

缓冲与隔振

蜂窝纸板振动传递特性的有限元仿真分析

梁宁^{1,2}, 郭彦峰¹, 王冬梅², 杨瑞^{1,2}

(1.西安理工大学, 西安 710048; 2.深圳职业技术学院, 深圳 518055)

摘要: **目的** 针对蜂窝纸板的振动防护性能, 研究不同结构和材料参数的蜂窝纸板振动传递特性的有限元仿真分析方法。**方法** 利用有限元软件 Abaqus/Standard 建立蜂窝纸板-质量系统模型, 设定 2 种蜂窝纸板, 分别具有不同的面纸材料参数和蜂窝胞元边长。仿真分析蜂窝纸板的振动传递特性, 并对其进行实验验证。**结果** 通过仿真和实验得到了蜂窝纸板的振动传递率-频率曲线, 共振频率的仿真结果与实验值误差小于 3.43%, 共振时振动传递率的仿真结果与实验值误差小于 11.31%。**结论** 利用该有限元仿真方法, 能够获得不同结构和材料参数的蜂窝纸板的振动传递特性。仿真分析结果表明, 面纸定量对蜂窝纸板振动传递特性的影响不大, 而蜂窝胞元边长较大的蜂窝纸板, 其系统共振频率较小, 振动传递率变化不明显。

关键词: 蜂窝纸板; 有限元法; 共振频率; 振动传递率

中图分类号: TB484.1; TB485.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2019)01-0057-06

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2019.01.008

Finite Element Simulation on Vibration Transmissibility for Honeycomb Paperboard

LIANG Ning¹, GUO Yan-feng¹, WANG Dong-mei², YANG Rui^{1,2}

(1.Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China; 2.Shenzhen Polytechnic, Shenzhen 518055, China)

ABSTRACT: The work aims to study the finite element simulation analysis method for vibration transmissibility of honeycomb paperboard with different structural and material parameters, with respect to the vibration protection performance of honeycomb paperboard. Based on the finite element software Abaqus/Standard, the honeycomb paperboard-mass system model was established. Then, two kinds of honeycomb paperboards were set up with different liner material parameters and honeycomb cell side length. The vibration transmissibility of honeycomb paperboards was analyzed by simulation and verified by experiments. The vibration transmissibility-frequency curve of honeycomb paperboard was obtained through simulation and experiment. The error between the simulation result of resonance frequency and the experimental value was less than 3.43%, and the error between the simulation result of vibration transmissibility and the experimental value during resonance was less than 11.31%. The finite element simulation method can be used to obtain the vibration transmissibility of honeycomb paperboard with different structural and material parameters. Moreover, the simulation analysis results show that the effect of liner grammage on vibration transmissibility of honeycomb paperboard is small, while the resonance frequency of system of honeycomb paperboard with larger honeycomb cell length is smaller, yet the change of vibration transmissibility is not obvious.

KEY WORDS: honeycomb paperboard; finite element method; resonance frequency; vibration transmissibility

收稿日期: 2018-06-05

基金项目: 国家自然科学基金 (51675349)

作者简介: 梁宁 (1994—), 女, 西安理工大学硕士生, 主攻运输包装。

通信作者: 王冬梅 (1976—), 女, 博士, 深圳职业技术学院教授, 主要研究方向为包装技术与材料。

蜂窝纸板是一种环境友好型缓冲包装材料,蜂窝的多孔结构使其具有质量轻、比刚度和比强度高、吸能特性稳定等优点,可有效替代泡沫塑料类缓冲材料,对其缓冲吸能特性的研究、预测和改进是国内外学者关注的研究热点之一^[1-4]。

