

激光捷联惯组中橡胶减振系统设计初探

陈为 王军 余胜义 张海燕
(北京航天发射技术研究所 北京 100076)

摘要: 本文对激光捷联惯组中橡胶减振系统设计进行了初步探索, 通过理论推导得到配置减振器后的系统固有频率经验公式, 确定减振器布置原则, 用 Ansys 有限元分析的结果对经验公式进行评估, 证实经验公式可用。

关键词: 橡胶减振器; 固有频率; 减振器布局

0 引言

激光陀螺是一种高性能的角度敏感元件, 具有性能稳定、工作寿命长、精度高、标度因数稳定性好、温度特性和环境适应性好等一系列突出的优点。激光捷联惯组(以下简称惯组)是以激光陀螺作为测角敏感元件的惯性测量仪器, 是一种自主式、全姿态定位定向装置, 能提供载台的加速度、速度、角速度、位置、航向、姿态等信息, 具有体积小、重量轻、反应快、能承受振动冲击等恶劣的力学环境等突出优点, 应用范围日趋广泛。

目前广泛使用的激光陀螺是机抖式激光陀螺, 陀螺工作时存在 300 ~ 1000Hz 频率的机抖(绕陀螺测量轴往复转动)。因此, 惯组在工作时存在内部与外部两种振动激励影响。内部的振动来源于陀螺机抖, 它是激光陀螺克服闭锁效应的保障, 在惯组设计时需要隔离陀螺机抖传出, 减少激光陀螺机抖能量损失。外部的振动激励来自环境, 主要是随机振动、冲击和过载, 这些激励通常是有利的, 在惯组设计时需要隔离这些激励。为此, 惯组需要设计减振系统来满足工作要求。目前设计的减振系统使用的是橡胶减振器^[1], 本文针对橡胶减振器的布局进行初步探讨。

1 减振原理

1.1 减振模型

在被减振的对象和安装它的基础之间设置减振器, 从而实现对振动或者响应的隔离, 这就是所谓的减振技术, 它的基本原理可以从单自由度振动系统加以考虑^[2]。该系统假设:

- (1) 被减振的对象(即质量 m) 是刚体, 只作单方向的往复运动。
- (2) 支撑刚体的弹性元件(即减振器) 没有质量, 而且弹性力与位移、阻尼力与速度成正比。
- (3) 基座质量与刚性无限大, 在积极减振中接受传递力, 在消极减振中产生基础运动。

基于以上三种假设, 可以把单自由度振动系统理解为单自由度刚体弹性支撑系统, 其系统模型图见图 1, 动力学方程为:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + Kx = f_0 \sin \omega t \tag{1}$$

式中: m — 每个减振器承担的被减振对象的质量;
 x — 被减振对象的线位移;
 c — 阻尼系数;
 K — 减振器的刚度。

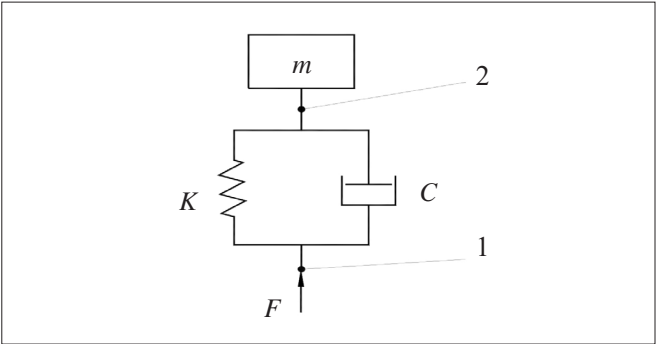


图 1 单自由度刚体弹性支撑系统力学模型图

1.2 振动传递率(减振系数)

积极减振的振源是被减振对象, 解方程(1)可以得到积极减振时被减振对象传递到基础上去的传递力幅值 f_{T_0} 与干扰力幅值 f_0 之比, 即振动传递率 T , 其表达式为:

$$T = f_{T0} / f_0 = \frac{\sqrt{1 + (2\xi\lambda)^2}}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} \tag{2}$$

