

doi:10.3969/j.issn.1001-3539.2017.03.024

基于有限元的聚酰亚胺多孔板振动应力仿真研究^{*}

吕游¹, 王鹏飞², 樊强², 马珍珍³, 魏冬², 曾立²

(1. 北京航空航天大学宇航学院, 北京 100191; 2. 北京航空航天大学空间与环境学院, 北京 100191;

3. 山东航天电子技术研究所, 山东烟台 264670)

摘要: 针对卫星运输和发射过程中容易因振动而导致伸杆末端感应式磁力仪三轴传感器安装接口板应力集中的现象, 采用 ANSYS Workbench 有限元, 研究聚酰亚胺接口板正弦振动应力与安装孔的数目、孔的直径和安装圆半径之间的变化关系。采用回归分析方法建立应力优化模型, 最后得到接口板安装孔的最优参数。研究工作为聚酰亚胺在强振环境下的航天工程应用提供了设计依据。

关键词: 振动应力; 有限元; 应力集中; 回归分析

中图分类号: V415.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3539(2017)03-0107-04

Simulation on Vibration Stress of a Multi-Hole Kapton Plate by Finite Element Method

Lyu You¹, Wang Pengfei², Fan Qiang², Ma Zhenzhen³, Wei Dong², Zeng Li²

(1. Astronautics School, Beihang University, Beijing 100191, China; 2. Space and Environment School, Beihang University, Beijing 100191,

China; 3. Shandong Institute of Aerospace Electronics Technology, Yantai 264670, China)

Abstract: Stress concentration in the interface plate of a tri-axis sensor on the end of a deployable boom was often happened during transportation and launching of a satellite. The finite element method with ANSYS Workbench was used to analyse the sinusoidal vibration stress of a kapton plate depended on the number, diameter and installing radius of holes. An optimal model was built through regression analysis and optimum parameter values were obtained. The results of the study can provide a design basis for the application in space engineering under vibration environment.

Keywords: vibration stress; finite element; stress concentration; regression analysis

卫星在发射过程中需要承受十分复杂的振动力学载荷, 其有效载荷的安装接口板容易出现孔的应力集中现象, 严重时导致断裂、裂纹现象。文献[1-2]针对含不同孔形板的应力集中现象, 根据弹性理论和复变函数理论, 解决了静态力边界条件下复杂孔形的边值问题。文献[3-4]采用有限元方法, 得到孔边应力集中区域沿厚度的变化情况及孔间应力干涉的临界距离。虽然采用有限元方法, 但同样给出的是在静态边界条件下的解。文献[5-6]分别采用最小二乘边界配点法和在外边界采用配点法来求解任意多孔的无限大平面和有限大弹性板的应力场。同样用数值方法解决静态边界条件问题。文献[7-9]虽然是在随机振动条件下, 但只计算了模态、优化结构的基频, 并没有对振动应力进行分析。文献[10]在冲击载荷作用下, 研究孔的动应力集中问题, 通过拍摄图片给出了动应力变化情况, 没有对动应力进行数值分析。文献[11-15]对随机振动情况下孔的振动疲劳裂纹进行了数值分析, 没有对孔的

动应力分析。较少的文献在正弦振动边界条件下, 对环形布置的孔的动应力分析和数值求解, 以及在正弦振动条件下孔的应力集中问题的研究。

笔者基于 ANSYS Workbench 有限元, 采用回归分析方法, 对某卫星有效载荷感应式磁力仪传感器使用的雷泰 YS20 聚酰亚胺安装接口板安装孔进行了优化设计。

1 有限元建模

某卫星有效载荷感应式磁力仪传感器在可展开伸杆末端使用的雷泰 YS20 聚酰亚胺矩形安装接口板如图 1 所示。其长为 100 mm、宽为 80 mm、厚度为 7 mm。安装孔沿圆周方向分布, 安装圆半径为 L 。接口板所选用的 YS20 聚酰亚胺材料主要

^{*} 国家自然科学基金 (41274190, 41074130); 国家重大科研仪器设备研制专项 (41327802)

