

DOI: 10.7652/xjtuxb201503020

方形蜂窝夹层曲板的振动特性研究

任树伟^{1,2}, 孟晗^{1,2}, 辛锋先^{1,2}, 卢天健^{1,2}, 慈军³, 耿丽⁴

(1. 西安交通大学轻质结构和材料多学科研究中心, 710049, 西安; 2. 西安交通大学机械结构强度与振动
国家重点实验室, 710049, 西安; 3. 广东顺德西安交通大学研究院, 528300, 广东佛山;
4. 东莞市永强汽车制造有限公司, 523407, 广东东莞)

摘要: 针对专用车辆罐体的方形蜂窝夹层封头, 研究了四边简支方形蜂窝夹层曲板结构的振动特性。以 Hoff 夹层板理论为基础, 通过能量法将蜂窝层芯等效为面内各向同性夹层, 并考虑曲率的影响, 建立了四边简支方形蜂窝夹层板振动理论模型。基于有限元软件建立了考虑蜂窝层芯细节的有限元模型, 对理论模型结果进行了验证, 两者结果取得良好吻合。通过理论模型和有限元模型研究了夹层几何参数及内压对蜂窝夹层曲板结构固有频率和振动模态的影响。研究表明: 蜂窝夹层曲板的振动模态与均质实心曲板振动模态相似, 其固有频率随着内压的增大而提高, 相同质量的蜂窝夹层曲板固有频率远高于均质实心曲板的同阶固有频率。所得结果为蜂窝夹层曲板结构的动力学优化设计提供了必要的理论参考。

关键词: 专用车辆罐体封头; 方形蜂窝夹层曲板; 内压; 固有频率; 振动模态

中图分类号: O327 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2015)03-0129-07

Vibration Analysis of Simply Supported Curved Sandwich Panels with Square Honeycomb Cores

REN Shuwei^{1,2}, MENG Han^{1,2}, XIN Fengxian^{1,2}, LU Tianjian^{1,2}, CI Jun³, GENG Li⁴

(1. Multidisciplinary Research Center for Lightweight Structures and Materials, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. State Key Laboratory for Mechanical Structure Strength and Vibration, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
3. Guangdong Xi'an Jiaotong University Academy, Foshan, Guangdong 528300, China; 4. Dongguan Yongqiang Vehicles
Manufacturing Co., Ltd., Dongguan, Guangdong 523407, China)

Abstract: A theoretical model based on Hoff sandwich panel theory is proposed to investigate the vibration behavior of curved sandwich panels with square honeycomb cores. The square core is an equivalent isotropic layer and the curvature of the panel is taken into account. A finite element model considering all geometrical details is presented to investigate the influence of internal pressure and to validate the theoretical model. A systematic investigation is performed to quantify the influences of the morphological parameters of the square honeycomb core and the internal pressure. It is found that the vibration modes of the honeycomb sandwich panel are similar to those of a monolithic panel. The natural frequencies increase and are far beyond those of the monolithic panel with equal mass as the internal pressure increases. The results obtained from the present study show the advantage of curved sandwich panels in lightweight and high-safety, and are helpful for optimal design of this kind of lightweight structures.

Keywords: head hull of oil tank; curved sandwich panel with square honeycomb core; internal pressure; natural frequency; vibration mode

收稿日期: 2014-06-19。 作者简介: 任树伟(1989—),男,博士生;辛锋先(通信作者),男,副教授。 基金项目: 广东省科技厅粤港关键领域重点突破项目(2011A091200008);中央高校基本科研专项基金资助项目(xj2011005)。

网络出版时间: 2014-12-30

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20141230.0823.005.html>

超轻多孔材料和结构^[1]具有高比刚度、比强度等优良力学特性,可同时满足轻质、刚度、强度以及复杂形状的成型工艺等要求,在航空航天、船舶、车辆等军用和民用领域广泛应用。金属基方形蜂窝夹层板壳^[2]为一种常用的超轻多孔材料结构,将其应用于油罐车的罐体封头,即可顺应专用车辆轻量化设计的趋势,亦可提高油罐车的安全性。

