

DOI: 10.7511/jslx20201210001

基于双曲面蜂窝夹层结构等效模型的研究及数值分析

沈元星, 侯文彬*

(大连理工大学 工业装备结构分析国家重点实验室 汽车工程学院, 大连 116024)

摘要:蜂窝夹层结构在轻量化设计领域一直备受关注, 相关的理论研究也日趋完善。然而, 很多研究主要集中在平面蜂窝夹层结构上, 而对于曲面结构的相关研究甚少。本文对双曲面蜂窝夹芯进行了力学分析, 建立了曲面蜂窝夹层板的等效力学模型, 同时建立了双曲面蜂窝夹层板详细模型和基于三明治夹层板理论以及曲面夹层板理论的等效模型, 最后通过有限元方法对详细模型和等效模型在各工况下进行了分析和对比, 从而验证曲面夹层板等效力学模型的准确性。结果表明, 曲面夹层板等效力学模型对曲面类型蜂窝夹层结构具有更好的适用性, 同时对近平面结构也有相当的适用性。

关键词:夹层结构; 曲面蜂窝夹层板; 力学分析; 等效模型; 有限元

中图分类号: O242.21

文献标志码: A

文章编号: 1007-4708(2022)02-0209-07

1 引言

蜂窝夹层结构是由胶黏剂将上下两块面板和中间厚而轻的蜂窝状夹芯粘接而成的层状复合结构, 由于该类结构具有比强度和比刚度高, 以及优异的隔音、吸震和隔热等性能特点, 已广泛应用于航空航天和交通运输等领域^[1-3]。由于蜂窝夹层板的特殊结构, 在工程和科学的研究中一般不直接对其进行分析计算, 而是对模型进行等效以作简化^[4-8], 使实际问题易于研究。Gibson 等^[9]在 20 世纪 80 年代采用 Bernoulli-Euler 梁模型给出了不考虑轴向以及剪切变形的等效弹性参数公式; 富明慧等^[10]通过考虑蜂窝壁板的伸缩变形对 Gibson 公式进行了改进; 胡玉琴^[11]对各边非等厚度的铝蜂窝夹芯结构的等效力学参数进行了补充研究; 马连华^[12]进一步考虑蜂窝壁板剪切变形的影响, 给出了更为精确的等效弹性参数计算公式。但是以上对蜂窝夹层板的研究都是基于平面蜂窝结构提出的, 在一些实际工程应用中, 蜂窝夹层结构是以曲面蜂窝板的形式存在, 如民用飞机机身腹部整流罩以及发动机机舱、通用飞机机身、船体以及发动机罩等^[13-15], 如果仍然用平面理论方法进行等效计算难免会有误差。

收稿日期: 2020-12-10; 修改稿收到日期: 2021-03-15。

基金项目: 国家自然科学基金(52072057); 工业装备结构分析国家重点实验室自主课题(S18108)资助项目。

作者简介: 侯文彬*(1973-), 男, 博士, 教授, 博士生导师
(E-mail: houwb@dlut.edu.cn)。

本文在文献[11, 12]的理论基础上, 对双曲面蜂窝夹层结构的等效参数进行研究, 建立不等壁厚正六边形蜂窝芯的等效力学模型, 并通过建立有限元模型对理论模型进行验证。

2 双曲面蜂窝夹芯等效参数公式的推导

由于蜂窝胞元边长很小, 对于曲面蜂窝芯子仍可以将蜂窝边近似看作是直边, 双曲面蜂窝芯的孔径尺寸不一致, 向外的一侧(外胞面)孔径尺寸比内侧(内胞面)孔径尺寸大, 如图 1(a)所示。以 Y 模型建立蜂窝芯等效模型(图 1(b)), 设 E_s 为蜂窝芯材料的弹性模量, b 为蜂窝芯的厚度, t 为薄胞壁厚度, $2t$ 为厚胞壁厚度。 l_1 和 l_2 分别为双曲面蜂窝芯外薄胞壁和内薄胞壁的长度, h_1 和 h_2 分别为双曲面蜂窝芯外厚胞壁和内厚胞壁的长度, l 和 h 分别为沿厚度方向任意截面 S 处薄厚胞壁的长度, 由于每个胞元中心轴线并不平行, 所以此处建立胞元局部坐标系, 与厚胞壁垂直的为 1 方向, 与胞元中心轴线平行且指向外胞壁的为 3 方向, 2 方

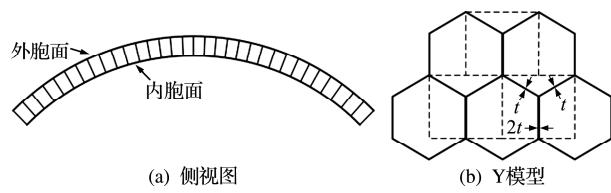


图 1 曲面蜂窝芯侧视图以及 Y 模型
Fig. 1 Diagram of side view of curved honeycomb core and the Y model

