

# 空间光学仪器结构件的动态特性分析及优化

牛晓明 卢 鐸

(中国科学院长春光学精密机械研究所, 长春 130022)

**摘要** 利用 CAE 的建模及仿真手段对空间光学仪器结构进行了动态特性分析、发射运载过程及空间环境激励响应的仿真, 并对方案进行可行性研究。利用有限元法与优化方法相结合的手段进行了可行方案的优化设计, 为解决在空间光学仪器的设计过程中如何针对环境条件合理选择设计参数提供了积极的、有价值的参考。

**关键词:** 空间光学仪器; 动态刚度; 有限元法; 优化设计

## 1 前 言

空间光学仪器工作环境的特殊性决定了它不但要受到各种严酷的空间环境的影响, 而且在其进入工作状态之前还要受到诸如安装、调试及发射阶段的环境因素的影响, 为保证空间光学仪器在空间恶劣环境下具有良好的光学性能, 在设计阶段对所设计的“仪器结构”进行动力学特性分析及空间环境激励下动态响应仿真, 对于防止共振、保证仪器动态响应精度及结构轻量化都具有重要的意义。本文通过对某空间光学仪器结构的环境条件的力学模拟, 建立系统的物理模型和数学模型, 进行静态、动态响应的求解, 得到结构动能、应变能的分布情况, 发现影响结构动态特性的薄弱环节, 经过对影响结构动力学特性的关键参数的分析, 得出参数-响应曲线, 并与技术指标相比较, 提出改进方案的措施, 通过分析-改进-分析的迭代过程, 得出可行设计方案; 利用有限元与优化方法相结合的手段, 建立结构的优化目标函数, 在可行域上进行优化设计, 达到提高动态刚度、减轻重量的目的。

## 2 工程分析模型的建立

### (1) 物理模型的建立

结构有限元模型的建立首先应在忠实于仪器的几何形状及其属性的原则下进行, 即分析模型应保持实际结构的几何尺寸及拓扑关系并进行简化。其次有限元的划分也应考虑到当前软、硬件的限制如机器的存储量及运算速度、软件的求解规模等, 因此在保证一定精度的前提下单元数量不宜过大, 在各光学元件的安装及连接处等敏感区域以及在力的传递路径等处单元划分应密些以准确反映结构中力的传递及能量的分布, 对于结构的主要承载部位及可能产

生应力集中的地方,单元数目也应多些。为降低运算规模,动力学求解采用矩阵约化的方法求解,为此应选取若干主自由度,为保证计算精度,主自由度的选取应注意如下几个方面:①应选取具有较大动能的自由度,如结构上质量较为集中处的自由度;②所选自由度应能描述结构的基本几何特征;③应包括与结构较低振型和频率有关的自由度,其数目至少应大于求解振型阶数的两倍;④由于壳单元的转动自由度对动能贡献甚小,结构基本不受外加弯矩作用,所以只选平移自由度作为主自由度。模型的边界条件应按仪器的实际安装固定方式进行约束处理。

## (2)数学模型的建立

根据仪器的各阶段环境条件,其分析的数学模型可建立如下:

### ①静力分析模型的建立:

由于仪器在太空中处于失重状态,而仪器的制造安装、调试等过程均在地面的重力场中进行,这相当于仪器在太空中产生了一个重力加速度的重力释放,为保证在地面调校好的仪器在由于重力释放而产生变形的情况下仍然保证工作精度,需对其进行重力作用下的静力分析,其有限元的基本控制方程:

$$KU = F \quad (1)$$

其中  $K$  为总体刚度矩阵;

$U$  为总体节点位移列阵;

