

吊灯灯罩缓冲衬垫的随机振动仿真分析及实验验证

唐杰, 肖生苓, 王全亮, 李琛
(东北林业大学, 哈尔滨 150040)

摘要: **目的** 研究吊灯灯罩纤维模塑缓冲衬垫在随机振动激励下结构设计的合理性, 及其对产品的保护性能。**方法** 利用 Ansys 软件对吊灯灯罩纤维模塑缓冲衬垫包装件进行模态分析, 获取包装件的固有频率和振型, 将路面随机振动激励谱作用于纤维模塑缓冲衬垫包装件进行仿真分析, 得到包装件的应力、应变云图和加速度功率谱密度响应曲线等, 以此分析其结构设计的合理性以及对产品的保护性能, 并进行实验验证。**结果** 灯罩所受应力值远小于灯罩材料所能承受的最大屈服应力值 (75 MPa), 吊灯灯罩保存完好; 有限元分析得到的结果与实测结果一致。**结论** 纤维模塑缓冲垫结构设计合理, 强度可满足保护产品的要求; 利用有限元仿真分析解决纤维模塑缓冲包装制品的随机振动问题是可靠的, 适用于动态环境下同类缓冲制品性能的研究, 为缓冲包装产品性能预测、结构设计及优化提供有效分析手段。

关键词: Ansys; 随机振动; 缓冲衬垫; 功率谱密度

中图分类号: TB485.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2018)15-0006-09

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2018.15.002

Simulation Analysis on Random Vibration and Experimental Verification of Chandelier Lampshade Buffering Cushion

TANG Jie, XIAO Sheng-ling, WANG Quan-liang, LI Chen
(Northeast Forestry University, Harbin 150040, China)

ABSTRACT: The work aims to explore the rationality of structural design for chandelier lampshade molded fiber buffering cushion and its product protection under random vibrational excitation. Modal analysis of chandelier lampshade molded fiber buffering cushion package was carried out by Ansys software to obtain natural frequency and modal shapes of packages. The random vibrational road excitation spectrum was applied to package of molded fiber buffering cushion for the simulation analysis to obtain the stress, strain nephogram, acceleration power spectral density response curves and other related parameters of the package, which could be used to analyze the rationality of structural designs for buffering cushion and its protective performance for products. The results of simulation analysis were verified by experiments. The stress value of the lampshade was much less than the maximum yield stress value (75 MPa) withstood by the lampshade material, so that the chandelier lampshade was well preserved. The results obtained by the finite element analysis were consistent with the measured results. The structural design of molded fiber buffering cushion is reasonable and its strength can meet the requirements of product protection. The finite element simulation analysis is reliable to solve the random vibration problem of molded fiber cushioning packaging products, which applies to the study on the performance of similar cushioning products in dynamic environment. It provides an effective method of analysis for the performance prediction, structural design and optimization of cushioning packaging products.

KEY WORDS: Ansys; random vibration; buffering cushion; power spectral density

缓冲包装是以缓和冲击为目的的包装^[1]。在所有 的包装形式中, 缓冲包装所占比例最大, 每年仅对外

收稿日期: 2017-11-01

基金项目: 哈尔滨市应用技术研究与开发项目 (优秀学科带头人 A 类) (2016RAXXJ004)

作者简介: 唐杰 (1991—), 男, 东北林业大学硕士生, 主攻物流工程。

通信作者: 肖生苓 (1961—), 女, 博士, 东北林业大学教授, 主要研究方向为物流工程与生物质材料。

出口就有近 170 亿美元的商品需要缓冲包装^[2]。纤维模塑包装制品是缓冲包装材料家族中重要的组成部分,是近几年发展迅猛的新型包装材料,具有原料可再生、可循环利用、缓冲效果好等优点,属于绿色环保包装材料。目前,国内外学者对纤维模塑制品力学性能的研究主要集中在静态压缩与动态冲击方面,针对静态压缩的研究相对成熟,而对动态冲击的研究主要集中在跌落冲击方面,涉及纤维模塑制品的随机振动较少。张业鹏^[3]对纸浆模塑 3 种典型结构进行随机振动可靠性分析,获得了各缓冲结构的可靠性强度值,能为缓冲包装的可靠性结构设计提供理论指导。王志伟等^[4]采用有限元法分析固定约束方式下产品包装件的响应特性,以及纸箱和衬垫的应力和变形情况。李梦雅等^[5]通过 Ansys Workbench 仿真分析了智能灯泡包装衬垫的加速度响应,并结合传统的振动与跌落试验进行对比,验证有限元仿真方法在缓冲包装研发环节的可靠性。王燕^[6]分析了随机振动下纸浆模塑缓冲包装系统对产品的保护作用,并初步建立符合其特点的性能评价体系。

吊灯是日常家居的必需品,灯罩作为吊灯的一种装饰和保护手段,在灯具系统中占有特殊的地位。吊灯灯罩材质一般为亚克力或玻璃,在运输过程中,常以纤维模塑包装缓冲衬垫来保护其免受损坏。振动是吊灯灯罩和纤维模塑缓冲衬垫制品失效的主要影响因素,然而对纤维模塑缓冲衬垫制品在实际运输过程中随机振动响应的研究与验证鲜有报道。文中根据生产实际的需要,以吊灯灯罩包装件作为研究示例,依据其实际运输情况,采用 Ansys 有限元分析软件对吊灯灯罩纤维模塑缓冲衬垫组合装配包装件进行随机振动分析,探讨包装件的应力应变以及加速度随频率的响应情况,并与实际运输过程中的随机振动结果进行比较验证,研究缓冲衬垫结构设计的合理性以及对产品的保护性能,为该类产品结构优化设计以及性能预测提供有效分析手段和方法。