振动传递性能是评价缓冲材料防振性能优劣的重要参数,然而蜂窝纸板防振性能的研究成果还较少^[5]。郭彦峰等^[6]对不同厚度的蜂窝纸板的振动传递特性进行了实验研究,朱大鹏等^[7-8]在实验基础上建立了蜂窝纸板振动传递特性的理论模型,陈琼等^[9]利用 Ansys 对蜂窝纸板的振动传递特性进行了有限元仿真,但缺少实验验证。上述研究成果很少考虑蜂窝结构参数和材料参数对振动传递特性的影响,然而,参考蜂窝纸板力学性能^[10-11]和金属蜂窝、复合材料蜂窝夹层板的振动性能研究^[12-14]可知,探究结构参数和材料参数对蜂窝纸板的缓冲防振性能的影响规律很有必要。由此,这里借助有限元仿真软件 Abaqus/Standard,研究不同结构和材料参数的蜂窝纸板振动传递特性的有限元仿真方法,并以2种不同参数的蜂窝纸板为例,对其进行仿真和实验分析,验证有限元仿真方法计算蜂窝纸板共振频率及其振动传递率的可行性和可靠性,进一步基于仿真结果分析面纸定量和胞元边长对蜂窝纸板振动传递特性的影响,为进一步的研究提供理论和技术支持。

1 单自由度小阻尼线性系统位移响应

为了探究包装件受到外部激励后内装物(产品)的加速度等动力学参数的变化规律,一般将包装件简化为单自由度线性系统(不考虑关键件),见图1。其中 $y(t)$ 为外部激励位移, $x(t)$ 为产品响应位移, m 为产品质量, k, c 分别为缓冲材料的等效刚度、阻尼特性。

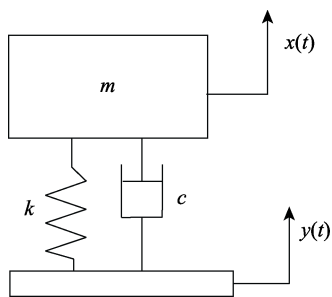


图1 单自由度线性系统动力学模型
Fig.1 Dynamics model of single-degree-of-freedom linear system

该动力学系统的强迫振动微分方程为:

$$m\ddot{x} = -k(x - y) - c(\dot{x} - \dot{y}) \quad (1)$$

在运输过程中包装件受到位移激励时,可将复杂位移条件简化为简谐激励的线性叠加,故设 $y =$

$A\sin(\omega t)$, 代入式(1),并引入无阻尼系统固有频率 ω_n 、阻尼比 ξ 、激励频率与系统固有频率之比 λ , 得式(1)的标准形式为:

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = A\sqrt{\omega_n^4 + (2\xi\omega_n\omega)^2} \sin(\omega t + \varphi) \quad (2)$$

式中: $\omega_n^2 = k/m$; $\xi = c/(2m\omega_n)$; $\lambda = \omega/\omega_n$; $\varphi = \arctan(2\xi\lambda)$ 。

对于欠阻尼 ($0 < \xi < 1$) 和零初始条件, 式(2)的解析解为:

$$x = e^{-\xi\omega_n t} \left(x_0 \cos(\omega_d t) + \frac{v_0 + \xi\omega_n x_0}{\omega_d} \sin(\omega_d t) \right) + A e^{-\xi\omega_n t} \left[\sin\varphi \cos(\omega_d t) + \frac{\omega_n \xi \sin\varphi - \omega \cos\varphi}{\omega_d} \sin(\omega_d t) \right] + \sqrt{\frac{1 + (2\xi\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} \sin(\omega t - \beta)$$

式中: ω_d 为阻尼系统的固有频率, $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$ 。式(3)表示单自由度小阻尼线性系统在简谐支座位移激励条件下的位移响应。全式由三项组成,第1项是系统在无激励时的自由振动,第2项是自由伴随振动,这2项在运动过程中迅速衰减为0。第3项是激励频率为 ω 的简谐振动,这部分不衰减,称为稳态响应。该单自由度小阻尼线性系统稳态响应时的振动传递率为:

$$T_r = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\lambda)^2}{(1 - \lambda^2)^2 + (2\xi\lambda)^2}} \quad (4)$$

