

试验台测控仪器隔振装置振动传递特性分析

麻军德^{1†} 王海伟²

(1. 西安航天动力试验技术研究所, 西安 710100) (2. 西北工业大学, 西安 710072)

摘要 试验台精密测控仪器在工作过程中会受到振动设备的干扰,从而对其正常工作产生影响,因此需要采用隔振装置进行振动保护.本文以双层隔振装置为研究对象,结合有限元法和阻抗综合法建立了多点多维柔性动力学模型,分析了不同仪器质量、系统结构型式和隔振器参数对隔振装置振动传递特性的影响,结果表明所设计的双层隔振装置可以满足使用需求,增加上台面厚度和减小隔振器刚度可显著提高隔振效率.

关键词 精密仪器, 隔振装置, 阻抗综合法, 振动传递, 双层隔振

中图分类号:V434+.3

文献标志码:A

引言

试验台测控设备的健康监测和试验数据的有效采集都离不开精密测量仪器,而数据采集仪、电荷放大器、高速摄像机、UPS电源等精密仪器通常较为脆弱.机械设备在运转过程中产生的剧烈振动会通过基础平台传递到精密仪器,过高的振动不仅会损毁仪器本身,而且会恶化试验数据甚至拖延整体试验进度.

采用隔振措施减小环境振动对精密仪器的影响是比较有效的方法,特别是对于已经设计好的甚至是已建造好的试验台而言,这几乎是唯一的办法.隔振系统根据隔振器层数的不同可以分为单层隔振系统和双层隔振系统.双层隔振系统具有比单层隔振系统更好的高频隔振能力,在汽车、船舶等领域得到了广泛的应用^[1-6].朱石坚^[3]和许树浩^[4]等人分别给出了双层隔振系统的插入损失、振级落差和振动功率流的阻抗表达式.王国治^[5]和张华良^[6]等人详细讨论了设备参数、隔振器参数、筏架参数以及基础参数对隔振性能的影响.对于刚体隔振模型而言,上、下两层隔振器的刚度越小,隔振效

果越好,但刚度太小无法保证设备安装刚度要求,且支承刚度的影响主要反映在低频部分.隔振器阻尼通常不利于隔振,但会有效降低响应的峰值.刘兴天等人^[7]在分析隔振对象重量对准零刚度隔振系统的影响时发现尽量避免过载,可以实现更好的隔振性能.徐伟等人^[8]对比了中间质量为分布式和整体式两种情况下双层隔振系统的振动传递特性,结果表明:在相同中间质量的前提下,分布式中间质量双层隔振形式可获得比整体式中间质量双层隔振形式更好的隔振效果,并占据更小的空间.况成玉^[9]和程世祥^[10]等人将周期结构引入浮筏结构,发现其具有比传统板架结构更优的隔振性能.吴选福^[11]分析发现网架箱体浮筏的隔振效果和抗冲击性能都要优于板架箱体浮筏的隔振效果.为了得到最优的参数匹配,吴杨俊^[12]建立动力包隔振系统18自由度数学模型,运用Sobol法对隔振参数进行全局灵敏度分析,并以机组振动烈度和系统隔振效率为优化目标进行了多目标优化设计.昌耀鹏^[13]对双层主动隔振系统进行了隔振性能和主动控制力的优化.随着隔振系统朝着大型化发展,设备、筏架和基座柔性的影响日益突出. Sciulli 和 In-

man^[14]认为机器的弹性对系统固有频率有显著影响。牛军川和宋孔杰^[15]建立了多激励多支承全柔性隔振系统的一般动力学模型和力学描述,并对比了刚性机器柔性基础、刚性机器刚性基础、柔性机器刚性基础以及全柔性系统的力传递率,研究表明机器和基础柔性均使得传递曲线整体变大并产生新的峰值。李豫川等人^[16]分析了基础刚度和激励频率变化对力传递率、插入损失、振级落差和振动功率流率等不同评价指标的影响规律。

传统线性隔振系统在低频隔振时面临困难,利云云等人^[17]结合双层隔振系统和高静低动刚度隔振系统,提出了双层高静低动刚度隔振系统,并将其与普通的双层线性隔振系统的隔振性能进行比较。结果表明,上层刚度完全线性,下层为准零刚度时系统的隔振性能最好。主动隔振是实现低频隔振的另一种途径。Niu等人^[18]针对双层主动隔振系统,研究了不同控制方式的影响,结果表明:对设备进行控制能达到很好的低频隔振效果,对筏架进行控制能达到很好的中高频隔振效果,同时对设备和筏架进行控制则能达到很好的宽频域隔振效果。

本文针对设计的精密仪器双层隔振装置,结合有限元法和阻抗综合法建立耦合动力学模型,并对隔振装置振动传递特性进行研究。

1 模型描述

根据隔振系统中隔振元件的层数,隔振系统又可以分为单层隔振系统和双层隔振系统。单层隔振系统就是设备与基座之间只有一层隔振元件的隔振系统,双层隔振系统即在动力装置和承载基础之间插入两层隔振器,在隔振器之间放置一个中间质量。双层隔振系统拥有比单层隔振系统更好的高频隔振性能,为了实现较好的隔振效果,建立如图1所示的双层隔振系统。模型主要包含上台面、四个上层隔振器、下台面、四个下层隔振器和支腿等零部件。上层隔振器顶面通过一个螺栓连接到上台面,底面通过四个螺栓连接到下台面;下层隔振器顶面通过一个螺栓连接到下台面,底面通过四个螺栓连接到支腿顶面。隔振器竖直方向的刚度为 $2.5 \times 10^4 \text{ N/m}$,阻尼损耗因子为 0.1。上、下台面尺寸均为 $0.4 \text{ m} \times 0.6 \text{ m}$,上台面厚 20 mm,下台面厚 15 mm,隔振装置总高 800 mm。