1 吊灯灯罩缓冲衬垫随机振动基本原理与分析

振动是物体在其平衡位置附近所作的往复运动,是造成运输包装件破损的主要因素。灯罩产品在运输中常常受到来自路面的振动与冲击,振动的大小取决于路面凹凸不平的程度。路面不平引起的汽车振动首先通过车厢底板传递给货物,使包装件发生强迫运动,通过外包装箱和缓冲衬垫传递给产品。作用在包装件上每节点的随机载荷 $f(t)$,可看作是随时间变化的非随机函数 $g(t)$ 与零均值平稳随机载荷 $x(t)$ 的乘积,即:

$$f(t) = g(t)x(t) \quad (1)$$

式中: $g(t)$ 相对于 $x(t)$ 中的每个频率分量而言,一

般假定为其随时间缓慢变化的确定性函数。当 $x(t)$ 的功率谱密度为 $S_x(w)$ 时,则与 $f(t)$ 相应的虚拟激励表现为^[7-8]:

$$\bar{f}(t) = \sqrt{S_x(w)}g(t)e^{iwt} \quad (2)$$

式中: $\bar{f}(t)$ 为激励值; w 为圆频率 (rad/s); t 为时间 (s)。

模塑缓冲衬垫材料属于非线性硬弹性材料,制品结构通常包含多个凸台,由于强度较小,在激振力作用下时常发生弹塑性变形和屈曲,微观上表现为纤维的伸长和滑移^[9]。

产品受激励情况可由振动传递率 T_r 表示:

$$T_r = \frac{G_m}{G_0} = \sqrt{\frac{1 + (2u\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2u\lambda)^2}} \quad (3)$$

式中: G_m 为内装物的加速度 (m/s^2); G_0 为振动加速度 (m/s^2); u 为包装件的阻尼比; λ 为频率比,

且 $\lambda = \frac{f_0}{f_n}$, 其中 f_0 为振动台的振动频率 (Hz), f_n 为包装件的共振频率或固有频率 (Hz)。

振动传递率最大处所对应的频率为包装件的共振频率。由于路面凹凸的随机性,经运输车辆的传递,使包装件及其内装产品产生的振动响应也具有随机性,无法预测其瞬时的振动变化规律,因此一般选用整个加载周期内的均值、均方根和功率谱密度等统计量来研究包装件及其内装产品在随机振动中的响应^[10]。

2 纸浆模塑缓冲衬垫材料力学性能测试

纤维模塑缓冲衬垫实验材料来自于大连三禾绿洲新材料有限公司。按 GB/T 450—2008^[11]进行取样,试样尺寸为 160 mm×15 mm,选取具有代表性的试样 8 个 (分别标记为 $A_1, A_2 \dots A_8$),按照 GB/T 12914—2008^[12]进行拉伸性能测试。纤维模塑缓冲衬垫材料的应力-应变曲线见图 1。

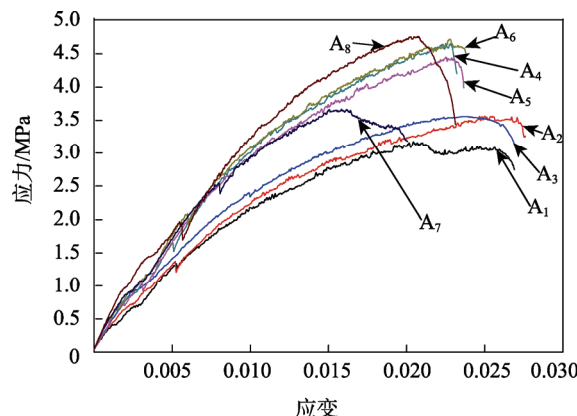


图 1 纤维模塑缓冲衬垫材料应力-应变曲线
Fig.1 Stress-strain curves of fiber molded buffering cushion material

由图 1 可知,相同材质的纤维模塑衬垫材料其应力-应变曲线走势基本相同,根据弹性模量计算公式 $E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$,可获得纤维模塑材料的弹性模量。纤维模塑缓冲衬垫材料参数的具体情况见表 1。由表 1 可知,

纤维模塑材料的平均屈服应力值为 2.46 MPa,弹性模量均值为 273.9 MPa。在以下计算机模拟仿真分析中,为了减少误差,纤维模塑材料参数将以此平均值进行分析。

表 1 纤维模塑缓冲衬垫材料参数
Tab.1 Parameters of fiber molded buffering cushion materials

试样	长度/mm	宽度/mm	定量/(g·m ⁻²)	密度/(mg·mm ⁻³)	屈服应力/MPa	弹性模量/MPa	抗拉强度/MPa
A ₁	160.01	15.02	800	0.452	1.86	221.6	3.15
A ₂	159.08	15.74	800	0.419	2.02	217.2	3.56
A ₃	159.07	15.52	800	0.414	2.05	236.9	3.57
A ₄	160.40	15.51	800	0.441	2.89	296.7	4.64
A ₅	160.08	15.48	800	0.456	2.39	308.9	4.46
A ₆	160.06	15.98	800	0.448	2.61	313.5	4.68
A ₇	159.95	15.61	800	0.427	2.49	305.6	3.65
A ₈	160.21	15.77	800	0.453	3.38	290.9	4.77
平均值	159.86	15.59	800	0.439	2.46	273.9	4.06