$F$  为总体载荷列阵,即结构自重。

### ②动力学模型的建立:

仪器所受动态环境载荷可分为两个阶段作用于仪器,在发射阶段主要有发射瞬间的冲击振动及发射后匀加速阶段的过载载荷作用于结构,虽然这一阶段时间较短,但由于此阶段的载荷幅值较大,因此应着重进行仪器强度的校核,即保证仪器在此阶段不破坏,不产生残余变形;太空阶段的环境激励主要有低频振动、随机振动的影响等,由于这一阶段时间较长,且仪器处于工作状态,因此,对仪器动力学特性尤其是动态刚度的分析十分重要,随机振动的影响往往不宜在时域上加以全面、确切的描述,故通常采用频域分析的方法,利用傅立叶变换,将时域函数变换为频域函数,或者说将振动波形在频率域上进行分解,通过对频域函数如功率谱密度函数的分析,可以得出振动能量在频域上的分布情况。对结构低频振动分析的目的在于发现结构对各低频段载荷的响应情况,即通过各低频载荷的分别扫描,得出结构对应的低频响应,而随机振动分析的目的在于较高频率范围内将各频率成分的载荷同时作用于结构,发现各阶模态响应情况,结合低频振动的分析,可以了解结构在较广泛的频域上的响应情况,从而发现可能产生较大响应的模态振型和频率,采取措施加以改进。动力分析的有限元控制方程为:

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = F(t) \quad (2)$$

其中  $M$  为总体质量阵;

$K$  为总体刚度阵;

$C$  为总体阻尼阵;

$F$  为总体载荷列阵;

$U, \dot{U}, \ddot{U}$  为总体节点位移、速度、加速度列阵。

冲击振动载荷为:

$$F(t) = \begin{cases} 50\sin(\pi t/8)(g) & 0 \leq t \leq 8\text{ms} \\ 0 & t \geq 8\text{ms} \end{cases} \quad (3)$$

方向为沿发射方向,作用方式为基础输入。

过载载荷为:

$$F(t) = \begin{cases} 9(g) & 0 \leq t \leq 120s \\ 0 & t \geq 120s \end{cases} \quad (4)$$

方向为沿发射方向,作用方式为基础输入。

由于冲击及过载的载荷作用均在有限的时间范围内,且载荷幅值较高,因此,结构本身的阻尼产生的作用较小,当结构产生最大响应时,阻尼还没有来得及产生作用,而当阻尼开始发挥作用时,载荷已经消失,结构只是进行剩余衰减振动,由于我们只关心结构的最大响应,因此这里阻尼系数可设为一般常用值,或由系统缺省设定。

低频振动载荷为

$$F(t) = F_0 \sin \omega t \quad (5)$$

其中  $F_0$  为载荷幅值,  $\omega$  为载荷频率,  $F_0$  及  $\omega$  值见表 1, 方向为沿发射方向, 作用方式为基础输入。

表 1 低频载荷

频率(Hz)	幅值
10~20	7.44mm
20~35	12g
35~55	24g
55~100	12g

随机振动激励与响应的功率谱密度关系为<sup>[1]</sup>:

$$S_r(\Omega) = H(\Omega) S_f(\Omega) H^T(-\Omega) \quad (6)$$

其中  $S_r(\Omega)$ ,  $S_f(\Omega)$  为响应、激励的功率谱密度矩阵;

$H(\Omega)$  为结构的传递函数矩阵, 即脉冲激励响应的傅氏变换。

将  $S_r(\Omega)$  在频域上积分可得均方响应:

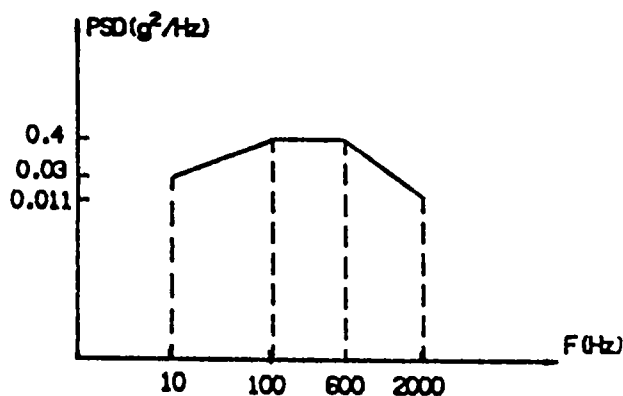


图 1 随机载荷功率谱密度曲线

$$E[XX^T] = \int_{-\infty}^{\infty} S_x(\Omega) d\Omega \quad (7)$$

矩阵的对角元素为响应的平方值, 由此可得均方根响应(RMS)值, 非对角线元素为各响应间的耦合, 响应的速度、加速度可得出为:

