

文章编号: 1001-4888(2023)05-0655-10

# 单层缓冲材料振动传递特性 测试装置的设计与验证\*

李毅, 温时宝, 于振, 王继微, 张振秀

(青岛科技大学 高分子科学与工程学院, 山东青岛 266042)

**摘要:** 现有振动传递特性测试装置存在如下不足: (1) 国家标准 GB/T 8169—2008 中振动传递特性装置只能进行双层缓冲材料测试, 无法反映材料本身特性, 同时其采用的整体式质量系统在进行多个载荷测试时需要准备较多规格质量块, 成本较高; (2) 单层振动传递特性装置解决了材料本身的测试问题, 但装置制作成本和安装复杂度高, 同时配套的秤砣式质量系统由于其重心不在几何中心容易导致质量块的重心偏移导杆中心, 影响质量块的竖直运动。为解决上述不足, 设计开发了直接固定于振动台台面的单层缓冲材料振动传递特性测试装置。装置主要包括 2 个部分, 质量导向装置和质量系统。其中质量系统本身由活结螺杆与砝码式质量块快速组合形成, 其质量在 1.95kg~23.48kg 可调。质量导向装置直接固定于振动台台面。质量系统与质量导向装置配合能保证在振动过程中只进行竖直方向运动。利用该装置采用密度为 20kg/m<sup>3</sup> 的 EPO(Expanded Polyolefin) 塑料泡沫进行了 2 种载荷条件下的正弦扫频振动传递特性试验, 得到了各自的传递率-频率关系曲线; 进一步采用万能材料试验机和 DMA(Dynamic Mechanical Analysis) 分别进行静态压缩和压缩模式扫频试验, 得到了对应 2 种静应力下的弹性模量和损耗因子数值; 再按照单自由度有阻尼系统受迫振动的理论, 计算出对应的共振频率和传递率数据并与该装置的测试结果进行比较, 结果表明共振频率和传递率误差都在 10% 以内。利用本文所设计的装置可以快速得到缓冲材料本身在不同静应力条件下的振动传递特性曲线, 再根据曲线的峰值传递率可进一步计算得到材料的阻尼特性参数。

**关键词:** 缓冲材料; 振动传递特性; 固有频率; 阻尼比; 固定装置; 质量系统

**中图分类号:** O329; TB534<sup>+</sup>.2 **文献标识码:** A **DOI:** 10.7520/1001-4888-22-176

## 0 引言

缓冲、减振性能对于材料的力学应用有着十分重要的意义<sup>[1-5]</sup>, 其中减振性能要通过振动传递特性试验确定, 试验通过振动传递特性测试系统完成, 该系统由被测试材料、压紧装置、质量块和振动台组成<sup>[6-7]</sup>, 试验时分别在振动台台面和质量块上安装加速度传感器, 通过记录扫频状态下随频率变化的激励和响应加速度, 计算响应加速度与激励加速度的比值, 从而得到系统的传递率与频率关系曲线, 即系统的振动传递特性<sup>[8-9]</sup>。振动传递特性测试适用于评定在正弦振动激励作用下缓冲材料的振动传递(隔振)特性以及对被保护对象的保护能力<sup>[10]</sup>。

目前大部分文献<sup>[7, 11-13]</sup>采用双层缓冲材料振动传递特性试验装置进行缓冲系统的振动传递特性

\* 收稿日期: 2022-07-15; 修回日期: 2022-11-24

通信作者: 温时宝(1976-), 男, 博士, 副教授。主要研究领域: 缓冲材料力学、运输包装设计及超临界流体发泡高分子材料开发。

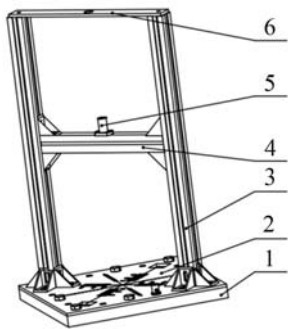
Email: wenshibao@qust.edu.cn

测试,安装该装置时首先将质量块置于上下 2 层缓冲材料之间组成缓冲系统,然后再将缓冲系统置于固定在振动台台面上的压紧框架下,进行振动传递特性试验,但这种测试方法和装置存在着 2 个问题:(1)由于缓冲材料具有弹性且振动过程中易于产生变形,使得压紧框架的压紧力不易控制,导致振动时缓冲材料和质量块容易发生水平偏移,无法得到准确的试验结果。(2)由于上下 2 层缓冲材料受力不同,因此所得结果是缓冲材料与质量块组成系统的传递特性,而非缓冲材料本身的振动传递特性。为了解决问题(1),避免质量块与缓冲材料发生偏移,GB/T 8169—2008<sup>[14]</sup>采用在压紧框架周边放置泡沫材料的方法阻挡质量块的水平移动,而这会对试验结果产生一定的影响;为了解决问题(2),即得到缓冲材料本身的振动传递特性,冯涛等<sup>[15]</sup>用黏合剂将质量块、缓冲材料与振动台台面黏合在一起进行单层缓冲材料的振动传递试验,但振动过程中缓冲材料会承受拉伸、压缩 2 种应力,与缓冲材料实际应用场景只受压力的情形不符。