针对夹层平板的振动特性,国内外已开展广泛研究。Liu 等使用半理论方法研究了方形蜂窝夹层平板的弯曲、屈曲和自由振动^[3]。Lok 等研究了正交各向异性夹层板的自由振动和受迫振动,并分别考虑了简支和固支边界条件的影响^[4-5]。Xin 等系统研究了多种夹层板壳结构的振动和声学性能,考虑了不同夹层结构和边界条件的影响,揭示了夹层板壳结构振动与声学耦合作用的物理机理^[6-10]。沈承等研究了对边简支加筋三明治板的隔声性能,并使用多物理场软件 COMSOL 进行了相关有限元模拟^[11]。任树伟等研究了六方蜂窝夹层平板的振动和传声特性,系统分析了夹层板几何参数对振动和传声特性的影响^[12]。

针对方形蜂窝夹层曲板的振动特性,国内外还没有开展相应的研究。由于油罐车的方形蜂窝夹层曲板罐体经常遭遇行车过程中的振动激励,非常有必要研究方形蜂窝夹层曲板的振动特性;此外,考虑到罐体装载油料时要承载介质饱和蒸汽压、充氮产生的封罐压和介质的静态压力,还需要分析内压对振动特性的影响。有鉴于此,针对四边简支方形蜂窝夹层曲板,本文建立理论模型,系统分析了夹层曲板几何参数对振动频率的影响,同时建立有限元模型,研究了内压对夹层曲板振动特性的影响,比较了相同质量的夹层曲板和均质实心曲板的振动特性。所得结果为此类轻质夹层结构的优化设计提供了必要的理论参考。

1 力学模型

研究如图 1 所示的承受内压的金属基方形蜂窝夹层曲板的振动频率和模态。夹层曲板的结构较为复杂,由内外面板和方形蜂窝型夹层组成,其宏观几何参数包括外、内面板的曲率半径 R_1 、 R_2 ,曲板的长度 a ,弧长 b ;微观结构参数包括夹层厚度 h 、方形蜂窝长度 l 、方形蜂窝板厚 d 、内外面板厚度 t 。由于方形蜂窝夹层在 xz 和 yz 面内的剪切刚度相同,故方形蜂窝夹层曲板在宏观上呈各向同性。方形蜂窝夹层曲板可以处理为面内各向同性的等效实心曲板,

在 Hoff 夹层板理论基础上考虑曲率的影响后的力学模型^[13]归结如下。

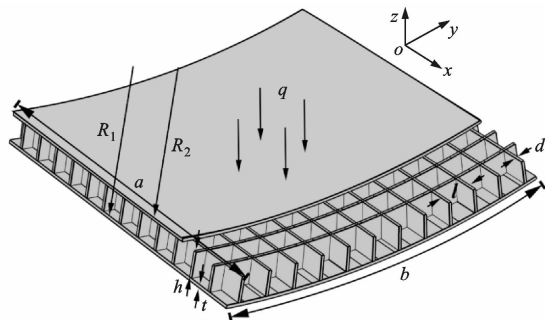


图1 承受内压的方形蜂窝夹层曲板示意图

曲板中弯矩、剪力和广义位移的关系为

$$\begin{aligned} M_x &= -D \left(\frac{\partial \phi_x}{\partial x} + \nu_f \frac{\partial \phi_y}{\partial y} \right) - 2D_f \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu_f \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \\ M_y &= -D \left(\frac{\partial \phi_y}{\partial y} + \nu_f \frac{\partial \phi_x}{\partial x} \right) - 2D_f \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu_f \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \\ M_{xy} &= -\frac{D}{2}(1-\nu_f) \left(\frac{\partial \phi_x}{\partial y} + \frac{\partial \phi_y}{\partial x} \right) - 2D_f(1-\nu_f) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{aligned} \quad (1)$$

$$Q_x = C \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \phi_x \right) - 2D_f \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)$$

$$Q_y = C \left(\frac{\partial w}{\partial y} - \phi_y \right) - 2D_f \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

式中: M_x 、 M_y 和 M_{xy} 为夹层曲板的弯矩和扭矩; Q_x 、 Q_y 为横向剪力; w 为挠度; ϕ_x 、 ϕ_y 为变形前垂直于中面的直线在变形后的转角; E_f 、 ν_f 分别为材料的弹性模量和泊松比; $D_f = \frac{E_f t^3}{12(1-\nu_f^2)}$ 为面板的弯曲刚度;