$$E(\dot{X}^2) = \int_{-\infty}^{\infty} \Omega^2 S_x(\Omega) d\Omega \quad (8)$$

$$E(X''^2) = \int_{-\infty}^{\infty} \Omega^4 S_x(\Omega) d\Omega \quad (9)$$

随机振动载荷的功率谱密度 PSD-Log $f$  曲线<sup>[2]</sup>见图 1。

### 3 仪器的动态特性研究

通过计算,得出结构的前三阶固有频率和振型,经过对振型的分析,发现结构的无阻尼自由振动的刚度薄弱环节,但实际结构中必然存在各种阻尼的影响,其中主要为结构阻尼,与结构的刚度阵及质量阵有关,直接影响系统动能分布,经过计算,得出各环境激励下结构中产生的最大响应见表 2,最大应力见表 3。

表 2 各环境激励下结构的最大响应

技术 参数 指 标	自重变形	低频响应	随机响应	
$\Delta X1(\text{mm})$	0.018	0.156E-3	0.415	0.744E-2
$\Delta Y1(\text{mm})$	0.0021	0.430E-3	-0.111	-0.20E-2
$\Delta Z1(\text{mm})$	0.035	0.287E-3	0.321	0.576E-3
$\Delta X2(\text{mm})$	0.018	0.342E-4	-0.16E-1	-0.28E-3
$\Delta Y2(\text{mm})$	0.0021	0.427E-3	-0.45E-1	-0.81E-3
$\Delta Z2(\text{mm})$	0.035	-0.29E-3	0.291	0.522E-2
$\alpha(^{\circ})$	3.5	0.885E-1	-1.967	0.542E-1
$\Delta X(\text{mm})$	0.012	-0.21E-5	-0.31E-2	-0.56E-6
$\Delta Y(\text{mm})$	0.012	-0.35E-5	-0.12E-2	-0.22E-4
$\Delta Z(\text{mm})$	0.012	0.693E-4	0.888E-1	0.159E-2

表 3 各环境激励下的最大应力

	微屈服应力 (Kg/mm <sup>2</sup> )	最大应力 (Kg/mm <sup>2</sup> )
静力分析	6.15	0.157E-1
冲 击	6.15	0.777
过 载	6.15	-0.141
低频振动	25.3	14.04
随机振动	25.3	0.211

由表 2、表 3 可知,结构的强度满足要求,即结构中无残余变形;静态刚度完全满足要求,低频载荷作用下的动态刚度较低,将对仪器的工作精度产生影响,应通过方案的改进加以提高,改进方案的着眼点应立足于动力学分析的结果,从动态刚度较为薄弱的环节入手,为直观地反映结构的动态刚度的薄弱之处及判别结构动态刚度分布是否合理,可以从能量分布的角度加以分析,当结构受静力载荷作用时,载荷所作的功将全部以应变能的方式储存在结构内,而当结构受动态载荷作用时,则结构除具有

应变能外,还将产生动能。根据 Hamilton 原理,结构的真实运动其趋势将使结构的能量具有极小值,使结构处于最小势能的稳定状态,所以对于一个具有较高动态刚度、设计合理的结构,其动能、应变能的分布一定是较均匀的,这样可以避免由于局部能量的集中而产生能量释放导致结构发生变形。由应变能  $U = \sigma \epsilon / 2 = k u^2 / 2$  及动能  $U = m u^2 / 2$  可知,对于应变能较大的地方,可能是结构产生较大变形即刚度较低的地方或者是应力较大的地方,而动能较大的地方,位于结构具有较大位移速度的地方,即其动态刚度较低。

