

基于主动约束阻尼层的次镜支撑结构设计

田士涛^{1,2}, 徐振邦¹, 秦超¹, 夏明一¹, 吴清文¹

(1. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所 空间机器人工程中心
空间机器人系统创新研究室, 吉林 长春 130033; 2. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要: 为了提高空间望远镜次镜支撑结构的动力学性能, 利用主动约束阻尼层对次镜支撑结构进行了设计, 主动约束阻尼层在柔性结构表面覆盖阻尼材料和压电陶瓷材料, 是对柔性结构进行振动抑制的有效手段。首先建立了主动约束阻尼层的有限元模型, 采用比例微分控制算法对压电陶瓷进行闭环控制, 分析了阻尼材料厚度和控制增益对支撑结构阻尼特性的影响, 结果表明增大阻尼层厚度或增大控制增益能够提高结构阻尼特性, 但增大阻尼层厚度同时也会降低压电陶瓷的驱动性能。对空间望远镜整体结构的分析结果显示, 覆盖主动约束阻尼层后支撑结构的固有频率会略微降低, 但是次镜位置的频率响应明显下降, 次镜的面型精度也有提高。

关键词: 空间望远镜; 次镜支撑结构; 主动约束阻尼层; 有限元方法; 动力学

中图分类号: TH751 **文献标志码:** A **DOI:** 10.3788/IRLA201645.1118001

Support design of secondary mirror based on active constrained layer damping treatments

Tian Shitao^{1,2}, Xu Zhenbang¹, Qin Chao¹, Xia Mingyi¹, Wu Qingwen¹

(1. Innovation Lab of Space Robot System, Space Robotics Engineering Center, Changchun Institute of Optics,
Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: Active constrained layer damping treatments were applied to the secondary mirror supporting structure for space telescopes in order to improve its dynamic performance. Active constrained layer damping treatments, which apply piezoelectric actuators and viscoelastic materials to flexible structures, promise to be an effective means of vibration suppression in flexible structures. A finite element model for active constrained layer damping treatments was developed and a proportional derivative control law was applied on piezoelectric ceramics. Effects of key parameters, such as viscoelastic layer thickness and control gain were investigated. It is shown that the increase of viscoelastic layer thickness and control gain could both enhance the damping capability. However, the actuation ability of piezoelectric ceramics is reduced by the viscoelastic layer. Analysis results of the telescope indicate that natural frequencies of

收稿日期: 2016-03-05; 修订日期: 2016-04-08

基金项目: 国家自然科学基金(11302222); 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所创新基金(Y2CX1SS125)

作者简介: 田士涛(1989-), 男, 博士生, 主要从事空间结构动力学分析方面的研究。Email: tianst820@163.com

导师简介: 吴清文(1968-), 男, 研究员, 博士生导师, 博士, 主要从事光学精密仪器 CAD/CAE 研究和空间光学遥感器热控技术研究。

Email: wuqw@ciomp.ac.cn

the supporting structure decrease slightly after employing active constrained layer damping treatments. However, the frequency response at the secondary mirror is suppressed apparently and the surface accuracy is improved as well.

Key words: space telescope; secondary mirror supporting structure; active constrained layer damping treatments; finite element method; dynamics

0 引言

随着对成像分辨率要求的提高,现代空间望远镜朝着长焦距、大口径的方向发展^[1]。对于大口径的空间望远镜,次镜与主镜之间的距离较远,因此通常采用薄片梁结构连接次镜与主体结构,这种结构形式可以尽量减小遮拦比,典型的次镜支撑结构有三翼对称结构、三翼偏置结构、四翼梁十字对称结构以及四翼梁十字偏置结构等^[2-7]。由于支撑结构具有较大柔性,在空间微振动载荷作用下,次镜与主镜的相对位置很容易发生变化从而导致望远镜成像质量下降,在设计次镜支撑结构时,如何提高其动力学性能就显得格外重要。

阻尼减振技术是改善柔性结构动力学性能的重要方法^[8-9],传统的方法是将粘弹性材料和约束层直接覆盖于柔性结构表面,通过粘弹性材料的剪切变形耗能来实现振动抑制^[10]。主动约束阻尼层结构用压电陶瓷作为约束层,压电陶瓷可以增大粘弹性材料的变形,因此可以提高振动抑制的效果^[11]。由于约束阻尼层结构的复杂性,通常建立其理论模型以分析各参数的影响。Kerwin 等人最早对约束阻尼层结构进行建模分析,在建模时忽略掉了基层结构和约束层中剪切变形并假设阻尼层中只存在剪切变形,其模型只适用于简支梁的情况^[12]。Mead 在此基础上推导了约束阻尼层梁结构的运动微分方程,适用于各种边界条件^[13],Rao 给出了该方程的数值解^[14]。国内学者也依据 Kerwin 的假设建立了被动约束阻尼层结构的有限元模型,并对结构阻尼特性进行了分析^[15-16]。Reddy 提出了一种高阶剪切变形理论,这种理论考虑了层间的切应力连续,能够更好地表示约束阻尼层结构的变形^[17-18]。Baz 等人最早提出了主动约束阻尼层的概念,并对约束阻尼层在平板结构和圆柱壳结构中的铺设方式进行了研究^[19-21],国内学者也在此基础上用不同的建模方法和控制方式对主动约