本文针对现有双层及单层缓冲材料振动传递特性测试装置所存在的不足,设计并制作了单层缓冲材料振动传递测试装置,包含质量导向装置、台面垫板以及质量系统。

## 1 质量导向装置的设计

Sek 等<sup>[16]</sup>在测试材料本身的振动传递特性时,使用了振动质量块导向装置,该装置采用 H 状结构,H 状结构底部两端固定于振动台基座,H 状结构中间横梁位于振动台台面正上方,横梁中间安装有竖向直线轴承用于质量块导向;质量块上部的导杆与横梁的直线轴承配合,使得质量块只能在竖直方向上运动,限制质量块的水平移动。由于文献<sup>[16]</sup>中导向装置未安装在振动台台面上,振动过程中 H 状结构



1. 振动台台面;2. 台面垫板;3. 立柱;  
4. 横梁;5. 直线轴承;6. 固定板

图 1 导向装置结构图

Fig. 1 Structure diagram of guiding device

导向装置处于静止状态,不影响振动台的工作载荷,从而使得振动台有效工作载荷(即质量块质量)范围更大,但该装置质量块导杆与直线轴承之间的导向运动行程相对较大,对其互相配合的精度有较高要求,制作成本和安装的复杂度相对较高。

为了利用文献<sup>[16]</sup>中导向装置的优点,同时避免其不足,发现直接在振动台台面上安装导向装置更易于安装固定,同时导向装置与振动台台面同步运动,也可减小质量块导杆与导向装置的相对运动行程,进一步减小了直线轴承与导杆摩擦对振动的影响。据此,本文选择直接在边长为 300mm 的振动台台面设计导向装置(图 1)。导向装置的主体(立柱 3 和横梁 4)选用截面 30mm×30mm 的铝型材,组合为 H 状支架,通过角件直接固定于振动台台面;横梁 4 的中心安装直线轴承,用于与质量系统的导杆配合进行竖直导向。为了保证样品的最大放置空间,导向装置在振动台台面上采用了对角式布置。

## 2 台面垫板的设计

为了便于安装,同时降低振动台台面的自重,振动台台面本身采用网格结构而且带有固定孔。在缓冲材料测试过程中,要保证样品能与振动台台面全面接触,同时便于对缓冲材料进行水平限位,因此需要对振动台台面进行处理,即设计台面垫板。

台面垫板要求具有 4 个方面的功能:(1)缓冲材料放置位置表面的平整性,以便使缓冲材料与台面完全接触。(2)避免缓冲材料在振动过程中发生水平移动,便于对缓冲材料进行限位。(3)需要与振动台台面进行连接固定,从而保证振动激励的刚性传递。(4)需要对导向装置进行定位以及固定。

根据上述 4 个要求,设计如图 2 所示台面垫板结构:(1)选择铁质材料作为台面垫板,能够使用圆柱形磁铁在缓冲材料周围进行水平方向限位。(2)垫板中心部分为平面实心结构,保证缓冲材料与台面完全接触。(3)在垫板中心刻制有对称的尺寸刻度线 2(包括方形样品位置 4 与圆形样品位置 5 刻度线)

作为参照,确保试验样品置于台面中心位置,保证振动测试的准确性。(4)与振动台面对应,在台面垫板周边均匀布置固定孔 1,以便于与振动台台面的连接与固定。(5)在台面垫板对角处开有 4 个立柱定位孔 3,用于导向装置 H 形框架立柱的安装定位。

### 3 质量系统的设计

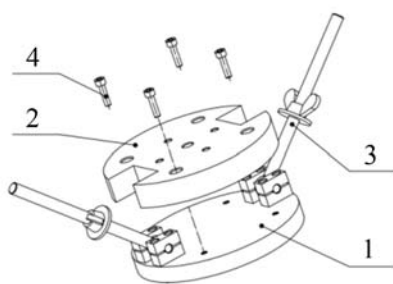
#### 3.1 质量系统结构设计

现有的质量系统主要是整体式结构(水泥块和金属块),少数采用组合式结构。Csavajda 等<sup>[17]</sup>论文中的固定重量水泥方形质量块以及卢富德等<sup>[18]</sup>论文中的圆盘式固定重量圆形质量块都是整体式质量块,缓冲材料在使用过程中往往需要承受不同的载荷,若要对不同载荷条件进行测试需要制作多种规格的整体式质量块备用;Sek 等<sup>[16,19]</sup>采用的秤砣式组合圆形质量块,由于秤砣采用了单侧开口结构,组合后容易导致质量块的重心偏移导杆中心,会影响质量块的运动;温时宝等<sup>[20]</sup>设计了一种方形组合式质量块,但结构组合繁琐。总之采用整体式结构质量块需要定制多个规格的质量块,制作成本较高,而现有的组合式质量块与本文第 1 节设计的导向装置无法配合,同时其组合效率和稳定性也不高,因此需要设计制作具有以下功能的质量系统:(1)质量系统为组合结构,便于组合出各种重量。(2)质量系统要能与导向系统进行匹配,以保证振动过程中质量系统只能做竖直运动。(3)质量系统必须为刚性结构,同时重心必须位于质量块中心<sup>[21]</sup>,以保证质量块不影响缓冲材料的振动传递特性。

