi=c/2\sqrt{mk}$ 分别是主振动系统与 TMD 的阻尼比. 用力传递率来表示隔振效果:

$$\mu_F=\left|\frac{A+jB}{C+jD}\right|=\sqrt{\frac{A^2+B^2}{C^2+D^2}} \tag{4}$$

其中

$$A=f^2-(1+4\xi\xi'f)g^2$$

$$B=(2\xi f+2\xi'f^2)g-2\xi'g^3$$

$$C=g^4-[(1+\mu)f^2+4\xi\xi'f+1]g^2+f^2$$

$$D=-[2\xi(1+\mu)f+2\xi']g^3+(1+2\xi'f^2+2\xi f)g$$

图 4 是不同质量比下,使用优化的调谐质量阻尼器参数绘制的传递率曲线. 调谐质量块质量越大,对主振动系统共振峰值的衰减效果越好,但需要以增加重量为代价.

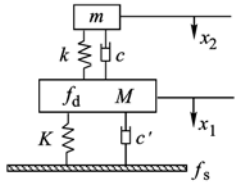

图 3 两参数加调谐质量阻尼器模型

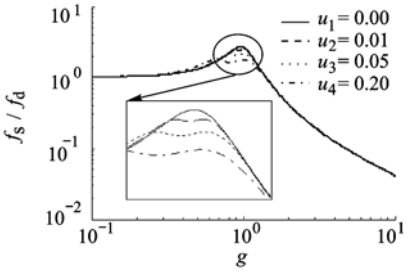

图 4 不同质量比下的优化传递率频响图

1.3 三参数模型

三参数模型如图 5 所示,三参数模型和两参数模型相比包含一个串联弹簧. k_A 是主弹簧刚度,k_B 是附加弹簧刚度,c_A 为阻尼系数.

振动系统力的传递函数为

$$G(s)=\frac{k_Ak_B+(k_A+k_B)c_As}{k_Ak_B+(k_A+k_B)c_As+k_Bms^2+c_Ams^3} \tag{5}$$

令 $k_B/k_A=N$,则三阶隔振系统的力传递率的表达式为

$$\mu_F=\sqrt{\frac{1+4[(1+N)/N]^2\xi^2g^2}{(1-g^2)^2+(4/N^2)\xi^2g^2(N+1-g^2)^2}} \tag{6}$$

令 $\xi=0.2$,图 6 是在 N 可变的情况下三阶隔振系统的传递率频响图. 由图 6 可知,隔振系统在高频处的衰减效果随着 N 的减小而增大. 因此合理的选择参数 k_B 与 k_A,有助于改善三阶隔振系统的高频衰减能力.

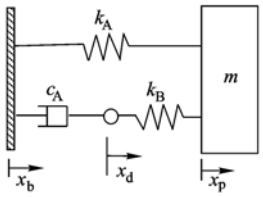

图 5 三参数模型

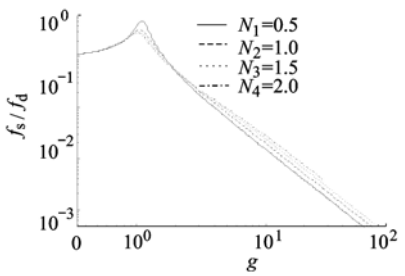

图 6 不同 N 下的传递率频响图

2 整星级动力学建模

在惯性坐标系下,隔振平台各支杆的运动信息具体表示如下:

$$\boldsymbol{S}_i=\boldsymbol{t}+\boldsymbol{A}_{\mathrm{eu}}\boldsymbol{p}_i-(\boldsymbol{d}+\boldsymbol{A}_{\mathrm{ed}}\boldsymbol{q}_i) \tag{7}$$

$$\left.\begin{aligned}l_i&=\|\boldsymbol{S}_i\|\\ \boldsymbol{s}_{ui}&=\boldsymbol{S}_i/l_i\end{aligned}\right\} \tag{8}$$

$$\boldsymbol{v}_{S_i}=\dot{\boldsymbol{t}}+\boldsymbol{A}_{\mathrm{eu}}\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{p}}^{\times}\boldsymbol{p}_i-(\dot{\boldsymbol{d}}+\boldsymbol{A}_{\mathrm{ed}}\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{q}}^{\times}\boldsymbol{q}_i) \tag{9}$$