$D = \frac{E_f(h+t)^2 t}{2(1-\nu_f^2)}$ 为总体弯曲刚度; $C = G_e \frac{(h+t)^2}{h}$

为夹层曲板的剪切刚度,其中 G_e 为方形蜂窝层芯的等效剪切模量。通常选定一个方形蜂窝作为周期胞元,当层芯受到横向剪切作用时,根据实际的剪力流沿蜂窝壁分布可得周期胞元中的总应变能。根据应变能等效原理,经过均一化等效处理后的实体胞元具有相同的应变能,由此可得等效剪应力及等效剪切模量^[14] $G_e = \frac{E_f d}{4l(1+\nu_f)}$ 。

曲板中面的应力和应变关系为

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} &= \frac{1}{B} (N_x - \nu_f N_y) \\ \frac{\partial v}{\partial y} &= \frac{1}{B} (N_y - \nu_f N_x) + \frac{w}{R} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} &= \frac{1+\nu_f}{2B} N_{xy} \end{aligned} \quad (3)$$

式中: N_x 、 N_y 和 N_{xy} 为中面力; u 、 v 为中面位移;

$B=2tE_f$ 为曲板的平面拉伸刚度; R 为中面的曲率半径。

曲板的运动方程为

$$\frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{xy}}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial N_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial N_y}{\partial y} = 0 \quad (4)$$
$$\frac{\partial M_x}{\partial x} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} - Q_x = 0$$
$$\frac{\partial M_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial M_y}{\partial y} - Q_y = 0$$
$$\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} + \frac{N_y}{R} + \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - q = 0 \quad (5)$$

式中: $\rho=h\rho_c+2t\rho_f$, ρ_c 和 ρ_f 分别为夹层和面板的体积密度; q 为面外力(本文中取为均布内压)。

引入位移函数 f 和 $\tilde{\omega}$,定义3个广义位移为

$$\psi_x = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial f}{\partial y}$$
$$\psi_y = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial f}{\partial x}$$
$$w = \tilde{\omega} - \frac{D}{C} \nabla^2 \tilde{\omega} \quad (6)$$

最终,上述力学模型归结为两个控制方程,即

$$\frac{D}{2}(1-\nu_f)\nabla^2 f - Cf = 0$$
$$D\nabla^8 \tilde{\omega} + \left(1 - \frac{D}{C} \nabla^2\right) \cdot \left[\frac{B}{R^2} \frac{\partial^4 \tilde{\omega}}{\partial x^4} + 2D_f \nabla^8 \tilde{\omega} - \nabla^4 (\rho \omega^2 \tilde{\omega}) \right] = 0 \quad (7)$$

式中: ω 为振动角频率。

四边简支边界条件为

$$x = 0, a; \quad \tilde{\omega} = \frac{\partial^2 \tilde{\omega}}{\partial x^2} = \frac{\partial^4 \tilde{\omega}}{\partial x^4} = 0; \quad \frac{\partial f}{\partial x} = 0$$
$$y = 0, b; \quad \tilde{\omega} = \frac{\partial^2 \tilde{\omega}}{\partial y^2} = \frac{\partial^4 \tilde{\omega}}{\partial y^4} = 0; \quad \frac{\partial f}{\partial y} = 0 \quad (8)$$

曲板满足四边简支边界条件时 $f\equiv 0$,曲板不承受均布内压时 $q=0$ 。故可设

$$\tilde{\omega} = A_{mm} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad (9)$$

式中: A_{mm} 为待定系数。

由此可得

$$f_{mm} = \frac{1}{2\pi} \left\{ \frac{D\pi^4}{\rho b^4} \left[\frac{(m^2\beta^2 + n^2)^2}{1 + \delta_b(m^2\beta^2 + n^2)} + k_f(m^2\beta^2 + n^2)^2 + \frac{k_R m^4 \beta^4}{(m^2\beta^2 + n^2)^2} \right] \right\}^{1/2} \quad (10)$$

式中: $\delta_b=\pi^2 D/(b^2 C)$; $\beta=b/a$; $k_f=2D_f/D$; $k_R=Bb^4/DR^2\pi^4$ 。