由于结构的主要刚度薄弱环节在于低频振动响应较大,为提高刚度,降低响应,应从影响

结构动态响应的关键参数即固有频率和阻尼比入手进行分析,通过求解动力学方程(2)可得低频振动响应公式为<sup>[3]</sup>:

$$y(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \Phi) + \frac{F_0 \sin(\omega t - \psi)}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (10)$$

其中  $\omega_n = \sqrt{k/m}$  为结构的固有频率,  $k, m$  为结构刚度、质量;

$\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n$  为结构的谐振频率;

$\zeta = c/2m\omega_n$  为阻尼比,  $C$  为阻尼系数;

$A, F_0$  为振幅, 由初始条件决定;

$\Phi, \psi$  为相位, 由初始条件决定;

$\omega$  为低频载荷频率。

(10)式右端第一项为结构在阻尼作用下的自由衰减振动,第二项为由低频载荷引起的强迫振动,由(10)可见,增大  $\omega_n$  及  $\zeta$  均可减小振动的幅值,从而减小结构的响应,对于(10)中由低频载荷引起的强迫振动,可由放大率  $\beta$  表示为:

$$\beta = \frac{X}{X_0} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \gamma^2)^2 + (2\zeta\gamma)^2}} \quad (11)$$

其中  $X = \frac{F_0/k}{\sqrt{1 - m\omega^2/k)^2 + (c\omega/k)^2}}$

$X_0 = F_0/k$  为  $F_0$  作用下静力变形;

$\gamma = \omega/\omega_n$  为频率比。

由(11)可得  $\beta-\gamma$  曲线如图 2 所示。

由图 2 可知,当  $\omega/\omega_n < 1$  时,在阻尼比较小的情况下,增大固有频率  $\omega_n$  可以降低  $\beta$ ;当阻尼比较大时,适当降低  $\omega_n$ ,仍可使  $\beta$  有所降低。因此,可以采用不同的手段,对方案进行改进,即可在阻尼不大(欠阻尼)的情况下努力提高  $\omega_n$  及  $\zeta$  以减小响应或当结构具有很大阻尼的情况下适当降低  $\omega_n$  达到减振目的。由此可知改变或调整  $\omega_n$  及阻尼比  $\gamma$ ,可以改变结构的动力学响应;由  $\omega_n = \sqrt{k/m}$  及  $\zeta = C/2m\omega_n$  可知,  $\omega_n$  及  $\zeta$  均与结构的质量、刚度分布及阻尼系数  $C$  有关,因此可通过以上参数的改变达到改进方案的目的,具体可以结合结构的振形图,动能、应变能分布图从结构型式、材料的选择、边界条件的处理及阻尼的调整等四个方面入手对方案进行改进、经过改进—分析—改进的不断迭代,可以得到原结构的两种可行的改进设计方案:

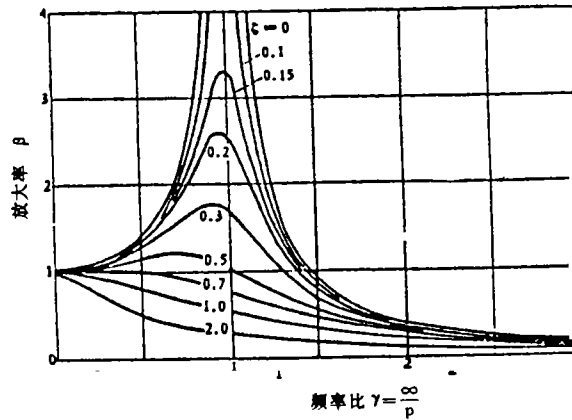


图 2  $\beta-\gamma$  曲线

方案一:从结构型式、边界条件、材料的改进等方面对原方案改进后得到,经过分析,得到此方案结构在各环境激励下响应见表 4。由表 4 可知,此方案各项指标均满足要求。

方案二:通过加减振垫得到。由于阻尼的存在,使系统的能量得到不断的耗散,由图 2 可见,加大阻尼比可以降低系统动力学响应。因此,适当地增加系统中的阻尼,可以达到吸收振动