根据上述要求,本文做了如下工作:(1)设计了活结螺杆式快速组合圆形质量系统,该系统可以利用活结螺杆实现质量块的快速拆卸和组合,并配合导向装置进行缓冲材料的振动传递特性测试。(2)设计了对称式砝码式质量块以保证质量系统重心始终处于中心轴线上。(3)将质量系统设计为圆形对称结构,保证在振动过程中质量系统即使发生转动也不影响质量系统与缓冲材料的全面接触,同时圆形质量系统的底面直径为 150mm,以满足一般条件下的材料测试要求。

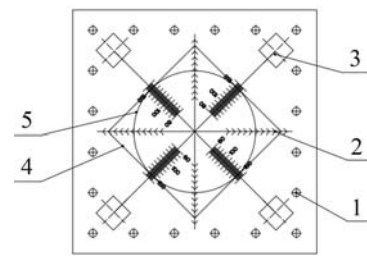
活结螺杆式快速组合圆形质量系统整体由 3 部分组成:底座组件、砝码式质量块和导向组件。

图 3 所示为底座组件结构示意图,底座组件由 4 部分组成:底板 1、垫板 2、活结螺杆组件 3 和螺栓 4。活结螺杆组件 3 中的螺杆可绕轴自由转动,调节蝶形螺母位置可以实现质量块的快速拆卸与组合。底板 1 设计了铝和铁 2 种不同的材质零件,垫板 2 采用了竹木和铁 2 种材质,以便于实现不同的质量组合。



1. 底板;2. 垫板;3. 活结螺杆组件;4. 螺栓  
图 3 质量系统底座结构组合示意图

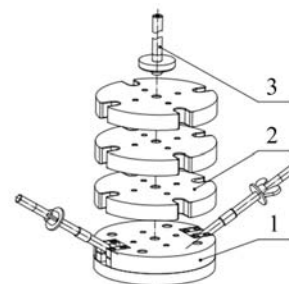
Fig. 3 Schematic diagram of combination structure for the base of mass system



1. 固定孔;2. 刻度线;3. 立柱定位孔;  
4. 方形样品位置;5. 圆形样品位置

图 2 台面垫板结构图

Fig. 2 Structure diagram of platform board



1. 底座组件;2. 砝码式质量块;3. 导杆组件  
图 4 质量系统结构组合示意图

Fig. 4 Schematic diagram of combination structure for the mass system

图 4 所示为一个完整质量系统的组成示意图,在图 3 底座的基础上,我们又设计了类似于砝码的质量块以及导杆组件:(1)砝码式质量块,为对称式四向带口槽结构,便于直接放置在底座组件 1 上并与活

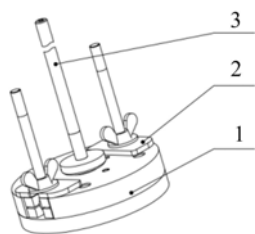
结螺杆进行配合固定,如图4中砝码式质量块2。(2)导杆组件3,由单端带螺纹圆杆与锁紧螺母组成,固定于最上层的砝码式质量块2中心,用于与导向装置进行配合,如图4中导杆组件3。

图4中,在底座组件1的基础上,根据需要安装不同重量和数量的砝码式质量块2,底座组件1中活结螺杆组件的螺杆嵌入砝码式质量块2的口槽,再由活结螺杆组件的蝶形螺母压紧这些质量块,最后在顶部质量块中心安装导杆组件3,即快速组合形成刚性的质量系统。

以图3和图4结构作为基础,本文设计出如图5和图6所示组合结构方案。

图5是质量系统的最小质量结构组合:该组合直接采用底座组件1加导杆组件3组成,导杆组件3直接安装于底座组件1垫板的中心,根据所用底板和垫板材质的不同实现不同底座质量组合;为了固定底座组件1的活结螺杆,在垫板的H形开口部位放置钢制U形压板2并直接用蝶形螺母紧固,使得质量系统成为刚性结构。

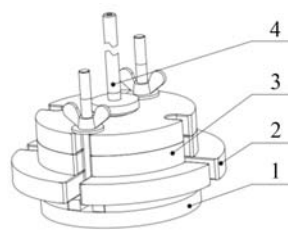
图6所示为在底座组件1上固定不同大小砝码式质量块的质量系统结构组合,在底座组件1上放置不同数量的大质量块2和小质量块3进行组合,然后将底座组件1上活结螺杆组件中的蝶形螺母压紧顶部质量块,再将导杆组件4直接固定于顶部质量块中心。其中大质量块2为4.50kg,小质量块3为2.56kg,都为砝码式质量块,结构相同但尺寸大小不同。



1. 底座组件;2. 钢制U形压板;3. 导杆组件

图5 最小质量系统结构组合

Fig. 5 Combination structure of the minimum mass system



1. 底座组件;2. 大质量块;3. 小质量块;4. 导杆组件

图6 质量系统结构组合

Fig. 6 Combination structure of the mass system

图5和图6中的质量系统结构,竖直方向完全是轴对称结构,重心位于导杆中心轴上,不需要担心Sek等<sup>[16,19]</sup>采用单开口非对称砝式组合圆形质量块带来的重心偏移导致振动不准确的问题,同时质量系统的重新组合也非常方便。