$$\begin{aligned}\boldsymbol{a}_{S_i}=&\ddot{\boldsymbol{t}}+\boldsymbol{A}_{\mathrm{eu}}\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathrm{p}}^{\times}\boldsymbol{p}_i+\boldsymbol{A}_{\mathrm{eu}}\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{p}}^{\times}\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{p}}^{\times}\boldsymbol{p}_i-\\&(\ddot{\boldsymbol{d}}+\boldsymbol{A}_{\mathrm{ed}}\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathrm{q}}^{\times}\boldsymbol{q}_i+\boldsymbol{A}_{\mathrm{ed}}\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{q}}^{\times}\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{q}}^{\times}\boldsymbol{q}_i)\end{aligned} \tag{10}$$

$$\boldsymbol{a}_{q_i}=\ddot{\boldsymbol{d}}+\boldsymbol{A}_{\mathrm{ed}}\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathrm{q}}^{\times}\boldsymbol{q}_i+\boldsymbol{A}_{\mathrm{ed}}\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{q}}^{\times}\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{q}}^{\times}\boldsymbol{q}_i \tag{11}$$

式中,i 代表了第 i 个支杆;$\boldsymbol{S}_i$ 是支杆位置矢量;l_i 是支杆杆长;$\boldsymbol{s}_{ui}$ 是沿支杆方向的单位向量;$\boldsymbol{v}_{S_i}$ 和 $\boldsymbol{a}_{S_i}$ 分别是支杆相对惯性系下的速度和加速度;$\boldsymbol{a}_{q_i}$ 是支杆和下平台的连接点处的绝对加速度;$\boldsymbol{t}$ 和 $\boldsymbol{d}$ 表示惯性坐标系原点分别到上平台质心和下平台质心的位置矢量;$\boldsymbol{p}_i$ 表示上平台质心到支杆和上平台的连接点处的矢量;$\boldsymbol{q}_i$ 表示下平台质心到支杆和下平台的连接点处的矢量;$\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{p}}$ 和 $\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{q}}$ 分别是上平台系统和下平台的角速度;$\boldsymbol{A}_{\mathrm{ed}}$ 和 $\boldsymbol{A}_{\mathrm{eu}}$ 分别表示了从下平台质心固连坐标系和从上平台系统固连坐标系到惯性系的坐标转换矩阵.

2.1 隔振平台支杆运动学方程

隔振平台支杆和下平台为万向节连接,首先定义万向节连接的各单位矢量 $\boldsymbol{y}_i$,$\boldsymbol{k}_i$ 和 $\boldsymbol{h}_i$. 其中 $\boldsymbol{y}_i$ 是动轴轴向的单位矢量,$\boldsymbol{k}_i$ 是定轴轴向的单位矢量,3 个方向上的单位矢量满足右手定则. 因此,如果确定了万向节的安装方式,则 $\boldsymbol{k}_i$ 可以确定. 其他的单位矢量可通过如下表达式求解.

$$\left.\begin{aligned}\boldsymbol{y}_i&=(\boldsymbol{k}_i^{\times}\boldsymbol{s}_{ui})/\|\boldsymbol{k}_i^{\times}\boldsymbol{s}_{ui}\|\\ \boldsymbol{h}_i&=\boldsymbol{y}_i^{\times}\boldsymbol{k}_i\end{aligned}\right\} \tag{12}$$

支杆角速度表示如下:

$$\boldsymbol{\omega}_{l_i}=\boldsymbol{\omega}_i+\omega_{si}\boldsymbol{s}_{ui} \tag{13}$$

式中,$\boldsymbol{\omega}_i=\boldsymbol{s}_{ui}^{\times}\boldsymbol{v}_{S_i}/l_i$;$\omega_{si}=-(\boldsymbol{\omega}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{h}_i)/(\boldsymbol{s}_{ui}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{h}_i)$.