3 路谱的采集

实验车辆为东风 EQ5040XXY19D3AC 型箱式运输车,发动机功率为 70 kW,载质量≤1.4 t,最高车速为 95 km/h,货箱尺寸为 4172 mm×1880 mm×1900 mm。针对城市道路最常见的水泥混凝土路面,利用加速度数据采集器(EY5939)对实验车辆垂直振动加速度信号进行采集,仪器设备布置情况见图 2。实验车辆在一级公路行驶,速度为 30 km/h,考虑到采样频率按大于分析频率 2.5 倍计算,故采集频率设定为 2000 Hz,采集距离为 3 km。采集数据后进行处理,振动加速度时域原始信号见图 3。由图 3 可以看出,路面平整度较好,起伏相对稳定,均在固定小区间内起伏波动。



图 2 振动加速度数据采集现场
Fig.2 The site of vibration acceleration data acquisition

考虑到在实车实验过程中,外部环境干扰以及汽车发动机振动使得采集的数据含有噪声,应采用卡尔曼滤波法对原始数据进行去噪。此外,由于少量加速度数据在信号放大时记录设备不稳定,出现直流漂移现象,故采用数字滤波器对数据进行处理。修正后的

路谱图滤除了数据曲线的细小波动和特殊值,保留了路面整体的起伏趋势,见图 4。

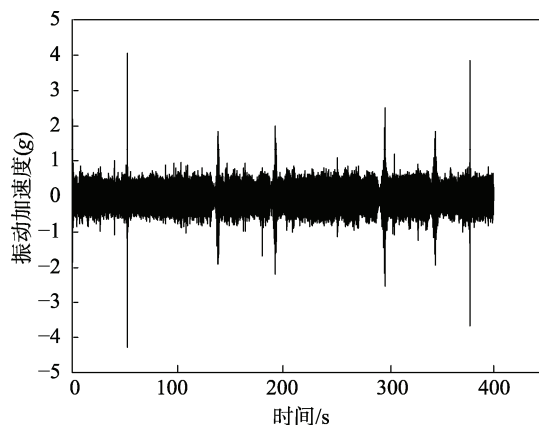


图 3 振动加速度时域原始信号
Fig.3 The time domain original signal of vibration acceleration

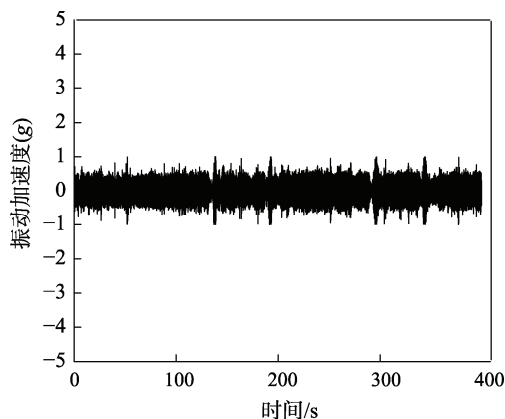


图 4 振动加速度时域信号
Fig.4 Time domain signal of vibration acceleration

4 随机振动有限元模型的建立

对吊灯灯罩缓冲包装件按实际尺寸进行实体建模，见图 5，可确定灯罩、缓冲衬垫及外包装箱的装配关系。Ansys 软件在实体建模功能方面相对薄弱，因此选用商业软件 UG 进行模型建立。为了避免出现运算不收敛和网格划分不合理等问题，在保证简化后的模型尺寸、形状和刚度等不产生明显变化，同时对仿真结果无较大影响的情况下，去除模型中的细小结构。通过 UG 与 Ansys 软件之间的专用通道将模型导入 Ansys 软件中，以便进行后续的分析与处理^[13]。

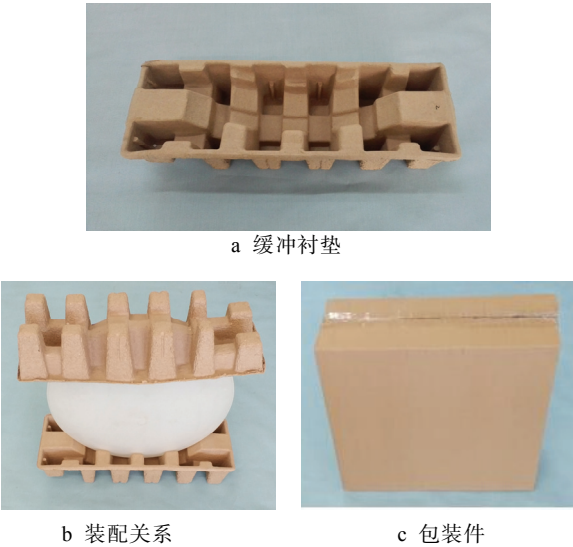


图 5 吊灯灯罩缓冲包装件
Fig.5 The cushioning package of chandelier lampshade

灯罩与缓冲衬垫组合，外包装采用单瓦楞纸箱。纤维模塑缓冲衬垫和瓦楞纸箱采用 Shell 181 单元，灯罩采用 Solid 185 单元进行离散。壳单元厚度根据各制品实际厚度情况设定，纤维模塑衬垫为 2.75 mm，瓦楞纸箱为 2.95 mm。不同材料的性能不同，选择模型类型也不同。在仿真模拟中，纤维模塑缓冲衬垫选

择双线性随动强化模型，灯罩选择非线性塑性硬化模型，纸箱选择正交各项异性模型。网格划分方面，由于该仿真主要研究纤维模塑材料的力学性能，因此纤维模塑材料划分单元长度为 5 mm，纸箱和灯罩采用智能网格划分。