式中： ξ — 阻尼比；

λ — 频率比， $\lambda = \frac{\omega}{\omega_A}$ ；

ω — 激振频率；

ω_A — 减振系统的固有频率。

消极减振的振源是基础的振动，减振效果用设备减振后的振幅与振源振幅的比值 η 表示，即减振系数。如果振源为基础的简谐振动 $X=A\sin\omega T$ ，求得的减振系数 η 的表达式与式 (2) 完全相同。

绘制减振器的传递率 T (减振系数 η) 与频率比 λ 的关系曲线如图 2 所示。

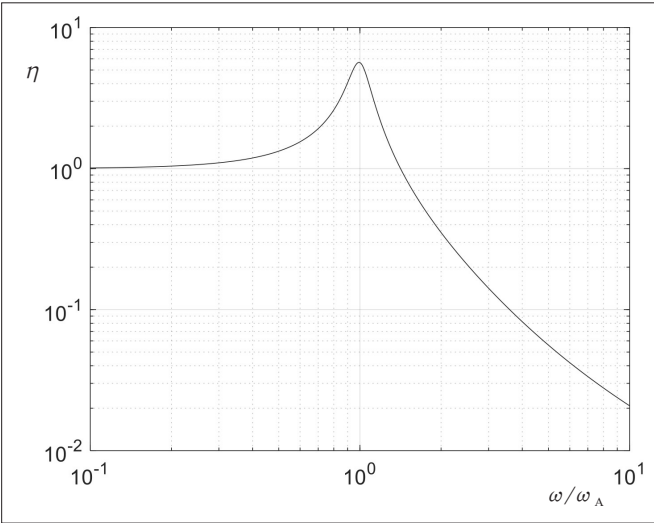


图 2 减振器的传递率与频率比

1.3 减振效果

1.3.1 低频段无减振

由公式 (2) 及图 2 可知，当 $\lambda \ll 1$ 时 $T \approx 1$ ，即当减振系统的固有频率远大于激振频率时没有减振效果。计算， $\lambda=0.5$ 时，若 $\xi=0.13$ ， $T=1.32$ ；若 $\xi=0.09$ ， $T=1.33$ 。

1.3.2 谐振段振动放大

由公式 (2) 及图 2 可知，当 $\lambda \approx 1$ 时 $T \gg 1$ 时，即当减振系统的固有频率与激振频率相近时不但没有减振效果还会通过减振器把振动放大。计算减振器的谐振放大倍数。谐振时 $\lambda=1$ ，若 $\xi=0.13$ ， $T=4$ ；若 $\xi=0.09$ ， $T=5.5$ 。