支杆角加速度表示如下:

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{l_i}=\boldsymbol{\varepsilon}_i+\varepsilon_{si}\boldsymbol{s}_{ui} \tag{14}$$

其中

$$\boldsymbol{\varepsilon}_i=\frac{1}{l_i}[\boldsymbol{s}_{ui}^{\times}\boldsymbol{a}_{S_i}-2\dot{l}_i\boldsymbol{\omega}_{l_i}+2\dot{l}_i\omega_{si}\boldsymbol{s}_{ui}-l_i\omega_{si}(\boldsymbol{s}_{ui}^{\times}\boldsymbol{\omega}_i)] \tag{15}$$

$$\varepsilon_{si}=[(\boldsymbol{\varepsilon}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{k}_i)(\boldsymbol{k}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{s}_{ui})+(\omega_{ki}\omega_{yi})(\boldsymbol{k}_i^{\times}\boldsymbol{y}_i)^{\mathrm{T}}\boldsymbol{s}_{ui}]/[1-(\boldsymbol{k}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{s}_{ui})^2] \tag{16}$$

$$\left.\begin{aligned}\omega_{ki}&=\boldsymbol{\omega}_{l_i}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{k}_i\\ \omega_{yi}&=\boldsymbol{\omega}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{y}_i\end{aligned}\right\} \tag{17}$$

支杆伸长速度和伸长加速度表示为

$$\dot{l}_i = \boldsymbol{s}_{ui}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{v}_{S_i} \tag{18}$$

$$\ddot{l}_i = \boldsymbol{s}_{ui}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{a}_{S_i} - \boldsymbol{s}_{ui}^{\mathrm{T}} [\boldsymbol{\omega}_{l_i}^{\times} \boldsymbol{\omega}_{l_i}^{\times} \boldsymbol{S}_i] = \boldsymbol{s}_{ui}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{a}_{S_i} + l_i \boldsymbol{\omega}_{l_i}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\omega}_{l_i} - l_i \omega_{si}^2 \tag{19}$$

支杆集中质量处的加速度表示为

$$\boldsymbol{a}_{ui} = \boldsymbol{a}_{q_i} + \boldsymbol{\varepsilon}_{l_i}^{\times} \boldsymbol{r}_{ui} + \boldsymbol{\omega}_{l_i}^{\times} \boldsymbol{\omega}_{l_i}^{\times} \boldsymbol{r}_{ui} + \ddot{l}_i \boldsymbol{s}_{ui} + 2\dot{l}_i \boldsymbol{\omega}_{l_i}^{\times} \boldsymbol{s}_{ui} \tag{20}$$

$$\boldsymbol{a}_{di} = \boldsymbol{a}_{q_i} + \boldsymbol{\varepsilon}_{l_i}^{\times} \boldsymbol{r}_{di} + \boldsymbol{\omega}_{l_i}^{\times} \boldsymbol{\omega}_{l_i}^{\times} \boldsymbol{r}_{di} \tag{21}$$

式中,$\boldsymbol{r}_{ui}$ 和 $\boldsymbol{r}_{di}$ 分别是在惯性坐标系下,下支杆固连坐标系的原点分别到上下支杆质量集中处的矢量.

2.2　隔振平台支杆动力学方程

利用 2.1 节所得支杆运动学方程,可分别列写支杆的 Euler 方程和 Newton 方程,并将各分量表述在惯性坐标系下.

整个支杆的 Euler 方程表示如下:

$$(\boldsymbol{I}_{ui} + \boldsymbol{I}_{di}) \boldsymbol{\varepsilon}_{l_i} + \boldsymbol{\omega}_{l_i}^{\times} (\boldsymbol{I}_{ui} + \boldsymbol{I}_{di}) \boldsymbol{\omega}_{l_i} = \boldsymbol{S}_i^{\times} \boldsymbol{F}_{si} + M_{ui} \boldsymbol{h}_i - c_{si} (\boldsymbol{\omega}_{l_i} - \boldsymbol{A}_{eu} \boldsymbol{\omega}_p) - c_{ui} (\boldsymbol{\omega}_{l_i} - \boldsymbol{A}_{ed} \boldsymbol{\omega}_q) - (m_{ui} \boldsymbol{r}_{ui} + m_{di} \boldsymbol{r}_{di})^{\times} \boldsymbol{a}_{q_i} \tag{22}$$

整个支杆的 Newton 方程表示如下:

$$m_{ui} \boldsymbol{a}_{ui} + m_{di} \boldsymbol{a}_{di} = \boldsymbol{F}_{si} + \boldsymbol{F}_{ui} \tag{23}$$

式中,m_{ui} 和 m_{di} 分别是上下支杆的质量;$\boldsymbol{I}_{ui}$ 和 $\boldsymbol{I}_{di}$ 分别表示在惯性坐标系下的上下支杆惯量;$\boldsymbol{F}_{si}$ 表示上平台球铰连接对上支杆的约束力;$\boldsymbol{F}_{ui}$ 和 $M_{ui}\boldsymbol{h}_{ui}$ 分别表示下平台万向节连接对下支杆的约束力和约束力矩;c_{si} 和 c_{ui} 分别表示球铰和万向节的粘性阻尼系数.