该隔振装置为消极隔振系统,四个支腿安装位置承受基础平台的振动加速度激励。计算时假设精密仪器重量范围为 5 ~ 25 kg。本文中精密仪器的隔振需求为对 100 Hz 以上的振动实现 30 dB 以上的振动隔离。

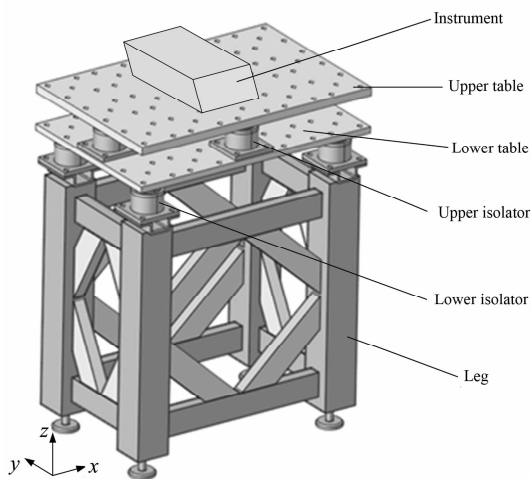


图1 精密仪器隔振装置模型

Fig. 1 Model of vibration isolation device for precision instrument

2 隔振装置动力学建模

2.1 子系统阻抗建模

(1) 仪器设备

仪器设备的尺寸小,自身刚度大,将其简化为刚性质量块,运动微分方程为:

$$\mathbf{M}^{yq} \ddot{\mathbf{x}}^{yq}(t) = \mathbf{f}^q(t) \quad (1)$$

式中: \mathbf{M}^{yq} 为仪器系统的质量矩阵, \mathbf{x}^{yq} 为仪器系统的节点位移列向量, \mathbf{f}^q 为仪器系统的激振力列向量,此处为上台面对仪器设备的反作用力。在频域内可得仪器系统阻抗方程如下:

$$\mathbf{Z}^{yq}(\omega) \mathbf{V}^{yq}(\omega) = \mathbf{F}^{yq}(\omega) \quad (2)$$

式中: \mathbf{Z}^{yq} 为仪器系统的阻抗矩阵, $\mathbf{Z}^{yq}(\omega) = j\omega \mathbf{M}^{yq}$, \mathbf{V}^{yq} 为仪器系统的频域速度列向量, $\mathbf{V}^{yq}(\omega) = j\omega \mathbf{X}^{yq}(\omega)$, $\mathbf{X}^{yq}(\omega)$ 为 $\mathbf{x}^{yq}(t)$ 的频域形式, \mathbf{F}^{yq} 为仪器系统的频域激振力列向量。

(2) 上台面

上台面为连续体,采用有限元法进行建模,如图2所示。抽取上台面的中面,采用尺寸 5 mm 的四边形壳单元进行网格划分,材料密度 7850 kg/m^3 ,弹性模型 $2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$,泊松比 0.3。在仪器安装孔

和隔振器安装孔处建立 Washer 以改善局部网格质量,在孔中心创建节点并通过 MPC 约束与孔上的节点进行耦合,定义仪器安装点和隔振器安装点为上台面的外部节点,对上台面进行模态分析,并提取 10000 Hz 以内的模态参数。

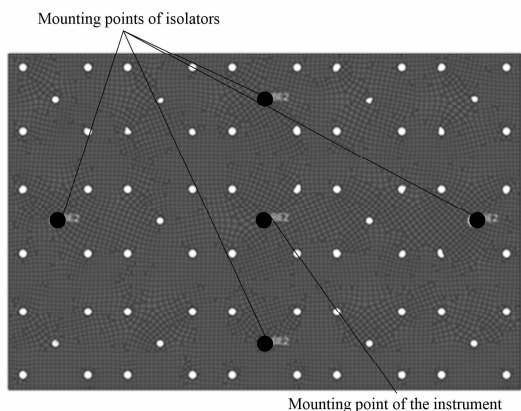


图2 上台面有限元模型
Fig.2 FE model of the upper table

上台面包含 5 个外部节点,每个节点考虑 3 个平移自由度,因此上台面导纳矩阵可表示为 15×15 的矩阵:

$$Y = \begin{bmatrix} Y_{11} & Y_{12} & \cdots & Y_{1n} \\ & Y_{22} & \cdots & Y_{2n} \\ & & \ddots & \vdots \\ \text{对称} & & & Y_{nn} \end{bmatrix} \quad (3)$$

每个导纳元素 Y_{lp} 表示在 p 点施加单位力引起的 l 点的速度响应,可以通过式(4)进行计算。

$$Y_{lp}(\omega) = j\omega \sum_{r=1}^n \frac{u_l^r u_p^r}{K_r - \omega^2 M_r + j\omega C_r} \quad (4)$$

式中: K_r 为模态刚度, M_r 为模态质量, C_r 为模态阻尼, u 为振型, r 为模态阶次, l 为外部节点编号, p 为自由度编号 $p = x, y, z$ 。上台面的阻抗矩阵可以通过导纳矩阵求逆获得:

$$Z^{stm}(\omega) = Y^{stm}(\omega)^{-1} \quad (5)$$

进而可以得到上台面的阻抗方程:

$$Z^{stm}(\omega) V^{stm}(\omega) = F^{stm}(\omega) \quad (6)$$

式中: Z^{stm} 为上台面外部节点的阻抗矩阵, V^{stm} 为上台面外部节点的速度列向量, F^{stm} 为仪器设备和隔振器对上台面外部节点的反作用力。