能量,降低振幅,增加系统稳定性的目的。为此,采取给仪器加减振垫的方法增加系统中的阻尼,使仪器通过减振块与基础相连,从而达到吸收振动能量,减振、隔振的目的。由于减振材料的弹性模量较低,它的加入有可能使结构产生一定的刚体位移,为此,应适当增加减振垫的刚度,在减振垫的边缘加辅助弹性支撑的方式可以使结构具有较好的动力学响应,通过计算,得出结构的第一阶固有频率随减振材料的弹性模量  $E$  变化曲线如图 3 所示,结构的技术参数随  $E$  的变化曲线如图 4 所示,结构低频振动产生的最大应力随弹性支撑的弹性系数  $K$  变化曲线如图 5 所示,由图 3、4、5 可见,选用较低弹性

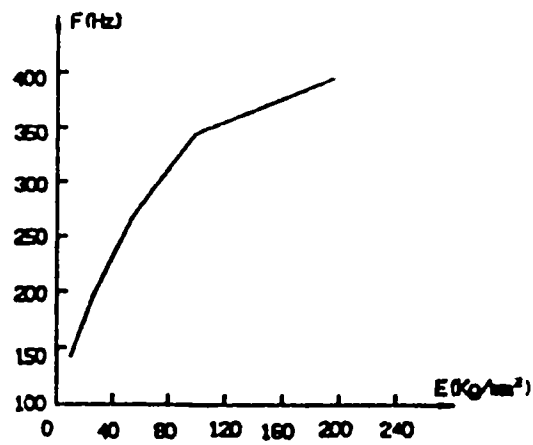


图 3 固有频率随  $E$  变化曲线

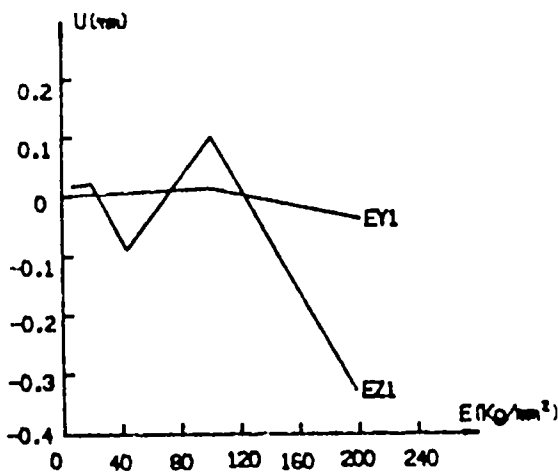


图 4 技术参数随  $E$  变化曲线

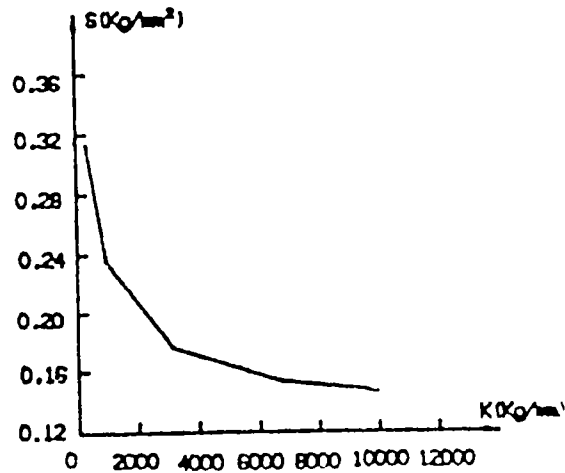


图 5 最大应力随  $K$  变化曲线

模量的减振材料,较大弹性系数的弹性支撑,虽然使结构的固有频率有所降低,但可使结构的低频响应得以降低并满足技术要求,这时虽然最大应力有所增加,但仍然小于材料的微屈服极限,即结构的强度仍满足要求,通过计算可知,此时结构的应变能集中在减振垫处,即它起到了吸收振动能量的作用。