束阻尼层进行了研究^[22-23]。

目前多数的次镜支撑结构采用薄片梁连接次镜与次镜支架,合理选择薄片梁的参数可以保证整体结构的稳定性,覆盖主动约束阻尼层在薄片梁的表面可以提高整体结构的阻尼特性,但是这种方法目前并没有相关研究。文中建立了主动约束阻尼层的有限元模型,使用 PD 控制算法对压电陶瓷进行控制,根据有限元分析结果对主动约束阻尼层的各参数进行了合理选择,对比了薄片梁覆盖和未覆盖主动约束阻尼层两种情况下次镜位置的动力学响应和次镜面型精度。

1 空间望远镜简介

图 1 所示为某空间望远镜的结构示意图,主镜和次镜之间采用三翼对称结构连接,三翼对称结构通过薄片梁实现连接,薄片梁一端连接次镜组件,另一端连接主镜支撑。由于薄片梁具有较大的柔性,在空间微振动载荷的作用下次镜的位置精度及面型精度会受到影响。

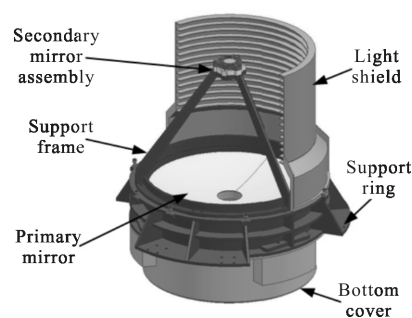


图 1 空间望远镜结构示意图

Fig.1 Structure diagram of space telescope

2 有限元模型

为了抑制次镜组件在空间扰动载荷作用下的响应,在薄片梁表面覆盖约束阻尼层以改善其阻尼特

性。约束阻尼层结构通过粘弹性材料的剪切变形实现耗能，决定耗能量的是粘弹性材料的体积和其剪切变形的程度，薄片梁的边界条件、粘弹性材料的厚度和压电陶瓷材料的控制参数都会影响粘弹性材料的剪切变形。薄片梁的边界条件会改变粘弹性层的剪切变形，但是不会与其他参数产生交互式影响^[24]，因此将薄片梁简化为悬臂梁，建立主动约束阻尼层的有限元模型。

2.1 构型及动力学假设

主动约束层的悬臂梁的构型如图 2 所示，它由薄片梁、阻尼层和压电约束层构成，与各层相关的变量分别用下标 b 、 v 、 c 表示，结构整体的长度和厚度分别用 L 和 h 表示。坐标系建立在基层左侧中心位置，结构各点的坐标和位移用独立坐标 x 和 z 表示。

在建立有限元模型时遵循以下假设：

- (1) 梁上所有点的位移相比较结构尺寸都是小位移，因此结构变形符合线弹性理论；
- (2) 各层具有相同的横向位移；
- (3) 只有粘弹性材料的阻尼被考虑；
- (4) 各层之间没有相对滑移；
- (5) 压电约束层只在厚度方向被极化，仅在厚度方向施加外加电场。

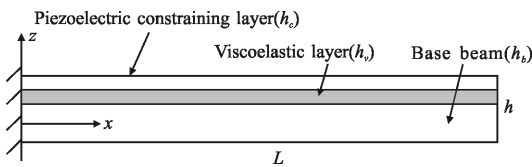


图 2 主动约束阻尼层结构示意图

Fig.2 Structure diagram of active constrained layer damping treatments

2.2 位移场

主动约束层结构的变形图如图 3 所示，横向位移和轴向位移分别用 w 和 u 表示， w' 表示横向转动， β 表示横截面内的剪切角。

Reddy 提出了一种基于高阶剪切变形理论的建模方法^[17]，这种理论在阻尼层厚度较薄时仍然能够

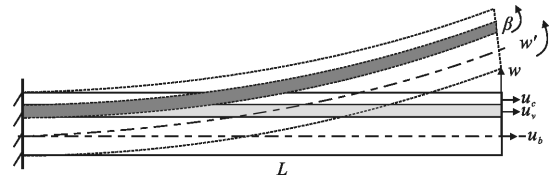


图 3 主动约束阻尼层变形示意图

Fig.3 Deformation of active constrained layer damping treatments

准确地表示各层的变形，其位移场的基本形式如公式(1)所示：

$$\begin{cases} u(x, z) = u(x) + \psi(x)z + \xi(x)z^2 + \zeta(x)z^3 \\ w(x, z) = w(x) \end{cases} \quad (1)$$

式中： $u(x)$ 、 $\psi(x)$ 、 $\xi(x)$ 、 $\zeta(x)$ 为 0~3 阶的多项式系数，如果各层之间没有滑移，公式(2)中位移函数可以保证位移在层间是连续的，由于各层材料的差异，切应力在各层之间的是不连续的。为了使得位移和切应力同时是连续的，用近似分段位移理论对位移函数进行改进，如公式(2)所示^[25]：

$$\begin{cases} u_k(x, z) = u_k(x) + \psi_k(x)z + \xi_k(x)z^2 + \zeta_k(x)z^3 \\ w(x, z) = w(x) \end{cases} \quad (2)$$

