

# 车载设备多维振动控制装置的设计及模态研究\*

陈修祥\*\* 马履中

江苏大学 机械工程学院 智能机械及机器人研究所, 镇江 212013

**摘要** 车载设备在车辆行驶过程中由于路面不平、启动刹车、加速减速和拐弯等因素影响将产生多维空间振动与冲击。文中提出采用6-SPS并联机构作为基体,在机构原动件处辅以弹性阻尼装置,实现车载设备多维振动与冲击衰减。对多维振动控制装置进行了系统结构设计、理论分析和仿真分析。理论和仿真分析结果表明,该多维振动控制装置满足车载设备减振要求,具有良好的减振效果,可推广应用于车载设备多维减振领域。

**关键词** 振动控制 并联机构 车载设备 模态

车辆在行驶过程中由于路面不平、启动刹车、加速减速和拐弯等因素影响将产生五维空间振动与冲击:路面不平将产生上下2—10 Hz 平移振动,前后2—10 Hz 浮仰和左右2—10 Hz 滚转;启动刹车和加减速将产生前后平移冲击;拐弯将产生左右平移冲击。精密仪器仪表、导航系统、定位系统、瞄准器以及救护车担架等车载设备若与车体直接相连,则上述多维振动与冲击将直接作用于车载设备上,严重影响上述需振动控制设备的工作性能和寿命。因此必须对车载设备进行振动控制,减轻振动与冲击危害。

目前,关于多维振动控制的研究还不多见,多维振动控制的方法根据国内外资料检索结果,目前常用的方法仅有以下几种:(i)采用单纯的弹性材料(如橡胶)实现多维振动控制<sup>[1]</sup>;(ii)采用单纯的机械结构实现多维振动控制<sup>[2]</sup>;(iii)采用普通机械结构与弹性元件及阻尼元件结合在一起实现多维振动控制,通常称为机械式多维振动控制<sup>[3-7]</sup>;(iv)采用柔性机构与主动作动器实现多维振动控制<sup>[8,9]</sup>。本文经过多年努力探索,提出采用具有冗余自由度(六自由度)并联机构为主体结构,在并联机构原动件处辅以弹性阻尼装置,构成浮动支持,

运用反向驱动自适应原理,实现三平移两转动五维耦合振动与冲击振动控制的目的<sup>[10,11]</sup>

## 1 振动控制装置结构

车载设备多维振动控制装置主要由并联机构和弹性阻尼装置组成,如图1所示,其中并联机构采用具有冗余自由度的Stewart平台六自由度并联机构,弹性阻尼装置可根据技术要求采用相应的弹性元件和阻尼元件(本文自由膜式空气弹簧和粘滞阻尼器)。Stewart平台由上平台2,下平台1以及连接于上、下平台之间的6-SPS分支组成(P代表移动副,S代表球副)。车载设备安放上平台2上,下平台1安放在车辆(振源)上,上平台可相对下平台产生沿 $x_2, y_2, z_2$ 轴向平移,绕 $x_2, y_2, z_2$ 轴方向转动空间六维运动。弹性阻尼装置安放在并联机构原动件P处,其中弹性元件构成弹性浮动支撑,改变系统固有频率,对大于隔振频率比要求的周期激励实现有效隔离;阻尼元件消耗系统振动与冲击能量,实现减振。由机构对称性特点,可取 $k_i = k, c_i = c (i=1, 2, \dots, 6)$ ,其中 $k$ 为弹性元件的刚度, $c$ 为阻尼元件阻尼系数。

2006-08-08 收稿, 2006-09-04 收修改稿

\* 国家自然科学基金(批准号:50375067)和教育部高等学校博士点专项科研基金(批准号:20050299002)资助项目

\*\* E-mail: jsustchen@tom.com

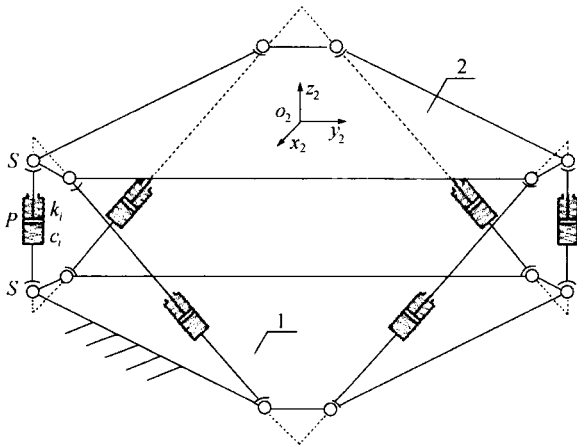


图 1 车载设备振动控制装置结构

## 2 振动控制装置 Jacobian 矩阵分析

如图 2 所示，动坐标系  $o_2-x_2y_2z_2$  建立在上平台质心  $o_2$ ，参考坐标系  $o_1-x_1y_1z_1$  建立在下平台上， $L_i$  为移动副  $i$  的长度， $a_i$  点为上平台球副  $i$  的中心， $b_i$  点为下平台球副  $i$  的中心。设  $s_i$  为沿移动副  $i$  移动方向的单位矢量， $r_{a_i}$  为上平台质心  $o_2$  到  $a_i$  点的位置矢量， $\omega_a$  和  $v_a$  分别为上平台在参考坐标系中的角速度和线速度矢量， $v_{a_i}$  为上平台  $a_i$  点处的速度矢量，则有

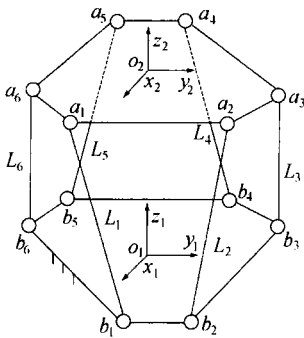


图 2 Stewart 并联机构

$$v_{a_i} = \omega_a \times r_{a_i} + v_a = [-\tilde{r}_{a_i} \quad 1] \begin{bmatrix} \omega_a \\ v_a \end{bmatrix}$$

式中  $-\tilde{r}_{a_i} \cdot \omega_a = \omega_a \times r_{a_i}$ ，“ $\sim$ ”表示矢量的反对称阵。将  $a_i$  点处的速度矢量  $v_{a_i}$  向移动副  $i$  方向投影，得到移动副  $i$  速度

$$\begin{aligned} \dot{L}_i &= v_{a_i} \cdot s_i = s_i \cdot (\omega_a \times r_{a_i} + v_a) \\ &= (r_{a_i} \times s_i) \cdot \omega_a + s_i \cdot v_a \end{aligned}$$

上述  $i=1, 2, \dots, 6$ 。写成矩阵形式为

$$\dot{q} = \begin{bmatrix} \dot{L}_1 \\ \vdots \\ \dot{L}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (r_{a_1} \times s_1)^T s_1^T \\ \vdots \\ (r_{a_6} \times s_6)^T s_6^T \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \omega_a \\ v_a \end{Bmatrix} = J \cdot \dot{V} \quad (1)$$

(1)式中， $\dot{V}$  为表示上平台在参考坐标系中的角速度和线速度的广义速度矢量， $\dot{q}$  为 6 个移动副速度矢量， $J^*$  为  $\dot{V}$  和  $\dot{q}$  之间的影响矩阵。

由(1)式得 Stewart 平台的 Jacobian 矩阵  $J = (J^*)^{-1}$ ，由 Jacobian 矩阵  $J$  和虚功原理的力 Jacobian 矩阵  $G = (J^T)^{-1} = (J^{-1})^T$ 。由于并联机构 Jacobian 矩阵  $J$  和力 Jacobian 矩阵  $G$  是并联机构上、下平台相对位姿的函数，与速度、加速度大小无关，不同的位姿， $J$  和  $G$  值不同。所以，当给定某一时刻上平台相对下平台的位姿参数就可以求得相应 Jacobian 矩阵和力 Jacobian 矩阵。

## 3 振动控制装置模态分析

本文研究的车载设备多维振动控制装置属自由度  $n=6$ ，具有粘滞阻尼、摩擦阻尼和结构阻尼的振动系统。结构阻尼较小，一般通过实验确定，可以忽略不计；摩擦阻尼为各运动副摩擦力，其中球副摩擦力小，可以忽略不计，故系统摩擦阻尼仅考虑移动副处弹性元件和阻尼元件摩擦。取上平台为研究对象，以初始静平衡位置为系统坐标原点，力 Jacobian 矩阵  $G$  以初始静平衡位置上平台相对下平台位姿参数求得，不计各杆件质量(如考虑可采用 Lagrange 方法建立系统运动微分方程)，则上平台振动广义运动微分方程为

$$M\ddot{V} + C\dot{V} + KV = GF_{\mu} \text{sgn}(\dot{q}) - M\ddot{X}_k \quad (2)$$

(2)式中

$M$ ——广义质量矩阵

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_z \end{bmatrix}$$

其中  $m$  为上平台质量,  $I_x, I_y, I_z$  分别为绕质心的转动惯量;

$\ddot{\mathbf{V}}, \dot{\mathbf{V}}, \mathbf{V}$ ——分别为上平台质心  $o_2$  在参考坐标系  $o_1-x_1y_1z_1$  中的广义加速度、速度和位移矢量;

$\mathbf{F}_\mu$ ——摩擦阻力向量,  $\mathbf{F}_\mu = [f_{\mu_1} \ f_{\mu_2} \ f_{\mu_3} \ f_{\mu_4} \ f_{\mu_5} \ f_{\mu_6}]$ ,  $f_{\mu_i}$  为第  $i$  移动副处摩擦阻力;

$\ddot{\mathbf{X}}_g$ ——下平台广义加速度矢量;

$\mathbf{K}$ ——广义刚度矩阵, 由机构 Jacobian 矩阵和力 Jacobian 矩阵关系求得  $\mathbf{K} = k\mathbf{G}\mathbf{G}^T$ ;

$\mathbf{C}$ ——广义阻尼矩阵, 由机构 Jacobian 矩阵和力 Jacobian 矩阵关系求得  $\mathbf{C} = c\mathbf{G}\mathbf{G}^T$ .

将广义质量矩阵  $\mathbf{M}$ 、阻尼矩阵  $\mathbf{C}$  和刚度矩阵  $\mathbf{K}$  代入微分方程(2)得系统特征值问题方程为

$$[s^2\mathbf{M} + s\mathbf{C} + \mathbf{K}]\{u\} = \{0\} \quad (3)$$

式中  $\{u\}$ ——系统模态向量;

$s$ ——复频率,  $s = \sigma + j\omega$ ;

对应的系统模态频率方程为

$$|s^2\mathbf{M} + s\mathbf{C} + \mathbf{K}| = 0. \quad (4)$$

将(4)式展开得常系数多项式为

$$a_{12}s^{12} + a_{11}s^{11} + \dots + a_2s^2 + a_1s^1 + a_0s^0 = 0$$

多项式的根  $\lambda_r = \sigma_r + j\omega_r$  ( $r=1, 2, \dots, 6$ ) 为系统复模态频率. 将  $s = \lambda_r$  代入方程(3), 可以求得对应于系统复模态频率  $\lambda_r$  的复模态向量  $u^{(r)}$ , 从而得到系统的模态振型. 由系统所有复模态频率和复模态向量, 可以求出系统自由振动响应和受迫振动响应.

上述分析求得的是初始静平衡位姿状态模态参数和系统响应. 并联机构姿态影响力 Jacobian 矩阵

$\mathbf{G}$  元素取值, 从而导致模态参数和系统响应与姿态一一对应, 不同姿态, 模态参数和系统响应不同, 因此将影响振动控制装置的性能. 为此, 并联机构应用于多维振动控制时初始姿态的选择非常重要, 对振动控制装置的性能影响很大. 我们前期所做的三平移和两平移两转动样机实验研究证实了这一点. 但是, 当最优初始静平衡姿态确定后, 系统在初始静平衡姿态附近振动时, 由于振动具有位移小, 加速度大特点, 而力 Jacobian 矩阵  $\mathbf{G}$  与加速度大小无关, 系统由于振动产生的姿态变化所引起的位姿参数变化量相对于初始平衡状态参数非常微小, 由此而引起力 Jacobian 矩阵  $\mathbf{G}$  的变化更微小, 因此在一定程度上可以忽略不计其对模态参数和系统响应的影响. 本文仿真研究结果表明, 力 Jacobian 矩阵  $\mathbf{G}$  的微小变化对系统模态参数的影响非常小, 是可以忽略不计的.

#### 4 振动控制装置仿真分析

为了验证上述理论分析方法是否合理, 下面以救护车担架振动控制为例, 进行仿真分析. 救护车担架若与救护车车体直接相连, 则由于路面不平、启动、刹车、加速、减速和拐弯等因素影响产生的五维空间振动与冲击将直接作用于被救护的病人, 给病人特别是心脑血管病人、骨折病人和外伤病人造成痛苦, 使病人病情恶化甚至发生危及生命的情况. 此外, 由于人体平躺时器官敏感频率主要集中在 2—8 Hz<sup>[12]</sup>, 所以救护车担架振动控制装置固有频率需远离人体敏感频率范围.

本文基于 Stewart 平台多维振动控制装置应用于救护车担架振动控制时, Stewart 平台结构形式及初始静平衡位姿确定如下: 在初始静平衡位姿时, 设定上、下平台相互平行, 六条分支(6-SPS)采用立方体对称布置形式, 即相邻分支两两相互正交的 Hexapod 平台结构. Hexapod 平台结构具有各向刚度一致, 各分支作用力耦合程度最小, 运动学、动力学和机械设计简单等优点<sup>[13]</sup>. 由 Hexapod 平台几何关系、机构对称性及各杆件长度  $L_i = L$  ( $i=1, 2, \dots, 6$ ), 求得初始静平衡位姿广义力 Jacobian 矩阵为

$$\mathbf{G} = (\mathbf{J}^{-1})^T = \frac{1}{\sqrt{6}} \begin{bmatrix} 1 & 1 & -2 & 1 & 1 & -2 \\ \sqrt{3} & -\sqrt{3} & 0 & \sqrt{3} & -\sqrt{3} & 0 \\ \sqrt{2} & \sqrt{2} & \sqrt{2} & \sqrt{2} & \sqrt{2} & \sqrt{2} \\ -L/2 & L/2 & L & L/2 & -L/2 & -L \\ -L\frac{\sqrt{3}}{2} & -L\frac{\sqrt{3}}{2} & 0 & L\frac{\sqrt{3}}{2} & L\frac{\sqrt{3}}{2} & 0 \\ L\sqrt{2} & -L\sqrt{2} & L\sqrt{2} & -L\sqrt{2} & L\sqrt{2} & -L\sqrt{2} \end{bmatrix} \quad (5)$$

弹性阻尼装置设计中利用空气弹簧具有较低的固有振动频率、较高的阻尼比、承载范围宽,以及承载能力、弹簧常数、工作高度可彼此独立设计的特点<sup>[14]</sup>,解决担架振动控制中面临的如下问题:(i)通过高度控制系统,空气弹簧的工作高度在任何载荷下保持一定.由此解决由于担架承载重量的变化,引起并联机构平衡位置的变化,进而影响并联机构的等效刚度这一问题.(ii)刚度随载荷增大而增大,不同载荷下固有频率几乎保持不变.由此解决担架承载重量的变化稳定性问题;(iii)可根据技术要求将空气弹簧的特性设计成比较理想的曲线,使得正常行车段具有较低的刚度,而在拉伸和压缩行程的边缘刚度逐渐增加,从而限制担架振幅不会太大.

确定样机上平台质量  $m=24 \text{ kg}$ , 其绕质心转动惯量  $I_{x_2}=0.4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ,  $I_{y_2}=0.4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ,  $I_{z_2}=0.8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , 初始静平衡位置空气弹簧刚度,  $k_0=235 \text{ N/m}$ , 各杆件长度  $L=0.25 \text{ m}$ , 取阻尼比  $\zeta=0.2$ . 运用 ADAMS 软件进行建模仿真分析, 仿真模型如图 3 所示.

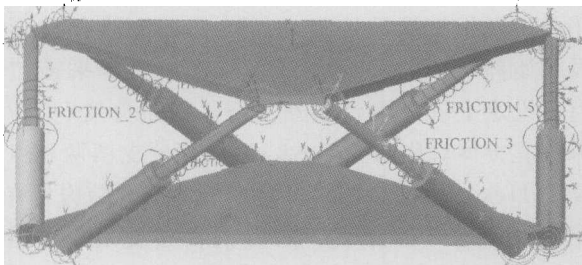


图3 ADAMS 样机模型

将(5)式和各参数代入系统模态频率方程(4),

由  $f_d = \frac{\omega_d}{2\pi}$  ( $d$  表示有阻尼状态)解得, 沿  $x_2, y_2, z_2$

轴向平移理论固有频率为

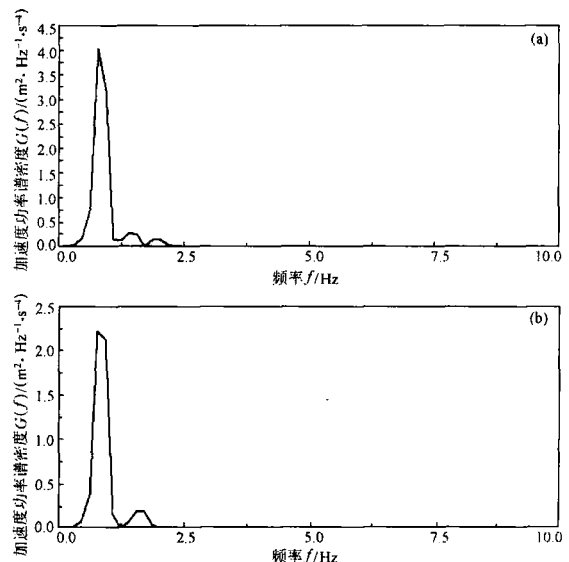
$$f_{dx_2} = f_{dy_2} = f_{dz_2} = \frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{2\pi} \sqrt{\frac{2k}{m}} \approx 0.69 \text{ Hz}$$

绕  $x_2, y_2$  轴方向转动理论固有频率为

$$f_{dx_2z} = \frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{2\pi} \sqrt{\frac{0.5kL^2}{I_{x_2}}} \approx 0.67 \text{ Hz},$$

$$f_{dy_2z} = \frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{2\pi} \sqrt{\frac{0.5kL^2}{I_{y_2}}} \approx 0.67 \text{ Hz}$$

运用 ADAMS 仿真, 采用冲击激励进行模态仿真试验<sup>[15]</sup>, 试验得到的各方向加速度功率谱密度响应谱见图 4.