向由右手法则确定,后续各项参数的推导都是建立在此坐标系下以及截面 S 上进行的,局部坐标系和单胞结构如图 2 所示, x 为截面 S 到内胞面的距离 ($0 < x \leq b$, 下同)。

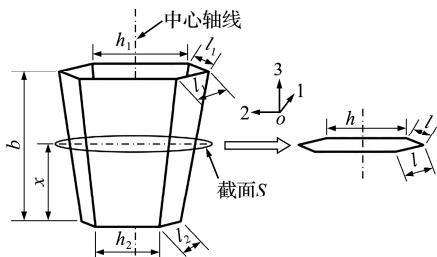


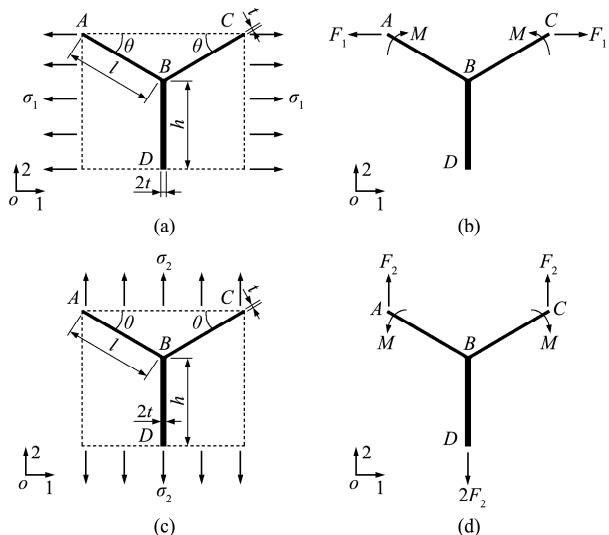
图 2 坐标系和单胞结构

Fig. 2 Sketch of coordinate system and unit cell structure

2.1 面内弹性模量 E_{c1} 和 E_{c2} 的推导

胞元受 1 方向单向应力时,模型受力如图 3(a)所示,图 3(b)为等效受力示意图, F_1 为 σ_1 的等效拉力, M 为等效弯矩。

胞元受 2 方向单向应力时,模型受力如图 3(c)所示,图 3(d)为等效受力示意图, F_2 为 σ_2 的等效拉力, M 为等效弯矩。

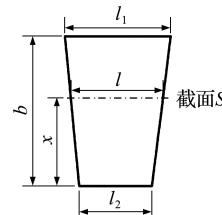
图 3 Y 单元体单向受力示意图
Fig. 3 Schematic diagram of Y unit unidirectional force

令 $h/l = \alpha$, $t/l = \beta$, 对于正六边形蜂窝芯, $\theta = 30^\circ$, $\alpha = 1$, 经过推导, 面内模量与文献[11]得到的结果一致,即

$$\begin{cases} E_{c1} = (4E_s\beta^3/\sqrt{3})(1 - 3\beta^2) \\ E_{c2} = (4E_s\beta^3/\sqrt{3})\left(1 - \frac{5}{3}\beta^2\right) \end{cases} \quad (1)$$

由式(1)可以得出,面内模量与截面 S 处胞壁长度 l 相关,而 l 可以由图 4 的几何关系表达为

$$l = \frac{l_1 - l_2}{b} x + l_2 = \frac{\Delta l}{b} x + l_2 \quad (2)$$

图 4 胞壁尺寸
Fig. 4 Cell wall size

由此可以得到与夹芯厚度相关的等效面内模量表达式为

$$\begin{cases} E_{c1} = \frac{4E_s}{\sqrt{3}} \left(\frac{bt}{\Delta lx + bl_2} \right)^3 \left[1 - 3 \left(\frac{bt}{\Delta lx + bl_2} \right)^2 \right] \\ E_{c2} = \frac{4E_s}{\sqrt{3}} \left(\frac{bt}{\Delta lx + bl_2} \right)^3 \left[1 - \frac{5}{3} \left(\frac{bt}{\Delta lx + bl_2} \right)^2 \right] \end{cases} \quad (3)$$

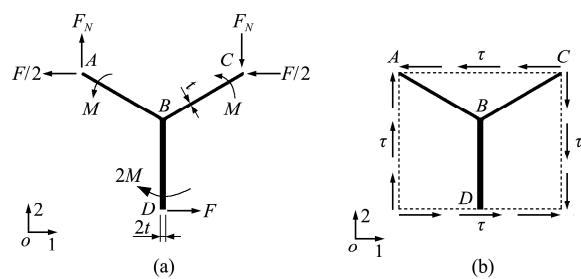
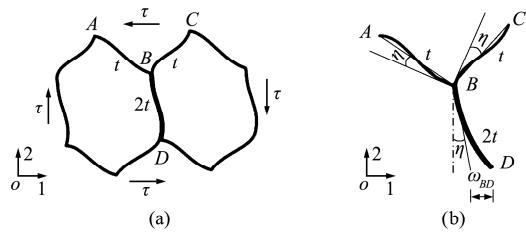
2.2 剪切模量 G_{c12} 的推导