式中： k 表示各层 b 、 v 、 c ，即各层的 0 次项和 1 次项用不同的多项式进行表示，而 2 次项和 3 次项用相同的多项式进行表示。为了简化计算并降低位移函数中独立变量的数目，用位移场对结构进行描述^[18]，如公式(3)所示：

$$\begin{cases} u_b(x, z) = u_b(x) - zw'(x) + [z + b_2z^2 + b_3z^3]\beta(x) \\ u_v(x, z) = u_v(x) - zw'(x) + [v_1z + b_2z^2 + b_3z^3]\beta(x) \\ u_c(x, z) = u_c(x) - zw'(x) + [c_1z + b_2z^2 + b_3z^3]\beta(x) \\ w(x, z) = w(x) \end{cases} \quad (3)$$

可以看出公式(3)和公式(2)具有相同的形式，只是公式(3)中的形式更易于进行后续的求解。结构中任一点的轴向应变和切应变可用公式(4)表示：

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \quad (4)$$

公式(3)中共有 7 个未知数，依据层间切应力连续条件及切应力在上下表面为 0 的条件可以求出 b_2 、 b_3 、 v_1 、 c_1 ，如公式(5)所示：

$$\begin{cases} G_b[1 + 2b_2z + 3b_3z^2]\beta(x) = 0 \quad (z = -h_b/2) \\ G_b[1 + 2b_2z + 3b_3z^2]\beta(x) = G_v[v_1 + 2b_2z + 3b_3z^2]\beta(x) \quad (z = h_b/2) \\ G_v[v_1 + 2b_2z + 3b_3z^2]\beta(x) = G_c[c_1 + 2b_2z + 3b_3z^2]\beta(x) \quad (z = h_b/2 + h_v) \\ G_c[c_1 + 2b_2z + 3b_3z^2]\beta(x) = 0 \quad (z = h - h_b/2) \end{cases} \quad (5)$$

基层中性面的位移为 $u_0(x)$, 基层与阻尼层、阻尼层与约束层的位移是连续的, 根据以上 3 个条件可以求出 $u_b(x)$ 、 $u_v(x)$ 、 $u_c(x)$, 如公式(6)所示:

$$\begin{cases} u_b(x)=u_0(x) \\ u_v(x, z)=u_0(x)+(h_b/2)(1-\nu_1)\beta(x) \\ u_c(x, z)=u_0(x)+[(h_b/2)(1-c_1)+h_v(\nu_1-c_1)]\beta(x) \end{cases} \quad (6)$$

2.3 形函数

结构中任一点的位移都可以由节点位移表示, 节点位移可以用形函数进行插值, 由位移场可以看出, 结构中任一点位移可以由 u_0 、 w 、 w' 、 β 表示。如图 4 为单元节点自由度示意图, 单元长度为 L_e 。

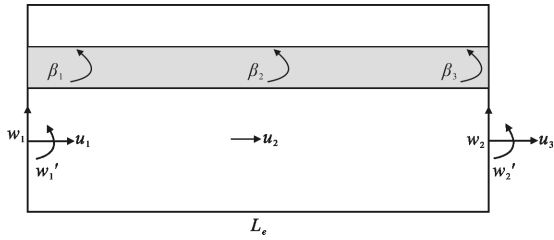


图 4 单元节点自由度

Fig.4 Nodal degrees of freedom

用三次函数对横向位移进行插值, 能够使得 w 和 w' 在单元之间保持连续, 用二次函数对 u_0 和 β 进行插值, 使得 u_0 和 β 与 w' 保持同阶, 可以避免剪切锁死。

单元的节点自由度向量为:

$$\{q_e\}=[u_1, u_2, u_3, w_1, w_1', w_2, w_2', \beta_1, \beta_2, \beta_3]^T \quad (7)$$

2.4 有限元动力学方程

根据虚功原理和能量方法可以得到单元刚度矩阵和单元质量矩阵。单元中的势能包括拉伸势能、弯曲势能和剪切势能。单元的变形势能可表示为:

$$U=U_E+U_G \quad (8)$$

其中

$$\begin{aligned} U_E &= \frac{1}{2} b \int_0^{L_e} \left(\int_{-\frac{h_b}{2}}^{\frac{h_b}{2}} E_b \left(\frac{\partial u_b}{\partial x} \right)^2 dz + \int_{\frac{h_b}{2}}^{\frac{h_b}{2}+h_v} E_v \left(\frac{\partial u_v}{\partial x} \right)^2 dz + \right. \\ &\quad \left. \int_{\frac{h_b}{2}+h_v}^{h-\frac{h_b}{2}} E_c \left(\frac{\partial u_c}{\partial x} \right)^2 dz \right) dx = \frac{1}{2} \{q_e\}^T [K_E^{(e)}] \{q_e\} \\ U_G &= \frac{1}{2} b \int_0^{L_e} \left(\int_{-\frac{h_b}{2}}^{\frac{h_b}{2}} G_b \left(\frac{\partial u_b}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 dz + \right. \\ &\quad \left. \int_{\frac{h_b}{2}}^{\frac{h_b}{2}+h_v} G_v \left(\frac{\partial u_v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 dz + \int_{\frac{h_b}{2}+h_v}^{h-\frac{h_b}{2}} G_c \left(\frac{\partial u_c}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 dz \right) dx \\ &= \frac{1}{2} \{q_e\}^T [K_G^{(e)}] \{q_e\} \end{aligned}$$