文中基于有限元软件 Abaqus 稳态动力学分析求解蜂窝纸板-质量系统的稳态响应。Abaqus/Standard 中的稳态动力学分析提供了线性动力学方程的求解工具,可得到给定激励下系统的响应幅值和相位。

2 有限元仿真模型

为了模拟蜂窝纸板的缓冲防振性能,需要将蜂窝纸板-产品系统转化为一个机械振动系统,以质量块模拟内装物、蜂窝纸板作为缓冲弹性体。

2.1 几何模型

面纸和蜂窝芯均采用三维壳模型,质量块为三维实体模型。蜂窝芯利用插件“蜂窝有限元模型生成器”生成,输入蜂窝胞元边长或内切圆直径、胞壁厚度以及纸板的长和宽,再选择预设的芯纸材料参数,便可直接生成蜂窝芯,见图2。利用该方法生成的结构中,1个蜂窝芯由4个单层壁板和2个双层壁板组成,见图3。

依据蜂窝纸板和质量块的尺寸,在有限元软件 Abaqus/Standard 中建立面纸、蜂窝芯和质量块的有限元三维模型,经组合得到的装配模型见图4。

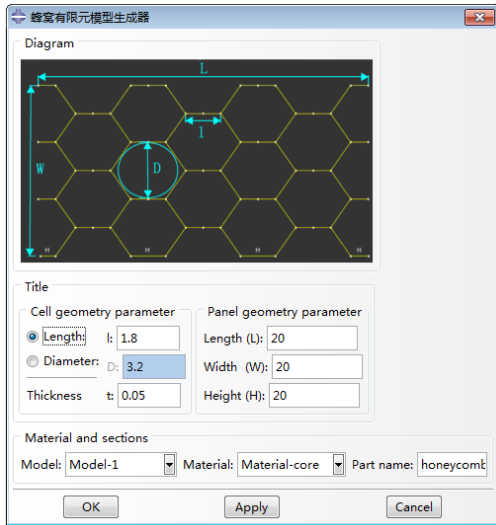


图 2 蜂窝芯有限元模型的生成

Fig.2 Finite element model generation of honeycomb core

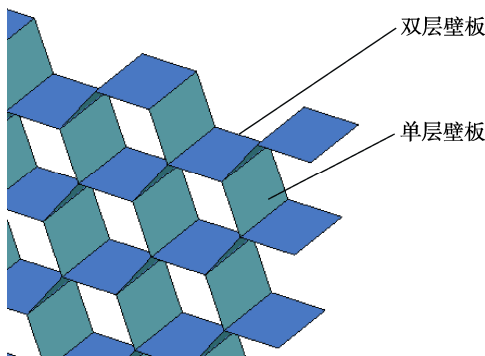


图 3 蜂窝芯的局部结构

Fig.3 The partial structure of the honeycomb core

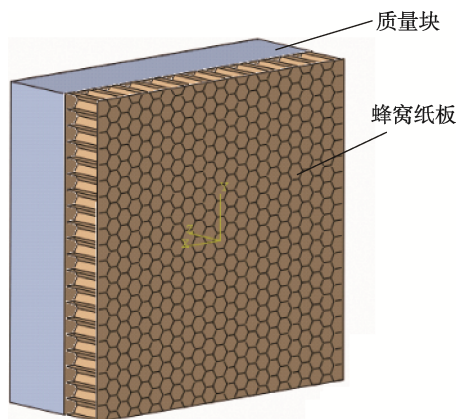


图 4 蜂窝纸板-质量系统有限元实体模型

Fig.4 Finite element model of honeycomb paperboard-mass system

2.2 材料参数

蜂窝纸板在振动过程中的形变非常微小，变形量基本上在 0.1 mm 量级，所承受的载荷没有超出弹性范围，因此在对蜂窝纸板材料参数建模时选取线

弹性模型。Abaqus/Standard 提供了多种线弹性模型，考虑到构成蜂窝纸板的纸材料具有正交各向异性，因此选择 Engineering Constants data 来建模，需要输入面纸和芯纸的参数包括密度 ρ ，厚度 δ ，弹性模量 E_x, E_y, E_z ，剪切模量 G_{xy}, G_{xz}, G_{yz} ，泊松比 $\mu_{xy}, \mu_{xz}, \mu_{yz}$ 。