### 3.2 质量系统组合设计

根据图3结构,不同材质的底座构件,可以实现3种方案的底座质量组合,结果见表1。

表1 底座组合方案

Tab. 1 Combination scheme of the base

构件及材质	铝底板 质量/kg	钢底板 质量/kg	竹垫板 质量/kg	钢垫板 质量/kg	活结螺杆 组件质量/kg	4个螺栓 的质量/kg	底座总质量 /kg
组合1	0.68	—	0.40	—	0.30	0.01	1.39
组合2	—	2.06	0.40	—	0.30	0.01	2.77
组合3	—	2.06	—	2.72	0.30	0.01	5.09

根据图3至图6结构以及表1底座组合方案,按照零件的材质、数量和质量的的不同,本文实现了13种组合质量方案(见表2)。由于活结螺杆长度的限制,底座上面最多可以放置4层质量块,因此表2组合方案可实现从1.95kg~23.48kg质量的组合,组合级差为1kg~3kg。

对于直径150mm的圆形缓冲材料样品,质量系统可对其产生1.08kPa~13.03kPa的静载荷应力。若缓冲材料面积减小,静载荷应力还可以相应增加。若缓冲材料为边长100mm的正方形样品,则这些质量组合可实现1.91kPa~23.01kPa的静载荷应力。制作更多不同质量的砝码式质量块可以实现更多的质量组合,以提供更大的静载荷和更小的组合级差。

表 2 质量系统组合方案  
Tab. 2 Combination scheme of mass system

方案	底座方案	底座方案质量/kg	钢制 U 形压板质量/kg	导杆组件质量/kg	小质量块数量×单个质量 /kg	大质量块数量×单个质量 /kg	总质量 /kg
1	组合 1	1.39	0.17	0.39	—	—	1.95
2	组合 2	2.77	0.17	0.39	—	—	3.33
3	组合 1	1.39	—	0.39	1×2.56	—	4.34
4	组合 3	5.09	0.17	0.39	—	—	5.65
5	组合 3	5.09	—	0.39	1×2.56	—	8.21
6	组合 3	5.09	—	0.39	—	1×4.50	9.98
7	组合 3	5.09	—	0.39	2×2.56	—	10.77
8	组合 3	5.09	—	0.39	3×2.56	—	13.33
9	组合 3	5.09	—	0.39	4×2.56	—	15.89
10	组合 3	5.09	—	0.39	3×2.56	1×4.50	17.66
11	组合 3	5.09	—	0.39	2×2.56	2×4.50	19.60
12	组合 3	5.09	—	0.39	1×2.56	3×4.50	21.54
13	组合 3	5.09	—	0.39	—	4×4.50	23.48

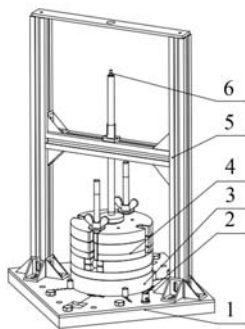
## 4 装置的组装和试验验证

### 4.1 台面垫板和质量导向装置的安装

首先用螺栓将台面垫板 1 与振动台台面固定,然后将组装为一体结构的质量导向装置 5 对角式放置于台面垫板 1 的定位孔中,用角件通过螺栓将质量导向装置 5 的立柱与台面垫板 1 和振动台面固定在一起,如图 7 所示。

### 4.2 缓冲材料的放置和质量系统的安装

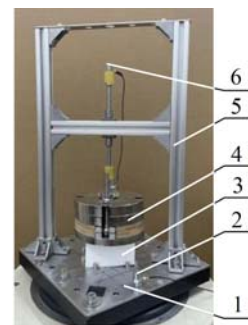
参考台面垫板表面的刻度线,将圆形样品(图 7)或者方形样品(图 8)放置在台面垫板的中心,并在样品周围放置圆柱形磁铁对样品进行限位。



1. 台面垫板;2. 激励加速度传感器;3. 圆形样品;  
4. 质量系统;5. 质量导向装置;6. 响应加速度传感器

图 7 装置组装结构图

Fig. 7 Structure of device assembly



1. 台面垫板;2. 激励加速度传感器;3. 方形样品;  
4. 质量系统;5. 质量导向装置;6. 响应加速度传感器

图 8 装置实物照片

Fig. 8 Physical picture of device

将图 4 中质量系统导杆组件 3 的导杆穿过图 1 中横梁 4 上的直线轴承 5;再将图 3 所示的质量系统底座放置在已放置好的限位样品上方;选定表 2 的质量系统组合方案后,将导杆组件与底座组件(图 5)或者与顶部质量块(图 6)安装固定;最后将底座组件活结螺杆组件的螺杆嵌入质量块的口槽,再用蝶形

螺母将质量块与底座组件刚性锁紧。

### 4.3 振动传递特性测试系统的搭建

如图 7 和图 8 所示,在台面垫板上安装激励加速度传感器,在质量系统导杆组件导杆顶端安装响应加速度传感器,2 个传感器连接到数据采集系统,装置即搭建完成,启动振动台即可进行装置的实测验证。