联系人: 吕游, 硕士, 北京航空航天大学宇航学院

收稿日期: 2016-12-10

物理力学性能如表1所示。图1示出的 X 、 Y 、 Z 3个坐标轴为接口板的正弦激励加载方向,仿真时单方向施加加速度为24 g正弦激励(10~100 Hz)。为了比较研究安装接口板安装圆半径、孔的数目和孔的直径对应力的影响,接口板算例开孔情况如表2所示。

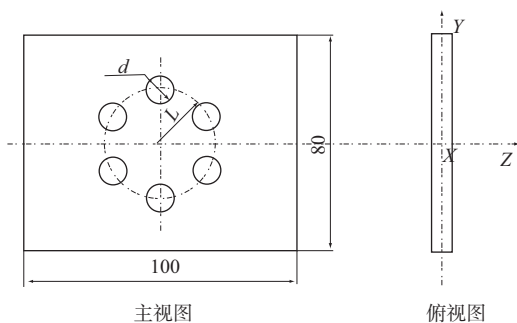


图1 安装接口板示意图

表1 YS20 聚酰亚胺的力学性能

密度 / ($\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$)	拉伸弹性模 量 / MPa	泊松比	线胀系数 / $^{\circ}\text{C}^{-1}$	介电 常数
1.4	3350	0.31	1~5	3.1~3.5

表2 接口板开孔算例

参数	数值
安装圆半径 (L) / mm	20 25 3
孔的数目 (m)	3 4 5 6
孔的直径 (d) / mm	10 8 5 3

笔者将Creo三维结构建模软件建立的图1所示的安装接口板板实体模型导入ANSYS Workbench 15.0中,生成有限元仿真模型。为了获得高的计算精度,将接口板安装孔及周围区域进行自适应网格补分,其它采用Automatic自动扫描划分方法,生成六面体网格,并控制网格质量。

2 模态分析

无阻尼多自由度系统的自由振动方程为:

$$[m]\{\ddot{q}(t)\} + [k]\{q(t)\} = 0 \quad (1)$$

式中: $\{q(t)\}$, $\{\ddot{q}(t)\}$ ——广义位移向量, 广义加速度向量;

$[m]$ ——振动系统的质量;

$[k]$ ——振动系统的刚度。

式(1)经过展开分离变量,并设系统的同步解为:

$$q_j(t) = \mu_j f(t), j=1, 2, 3, \dots, n \quad (2)$$

式中: μ_j ——常数。

整理得到:

$$f(t) + \omega_n^2 f(t) = 0 \quad (3)$$

式中: ω_n ——固有频率或自然频率。

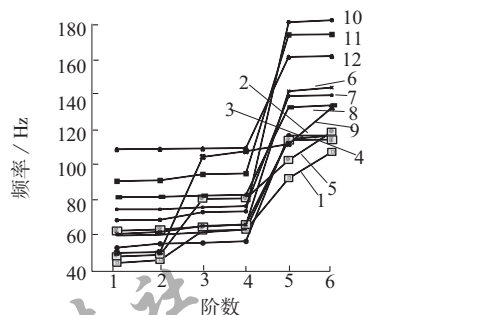
由式(3)解得:

$$f(t) = C \cos(\omega_n t - \varphi) \quad (4)$$

式中: C , φ ——积分常数。

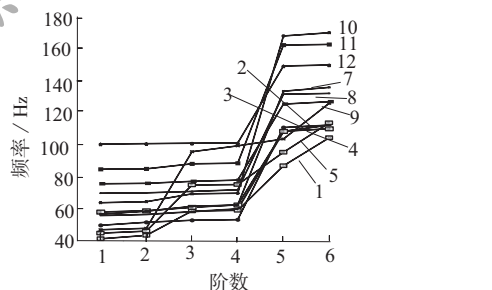
在安装接口板不施加正弦激励的条件下,表2中不同安装孔参数条件下安装接口板前6阶频率如图2~图5所示。