2 有限元模型

由于方形蜂窝夹层曲板的结构复杂,利用所得的力学模型,仅能求得无内压情况下夹层曲板固有频率和振型的解析解。有限元法(FEM)为求解复杂结构的力学问题提供了有效的计算手段,本节使用有限元软件 COMSOL,分别对无内压和有内压两种情况下方形蜂窝夹层曲板进行模态分析,其中后者的分析分为两步:首先进行夹层曲板承受内压的静态分析,然后再进行模态分析。有限元模型完全按照表1的尺寸建立,方形蜂窝层芯由分别沿 x 轴、 y 轴方向各20条加筋板垂直交叉组成;由于夹层曲板的内外面板以及方形蜂窝夹层的厚度相较于模型宏观尺寸较小,故在有限元模型中采用壳单元(二次单元),并分别按照上下面板和加筋板参数设定壳单元厚度;在4个边界处分别约束 z 轴和平行边界方向的位移,模拟简支边界条件;划分单元总数为12 322,并进行了收敛性检验;夹层曲板的内外面板和方形蜂窝均为5 083-O型铝材。在内面板的上表面施加沿 z 轴负向垂直于上表面的均布压力,按照油罐车的设计标准,内压压力分别取0.1、0.15、0.265、0.4、1 MPa。为比较夹层曲板和均质实心曲板的振动特性,建立了与方形蜂窝夹层曲板质量、中面曲率半径、长度和弧长相同,板厚为3.17 mm的均质实心曲板的有限元模型。

表 1 夹层曲板有限元模型几何参数 mm

a	b	R_1	R_2
400	396.5	916	907.5
d	t	l	h
0.5	1.5	20	8.5

3 结果讨论

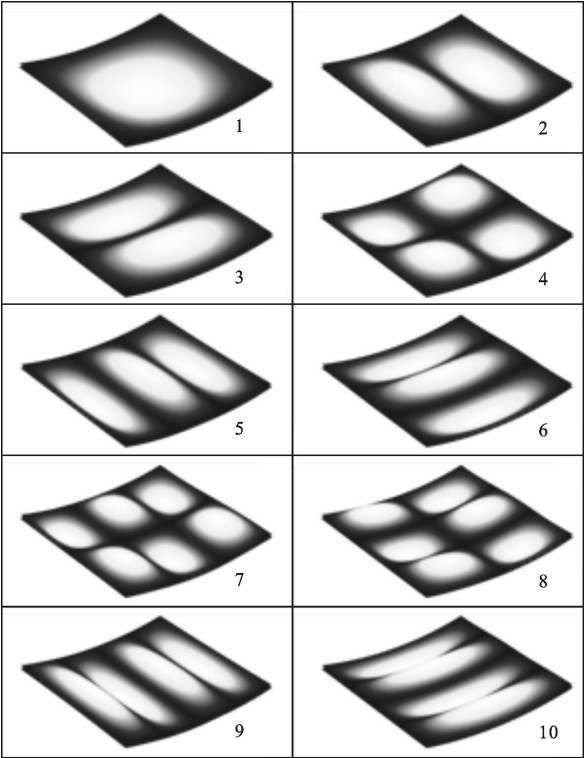
3.1 理论模型验证

油罐车空载时方形蜂窝夹层曲板不承受内压。表2比较了无内压夹层曲板固有频率的理论预测与有限元模拟结果,并给出了理论预测相对于有限元模拟结果的误差。表2结果表明,两者吻合较好,且误差随着阶数的增加呈先下降后增加的趋势,这说明本文提出的理论模型有很好的适用性。

方形蜂窝夹层曲板的前10阶模态图如图2所示。由图2可见,虽然夹层曲板的结构复杂,但其振动模态类似于均质实心曲板,由此说明将夹层曲板处理为等效实心曲板的方法可以较为准确地描述夹

表 2 无内压夹层曲板固有频率理论预测结果与有限元模拟结果比较

阶数	模态 (<i>m,n</i>)	有限元模拟 结果/Hz	理论预测 结果/Hz	误差/ %
1	(1,1)	585.8	622.5	6.3
2	(1,2)	980.6	1 056.0	7.7
3	(2,1)	1 172.7	1 234.1	5.2
4	(2,2)	1 505.6	1 581.3	5.0
5	(1,3)	1 757.8	1 820.8	3.6
6	(3,1)	1 902.8	1 957.6	2.9
7	(2,3)	2 178.3	2 222.2	2.0
8	(3,2)	2 232.0	2 275.3	1.9
9	(1,4)	2 672.3	2 687.1	0.6
10	(4,1)	2 774.8	2 774.0	0.0
11	(3,3)	2 810.0	2 807.8	-0.1
12	(2,4)	3 020.6	2 996.0	-0.8
13	(4,2)	3 077.1	3 052.2	-0.8
14	(3,4)	3 556.3	3 481.1	-2.1
15	(4,3)	3 576.8	3 502.2	-2.1