表 4 方案一的最大环境激励响应

技术参数	指标	自重变形	低频响应	随机响应
$\Delta X1$ (mm)	0.018	$0.126E-3$	$-0.40E-3$	$-0.51E-5$
$\Delta Y1$ (mm)	0.0021	$0.525E-3$	$-0.14E-2$	$-0.17E-4$
$\Delta Z1$ (mm)	0.035	$0.251E-4$	$0.275E-2$	$0.355E-3$
$\Delta X2$ (mm)	0.018	$0.872E-4$	$0.487E-3$	$0.628E-5$
$\Delta Y2$ (mm)	0.0021	$0.517E-3$	$0.114E-2$	$0.146E-4$

技术参数	指 标	自重变形	低频响应	随机响应
$\Delta Z_2(\text{mm})$	0.035	$0.234\text{E}-5$	$0.275\text{E}-1$	$0.354\text{E}-3$
$\alpha(^{\circ})$	3.5	$0.994\text{E}-1$	0.1578	$0.919\text{E}-1$
$\Delta X(\text{mm})$	0.012	$-0.40\text{E}-5$	$0.191\text{E}-3$	$0.246\text{E}-5$
$\Delta Y(\text{mm})$	0.012	$-0.11\text{E}-4$	$0.161\text{E}-4$	$0.207\text{E}-6$
$\Delta Z(\text{mm})$	0.012	$0.593\text{E}-4$	$0.110\text{E}-2$	$0.142\text{E}-4$

## 4 结构的优化

为进一步优化设计,使结构轻量化并提高动态刚度,对方案一进行优化设计,将结构固有频率作为优化目标,对结构的箱体壁厚(THK1,THK2,...,THK6)进行优化,优化结果见表5。

表5 优化结果

	一阶固有 频率(Hz)	THK1 (mm)	THK2 (mm)	THK3 (mm)	THK4 (mm)	THK5 (mm)	THK6 (mm)	重量 (kg)
优化前	309.2	4	5	6	7	8	8.5	11.5
优化后	310.8	3.38	3.86	4.79	6.76	7.03	7.98	10.1

## 5 结 论

通过对空间光学仪器结构件的动态特性分析,发现其动态薄弱环节,找到了提高仪器动态刚度,降低响应的途径。从仪器结构型式、边界条件的改进、材料的优化及阻尼的调整等方面对设计方案进行改进,得到不同的可行方案,方案一对结构型式、约束方式等作了改进,结果使仪器的固有频率及整体刚度有了改善;方案二通过加减振装置达到了吸收振动能量和减振的目的,通过对方案一的优化设计,得到了优化方案,达到了提高刚度、减轻重量的目的,通过本文的分析,为空间光学仪器结构件的设计和改进,使其适应空间动态力学环境的影响提供了科学的依据。

### 参 考 文 献

- [1] D. E 纽兰,随机振动与谱分析概论. 北京:机械工业出版社,1989
- [2] David. R. Darth. Specifying Random Vibration Severity. Machine Design, 1985, 57(13): 103-105
- [3] 沈文钧. 张景绘译,机械振动—理论及应用. 北京:国防工业出版社,1985

## **Dynamical Behaviour Analysis and Optimum Design for Space Optical Instrument**

Niu Xiaoming, Lu E

*(Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics,  
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130022)*

### **Abstract**

It is described that the feasibility research and optimum design for space optical instrument, which suffers from severe space environment, have been done by means of CAE in this paper. Through dynamical behaviour analysis and response simulation of space optical instrument, the weak points are found, and then modification of design parameters is carried out. After several times design-analysis iteration by using FEM and optimum method, the reasonable design parameters are selected and the solution approaches to meet the requirements satisfactorily.

**Key words:** Space optical instruments, Dynamical stiffness, FEM, Optimum design