2.2.1　两参数模型支杆的作用力和作用力矩

对于两参数模型,利用式(22)和式(23),可解得 $\boldsymbol{F}_{si}$,$\boldsymbol{F}_{ui}$ 和 M_{ui} 如下:

$$\boldsymbol{F}_{si} = X_i \boldsymbol{s}_{ui} + \boldsymbol{K}_i \tag{24}$$

$$\boldsymbol{F}_{ui} = m_{ui} \boldsymbol{a}_{ui} + m_{di} \boldsymbol{a}_{di} - \boldsymbol{F}_{si} \tag{25}$$

$$M_{ui} = (\boldsymbol{s}_{ui}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{C}_i) / (\boldsymbol{s}_{ui}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{h}_i) \tag{26}$$

式中 $X_i = \boldsymbol{s}_{ui}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{F}_{si} = m_{ui} \boldsymbol{s}_{ui}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{a}_{ui} + k_i (l_i - l_{0i}) + c_i \dot{l}_i$

$$\boldsymbol{C}_i = (\boldsymbol{I}_{ui} + \boldsymbol{I}_{di}) \boldsymbol{\varepsilon}_{l_i} + \boldsymbol{\omega}_{l_i}^{\times} (\boldsymbol{I}_{ui} + \boldsymbol{I}_{di}) \boldsymbol{\omega}_{l_i} + c_{si} (\boldsymbol{\omega}_{l_i} - \boldsymbol{A}_{eu} \boldsymbol{\omega}_p) + c_{ui} (\boldsymbol{\omega}_{l_i} - \boldsymbol{A}_{ed} \boldsymbol{\omega}_q) + (m_{ui} \boldsymbol{r}_{ui} + m_{di} \boldsymbol{r}_{di})^{\times} \boldsymbol{a}_{q_i}$$

$$\boldsymbol{K}_i = \frac{\boldsymbol{C}_i^{\times} \boldsymbol{s}_{ui} - M_{ui} \boldsymbol{h}_i^{\times} \boldsymbol{s}_{ui}}{l_i}$$

其中 k_i 是支杆的刚度系数;c_i 是支杆的阻尼系数;l_{0i} 是支杆的标称长度.

2.2.2　三参数模型支杆的作用力和作用力矩

由三参数模型原理,容易得到:

$$\boldsymbol{F}_{si} = X_i \boldsymbol{s}_{ui} + \boldsymbol{K}_i \tag{27}$$

其中

$$X_i = \boldsymbol{s}_{ui}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{F}_{si} = m_{ui} \boldsymbol{s}_{ui}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{a}_{ui} + (k_A + k_B)(l_i - l_{0i}) - k_B x_d \tag{28}$$

$$c_A \dot{x}_d + k_B x_d = k_B (l_i - l_{0i}) \tag{29}$$

式中,x_d 是串联的弹簧和阻尼中间连接点处的伸长量,其他项均和两参数模型情况下相同.

2.2.3　TMD 动力学模型

本文在原有两参数隔振平台的基础上加入 3 个调谐质量阻尼器,对隔振平台的共振峰值进行一定的衰减,建立相应的整星动力学模型. 结构简图如图 7 所示,其中 $\boldsymbol{f}_e$ 是惯性坐标系,$\boldsymbol{f}_u$ 是上平台固连坐标系,$\boldsymbol{f}_d$ 是下平台固连坐标系.

TMDj 代表第 j 个调谐质量阻尼器,将其动力学方程描述在上平台固连坐标系中:

$$\left.\begin{aligned} & m_j \boldsymbol{A}_{ue} \ddot{\boldsymbol{r}}_{tj} + \boldsymbol{C}_{jt} \boldsymbol{A}_{ue} (\dot{\boldsymbol{r}}_{tj} - \dot{\boldsymbol{t}} - \boldsymbol{A}_{eu} \boldsymbol{\omega}_p^{\times} \boldsymbol{t}_j) + \\ & \quad \boldsymbol{K}_{jt} \boldsymbol{A}_{ue} (\boldsymbol{r}_{tj} - \boldsymbol{t} - \boldsymbol{A}_{eu} \boldsymbol{t}_j) = \boldsymbol{0} \\ & \boldsymbol{A}_{utj} (\boldsymbol{I}_j \dot{\boldsymbol{\omega}}_{tj} + \boldsymbol{\omega}_{tj}^{\times} \boldsymbol{I}_j \boldsymbol{\omega}_{tj}) = -[\boldsymbol{K}_{jr} \Delta \boldsymbol{\theta}_{tj} + \boldsymbol{C}_{jr} (\boldsymbol{A}_{utj} \boldsymbol{\omega}_{tj} - \boldsymbol{\omega}_p)] \end{aligned}\right\} \tag{30}$$

式中,m_j 和 $\boldsymbol{I}_j$ 是 TMDj 的质量和转动惯量;$\boldsymbol{C}_{jt}$,$\boldsymbol{K}_{jt}$,$\boldsymbol{C}_{jr}$,$\boldsymbol{K}_{jr}$ 分别是 TMDj 的平动阻尼阵、平动刚度阵、转动阻尼阵和转动刚度阵;$\boldsymbol{r}_{tj}$ 是 TMDj 在惯性系中的位置矢量列阵;$\boldsymbol{t}_j$ 是 TMDj 与上平台连接点在上平台固连坐标系中的位置矢量列阵;$\boldsymbol{\omega}_{tj}$ 是调谐质量阻尼器固连坐标系相对上平台固连坐标系的角速度;$\Delta \boldsymbol{\theta}_{tj}$ 是调谐质量阻尼器固连坐标系相对上平台固连坐标系的欧拉角;$\boldsymbol{A}_{utj}$ 是调谐质量阻尼器固连坐标系到上平台固连坐标系的转换矩阵.

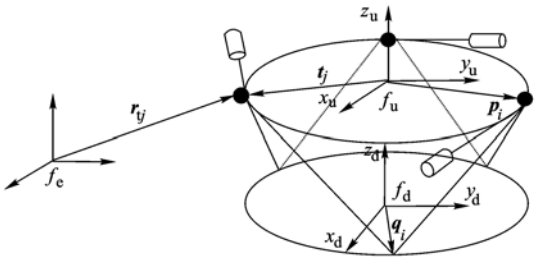

图 7　加 3 个调谐质量阻尼器的隔振平台简图

由 TMDj 动力学方程可知,TMDj 的作用力和作用力矩表达式如下:

$$\boldsymbol{F}_{tj} = \boldsymbol{C}_{jt} \boldsymbol{A}_{ue} (\dot{\boldsymbol{r}}_{tj} - \dot{\boldsymbol{t}} - \boldsymbol{A}_{eu} \boldsymbol{\omega}_p^{\times} \boldsymbol{t}_j) + \boldsymbol{K}_{jt} \boldsymbol{A}_{ue} (\boldsymbol{r}_{tj} - \boldsymbol{t} - \boldsymbol{A}_{eu} \boldsymbol{t}_j) \tag{31}$$

$$\boldsymbol{M}_{tj} = \boldsymbol{K}_{jr} \Delta \boldsymbol{\theta}_{tj} + \boldsymbol{C}_{jr} (\boldsymbol{A}_{utj} \boldsymbol{\omega}_{tj} - \boldsymbol{\omega}_p) + \boldsymbol{t}_j^{\times} \boldsymbol{F}_{tj} \tag{32}$$

2.3　整星动力学模型

充分考虑 CMG 转子静动不平衡以及安装误差等引起的干扰[6],并按干扰类型进行整理和简化,可得到上平台系统(包含执行机构和隔振平台上平台)动力学模型如下:

$$\left.\begin{aligned} & m_{\mathrm{p}}\dot{\boldsymbol{v}}_{\mathrm{p}}+\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{p}}^{\times}\boldsymbol{p}'+\dot{\boldsymbol{p}}'= \\ & \quad -\boldsymbol{A}_{\mathrm{ue}}\sum_{i=1}^{N}\boldsymbol{F}_{si}+\boldsymbol{F}^{*}+\sum_{j=1}^{3}\boldsymbol{F}_{tj} \\ & (\boldsymbol{A}_1+\boldsymbol{A}_2)\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathrm{p}}=-\sum_{i=1}^{N}\boldsymbol{p}_i^{\times}\boldsymbol{A}_{\mathrm{ue}}\boldsymbol{F}_{si}+ \\ & \quad \sum_{i=1}^{N}\boldsymbol{f}_{\mathrm{p}i}+\boldsymbol{T}^{*}+\sum_{j=1}^{3}\boldsymbol{M}_{tj} \end{aligned}\right\} \tag{33}$$

$$\boldsymbol{f}_{\mathrm{p}i}=c_{si}(\boldsymbol{A}_{\mathrm{ue}}\boldsymbol{\omega}_{l_i}-\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{p}}) \tag{34}$$