根据装配体之间的约束情况，以及目标面与接触面选取的基本原则，在定义吊灯灯罩与缓冲衬垫之间的接触时，以缓冲衬垫的内表面为目标面，以灯罩外表面为接触面；处理缓冲衬垫和纸箱时，以缓冲衬垫底部为接触面，以纸箱内部为目标面进行“面-面”接触单元分析。根据各接触面摩擦的实际情况，设定接触面摩擦因数为 0.1，同时将包装件与车厢接触的底面进行 UY, ROTX, ROTZ 方向约束，见图 6。

运输过程中，包装件为立式放置。包装件高度为 462 mm，质量为 946 g，堆码层数最多 4 层。外包装瓦楞纸箱最大抗压强度为 20.86 kPa，远大于最大堆压时的 373 Pa，而且当激励频率接近包装件的频率时，包装件将承受几倍于堆码载荷的动态载荷。由此，相对路面激励，堆码几乎不对包装件内部产生影响。该模拟仿真中，加载时只考虑包装件所受的激振载荷。包装件模型参数见表 2^[4,14]。

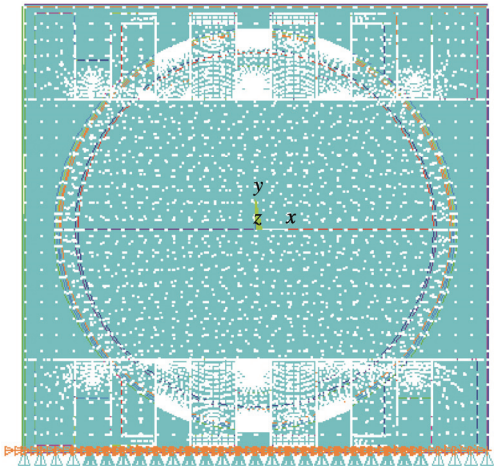


图 6 包装件模型约束情况
Fig.6 The situation of package model constraints

表 2 包装件模型材料参数
Tab.2 The material parameters of package model

模型	弹性模量/MPa	泊松比	密度/(mg·mm ⁻³)	屈服极限/MPa	剪切模量/MPa
缓冲衬垫	273.9	0.01	0.439	2.46	135.6
吊灯灯罩	3530	0.38	1.19	75	1278.99
瓦楞纸箱	192/102/0.96	0.34/0.01/0.01	0.3	0.748	71.64/2.9/1.85

注：瓦楞纸箱的弹性模量分别表示 x/y/z 方向，泊松比和剪切模量分别表示 xy/yz/xz 方向

5 吊灯灯罩缓冲衬垫随机振动仿真分析

5.1 模态分析

受外界动载荷作用，包装件会发生振动，因振动

造成产品共振或材料疲劳损耗，从而对产品结构造成损坏。模态分析可定义为对结构动态特性的解析分析和试验分析，常用模态参数来表征。在数学上，模态参数是力学系统运动微分方程的特征值和特征矢量，而该实验中则是用于确定产品在激励载荷谱范围内