图 5 和图 6 描述了单胞单元体面内受剪情况,其中图 5(a)为单元体受力示意图,图 5(b)为等效体剪应力示意图,图 6(b)为胞壁变形示意图。其中, τ 为等效剪应力, η 为当将 AB 看作简支梁时, A 点和 B 点在弯矩 M 作用下,引起 B 处的转角, ω_{BD} 为 D 点的弯曲挠度。假设胞壁 BD 的剪切变形是 BD 绕 B 点转动和胞壁本身的弯曲变形引起的,且各节点转动的角度相同。经过推导及参考文献 [10,11] 的结果,可得剪切模量

$$G_{c12} = \frac{\tau}{\gamma_{12}} = \frac{12E_s(h + l \sin\theta)}{lh^2 b \cos\theta(l/I_{AB} + 2h/I_{BD})} \quad (4)$$

对于正六边形蜂窝, $\theta = 30^\circ$, $h = l$, 则

$$G_{c12} = E_s \beta^3 \frac{\alpha + \sin\theta}{\alpha^2 \cos\theta(1 + \alpha/4)} = \frac{4\sqrt{3}}{5} E_s \beta^3 \quad (5)$$

图 5 剪切模量 G_{c12} 等效示意图
Fig. 5 Schematic diagram of equivalent shear modulus G_{c12} 图 6 蜂窝芯剪切受力和胞壁 BD 的变形模式
Fig. 6 Shear force on honeycomb core and deformation mode of the cell wall BD

同理,可以得到与夹芯厚度相关的等效剪切模量

$$G_{c12} = \frac{4\sqrt{3}}{5} E_s \left[\frac{bt}{\Delta lx + bl_2} \right]^3 \quad (6)$$

2.3 对剪切模量 G_{c23} 和 G_{c13} 的推导

如图 7 所示, T 为单位长度剪力, 可得 Y 模型的单元体剪切变形能

$$U = \int \frac{\tau^2}{2G_s} dv = \frac{2}{2G_s} \left(\frac{T}{t} \right)^2 \left[\frac{bt(l_1 + 4l_0 + l_2)}{6} \right] + \frac{1}{2G_s} \left(\frac{2T}{2t} \right)^2 \left[2 \frac{bt(l_1 + 4l_0 + l_2)}{6} \right] = \frac{2bT^2l_0}{G_st} \quad (7)$$

式中 G_s 为蜂窝材料的剪切模量, l_0 为夹芯中间截面处胞壁的长度。

由于均质实体的相当体为一个四棱台, 垂直于厚度方向的横截面的胞壁长度不断变化, 造成相当体等效剪应力也不相等, 为利于计算, 此处用平均应力近似代替, 即

$$\tau_{c23} = \frac{2Tl_0 \sin\theta + 2Tl_0}{(l_0 + l_0 \sin\theta) 2l_0 \cos\theta} \quad (8)$$

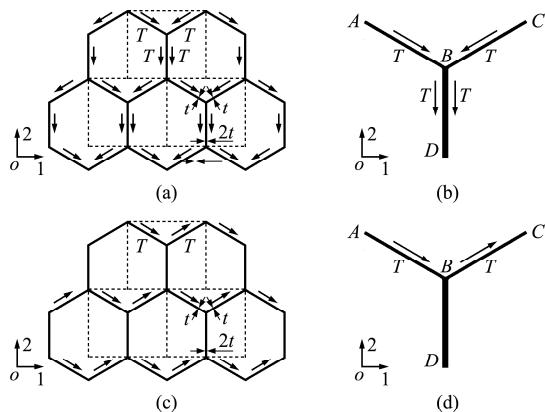


图 7 蜂窝芯子受剪示意图

Fig. 7 Schematic diagram of honeycomb core under shear force

若相当体在 2 方向的剪切模量为 G_{c23} , 则相当

$$\text{体总的变形能} \quad U_{eq} = \frac{\tau_{c23}^2}{2G_{c23}} V_{eq} \quad (9)$$

式中 V_{eq} 为四棱台的体积, 对于正六边形蜂窝, $\theta = 30^\circ$, 故

$$U_{eq} = \frac{1}{2G_{c23}} \left[\frac{T(1 + \sin\theta)}{(l_0 + l_0 \sin\theta) \cos\theta} \right]^2 \frac{b}{6} \times \left(3\sqrt{3} \frac{l_1^2 + l_2^2}{2} + 6\sqrt{3} l_0^2 \right) = \frac{\sqrt{3} T^2 b}{6G_{c23}} \left(\frac{l_1^2 + l_2^2}{l_0^2} + 4 \right) \quad (10)$$