式中: E 为材料的拉伸模量; U_E 为与拉伸变形和弯曲变形相关的应变能; U_G 为与剪切变形相关的应变能; G_v 为粘弹性材料的储能模量。单元刚度矩阵可以表示为:

$$[K^{(e)}]=[K_E^{(e)}]+[K_G^{(e)}] \quad (9)$$

单元中的动能包括弯曲动能和拉伸动能, 单元动能可由下式表示, 据此可以得到单元质量矩阵:

$$T=T_w+T_u \quad (10)$$

其中

$$\begin{aligned} T_w &= \frac{1}{2} b \int_0^{L_e} (\rho_b h_b + \rho_v h_v + \rho_c h_c) \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx = \frac{1}{2} \{\dot{q}_e\}^T [M_w^{(e)}] \{\dot{q}_e\} \\ T_u &= \frac{1}{2} b \int_0^{L_e} \left(\int_{-\frac{h_b}{2}}^{\frac{h_b}{2}} \rho_b \left(\frac{\partial u_b}{\partial t} \right)^2 dz + \int_{\frac{h_b}{2}}^{\frac{h_b}{2}+h_v} \rho_v \left(\frac{\partial u_v}{\partial t} \right)^2 dz + \right. \\ &\quad \left. \int_{\frac{h_b}{2}+h_v}^{h-\frac{h_b}{2}} \rho_c \left(\frac{\partial u_c}{\partial t} \right)^2 dz \right) dx = \frac{1}{2} \{\dot{q}_e\}^T [M_u^{(e)}] \{\dot{q}_e\} \end{aligned}$$

式中: ρ 为材料密度; T_w 为与弯曲运动相关的动能; T_u 为与拉伸运动相关的动能。单元质量矩阵可以表示为:

$$[M^{(e)}]=[M_w^{(e)}]+[M_u^{(e)}] \quad (11)$$

对于压电约束层, 其本构关系可表示为:

$$\sigma = E \varepsilon - e' E \quad (12)$$

式中: σ 为约束层中应力; ε 为弹性应变; e' 为压电常数; E 为电场。其表达式为:

$$E = \frac{V_c(t)}{h_c} \quad (13)$$

式中: $V_c(t)$ 为压电约束层外加电压。由压电驱动器产生的力所做的虚功为:

$$\begin{aligned} W_c &= \int_0^{L_e} \int_{\frac{h_b}{2}+h_v}^{h-\frac{h_b}{2}} e' b \frac{V_c(t)}{h_c} \left(\frac{\partial u_c}{\partial x} \right) dz dx = \{q_e\}^T \{F_c^{(e)}\} V_c(t) = \\ &\quad \{q_e\}^T \{f_c^{(e)}\} \end{aligned} \quad (14)$$

主动约束阻尼层结构中外加电压通过以下控制算法获得, 具体如图 5 所示。

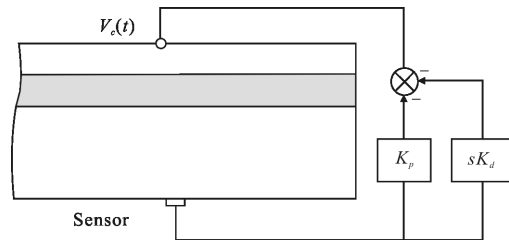


图 5 控制系统示意图

Fig.5 Diagram of the control strategy

外部扰动力所做虚功为:

$$W_d = \int_0^{L_c} f_d(x)w(x)dx = \{q_e\}^T \{f_d^{(e)}\} \quad (15)$$

式中: f_d 为方向沿横向的分布力。根据哈密顿原理可以得到单元的动力学方程:

$$[M^{(e)}]\{\ddot{q}_e\} + ([K^{(e)}] + [K_v^{(e)}]i)\{q_e\} = \{f_c^{(e)}\} + \{f_d^{(e)}\} \quad (16)$$

式中: $[K_v]$ 为通过粘弹性材料损耗模量得到的刚度矩阵虚部。通过常规的有限元装配并且施加边界条件可以得到系统的动力学方程:

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([K] + [K_v]i)\{q\} = \{f_d\} + \{f_c\} \quad (17)$$

3 参数分析

为了验证理论模型的正确性, 首先将理论模型与 MSC/Nastran 中壳-体-壳模型进行了对比, 这里比较了固有频率和损耗因子的计算结果。损耗因子是指在一个应力循环中耗散能和贮存弹性能最大值的比值, 其值为阻尼比的 2 倍。Johnson 提出了用模态应变能法计算约束阻尼层结构的损耗因子^[20], 在 MSC/Nastran 中建立如图 6 所示的壳-体-壳模型, 图中节点编号相同表示节点重合, 根据公式(18)计算损耗因子, 式中 $\{\Phi_r\}$ 为第 r 阶实模态特征向量。

$$\eta_r = \frac{\{\Phi_r\}^T [K_v] \{\Phi_r\}}{\{\Phi_r\}^T [K] \{\Phi_r\}} \quad (18)$$

