冲击载荷下受轴向约束的点阵材料夹芯简支梁

刘 华 朱小芹 杨嘉陵

(北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 对受到均布冲击载荷的轴向不可移点阵材料夹芯简支梁进行了刚塑性动力响应理论分析和弹塑性有限元分析. 首先给出了夹芯梁在外包和内接屈服条件下中点最大挠度的理论预测值, 并与有限元结果进行了比较, 有限元计算结果介于两种屈服条件给出的理论预测结果之间, 有限元计算的支座处最大转角与外包屈服条件给出的理论预测结果接近. 然后考察了点阵材料夹芯梁的抗冲击性能和吸能效果. 结果表明: 夹芯梁的最大挠度和塑性耗散能对杆元与面板夹角及相对密度十分敏感, 设计合理的夹芯梁具有很好的吸能效果和抗冲击性能.

关 键 词: 点阵材料; 夹芯梁; 动力响应; 冲击; 吸能

中图分类号: O 347

文献标识码: A 文章编号: 1001-5965(2009)12-1451-04

Impulsive loading of simply supported lattice truss core sandwich beams with axial restraints

Liu Hua Zhu Xiaoqin Yang Jialing

(School of Aeronautic Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The dynamic response of a simply supported lattice truss core sandwich beam with axial restraints subjected to uniform transverse impulsive loadings was studied through rigid-plastic analytical model and elastic-plastic finite element (FE) calculation. Firstly, the maximum deflections of the sandwich beam predicted by both circumscribing and inscribing yield loci were given and compared with those predicted by finite element method. It is found that the FE predictions of the maximum deflections are between those predicted by the circumscribing and inscribing yield loci. The FE predictions of the maximum angle of rotation at the simply supported ends approach the analytical model employing the circumscribing yield locus. Then the shock resistance and energy-absorbing capability of the sandwich beam were studied. According to the FE analysis, it is indicated that the maximum deflection and plastic energy absorption of the sandwich beam are sensitive to the relative density and inclination angle of the sandwich core member; and the properly designed sandwich beams have superior energy-absorbing capability and shock resistance.

Key words: lattice material; sandwich beam; dynamic response; shock; energy absorption

近年来, 轻质泡沫材料和蜂窝夹芯结构在航空航天领域中得到了广泛应用. 2000年左右, 国外一些学者提出了一种新型的空间点阵材料[1]. 点阵材料类似于空间网架, 但尺寸上小很多, 当承载时每根杆元以轴向拉伸或压缩变形为主. 由于点阵材料的等效刚度和强度与材料的等效密度近似为线性关系, 因此刚度和强度比当前常用的蜂窝等材料高得多. 点阵材料常见的拓扑构型包括Kagomé结构、八面体结构、四面体桁架结构和四棱锥桁架结构及全三角形构架等[2]. 目前国内外关于点阵材料的力学性能研究方兴未艾, 主要集中于不同拓扑构型的点阵材料在静态或准静态加载时的弹塑性失效、等效弹性性能的预测、点阵材料的制备、优化设计和制动等方面[3-4], 关于点阵

收稿日期: 2008-11-24

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(10602005); 工程力学北京市重点学科资助项目

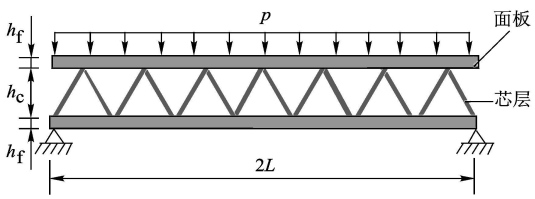
作者简介: 刘 华(1972-), 女, 江苏常州人, 副教授, liuhuaruf@buaa.edu.cn

材料夹芯结构的动力学研究并不多. 文献[5]建立了两端固支的夹芯梁在均布冲击载荷作用下的刚塑性动力响应模型,并与有限元分析作了对比. 本文对受均布冲击载荷作用的轴向不可移点阵材料夹芯简支梁进行刚塑性动力响应分析,利用有限元方法分析有轴向约束的点阵材料夹芯简支梁受到均布冲击载荷时的最大挠度,将理论预测与有限元结果进行比较,分析夹芯梁的抗冲击性能及夹芯梁面板和芯层的吸能效果,并对轴向受约束的四棱锥桁架夹芯简支梁进行几何拓扑构型的优化设计.