的振动特性，即结构的固有频率和响应振型。通过模态分析得出产品相应特性，一般而言，低阶振型对结构影响较大，决定了结构的动态特性^[15-18]。结合实

际情况，提取前十阶模态进行分析。限于篇幅，文中只展示了第十阶模态振型云图，见图 7。模态计算结果见表 3。

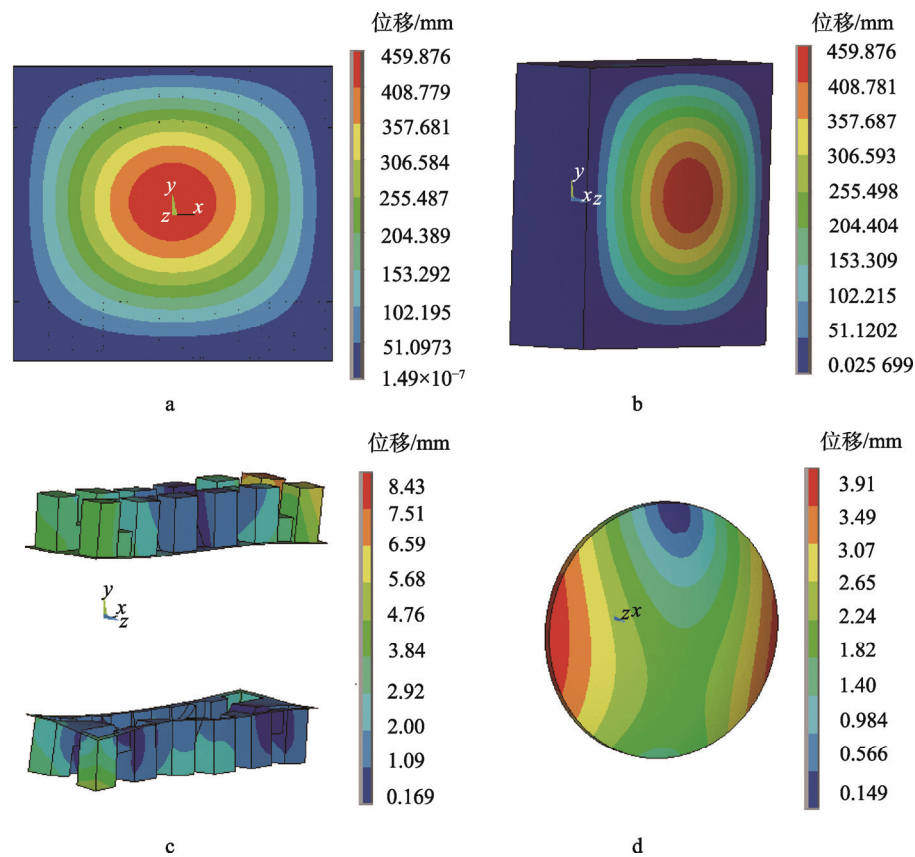


图 7 第十阶模态云图
Fig.7 Ten-order modal nephogram

表 3 模态计算结果
Tab.3 Modal calculation results

阶数	固有频率/Hz	振型
1	13.86	灯罩以 z 轴为中心轴旋转，灯罩上方的缓冲垫沿 x 轴振动
2	64.14	灯罩以 y 轴为对称轴左右摆动，灯罩上方的缓冲垫沿 z 轴振动
3	90.88	灯罩以 x 轴为对称轴前后摆动，灯罩下方的缓冲垫以 x 轴为对称轴振动
4	117.92	灯罩以 x 轴为对称轴前后摆动，灯罩上方的缓冲垫对角沿 y 轴向外扭曲
5	132.66	灯罩以 y 轴为对称轴左右摆动，灯罩下方的缓冲垫沿 y 轴向外弯曲
6	138.15	灯罩以 z 轴为中心轴旋转，灯罩上方的缓冲垫沿 y 轴向外弯曲
7	138.62	灯罩以 y 轴为对称轴左右摆动，灯罩下方的缓冲垫沿 x 轴向内弯曲
8	150.32	灯罩沿 y 方向振动，灯罩上方的缓冲垫沿 x 轴向外弯曲
9	167.50	灯罩以 z 轴为中心轴旋转，灯罩上方的缓冲垫沿 y 轴振动
10	198.85	灯罩以 z 轴为中心轴旋转，瓦楞纸箱沿 z 轴振动

5.2 随机振动仿真

通过模态分析得到包装件结构的固有频率和振型，将汽车运输时包装件在不平整路面上所受到的路

面激励值作用于外包装箱与车厢接触的底面上，振动阻尼系数设定为 0.01，通过振动传递作用于缓冲衬垫和吊灯灯罩，并进行随机振动模拟仿真。灯罩包装件加速度激励值见图 8。

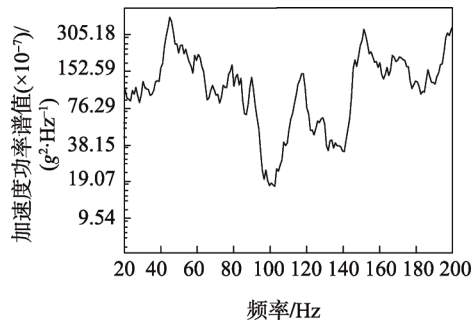


图 8 灯罩包装件加速度激励值

Fig.8 Acceleration excitation value of lampshade package

6 仿真结果与分析

Ansys 进行谱分析时采样点控制在 50 以内, 因此在频率范围中选取 50 个有代表性的点进行随机振动仿真试验。对灯罩包装件进行随机振动仿真, 模型随机振动等效应力云图见图 9。

由图 9a 可知, 整个模型的 1σ 最大等效应力为 40.3 Pa。

由图 9b 可知, 瓦楞纸箱的 1σ 最大等效应力为 40.3 Pa, 位于瓦楞纸箱的底部和中心位置, 这表明整个模型 1σ 最大等效应力发生在瓦楞纸箱上, 这是由于灯罩包装件运输时, 瓦楞纸箱直接受到来自汽车的激振力, 符合实际情况。由图 9c 可得, 灯罩缓冲衬垫 1σ 最大等效应力为 3.87 μPa , 处于灯罩下缓冲衬垫底部凹槽处。究其原因, 缓冲衬垫受到纸箱传递来的激振时, 衬垫向上运动, 但受灯罩和上缓冲衬垫重力的作用, 致使下缓冲衬垫中间部分向上运动速度远低于两端, 从而使缓冲衬垫向内弯曲变形, 底部凹槽处正处于受弯曲力最强处, 因此所受应力最大。如长时间激振, 该处相对缓冲衬垫其他部位将首先发生疲劳破损。由图 9d 可知, 灯罩的 1σ 最大等效应力为 2.47 μPa 。根据高斯分布曲线可得, 灯罩的 3σ 最大等效应力值为 7.41 μPa , 具有 99.73% 的可能性灯罩所受应力值远小于灯罩材料所能承受的最大屈服应力值 (75 MPa)。由此可知, 吊灯灯罩在运输过程中可保持完好, 纤维模塑缓冲垫强度符合保护产品的要求。