1.3.3 高频段衰减

由公式 (2) 及图 2 可知，当 $\lambda > \sqrt{2}$ 时 $T < 1$ ，无

论阻尼大小都有减振效果，而且随着频率比的增加减振效果增强。

根据公式 (2) 绘制在频率比为 2 ~ 4 时不同阻尼比的衰减效果，如图 3 所示，从图 3 可以得出如表 1 所示的数据。

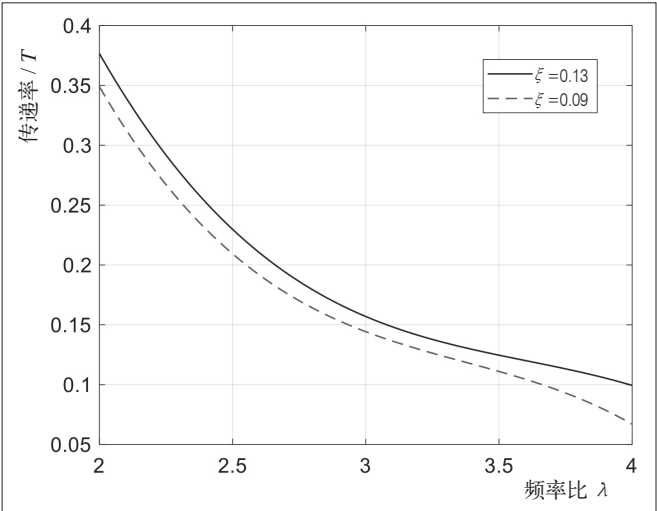


图 3 频率比为 2 ~ 4 时减振器的传递率曲线

表 1 不同阻尼比情况下达到要求传递率的频率比

要求的 传递率 T	达到要求传递率需要的频率比 λ	
	$\xi=0.13$	$\xi=0.09$
0.15	3.1	2.9
0.10	3.9	3.6

2 减振系统设计

2.1 确定减振系统参数

根据系统允许的谐振放大倍数，确定需要的减振器阻尼比 ξ (如谐振放大倍数允许 4，确定 $\xi \geq 0.09$)。

根据系统要求某特定频率 (如激光陀螺的机抖频率) 时减振系统的传递率，从图 3 中确定减振器的谐振频率要求 (如：要求陀螺机抖频率 480Hz 时，传递率不高于 0.10， $\xi=0.09$ 时减振器谐振频率不高于 111Hz， $\xi=0.13$ 时减振器谐振频率不高于 102.6Hz)。

2.2 减振器布置原则

减振器是为了隔离线振动而设计的，设计惯组的减振系统时必须避免因设计不当，导致隔离线振动的同时产生了角振荡，破坏惯组的精度，因而应当消除“线-角”振动耦合。

采用同样的减振器对惯组质心对称布置，使减振

器的弹性中心与惯组质心重合，就能消除“线-角”耦合的影响。

2.3 减振系统固有频率计算

减振系统布置示意图如图 4 所示，4 只减振器对称与负载质心布置，减振器施力点与质心连线距离为 r_z ，质心与减振器施力点 y 方向距离为 b ， x 方向距离为 h ，单只减振器的刚度为 K 。

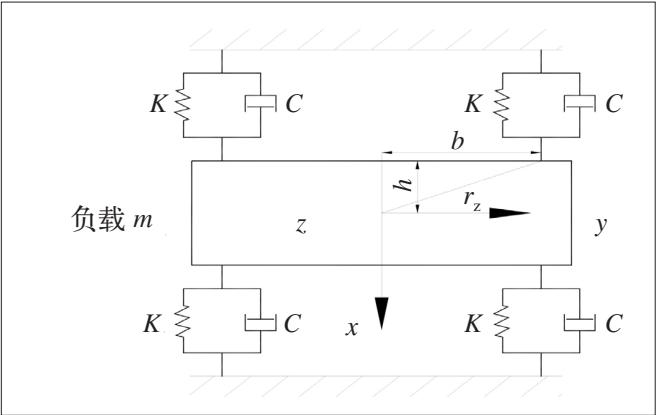


图 4 减振系统布置示意图

根据弹簧的并联计算，可以得出减振系统线振动谐振频率计算公式为：

$$f_x = f_y = f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4K}{m}}$$
 (3)

式中： f_x 、 f_y 、 f_z —线振动谐振频率；
 K —单只减振器刚度；
 m —负载质量。

绕 z 轴转动的谐振频率计算公式为：

$$f_{\text{绕}z} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4K \times r_z^2}{J_z}}$$
 (4)

式中： $f_{\text{绕}z}$ —轴转动谐振频率；
 r_z —与 z 轴垂直面内质心与减振器施力点距离；
 J_z —负载绕 z 轴（通过质心）的转动惯量。

若减振器轴向、径向刚度不一致，设其轴向刚度为 K_1 ，径向刚度为 K_2 ，则公式（4）修正为：

$$f_{\text{绕}z} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4(K_1 \times b^2 + K_2 \times h^2)}{J_z}}$$
 (5)