参考铝蜂窝振动性能有限元分析时材料参数的设定方法^[15]，蜂窝纸板原纸密度的计算公式为：

$$\rho = \frac{G}{\delta} \quad (5)$$

式中： G 为原纸的定量； δ 为原纸厚度。

根据 GB/T 1040.1—2006 塑料拉伸性能的测定方法，利用 M-3050 微型电子万能实验机（深圳市瑞格尔仪器有限公司制造）对蜂窝纸板的原纸进行单向拉伸实验，获得不同材料的纵（MD）/横向（CD）弹性模型 E_x 和 E_y 。参考 Manna, Baum 和 Persson 的研究成果^[16-18]，可得到纸材料参数的经验公式：

$$G_{xy} = 0.387\sqrt{E_x E_y} \quad (6)$$

$$G_{xz} = E_x / 55 \quad (7)$$

$$G_{yz} = E_y / 35 \quad (8)$$

$$\mu_{xy} = 0.293\sqrt{E_y / E_x} \quad (9)$$

$$E_z = E_x / 200 \quad (10)$$

泊松比对纸材料性能的影响可以忽略， μ_{xz} 和 μ_{yz} 在计算中通常取 0.01。

2.3 约束条件和载荷

蜂窝纸板中面纸与蜂窝芯的黏结较为复杂，为防止在模拟分析中出现面芯脱胶的问题，这里对此进行简化，面纸与蜂窝芯之间运用绑定约束模拟。利用该约束可实现整个过程中三者的紧密连接，如同一个整体。质量块的刚度远远大于蜂窝纸板，且在振动过程中没有变形，因此对质量块建立刚体约束。质量块与蜂窝纸板之间运用绑定约束。为了模拟质量块与振动台之间的相对运动，在模型底面施加垂直于底面的加速度基础运动，正弦激励加速度幅值为 5 m/s^2 ，频率范围为 3~500 Hz。加速度基础运动默认加载区域是模态分析中的固定边界，因此在模态分析时对蜂窝纸板下表面施加固定约束，该边界条件将传递至稳态动力学分析中。

基础运动是 Abaqus/Standard 有别于其他有限元仿真软件的优势之一，它用于分析支座激励下的动力学响应问题。文中研究的重点是质量块的动态响应，因此选取质量块的中心区域作为响应的监测点，节点编号为 9041。

2.4 单元与网格划分

蜂窝纸板的面纸和芯纸都选取三维壳 S4R 单元（4 节点四边形有限薄膜应变线性减缩积分壳单元）类型，面纸近似全局尺寸为 5，芯纸近似全局尺寸为

3. 质量块为三维实体 C3D8R 单元 (8 节点六面体线性减缩积分单元) 类型, 近似全局尺寸为 5。仿真模型网格划分的局部见图 5。

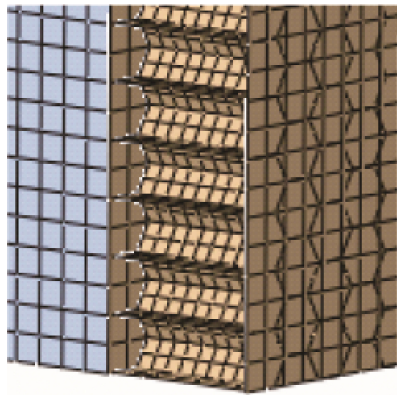


图 5 模型网格划分的局部
Fig.5 Local graph for grid partition of model

3 仿真结果分析

这里以 2 种蜂窝纸板为例, 其表面尺寸均为 200 mm×200 mm。正六边形蜂窝芯由定量 140 g/m² 的瓦楞原纸加工而成, 面纸是定量分别为 160 和 230 g/m² 的牛卡纸, 具体参数见表 1。表 1 中孔径表示正六边形蜂窝芯内切圆直径。由式 (5—10) 可计算出原纸的材料参数, 见表 2。另外, 实验中质量块密度为 8.0×10³ kg/m³, 体积为 200 mm×200 mm×50 mm。