根据相当体与 Y 单元体总变形能相等得

$$G_{c23} = \frac{\sqrt{3} G_s t (l_1^2 + l_2^2 + 4l_0^2)}{12l_0^3} \quad (11)$$

对于 G_{c13} 受力模型, 剪力流如图 7(c,d)所示, 取 Y 基本单元体, 设单元体上的单位长度的剪力

为 T , 则总的变形能

$$U = 2 \frac{(T/t)^2}{2G_s} \left[(l_1 t + 4l_0 t + l_2 t) \frac{b}{6} \right] = \frac{T^2 l_0 b}{G_s t} \quad (12)$$

对于均质实体相当体, 当 $\theta = 30^\circ$ 时, 剪应力为

$$\tau_{c13} = \frac{2Tl_0 \cos\theta}{(l_0 + l_0 \sin\theta) 2l_0 \cos\theta} = \frac{2T}{3l_0} \quad (13)$$

所以相当体的变形能 $U_{eq} = \frac{\tau_{c13}^2}{2G_{c13}} V_{eq}$ (14)

$$\text{令 } U = U_{eq}, \text{ 得 } G_{c13} = \frac{\sqrt{3} G_s t (l_1^2 + l_2^2 + 4l_0^2)}{18l_0^3} \quad (15)$$

2.4 等效弹性模量 E_{c3} 的推导

由于曲面蜂窝胞元垂直于厚度方向的横截面面积是不断变化的, 故蜂窝芯厚度方向的拉压刚度也不断变化(图 8 所示), 由截面 S 处的拉压截面刚度与相当体截面 S 处的拉压截面刚度 K_{eq} 相等得

$$E_{c3} = \frac{8\sqrt{3}}{9} E_s \beta = \frac{8\sqrt{3}}{9} E_s \frac{bt}{\Delta lx + bl_2} \quad (16)$$

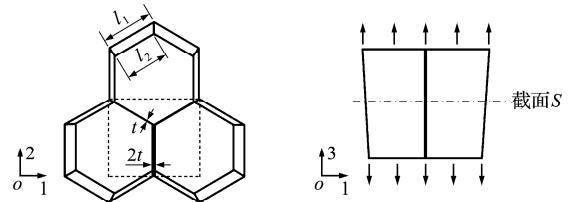


图 8 芯子模量 E_{c3} 模型
Fig. 8 Honeycomb core modulus model for E_{c3}

2.5 对等效密度 ρ_c 的推导

由相当体与 Y 单元体质量相等

$$\rho_c V_{eq} = \rho_s V \quad (17)$$

$$\text{得} \quad \rho_c = \frac{8\sqrt{3} (l_1 + l_2) \rho_s t}{3(l_1^2 + l_2^2) + 12l_0^2} \quad (18)$$

式中 ρ_s 为蜂窝芯材料的密度。

根据以上推导过程, 将等效参数公式总结如下。

$$\begin{cases} E_{c1} = \frac{4E_s}{\sqrt{3}} \left(\frac{bt}{\Delta lx + bl_2} \right)^3 \left[1 - 3 \left(\frac{bt}{\Delta lx + bl_2} \right)^2 \right] \\ E_{c2} = \frac{4E_s}{\sqrt{3}} \left(\frac{bt}{\Delta lx + bl_2} \right)^3 \left[1 - \frac{5}{3} \left(\frac{bt}{\Delta lx + bl_2} \right)^2 \right] \\ E_{c3} = \frac{8\sqrt{3}}{9} E_s \frac{bt}{\Delta lx + bl_2} \\ G_{c12} = \frac{4\sqrt{3}}{5} E_s \left(\frac{bt}{\Delta lx + bl_2} \right)^3 \\ G_{c23} = \frac{\sqrt{3} G_s t (l_1^2 + l_2^2 + 4l_0^2)}{12l_0^3} \\ G_{c13} = \frac{\sqrt{3} G_s t (l_1^2 + l_2^2 + 4l_0^2)}{18l_0^3} \\ \rho_c = \frac{8\sqrt{3} (l_1 + l_2) \rho_s t}{3(l_1^2 + l_2^2) + 12l_0^2} \end{cases} \quad (19)$$