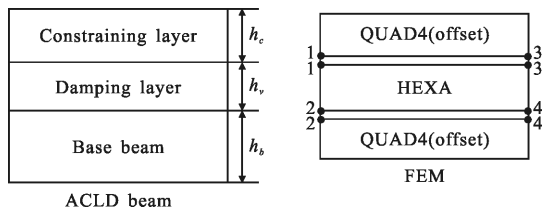


图 6 约束阻尼层结构壳-体-壳模型

Fig.6 Shell/solid/shell for constrained layer damping treatments

在进行对比计算时, 薄片梁的材料为铝合金, 厚度为 3 mm, 长度 L 为 200 mm, 宽度为 12 mm, 阻尼层的厚度为 0.5 mm, 约束层为压电陶瓷材料, 厚度为 0.5 mm, 压电常数 e' 为 -5.4 N/m/V 。各层的材料参数如表 1 所示, 在计算时忽略了粘弹性材料参数随频率变化的特性, 并设定其损耗因子为 1, 近似符合 3M ISD112 材料在 30°C 时的材料特性。

表 1 材料参数

Tab.1 Material properties

	E/MPa	μ	G/MPa	$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	η
Aluminium	68 000	0.33	-	2 800	0
Damping rubber	-	0.49	1.5	1 200	1
Piezoelectric materials	121 000	0.33	-	7 650	0

表 2 为根据文中的理论模型和 MSC/Nastran 模型计算得出的约束阻尼层固有频率和损耗因子结果, 可以看出两种模型的计算结果基本一致, 可以说明文中所建立的模型是正确的。

表 2 不同建模方法损耗因子和固有频率结果对比

Tab.2 Comparison on loss factor and natural frequency results between different modeling methods

		Mode 1	Mode 2	Mode 3
Natural frequencies/Hz	Present model	63.3	331	881
	Shell/solid/shell model	63.7	331	879
Loss factors	Present model	0.203	0.119	0.062 3
	Shell/solid/shell model	0.201	0.119	0.062 4

约束阻尼层结构产生阻尼的机理是阻尼材料的剪切变形能够产生耗能, 对于反馈控制而言, 其中的比例控制能够起到增大结构刚度的作用, 微分控制能够起到增大结构阻尼的作用。因此首先分析了采用主动控制后, 微分增益参数 K_d 和阻尼层厚度对结构阻尼比的影响。计算时薄片梁的材料为铝合金, 薄片梁初始厚度为 4 mm。

图 7 所示为选用不同阻尼层厚度时, 结构第一阶模态阻尼比随微分增益变化的示意图。当阻尼层厚度为 0 时, 即将压电陶瓷片直接覆盖于薄片梁表面可以认为是主动控制方式。可以看出阻尼比与微分增益成线性变化关系, 对于主动约束阻尼层方式, 包含主动控制阻尼和被动约束层阻尼两部分, 因此其阻尼特性要明显优于主动控制方式。当控制增益为 0 时, 主动约束阻尼层中只包含被动约束层阻尼, 图中点划线为将虚线平移到原点后得到的曲线, 可以近似认为是主动约束阻尼层中的主动控制阻尼部

分。可以看出主动约束阻尼层中的主动控制阻尼部分要明显小于单纯主动控制时结构中的阻尼，而且这种现象随着控制增益的增大和阻尼层厚度的变大越来越明显，原因是阻尼层会降低压电陶瓷的驱动性能。由图中还可以看出，当控制的增益足够大时主动控制方式的阻尼将超过主动约束阻尼层方式。

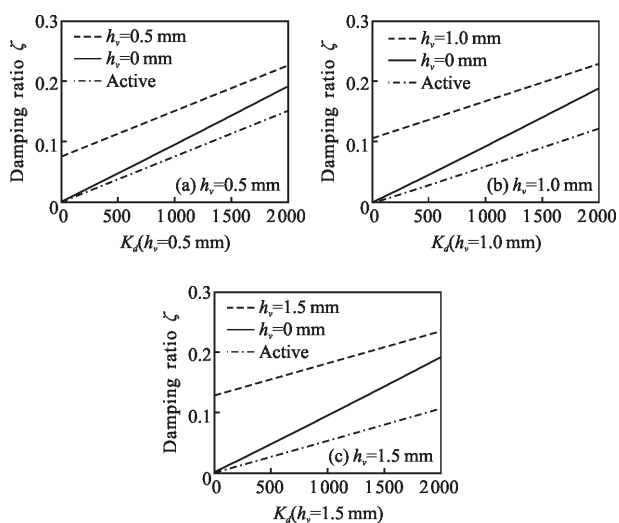


图 7 不同阻尼层厚度下阻尼比随微分增益变化示意图

Fig.7 Damping ratio varying with derivative gain for structures with different damping layer thickness