表 1 试样材料和几何参数
Tab.1 Material and geometric parameters of specimens

试样编号	面纸定量/(g·m ⁻²)	芯纸定量/(g·m ⁻²)	面纸厚度/mm	芯纸厚度/mm	孔径/mm	纸板厚度/mm
1	230	140	0.290	0.215	10	30
2	160	140	0.205	0.215	15	30

表 2 原纸材料参数
Tab.2 Material parameters of base paper

纸张类型	定量/(g·m ⁻²)	厚度/mm	密度/(kg·m ⁻³)	E _x /MPa	E _y /MPa	E _z /MPa	G _{xy} /MPa	G _{xz} /MPa	G _{yz} /MPa	μ _{xy}	μ _{xz}	μ _{yz}
面纸	230	0.290	793.1	4005.625	759.195	20.028	674.874	72.830	21.691	0.128	0.01	0.01
面纸	160	0.205	780.5	3919.218	639.825	19.596	612.832	71.259	18.281	0.118	0.01	0.01
芯纸	140	0.215	651.2	3813.271	690.763	19.066	628.094	69.332	19.736	0.125	0.01	0.01

依照上述方法, 在 Abaqus/Standard 中建立有限元模型并分析, 得到质量块在节点 9041 处的加速度响应曲线, 见图 6。由图 6 可以看出, 在 3~100 Hz, 加速度响应值很小, 在 100~400 Hz, 响应加速度变化明显形成 2 个峰值。2 种参数下最大加速度响应值都约为 25 m/s², 加速度被放大约 5 倍, 但所对应的频率点有所不同。当频率大于 400 Hz 时, 加速度幅值缓慢下降, 基本小于 10 m/s², 说明响应值逐渐减小, 振动逐渐被衰减隔离。

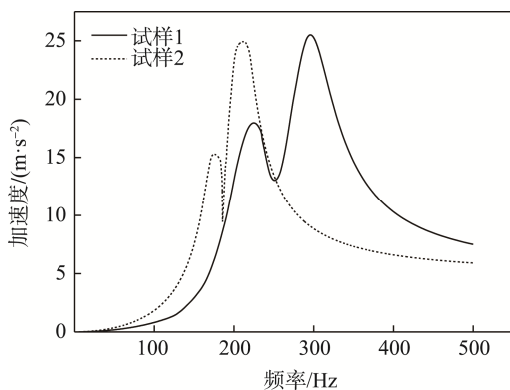


图 6 节点 9041 处的加速度响应曲线
Fig.6 Acceleration response curves at node 9041

4 实验

为了验证有限元仿真分析的可靠性, 这里按照 GB/T 8169《包装用缓冲材料振动传递特性实验方法》对蜂窝纸板-质量系统进行振动传递特性实验研究。实验采用 DC-300-3 电动振动实验系统完成 (苏州苏试试验仪器股份有限公司制造), 该系统由振动台台体、RC-2000 振动控制仪、功率放大器、加速度传感器和计算机组成, 可实现自动搜索试样的谐振点, 其搜索原则是振动传递率曲线上数值的突变点, 即波峰或波谷。采用对数扫频方式, 扫频速率为每分钟 1 个倍频程, 扫频范围为 3~500 Hz, 目标谱加速度峰值为 0.5g。2 种蜂窝纸板试样的参数见表 1, 质量块质量为 16 kg, 即在蜂窝板表面施加 3.9 kPa 的静应力, 与仿真模型中一致。实验重复 3 次, 最终结果取其平均值。