注:1~9 表示阶数

图 2 无内压方形蜂窝夹层曲板的自由振动模式

层曲板的振动模式。

3.2 蜂窝壁厚的影响

由理论模型可知,蜂窝壁厚直接影响蜂窝夹层

的剪切刚度,因此有必要研究蜂窝壁厚对夹层曲板振动特性的影响。

为了研究蜂窝壁厚 d 对夹层曲板各阶固有频率的影响,保持其他几何参数不变,仅改变蜂窝壁厚的大小,以计算固有频率。由图 3 可见,随着蜂窝壁厚的增加,夹层曲板的基频有所减小,这是因为增加蜂窝壁厚的同时增加了蜂窝夹层的剪切刚度和夹层曲板的质量,而基频对质量的增加更为敏感。除基频之外,各阶固有频率均随蜂窝壁厚的增加而提高,且高阶固有频率比低阶固有频率提高的幅度更加显著。

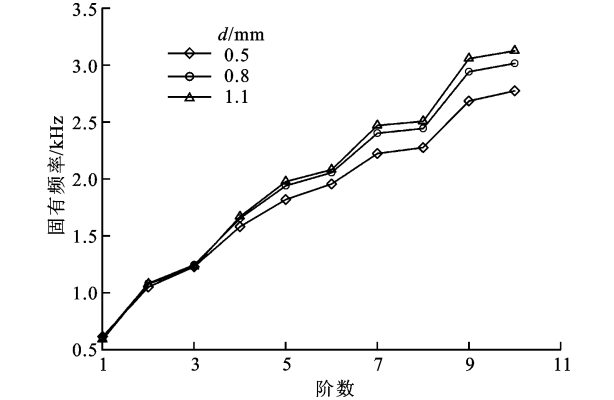


图 3 蜂窝壁厚对夹层曲板固有频率的影响

3.3 蜂窝长度的影响

与蜂窝壁厚类似,蜂窝的长度 l 也会影响夹层的剪切刚度和夹层板的质量。保持其他几何参数不变,逐渐减小蜂窝长度,以研究其对夹层曲板各阶固有频率的影响。减小蜂窝的长度会同时增加夹层的刚度和夹层板的质量。由图 4 可见,随着蜂窝长度的减小,基频基本保持不变,其他各阶固有频率增大,且高阶固有频率的增大更加显著。

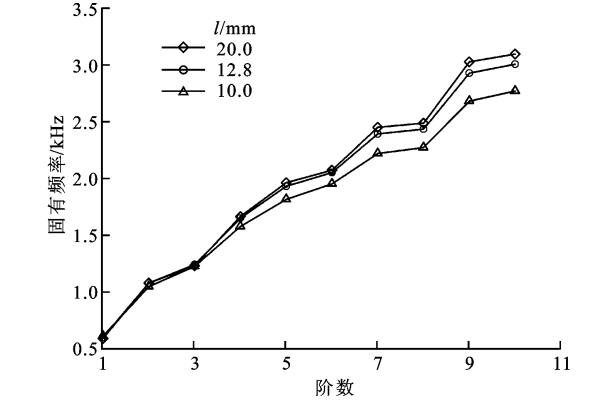


图 4 蜂窝长度对夹层曲板固有频率的影响

3.4 曲率半径的影响

由式(10)中 k_R 的定义可知,中面曲率半径 R

直接影响夹层曲板的整体刚度,刚度随着曲率半径的减小而增大,而刚度直接影响夹层曲板的固有频率。当 $R \rightarrow \infty$ 时,夹层曲板退化为夹层平板^[13]。保持其他几何参数不变,改变中面曲率半径,以研究其对结构振动的影响。由图 5 可见,各阶固有频率均随曲率半径的减小而增大,其中 1、3、4、6、7、10 阶固有频率的增大非常显著,而 2、5、7、9 阶固有频率对曲率的变化不敏感。

