

装配在特种车上的大型光学精密仪器减振装置最优设计及性能分析

李大伟

摘要：系统地分析和阐述了安装在特种车上的大型光学精密仪器减振问题的理论与方法。建立了10自由度“车辆—仪器”系统动力学模型，结合随机激励输入，采用正交计算设计优化法，对减振装置参数进行了动态最优设计；同时编制了频率特性计算、时域内瞬态振动响应计算机模拟等软件程序，在此基础上设计出减振装置，通过跑车试验，验证了分析模型，计算方法，优化结果及装置的减振性能。

一、引言

现代国防、野外测量等领域、由于其恶劣的工作环境和道路条件，特别是对具有特殊用途的装备的快速动作反应能力，迅速流动应变能力等都有严格的要求，这样就对装配有大型光学精密仪器的特种车辆的二次减振系统的动作速度、状态转换及减振性能等提出了特殊要求。本文详细讨论了解决此类工程问题的理论，提出解决类似工程问题切实可行的一套方法。

二、车辆—仪器系统动力学模型及运动方程的建立

为使模型既接近系统的真实情况，满足工程精度要求，又尽可能简化计算，将车辆—仪

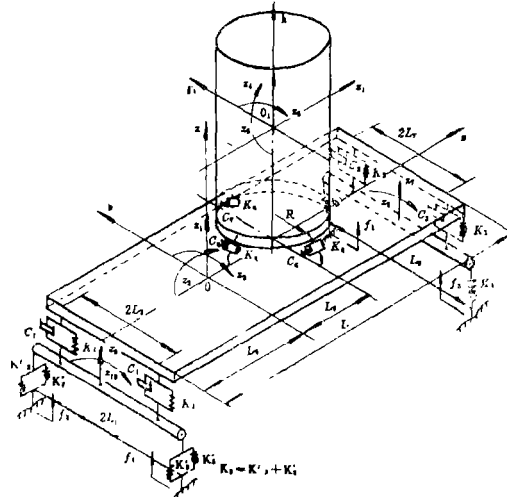


图1 车辆—仪器系统动力学模型

注：本文作者的导师为王慧娥

器系统简化为图 1 所示的 10 自由度动力学模型。

根据假设和动力学第二类拉格朗日方程得车辆一仪器系统振动微分方程组：

$$[M]\{\ddot{Z}\} + [C]\{\dot{Z}\} + [K]\{Z\} = [k_f]\{f\} \quad (1)$$

式中：[M], [C], [K]——分别代表 10 × 10 阶质量、阻尼、刚度矩阵；

{ \ddot{Z} }, { \dot{Z} }, {Z}——分别代表广义加速度、速度、位移矢量；

[k_f]——强迫振动刚度矩阵；

{f}——激励位移矢量。

三、系统传递函数的计算和路面不平激励谱的建立

为计算系统的频率响应函数矩阵设：

$$z_j = Z_j e^{i\omega t} \quad (2)$$

$$f_j = F_j e^{i\omega t} \quad (3)$$

将 (2)、(3) 式代入 (1) 式合并整理得：

$$[A]_{n \times n} \{Z\}_{n \times L} = [G]_{n \times s} \{F\}_{s \times 1} \quad (4)$$

式中： Z_j , F_j 分别代表位移和激励的复振幅；

$$[A] = -\omega^2 [M] + i\omega [C] + [K]; [G] = [k_f]$$

n ——模型自由度； s ——激励输入点数；

ω ——圆频率。

由 (4) 式得：

$$\{Z\} = [H(\omega)]\{F\} \quad (5)$$

式中：[$H(\omega)$] = [A]⁻¹[G] 即频率响应函数矩阵。

在四点输入情况下，输入谱密度矩阵 $S(f)$ 为：

$$\begin{array}{cccc} S_q(\Omega) & S_q(\Omega) e^{-i2\pi\Omega L} & I'(\Omega) & I'(\Omega) e^{-i2\pi\Omega L} \\ & S_q(\Omega) & I'(\Omega) e^{i2\pi\Omega L} & I'(\Omega) e^{-i2\pi\Omega L} \\ & & S_q(\Omega) & S_q(\Omega) e^{-i2\pi\Omega L} \\ & & & S_q(\Omega) \end{array} \quad (6)$$

共轭对称

式中： $I'(\Omega)$ ——左、右轮输入位移间的互谱，在实际假设条件下， $I'(\Omega) = \sqrt{R(\Omega)} S_q(\Omega)$

$K^2(\Omega)$ ——平方相干谱； L ——轴距；

f ——时间频率；

$$S_q(\Omega) = S_q(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \text{路面位移白谱密度。}$$

本模型输入路面谱为跑车试验路段的实测路谱，由长春汽研究所 1991. 10 月测得公主岭一段三级公路路谱。

在线性系统多输入、多输出的情况下，输入功率谱 $S(f)$ 与输出功率谱 $W(f)$ 之间有如下矩阵关系式：

$$[W(f)]_{n \times n} = [H(f)]_{n \times n}^* [S_4(f)]_{n \times n} [H(f)]^T_{n \times n} \quad (7)$$