为保证所建立的整星动力学模型的通用性，隔振平台共采用 N 个支杆；m_{p} 是上平台系统的质量；$\boldsymbol{A}_1$ 和 $\boldsymbol{A}_2$ 分别表示与干扰源相关和与干扰源无关的系数矩阵，其中 $\boldsymbol{A}_2$ 中包含上平台系统的惯量；$\boldsymbol{v}_{\mathrm{p}}$ 和 $\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{p}}$ 分别表示上平台系统的绝对速度和角速度；$\boldsymbol{p}'$ 是不含扰动项的上平台系统的动量；$\boldsymbol{F}^{*}$ 表示 CMGs 所引起的总扰动力；$\boldsymbol{T}^{*}$ 表示 CMGs 的输出力矩以及与星体耦合产生的扰动力矩的合力矩；$\boldsymbol{F}_{tj}$ 和 $\boldsymbol{M}_{tj}$ 是每个调谐质量阻尼器的作用力和作用力矩，在两参数模型和三参数模型情况下，该项为 $\boldsymbol{0}$.

下平台系统（包含星体和隔振平台下平台）的动力学方程可写成如下形式：

$$\left.\begin{aligned} & m_{\mathrm{b}}(\dot{\boldsymbol{v}}_{\mathrm{b}}+\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{b}}^{\times}\boldsymbol{v}_{\mathrm{b}})=-\boldsymbol{A}_{\mathrm{be}}\sum_{i=1}^{N}\boldsymbol{F}_{ui}+\boldsymbol{F}_{\mathrm{ext}} \\ & \boldsymbol{I}_{\mathrm{b}}\dot{\boldsymbol{\omega}}_{\mathrm{b}}+\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{b}}^{\times}\boldsymbol{I}_{\mathrm{b}}\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{b}}= \\ & \quad -\sum_{i=1}^{N}(\boldsymbol{A}_{\mathrm{bd}}\boldsymbol{q}_i+\boldsymbol{r}_{\mathrm{db}})^{\times}(\boldsymbol{A}_{\mathrm{be}}\boldsymbol{F}_{ui})+ \\ & \quad \sum_{i=1}^{N}\boldsymbol{f}_{q_i}+\boldsymbol{M}_{\mathrm{ext}}-\boldsymbol{A}_{\mathrm{be}}\sum_{i=1}^{N}M_{ui}\boldsymbol{h}_i \end{aligned}\right\} \tag{35}$$

$$\boldsymbol{f}_{q_i}=c_{ui}(\boldsymbol{A}_{\mathrm{be}}\boldsymbol{\omega}_{l_i}-\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{b}}) \tag{36}$$

式中，m_{b} 和 $\boldsymbol{I}_{\mathrm{b}}$ 分别是星体的质量和惯量；$\boldsymbol{v}_{\mathrm{b}}$ 和 $\boldsymbol{\omega}_{\mathrm{b}}$ 分别为星体的绝对速度和角速度；$\boldsymbol{F}_{\mathrm{ext}}$ 和 $\boldsymbol{T}_{\mathrm{ext}}$ 分别为外界环境干扰力和干扰力矩；$\boldsymbol{r}_{\mathrm{db}}$ 为从星本体坐标系原点到下平台固连坐标系原点的矢量；$\boldsymbol{A}_{\mathrm{bd}}$ 和 $\boldsymbol{A}_{\mathrm{be}}$ 分别为从下平台质心固连坐标系和从惯性坐标系到星本体坐标系的坐标转换矩阵.

至此，整星级动力学模型可由式(33)～式(36)共同表达. 该星包含了 CMGs 和由不同参数模型隔振杆组成的隔振平台.

3 整星仿真分析

3.1 频域分析

首先选择适当的模型参数[7].