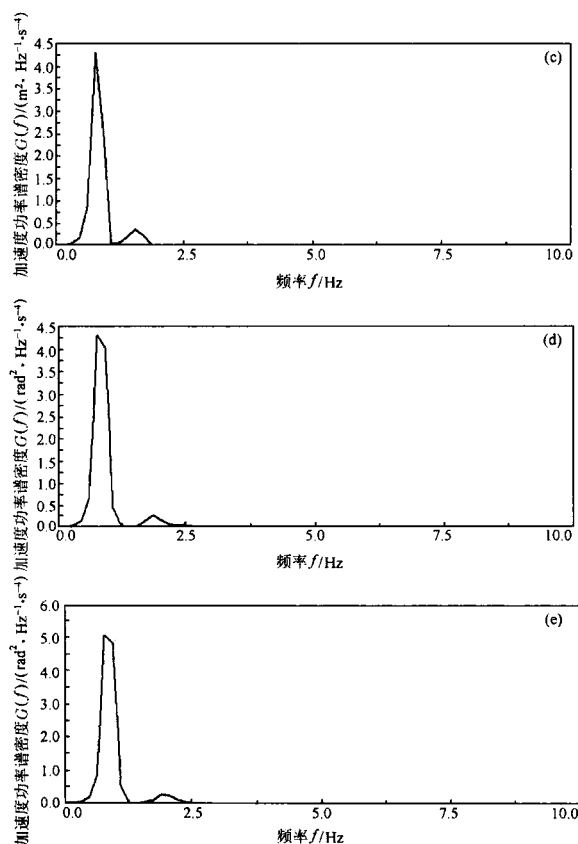


图4 加速度功率谱密度响应谱

(a)  $x$  方向平移加速度功率谱密度响应谱; (b)  $y$  方向平移加速度功率谱密度响应谱; (c)  $z$  方向平移加速度功率谱密度响应谱; (d)  $x$  方向转动加速度功率谱密度响应谱; (e)  $y$  方向转动加速度功率谱密度响应谱

## 5 结论

由图4可知仿真与理论计算固有频率值近似相等,说明上述理论分析是正确合理的;系统对频率大于2.5 Hz的各方向激励几乎没有响应,说明该振动控制装置对频率大于2.5 Hz的各方向激励能起到很好的压制和衰减.仿真结果显示,此多维振动控制装置能实现多维振动控制,且只需一层结构即能达到多维振动控制的目的,其突出优点是结构简

单、机型紧凑、可靠性高,可应用于车载设备的多维振动控制.

## 参考文献

- 1 石琼辉,周福霖.三维隔振体系动力响应的简化计算.广州大学学报(自然科学版),2005,4(2):159-165
- 2 王书振,郭远非.扭杆摆杆减振器.中国实用新型专利,2185344.1994
- 3 徐资金,梅传林,程宏岭,等.减振座椅.中国实用新型专利,2180511.1994
- 4 张顺心,檀润华,卞学良,等.医用救护车担架减振装置.中国实用新型专利,CN2374165Y,2000
- 5 藤田悦则,坂本丰,千柄一义.救护车用防振架.中国发明专利,CN1251292A,2000
- 6 瞿伟廉,周强,苏经宇.多层建筑结构水平剪扭-竖向地震反应的智能复合隔振控制.地震工程与工程振动,2003,23(5):178-195
- 7 龙志强,郝阿明,常文森,等.磁悬浮控制的主动式隔振平台研究.宇航学报,2003,24(5):510-514
- 8 Sayapin, Sergei, Nicolaevich. Active vibration isolation and pointing system for high-precision large deployable space antennas. FACTA Universitatis Series Mechanical Engineering, 2001, 1(8): 935-938
- 9 Geng Z, Haynes L. Six degrees-of-freedom active vibration control using the Stewart platforms. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 1994, 2(1): 45-53
- 10 马履中,尹小琴.仿橡胶多自由度弹性阻尼减振装置.中国发明专利,ZL02258129.4,2002
- 11 马履中,尹小琴.一类多自由度并联机构组合弹性减振装置.中国发明专利,02137948.3,2002
- 12 Bruzzone L, Molfino RM. Special-purpose parallel robot for active suspension of ambulance stretchers. International Journal of Robotics and Automation, 2003, 18(3): 121-130
- 13 [http://www.physikinstrumente.com/en/pdf\\_extra/PI\\_precision\\_actuator\\_translation\\_stage\\_hexapod\\_2005c.pdf](http://www.physikinstrumente.com/en/pdf_extra/PI_precision_actuator_translation_stage_hexapod_2005c.pdf) [2006-08-31]
- 14 张阿舟,姚起航.振动控制工程.北京:航空工业出版社,1989,420-438
- 15 李德葆,陆秋海.工程振动试验分析.北京:清华大学出版社,2004,261-266