### 4.4 装置的验证

#### 4.4.1 装置的直接测试结果

以密度为  $20\text{kg/m}^3$ 、长宽高为  $100\text{mm}\times 100\text{mm}\times 20.5\text{mm}$  的 EPO(Expanded Polyolefin)塑料泡沫作为被测试样品,使用表 2 中的方案 6(组合质量  $9.98\text{kg}$ )和方案 10(组合质量  $17.66\text{kg}$ )分别作为测试质量系统进行振动测试,此时测试样品上分别受到  $9.78\text{kPa}$  和  $17.31\text{kPa}$  的静应力。

施加  $5\text{m/s}^2$  的恒定激励加速度,以  $1\text{oct/min}$  扫频速率在  $3\text{Hz}\sim 100\text{Hz}$  进行正弦扫频试验,得到加速度传递率曲线如图 9 所示,传递率  $T_r$ -频率  $f$  曲线峰值处对应的频率为共振频率,用  $f_{n1}$  表示,对应的传递率用  $T_{r1}$  表示。

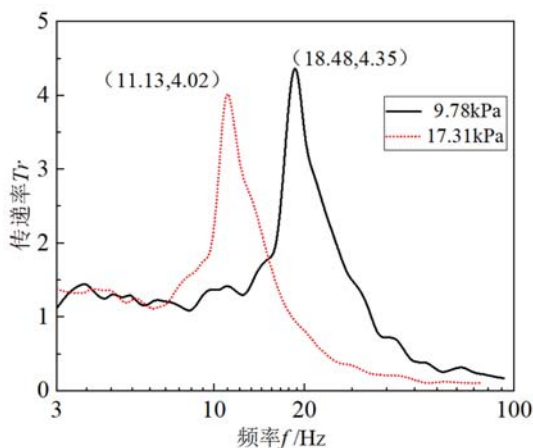


图 9 EPO 泡沫的试验振动传递率曲线

Fig. 9 Vibration transmissibility curves of EPO foam

得到 EPO 在  $9.78\text{kPa}$  和  $17.31\text{kPa}$  负载下的共振频率  $f_{n1}$  分别为  $18.48\text{Hz}$  和  $11.13\text{Hz}$ ,对应的振动传递率  $T_{r1}$  分别为  $4.35$  和  $4.02$ 。

根据有阻尼单自由度系统共振时阻尼比  $\zeta$  与传递率  $T_r$  之间的关系式<sup>[22]</sup>:

$$\zeta = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{T_r^2 - 1}} \quad (1)$$

计算得到 2 种情况下材料的阻尼比  $\zeta_1$  分别为  $0.1181$  和  $0.1284$ 。

#### 4.4.2 装置的间接验证

为了验证装置测试结果的准确性,采用万能材料试验机和 DMA-Q800 动态机械热分析仪(TA 公司)进行静态压缩和压缩模式扫频试验,分别得到了 EPO 材料在  $9.78\text{kPa}$  和  $17.31\text{kPa}$  静应力下的弹性模量  $E$  和阻尼比  $\zeta_2$  值,然后按照单自由度系统的理论共振频率公式计算出对应的共振频率  $f_{n2}$  和传递率  $T_{r2}$  数据并与所设计装置的测试结果进行比较。

图 10 所示为材料的压缩应力-应变曲线(样品长宽高为  $50\text{mm}\times 50\text{mm}\times 20.5\text{mm}$ ),曲线上应力点的切线斜率即为材料在该应力下所对应的弹性模量  $E$ ;在图中分别做出  $9.78\text{kPa}$  和  $17.31\text{kPa}$  静应力处的切线斜率,得到 2 处的弹性模量分别为  $E_1 = 2.608 \times 10^5 \text{N/m}^2$  和  $E_2 = 2.125 \times 10^5 \text{N/m}^2$ 。

根据公式

$$k = \frac{EA}{t} \quad (2)$$

计算得到材料对应的刚度系数  $k$  分别为  $1.27 \times 10^5 \text{N/m}$  和  $1.04 \times 10^5 \text{N/m}$ 。

再根据公式

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

得到在 9.78kPa 和 17.31kPa 静应力下的理论共振频率  $f_{n2}$  分别为 17.86Hz 和 12.30Hz。

采用 DMA(Dynamic Mechanical Analysis) 压缩模式测试材料对应应力下的频率扫描损耗因子  $\eta$ 。EPO 泡沫的应力-应变曲线在 9.78kPa 和 17.31kPa 静应力下对应的应变分别为 3.75% 和 6.58%(图 10), 因此在使用 DMA 进行 2 个样品的压缩模式扫频试验时, 设置的初应变分别是静应变 3.75% 和 6.58%。由于振动台扫频试验时设置的加速度振幅为  $5\text{m/s}^2$ , 对应计算得到