3 有限元案例分析

为了验证双曲面蜂窝等效力学模型的准确性,利用CATIA建立三个弦高比依次增加的双曲面铝蜂窝夹层结构详细模型和相应的等效模型,根据弦高比的不同,最后将模型分为三组,即每个详细模型以及相应的等效模型为一组,对于双曲面模型,每组模型共两个弦高比,弦高比用 λ 表示, h 为弦高, l 为弦长,其中

$$\lambda_i = h_i / l_i \quad (20)$$

式中 $i=1,2$,详细模型如图9(a)所示,其中图9(b)为 $1/4$ 模型及尺寸示意图。

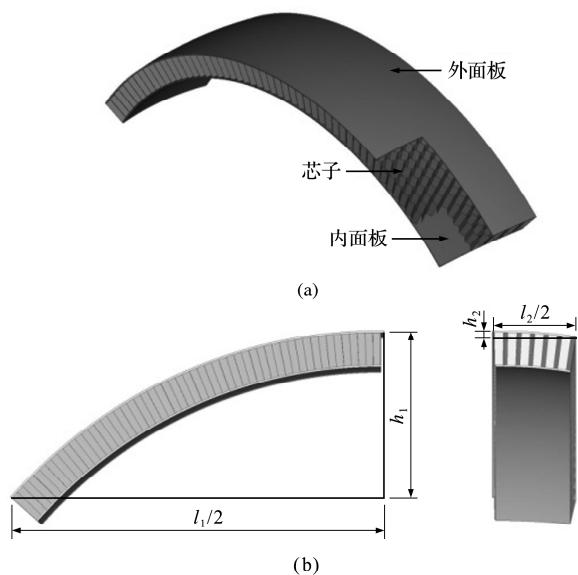


图9 双曲面蜂窝夹层结构

Fig. 9 Double curved honeycomb sandwich structure

模型的材料参数为 $E_s=72000\text{ MPa}$, $G_s=27000\text{ MPa}$, $\nu=0.33$, $\rho_s=2.7\times10^3\text{ kg/m}^3$ 。三个模型的上下面板厚度均为 0.5 mm ,蜂窝芯尺寸参数列入表1。在有限元计算中,截面S取中截面,等效模型的材料参数分别由修正的三明治夹芯板理论公式^[14](等效一)和本次推导的曲面蜂窝板等效公式得出(等效二),由于本文推导出的泊松比公式与原三明治夹层理论公式基本相同,故两种等效体的泊松比均参考文献[10, 16, 17]的计算公式。由于三明治夹芯板理论和本次推导的理论公式分别以全局坐标系和局部坐标系为参考,所以本文利用ABAQUS分别以全局坐标和离散坐标系(该坐标系在ABAQUS中适用于定义拥有各向异性材料的模型属性,在几何模型较为复杂而导致材料的主轴和法向轴的方向在空间中连续变化的情况下,使用该坐标系定义模型的材料属性,可以使材料的

法向轴始终与模型的平面外法线方向保持一致)的方式对等效模型赋予相应的属性参数并建立有限元模型。如图10所示为有限元详细模型(A,B,C)和相应等效模型(a,b,c)。详细模型的面板和夹芯的单元类型为S4R,面板单元尺寸为 $2\text{ mm}\times2\text{ mm}$,夹芯单元尺寸约为 $1\text{ mm}\times1\text{ mm}$,详细模型的面板与芯层采用绑定连接。等效模型面板和夹芯等效体单元类型分别采用S4R和C3D8R,由于夹芯等效为实体单元,可以在Hypermesh中由面板单元沿法向偏置生成,面板的单元尺寸为 $2\text{ mm}\times2\text{ mm}$,夹芯实体单元尺寸为 $2\text{ mm}\times2\text{ mm}\times2\text{ mm}$,等效模型的面板与芯层采用MPC绑定法进行连接^[18]。本文综合考虑了夹层板的使用条件和受力情况,对蜂窝夹层板进行了以下几种工况的分析。

表1 蜂窝芯尺寸参数

Tab. 1 Size parameters of honeycomb core

	模型一	模型二	模型三
λ_1	0.028	0.063	0.224
λ_2	0.005	0.011	0.039
l_1/mm	2.782	2.763	2.752
l_2/mm	2.757	2.713	2.565
t/mm	0.08	0.08	0.08
b/mm	10	10	10

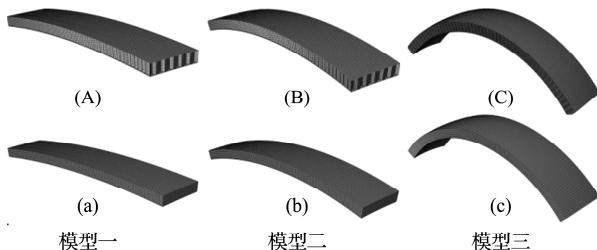


图10 双曲面蜂窝夹层板有限元模型
Fig. 10 Finite element model of double curved honeycomb sandwich plates

(1) 弯曲工况

在夹层板上面板的中部沿着Z轴负方向施加大小为 10 MPa 的均布载荷,约束下面板一端Z方向的平动自由度($\text{DOF}_z=0$,下同)以及另一端的所有方向的平动自由度,如图11(a,b)所示,其中DOF全称为degree of freedom,表示自由度。