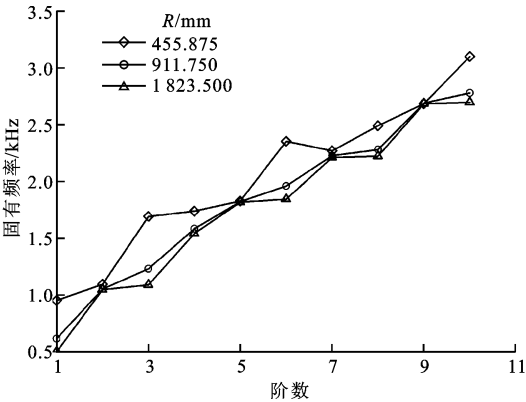


图 5 中面曲率半径对夹层曲板固有频率的影响

3.5 夹层曲板与均质实心曲板对比

方形蜂窝夹层曲板与同质量均质实心曲板固有频率对比如图 6 所示。由图 6 可见,夹层曲板的各阶固有频率均显著高于同质量均质实心曲板的固有频率,这是因为夹层曲板的夹层结构改善了曲板的截面特性,从而提高了曲板的总体刚度。

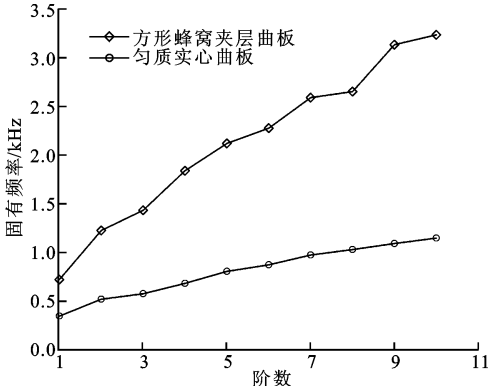


图 6 方形蜂窝夹层曲板与同等质量均质实心曲板固有频率对比

3.6 内压的影响

方形蜂窝夹层曲板承受均布内压时,压力引起夹层曲板的静变形,从而改变了夹层曲板的截面特性、曲率特性等。由力学模型建立过程可知,这些几何特性直接影响结构的刚度,而且内压同时改变了结构的质量特性^[15],进而导致结构振动特性的改变。在一般弹性范围内,几何变形越大,板的曲率越

大,结构刚度越大。考虑内压对曲板几何变形的影响,可以同时反映出内压对结构刚度的影响。以曲板的最大位移为参考,判定内压对曲板几何特性的影响程度。方形蜂窝夹层曲板下面板和均质实心曲板的最大位移(最大位移都发生在面板的几何中心)随内压的变化情况如图 7 所示。由图 7 可见,随着内压的逐步增大,两种曲板几何变形保持线性增大,同时也可认为在考虑的弹性范围内,两种曲板刚度也随内压增大呈线性增大趋势。

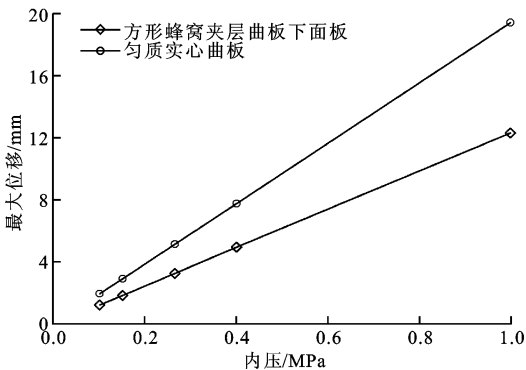


图 7 方形蜂窝夹层曲板下面板和均质实心曲板最大位移随内压的变化

图 8 和图 9 分别展示了方形蜂窝夹层曲板和同质量均质实心曲板承受不同内压时各阶振动频率的增长率,其中增长率以无内压条件下的自由振动频率为基准。可以看出,各阶固有频率均随均布内压的增加而提高,因为随着内压的增加,结构几何变形和刚度逐渐增大(见图 7)。对于特定的内压,随着振动阶数的增加,频率增长率呈整体下降的趋势,即内压对低阶振动的影响远大于对高阶振动。同质量的均质实心曲板与方形蜂窝夹层曲板呈现相同的规律。