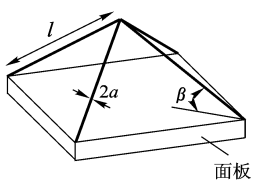
1 理论模型的建立

1.1 四棱锥桁架夹芯的等效材料参数

承受均布冲击载荷 p 作用的四棱锥桁架夹芯梁如图 1a 简支梁的两端支座水平位移受到约束,轴向不可移动. 梁的长度为 $2L$,上下层面板厚度均为 h_f,夹芯厚度为 h_c. 夹芯材料和上下层面板相同. 面板屈服应力为 σ_y,密度为 ρ,泊松比为 μ. 图 1b为四棱锥桁架夹芯的示意图,其中:夹芯的杆元长度为 l;圆截面杆元半径为 a;四棱锥桁架夹芯杆元与面板的夹角为 β;芯层等效屈服应力为 σ_y^c;等效弹性模量为 E_c.



a 夹芯梁



b 夹芯

图 1 受冲击载荷作用的点阵材料夹芯梁

夹芯的相对密度 $\bar{\rho}$ 定义为夹芯的等效密度 ρ_c 与面板密度 ρ 之比,即 $\bar{\rho}=\rho_c/\rho$,四棱锥桁架夹芯的等效材料参数为[6]

$$\left.\begin{aligned}\bar{\rho}&=\frac{2\pi}{\cos^2\beta\sin\beta}\left(\frac{a}{l}\right)^2\\ \frac{E_c}{E}&=\frac{2\pi\sin^3\beta}{\cos^2\beta}\left(\frac{a}{l}\right)^2\\ \frac{\sigma_y^c}{\sigma_y}&=\frac{2\pi\sin\beta}{\cos^2\beta}\left(\frac{a}{l}\right)^2\end{aligned}\right\}\qquad(1)$$

1.2 刚塑性动力响应模型

基于文献[5],将点阵材料夹芯简支梁承受均布冲击载荷作用时的动力响应分为 3个阶段:

阶段Ⅰ:芯层压实阶段. 假设夹芯梁受到矩形脉冲载荷作用,载荷幅值为 p_0,持续时间为 t_d,上层面板单位面积所受冲量 $I=p_0t_d$. 夹芯梁的上层面板获得均匀初速度后,芯层会受到上层面板的压缩,上层面板减速,下层面板和芯层加速,夹芯结构上下层面板和芯层的共同运动速度 v_0 为

$$v_0=I/(2\rho h_f+\rho_c h_c)\qquad(2)$$

芯层沿高度方向的平均压缩应变 ε_c 为[5]

$$\varepsilon_c=\frac{\bar{I}^2}{2\bar{\sigma}_n\bar{h}_c^2\bar{h}_f}\cdot\frac{\bar{h}_f+\bar{\rho}}{\alpha_2}\qquad(3)$$

式中,$\bar{I}=I/(L\sqrt{\rho\sigma_y})$;$\bar{\sigma}_n=\sigma_y^c/\sigma_y$;$\bar{h}_c=h_c/L$;$\bar{h}_f=h_f/h_c$;$\alpha_2=2\bar{h}_f+\bar{\rho}$. 当芯层压实过程中塑性变形所消耗的能量足够大,使计算出的 ε_c 大于最大压实应变 ε_D 时,令 $\varepsilon_c=\varepsilon_D$. 压实后芯层的高度变为

$$h'_c=(1-\varepsilon_c)h_c\qquad(4)$$

压缩前夹芯梁的塑性极限弯矩为

$$M_{pu}=[\sigma_y(2h_f+h_c)^2-\sigma_y h_c^2+\sigma_y^c h_c^2]/4\qquad(5)$$

压缩后为

$$M_{pc}=[\sigma_y(2h_f+h'_c)^2-\sigma_y h'^2_c+\sigma_y^c h'^2_c/(1-\varepsilon_c)]/4\qquad(6)$$

阶段Ⅱ:移行铰相. 该相任意时刻移行铰位于 ξL 处的变形机构如图 2所示,W 为梁的挠度,$B(B')$是铰点,BB'段保持水平直线并以速度 v_0 前进,$AB(A'B')$为已获得曲率,ω 为 $A(A')$处转角. 随着能量的不断消耗,两个移行铰分别向梁的中部运动,当这两个铰在梁的中点相遇时,移行铰相结束[7].