图2~图5计算结果表明,不同的安装孔直径下,接口板前6阶频率具有相似的变化规律,安装接



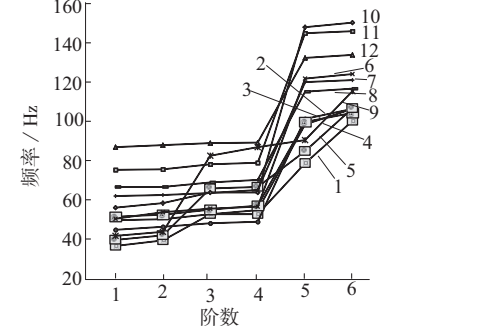
1— $d=10, L=20, m=3$; 2— $d=10, L=20, m=4$; 3— $d=10, L=20, m=5$;
4— $d=10, L=20, m=6$; 5— $d=10, L=25, m=3$; 6— $d=10, L=25, m=4$;
7— $d=10, L=25, m=5$; 8— $d=10, L=25, m=6$; 9— $d=10, L=30, m=3$;
10— $d=10, L=30, m=4$; 11— $d=10, L=30, m=5$; 12— $d=10, L=30, m=6$

图2 $d=10$ mm时,安装接口板前6阶频率



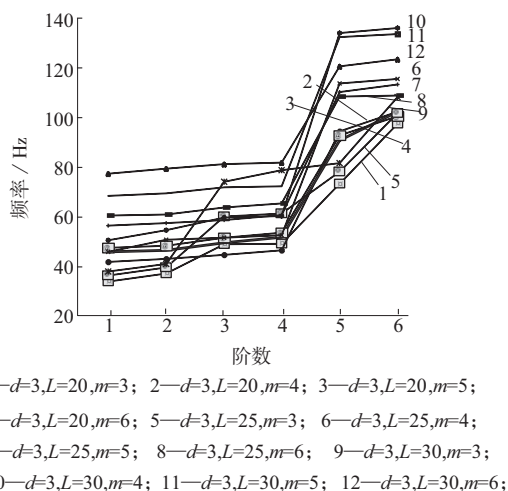
1— $d=8, L=20, m=3$; 2— $d=8, L=20, m=4$; 3— $d=8, L=20, m=5$;
4— $d=8, L=20, m=6$; 5— $d=8, L=25, m=3$; 6— $d=8, L=25, m=4$;
7— $d=8, L=25, m=5$; 8— $d=8, L=25, m=6$; 9— $d=8, L=30, m=3$;
10— $d=8, L=30, m=4$; 11— $d=8, L=30, m=5$; 12— $d=8, L=30, m=6$

图3 $d=8$ mm时,安装接口板前6阶频率



1— $d=5, L=20, m=3$; 2— $d=5, L=20, m=4$; 3— $d=5, L=20, m=5$;
4— $d=5, L=20, m=6$; 5— $d=5, L=25, m=3$; 6— $d=5, L=25, m=4$;
7— $d=5, L=25, m=5$; 8— $d=5, L=25, m=6$; 9— $d=5, L=30, m=3$;
10— $d=5, L=30, m=4$; 11— $d=5, L=30, m=5$; 12— $d=5, L=30, m=6$

图4 $d=5$ mm时,安装接口板前6阶频率

图5 $d=3$ mm时安装接口板前6阶频率

口板的基频随安装孔直径的增大而增大,即孔的直径越大,安装接口板的基频也越大,孔的直径越小安装接口板的基频也越小。在安装圆半径和孔的直径恒定时,接口板上开孔的数目为4,5,6时前6阶频率变化趋势保持一致,且前4阶频率相差很小,但第5阶频率有发生变化。当安装圆半径为30 mm,孔的数目为4时,第5阶频率跳跃最大,且和孔的直径无直接关系。

3 正弦振动应力分析

无阻尼多自由度系统正弦振动的微分方程见公式(5):

$$[m]\{q(t)\} + [k]\{q(t)\} = \{f\sin\Omega t\} \quad (5)$$

其解为公式(6):

$$q_r(t) = \frac{1}{M_r} \sum_{i=1}^n \frac{f_i u_i \sin(\Omega_i t)}{\omega_{nr}^2 - \Omega_i^2} \quad r=1, 2, 3, \dots, n \quad (6)$$

式中: M_r ——模态质量;

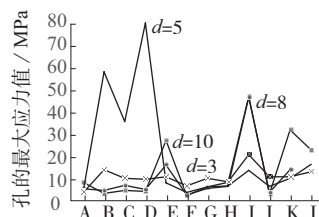
f_i ——干扰力幅值;

u_i ——模态矩阵;