(2) 扭转工况

在夹层板上面板的一端一角沿着Z轴负方向施加大小为 100 N 的集中载荷,另一端固定,如图11(c)所示。

(3) 侧向工况

在夹层板上面板的一端一角沿着X轴负方向

施加大小为 100 N 的集中载荷,另一端固定,如图 11(d)所示。

(4) 模态分析

释放夹层板的所有自由度,采用线性摄动分析法对夹层板进行自由模态分析,得到前五阶固有频率值。

各工况分析结果及误差百分比列入表 2 和表 3。其中误差百分比 $E/\% = (\text{测量值} - \text{标准值}) / \text{标准值} \times 100\%$,以详细模型计算结果作标准值,等效模型计算结果为测量值。

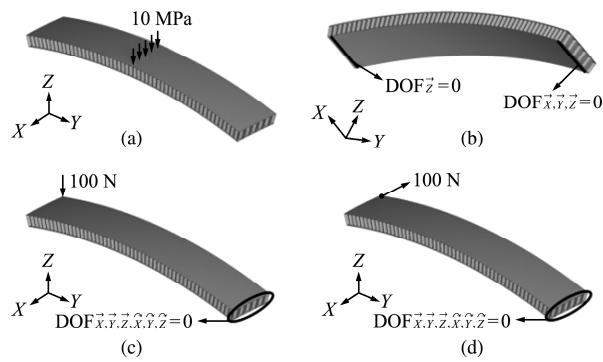


图 11 各工况示意图

Fig. 11 Schematic diagram of the working conditions

表 2 前三种工况下的位移及误差百分比

Tab. 2 Displacements under the three working conditions and error percentage

	模型一			模型二			模型三		
	详细	等效一($E/\%$)	等效二($E/\%$)	详细	等效一($E/\%$)	等效二($E/\%$)	详细	等效一($E/\%$)	等效二($E/\%$)
弯曲位移/mm	3.440	3.521(2.35)	3.519(2.30)	3.514	3.599(2.42)	3.579(1.85)	2.616	2.750(5.12)	2.672(2.14)
扭转位移/mm	5.742	5.865(2.14)	5.865(2.14)	5.967	6.085(1.98)	6.084(1.96)	4.593	4.772(3.90)	4.684(1.98)
侧向位移/mm	2.677	2.785(4.03)	2.764(3.25)	3.418	3.740(9.42)	3.589(5.00)	7.406	9.632(30.1)	8.128(9.75)

表 3 前五阶固有频率及误差百分比

Tab. 3 First five natural frequencies and error percentage

	模型一			模型二			模型三		
	详细	等效一($E/\%$)	等效二($E/\%$)	详细	等效一($E/\%$)	等效二($E/\%$)	详细	等效一($E/\%$)	等效二($E/\%$)
第一阶/Hz	1208.2	1201.2(0.58)	1200.9(0.60)	1166.7	1159.7(0.60)	1159.8(0.59)	1176.3	1159.6(1.42)	1170.7(0.48)
第二阶/Hz	2802.6	2688.1(4.1)	2688.6(4.1)	2759.1	2635.6(4.5)	2637.8(4.4)	2660.0	2494.4(6.2)	2544.7(4.3)
第三阶/Hz	2987.1	2961.6(0.85)	2961.6(0.85)	2966.3	2931.0(1.2)	2933.8(1.1)	3072.8	2991.0(2.7)	3042.1(1.0)
第四阶/Hz	3048.9	3014.7(1.1)	3015.3(1.1)	2990.7	2953.9(1.2)	2961.4(0.98)	3893.4	3637.5(6.6)	3807.5(2.2)
第五阶/Hz	5353.1	5265.1(1.6)	5268.6(1.6)	5233.6	5140.9(1.8)	5151.0(1.6)	5502.6	5289.7(3.9)	5421.1(1.5)

通过三个模型在以上工况下的有限元分析结果,可以得出以下结论。

(1) 对于双曲面蜂窝夹层结构,在弦高比较小的情况下,即模型一(近平面结构)和模型二,采用三明治夹芯板等效法和曲面蜂窝板等效法在各工况下的计算结果,与详细模型的计算结果大致相当,误差较小,在计算结果要求不是很高的情况下都可以使用。

(2) 随着结构弦高比的增加,三明治夹芯板理论模型与曲面蜂窝板理论模型的有限元分析结果差别越来越明显,在弦高比较大的结构上,曲面蜂窝板等效法能够得到更加精确的计算结果,体现出更好的适用性,如表 2 模型三在侧向工况分析,等效公式一的计算结果误差为 30.1%,而等效公式二的计算结果误差为 9.75%,其内在原因是在侧向工况下,双曲面夹层结构的变形模式主要为剪切变形,而等效公式二中的 G_{c13} 和 G_{c23} 与等效公式一存在着一定的区别,该区别的大小主要取决于蜂窝