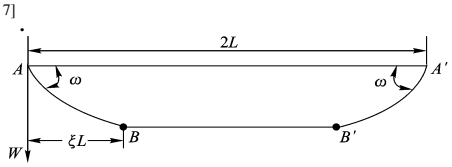


图 2 移行铰相变形机构

阶段Ⅲ:固定铰相. 固定铰相的变形机构如图 3所示. 梁的塑性屈服条件可由一个外包或内接方形屈服面表示,其中外包屈服条件为

$$\left.\begin{aligned}|N|&=N_p\\ |M|&=M_p\end{aligned}\right\}\qquad(7)$$

内接屈服条件为

$$\left.\begin{aligned}|N|&=0.618N_p\\ |M|&=0.618M_p\end{aligned}\right\}\qquad(8)$$

式中,$N_p=2\sigma_y h_f+\sigma_y^c h_c$ 为夹芯梁的塑性极限轴力.

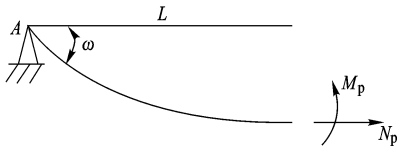


图 3　固定铰相变形机构

下面只讨论外包屈服条件下夹芯梁的动力响应情况, 内接屈服条件的响应情况可以直接将 M_p 和 N_p 分别替换为 0.618M_p 和 0.618V_p 得到.

固定铰相维持移行铰相结束时的变形机构, 直至梁的全部动能耗尽, 整个梁停止运动时梁中点的最大无量纲挠度为

$$\overline{W} \equiv W/L = \frac{\alpha_3 \bar{h}_c}{4\alpha_1}\left(\sqrt{1+\frac{8}{3}\lambda}-1\right) \tag{9}$$

式中, $\alpha_3 = (1-\varepsilon_c+2\bar{h}_f)^2-(1-\varepsilon_c)^2+\bar{\sigma}_n(1-\varepsilon_c)$; $\alpha_1 = 2\bar{h}_f+\bar{\sigma}_n$; $\lambda = 4\bar{I}^2\alpha_1/(\bar{h}_c^4\alpha_2\alpha_3^2)$.

此时支座处的转角为

$$\omega = \frac{\bar{h}_c\alpha_3}{4\alpha_1}\left(\sqrt{1+\frac{8\lambda}{3}}-\sqrt{1+\frac{4\lambda}{3}}\right)+\sqrt{\frac{\bar{I}^2}{3\alpha_1\alpha_2\bar{h}_c^2}}\ln\left(\sqrt{\frac{4\lambda}{3}}+\sqrt{1+\frac{4\lambda}{3}}\right) \tag{10}$$

若实心梁的材料与夹芯梁面板相同, 当实心梁和夹芯梁质量相等时有

$$2h_f+\bar{\rho}h_c = h \tag{11}$$

式中, h 为实心梁的高度. 实心梁承受相同均布冲击载荷时的最大无量纲挠度为[7]

$$\overline{W} \equiv W/L = \frac{\bar{h}}{4}\left(\sqrt{1+\frac{8\lambda'}{3}}-1\right) \tag{12}$$

式中, $\lambda' = 4\bar{I}^2/\bar{h}^4$; $\bar{h} = h/L$. 此时支座处的转角为

$$\omega = \frac{\bar{h}}{4}\left(\sqrt{1+\frac{8\lambda'}{3}}-\sqrt{1+\frac{4\lambda'}{3}}\right)+\sqrt{\frac{\bar{I}^2}{3\bar{h}^2}}\ln\left(\sqrt{\frac{4\lambda'}{3}}+\sqrt{1+\frac{4\lambda'}{3}}\right) \tag{13}$$

2　算例与分析

2.1　理论预测与有限元结果对比

四棱锥夹芯梁如图 1所示, 夹芯梁的面板参数: L = 1 m, ρ = 8 000 kg/m^3, σ_y = 580MPa, E = 200GPa, μ = 0.3; 芯层参数: h_c = 0.08 m, a/l = 0.076, μ = 0.3, β不断变化. 假设实心梁高度 h = 0.04m, 取 I = 10050Pa• s进行计算. 在有限元模型中, 面板和芯层均采用 C3D8R单元, 材料为理想弹塑性, 服从 Von-Mises屈服条件, 且不考虑材料的应变率效应及断裂情况. 芯层杆元的细长比应合理设计, 保证杆元首先塑性屈服而不是屈曲.