Ω ——干扰力频率。

为了计算得到安装孔的最大应力值,需要计算聚酰亚胺安装接口板沿X, Y, Z3个方向独立(非同同时)施加24 g正弦激励时的振动应力。由于安装接口板分别沿X, Y方向施加正弦激励时,孔的最大应力值分别为0.348 12 MPa和5.862 6 MPa,该值远小于聚酰亚胺材料本身的屈服强度(131 MPa);沿Z方向施加正弦激励时孔的最大应力值78.537 MPa,已经超过了聚酰亚胺材料本身的屈服强度的二分之一,不满足塑性材料选用的安全裕度要求。

计算得到安装接口板沿Z向施加正弦激励的条件下孔的最大应力如图6所示。结果表明,当安装圆半径 $L=20$ mm, $m=3, 4, 5, 6$ 时, $d=5$ mm时孔的最大应力值明显大于 $d=10, 8, 3$ mm的值。当安装圆半径 $L=25, 30$ mm, $m=3, 4, 5, 6$ 时, $d=5$ mm孔的最大应力值明显小于 $d=10, 8, 3$ mm的值。



A— $L=20, m=3$; B— $L=20, m=4$; C— $L=20, m=5$;
D— $L=20, m=6$; E— $L=25, m=3$; F— $L=25, m=4$;
G— $L=25, m=5$; H— $L=25, m=6$; I— $L=30, m=3$;
J— $L=30, m=4$; K— $L=30, m=5$; L— $L=30, m=6$

图6 安装接口板沿Z向正弦激励下孔的最大应力值图

为了对安装接口板Z向增加激励时的孔的应力进行优化设计,将接口板沿Z向施加正弦激励下所得到的最大应力值用来表示,安装圆半径 L , 孔个数 m , 孔直径 d 分别作为影响Z向最大应力的因素,将其关系用函数表示为公式(7):

$$F_{z\max} = \Phi(L, m, d) \quad (7)$$

为了控制最大应力值,采用回归分析曲线估计的方法得到函数与 m, d 和 L 等变量的关系模型。

与 L 的关系模型。

$$F_{z\max} = e^{0.733 + 0.066L} \quad (8)$$

与 m 的关系模型。

$$F_{z\max} = 116.542 - 20.71m^2 + 3.374m^2 \quad (9)$$

与 d 的关系模型。

$$F_{z\max} = 358.56 - 225.731d + 44.126d^2 - 2.5d^3 \quad (10)$$

分别对(9)和(10)式求导并令其等于零得到 m 和 d 的极值点:

$m=4, d=5, d=6$ (近似值)

根据图6的结果当 $L=20$ mm, $m=3, 4, 5, 6$ 时, $d=5$ mm时孔的最大应力值大于其它条件下的应力值。因此,可选取 L 为25 mm和30 mm。表3示出 L 为25 mm和30 mm时极值点的最大应力值。

表3 极值点的最大应力值

L / mm	m / mm	d / mm	最大应力值 / MPa
25	4	10	2.980 2
25	4	8	3.175 1
25	4	5	4.139 7
30	4	10	3.486
30	4	8	4.196 2
30	4	5	6.449 7

与图6的结果进行对比可知,表3的最大应力值是所有算例中数值较小的。当 $L=25\text{ mm}$, $m=4$ 和 $d=10\text{ mm}$ 时, F_{zmax} 值最小,其值为2.9802 MPa,远远小于聚酰亚胺材料本身的屈服强度值(131 MPa)。

4 结论

基于ANSYS Workbench有限元,采用回归分析方法,对某卫星有效载荷感应式磁力仪传感器使用的雷泰YS20聚酰亚胺安装接口板安装孔进行了优化设计。主要研究聚酰亚胺接口板正弦振动应力与安装孔的数目、孔的直径和安装圆半径之间的关系,通过回归分析方法建立应力优化模型进行优化,确立了最佳安装孔方案。优化后的结果表明,当 $L=25\text{ mm}$, $m=4$ 和 $d=10\text{ mm}$ 时,在24 g正弦激励情况下具有最小的振动应力值2.9802 MPa,该值远远小于雷泰YS20聚酰亚胺材料本身131 MPa的屈服强度,应力设计余量大。本研究作为聚酰亚胺在强振环境下的航天工程应用提供了设计依据。