芯内外胞壁长度的差异程度,而蜂窝芯内外胞壁长度的差异程度取决于结构弦高比的大小,弦高比越大,内外胞壁长度的差异越大,导致两种等效公式的剪切模量值区别越大,因此二者会有较大偏差,而模型一、二的弦高比较小,所以结果偏差也较小。综合来看,曲面蜂窝板力学模型能够适用于更广泛的工程应用。

(3) 随着结构弦高比的增加,在一定工况下(如侧向工况),三明治夹芯板理论模型、曲面蜂窝板理论模型有限元分析结果与详细模型有限元分析结果的误差都越来越大,主要原因有以下几点。

(a) 曲面蜂窝的内外侧孔径尺寸不一致,外胞面孔径尺寸比内胞面孔径尺寸大,在同一厚度条件下,随着结构弦高比的增加,内外孔径尺寸差越来越大,并且每个胞元的孔径朝向各不相同,不能再以直角坐标系作为力学模型的参考坐标系。而三明治夹芯板理论主要是针对于平面蜂窝结构,即胞元内外孔径尺寸一致,每个胞元孔径朝向一致的结

构。所以当弦高比越来越大时,误差将越来越大。

(b) 在有限元计算中,为简化计算,截面 S 取的是中截面,曲面蜂窝板理论在计算胞壁的变形量时,是将 Y 单元体的三个胞壁近似为等截面梁,并且将胞壁的平均应力近似为等效应力。而同理,由于曲面蜂窝的内外侧孔径尺寸不一致,在同一厚度条件下,随着结构弦高比的增加,内外孔径尺寸差越来越大,胞壁的截面尺寸变化明显,胞壁的平均应力与实际的应力分布相差也越来越大,所以误差越来越大。

4 结 论

本文对双曲面蜂窝夹层结构进行了研究,具体结论总结如下。

(1) 建立了双曲面蜂窝夹层结构模型,推导了双曲面蜂窝夹层结构的等效模型参数。

(2) 应用双曲面蜂窝夹层结构模型进行计算,并与平板理论进行了比较,结果表明,双曲面夹层板等效力学模型对曲面类型蜂窝夹层结构具有更好的适用性,同时对近平面结构也有相当的适用性,在一定程度上丰富了蜂窝夹层结构的理论模型。

(3) 考察了弦高比对曲面板计算结果的影响,结果表明,双曲面蜂窝夹层结构模型与平板理论计算结果的差别随着结构弦高比的增加而增大。在大弦高比的情况下,双曲面夹层板等效力学模型计算结果仍能保持较高的准确性,而平板理论在特定工况下的计算误差不可忽略,此时平板理论将不再适用。

此外,在有限元计算中,截面 S 取的是中截面,在这种情况下,计算结果与详细模型相比,必然会有误差,如何将厚度相关的曲面夹层结构等效力学模型转换为相应的有限元本构关系,是下一步重点研究的问题。

参考文献(References):

- [1] Heimbs S, Vogt D, Hartnack R, et al. Numerical simulation of aircraft interior components under crash loads[J]. *International Journal of Crashworthiness*, 2008, **13**(5):511-521.
- [2] 刘伟,孙林峰.动车组蜂窝地板参数化仿真系统开发及应用[J].装备制造技术,2020(8):121-124,139. (LIU Wei, SUN Lin-feng. Development and application of EMU honeycomb floor parametric simulation system[J]. *Equipment Manufacturing Technology*, 2020(8):121-124,139. (in Chinese))
- [3] Jackson K E, Fasanella E L, Annett M S, et al. Material model evaluation of a composite honeycomb energy absorber[A]. Proceedings of the 12th International LS-DYNA Users Conference[C]. 2012.
- [4] Arunkumar M P, Pitchaimani J, Gangadharan K V, et al. Numerical and experimental study on dynamic characteristics of honeycomb core sandwich panel from equivalent 2D model[J]. *Sādhanā*, 2020, **45**(1): 1-6.
- [5] Guo N, Chen H, Zhang Z, et al. Comparative study of dynamically equivalent modeling methods for honeycomb sandwich structure: Numerical simulations and experiments[J]. *Mechanical Sciences*, 2020, **11**(2): 317-328.
- [6] 周炜.双层铝蜂窝夹芯结构等效模型分析研究[A].第二届中国国际复合材料科技大会[C]. 2015. (ZHOU Wei. Study on the equivalent model of double layer aluminum honeycomb sandwich structure[A]. The 2nd China International Congress on Composite Materials[C]. 2015. (in Chinese))
- [7] 赵金森.铝蜂窝夹层板的力学性能等效模型研究[D].南京航空航天大学,2006. (ZHAO Jin-sen. Research on Equivalent Models of the Mechanical Function for Aluminum Honeycomb Sandwich Panel[D]. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2006. (in Chinese))
- [8] 夏利娟,金咸定,汪庠宝.卫星结构蜂窝夹层板的等效计算[J].上海交通大学学报,2003, **37**(7):999-1001. (XIA Li-juan, JIN Xian-ding, WANG Xiang-bao. Equivalent analysis of honeycomb sandwich plates for satellite structure[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2003, **37**(7):999-1001. (in Chinese))
- [9] Gibson L, Ashby M. *Cancellous Bone Cellular Solids: Structure and Properties*[M]. Pergamon Press, 1988.
- [10] 富明慧,尹久仁.蜂窝芯层的等效弹性参数[J].力学学报,1999, **31**(1):113-118. (FU Ming-hui, YIN Jiu-ren. Equivalent elastic parameters of the honeycomb core[J]. *Acta Mechanica Sinica*, 1999, **31**(1): 113-118. (in Chinese))
- [11] 胡玉琴.铝蜂窝夹层板等效模型研究及数值分析[D].南京航空航天大学,2008. (HU Yu-qin. Equivalent Models Research and Numerical Analysis of Aluminum Honeycomb Sandwich Plates [D]. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008. (in Chinese))
- [12] 马连华.蜂窝夹芯材料力学与介电性能研究[D].北京工业大学,2007. (MA Lian-hua. Study on Me-