假设所有夹芯梁芯层的高度均相同, 为了保证夹芯梁的质量均相等, 首先计算出实心梁的质量, 根据式 (11), 不断变化 $\bar{\rho}$, 设计出夹芯梁面板的高度.

如图 4, $\overline{W}_{外}$, $\overline{W}_{内}$ 和 $\overline{W}_{有}$ 分别为外包和内接屈服条件理论预测和有限元预测的夹芯梁最大无量纲挠度. 可以看出理论和有限元预测的最大挠度随 β的变化规律基本一致. 夹芯简支梁中点最大挠度的有限元预测结果介于外包和内接屈服条件预测的理论结果之间. 当 β在 60°~ 70°之间时, 有限元结果与内接屈服条件的理论预测值较接近.

有限元预测的夹芯梁中点达到最大挠度时的端部转角 $\omega_{有}$ 与外包屈服条件预测的理论值 $\omega_{外}$ 接近, 如图 5所示, 两者随杆元与面板夹角 β的变化规律基本一致.

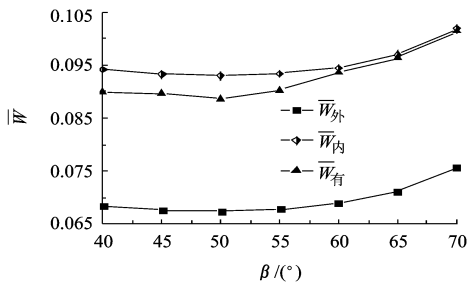


图 4　夹芯简支梁无量纲挠度的理论与有限元结果对比

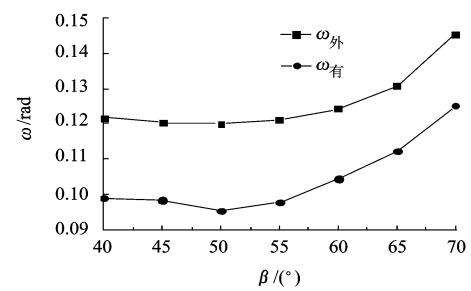


图 5　夹芯简支梁端部转角的理论与有限元结果对比

2.2　吸能效果分析

基于有限元分析, 图 6给出了质量和材料相同的实心梁和夹芯梁受到相同均布冲击载荷时, 实心梁的塑性耗散能、夹芯梁的总塑性耗散能以及芯层的塑性耗散能和两个面板的塑性耗散能之和随着杆元与面板夹角的变化情况. 由图 6可以看出, 夹芯梁的吸能效果对杆元与面板的夹角十分敏感, 随着夹角增大, 夹芯梁的总塑性耗散能呈下降趋势. 夹芯梁比实心梁具有更好的吸能效果, 当夹角小于 45°时, 夹芯梁的塑性耗散能是相同材料等质量实心梁的 1.8倍以上. 当杆元与面板夹角小于 53°时, 夹芯梁的芯层比面板具有更好

的吸能效果,当夹角小于 45°时,芯层的塑性耗散能是面板的两倍以上.

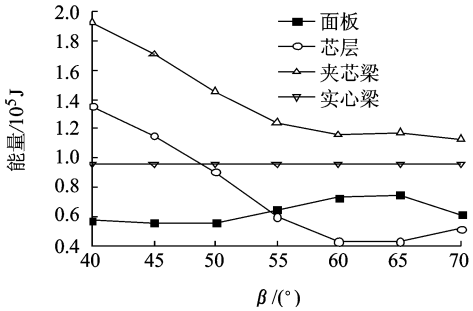


图 6 夹芯梁与实心梁的吸能情况

2.3 抗冲击性能分析

取四棱锥夹芯梁的杆元与面板夹角为 55°, $\bar{h}_c = 0.08$,无量纲冲量 $\bar{I}$ 由 0.002变化至 0.004,利用有限元方法计算出夹芯梁和实心梁中点最大挠度随无量纲冲量的变化如图 7所示. 从图 7可以看出,夹芯梁和等质同材的实心梁的最大挠度都随着无量纲冲量的增大而增大,且变化趋势基本一致. 夹芯梁的最大挠度比等质同材的实心梁小,且当无量纲冲量小于 0.00275时,夹芯梁的最大挠度小于实心梁最大挠度的一半,因此夹芯梁的抗冲击性能比实心梁好.