式中: $[H(f)]^*$ ——频率响应函数 $[H(f)]$ 的共轭矩阵。

$[H(f)]^T$ ——频率响应函数 $[H(f)]$ 的转置矩阵。

四、车辆—仪器系统振动响应计算及减振参数动态优化

车辆在道路上行驶,受路面不平度激励作用,使车辆—仪器系统处于随机振动过程中,车身的铅垂、俯仰、横摆振动通过减振装置传递给精密仪器,使其产生三个方向的振动,在正常行驶情况下,仪器主要受铅垂方向的振动,而在急刹车或转弯的情况下,仪器主要受俯仰或横摆振动,而突然遇到凸凹不平路面激励时,仪器受到冲击作用。而光学精密仪器的破坏主要是这种冲击造成的。根据工程实际要求:(a)车辆在三级公路上行驶;(b)车速为30 km/h;(c)仪器所受最大振动或冲击加速度 $a_{max} \leq 0.6g$ 。由于结构阻尼的存在,高频振动被滤掉,车辆—仪器系统的振动在0~28(Hz)范围的低频振动,而整个频带上振动能量均方根值 $\sigma = a_{max}/3$,所以本文以精密仪器质心所受三个方向振动加速度加权均方极值做为优化的目标函数。首先由车辆通过三角凸块时系统瞬态振动响应的计算机模拟计算程序模拟计算出精密仪器所受三个方向的振动加速度幅值变化,确定引起精密仪器破坏的三个方向加速度的重要程度,按容限法得到加权因子($\alpha_1 = 1.8, \alpha_2 = 1.65, \alpha_3 = 1.0$),同时考虑到精密仪器的稳定性和抗冲击的缓冲性能,对其相对副车架的动行程进行限制,建立了优化数学模型。

对单一输出振动加速度均方根值可表示为:

$$\sigma = \left[\frac{1}{\pi} \int_{\omega_1}^{\omega_2} W(\omega) \omega^4 d\omega \right]^{1/2} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} 1. \text{ 目标函数: } \min F_0 &= E(d_1 \ddot{Z}_2 + \alpha_2 \ddot{Z}_5 + \alpha_3 \ddot{Z}_n) \\ &= \alpha_1^2 \sigma_{\dot{Z}_2}^2 + \alpha_2^2 \sigma_{\dot{Z}_5}^2 + \alpha_3^2 \sigma_{\dot{Z}_6}^2 + 2\alpha_2 \alpha_3 E[\ddot{Z}_5 \cdot \ddot{Z}_6] + 2\alpha_1 \alpha_3 E[\ddot{Z}_2 \cdot \ddot{Z}_6] + 2\alpha_2 \alpha_3 E[\ddot{Z}_5 \cdot \ddot{Z}_6] \end{aligned} \quad (9)$$

式中: $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ 为加权因子。

$\sigma_{\dot{Z}_2}^2, \sigma_{\dot{Z}_5}^2, \sigma_{\dot{Z}_6}^2$ 分别为光仪质心处垂直振动加速度、横向、纵向角加速度均方值。

2. 约束条件:

$$g_1 = |Z_2 - Z_1 + RZ_3 + L_5 Z_4 - RZ_5| \leq \delta_1 \quad (10)$$

$$g_2 = |Z_2 - Z_1 - RZ_3 + L_5 Z_4 + RZ_5| \leq \delta_2 \quad (11)$$

$$g_3 = |Z_2 - Z_1 + (L_5 - R)Z_4 + RZ_6| \leq \delta_3 \quad (12)$$

$$g_4 = |Z_2 - Z_1 + (L_5 + R)Z_5 - RZ_6| \leq \delta_4 \quad (13)$$

对以上各式取均方值,得 $\sigma_{g_i} \leq [\delta_i^2]$,式中所用数据均由 $[\delta^2]_{n \times n}$ 矩阵中相应元素得到。

对本文的非线性优化问题,采用具有简单、直观、对目标函数无特殊要求及约束条件容易控制等优点的正交计算设计优化法。

五、减振装置设计与可用性分析

根据工程实际要求,在综合考虑了减振器的类型、布置方式、精密仪器工作状态与减振状态的快速转换环节,升降用动力源及结构强度的情况下,设计出减振装置;由频率特性计算程序运行结果知减振装置的固有频率(1.15Hz)与激励最大峰值频率(3.74Hz)间满足隔振设计频率关系;按优化得到的减振参数所定制的减振器,在按计算所用的实测路谱的道路上跑车试验,结果表明理论计算与试验结果偏差在18.3%范围内,满足精密仪器抗振动、冲击破坏极限(仪器质心加速度均方极值小于0.3g、最大加速度小于0.6g)的要求。

六、结 束 语

本文为解决类似的工程问题提供了可借鉴的方法和通用的软件程序,通过理论计算和试验分析可知,在满足一定工况条件和目标值的情况下,约束条件的选择对减振效果影响很大;频率特性计算为提供系统是否发生共振的信息;在条件允许的情况下如把车辆副车架、悬架的非线性因素考虑进来,那么结果的可靠度会更高。

参 考 文 献

- [1] 申仲翰、欧阳怡、郭泰:农业机械学报,1980,第1期
- [2] 余志生主编:《汽车理论》机械工业出版社,1981
- [3] Xiao—Pei Lu, Papalambros, In. T. J. of Vehicle Design, 5 1984

The Dynamic Optical Design and Property Analysis of Vibration Attenuation Device Mounted on Large Optical Fine Equipment on Special Purpose Truck

Li Dawei

Abstract

This paper analysed and expounded the principle and the method of twice isolation problem of mounting large optical fine equipment on special purpose truck. A dynamic model for a "Truck-equipment" system with ten-de-grees of freedom has been established. Using it and by means of random excitation input and orthogonal calculating design method, the optimum parameters, such as rigidity, damping coefficient for isolation mounting, are obtained dynamically. And finally shock attenuation device is designed and its property is analyzed. By the experiment on the road, the mathematical model, calculation method and optimized results are verified.