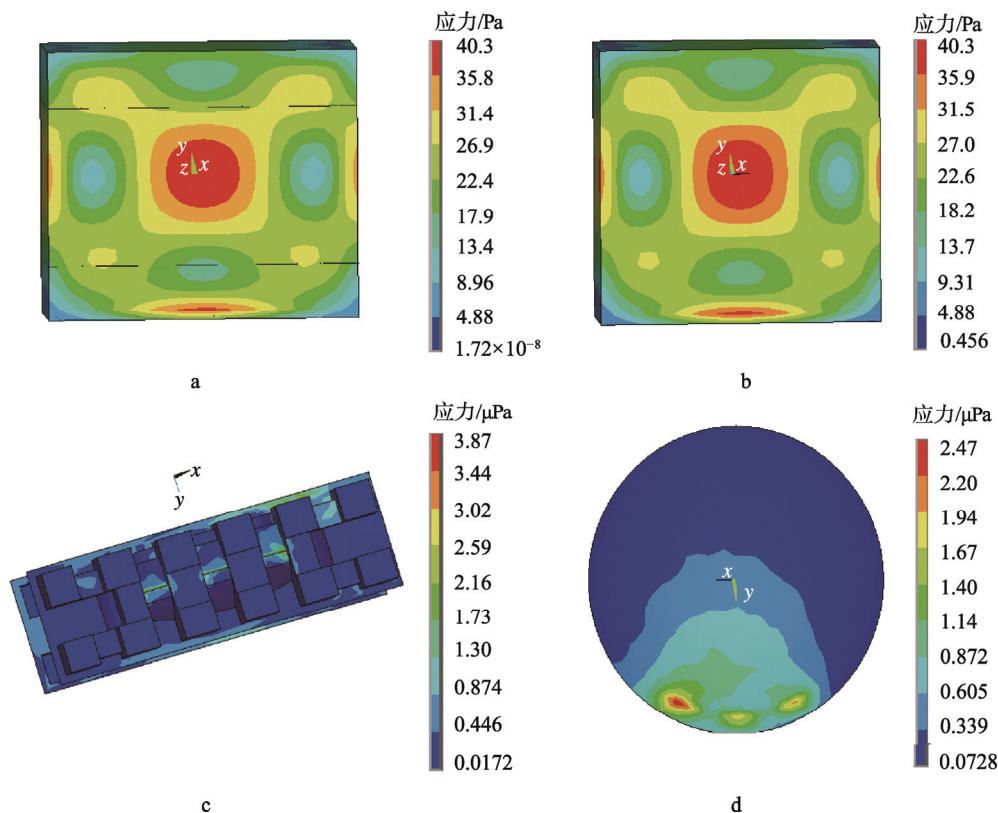


图 9 灯罩包装件模型等效应力云图

Fig.9 Equivalent stress nephogram of the model for lampshade package

灯罩包装件模型随机振动的等效应变云图见图 10。由图 10a 可知, 整个模型的 1σ 最大等效应变为 3.45×10^{-7} 。由图 10b 可知, 瓦楞纸箱的 1σ 最大等效应变也为 3.45×10^{-7} , 这表明整个模型的 1σ 最大等效应变发生在瓦楞纸箱上, 位于瓦楞纸箱底面, 与图 9b 所得该处发生应力最大的情况相符。由图 10c 可得, 灯

罩缓冲衬垫的 1σ 最大等效应变为 2.65×10^{-14} , 处于灯罩下缓冲衬垫底部凹槽处。由高斯分布曲线可知, 缓冲衬垫的 3σ 最大等效应变值可达到 7.95×10^{-14} , 99.73% 的可能性缓冲衬垫所受激振的变形量远小于缓冲衬垫所能承受的最大弹性应变值 (8.98×10^{-3}), 不足以导致缓冲衬垫失效, 完全可避免吊灯灯罩在运输途中受

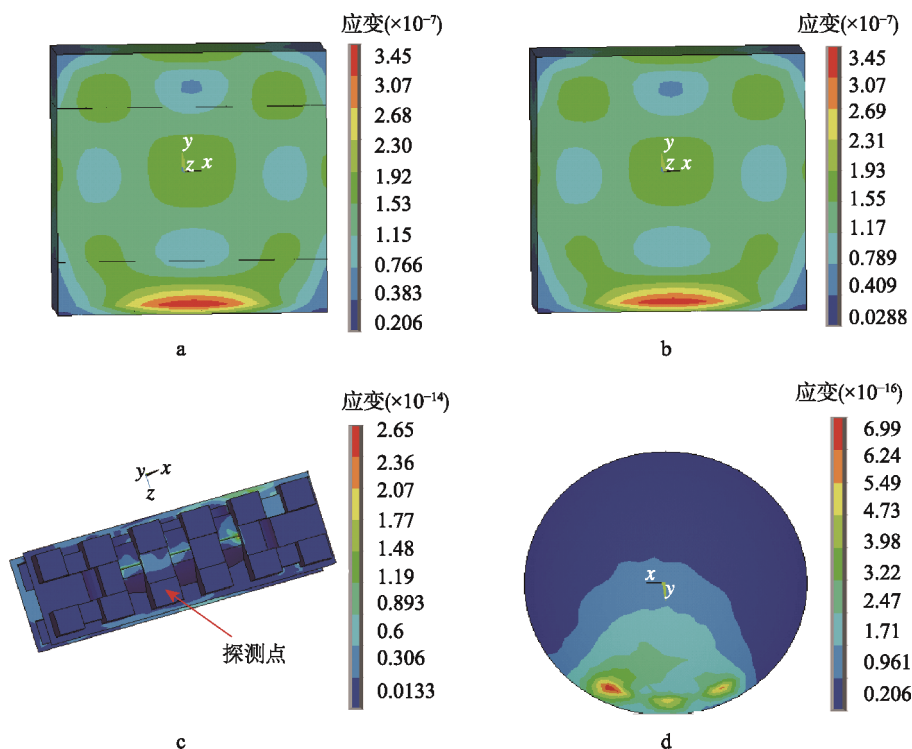


图 10 灯罩包装件模型等效应变云图

Fig.10 Equivalent strain nephogram of the model for lampshade package

到破坏。由图 10d 可知, 灯罩的 1σ 最大等效应变为 6.99×10^{-16} , 位于灯罩边缘处, 主要是由于灯罩受到激振时边缘处会产生较大振幅。

7 实验验证

为验证有限元仿真分析结果的正确性, 对该包装件进行随机振动环境下的随机激励实验, 比较分析实测和仿真下灯罩包装件加速度响应曲线的变化。实验中传感器测点位置与仿真分析中响应探测点 (见图 10) 基本一致, 采集到的实测和仿真包装件加速度响应曲线对比见图 11。