对于两参数模型：

$k=20\,000$ N/m　　$c=500$ (N·s)/m

对于 3 个调谐质量阻尼器（质量单位是 kg，惯量单位是 kg·m^2）：

$$m_1=2.20\quad m_2=4.82\quad m_3=4.96$$

$$\boldsymbol{I}_1=\mathrm{diag}([0.220\quad 0.198\,0\quad 0.297\,0])$$

$$\boldsymbol{I}_2=\mathrm{diag}([0.482\quad 0.433\,8\quad 0.650\,7])$$

$$\boldsymbol{I}_3=\mathrm{diag}([0.496\quad 0.446\,4\quad 0.669\,6])$$

对于三参数模型：$k_{\mathrm{A}}=2\,000$ N/m，$k_{\mathrm{B}}=25\,000$ N/m，$c_{\mathrm{A}}=500$ (N·s)/m.

将以上参数结合隔振平台动力学模型，绘制各自的力传递率频响图. 由于隔振平台能够提供六自由度的衰减，本文仅选择第 4 主通道（滚转通道）进行分析，目的在于给出一种分析思路.

滚转通道的力矩传递率如图 8 所示，由仿真图形可以看出，对于两参数模型，100 Hz 处的衰减为 −46.1 dB(0.005)；对于三参数模型，100 Hz 处的衰减为 −69.2 dB(0.000 35)；三参数模型在高频处的衰减特性明显优于两参数模型.

两参数模型的共振峰值为 11.5 dB(3.76)，加入优化后的调谐质量阻尼器后，降低为 7.59 dB(2.40)，加入调谐质量阻尼器对两参数模型下的共振峰值有所消减.

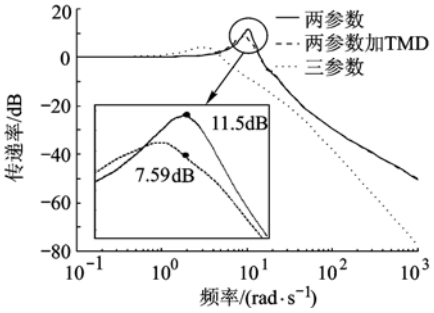

图 8　各个模型下的传递率频响图

3.2 时域分析

针对所建立的各个模型下的整星动力学模型进行时域仿真，分析不同模型下的隔振平台对星体姿态稳定度的改善程度，从频域分析得知，两参数加调谐质量阻尼器模型对于隔振平台在高频处的衰减和两参数模型一样，加入调谐质量阻尼器只是为了消减共振峰值. 所以在时域仿真时，对此模型不进行仿真，主要是仿真对比两参数模型和三参数模型下隔振平台对星体姿态稳定度的改善程度. CMGs 转子工作在 100 Hz，CMGs 扰动频率和转子工作频率同频. 卫星质量和惯量[8-9]：

$$m_{\mathrm{b}}=1\,000\ \mathrm{kg}$$

$$\boldsymbol{I}_{\mathrm{b}}=\begin{bmatrix}1\,100 & -20 & -10\\ -20 & 900 & -15\\ -10 & -15 & 800\end{bmatrix}\mathrm{kg\cdot m^2}$$

采用 PID 控制器实现卫星姿态控制，其控制参数为：$K_{\mathrm{i}}=0.1$；$K_{\mathrm{p}}=200$；$K_{\mathrm{d}}=2\,500$.

仿真时姿态初始角度均为 1.5°,实现稳定控制,仿真结果可参见图 9 ~ 图 11.

从仿真结果图中可以得知,星体姿态稳定度在 CMGs 扰动的影响下为 6×10^{-6} rad/s 量级;使用了两参数模型下的隔振平台后,星体姿态稳定度提到了 2×10^{-7} rad/s,整星姿态角速度的振动幅值降低到原来的 0.03;加入三参数模型下的隔振平台后星体的姿态稳定度提高到了 3×10^{-8} rad/s,能够将整星姿态角速度的振动幅值降低到原来的 0.005. 由此可知,三参数模型下的隔振平台对星体姿态稳定度的改善程度明显优于两参数模型.

从以上的频域和时域仿真分析中可以得出,两参数加调谐质量阻尼器在共振峰值的衰减程度上要优于单纯的两参数模型,但是高频下的衰减特性是一样的;三参数模型无论在共振峰值上还是高频衰减特性上都明显的优于两参数模型和两参数加调谐质量阻尼器模型.