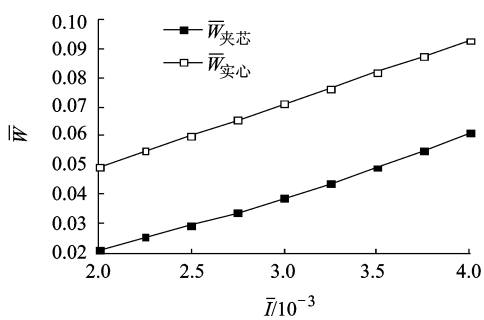


图 7 β= 55°时夹芯梁与实心梁无量纲最大挠度对比

3 夹芯梁的优化设计

图 8给出了当 $\bar{h}_c = 0.08$,杆元与面板的夹角 β由 30°变化至 60°时的夹芯梁无量纲最大挠度.

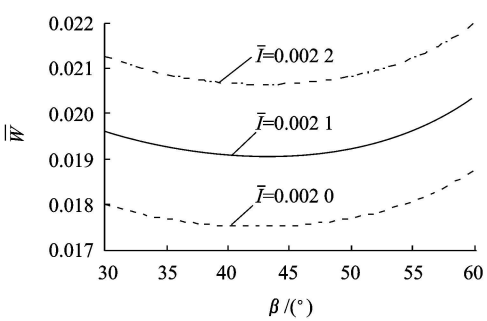


图 8 $\bar{h}_c = 0.08$时 β对夹芯梁无量纲最大挠度的影响

从图 8可以看出当夹芯梁的芯层高度 $\bar{h}_c$ 给定时,夹芯梁中点的最大挠度约在 β= 42°~ 43°处取极小值,此时 $\bar{\rho}$= 0.0982~ 0.0995,同时还可以看出,随着单位面积无量纲冲量 $\bar{I}$ 的增大, $\bar{W}$ 的极值增大.

4 结 论

1) 本文利用有限元方法和刚塑性理论分析了有轴向约束的点阵材料夹芯简支梁受到均布冲击载荷时的动力响应.

2) 通过与等质同材的单层实心梁的对比分析考察了夹芯简支梁的吸能效果. 与等质同材的实心梁相比,夹芯梁的吸能效果较好.

3) 文中讨论了杆元与面板的夹角和冲量对夹芯梁中点最大挠度的影响,由计算结果可以看出,当芯层的相对密度 $\bar{\rho}$选为 0.0982~ 0.0995,杆元与面板的夹角 β取为 42°~ 43°时,夹芯梁抗冲击性能最好.

参考文献 (References)

[1] Deshpande V S, Fleck N A, Ashby M F. Effective properties of the octet-truss lattice material[J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 2001, 49(8): 1747-1769

[2] 杜善义. 先进复合材料与航空航天[J]. 复合材料学报, 2007, 24(1): 1-12
Du Shanyi. Advanced composite materials and aerospace engineering[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2007, 24(1): 1-12(in Chinese)

[3] Hutchinson R G, Wicks N, Evans A G, et al. Kagomé plate structures for actuation[J]. International Journal of Solids and Structures, 2003, 40(25): 6969-6980

[4] 阎军, 程耿东, 刘书田, 等. 周期性点阵类桁架材料等效弹性性能预测及尺度效应[J]. 固体力学学报, 2005, 26(4): 421-428
Yan Jun, Cheng Gengdong, Liu Shutian, et al. Prediction of equivalent elastic properties of truss materials with periodic microstructure and the scale effects[J]. Acta Mechanica Solida Sinica, 2005, 26(4): 421-428(in Chinese)

[5] Qiu X, Deshpande V S, Fleck N A. Impulsive loading of clamped monolithic and sandwich beams over a central patch[J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 2005, 53(5): 1015-1046

[6] Deshpande V S, Fleck N A. Collapse of truss core and sandwich beams in 3-point bending[J]. International Journal of Solids and Structures, 2001, 38(36/37): 6275-6305

[7] 王仁, 熊祝华, 黄文彬. 塑性力学基础[M]. 北京: 科学出版社, 1982: 493-496
Wang Ren, Xiong Zhuhua, Huang Wenbin. Foundation of plastic mechanics[M]. Beijing: Science Press, 1982: 493-496(in Chinese)

(编 辑: 李 晶)