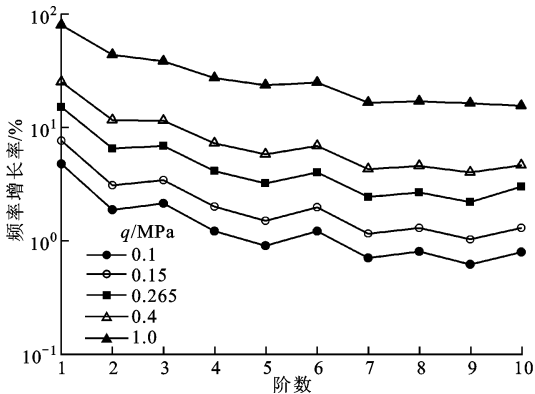


图 8 不同内压下夹层曲板各阶振动频率增长率

比较同样质量的夹层曲板和均质实心曲板,在承受相同内压的条件下,夹层曲板振动频率的增长

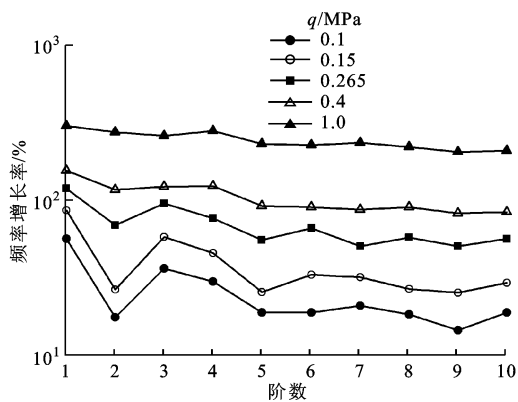


图9 不同内压下均质实心曲板各阶振动频率增长率

率远低于均质实心曲板,这主要是因为夹层曲板的总体刚度更大,承受内压时变形较小(见图7),即截面特性、曲率特性等改变较小。

需要指出的是,除了固有频率,均布内压也会改变曲板的振动模态。例如,方形蜂窝夹层曲板承受1 MPa均布内压时,其第10阶振动模态会变为(3,3),由于均质实心曲板承受内压时的形变更大,所以其模态变化更加明显。

4 结 论

针对四边简支方形蜂窝夹层曲板的振动特性,本文建立理论模型,系统分析了蜂窝壁厚、蜂窝长度、中面曲率半径对固有频率的影响,在此基础上建立了有限元模型,进一步研究了内压对夹层曲板振动特性的影响。

研究表明:增大蜂窝壁厚或减小蜂窝长度可整体提高夹层曲板的固有频率,但基频反而有所下降;减小中面曲率半径可提高夹层曲板的刚度,从而提高夹层曲板的各阶固有频率;相较于同样质量的均质实心曲板,夹层曲板的固有频率大幅提高,从而提高了油罐车的安全性;曲板各阶固有频率均随内压的增加而提高,但低阶固有频率的提高幅度远大于高阶固有频率,而较高的内压还会导致夹层曲板高阶振动模态的改变。由于承受内压时夹层曲板形变更小,其固有频率在内压下的增长率远低于同质量的均质实心曲板。

本文结果有益于进一步开展轻质夹层曲板的优化设计,以改善结构的振动性能。

参考文献:

[1] 卢天健,何德坪,陈常青,等.超轻多孔金属材料的多功能特性及应用[J].力学进展,2006,36(4):517-535.

LU Tianjian, HE Deping, CHEN Changqin, et al. The multi-functionality of ultra-light porous metals and their applications [J]. Advances in Mechanics, 2006, 36(4): 517-535.

- [2] HU Y C, HUANG S C. The frequency response and damping effect of three-layer thin shell with viscoelastic core [J]. Computers & Structures, 2000, 76(5): 577-591.
- [3] LIU J, CHENG Y S, LI R F, et al. A semi-analytical method for bending, buckling and free vibration analyses of sandwich panels with square-honeycomb cores [J]. International Journal of Structural Stability and Dynamics, 2010, 10(1): 127-151.
- [4] LOK T S, CHENG Q H. Free vibration of clamped orthotropic sandwich panel [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 229(2): 311-327.
- [5] LOK T S, CHENG Q H. Free and forced vibration of simply supported, orthotropic sandwich panel [J]. Computers & Structures, 2001, 79(3): 301-312.
- [6] XIN F X, LU T J. Analytical modeling of fluid loaded orthogonally rib-stiffened sandwich structures: sound transmission [J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 2010, 58(9): 1374-1396.
- [7] XIN F X, LU T J. Analytical modeling of sound transmission across finite aeroelastic panels in convected fluids [J]. J Acoust Soc Am, 2010, 128(3): 1097-1107.
- [8] XIN F X, LU T J, CHEN C Q. Vibroacoustic behavior of clamp mounted double-panel partition with enclosure air cavity [J]. J Acoust Soc Am, 2008, 124(6): 3604-3612.
- [9] SHEN C, XIN F X, LU T J. Theoretical model for sound transmission through finite sandwich structures with corrugated core [J]. International Journal of Non-linear Mechanics, 2012, 47(10): 1066-1072.
- [10] MENG H, XIN F X, LU T J. External mean flow effects on sound transmission through acoustic absorptive sandwich structure [J]. AIAA Journal, 2012, 50(10): 2268-2276.
- [11] 沈承,辛锋先,金峰,等.对边简支加筋三明治板隔声性能研究[J].西安交通大学学报,2011,45(7): 22-29.
- SHEN Cheng, XIN Fengxian, JIN Feng, et al. Sound insulation behavior of simply-supported sandwich structure with parallel study [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(7): 22-29.
- [12] 任树伟,辛锋先,卢天健.蜂窝层芯夹层板结构振动和传声特性研究[J].力学学报,2013,45(2): 349-