3 次实验得到的振动传递率曲线的平均结果见图 7。为了便于比较, 将有限元仿真的加速度响应值与激励加速度值 5 m/s² 作比较, 得到曲线见图 7。

对比图 7 中的仿真曲线和实验结果, 相对于实验结果, 仿真得到的振动传递率曲线更光滑。这是由于仿真中模型规则、激励稳定, 有效减少了实验中各种

随机状况的出现概率，故其曲线更平滑，峰值过渡更平稳。

在初始阶段，仿真结果表示振动传递率是从 0 开始逐渐增加的，而实验得到的振动传递率始终在 1 附近波动。这是因为实验中得到的曲线是经功率放大器、振动控制仪和计算机处理后的响应加速度幅值和激励加速度幅值的比值，且实验是从目标谱量级达到 100% 时开始采集数据。仿真中必须先采集质量块的加速度响应值，再在后处理中与激励的大小作比较，加速度的响应值必须从 0 开始。

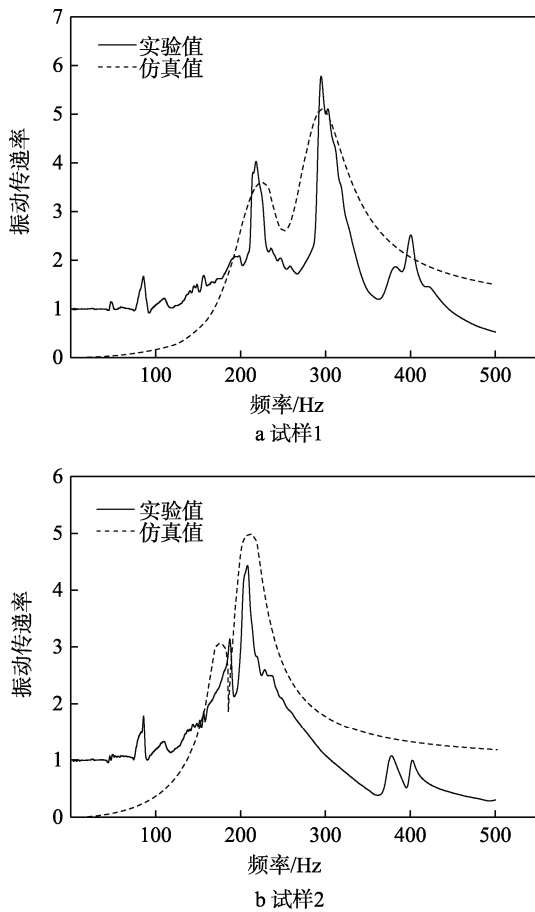


图 7 实验与仿真所得振动传递特性曲线对比
Fig.7 Contrast of vibration transmissibility curves obtained through experiment and simulation

2 个试样在仿真和实验中得到的系统共振频率和振动传递率见表 3，显然有限元仿真结果和实验结果接近，最大误差为 11.31%，共振频率的有限元仿真结果与实验结果误差不超过 3.43%。这说明利用有限元方法对蜂窝纸板的振动传递特性进行仿真分析是可行的、可靠的。振动传递率的仿真值与实验结果误差稍大，这是因为 Abaqus 在建模时，对芯层结构的处理并没有考虑粘结剂和温湿度的影响，且实验中的信号可能会产生微小的随机波动和干扰。

综合以上分析，有限元仿真法对蜂窝纸板-质量系统的振动传递特性数值模拟的准确性较好，可以得

到具有不同蜂窝结构和材料参数的系统的振动传递率和共振频率。

表 3 仿真值和实验结果对比
Tab.3 Comparison of simulation and experimental results

试样编号	共振频率			振动传递率		
	实验值/ Hz	仿真值/ Hz	误差/ %	实验值	仿真值	误差/ %
1	218.4	225.9	3.43	3.97	3.60	9.32
	295.3	295.6	0.10	5.72	5.10	10.84
2	181.3	176.0	2.92	2.98	3.06	2.68
	208.7	211.1	1.15	4.42	4.92	11.31