- chanical and Dielectric Properties of Honeycomb Core Materials [D]. Beijing University of Technology, 2007. (in Chinese))
- [13] 陈 静,邱启艳.蜂窝夹层结构在飞机上的应用及发展[J].新材料产业,2018(7):63-67. (CHEN Jing, QIU Qi-yan. Application and development of honeycomb sandwich structure on aircraft [J]. *Advanced Materials Industry*, 2018(7):63-67. (in Chinese))
- [14] Blanchard J, Sobey A. Sustainable sandwich panels for use in ship superstructures [A]. Practical Design of Ships and Other Floating Structures[C]. 2021.
- [15] 杨 兴.碳纤维/铝蜂窝夹层式发动机罩多目标优化研究[D].哈尔滨工业大学,2018. (YANG Xing. Research on Multi-objective Optimization of Carbon Fiber/Honeycomb Aluminum Sandwich Engine Hood [D]. Harbin Institute of Technology, 2018. (in Chinese))
- [16] 陈梦成,陈玳珩.正六角形蜂窝芯层面内等效弹性参数研究[J].华东交通大学学报,2010,27(5):1-4. (CHEN Meng-cheng, CHEN Dai-heng. A study on in-plane equivalent elastic parameters of right hexagonal honeycomb core [J]. *Journal of East China Jiaotong University*, 2010,27(5):1-4. (in Chinese))
- [17] 梁 森,陈花玲,陈天宁,等.蜂窝夹芯结构面内等效弹性参数的分析研究[J].航空材料学报,2004,24(3):26-31. (LIANG Sen, CHEN Hua-ling, CHEN Tian-ning, et al. Analytical study of the equivalent elastic parameters for a honeycomb core [J]. *Journal of Aeronautical Materials*, 2004, 24(3): 26-31. (in Chinese))
- [18] 杨荣鹤,成 凯,赵二飞,等.实体单元与板壳单元连接问题研究[J].建筑机械,2014(4):74-77. (YANG Rong-he, CHENG Kai, ZHAO Er-fei, et al. The research of solid element and shell element connection [J]. *Construction Machinery*, 2014 (4): 74-77. (in Chinese))

Equivalent models research and numerical analysis based on double curved honeycomb sandwich structure

SHEN Yuan-xing, HOU Wen-bin*

(School of Automotive Engineering, State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: Honeycomb sandwich structures have attracted great interest in lightweight design, and improved the related theoretical research continuously. However, most of the researches are concentrated on flat honeycomb sandwich structures and few consider the curved structures. In this paper, a double-curved honeycomb sandwich core is investigated by mechanical analysis, and an equivalent mechanical model is established. Detailed models of the honeycomb sandwich structure are established. Simultaneously, the corresponding equivalent models are built based on the sandwich theory and curved sandwich theory, respectively. Finally, to verify the accuracy of the equivalent mechanical model of the curved sandwich structures, the detailed models and the equivalent models are analyzed and compared under various working conditions through the finite element method. The results show that the equivalent mechanical model of the curved sandwich plates has better applicability to curved honeycomb sandwich structures, and it also applicable to nearly plane structures considerably.

Key words: sandwich structure; curved honeycomb sandwich plates; mechanical analysis; equivalent models; finite element

引用本文/Cite this paper:

沈元星,侯文彬.基于双曲面蜂窝夹层结构等效模型的研究及数值分析[J].计算力学学报,2022,39(2):209-215.

SHEN Yuan-xing, HOU Wen-bin. Equivalent models research and numerical analysis based on double curved honeycomb sandwich structure [J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2022,39(2):209-215.