(3) 隔振器

隔振器质量较小,可以考虑为弹簧阻尼单元进

行建模,也可以通过试验测量其动刚度或阻抗参数。通常厂家仅提供隔振器的静态刚度,因此此处将隔振器处理为弹簧阻尼单元。虽然隔振器底面采用四个螺栓连接,但由于隔振器尺寸相对于整体模型很小,故仍将底面等效为单点连接。以上层隔振器为例,其运动微分方程为:

$$C^{sgzq} \dot{x}^{sgzq}(t) + K^{sgzq} x^{sgzq}(t) = f^{sgzq}(t) \quad (7)$$

式中: C^{sgzq} 为上隔振器系统的阻尼矩阵, K^{sgzq} 为上隔振器系统的刚度矩阵, x^{sgzq} 为上隔振器系统的节点位移列向量, $f^{sgzq}(t)$ 为上隔振器系统的激振力列向量,此处为上、下台面对上层隔振器的反作用力。在频域内可得上层隔振系统的阻抗方程如下:

$$Z^{sgzq}(\omega) V^{sgzq}(\omega) = F^{sgzq}(\omega) \quad (8)$$

式中: Z^{sgzq} 为上隔振器系统的阻抗矩阵, $Z^{sgzq}(\omega) = C^{sgzq} + K^{sgzq}/(j\omega)$, V^{sgzq} 为上隔振器系统的频域速度列向量, $V^{sgzq}(\omega) = j\omega X^{sgzq}(\omega)$, $X^{sgzq}(t)$ 为 $x^{sgzq}(t)$ 的频域形式, F^{sgzq} 为上隔振器系统的频域激振力列向量。

同理可得下层隔振器的阻抗方程:

$$Z^{xgzq}(\omega) V^{xgzq}(\omega) = F^{xgzq}(\omega) \quad (9)$$

式中: Z^{xgzq} 为下隔振器系统的阻抗矩阵, $Z^{xgzq}(\omega) = C^{xgzq} + K^{xgzq}/(j\omega)$, V^{xgzq} 为下隔振器系统的频域速度列向量, $V^{xgzq}(\omega) = j\omega X^{xgzq}(\omega)$, X^{xgzq} 为 x^{xgzq} 的频域形式, F^{xgzq} 为下隔振器系统的频域激振力列向量。

(4) 下台面

下台面有限元建模如图3所示。采用四边形壳单元进行网格划分,网格尺寸 5 mm,材料密度 7850 kg/m³,弹性模量 2.1×10^{11} Pa,泊松比 0.3。在上、下层隔振器安装孔处建立 Washer 以改善局部网格质量,在孔中心创建节点并通过 Rbe2 单元与孔上的节点进行耦合,定义上、下层隔振器安装点为下台面的外部节点。

对上台面进行模态分析,并提取 10000 Hz 以下的模态信息。通过模态参数计算下台面外部节点的导纳元素,并通过矩阵求逆获取阻抗参数,进而可以得到下台面的阻抗方程:

$$Z^{xtm}(\omega) V^{xtm}(\omega) = F^{xtm}(\omega) \quad (10)$$

式中: Z^{xtm} 为下台面外部节点的阻抗矩阵, V^{xtm} 为下台面外部节点的速度列向量, F^{xtm} 为上、下层隔振器对下台面外部节点的反作用力。

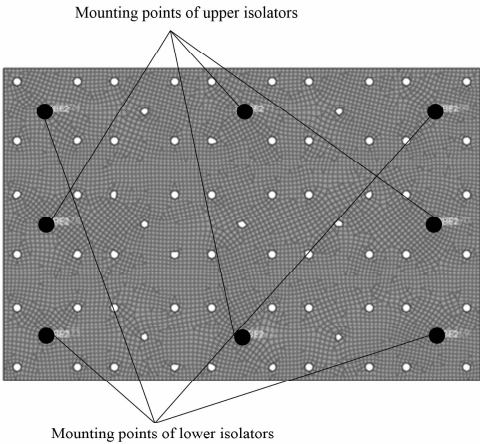


图3 下台面有限元模型
Fig. 3 FE model of the lower table

(5) 支腿

对支腿抽取中面,采用四边形壳单元进行网格划分,有限元模型如图4所示,网格尺寸为5 mm.材料密度7850 kg/m³,弹性模型2.1×10¹¹ Pa,泊松比0.3.在下隔振器安装孔处建立 washer 以改善局部网格质量,在孔中心创建节点并通过 Rbe2 单元与孔上的节点进行耦合,定义下隔振器安装点为下台面的外部节点.同时将支腿与地面的接触面耦合至相应的中心节点,同样定义这些中心节点为外部节点.

对支腿进行模态分析并提取10000 Hz 以内的模态参数.通过模态参数计算支腿外部节点的导纳元素,并通过矩阵求逆获取阻抗参数,进而可以得到下台面的阻抗方程:

$$\mathbf{Z}^z(\omega)\mathbf{V}^z(\omega) = \mathbf{F}^z(\omega)$$

(11)

式中: \mathbf{Z}^z 为支腿外部节点的阻抗矩阵, \mathbf{V}^z 为支腿外

部节点的速度列向量, \mathbf{F}^z 为下层隔振器和钢板基础对下台面外部节点的反作用力.