改变试样 1 的面纸定量为 160 g/m² (记为试样 3)，改变试样 2 的面纸定量为 230 g/m² (记为试样 4)，其余参数均不变，分别输入相应的材料参数对其进行仿真分析，将得到的结果与试样 1 和试样 2 对比，见图 8。分别对比图 8 中的试样 1 和试样 3 以及试样 2 和试样 4，可以看出，试样 1 与试样 3、试样 2 与试样 4 的振动传递率曲线几乎重合，这说明面纸定量对蜂窝纸板振动传递特性的影响较小；试样 1 和试样 4、试样 2 和试样 3 的对比结果表明，胞元边长大的蜂窝纸板其系统共振频率较小，但振动传递率大小变化不明显。

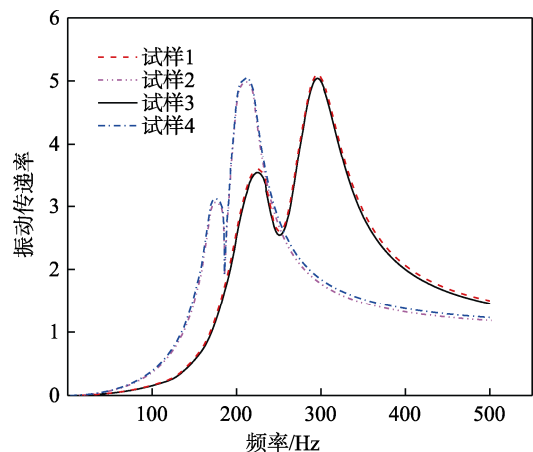


图 8 不同面纸定量和胞元边长下的振动传递特性曲线
Fig.8 The vibration transmissibility curve under different liner grammage and cell length

5 结语

采用有限元仿真和实验验证的方法，选择了 2 种不同参数的蜂窝纸板，研究了其振动传递特性，得到以下结论。

1) 针对 2 种不同参数的蜂窝纸板，有限元仿真的结果与实验结果吻合较好，共振频率的仿真结果与实验值误差小于 3.43%，振动传递率的仿真结果与实验结果误差小于 11.31%。

2) 有限元仿真是研究蜂窝纸板振动传递特性与其结构参数关系的一种新方法。根据实测蜂窝纸板的结构及材料参数,利用有限元仿真分析可获得蜂窝纸板的振动传递特性,减少实验费用和周期。

3) 仿真结果表明面纸定量对蜂窝纸板振动传递特性影响较小,即对系统共振频率和振动传递率的影响均不大;胞元边长较大的蜂窝纸板其系统共振频率较小,但振动传递率大小变化不明显。

参考文献:

- [1] WANG Z W, E Y P. Mathematical Modelling of Energy Absorption Property for Paper Honeycomb in Various Ambient Humidities[J]. *Materials & Design*, 2010, 31(7): 4321—4328.
- [2] 王志伟, 王立军, 徐晨翼. 多次低强度冲击对蜂窝纸板缓冲性能的影响[J]. *应用力学学报*, 2015, 32(3): 441—445.
WANG Zhi-wei, WANG Li-jun, XU Chen-yi. Effects of Low-strength Repeated Impacts on Cushioning Performance of Honeycomb Paperboard[J]. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2015, 32(3): 441—445.
- [3] 鄂玉萍, 张喜俊. 泡沫填充型蜂窝纸板面外压缩性能实验研究[J]. *振动与冲击*, 2017, 36(20): 146—150.
E Yu-ping, ZHANG Xi-jun. Experimental Research on Out-of-plane Compressive Behavior of Honeycomb Paperboard Filled with Foams[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, 36(20): 146—150.
- [4] KADIR N A, AMINANDA Y, DAWOOD M S I S, et al. A Study on the Parameters Affecting the Properties of Coated Paper Honeycomb[J]. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017, 184(1): 29.
- [5] 梁宁, 王冬梅, 郭彦峰, 等. 蜂窝纸板振动传递特性研究进展[J]. *包装学报*, 2018, 10(4): 43—49.
LIANG Ning, WANG Dong-mei, GUO Yan-feng, et al. Research Progress on Vibration Transmissibility of Honeycomb Paperboard[J]. *Packaging Journal*, 2018, 10(4): 43—49.
- [6] GUO Y F, ZHANG J H. Shock Absorbing Characteristics and Vibration Transmissibility of Honeycomb Paperboard[J]. *Shock & Vibration*, 2004, 11(5): 521—531.
- [7] ZHU D P, HE R C, WANG G. Experimental Investigation into Honeycomb Paperboard Vibration Transmissibility Property and Nonlinear Parameters Identification[J]. *Advances in Information Sciences & Service Sciences*, 2013, 5(7): 390—398.
- [8] ZHANG Z K, ZHENG Q C, ZHAO Y L. Honeycomb Paperboard Vibration Transmissibility Analysis and Modeling[C]// *Proceedings of the 17th IAPRI World Conference on Packaging*, 2010.
- [9] 陈琼, 吕原君. 基于 FEA 的蜂窝纸振动分析[J]. *包装工程*, 2009, 30(2): 22—23.
CHEN Qiong, LYU Yuan-jun. Vibration Analysis of Honeycomb Paperboard Based on FEM[J]. *Packaging Engineering*, 2009, 30(2): 22—23.
- [10] WANG D M, BAI Z Y. Mechanical Property of Paper Honeycomb Structure under Dynamic Compression[J]. *Materials & Design*, 2015, 77: 59—64.
- [11] BAI Z Y, WANG D M, XU Z F. Model Creation of Strain Rate-dependent Energy Absorption for Paper Honeycomb Sandwich Structure[J]. *Journal of Sandwich Structures & Materials*, 2016, 17(1): 359—375.
- [12] 王威远, 王聪, 魏英杰, 等. 复合材料蜂窝结构锥形壳振动传递特性试验研究[J]. *工程力学*, 2007, 24(7): 1—5.
WANG Wei-yuan, WANG Cong, WEI Ying-jie, et al. Experimental Investigation on Vibration Transmissibility of the Conical Shell with Composite Material Honeycomb Structure[J]. *Engineering Mechanics*, 2007, 24(7): 1—5.
- [13] HARISH R, RAMESH S S. Vibration Response Analysis of Honeycomb Sandwich Panel with Varying Core Height[J]. *International Journal of Emerging Technologies in Computational and Applied Sciences*, 2013, 5(6): 582—586.
- [14] 关自强. 卫星结构中铝蜂窝夹层板力学性能研究[D]. 吉林: 吉林大学, 2017.
GUAN Zi-qiang. Research on Mechanical Property of Aluminium Honeycomb Sandwich Structure for Satellite[D]. Jilin: Jilin University, 2017.
- [15] 任树伟, 辛锋先, 卢天健. 蜂窝层芯夹层板结构振动与传声特性研究[J]. *力学学报*, 2013, 45(3): 349—358.
REN Shu-wei, XIN Feng-xian, LU Tian-jian. Vibroacoustic Performance of Simply Supported Honeycomb Sandwich Panels[J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2013, 45(3): 349—358.
- [16] MANN R W, BAUM G A, HABEGER C C, et al. Determination of All Nine Orthotropic Elastic Constants for Machine-made Paper[J]. *Appleton Wisconsin the Institute*, 1980, 63(2): 163—166.
- [17] BAUM G A, BRENNAN D C, HABEGER C C. Orthotropic Elastic-constants of Paper[J]. *Tappi Journal*, 1981, 64(8): 97—101.
- [18] PERSSON K. Material Model for Paper: Experimental and Theoretical Aspects[D]. Lund: Lund University, 1991.