9.78kPa 和 17.31kPa 载荷下 DMA 扫频动态力幅值分别为  $49.9\text{N}(9.98\text{kg} \times 5\text{m/s}^2)$  和  $88.3\text{N}(17.66\text{kg} \times 5\text{m/s}^2)$ , 即试样受到的动载荷应力幅值分别为 4.99kPa 和 8.83kPa。2 种情况下最大载荷(静载荷+动载荷)分别为 14.77kPa 和 26.14kPa, 对应的最大应变分别为 5.51% 和 10.72%(图 10), 即动载荷应变幅值(最大应变与静应变的差值)分别为 1.76% 和 4.14%。因此, 分别按照静应变 3.75% 与动应变 1.76% 与静应变 6.58% 和动应变 4.14% 的设置对 2 个 EPO 泡沫试样进行 DMA 频率扫描测试。2 种设置与采用振动台测试 9.78kPa 和 17.31kPa 静应力的振动传递特性试验的条件相当。

由于 2 种情况下的振动传递特性共振频率都小于 30Hz, 因此将 DMA 试验的扫描频率设置在 3Hz ~ 30Hz, 得到如图 11 所示的损耗因子  $\eta$  曲线。

在共振点时, 损耗因子  $\eta$  近似表示为<sup>[23]</sup>

$$\eta = 2\zeta \quad (4)$$

由式(4)计算 2 种情况下的阻尼比  $\zeta$  分别为 0.1071 和 0.1163。

根据

$$Tr = \frac{1 + (2\zeta)^2}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta)^2}} = \frac{1 + (2\zeta f/f_n)^2}{\sqrt{(1 - (f/f_n)^2)^2 + (2\zeta f/f_n)^2}} \quad (5)$$

绘制出频率为 3Hz~100Hz 时, 2 种应力情况下的计算传递率  $Tr$  频率  $f$  曲线, 如图 12 所示。

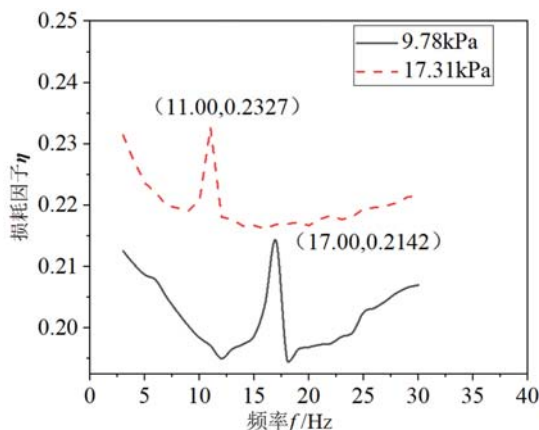


图 11 EPO 泡沫的损耗因子曲线  
Fig. 11 Loss factor curves of EPO foam

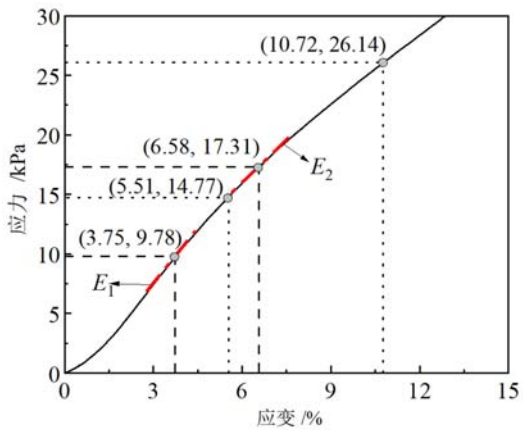


图 10 EPO 泡沫应力-应变曲线  
Fig. 10 Stress-strain curve of EPO foam

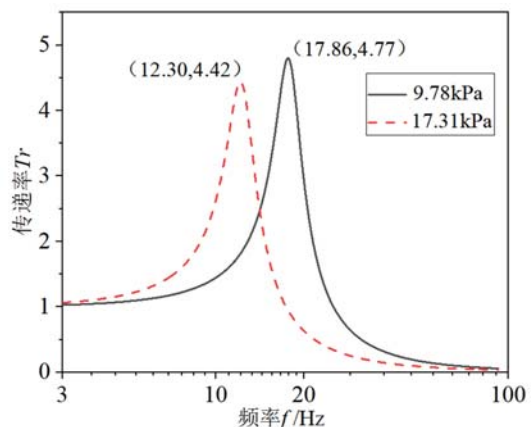


图 12 EPO 泡沫的计算振动传递率曲线  
Fig. 12 Calculation vibration transmissibility curves of EPO foam

从图 9 和图 12 得到表 3 的共振频率  $f_n$  和传递率  $Tr$  对比数据, 从表中看出: 相对于通过静态压缩试验计算得到的共振频率  $f_{n2}$ , 本文装置得到的共振频率  $f_{n1}$  误差为  $-10\% \sim +4\%$ ; 而试验振动传递率

$T_{r1}$ 相对于计算传递率  $T_{r2}$  都偏小约 9%,可能是由于装置的导杆与直线滑动轴承摩擦所导致的。由表 3 中本装置振动传递率  $T_{r1}$  计算得到的阻尼比  $\zeta_1$  与 DMA 测试得到的阻尼比  $\zeta_2$  的对比也可以看出,  $\zeta_1$  比  $\zeta_2$  约大 10%,说明导杆与滑动轴承的摩擦对于振动传递特性的测试确实有明显的影响。

表 3 试验和计算振动传递特性对比

Tab. 3 Comparison of vibration transmissibility characteristics for test and theory