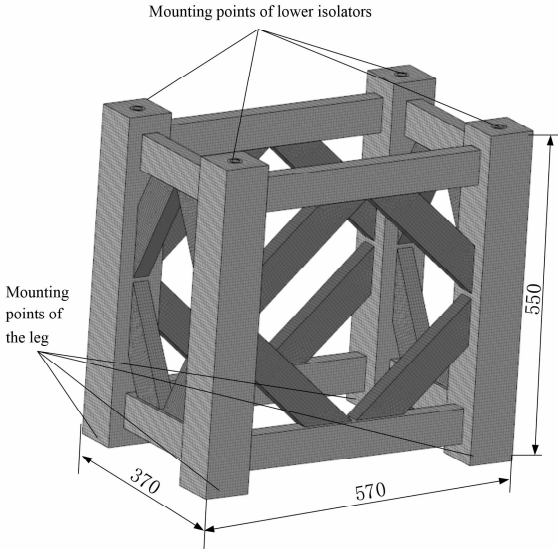


图4 支腿有限元模型
Fig. 4 FE model of the frame

2.2 阻抗综合

将各子系统外部节点按照子系统连接关系进行归类排序,整理各子系统阻抗方程如下所示:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{Z}_{tt}^{zxt} & \mathbf{Z}_{tb}^{zxt} \\ \mathbf{Z}_{bt}^{zxt} & \mathbf{Z}_{bb}^{zxt} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{V}_t^{zxt} \\ \mathbf{V}_b^{zxt} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_t^{zxt} \\ \mathbf{F}_b^{zxt} \end{Bmatrix}$$

(12)

式中: \mathbf{Z} 、 \mathbf{V} 、 \mathbf{F} 分别表示阻抗矩阵、速度向量和激励向量.上标 zxt 表示各个子系统,下标 t 和 b 分别表示与上一子系统和下一子系统的连接节点.

子系统之间的耦合关系如图5所示.各相邻子系统连接节点满足力平衡条件和运动协调条件.系统的激励来源为钢板基础的加速度激励,各子系统截面作用力相互抵消.

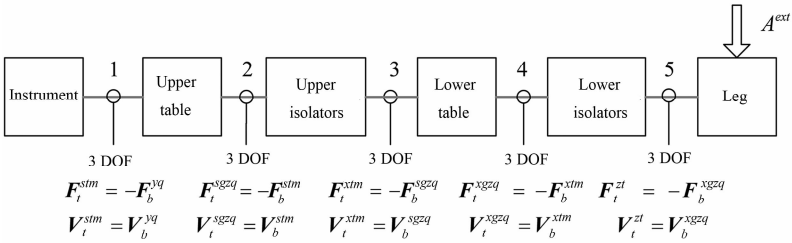


图5 子系统耦合关系示意图
Fig. 5 Schematic diagram of subsystem coupling relationship

通过子系统的阻抗方程、力平衡方程和运动协调方程,可以得到耦合系统的阻抗方程如下所

示^[19]:

$$\mathbf{ZV} = \mathbf{F}$$

(13)

$$\mathbf{Z} = \begin{bmatrix} \mathbf{Z}^{yq} + \mathbf{Z}_{tt}^{stm} & \mathbf{Z}_{tb}^{stm} & & & & \\ \mathbf{Z}_{bt}^{stm} & \mathbf{Z}_{bb}^{stm} + \mathbf{Z}_{tt}^{sgzq} & \mathbf{Z}_{tb}^{sgzq} & & & \\ & \mathbf{Z}_{bt}^{sgzq} & \mathbf{Z}_{bb}^{sgzq} + \mathbf{Z}_{tt}^{xlm} & \mathbf{Z}_{tb}^{xlm} & & \\ & & \mathbf{Z}_{bt}^{xlm} & \mathbf{Z}_{bb}^{xlm} + \mathbf{Z}_{tt}^{xgzq} & \mathbf{Z}_{tb}^{xgzq} & \\ & & & \mathbf{Z}_{bt}^{xgzq} & \mathbf{Z}_{bb}^{xgzq} + \mathbf{Z}_{tt}^{zt} & \mathbf{Z}_{tb}^{zt} \\ & & & & \mathbf{Z}_{bt}^{zt} & \mathbf{Z}_{bb}^{zt} \end{bmatrix}$$
$$\mathbf{V} = \{ \mathbf{V}^{yq} \quad \mathbf{V}_t^{sgzq} \quad \mathbf{V}_b^{sgzq} \quad \mathbf{V}_t^{xlm} \quad \mathbf{V}_b^{xgzq} \quad \tilde{\mathbf{V}}_b^{zt} \}^T$$
$$\mathbf{F} = \{ 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \mathbf{F}_b^{zt} \}^T$$

基础振动加速度为整个系统的激励源,其大小可以通过试验测量.系统隔振效率与激励的幅值无关,在计算 x,y,z 三个方向的隔振效率时分别在四个支腿安装点施加对应方向的单位振动加速度,为简化计算,不考虑不同支腿安装点的振动相位差异.式(13)中基础振动速度可以通过振动加速度转换获得:

$$\tilde{\mathbf{V}}_b^{zt}(\omega) = \tilde{\mathbf{A}}_b^{zt}(\omega) / (j\omega) \tag{14}$$

式(13)中阻抗矩阵为已知量,速度向量中支腿安装点的振动速度 $\tilde{\mathbf{V}}_b^{zt}$ 也为已知量,因此通过求解方程可以得到系统所有节点的振动速度,进而通过子系统阻抗方程可以得到子系统之间的相互作用力.系统隔振效率可以采用加速度传递率来描述:

$$\begin{cases} T_{A,x} = A_x^{yq} / A_{b,x}^{zt} \\ T_{A,y} = A_y^{yq} / A_{b,y}^{zt} \\ T_{A,z} = A_z^{yq} / A_{b,z}^{zt} \end{cases} \tag{15}$$

式中: T_A 为加速度传递率, A^{yq} 为仪器设备的振动加速度, A_b^{zt} 为支腿安装点振动加速度.

2.3 方法验证

为了验证本文的计算方法,采用文献[20]所述方法对隔振系统进行分析.两种方法的加速度传递率对比如图 6 所示.

在低频时两种方法吻合良好,前两阶固有频率均为 5 Hz 和 15 Hz,由于阻尼的计入方式存在差异,峰值对应的加速度传递率略有差异.在高频时由于文献[20]没有考虑台面柔性,因此加速度传递率变化平缓,而本文方法考虑了台面和支腿的柔性,因此高频时传递率曲线整体抬升且某些频率下会出现共振.

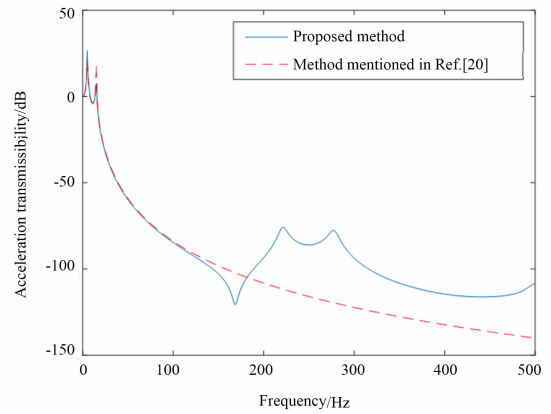


图 6 不同方法竖直方向加速度传递率对比
Fig. 6 Comparison of vertical acceleration transmissibility of different methods

3 参数影响分析

3.1 仪器质量影响

分别计算仪器质量 5 kg、15 kg 和 25 kg 下隔振装置的加速度传递率,如图 7 所示.整体来看,仪器质量越大,高频隔振效果越好.在 100 Hz 以上能满足不同仪器 30 dB 的隔振要求.

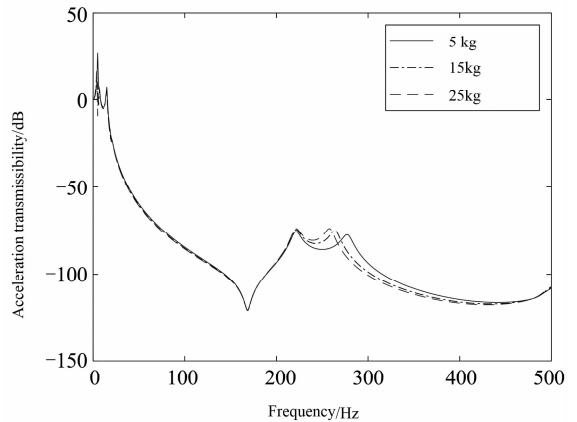


图 7 仪器质量对竖直方向加速度传递率影响
Fig. 7 Influence of instrument mass on vertical acceleration transmissibility

3.2 结构参数影响

(1)上台面厚度的影响

分别计算上台面厚度为 15 mm、20 mm 和 25 mm 时隔振装置的加速度传递率,如图 8 所示.增大上台面厚度整体提升了 100 Hz 以上的隔振效率,但由于改变板厚影响了系统模态,因此在 100 ~ 400 Hz 区间的两个共振峰间距变大.

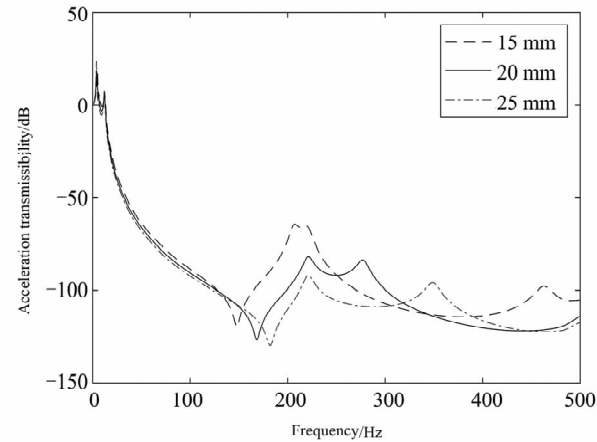


图 8 上台面厚度对竖直方向加速度传递率影响
Fig. 8 Influence of the upper plate thickness on vertical acceleration transmissibility

(2)下台面厚度的影响

下台面厚度为 10 mm、15 mm 和 20 mm 时隔振装置的加速度传递率如图 9 所示.增大下台面板厚使得整体隔振效率增大,但不如上台面厚度的影响显著.由于系统模态的影响,增大下台面板厚使得 100 ~ 300 Hz 处的两个共振峰间距变小.

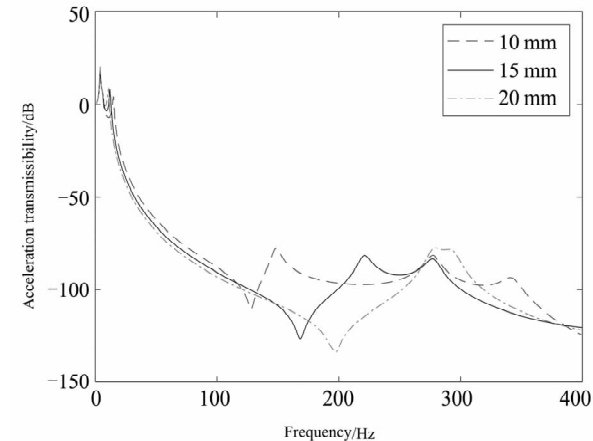


图 9 下台面厚度对竖直方向加速度传递率影响
Fig. 9 Influence of the lower plate thickness on vertical acceleration transmissibility

(3)支腿缀条的影响

为了分析支腿缀条对隔振性能的影响,去除支腿所有斜缀条,支腿模型如图 10 所示.去除缀条前

后隔振装置的加速度传递率如图 11 所示.缀条对竖直方向的隔振效率几乎没有影响,但会显著影响 x 方向和 y 方向的隔振效率.去除缀条后减小了刚度,使得 77 Hz 附近的共振峰左移到 51 Hz 附近,不利于低频隔振,但在 100 ~ 500 Hz 区间内的隔振效率有所提升.

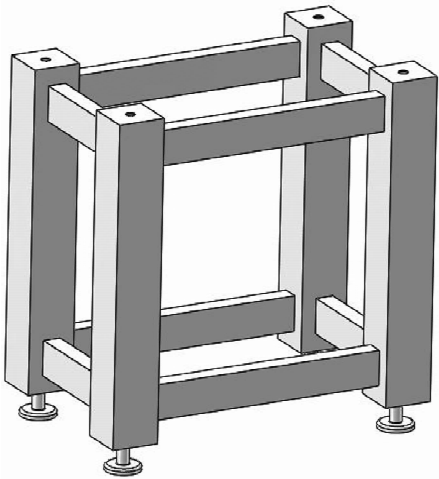


图 10 去掉缀条后的支腿模型
Fig. 10 Frame model with the lacing bars removed

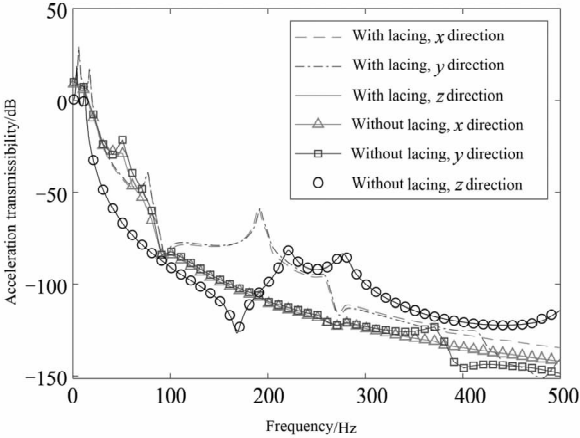


图 11 支腿结构对加速度传递率的影响
Fig. 11 Influence of the frame structure on the acceleration transmissibility

3.3 隔振器参数影响

(1)隔振器刚度的影响

分别将隔振器的刚度放大一倍和减小一半,系统加速度传递率如图 12 所示.隔振器刚度对加速度传递率有很大的影响,增大刚度使得加速度传递率增大约 12 dB,不利于隔振.

(2)隔振器阻尼的影响

分别将隔振器的阻尼放大一倍和减小一半,系统的加速度传递率如图 13 所示.增大隔振器阻尼使得系统共振峰值降低,但对整体高频隔振性能几乎没有影响.

3.4 隔振器型号影响

对隔振装置分别选用 A 型和 B 型隔振器,对应竖向刚度分别为 $0.9 \times 10^4 \text{ N/m}$ 和 $2.5 \times 10^4 \text{ N/m}$,阻尼损耗因子均为 0.1. 分别进行系统振动传递

分析,结果如图 8 和图 9 所示. 可以看出两款隔振器都能满足 100 Hz 以上频率 30 dB 的隔振需求. A 型隔振器由于刚度较低,因此具有更高的隔振效率.

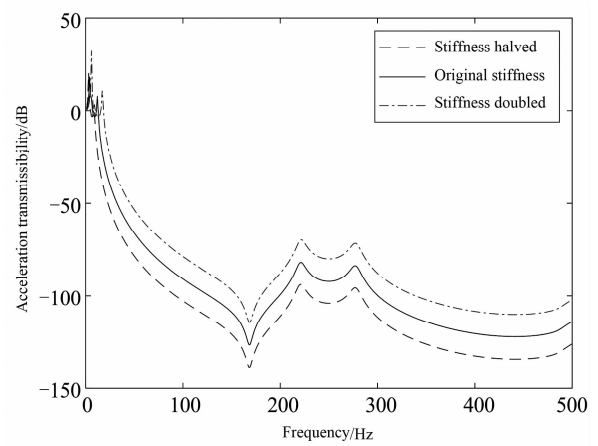


图 12 隔振器刚度对加速度传递率的影响
Fig. 12 Influence of isolator's stiffness on the vertical acceleration transmissibility

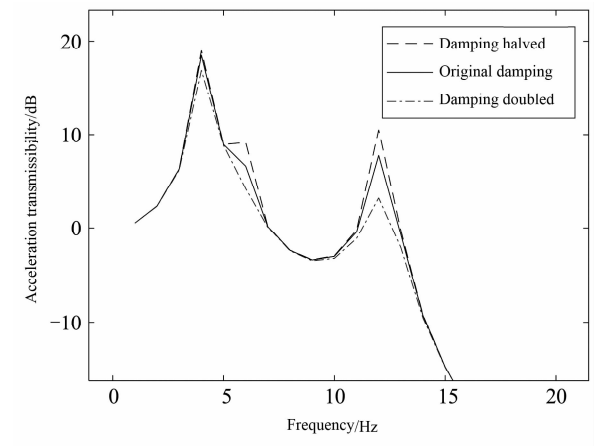


图 13 隔振器阻尼对加速度传递率的影响
Fig. 13 Influence of isolator's damping on the vertical acceleration transmissibility

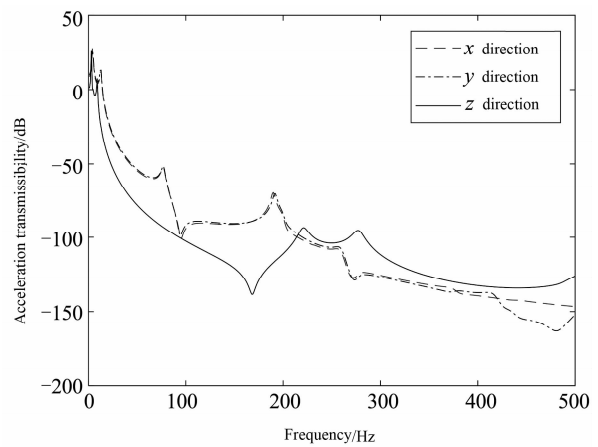


图 14 A 型隔振器加速度传递率
Fig. 14 Acceleration transmissibility of the system with A-type vibration isolator

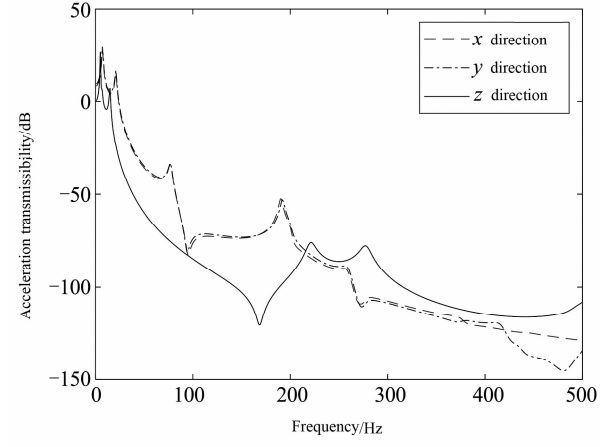


图 15 B 型隔振器加速度传递率
Fig. 15 Acceleration transmissibility of the system with B-type vibration isolator

4 结论

针对试验台精密仪器隔振需求,设计了双层隔振装置. 通过结合有限元法和阻抗综合法建立了双层消极隔振系统耦合动力学分析模型,并对隔振装置的振动传递特性进行分析,发现该隔振装置可以满足 100 Hz 以上 30 dB 的隔振需求. 通过分析仪器设备质量、上台面厚度、下台面厚度、支腿结构型式、隔振器刚度和阻尼等参数对系统隔振效率的影响规律,发现增加上台面厚度和减小隔振器刚度都能显著提高隔振效率,改变下台面厚度和支腿结构,通过改变系统模态从而影响隔振效果,仪器设备的质量和隔振器阻尼对隔振效果影响较小.

参 考 文 献

1 林巨广,马登政. 电动汽车三合一驱动系统振动噪声分析与优化. 汽车技术,2021(3):20~25(Lin J G, Ma D Z. NVH analysis and optimization of electric vehicle triad drive system. *Automobile Technology*, 2021(3):20~25(in Chinese))

2 沈建平,孙少龙. 基于高速机的船舶低振动推进机组设计及试验. 噪声与振动控制,2021,41(1):140~144,183(Shen J P, Sun S L. Design and experiment for low vibration propulsion of the ship using high speed diesel engines. *Noise and Vibration Control*, 2021,41(1):140~144,183(in Chinese))

- 3 朱石坚,何琳. 双层隔振系统隔振效果研究. 海军工程大学学报,2002(6):6~9(Zhu S J, He L. Study on the vibration-isolation effect of double-stage vibration-isolation systems. *Journal of Naval University of Engineering*, 2002(6):6~9(in Chinese))
- 4 许树浩,桂洪斌. 浮筏系统隔振性能的功率流评价指标. 船舶力学,2012,16(5):567~572 (Xu S H, Gui H B. Power flow estimation of float raft isolation system. *Journal of Ship Mechanics*, 2012,16(5):567~572 (in Chinese))
- 5 王国治,李良碧. 船舶浮筏系统动力学特性的影响因素研究. 中国造船,2002(1):45~53 (Wang G Z, Li L B. Research on influences on dynamical characteristics of ship floating raft. *Shipbuilding of China*, 2002(1):45~53(in Chinese))
- 6 张华良,傅志方,瞿祖清. 浮筏隔振系统各主要参数对系统隔振性能的影响. 振动与冲击,2000,19(2):5~8,4 (Zhang H L, Fu Z F, Qu Z Q. The effects of parameters of floating raft Isolation system on ITS isolation characteristics. *Journal of Vibration and Shock*, 2000, 19(2):5~8,4(in Chinese))
- 7 刘兴天,孔祥森,孙杰,等. 隔振对象重量变化对准零刚度隔振器隔振性能的影响. 动力学与控制学报,2021,19(1):63~67 (Liu X T, Kong X S, Sun J, et al. Effect of load imperfection on vibration isolation performance of a quasi-zero-stiffness isolator. *Journal of Dynamics and Control*, 2021,19(1):63~67(in Chinese))
- 8 徐伟,邱元燃,胡泽超. 不同中间质量形式的双层隔振系统对比研究. 海军工程大学学报,2021,33(3):62~66,105 (Xu W, Qiu Y R, Hu Z C. Research on two-stage mounting systems with different forms of intermediate mass. *Journal of Naval University of Engineering*, 2021,33(3):62~66,105(in Chinese))
- 9 况成玉,张志谊,华宏星. 周期桁架浮筏系统的隔振特性研究. 振动与冲击,2012,31(2):115~118,135 (Kuang C Y, Zhang Z Y, Hua H X. Vibration isolation characteristics analysis of a floating raft system constructed with periodic truss structures. *Journal of Vibration and Shock*, 2012,31(2):115~118,135(in Chinese))
- 10 程世祥,张志谊,华宏星. 周期桁架结构浮筏隔振特性分析与实验研究. 噪声与振动控制,2011,31(6):5~9 (Cheng S X, Zhang Z Y, Hua H X. Analysis and experiment on vibration isolation characteristics of a periodic truss raft system. *Noise and Vibration Control*, 2011,31(6):5~9(in Chinese))
- 11 吴选福,王壮,陈威,等. 两种箱体浮筏结构抗冲击及全频段隔振效果对比分析. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版),2022,46(2):253~258 (Wu X F, Wang Z, Chen W, et al. Comparative analysis of impact resistance and full frequency vibration isolation effect of two kinds of boxed floating raft structures. *Journal of Wuhan University of Technology*, 2022,46(2):253~258 (in Chinese))
- 12 吴杨俊,徐翠强,陈杰,等. 内燃动力包隔振参数灵敏度分析及优化设计. 中南大学学报(自然科学版),2021,52(11):3872~3884 (Wu Y J, Xu C Q, Chen J, et al. Sensitivity analysis and optimization design of parameters of vibration isolation for power pack. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2021, 52(11):3872~3884(in Chinese))
- 13 昌耀鹏,周加喜,徐道临. 双层主动隔振系统优化设计方法研究. 动力学与控制学报,2022,20(1):35~41 (Chang Y P, Zhou J X, Xu D L. Research on optimization design method of double layer active vibration isolator system. *Journal of Dynamics and Control*, 2022,20(1):35~41(in Chinese))
- 14 Sciulli D, Inman D J. Isolation design for full flexible systems. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 1999(10):813~824
- 15 牛军川,宋孔杰. 多激励多支承全柔性隔振系统的传递特性分析. 机械工程学报,2011,47(7):59~64 (Niu J C, Song K J. Transmission characteristics of fully flexible isolation systems subjected to multi-excitations and supported by multi-mounts. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011,47(7):59~64(in Chinese))
- 16 李豫川,翁泽宇,唐杰,等. 柔性基础双层隔振系统隔振效果评价的研究. 噪声与振动控制,2018,38(6):172~177 (Li Y C, Weng Z Y, Tang J, et al. Evaluation of vibration isolation effect of double-layer isolation systems with flexible foundations. *Noise and Vibration Control*, 2018,38(6):172~177(in Chinese))
- 17 利云云,周徐斌,陈卫东,等. 一类双层高静低动刚度隔振系统动力学特性和应用局限性研究. 振动工程学报,2021,34(2):364~371 (Li Y Y, Zhou X B, Chen W D, et al. Dynamic characteristics and application restrictions of a two-stage vibration isolation system with high-static-low-dynamic stiffness. *Journal of Vibration Engineering*, 2021,34(2):364~371(in Chinese))
- 18 Niu J C, Song K J, Lim C W. On active vibration isolation of floating raft system. *Journal of Sound and Vibration*, 2005,285(1-2):391~406
- 19 任亚峰,常山,刘更,等. 箱体柔性对齿轮传动系统动态特性的影响分析. 振动与冲击,2017,36(14):85~91,103 (Ren Y F, Chang S, Liu G, et al. Influence of housing flexibility on the dynamic characteristics of gear transmission systems. *Journal of Vibration and Shock*, 2017,36(14):85~91,103(in Chinese))
- 20 宋孔杰. 机械阻抗法在振动隔离技术中的应用. 噪声与振动控制,1983(4):44~49 (Song K J. Application of mechanical impedance method in vibration isolation technology. *Noise and Vibration Control*, 1983(4):44~49(in Chinese))

VIBRATION TRANSMISSION CHARACTERISTICS ANALYSIS
OF VIBRATION ISOLATION DEVICE FOR MEASUREMENT
AND CONTROL INSTRUMENT OF TEST-BED

Ma Junde^{1†} Wang Haiwei²

(1. *Xi'an Aerospace Propulsion Test Technology Institute, Xi'an 710100, China*)

(2. *Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China*)

Abstract The precision measurement and control instruments of the test-bed will be disturbed by the vibration equipment in the working process, which will affect its normal operation. Therefore, it is necessary to use the vibration isolation device for vibration protection. Taking the double-layer vibration isolation device as the research object, a multi-mount and multi-dimensional flexible dynamic model is established by combining the finite element method and impedance synthesis approach. The effects of different instrument mass, system structure and isolator parameters on the vibration transmission characteristics of the vibration isolation device are analyzed. The results show that the designed double-layer vibration isolation device can meet the application requirements. Increasing the thickness of the upper table and reducing the stiffness of the vibration isolator can significantly improve the vibration isolation efficiency.

Key words precision instrument, vibration isolation device, impedance synthesis approach, vibration transmission, double-layer vibration isolation

Received 12 July 2021, revised 14 September 2021.
† Corresponding author E-mail:263359070@qq.com