绕 x 、 y 轴转动的谐振频率计算公式可以类比公式（4）、公式（5）推导。

3 减振器谐振仿真分析

减振器三向线振动谐振频率计算如图 5 所示，负

载质量 2kg，用 2 只减振器对称对心布置，用 Ansys 分析^[3]可以得出单只减振器的负载质量为 1kg 时的谐振频率，计算结果如表 2 所示。

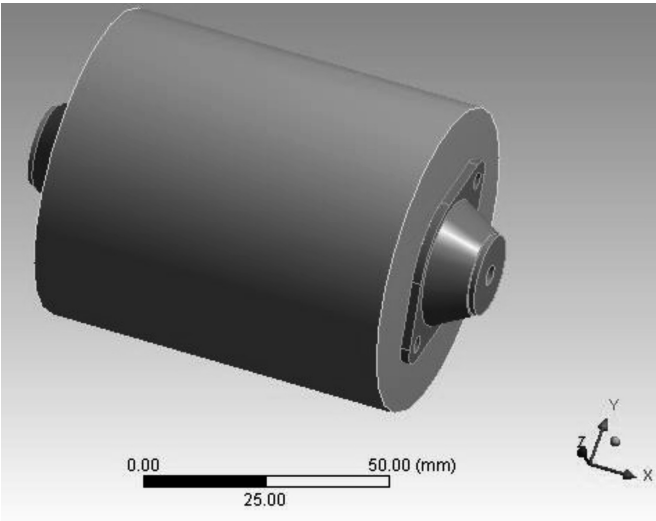


图 5 减振器三向线振动谐振频率计算

表 2 减振器三向线振动谐振频率计算结果

线振动方向	频率 /Hz
$x < - >$	77.241
$z < - >$	77.951
$y < - >$	78.065

下面的计算及 Ansys 分析以此种减振器为基础进行。理想构件的减振系统示意图如图 6 所示，构件理想的长方体负载尺寸及参数见图 7（图示减振器 x 方向布置 8 只，对负载质心对称布置）。

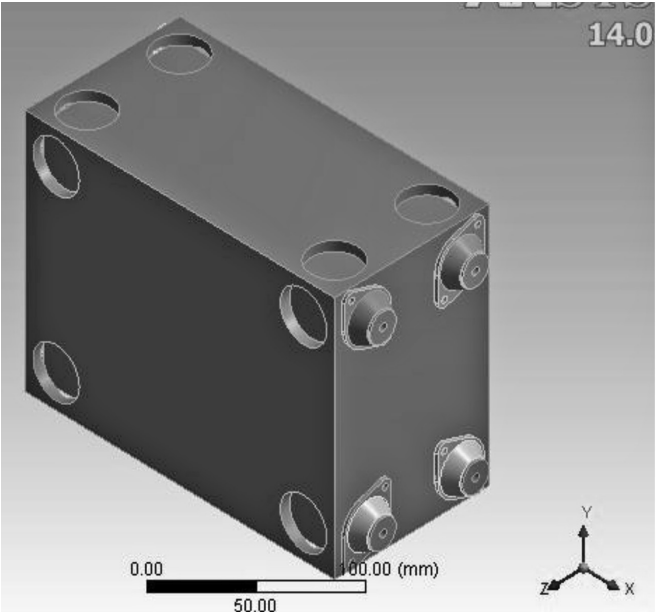


图 6 理想构件的减振系统示意

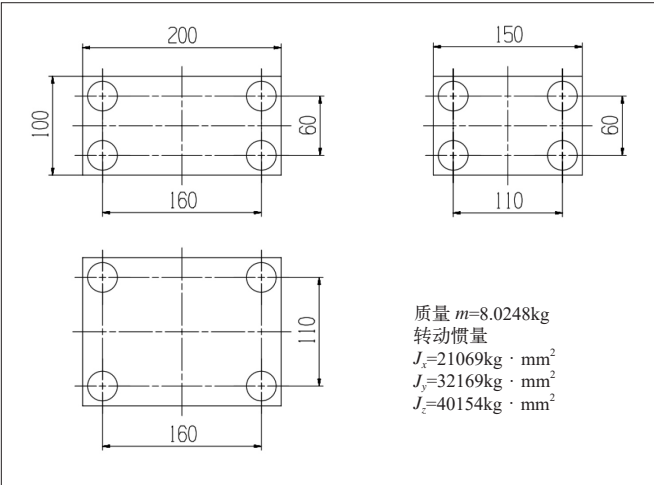


图 7 理想负载的尺寸及参数图

分别将 8 只减振器布置在与 x 、 y 、 z 轴垂直的面上，以减振器的固定面为固定约束，分析三种配置状态下减振系统的谐振频率，汇总到表 3 中。

利用公式 (3)、公式 (5) 分析计算三种减振状态下系统的谐振频率，汇总结果见表 3。

从表 3 可以看出，利用公式推算的结果与 Ansys 模拟计算结果相差不超过 5%，说明可以在初始减振系统设计时通过公式对系统转动频率进行估算，判断是否能够满足确定的减振系统参数。

通过表 3，还可以得出长方体理想负载布置减振器时，将减振器布置在跨距最小的两个面之间，使得减振器系统的三个转动频率更为接近，是惯组减振布置的首选布置面。

4 结语

本文对激光捷联惯组中橡胶减振系统设计进行了初步探索，基于振动基本理论推导出配置橡胶减振器后的系统固有频率经验公式，经过与 Ansys 有限元分析的结果进行比较，证实公式可用，可以作为

表 3 频率分析与计算结果

减振器配置方式	模态	振动方向	Ansys 分析频率 /Hz	式 (3)、式 (5) 推算频率 /Hz	误差
8 只减振器布置在与 x 轴垂直的面上	1	x 轴 $\leftrightarrow$	76.07	78.24	2.85%
	2	y 轴 $\leftrightarrow$	78.04	78.96	1.18%
	3	z 轴 $\leftrightarrow$	78.08	79.07	1.27%
	4	绕 x 轴旋转	95.74	95.47	-0.28%
	5	绕 z 轴旋转	128.45	127.92	-0.42%
	6	绕 y 轴旋转	132.45	131.12	-1.00%
8 只减振器布置在与 y 轴垂直的面上	1	y 轴 $\leftrightarrow$	77.564	78.24	0.87%
	2	x 轴 $\leftrightarrow$	79.569	78.96	-0.77%
	3	z 轴 $\leftrightarrow$	79.635	79.07	-0.71%
	4	绕 y 轴旋转	104.32	105.37	1.01%
	5	绕 z 轴旋转	120.67	121.75	0.90%
	6	绕 x 轴旋转	126.14	125.09	-0.83%
8 只减振器布置在与 z 轴垂直的面上	1	z 轴 $\leftrightarrow$	77.576	78.24	0.85%
	2	x 轴 $\leftrightarrow$	79.581	78.96	-0.78%
	3	y 轴 $\leftrightarrow$	79.626	79.07	-0.70%
	4	绕 z 轴旋转	106.06	107.16	1.04%
	5	绕 x 轴旋转	114.26	114.60	0.29%
	6	绕 y 轴旋转	115.34	116.91	1.36%

减振器布局设计、系统核算的工具。

参考文献:

[1] 师汉民, 黄其柏. 机械振动系统——分析·建模·测试·对策 [M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2014: 320-323.
[2] 严济宽. 机械振动隔离技术 [M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1986: 38-47.
[3] 凌桂龙, 丁金滨, 温正. ANSYS Workbench13.0 从入门到精通 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2012: 137-142.

作者简介: 陈为 (1978.10-), 男, 汉族, 河北唐山人, 硕士研究生, 高级工程师, 研究方向: 精密机械设计。