参考文献

- [1] 唐洪祥,管毓辉. 孔口应力集中问题的 Cosserat 连续体有限元分析[J]. 东南大学学报: 自然科学版, 2013(4): 849-855.
Tang Hongxiang, Guan Yuhui. Analysis of stress concentration problems of the orifice cosserat continuum finite based on the element analysis[J]. Journal of Southeast University: Natural Science Edition, 2013(4): 849-855.
- [2] 李成,郑艳萍. 不同孔口形状对含孔复合材料板孔边应力状态影响的研究[J]. 工程力学, 2007(10): 19-24.
Li Cheng, Zheng Yanping. Research on the hole edge stress state effect by different hole shape of composite material plate[J]. Engineering Mechanics, 2007(10): 19-24.
- [3] 黄炳臣,冷纪桐. 平板开小圆孔应力集中的三维有限元分析[J]. 北京化工大学学报: 自然科学版, 2003(3): 63-66, 70.
Huang Bingchen, Leng Jitong. The finite element analysis of stress concentration of a small circular hole in a flat three-dimensional[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology: Natural Science Edition, 2003(3): 63-66, 70.
- [4] 郭树祥,许希武. 任意多孔多裂纹有限板的应力强度因子分析[J]. 固体力学学报, 2005(3): 351-358.
Guo Shuxiang, Xu Xiwu. Analysis of stress intensity factor of arbitrarily porous multiple crack finite plate[J]. Acta Mechanica Solida Sinica, 2005(3): 351-358.
- [5] 李纯,程斌,方从启. 钢桥塔斜拉索锚固区壁板的多孔应力集中特性[J]. 应用力学学报, 2014, 3: 406-411, 492.
Li Chun, Cheng Bin, Fang Congqi. The characteristics of stress concentration of steel pylon cable anchor zone of porous wall plate [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2014, 3: 406-411, 492.
- [6] 曲焱焱,盖秉政. 多孔有限大弹性薄板弯曲应力集中问题[J]. 应用力学学报, 2008(2): 198-201, 352-353.
Qu Yanzhe, Gai Bingzheng. The problems of bending stress concentration of porous limited large elastic thin plate[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2008(2): 198-201, 352-353.
- [7] 金睿臣,宋健. 路面不平度的模拟与汽车非线性随机振动的研究[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 1999(8): 77-80.
Jin Ruichen, Song Jian. Research on the automotive nonlinear random vibration and simulation of road roughness[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 1999(8): 77-80.
- [8] 唐波. 基于随机振动分析的隔振支架结构优化研究[J]. 重庆交通大学学报: 自然科学版, 2014, 5: 157-160.
Tang Bo. Optimization research on the isolation stent structure based on the analysis of random vibration vibration[J]. Journal of Chongqing Jiaotong University, 2014, 5: 157-160.
- [9] 刘龙涛,李传日,程祺,等. 某结构件的随机振动疲劳分析[J]. 振动与冲击, 2013, 32(21): 97-101.
Liu Longtao, Li Chuandi, Cheng Qi, et al. Analysis of random vibration fatigue of a structure[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(21): 97-101.
- [10] 蔡中民,高经武,张兵,等. 横向爆炸载荷下开孔板的动应力集中因子[J]. 爆炸与冲击, 2005(2): 112-118.
Cai Zhongmin, Gao Jingwu, Zhang Bing, et al. The dynamic stress concentration factor of lateral explosive load of the perforated plate[J]. Explosion and Shock Waves, 2005(2): 112-118.
- [11] Qu Sixue, Xu Dan, Kang Rui. Analysis of random vibration life of mechanical parts of actuating cylinder based on the finite element[C] // Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering (QR2MSE). Chengdu: IEEE Conference Publications, 2013: 917-920.
- [12] Wang Shang, Tian Yanhong, Guo Xuguang. Fatigue life prediction for CBGA under random vibration loading by finite element method[C] // Electronic Packaging Technology (ICEPT). Chengdu: IEEE Conference Publications, 2014: 535-537.
- [13] Shi Guoqin. Comparison of Stress Intensity Factors for Cracks at Countersunk Holes[C] // