一种气动/电磁联合作动的主动隔振器设计与仿真

李斌，董万元，王小兵

（西北工业大学 航空学院，陕西 西安 710072）

摘 要： 大型机载光学系统要求有非常高的光束指向控制精度，这将给机载隔振平台的设计提出若干新的挑战。从分析飞机结构振动特点出发，提出采用气动与电磁驱动联合作动的方法，为飞机平台设计一种适合大型机载光学系统安装的主动隔振器。单个隔振器的承载能力为 150~190 kg，垂向隔振频带范围为 1~100 Hz，最大输出控制力为 560 N。文中阐明了气动/电磁联合作动的运行机理，并对隔振器进行了结构详细设计；然后对隔振器进行数学模型简化，建立隔振器的动力学方程；最后利用 PID 控制算法和 LQR 控制算法，对隔振器进行 Matlab/Simulink 数值仿真。仿真结果表明所设计的隔振器隔振性能优异，在垂向宽带（1~100 Hz）大振幅随机扰动作用下，可以将有效载荷的振动位移控制到±10 μm 量级，能够满足光学设备的安装要求。PID 方法和 LQR 方法的控制效果对比表明，对于单个隔振器系统，PID 方法较 LQR 方法易于实现，并且控制效果也略优。

关 键 词： 空气弹簧；电磁驱动；PID（proportion-integral-derivative）；LQR（linear quadratic regulator）；机载光学平台

中图分类号： TK05 **文献标志码：** A **文章编号：** 1000-2758（2013）06-0871-07

大型机载光学系统要求有非常高的光束指向控制精度，因此要求各光路构成要素元件安装在高度静止的隔振平台上。然而飞机受机动、突风激励、抖振、动力系统激励等多种振动工况作用，使得机载平台不可避免地处于一个相对于地面静止平台要严酷得多的振动环境中。飞机机动飞行和突风激励会引起飞机重心过载的低频动态波动，波动频率低于 2 Hz；另外突风激励、抖振激励以及动力系统的激励也会激起涵盖飞机结构固有频率范围内的中高频响应[1]。因而大型机载光学隔振系统的设计特点是要求能够同时兼顾重载、宽频带和高精度；另外为了提高飞机有效载荷的利用率，还要求隔振系统的质量尽量轻。对于传统单纯的被动隔振系统，为了达到机载光学系统的低频隔振要求，只能一味降低隔振系统的支撑刚度。但是若系统支撑刚度过小，当被隔振物体的重心过载随飞机机动而发生波动时，隔振平台将产生较大位移，从而无法实现光学元件空间坐标相对静止的要求。目前常用的主动隔振系统主要有利用液压作动器或气动作动器的六自由度 Steward 平台。但是液压主动隔振平台目前还有诸多不足之处：如，隔振频率难以低于 3Hz；作动器响应速度难以满足高频段的振动主动控制要求；自身刚度和质量偏大。气动作动系统的响应速度比液压作动器更慢，同样难以满足中高频带的主动振动控制要求。此外，传统构型的电磁作动器由于受动圈支撑的限制，也难以满足重载和低频消振的双重要求。其他利用智能材料的主动隔振器，目前则由于作动力量级或系统可靠性的限制，暂时还不能符合机载设备应用的需要。

北航崔龙等人为车载、机载光学设备设计了一种六支杆并联机构的 Hexapod 隔振平台，但是该平台的承载能力（低于 30 kg）太小，且不能实现低于 3 Hz 以下的低频隔振[2]。美国 CSA 公司专门针对大型机载光学系统的安装研制了一种八作动器的大型隔振平台[3]，其经验值得借鉴，不过目前公开的资料非常有限。签于此，本文将从大型机载光学平台的承载能力、隔振频带范围等设计需求出发，参考国外经验，提出利用气动/电磁联合作动的原理，设计

收稿日期：2013-03-19 基金项目：国家自然科学基金（11172238）资助

作者简介：李斌（1975—），西北工业大学教授，主要从事飞行器结构动力学与控制研究。

一种大承载能力的低频主动隔振器，并对隔振器进行动力学建模，应用 Matlab/Simulink 对隔振器进行数值仿真，以验证设计方案的可行性。

1 气动/电磁联合作动的原理

气动/电磁联合作动顾名思义，即系统由气动驱动系统和电磁驱动系统混合而成。气动/电磁联合隔振器的原理如图 1 所示，包含 2 个子系统：一个是基于气动空气弹簧的隔振系统，可通过有效载荷与飞机底板之间的相对位移反馈，实时补偿飞机过载波动对平台静平衡位置的影响，维持有效载荷的平衡中心相对坐标稳定，同时为有效载荷提供高度柔性支撑，充分发挥被动隔振效能；另一个是基于电磁作动器的主动控制系统，提供宽频带的主动振动控制力，将平台的振动水平限制在设备许可的范围内。

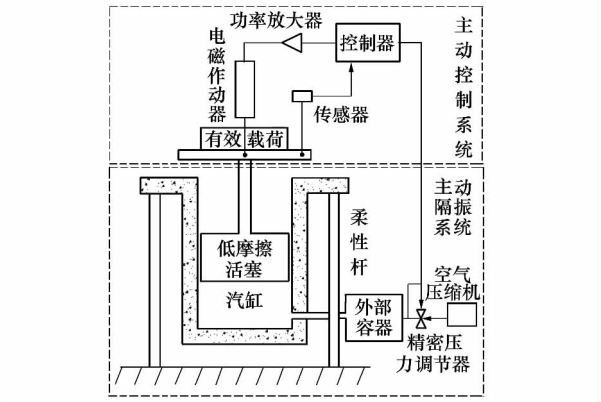


图 1 气动/电磁联合隔振器原理图

可调式空气弹簧采用低摩擦活塞气缸型空气弹簧，有效载荷由气缸内的受压活塞来支撑，设计专门的导向机构保证活塞可以在汽缸内低摩擦地上下滑动。气缸底部通过 1 根大口径管路与外部容器相连接，用来调节空气弹簧的刚度，保证在大载荷情况下空气弹簧仍有较低的刚度。此外，外部容器还通过精密压力调节器与高压气源连接，用来调节气缸内的气体压力。可调式空气弹簧的简化数学模型如图 2 所示，其主要的变量参数有压强、温度、气体质量和控制体积。气缸与外部容器之间的连接管路口径较大，因此建模过程中可以忽略管路中气体流动引起的滞后和拥塞现象。假设气缸内的气体为理想气体，且气体的状态变化满足等熵过程，空气弹簧的振动方程可以由热力学理论和能量守恒定律来建立[4]。推导得到的空气弹簧刚度和固有频率公式分别为：

$$k = \gamma A^2 \frac{P}{V} \tag{1}$$

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{\gamma g A}{V}}\sqrt{1 + \frac{P_{amb}}{P}} \tag{2}$$

式中：γ 为比热比；g 为重力加速度；A 为活塞面积；V 为空气弹簧气缸与外部容器的总容积；P 为气缸压力；P_{amb} 为环境压力。

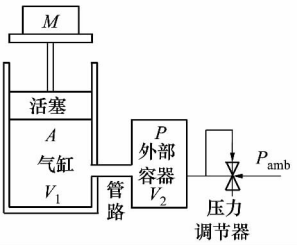


图 2 空气弹簧数学模型

从(1)式和(2)式可知，气动空气弹簧的固有特性与活塞面积、外部容器容积和气缸内的气体压力有关。我们可以通过选择适合的活塞面积和外部容器容积来设计性能良好的空气弹簧。实际上，气缸内的压力不是一个定值，它将随活塞的移动而变化，因此空气弹簧的刚度也是动态变化的。但是空气弹簧的刚度可用如下的策略进行控制：即在空气弹簧的振动过程中，若气缸内压力减小，则通过精密压力调节器向气缸内充气；若气缸内压力增加，则通过精密压力调节器向外界排气，这样可以控制气缸内的压力在初始值附近而不至于有剧烈的变化。有效载荷相当于可以悬浮于气缸内的活塞上，由此来维持空气弹簧的低刚度。

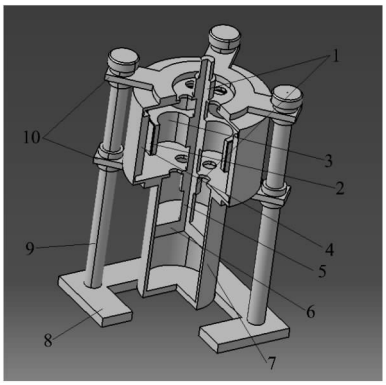
由于气动作动的响应速度较慢，不能满足高频振动的主动控制要求。而电磁作动器具有反应快、作动行程长、输出力大的优点，这里选择电磁作动器来作为附加的主动控制装置。此外依据安培定律，如果设计的是均匀磁场，控制力是电流的线性函数，作动器的控制力便于控制，可以通过改变电流的大小和方向来实现作动力的控制。

2 隔振器结构设计

根据气动/电磁联合作动的原理，设计的隔振器主要由 3 部分构成：空气弹簧、电磁作动器和支架。

本文设计的隔振器采用电磁作动器在上，空气弹簧在下，其作动力共轴的结构形式。

图 3 所示即为本文设计的隔振器结构简图。空气弹簧的气缸在下端，电磁作动器在上端。空气弹簧的气缸设计成圆筒型，活塞与气缸内壁之间采用低摩擦滑动设计，并保证其气密性。通过选择合适的活塞面积和外部容器容积，把空气弹簧系统的固有频率设计值定为 0.5 Hz。电磁作动器的磁体和线圈均设计成圆环状，磁体材料采用磁能积较大的稀土铁系强磁铁(Nd-Fe-B) ，线圈为铜导线，作动器的最大输出力设计值为 560 N。隔振器基板与飞机地板相连，基板上有 4 根横向柔性的支杆，用于支持空气弹簧和电磁作动器。由于支杆具有横向柔性，因此隔振器具有一定横向被动隔振的作用。该串联式隔振器的可动部件为空气弹簧的活塞与活塞连杆，它只能在垂直方向上下运动，运动导向由 2 个滑动轴承来实现。滑动轴承分别固定在磁缸的顶盘和底盘上，并与支架横梁相连。轴承选用低摩擦的空气式滑动轴承。此外，电磁作动器动圈也安装在活塞连杆上，作动力通过活塞连杆传递到有效载荷上。以空气弹簧频率和作动器输出力为要求，设计的隔振器各项参数如表 1 所示。



1.空气轴承　2.线圈盘　3.线圈　4.环形磁铁　5.可动杆
6.活塞　7.气缸　8.基板　9.柔性杆　10.上下横梁

图 3　隔振器结构示意图

表 1　隔振器主要设计参数

活塞面积	外部容器	线圈半径	磁感应	线圈匝数
A/m^2	容积 V/m^3	r/mm	强度 B/T	n
0.007 9	0.015 6	100	1.25	2 000

3　隔振器动力学模型

整个隔振器由 4 根横向柔性的支杆来支撑。支杆轴向刚度远大于空气弹簧的支撑刚度，因此可视支杆为隔振器外筒提供刚性的轴向支撑，而其横向柔性则由 4 根支杆的横向弯曲刚度确定。由此可以把隔振器的物理模型抽象简化为如图 4 所示的形式，k_1 和阻尼 c_1 分别表示空气弹簧的等效刚度系数和阻尼系数; 电磁作动器简化成作动力为 f 的作动筒; k_2 和 c_2 表示横向柔性杆提供的等效横向刚度系数和阻尼系数。

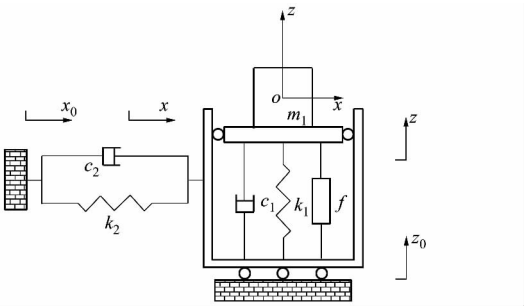


图 4　隔振器力学模型

系统激励主要考虑由机体运动导致的横向和垂向 2 个自由度方向的基础激励作用，即只考虑 x、z 2 个方向的基础平动输入。把有效载荷及与其相连的所有运动部件看成质量为 m_1 的质量块，隔振器除基板外的其它剩余部件的质量记为 m_2，依据牛顿运动定律，得到如下的运动方程

$$\begin{cases} m_1\ddot{z} + c_1\dot{z} + k_1 z = c_1\dot{z}_0 + k_1 z_0 + f \\ (m_1 + m_2)\ddot{x} + c_2\dot{x} + k_2 x = c_2\dot{x}_0 + k_2 x_0 \end{cases} \tag{3}$$

式中: z_0 为飞机地板振动引起的基板垂向扰动位移; x_0 为飞机地板振动引起的基板横向扰动位移。

由方程组(3) 可见，在当前假设条件下，横向和竖向方程是解耦的，可以分别独立研究。本文主要研究隔振器的垂向作动控制效果，因此暂不考虑横向运动的影响。如果要用多个隔振器来搭建大型平台，则需要系统考虑横向运动的影响。

4　振动控制系统仿真分析

4.1　PID 控制算法设计

本节对隔振器垂向振动控制进行算法设计，控制算法采用有效载荷加速度反馈的 PID 控制方法[5-6]。有效载荷的垂向运动方程可表示为

$$m_1\ddot{z} + c_1\dot{z} + k_1 z = c_1\dot{z}_0 + k_1 z_0 + f \tag{4}$$

对如上单自由度系统数学模型，选择 PID 控制器的输出 $u(t)$ 作为作动器控制力。采用有效载荷的加

速度 $\ddot{z}$ 作为比较信号 $y(t)$，目标输出 $x(t)$ 设置为0，表示有效载荷的加速度越接近零越好，于是偏差可写为

$$e(t) = x(t) - y(t) = 0 - \ddot{z} = -\ddot{z} \tag{5}$$

依据 PID 控制原理，控制力可以表示为

$$\begin{aligned} f &= -k_P\ddot{z} - k_I\int_0^t \ddot{z}\mathrm{d}t - k_D\frac{\mathrm{d}\ddot{z}}{\mathrm{d}t} \\ &= -[k_P\ddot{z} + k_I(\dot{z} - \dot{z}_0) + k_D z] \end{aligned} \tag{6}$$

将(6)式代入(4)式中可得

$$\begin{aligned} k_D z + (m_1 + k_P)\ddot{z} + (c_1 + k_I)\dot{z} + \\ k_1 z = (c_1 + k_I)\dot{z}_0 + k_1 z_0 \end{aligned} \tag{7}$$

假设方程(7)中所有变量的初始条件均为零，经拉普拉斯变换后方程变为

$$\begin{aligned} Z(s) = &[k_D s^3 + (m_1 + k_P)s^2 + (c_1 + k_I)s + k_1] \\ &[(c_1 + k_I)s + k_1]Z_0(s) \end{aligned} \tag{8}$$

在基础 $Z_0(s)$ 扰动作用下，传递函数为

$$G(s) = \frac{Z(s)}{Z_0(s)} = \frac{(c_1 + k_I)s + k_1}{k_D s^3 + (m_1 + k_P)s^2 + (c_1 + k_I)s + k_1} \tag{9}$$

然后应用 PID 控制参数整定技术来确定比例系数 k_p、积分系数 k_I 和微分系数 k_D，以得到最优控制效果。

4.2 最优控制算法

为了与 PID 控制算法作比较，本节采用 LRQ 最优控制[7-8]对隔振器的垂向振动进行算法设计。根据载荷垂向运动方程式(4)，设状态向量 $\hat{z} = [z \quad \dot{z}]^{\mathrm{T}}$，其状态方程为

$$\dot{\hat{z}} = A\hat{z} + Bu + Ev \tag{10}$$

式中：$u =$ [illegible] 为控制向量；$v = [z_0 \quad \dot{z}_0]^{\mathrm{T}}$ 为外干扰力向量；$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k_1}{m_1} & -\frac{c_1}{m_1} \end{bmatrix}$ 为状态矩阵；$B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_1} \end{bmatrix}$ 为控制矩力阵；$E = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{k_1}{m_1} & \frac{c_1}{m_1} \end{bmatrix}$ 为外扰分布矩阵。

假设全部状态都是可观测的，于是输出方程可以写为

$$\hat{y} = C\hat{z} \tag{11}$$

式中：$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$ 为输出矩阵。有研究表明，位移反馈控制可以增加系统的低频隔振效果；速度反馈控制可以提高系统在共振区附近的隔振效果[9]。因此本文选择有效载荷的绝对速度和绝对位移作为控制的反馈输入变量，则系统的控制器采用 LQR 最优控制律设计为

$$u = -G\hat{y} \tag{12}$$

式中：G 是由下列最优控制性能指针函数确定的最优反馈矩阵。

$$J = \frac{1}{2}\int_{t_0}^{\infty}(\hat{z}^{\mathrm{T}}Q\hat{z} + u^{\mathrm{T}}Ru)\,\mathrm{d}t \tag{13}$$

式中：$Q \in \mathbf{R}^{2\times 2}$ 为半正定矩阵，$R \in \mathbf{R}^{1\times 1}$ 为正定矩阵。由线性二次最优控制理论可知增益矩阵 G 为

$$G = R^{-1}B^{\mathrm{T}}P \tag{14}$$

式中：P 为满足下列称为代数黎卡提方程的解。

$$A^{\mathrm{T}}P + PA - PBR^{-1}B^{\mathrm{T}}P + Q = 0 \tag{15}$$

最后可以通过 Matlab 编程求得增益矩阵 G。

4.3 空气弹簧模型

空气弹簧为非线性弹簧，其力学关系难以推导。为了简化空气弹簧建模，本研究将空气弹簧做了线性化假设。空气弹簧的刚度是随着气缸内气体压力变化而变化的，其值可以由热力学理论来确定。假设在振动过程中气缸内气体仅在气缸与外部容器间流动，不与外界发生质量交换，且气体状态变化为等熵过程，气体压力与容积有如下关系

$$PV^{\gamma} = cont \tag{16}$$

对(16)式求微分得到

$$\mathrm{d}P = -\gamma\frac{P}{V}\mathrm{d}V \tag{17}$$

式中的负号表示压力的变化率与容积的变化率呈相反的关系。因为 $\mathrm{d}V = A\cdot\mathrm{d}y$，$V = V_1 + V_2$，由于 V_2 远大于 V_1，所以 $V \approx V_2$。将其带入(17)式并对该式两端进行积分，气缸内气体压力 P 可以表示为有效载荷相对位移 y 的函数

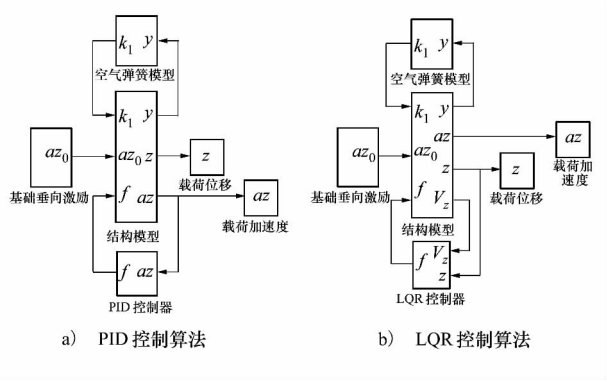
$$P = \begin{cases} -\mathrm{e}^{-\gamma\frac{A}{V_2}y} + P_0, & y \geqslant 0 \\ \mathrm{e}^{-\gamma\frac{A}{V_2}y} + P_0, & y < 0 \end{cases} \tag{18}$$

式中：P_0 为汽缸内气体的初始压力；$y = z - z_0$ 为有效载荷垂向相对坐标，以有效载荷平衡位置为坐标原点；V_2 为外部容器容积。将(18)式代入(1)式，可得到空气弹簧刚度 k_1 的具体表达。联立 k_1 的表达式与方程(4)则可进行系统响应的求解。

4.4 仿真及结果分析

为了验证所设计隔振器的隔振能力，且对2种控制算法做对比，本节将建立隔振器的动力学模型，

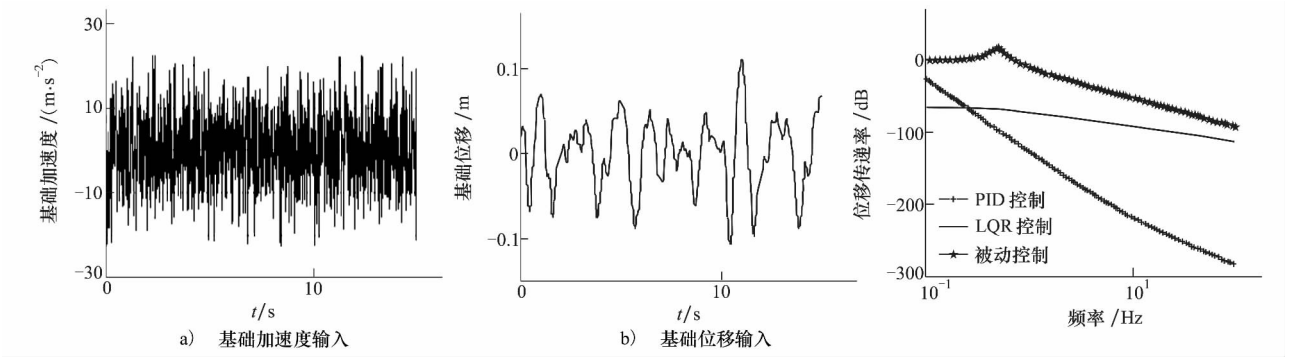
并根据 4.2 节建立的 PID 控制算法和 LQR 控制算法，应用 Matlab/Simulink 进行仿真计算。仿真模型如图 5 所示。仿真过程中用到的各项参数如下: m_1 = 190 kg，c_1 = 72 N·s/m，k_{01} = 1 886 N/m，A = 0.007 9 m^2，V_2 = 0.015 6 m^3，γ = 1.4，P_{amb} = 1.01×10^5 Pa，P_0 = 336 700 Pa。PID 控制参数由工程整定试凑法[9] 确定为: k_p = 20 000，k_I = 10 000，k_D = 400 000。依据以往的设计经验，LQR 控制参数设置为: $\boldsymbol{Q} = \alpha\begin{bmatrix} k_{01} & 0 \\ 0 & m_1 \end{bmatrix}$，$\boldsymbol{R} = \beta$ [1]，α = 5 000，$\beta = 8 \times 10^{-7}$。



a) PID 控制算法　　b) LQR 控制算法

图 5　控制系统仿真模型

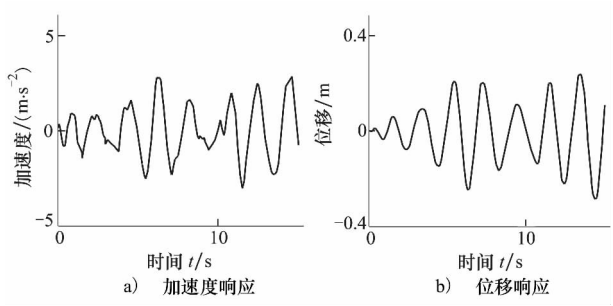
参考美军标 810F 给出的大型军用运输机振动环境功率谱密度曲线，本文确定的仿真输入信号为均方根值等于 0.58 m/s^2 的基础加速度随机激励谱，谱密度值均匀分布，其频率范围为 1 ~ 100 Hz。在确定了激励功率谱密度后，基于时域计算的需要，本文应用 Monte-Carlo 伪随机历程模拟方法将谱密度曲线转化为等效的时域激励历程，如图 6 所示。系统在该激励作用下的振动响应输出如图 7 ~ 图 10 所示。



a) 基础加速度输入　　b) 基础位移输入

图 6　基础随机激励

图 7　控制系统的振动传递率曲线



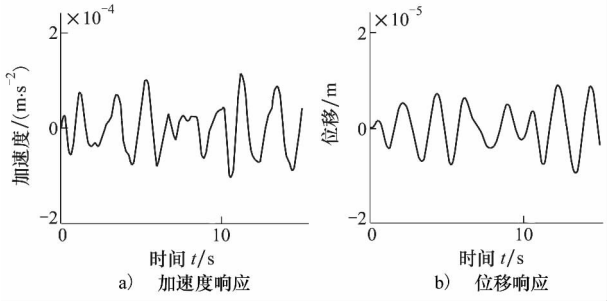
a) 加速度响应　　b) 位移响应

图 8　随机激励下被动控制仿真结果

图 7 为被动控制 PID 和 LQR 控制下系统的振动位移传递率曲线。由图可见，被动控制无法实现低频(系统固有频率附近)隔振，且在高频段的隔振能力也有限; 2 种主动控制方法则都可以增加系统的低频隔振效果，拓宽了隔振频带范围，且 PID 控制的中高频减振效果还要更优于 LQR 控制。

图 8 为随机激励下被动控制的响应仿真结果，从图中可知，被动控制对高频激励部分具有良好的隔离效果，平台输出的加速度响应幅值水平大约只有输入激励水平的 15%，但被动控制不能实现对低频大位移运动的控制，平台隔振后的位移运动振幅依然维持±200 mm 的水平，不符合光学系统的隔振安装要求。

图 9、图 10 分别为在随机激励工况下 PID 控制和 LQR 控制的响应仿真结果。



a) 加速度响应　　b) 位移响应

图 9　随机激励下 PID 控制仿真结果

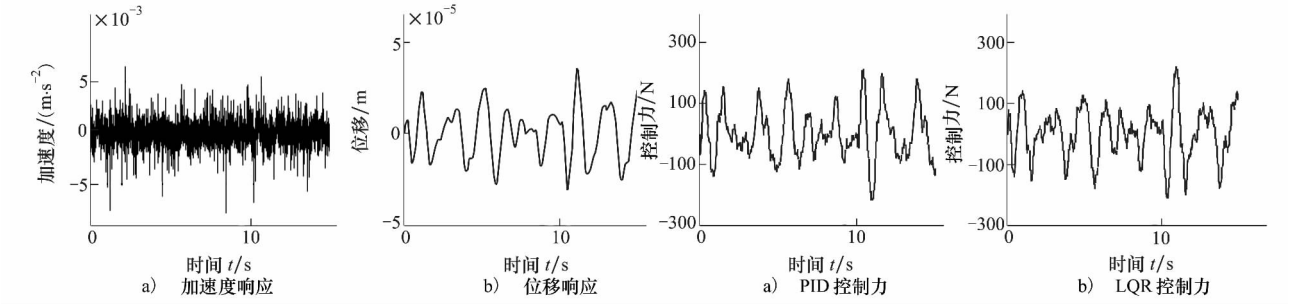


图10 随机激励下LQR控制仿真结果

图11 随机激励下主动控制力时程

图11则是2种主动控制情况下,隔振器输出的主动控制力。由图11可见,2种主动控制方法所要求的主动控制力大小基本相当,并且符合隔振器的设计驱动能力要求。对比图9、图10给出的振动响应可知,2种主动控制方法都可以将位移振幅限制在±10 μm的量级范围内,符合光学设备的安装要求。此外,从对比可知,在当前的增益设定条件下,PID主动控制的控制效果还要略优于LQR控制。PID控制只需要一个加速度传感器作为反馈,而LQR全状态反馈控制则需要位移和速度2个传感器,因此PID控制较LQR控制更易于工程实现,故而推荐在下一步试验研究中,优先采用PID控制方法。不过以上仿真结果还只是针对单隔振器工作时得到的结果。如果应用多个隔振器同时工作,搭建一个大型的主动隔振平台,则两者控制算法的对比还有待进一步研究。

5 结 论

本文针对大型机载光学系统提出一种基于气动/电磁联合作动的隔振器设计方法。仿真计算分析表明,该主动隔振器可在1~100 Hz的频率范围内,有效实现飞机地板振动输入的隔离,将平台的振动水平控制在±10 μm的位移幅度范围内。

研究过程对比了PID和LQR控制方法,仿真结果表明对于单隔振器系统,PID方法较LQR方法易于实现,并且控制效果也略优,推荐在下一步试验研究中采用。而控制方法对于多作动器联合工作平台的有效性则还有待进一步研究。

参考文献:

[1] David A Kienhol. Active Alignment and Vibration Control System for Large Airborne Optical System. SPIE Smart Structures and Materials Conference, 2000, 1-9

[2] 崔龙, 黄海. 大行程Hexapod平台及其隔振实验. 北京航空航天大学学报, 2010, 6(36): 671-675
Cui Long, Huang Hai. Large-Stroke Hexapod Platform and its Vibration Isolation Test. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010, 6(36): 671-675 (in Chinese)

[3] David A Kienhol. Simulation of the Zero-Gravity Environment for Dynamic Testing of Structures. The 19th Space Simulation Conference, 1996, 28-31

[4] 陶永华. 新型PID控制及其应用. 北京: 机械工业出版社, 2002, 11-60
Tao Yonghua. New PID Control and Applications. Beijing: China Machine Press, 2002, 11-60 (in Chinese)

[5] 张春良, 梅德庆, 陈子辰. 振动主动控制及应用. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2010, 101-135
Zhang Chunliang, Mei Deqing, Chen Zichen. Vibration Active Control and Application. Harbin: Harbin Institute of Technology Press, 2010, 101-135 (in Chinese)

[6] 欧进萍. 结构振动控制——主动、半主动和智能控制. 北京: 科学出版社, 2003, 78-121
Ou Jinping. Structural Vibration Control——Active、Semi-Active and Intelligent Control. China Science Press, 2003, 78-121 (in Chinese)

[7] Yang Z C, Xu Y L, Chen J, et al. Hybrid Platform for Vibration Control of High-Tech Equipment in Building Subject to Ground Motion Part 2: Analysis. Earthquake Engng Struct Dyn, 2003, 32: 1201-1215

[8] 张文娜. 电控空气悬架 PID 控制系统设计与实验研究 [硕士学位论文]. 江苏: 江苏大学, 2006
Zhang Wenna. PID Control System Design of Electronic Air Spring Suspension and Experiment Research. Master Degree Dissertation, Jiangsu University, 2006 (in Chinese)

Design and Simulation of an Active Vibration Isolator Based on Pneumatic-Electromagnetic Hybrid Driving

Li Bin, Dong Wanyuan, Wang Xiaobin

(College of Aeronautics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Large airborne optical systems require very high beam pointing control accuracy, which will put forward some new challenges for the design of an airborne isolation platform. We analyze the characteristics of aircraft structural vibration, and propose to develop a pneumatic and electromagnetic hybrid driving isolator. The isolator uses an adjustable pneumatic air spring with an external air container to suspend the payload, and a coaxial electromagnetic actuator is integrated with the output rod of the isolator, which provides a broadband active control force for the payload. The preliminarily determined carrying capacity is 150~190 kg and the isolation frequency range is from 1 Hz to 100 Hz. This paper firstly describes the principles of pneumatic/electromagnetic hybrid driving and presents a structural layout of the isolator. Then it simplifies the system, establishes the physical model, and derives the dynamic equations of the isolator. Finally, the Matlab/Simulink numerical simulations of the isolator are conducted to research respectively the feasibility and efficiency of PID control algorithm and LQR control algorithms. The simulation results and their analysis show preliminarily that: (1) the two active control algorithms are efficient, and the payload's vibration displacement amplitude can be reduced to ±10 μm level under a wide frequency band (1~100 Hz) random vertical disturbance; (2) this vibration reduced performance of the isolator can meet the installation requirements of large airborne optical equipment. The comparison between the PID and LQR control methods shows that the vibration reduced performance of the PID method is slightly better than that of the LQR method for a single isolator system; besides, the PID method is easy to implement.

Key words: actuators, algorithms, computer simulation, design, dynamics, Laplace transforms, mathematical models, MATLAB, Monte Carlo methods, optical systems, power spectral density, transfer functions, vibration control; air spring, airborne optical platform, electromagnet actuator, LQR, PID