

多级复合抑振系统的设计与研究*

陈丁跃^{1,2} 陈蔚³ 周仁魁¹ 李英才¹

(1 中国科学院西安光学精密机械研究所, 西安 710068)

(2 长安大学, 西安 710064)

(3 武汉理工大学, 武汉 430070)

摘要 研究了多级复合抑振系统的动力学特性,以多级抑振系统刚体空间一般运动的坐标变换,系统的动能、势能和阻尼耗散函数,系统的拉格朗日方程为理论基础,得出适用于质量块之间或质量块与平台之间具有多个相对运动自由度的多级隔振系统的运动微分方程组.分析了主动控制力与抑振器参数之间的关系.结果表明:对于多级复合抑振系统,抑制中高低频振动时,抑振作动器置于抑振对象与刚体之间的抑振性能较好,所需的主动抑振控制力也不大,并且易于实现各种先进的抑振控制.

关键词 复合抑振;仪器;动力学;刚度特性;作动器

中图分类号 TB53 O328 **文献标识码** A

0 引言

随着星载精密仪器技术的发展,各种频率的振动、颤震和抖动的影响变得十分突出,尤其是太空精密 TDICCD 摄像更需要实现对星载关键部件及 TDICCD 振动进行控制.被动抑振结构简单、易于实现、经济性好、可靠性高,因而对要求不高的一般振动系统的抑制均采用,但是对于要求较高的精密仪器抑振,被动控制显得有些力不从心.一是被动控制很难抑制低频振动;二是阻尼降低抑振效率,但又对降低共振振幅起极大作用,被动控制无法解决此矛盾.多级复合抑振控制是指在振动控制过程中,根据所检测到的振动信号,应用一定的控制策略,经过实时计算,进而驱动作动器对控制器施加一定的影响,达到抑制或消除振动的目的.由于其效果好,实用性强等潜在的优越性,正越来越受到人们的重视.因此研究精密仪器的多级复合抑振控制技术具有十分重要的意义.本抑振系统采用了被动抑振与主动抑振相结合的多级复合抑振控制技术,其中被动抑振元件为弹性金属橡胶元件(抑振器),主动抑振元件为压电陶瓷作动器.在多级复合抑振控制系统中,对多级抑振系统的研究主要集中在对主动控制方法等方面的研究上,且主要是针对汽车悬架、舰船动力装置的振动抑制问题^[1-8],而对星载精密仪器复合抑振控制的研究较少.本文研究了多级抑振系统的动力学特性,合理确定抑振器的刚度特

性和抑振系统的相关参数,以及多级复合抑振控制的实现研究.

1 多级抑振系统的运动微分方程

1.1 系统的动能

设多级抑振系统有几个刚体(质量块),刚体 $k(k=1 \cdots n)$ 上设置连体坐标系 $O_k x_k y_k z_k$ (以刚体的质心为坐标原点 O_k ,以中心惯性主轴作为坐标轴 x_k, y_k, z_k),整个系统的底座(平台)上设置固定坐标系 $O_a x_a y_a z_a$.又设刚体 k 的总质量为 m_k ,该刚体对其连体坐标系的中心惯性矩分别为 J_{kx}, J_{ky}, J_{kz} ,该刚体的瞬时角速度矢量 Ω_k 在连体坐标轴上的分量分别为 $\Omega_{kx}, \Omega_{ky}, \Omega_{kz}$.多级抑振系统的动能表达式为

$$T = \sum_{k=1}^n \frac{1}{2} m_k [(x_a^{(0k)})^2 + (y_a^{(0k)})^2 + (z_a^{(0k)})^2] + \sum_{k=1}^n \frac{1}{2} (J_{kx} \Omega_{kx}^2 + J_{ky} \Omega_{ky}^2 + J_{kz} \Omega_{kz}^2) \quad (1)$$

式中 $\Omega_{kx} = \frac{d\alpha_k}{dt}, \Omega_{ky} = \frac{d\beta_k}{dt}, \Omega_{kz} = \frac{d\gamma_k}{dt}$.

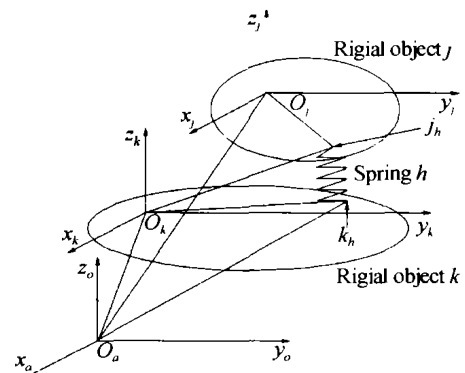


图 1 坐标系
Fig. 1 Coordinate system

* 国家博士后科学基金(2004036140)和中国科学院王宽诚博士后工作奖励基金(科发人教字[2004]413号)资助
Email: cdy868@163.com
收稿日期: 2004-09-09

1.2 系统的势能及阻尼耗散函数

多级抑振系统的任一刚体至少与一个刚体或平台通过一组抑振器(设为 m 个, $h=1\cdots m$)相连接. 这些抑振器中,多数具有 3 个坐标轴方向的移动刚度 k_x, k_y, k_z ; 个别或少数抑振器除具有 3 个坐标轴方向的移动刚度外,还具有分别绕 3 个坐标轴的回转刚度 $k_\alpha, k_\beta, k_\gamma$. 抑振器连体坐标系 3 个坐标轴与本抑振器一端相连接的刚体连体坐标系的方向一致. 抑振器的势能取决于弹簧两端的相对位移. 根据各抑振器弹簧两端的相对位移(线位移和角位移),可有多级抑振系统势能的表达式

$$V = \sum_{k=1}^n \sum_{j=1}^{n_1} \sum_{h=1}^m \frac{1}{2} [K_{hx}^{kj} (x_k^{(jh)} - x_k^{(kh)})^2 + K_{hy}^{kj} (y_k^{(jh)} - y_k^{(kh)})^2 + K_{hz}^{kj} (z_k^{(jh)} - z_k^{(kh)} - l_h^{kj})^2] + \sum_{k=1}^n \sum_{j=1}^{n_1} \sum_{h=1}^m \frac{1}{2} [K_{h\alpha}^{kj} \alpha_{kj}^2 + K_{h\beta}^{kj} \beta_{kj}^2 + K_{h\gamma}^{kj} \gamma_{kj}^2] \quad (2)$$

式中, n 为刚体(质量块)个数, $k=1\cdots n$; n_1 为某刚体 k 通过抑振器相连接的其它相邻刚体和基础的个数, $j=1\cdots n_1$; m 为某一刚体 k 与相邻刚体(或基础) j 之间设置的抑振器的个数; $K_{hx}^{kj}, K_{hy}^{kj}, K_{hz}^{kj}$ 为某一刚体 k 与相邻刚体(或平台) j 之间的抑振器 h 分别与刚体 k 的连体坐标系坐标轴 x_k, y_k, z_k 方向的直线位移刚度; l_h^{kj} 为刚体 k 与 j 之间的抑振器 h 的弹簧沿 z 轴方向的原始长度; $K_{h\alpha}^{kj}, K_{h\beta}^{kj}, K_{h\gamma}^{kj}$ 为某一刚体 k 与相邻刚体(或平台) j 之间的抑振器 h 的弹簧两端的相对转角 $\alpha_{kj}, \beta_{kj}, \gamma_{kj}$ 相应的回转刚度.

设每个抑振器都有粘性阻尼作用,即线性阻尼力为 $F_a = C_i \dot{x}$, \dot{x} 为阻尼器两端的相对线速度, C_i 为线位移阻尼系数;回转阻尼力矩 $M_d = C_r \theta$, θ 为阻尼器两端的相对回转角速度, C_r 为回转阻尼系数. 由阻尼的 Reyleigh 耗散函数的定义,多级抑振系统的

阻尼耗散函数 φ 可表示为

$$\varphi = \sum_{k=1}^n \sum_{j=1}^{n_1} \sum_{h=1}^m \frac{1}{2} [C_{hx}^{kj} (\dot{x}_k^{(jh)})^2 + C_{hy}^{kj} (\dot{y}_k^{(jh)})^2 + C_{hz}^{kj} (\dot{z}_k^{(jh)})^2] + \sum_{k=1}^n \sum_{j=1}^{n_1} \sum_{h=1}^m \frac{1}{2} [C_{h\alpha}^{kj} \dot{\alpha}_{kj}^2 + C_{h\beta}^{kj} \dot{\beta}_{kj}^2 + C_{h\gamma}^{kj} \dot{\gamma}_{kj}^2] \quad (3)$$

式中 $C_{hx}^{kj}, C_{hy}^{kj}, C_{hz}^{kj}$ 为某一刚体 k 与相邻刚体(或平台) j 之间的抑振器 h 分别沿刚体 k 的连体坐标轴 x_k, y_k, z_k 方向的直线位移阻尼系数; $C_{h\alpha}^{kj}, C_{h\beta}^{kj}, C_{h\gamma}^{kj}$ 为某一刚体 k 与相邻刚体(或平台) j 之间的抑振器 h 的两端相对转角 $\alpha_{kj}, \beta_{kj}, \gamma_{kj}$ 相应的阻尼系数.

1.3 多级抑振系统的运动微分方程

对于同时受到保守力及耗散力作用的多级抑振系统,可建立各个力的系统运动微分方程

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial L}{\partial q_j} + \frac{\partial \varphi}{\partial \dot{q}_j} = 0 \quad (j=1, 2, \cdots, e) \quad (4)$$

式中 L 是拉格朗日函数, $L = T - V$ (动能 T 与势能 V 之差); e 为系统的广义坐标的个数,对具有 n 个刚体(质量块)的多级抑振系统, $e = 2n$; 广义坐标 q_j 可用其列矩阵表示

$$\{q\} = [x_a^{(0_1)}, y_a^{(0_1)}, z_a^{(0_1)}, \alpha_1, \beta_1, \gamma_1, x_a^{(0_2)}, \cdots, x_a^{(0_k)}, y_a^{(0_k)}, z_a^{(0_k)}, \alpha_k, \beta_k, \gamma_k, \cdots, x_a^{(0_n)}, y_a^{(0_n)}, z_a^{(0_n)}, \alpha_n, \beta_n, \gamma_n]^T$$

由式(4)可导出 $6n$ 个方程组,该方程组表征了多级抑振系统的运动微分方程组.

以多级抑振系统中的任一刚体 k 为代表,列出了 6 个广义坐标 $\{q\}_k$ 的 6 个微分方程. 为了便于应用,将 $\{q\}_k$ 划分成 3 个广义移动坐标 $\{q\}_{kT} = [x_b^{(0_k)}, y_b^{(0_k)}, z_b^{(0_k)}]^T$ 和 3 个广义回转坐标 $\{q\}_{kR} = [\alpha_k, \beta_k, \gamma_k]^T$, 对于刚体 k 的两组广义坐标,将式(1)~式(3)代入式(4),经整理得到两个矩阵方程组

$$[M_k] [\ddot{x}_a^{(0_k)}, \ddot{y}_a^{(0_k)}, \ddot{z}_a^{(0_k)}]^T + \sum_{j=1}^n \sum_{h=1}^m \left[\frac{\partial (x_k^{(jh)}, y_k^{(jh)}, z_k^{(jh)})}{\partial (x_a^{(0_k)}, y_a^{(0_k)}, z_a^{(0_k)})} \right]^T [K_{hT}^{kj}] [x_k^{(jh)} - x_k^{(kh)}, y_k^{(jh)} - y_k^{(kh)}, z_k^{(jh)} - x_k^{(kh)} - l_h^{kj}]^T + \sum_{j=1}^n \sum_{h=1}^m \left[\frac{\partial (\dot{x}_k^{(jh)}, \dot{y}_k^{(jh)}, \dot{z}_k^{(jh)})}{\partial (\dot{x}_a^{(0_k)}, \dot{y}_a^{(0_k)}, \dot{z}_a^{(0_k)})} \right]^T [C_{hT}^{kj}] [\dot{x}_k^{(jh)}, \dot{y}_k^{(jh)}, \dot{z}_k^{(jh)}]^T = \{0\} \quad (5)$$

$$[J_k] [\alpha_k, \beta_k, \gamma_k]^T + \sum_{j=1}^n \sum_{h=1}^m \left[\frac{\partial (x_k^{(jh)}, y_k^{(jh)}, z_k^{(jh)})}{\partial (\alpha_k, \beta_k, \gamma_k)} \right]^T [K_{hR}^{kj}] [x_k^{(jh)} - x_k^{(kh)}, y_k^{(jh)} - y_k^{(kh)}, z_k^{(jh)} - x_k^{(kh)} - l_h^{kj}]^T + \sum_{j=1}^n \sum_{h=1}^m \left[\frac{\partial (\dot{\alpha}_{kj}, \dot{\beta}_{kj}, \dot{\gamma}_{kj})}{\partial (\alpha_k, \beta_k, \gamma_k)} \right]^T [K_{hR}^{kj}] [\alpha_{kj}, \beta_{kj}, \gamma_{kj}]^T + \sum_{j=1}^n \sum_{h=1}^m \left[\frac{\partial (\dot{x}_k^{(jh)}, \dot{y}_k^{(jh)}, \dot{z}_k^{(jh)})}{\partial (\dot{\alpha}_k, \dot{\beta}_k, \dot{\gamma}_k)} \right]^T [C_{hR}^{kj}] [\dot{\alpha}_k, \dot{\beta}_k, \dot{\gamma}_k]^T + \sum_{j=1}^n \sum_{h=1}^m \left[\frac{\partial (\dot{\alpha}_{kj}, \dot{\beta}_{kj}, \dot{\gamma}_{kj})}{\partial (\dot{\alpha}_k, \dot{\beta}_k, \dot{\gamma}_k)} \right]^T [C_{hR}^{kj}] [\dot{\alpha}_{kj}, \dot{\beta}_{kj}, \dot{\gamma}_{kj}]^T = \{0\} \quad (6)$$

对具有 n 个刚体的多级抑振系统,可应用式 (5)和式(6)建立 $6n$ 个二阶非线性微分方程组可求

得 $6n$ 个广义坐标所代表的振动位移,进而可求得系统的固有频率和固有振型.

2 结构振动的主动控制系统

振动主动控制是主动控制技术在振动工程领域中的一项重要应用,包括开环控制与闭环控制两类.一个振动主动控制系统由以下几个环节组成

a)受控对象,它可以是单自由度系统、多自由度系统、无限自由度(弹性体)系统.

b)作动器(执行器),它是一种能提供控制力(或力矩)或改变结构力学参数的方法来减小结构(机体)动力反应的装置.作动器的类型较多,特别是随着科技的发展,出现了很多新型的作动器,大大提高了主动控制系统的性能,拓宽了应用范围.如液压作动器、气压作动器和电动作动器属传统作动器,机敏材料的智能型作动器、电流变液作动器和磁流变液作动器等属现代作动器,这类作动器在振动控制中常用以提供可变的阻尼力,可满足受控对象工况的要求.

c)控制器,它是主动控制系统中的核心环节,由它可以实现所需的控制律.控制律就是控制器输入与输出之间的传递关系,对闭环控制来说,控制器的输入来自测量系统感受到的受控对象的振动信息,控制器的输出是用于驱动作动器所需的指令.

d)测量系统,包括传感器、放大器以至滤波器等,它将受控对象的振动信息转换并传输给控制器输入端的各个环节.常用的传感器一般有加速度传感器、速度传感器、位移传感器以及力传感器.振动信号通常通过安装在振动物体上的加速度传感器进行测量,加速度传感器通常是压电式的或压阻式的,压电式加速度传感器更为普遍,其动态测量范围一般为 $10^{-4} \sim 10^6 \text{ m/s}^2$,使用频率上限为 10 kHz 左右.速度传感器通常也有两种.最常用的为非接触磁铁类型,其动态范围为 $1 \sim 100 \text{ mm/s}$,其中某些传感器可低至 0.1 mm/s ,而另一些高到 250 mm/s .灵敏度一般都在 $20 \text{ mV} \cdot \text{mm/s}$ 的数量级上.位移传感器有非接触探头式传感器、线性可变差动变压器式传感器和线性可变电感传感器等类型.非接触探头式传感器最为常见,其动态范围一般为 100:1,个别的为 150:1 或 60:1.传感器分辨为 $0.02 \text{ mm} \sim 0.4 \text{ mm}$.尽管位移传感器的动态范围通常远小于加速度传感器的动态范围(一般小于 200 Hz).但是位移传感器在很低的频率($0 \sim 10 \text{ Hz}$)下更实用.压力传感器通常用在当结构既存在弯曲振动又存在纵向振动的主动控制系统中,常用的类型有应变式(电应变式)、PVDF 膜片、光导纤维或压电陶瓷等.

e)能源,它是用来供给作动器工作所需要的外界能量,与作动器形式相对应的外界能源有液压油源、气源、电源等.振动闭环控制是根据受控对象的振动状态进行实时的外加控制,使振动满足人们的预定要求.具体地说,就是装在受控对象上的传感器连续检测受控结构的响应(如位移、速度、加速度等),通过测量结构的响应信息感受其振动,传感器的输出信号(经适调、放大后)传至控制器,控制器实现所需的控制律,其输出信号作为作动器动作的指令,作动器通过附加于系统或直接施加作用力或力矩于受控对象,这样就构成了一个闭环振动控制系统.其具体控制框图如图 2.

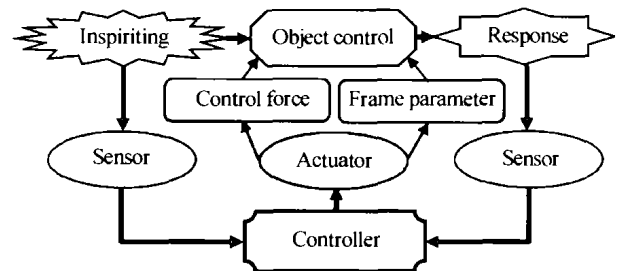


图 2 结构振动的主动控制框图

Fig. 2 The frame picture of active control for object vibration

主动振动控制就是有意产生可控次级力来消除多余的扰动力^[5].主动控制在声学中并不是一个新概念,leug 早在 1934 年便提出了声音的主动控制论^[6].随后人们在这方面作了大量的研究工作,使得声音的主动控制得以飞速发展.然而主动振动控制的研究工作却进展缓慢.因为结构特性使振动传递远比声音的传播复杂得多.近年来,随着电子技术的飞跃发展,出现了许多新型的测量仪器,新型机敏材料的研制带动了作动器和传感器的飞速发展;计算机技术的日新月异,带动了主动振动控制的发展.

3 多级复合抑振控制系统的设计

在工程实际中常遇到既要能抑振、又要能抗冲击的情况,如星载仪器(TDICCD)属于这种情况.它既要能使星载振源体与 TDICCD 系统的振动得到很好抑制,又要能在运行中起到缓解冲击的防护作用.这可用图 3 所示的作动器置于中间质量与平台(基础)质量之间的多级复合抑振控制系统来解决,它可以满足星载仪器(TDICCD)工况的要求.图 3 中 M_p 为受控对象(星载仪器); K_i, C_i 分别为抑振元件的弹性系数和阻尼系数; M_i 为中间质量块. M_i 与负载质量 M_p 相比,要小得多,大约相差 1~2 个数量级,通过这一中间质量块 M_i ,可对负载质量 M_p 进行解耦.弹性橡胶元件具有一般弹性支撑的低通滤波特性,所以其主要作用是抑制较高频率的平台(基础)振动,具有性能可靠、易于实现和成本低的

特点. 主动抑振系统具有高通滤波特性,其主要作用则是有效地抑制较低频率的平台振动. 可见,多级复合抑振系统综合了被动抑振和主动抑振的优点,可以抑制很宽频率范围内的振动,它兼有抑振、缓冲作用. 其刚度特性要求是(图4):在作用力小于 F_0 以前为线性,而在大于 F_0 后为渐硬型非线性,以提高复合抑振的过载能力. 这在结构抑振设计上是这样实现的,即留出一很大的变形空间以使力与变形间得以平滑过渡, M_p 与 M_s 间采用受剪切的橡胶元件主要用于提供线性刚度,而 M_s 与平台上下间采用受压缩的橡胶元件则主要用于提供非线性刚度,作动器主要产生与残留振幅方向相反的抑振力以最终达到削除振动幅值的目的.

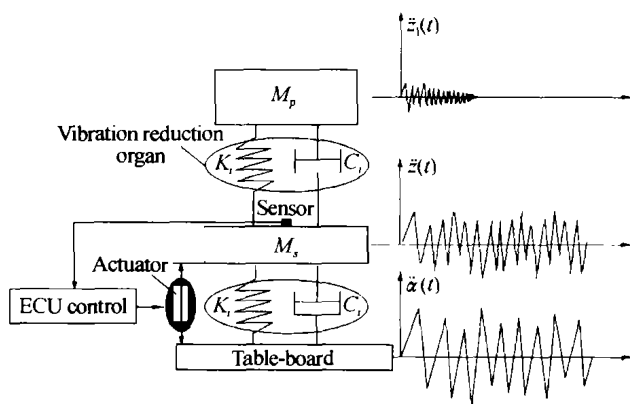


图3 多级复合抑振控制系统
Fig.3 Multilevel complex vibration reduction system

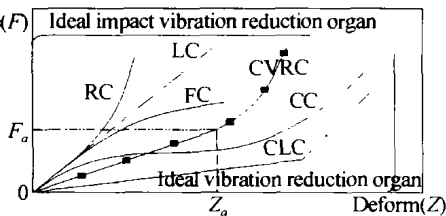


图4 刚度特性曲线
Fig.4 Stiffness characteristic curve

在星载仪器运动过程中,ECU 根据传感器输入的信号对仪器的运动进行控制,当传感器测定仪器将要发生各种空间环境的频率振动时,ECU 控制作动器施加控制力. 当星载仪器出现侧倾、点头等状态时 ECU 通过作动器将使抑振器均处于较硬状态;当测定星载仪器将会出现俯仰摆动、跳动、高速运动、颤震和抖动时,ECU 通过作动器将使抑振器均转入适中状态. ECU 对抑振器进行相应的补偿控制外,还根据传感器输入的信号对空间轨道运动状态进行判定,当传感器输入信号中的高频成分和低频成分都很小时,或高频成分较大而低频成分较小时,将判定振幅较小的平稳运动;当传感器输入信号中的高频成分较小而低频成分较大时,将判定振幅较大的平稳运动;当传感器输入信号中的高频成分和低频成分都较大时,将判定振幅很大的不平稳运动.

ECU 将根据振动条件通过作动器对抑振器的阻尼进行相应控制,图5 为星载 TDICCD 仪器抑振试验.



图5 星载 TDICCD 仪器试验
Fig.5 The satellite TDICCD apparatus vibrancy test

上述研究表明:在采用多级复合抑振的情况下,抑制中、高、低频振动时,主动抑振作动器采用图3的安装方式时所需的主动抑振控制力较小,抑振性能最好. 此时所需的主动抑振控制力的力幅相当于原始激励力的力幅,而且还可以通过增大被动抑振固有频率(即增大被动抑振器的刚度)来提高抑振系统的稳定性. 因此,在多级复合抑振系统中,为了抑制中、高、低频振动,被动抑振固有频率应尽可能设计的低一些.

在振动抑制中主要是研究如何减少振动着的仪器传给平台的传递力或者是当存在平台振动的情况下,如何设法减小安装在平台上的星载仪器的振动振幅. 不管是那一种情况,主要研究考虑的均系稳态的操作条件和稳态过程. 在冲击抑制中,应该考虑的主要是当星载仪器蒙受一突然作用的力或平台产生一突然运动后,对弹性安装于平台上的星载仪器的影响. 其目的是减小仪器承受的冲击载荷. 使限制在一个许可的“g”值之内,以防止弹性支承物产生过大的相对位移. 与振动抑制相对应,主要研究的是瞬态过程. 因此冲击抑制设计实质上是将瞬态的,强烈的冲击波一急剧的能量放大先以位能形式最大限度地储存于冲击抑振器中,使抑振器产生很大的变形,然后,按照抑制系统本身的特性以缓和的形式,按系统的固有振动周期,将抑振器中的能量较慢的释放出来作用于星载仪器,以达到缓解冲击的保护作用.

4 结论

在多级复合抑振控制系统中,当主动抑振作动器置于中间质量与基础之间时,上层被动抑振器参数对主动控制力没有影响,抑制中低频振动所需的主动抑振控制力较大,其抑振性能最好. 但抑制共振区振动所需的主动控制力较小,其力幅与原始激励力的力幅相当. 因此,为了提高主动抑振效果,特别是为了提高抑制低频振动的效果,被动抑振固有

频率应尽可能设计的低一些. 当抑制高频振动时, 所需的主动抑振控制力较小. 增加中间质量的加速度反馈增益, 相当于在不降低被动抑振器刚度的情况下, 降低了系统的固有频率, 因而使高频抑振效果明显增加, 有效抑振频段范围扩大. 本文提出的多级复合抑振的设计方法对航天、车辆、船舶和包装运输等领域的抑振分析研究、重要仪器设备设计有一定的参考.

参考文献

- 1 Chen Dingyue, Zhou Renkui, Li Yingcai. Influence analysis of random vibration on TDICCD camera. *Acta Photonica Sinica*, 2004, **33**(10): 1247 ~ 1250
- 2 Liao Daoxun, Huang Xiaocheng, Lu Yongzhong. Theory and method of dynamic modeling for multilayer vibration isolation system. *China Mechanical Engineering*, 1999, **10**(12): 1321 ~ 1324
- 3 Chen Dingyue, Zhou Renkui, Li Yingcai, *et al.* Studies on the satellite TDICCD camera of kinetics modeling for interface jitter and resonance dot scanning. *Acta Photonica Sinica*, 2004, **33**(12): 1508 ~ 1512
- 4 Balas M J. Trends in large space structures control theory. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 1982, **27**(3): 522 ~ 535
- 5 Hyland D C, Junkins J L, Longman R W. Active control technology for large space structures. *J of Guidance, Control and Dynamics*, 1993, **16**(5): 9 ~ 10
- 6 Chen Dingyue, Xu Hui. Feature extraction from the locus of the internal friction of a rotor. *Mechanical Science and Technology*, 2000, **19**(5): 763 ~ 765

Design and Research of Multilevel Complex Vibration Reduction System

Chen Dingyue^{1,2}, Chen Wei³, Zhou Renkui¹, Li Yingcai¹

¹ Xi'an Institute of Optics and Precision Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Xi'an 710068

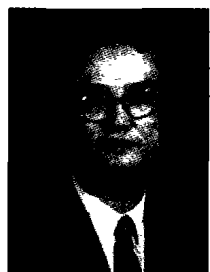
² Chang'an University, Xi'an 710064

³ Wuhan University of Technology, Wuhan 430070

Received date: 2004-09-09

Abstract The dynamics characteristic of multilevel complex vibration reduction system was researched. The paper was based on the coordinate transformation of space general motion for rigid bodies and Lagrange equation of multilevel vibration reduction system. With multi-degrees of freedom of relative motion between mass blocks (including terrace) was carried out. The influence relationships between active force of the actuator and parameters of the vibroshock were analyzed. The results were as follows: When the actuator was installed between the vibration reduction object and the rigid bodies, multilevel complex vibration reduction system had good vibration reduction of intermediate frequency and high frequency domain or low frequency domain. The active control force of vibration reduction was not big, and it was very convenient to use in any advanced vibration reduction control.

Keywords Complex vibration reduction; Apparatus; Dynamics; Stiffness characteristic; Actuator



Chen Dingyue got Ph. D. degree from Xi'an Jiaotong University in 2003. He is now a post-doctor in XIOPM of CAS and an associate professor in Chang'an University. His main research involved the vibration suppression and the vibration analysis of devices.