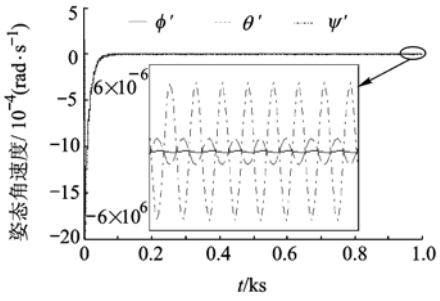

图 9　不加隔振系统星体姿态角速度

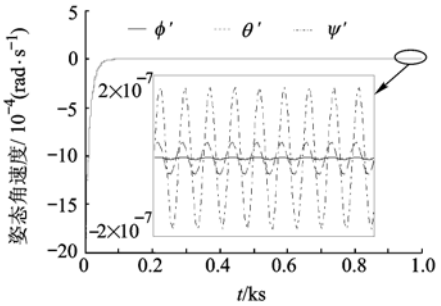

图 10　两参数模型下星体姿态角速度

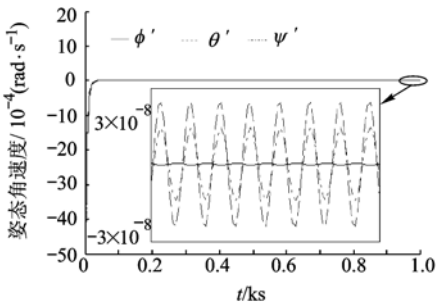

图 11　三参数模型下星体姿态角速度

4　结　论

本文介绍了不同参数模型的隔振元件工作原理和参数特性,利用牛顿-欧拉法建立了含有隔振平台和 CMGs 的整星级动力学建模,分别通过频域和时域的方法分析了不同参数模型下的隔振平台的力衰减特性以及对整星姿态稳定度的改善程度,其中三参数模型下的隔振平台在力衰减和对姿态稳定度的改善程度上要明显优于其他两种模型;两参数加调谐质量阻尼器模型下的隔振平台对共振峰值有一定的衰减;两参数模型在工程实现上较为容易. 针对不同模型的不同特性,可以有选择的使用,为星上高速旋转部件,特别是飞轮和 CMG 隔振提出一种设计思路. 对于一些指向精度要求很高的卫星,对星上高速旋转部件隔振技术的研究是很有意义的.

参考文献(References)

[1] John P H. Control moment gyro with vibration isolation: United States,5820078 [P]. 1998 - 10 - 13

[2] Smith D W, Davis T S. Methods and apparatus for tuned axial damping in rotating machinery with floating dearing cartridge: United States,0268735 [P]. 2005 - 12 - 08

[3] Davis L P, Hyde T T. Moment control unit for spacecraft attitude control: United States,6340137 [P]. 2002 - 01 - 22

[4] Agrawal B. Jitter control for imaging spacecraft [C] //The 4th Recent Advances in Space Technologies International Conference. Istanbul, Turkey: IEEE Conferences, 2009: 615 - 620

[5] 关新,王全武,郑钢铁. 飞轮拟主动隔振方法 [J]. 宇航学报, 2010,31(7):1870 - 1876
Guan Xin, Wang Quanwu, Zheng Gangtie. A pseudo-active vibration isolation method for reaction wheels [J]. Journal of Astronautics, 2010, 31(7): 1870 - 1876 (in Chinese)

[6] 金磊. 使用角动量交换装置的航天器姿态动力学与控制问题研究 [D]. 北京:北京航空航天大学宇航学院,2008
Jin Lei. Study on attitude dynamics and control of spacecraft using angular momentum exchange devices [D]. Beijing: School of Astronautics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2008 (in Chinese)

[7] 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

[8] 张军,徐世杰. 柔性航天器 IPACS 建模与动力学分析 [J]. 北京航空航天大学学报,2006,32(4):377 - 381
Zhang Jun, Xu Shijie. IPACS modeling and dynamical analysis of a flexible spacecraft [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(4): 377 - 381 (in Chinese)

[9] 汤亮,贾英宏,徐世杰. 使用单框架控制力矩陀螺的空间站姿态控制系统建模与仿真 [J]. 宇航学报,2003,24(2):126 - 131
Tang Liang, Jia Yinghong, Xu Shijie. Modeling and simulation of attitude control for space station with SGCMG systems [J]. Journal of Astronautics, 2003, 24(2): 126 - 131 (in Chinese)

(编　辑:张　嵘)