静应力(质量)	9.78kPa(9.98kg)	17.31kPa(17.66kg)
试验共振频率 $f_m$ /Hz	18.48	11.13
计算共振频率 $f_{m2}$ /Hz	17.86	12.30
共振频率误差/%	3.47	-9.51
试验传递率 $T_{r1}$	4.35	4.02
计算传递率 $T_{r2}$	4.77	4.42
传递率误差/%	-8.80	-8.82
振动试验阻尼比 $\zeta_1$	0.1181	0.1284
DMA 试验阻尼比 $\zeta_2$	0.1071	0.1163
阻尼比误差/%	9.31	10.40

## 5 结论

针对缓冲材料振动传递特性测试,设计并制作了质量导向装置、振动台垫板以及快速组合质量系统,组成单层缓冲材料振动传递特性试验装置。该装置具有如下优点:

- (1)可以直接测试单层材料本身特性而非双层材料组成的系统特性。
- (2)导向装置设计使得质量系统只在竖直方向运动,从而避免振动时质量系统发生偏移。
- (3)可直接安装于振动台台面,安装简单,拆除后不影响振动台的其他应用。
- (4)质量系统组合方便快捷,稳定性好。

经过实际测试,并与对应条件下 DMA 试验结合静态压缩应力-应变数据的计算结果进行对比,发现本文装置可以满足振动传递特性的测试要求,但振动传递率数据整体偏小,如果进一步减小导杆与滑动轴承的摩擦将有利于提升测试的准确性。

### 参考文献:

- [1] Liu Y P, Hu H. Vibration isolation behaviour of 3D polymeric knitted spacer fabrics under harmonic vibration testing conditions[J]. Polymer Testing, 2015, 47:120-129.
- [2] Wang L J, Zhang Q, Song H Y, et al. Mechanical damage of "huangguan" pear using different packaging under random vibration[J]. Postharvest Biology and Technology, 2022, 187:1-10.
- [3] 顾建祖, 郝文峰, 骆英, 等. 固有模态函数振动传递率损伤识别实验研究[J]. 实验力学, 2010, 25(4):386-392 (GU Jianzu, HAO Wenfeng, LUO Ying, et al. Experimental study on damage identification of natural mode function vibration transmissibility[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2010, 25(4):386-392 (in Chinese))
- [4] 王国治, 温华兵. 鱼雷结构振动传递特性的试验研究[J]. 实验力学, 2001, 16(2):188-195 (WANG Guozhi, WEN Huabing. Experimental study on vibration transmission characteristics of torpedo structures [J]. Journal of Experimental Mechanics, 2001, 16(2):188-195 (in Chinese))
- [5] Bhiwapurkar M K, Saran V H, Harsha S P. Effects of vibration magnitude and posture on seat-to-head-transmissibility responses of seated occupants exposed to lateral vibration[J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2016, 12(1):826-838.
- [6] Latif N A, Rus A. Vibration transmissibility study of high density solid waste biopolymer foam[J]. Journal of Mechanical Engineering and Sciences, 2014, 6:772-781.
- [7] Guo Y F, Zhang J H. Shock absorbing characteristics and vibration transmissibility of honeycomb paperboard[J].