对于不同的薄片梁结构，阻尼层变化对结构阻尼特性的影响如图 8 所示，可以看出当阻尼层厚度变大时，结构的阻尼比逐渐变大，但是增长趋势越来越缓慢，并且基层厚度越大，结构阻尼比随阻尼层厚度增长的趋势越不明显，而且结构的阻尼特性越差。次镜组件如图 9(a)所示，次镜的材料为微晶玻璃，次镜的直径为 46 mm，次镜外环的材料为钢，柔性支撑的材料为钛合金，次镜组件的质量为 0.12 kg。覆盖主动约束阻尼层后的次镜支撑结构如图 9(b)所示，薄片梁厚度会影响支撑结构的刚度和阻尼特性，当选取不同厚度薄片梁时，次镜支撑结构的一阶固有频率如表 3 所示，可以看出覆盖主动约束阻尼层后，次镜支撑结构的固有频率略有下降，装配次镜组件后，次镜整体结构的固有频率相比更低。综合考虑薄片梁厚度对支撑结构阻尼特性的影响，选取厚度为 4 mm 的薄片梁，支撑结构的一阶固有频率可以达到 248 Hz，装配次镜组件后固有频率为 212 Hz，次镜支撑结构的振型如图 10 所示，可以看出支撑结构的一阶振型为在平面内薄片梁的转动。

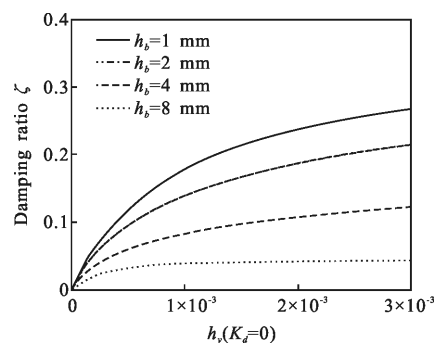


图 8 不同基层厚度下阻尼比随阻尼层厚度变化示意图

Fig.8 Damping ratio varying with viscoelastic layer thickness for structures with different base layer thickness

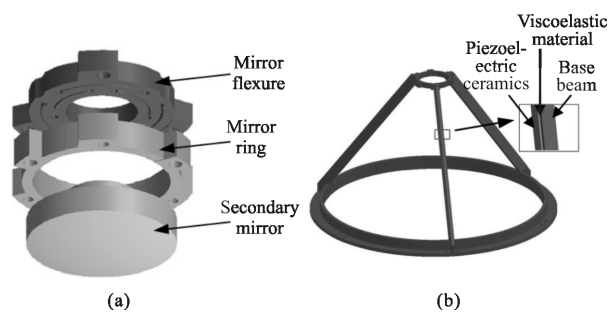


图 9 次镜支撑结构示意图

Fig.9 Structure diagram of the secondary mirror supporting structure

表 3 次镜支撑结构一阶固有频率

Tab.3 First-order natural frequency of the secondary mirror supporting structure

Base beam thickness h_b /mm	Bare beam/Hz	With active constrained layer damping /Hz	With active constrained layer damping and secondary mirror supporting structure/Hz
2	140	121	96
3	212	184	153
4	280	248	212
5	343	308	268



图 10 次镜支撑结构一阶振型图

Fig.10 First-order mode shape of secondary mirror supporting structure

阻尼层的厚度会降低压电陶瓷的驱动性能,图 11 为在不同微分控制增益下阻尼比随阻尼层厚度变化的示意图,可以看出当阻尼层的厚度大于 0.5 mm 时,增大阻尼层的厚度对结构阻尼的贡献越来越小。

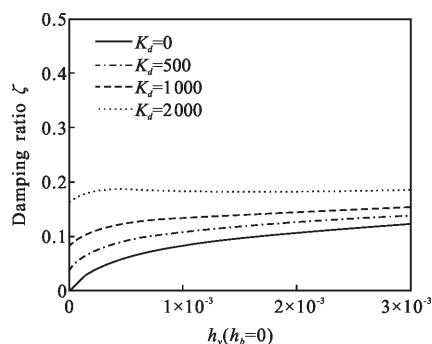


图 11 不同微分控制增益下阻尼比随阻尼层厚度变化示意图
Fig.11 Damping ratio varying with viscoelastic layer thickness for different derivative gain

综上,次镜支撑结构的各参数如下:薄片梁的厚度取为 4 mm,粘弹性材料的厚度取为 0.5 mm,虽然增大控制增益可以提高结构的阻尼特性,但是控制的难度也会变大,因此控制系统的参数取为 $K_p=1\ 000, K_d=1\ 000$ 。

4 空间望远镜仿真分析

依据空间望远镜的三维模型和相应建模原则建立空间望远镜的有限元模型,如图 12 所示,模型共有 15 047 单元及 22 033 节点,光线入射的方向为 Z 方向, XOY 平面与镜面平行。将位移传感器放置在次镜组件的顶部,根据次镜组件在空间微振动载荷作用下的位移变化对压电陶瓷进行反馈控制。

在 MSC/Nastran 软件中没有压电陶瓷的建模及计算模块,一种将热应变与压电应变进行等效的方法已经被多数学者所沿用^[27],考虑了热变形的广义胡克定律可以表示为:

$$\sigma = E_c \varepsilon - E_c \alpha \Delta T \quad (19)$$

式中: α 表示热膨胀系数; ΔT 表示温差。在压电陶瓷的本构方程中,压电常数 e' 和电场 E 可以分别用公式(20)和公式(13)表示:

$$e' = E_c d_{31} \quad (20)$$

式中: d_{31} 为压电耦合矩阵。压电陶瓷只在厚度方向

极化,如果用温度的变化来表示电压的变化,则热膨胀系数可以表示为:

$$\alpha = \frac{d_{31}}{t} \quad (21)$$

式中: t 为压电陶瓷的厚度。

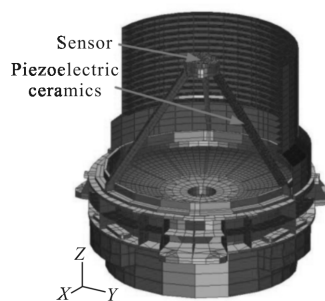


图 12 空间望远镜有限元模型图

Fig.12 Diagram of the finite element model for space telescope

用热应变对压电应变进行模拟的方法只适用于特定电压输入的情况,为了实现对压电陶瓷的闭环反馈控制,需要利用 MSC/Nastran 中的传递函数模块,但是传递函数模块只能对力载荷进行反馈控制,这里首先通过静力学计算获得在单位电压(温度)变化时与之相对应的力载荷向量,然后将载荷向量作为传递函数的被控对象,这样反馈模块的输出信号就可以认为是电压信号。

依据图 12 中有限元模型计算空间望远镜的固有频率,前三阶固有频率为 212、270、274 Hz,前三阶模态振型皆为次镜支撑结构的摆动。分别从三个方向施加正弦扫频载荷,计算空间望远镜的频率响应,图 13~图 15 对比了覆盖主动约束阻尼层和未覆盖主动约束阻尼层时次镜位置的频率响应。

图 13~图 15 分别为从 X、Y、Z 三个方向施加单位正弦扫频载荷时的频率响应结果对比。未覆盖主动约束阻尼层情况下,在 X、Y、Z 方向施加载荷时,共振峰处响应分别为 0.032、0.034、0.03 mm,覆盖约束阻尼层后,共振峰处响应分别为 0.012、0.012、0.016 mm,可以看出覆盖约束阻尼层可以明显抑制共振峰处的响应。覆盖主动约束阻尼层的主要作用是提高次镜的位置精度,此外还可以改善次镜的面型精度,共振峰处次镜的面型精度结果如表 4 所示。次镜的直径为 41 mm,要求面型精度 $RMS \leq \lambda/30$ (波长 $\lambda=632.8\text{ nm}$),由于次镜的口径较小,即使在未覆

盖主动约束阻尼层的情况下次镜的面型精度也满足要求，但是覆盖主动约束阻尼层可以进一步提高次镜面型精度，使得次镜能够承受更加恶劣的空间微振动环境。在最恶劣的温度工况下，空间望远镜镜筒内的温度变化范围可达到 15℃，此时次镜的 RMS=5.8 nm, PV=24.2 nm, 满足面型精度要求。

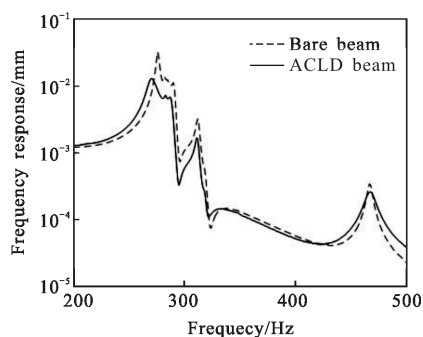


图 13 覆盖和未覆盖 ACLD 情况下次镜位置 X 方向频率响应对比
Fig.13 Comparison of FRFs in X direction at the secondary mirror with and without ACLD treatments

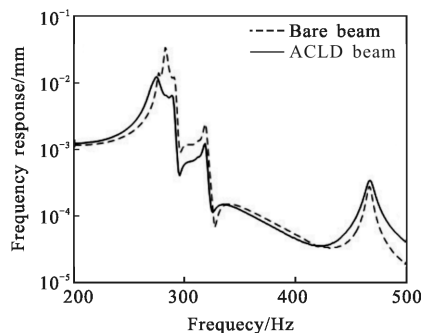


图 14 覆盖和未覆盖 ACLD 情况下次镜位置 Y 方向频率响应对比
Fig.14 Comparison of FRFs in Y direction at the secondary mirror with and without ACLD treatments

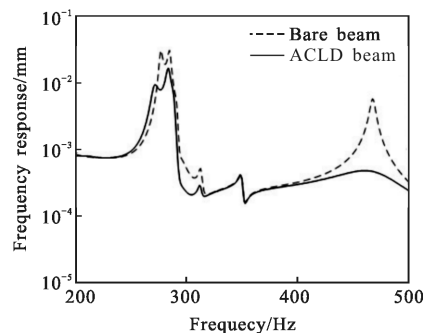


图 15 覆盖和未覆盖 ACLD 情况下次镜位置 Z 方向频率响应对比
Fig.15 Comparison of FRFs in Z direction at the secondary mirror with and without ACLD treatments

表 4 共振峰处次镜面型精度

Tab.4 Surface accuracy of the secondary mirror at the resonance frequency

	RMS/nm		PV/nm	
	Bare beam	ACLD beam	Bare beam	ACLD beam
X direction	0.82	0.37	10.5	3.44
Y direction	0.37	0.37	3.46	3.02
Z direction	0.51	0.29	5.71	1.51