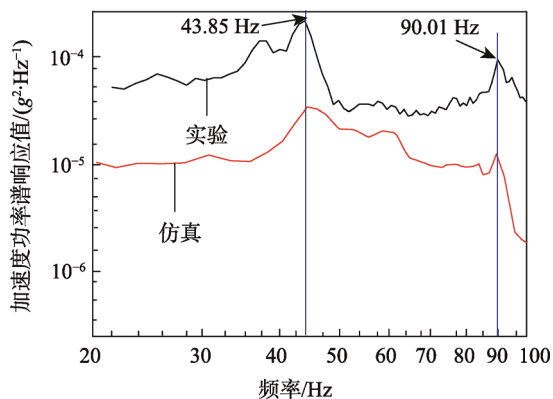


图 11 实测和仿真所得灯罩包装件加速度响应曲线

Fig.11 Acceleration responses curves of lampshade packages obtained from experiments and simulations

由图 11 可知, 有限元分析得到包装件 PSD 的趋

势与实测结果基本一致, 能够较好地反映灯罩包装件的振动特性。有限元计算得到的加速度响应频率点与实测所获得的加速度响应点, 在频率为 43.85 和 90.01 Hz 处都产生了波峰。在频率 43.85 Hz 处产生响应峰值是因为该处激振值很大 (由图 8 可看出); 在频率 90.01 Hz 处产生响应峰值是源于该频率与包装件第三阶固有频率 90.88 Hz 相近, 发生了共振。需要指出的是, 有限元分析得到的灯罩包装件 PSD 峰值与实测结果存在较小的差异, 这可能与有限元分析中系统阻尼系数设置, 以及实验中存在几何和接触等非线性特征有关。加速度响应峰值对系统阻尼系数十分敏感, 而灯罩包装件系统阻尼系数随激励振动的变化而变化, 且具有较大的分散性。另外, 有限元软件仿真基于线性假设进行计算, 而实际运输包装系统是一个复杂的非线性系统, 对系统进行合理简化后, 与真实路面激励下实际包装件的振动响应会存在偏差。综上所述, 该模拟仿真是可靠的。

为了验证仿真中纤维模塑结构应力最大值所在位置与实际是否相符, 对吊灯灯罩包装件进行破坏性运输实验, 直至纤维模塑缓冲垫产生破损现象, 见图 12。

由图 12 可看出, 纤维模塑缓冲垫破损处在底部凹槽位置, 为微小裂纹, 其他部位保持完好, 其原因主要是路面激振力通过瓦楞纸箱传递给纸浆模塑缓冲垫, 造成纤维模塑缓冲垫向上移动。由于灯罩重力的作用, 导致纤维模塑缓冲垫中间部分向上运动的速度远低于两端, 从而使缓冲垫向内弯曲变形, 底部凹

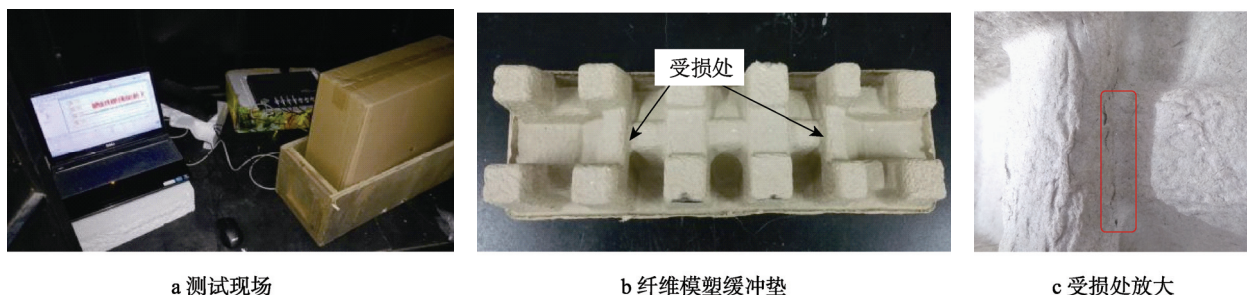


图 12 车载结束后纤维模塑缓冲垫受损情况

Fig.12 Damage of fiber molded buffering cushion of after the vehicle mounting

槽处形状发生急剧变化,形成应力集中。同时长时间激振导致纤维模塑缓冲衬垫会发生疲劳损伤,材料强度降低,此处发生微小裂纹与仿真结果吻合,由图 9c 可看出。该结果再次验证了文中研究有限元模型的正确性与可行性,这对改变同类产品结构的设计方式,缩短产品研制周期,降低产品研发成本等具有重要的意义。

8 结语

结合缓冲包装产品实际情况,采用 Ansys 软件对吊灯灯罩缓冲包装件进行随机振动仿真分析及结果验证,得出以下结论。

1) 经有限元分析得到的吊灯灯罩包装件的 PSD 变化趋势与实测结果基本一致,能够较好地反映灯罩包装件的振动特性,有限元模型是可行的。

2) 在仿真模拟中,灯罩的 3σ 最大等效应力值为 $7.41 \mu\text{Pa}$,在不考虑材料疲劳受损的情况下,具有 99.73% 的可能性,灯罩所受应力值远小于灯罩材料所能承受的最大屈服应力值 (75 MPa)。由此可知,吊灯灯罩在运输过程中可保持完好,纤维模塑缓冲垫强度符合保护产品的要求。

3) 在仿真模拟中,吊灯纤维模塑缓冲衬垫结构凹槽处产生的应力值最大,与破坏性随机振动实验中缓冲衬垫的损坏处吻合,可见有限元仿真分析对解决纤维模塑缓冲包装制品的随机振动问题是可靠的,适用于在动态环境下同类缓冲制品性能的研究,为缓冲包装产品性能预测、结构设计及优化提供有效的分析手段。

参考文献:

[1] 罗瑜莹,肖生苓,李琛,等. 植物纤维多孔缓冲包装材料的研发现状与展望[J]. 包装工程, 2016, 37(7): 17—22.
LUO Yu-ying, XIAO Sheng-ling, LI Chen, et al. Status and Trends of Researches on Plant Fiber Porous Cushioning Packaging Materials[J]. Packaging Engineering, 2016, 37(7): 17—22.