- Shock & Vibration, 2004, 11(5-6):521-531.
- [8] Lu Z Q, Yang T J, Brennan M J, et al. Experimental investigation of a two-stage nonlinear vibration isolation system with high-static-low-dynamicstiffness[J]. Journal of Applied Mechanics, 2017, 84:021001-1-021001-9.
- [9] 陈新, 许巍, 何玉怀. 基于 DIC 的超高频振动疲劳试样动态全场应变测量方法[J]. 实验力学, 2021, 36(5):677-685 (CHEN Xin, XU Wei, HE Yuhuai. Ultra-high frequency vibration fatigue dynamic strain field measurement based on digital image correlation method[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2021, 36(5):677-685 (in Chinese))
- [10] Owal S D, Sanap S B. Experimental investigation of damping performance of viscoelastic materials [J]. International Journal of Current Engineering and Technology, 2016(S5):18-21.
- [11] Csavajda P, Böröcz P. Experimental study on vibration transmissibility of pre-loaded XPE and PE packaging cushioning material[J]. FME Transactions, 2021, 49:962-968.
- [12] 郭冯琳, 孙德强, 陈满儒, 等. 三种衬垫材料防振性能曲线的研制[J]. 轻工科技, 2021, 37(11):22-25 (GUO Fenglin, SUN Deqiang, CHEN Manru, et al. Development of anti vibration performance curves of three cushion materials [J]. Light Industry Science and Technology, 2021, 37 (11):22-25 (in Chinese))
- [13] Wang D M, Yang R. Investigation of vibration transmissibility for paper honeycomb sandwich structures with various moisture contents[J]. Mechanics and Industry, 2019, 20(1):1-7.
- [14] GB/T 8169-2008, 包装用缓冲材料振动传递特性试验方法 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2008 (GB/T 8169-2008, Test method for vibration transfer characteristics of cushioning materials for packaging[S]. Beijing: China Standard Press, 2008 (in Chinese))
- [15] 冯涛, 苏彬, 刘斌, 等. 泡沫材料厚度对其刚度及阻尼系数的影响[J]. 包装工程, 2012, 33(9):37-40 (FENG Tao, SU Bin, LIU Bin, et al. Experimental research of influences of foam material thickness on its stiffness and damping coefficient[J]. Packaging Engineering, 2012, 33(9):37-40 (in Chinese))
- [16] Sek M A, Rouillard V, Parker A. Characterisation of the nonlinear behaviour of expanded polystyrene cushions [J]. Applied Mechanics & Materials, 2007(7-8):283-288.
- [17] Csavajda P, Böröcz P. Effect of temperature changes on the vibration transmissibility of XPE and PE packaging cushioning material[J]. Applied Sciences, 2021, 11(2):1-18.
- [18] 卢富德, 张绍云, 杜启祥. 发泡聚乙烯隔振性能研究[J]. 包装工程, 2011, 32(11):1-4 (LU Fude, ZHANG Shaoyun, DU Qixiang. Study on vibration isolation performance of foamed polyethylene [J]. Packaging Engineering, 2011, 32(11):1-4 (in Chinese))
- [19] Sek M A, Rouillard V, Parker A. A study of nonlinear effects in a cushion-product system on its vibration transmissibility estimates with the reverse multiple input-single output technique[J]. Packaging Technology & Science, 2013, 26(3):125-135.
- [20] 温时宝, 郭晓红, 魏光. 一种缓冲材料振动传递性试验可调式质量块[P]. 中国专利: CN201320302164.0, 2013-10-16 (WEN Shibao, GUO Xiaohong, WEI Guang. An adjustable mass block for vibration transmissibility test of cushioning materials[P]. Chinese patent: CN201320302164.0, 2013-10-16 (in Chinese))
- [21] 温时宝, 赵永仙, 胡海青. 一种缓冲材料振动传递性试验固定装置[P]. 中国专利: CN201310205277.3, 2015-04-22 (WEN Shibao, ZHAO Yongxian, HU Haiqing. A vibration transmissibility test fixture for cushioning materials[P]. Chinese patent: CN201310205277.3, 2015-04-22 (in Chinese))
- [22] 杭超, 苏尔敦, 燕群, 等. 两种橡胶型发动机隔振器动力特性试验研究[J]. 实验力学, 2019, 34(1):157-165 (HANG Chao, SU Erdun, YAN Qun, et al. Experimental investigation on dynamic characteristics of two kinds of rubber engine vibration isolator[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2019, 34(1):157-165 (in Chinese))
- [23] 席尔瓦. 振动阻尼、控制和设计[M]. 李惠彬, 译. 北京: 机械工业出版社, 2013:14-15 (Clarence W. de Silva. Vibration damping, control and design [M]. Translated by LI Huibin. Beijing: China Machine Press, 2013:14-15 (in Chinese))

## Design and verification of vibration transmissibility characteristics testing device for single-layer cushioning material

LI Yi, WEN Shibao, YU Zhen, WANG Jiwei, ZHANG Zhenxiu

(School of Polymer Science and Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266042, Shandong, China)

**Abstract:** The existing vibration transmissibility characteristic test device has the following shortcomings: (1) The vibration transmissibility characteristic device in the national standard GB/T 8169—2008 can only carry out double-layer cushioning material test, which cannot reflect the characteristics of the material itself. At the same time, it needs to prepare more specifications of mass blocks when using the integral mass system to carry out multiple loading tests, and the cost is high. (2) The single-layer vibration transmissibility characteristic device solves the test problem of the material itself, but the device has high production cost and installation complexity. The matching weight type mass system, due to its center of gravity not being in the geometric center, can easily cause the center of gravity of the mass block to deviate from the center of the guide rod, affecting the vertical movement of the mass block. To solve the above shortcomings, a vibration transmissibility characteristic testing device is designed and developed for a single-layer cushioning material directly fixed to the vibration table surface. The device mainly consists of two components, the guiding device of mass and the mass system. The mass system itself is formed by the quick combination of the slipknot screw and the weight type mass block, and its mass is adjustable from 1.95kg to 23.48kg. The mass guiding device is directly fixed on the vibration table surface. And the cooperation of the mass system and the mass guiding device can ensure that the mass system only moves in the vertical direction during the vibration process. Based on the device, the sinusoidal sweep vibration transmissibility characteristics test under the two loads was carried out by using the EPO (Expanded Polyolefin) plastic foam with a density of  $20\text{kg}/\text{m}^3$ , and the relationship curve of transmissibility-frequency were obtained respectively; further, the universal material testing machine and DMA (Dynamic Mechanical Analysis) were used to carry out static compression and compression mode sweep tests respectively, and the elastic modulus and loss factor values corresponding to the two static stresses were obtained. According to the theory of forced vibration of single-degree-of-freedom damped system, the corresponding resonance frequency and transmissibility data were calculated and compared with the test results of the device. The results show that the errors of the resonance frequency and the transmissibility are both within 10%. Using the device designed in this paper, the vibration transmissibility characteristic curve of the cushioning material itself under different static stresses can be quickly obtained, then the damping characteristic parameters of the material can be further calculated according to the peak transmissibility rate of the curve.

**Keywords:** cushioning material; vibration transmissibility characteristics; natural frequency; damping ratio; fixture; mass system