5 结论

文中基于主动约束阻尼层设计了空间望远镜的次镜支撑结构，首先建立了主动约束阻尼层的有限元模型，分析了主动约束阻尼层各参数对结构阻尼特性的影响，结果表明增大阻尼层的厚度可以提高结构阻尼特性，但是会抑制压电陶瓷驱动性能，增大薄片梁的厚度可以提高结构的刚度，但是也会降低结构阻尼特性，综合考虑选择 0.5 mm 厚的阻尼层和 4 mm 厚的薄片梁。对压电陶瓷施加 PD 控制算法，基于热应变模拟的方法实现了压电陶瓷在 MSC/Nastran 中的计算，对空间望远镜整机的分析表明，覆盖主动约束阻尼层后可以抑制次镜位置的动力学响应，并可以进一步提高次镜的面型精度。

参考文献：

- [1] Han Changyuan. Study on optical system of high resolution space camera [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2008, 16(11): 2164–2172. (in Chinese)
- [2] Li Wei, Liu Hongwei, Guo Quanfeng, et al. Combined supporting structure of thin wall joint cylinder and supporting bar between primary mirror and second mirror in space camera [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2010, 18(12): 2633–2641. (in Chinese)
- [3] Wang Fuguo, Zhang Jingxu, Yang Fei, et al. Crossed-plate type support structure of the second mirror [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2009, 38(3): 674–676. (in Chinese)
- [4] An Qichang, Zhang Jingxu, Zhang Limin. Dynamics analysis of telescope third mirror wire support structure [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2013, 42(8): 2115–2119. (in Chinese)

- [5] Xin Hongwei, Yang Jinsong, Gao Minghui, et al. Support design for secondary mirror of high resolution space telescope [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2011, 40(9): 1724–1729. (in Chinese)
- [6] Zhao Hongchao, Zhang Jingxu, Yang Fei, et al. Preloading eight-vane spider for supporting structure of secondary mirror [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2013, 21(5): 1199–1204. (in Chinese)
- [7] An Qichang, Zhang Jingxu, Zhang Limin. Dynamics modeling and wind load function analysis of the secondary mirror support[J]. *Infrared Technology*, 2013, 35(12): 798–802. (in Chinese)
- [8] Johnson C D, Vatta V. Design of passive damping systems [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1995, 117: 171–176.
- [9] Liang Lu, Shen Zhichun, Qi Xiaojun, et al. Whole satellite vibration attenuation with damping investigation into experiment phenomenon [J]. *Aerospace Shanghai*, 2008(4): 39–45. (in Chinese)
- [10] Nakra B C. Vibration control in machines and structures using viscoelastic damping [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1998, 211(3): 449–465.
- [11] Huang S C, Inman D J, Austin E M. Some design considerations for active and passive constrained layer damping treatments [J]. *Smart Mater Struct*, 1996, 5(3): 301–313.
- [12] Kerwin E M. Damping of flexural waves by a constrained viscoelastic layer [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1959, 31(7): 952–962.
- [13] Mead D, Markus S. The forced vibration of a three-layer, damped sandwich beam with arbitrary boundary conditions [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1969, 10(2): 163–175.
- [14] Rao D. Frequency and loss factors of sandwich beams under various boundary conditions [J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1978, 20(5): 271–282.
- [15] Deng Nianchun, Zou Zhenzhu, Du Huaming, et al. A finite element dynamic analysis of constrained plates[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2003, 16(4): 489–492. (in Chinese)
- [16] Qian Zhendong, Chen Guoping, Zhu Demao. Vibration analysis of plate attached to constrained damping layer [J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics*, 1997, 29(5): 517–522. (in Chinese)
- [17] Reddy J N. A simple higher-order theory for laminated composite plates [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1984, 51(4): 745–752.
- [18] Hu H, Belouettar S, Potier-Ferry M, et al. Review and assessment of various theories for modeling sandwich composites[J]. *Composite Structures*, 2010, 29(4): 107–110.
- [19] Baz A, Ro J. Performance characteristics of active constrained layer damping[J]. *Shock and Vibration*, 1995, 2(1): 33–42.
- [20] Baz A, Ro J. Vibration control of plates with active constrained layer damping[J]. *Smart Materials and Structures*, 1996, 5(3): 272–280.
- [21] Ray M C, Ro J, Baz A. Active constrained layer damping of thin cylindrical shells [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 240(5): 921–935.
- [22] Zheng Ling, Wang Yi, Xie Ronglu. Vibration control of active constrained layer damping structure [J]. *Journal of Chongqing University*, 2010, 33(2): 1–7. (in Chinese)
- [23] Shi Yinming, Zhang Hongyuan, Hua Hongxing, et al. The finite element modeling and model reduction for a cantilever beam with active constrained layer damping [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2001, 20(2): 29–31. (in Chinese)
- [24] Sher B, Moreira R. Dimensionless analysis of constrained damping treatments [J]. *Composite Structures*, 2013, 99: 241–254.
- [25] Liu Dahsin, Li Xiaoyu. An overall view of laminate theories based on displacement hypothesis [J]. *Journal of Composite Materials*, 1996, 30(14): 1539–1561.
- [26] Johnson C D, Kienholz D A. Finite element prediction of damping in structures with constrained viscoelastic layers [J]. *AIAA Journal*, 1982, 20(9): 1284–1290.
- [27] Cote F, Masson P, Mrad N, et al. Dynamic and static modeling of piezoelectric composite structures using a thermal analogy with MSC/NASTRAN [J]. *Composite Structures*, 2004, 65: 471–484.