358.
REN Shuwei, XIN Fengxian, LU Tianjian. Vibro-acoustic performance of simply supported honeycomb sandwich panels [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2013, 45(2): 349-358.

[13] 中国科学院北京力学研究所固体力学研究室板壳组. 夹层板壳的弯曲稳定和振动 [M]. 北京: 科学出版社, 1977.

[14] MAI S P, FLECK N A, LU T J. Optimal design of box-section sandwich beams in three-point bending [J]. International Journal of Solids and Structures, 2007, 44 (14/15): 4742-4769.

[15] 杜国君, 田雨宝. 均布载荷作用下夹层圆板的载荷-频率特征关系 [J]. 工程力学, 1997, 14(2): 139-144.

DU Guojun, TIAN Yubao. Load-natural frequency eigen relation of circular sandwich plate under uniform load [J]. Engineering Mechanics, 1997, 14(2): 139-144.

(编辑 赵炜)

(上接第 84 页)

展趋势提供先期预警,对设备维护提供指导。文中给出了算例,说明了该方法的应用。同时,本文的方法对于其他系统设计具有普适性,可以推广应用于城市公交系统、城市给排水系统、燃气系统、核电系统等其他领域的时变不确定性设计和可靠性分析中。

参考文献:

[1] TONON F, BERNARDINI A, MAMMINO A. Determination of parameters range in rock engineering by means of Random Set Theory [J]. Reliability Engineering and System Safety, 2000, 70(3): 241-261.

[2] JENSEN H A, KUSANOVIC D S. Reliability-based optimization of stochastic systems using line search [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2009, 198: 3915-3924.

[3] ADDURI P R, PENMETSA R C. Confidence bounds on component reliability in the presence of mixed uncertain variables [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2008, 50(3): 481-489.

[4] 方永锋. 结构与系统的动态可靠性研究 [D]. 西安: 西安电子科技大学, 2013.

[5] WANG Zequn, WANG Pingfeng. A new approach for reliability analysis with time-variant performance characteristics [J]. Reliability Engineering and System Safety, 2013, 115: 70-81.

[6] ANDRIEN-RENAUD C, SUDRET B, LEMAIRE M. The PHI2 method: a way to compute time-variant reliability [J]. Reliability Engineering and System Safety, 2004, 84(1): 75-86.

[7] GRIGORIN M, SAMORODNITSKY G. Reliability of dynamic systems in random environment by extreme value theory [J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 2014, 38: 54-59.

[8] JIANG C, NI B Y, HAN X, et al. Non-probabilistic convex model process: a new method of time-variant uncertainty analysis and its application to structural dynamic reliability problems [J]. Computer Method in Applied Mechanics and Engineering, 2014, 268: 656-676.

[9] 石博强, 闫永业, 范慧芳, 等. 时变不确定性机械设计方法 [J]. 北京科技大学学报, 2008, 30(9): 1050-1054.

SHI Boqiang, YAN Yongye, FAN Huifang, et al. Mechanical design method with uncertain evolution [J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2008, 30(9): 1050-1054.

[10] 闫永业, 石博强. 考虑不确定性因素的时变可靠度计算方法 [J]. 西安交通大学学报, 2007, 41(11): 1303-1306.

YAN Yongye, SHI Boqiang. Time dependent reliability analysis under uncertainty [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2007, 41(11): 1303-1306.

[11] LO A W. Maximum likelihood estimation of generalized Ito's processes with discretely sampled data [J]. Econometric Theory, 1988, 4(2): 231-247.

(编辑 葛赵青)