[2] 李奎. PVA/淀粉全降解复合材料的制备、结构与性能[D]. 株洲: 湖南工业大学, 2013.
LI Kui. The Preparation Structure and Properties of Poly(Vinyl Alcohol)/Starch Biodegradable Composite Materials[D]. Zhuzhou: Hunan University of Technology, 2013.

[3] 张业鹏. 纸浆模塑包装结构的缓冲性能及其可靠性研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2007.
ZHANG Ye-peng. Research on Cushion Performance and Reliability about Paper-pulp Packaging Structure[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2007.

[4] 王志伟, 林深伟. 随机振动下产品包装件动态响应的实验研究和有限元分析[J]. 振动与冲击, 2017, 36(13): 223—229.
WANG Zhi-wei, LIN Shen-wei. Tests and Analysis for Dynamic Responses of Packaged Products under Random Vibration Environment[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(13): 223—229.

[5] 李梦雅, 黄秀玲, 王军. 包装件缓冲特性的有限元仿真可靠性分析[J]. 包装工程, 2018, 39(3): 59—63.
LI Meng-ya, HUANG Xiu-ling, WANG Jun. Finite Element Simulation Reliability of Package Cushioning Characteristics[J]. Packaging Engineering, 2018, 39(3): 59—63.

[6] 王燕. 纸浆模塑缓冲包装件动态仿真及性能评价[D]. 无锡: 江南大学, 2008.
WANG Yan. Molded Pulp Cushion Package Dynamic Simulation and Performance Evaluation[D]. Wuxi: Jiangnan University, 2008.

[7] LIN J, ZHANG W, WILLIAMS F W. Pseudo-excitation Algorithm for Nonstationary Random Seismic Response[J]. Engineering Structures, 1994, 16(4): 270—276.

[8] 赵岩, 张亚辉, 林家浩. 车辆随机振动功率谱分析的虚拟激励法概述[J]. 应用数学和力学, 2013, 34(2): 107—117.
ZHAO Yan, ZHANG Ya-hui, LIN Jia-hao. Virtual Excitation Method for Vehicle Random Vibration Power Spectrum Analysis[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2013, 34(2): 107—117.

[9] 王宏涛. 纸浆模塑缓冲性能的研究[M]. 西安: 西安理工大学, 2007.
WANG Hong-tao. The Research of Molded Pulp

- Cushion Performance[M]. Xi'an: Xi'an University of Science and Technology, 2007.
- [10] 董得义, 辛宏伟, 杨利伟, 等. 大孔径反射镜组件随机振动响应分析与试验[J]. 振动与冲击, 2011, 30(11): 74—78.
- DONG De-yi, XIN Hong-wei, YANG Li-wei, et al. Random Vibration Analysis and Its Verification for Large Aperture Mirror Component[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(11): 74—78.
- [11] GB/T 450—2008, 纸和纸板试样的采取及试样纵横向、正反面的测定[S].
- GB/T 450—2008, Paper and Board-Sampling for Testing and Identification of Machine and Cross Direction, Wire Side and Felt Side[S].
- [12] GB/T 12914—2008, 纸和纸板抗张强度的测定[S].
- GB/T 12914—2008, Paper and Board-Determination of Tensile Properties[S].
- [13] 吴斌方, 袁博, 严明霞, 等. 基于 UG 和 Ansys 软件的瓦楞辊振动与模态分析[J]. 包装工程, 2013, 34(3): 55—58.
- WU Bin-fang, YUAN Bo, YAN Ming-xia, et al. Vibration and Modal Analysis of Corrugated Roller Based on UG and Ansys Software[J]. Packaging Engineering, 2013, 34(3): 55—58.
- [14] 杜江毅, 王章苹, 陈轶萌. 基于 Ansys 的纸浆模塑制品缓冲性能的仿真分析[J]. 湖北工业大学学报, 2006, 21(4): 121—123.
- DU Jiang-yi, WANG Zhang-ping, CHEN Yi-meng. The Cushioning Property of Pulp Molding Products Based on Ansys Simulation Analysis[J]. Journal of Hubei University of Technology, 2006, 21(4): 121—123.
- [15] 李耀明, 孙朋朋, 庞靖, 等. 联合收获机底盘机架有限元模态分析与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(3): 38—44.
- LI Yao-ming, SUN Peng-peng, PANG Jing, et al. Finite Element Mode Analysis and Experiment of Combine Harvester Chassis[J]. Journal of Agricultural Engineering, 2013, 29(3): 38—46.
- [16] 樊攀, 包汉伟. 汽车动力总成悬置系统隔振特性仿真优化[J]. 森林工程, 2017, 33(4): 89—93.
- FAN Pan, BAO Han-wei. Vibration Isolation Performance Simulation and Optimization of Vehicle Powertrain Mounting System[J]. Forest Engineering, 2017, 33(4): 89—93.
- [17] MO Hai-jun, QIU Hua-rong. Simulation and Random Vibration Test of Structural Dynamic Characteristics of Vacuum Tube[C]// Proceedings of 2016 6th International Conference on Mechatronics, Materials, Biotechnology and Environment, 2016.
- [18] DUNNE J F, CHEEPSOMSONG T. Accurate Extreme-value-based Frequency Response Bounding for Structures with a Small Number of Highly Random Parameters[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 372: 168—180.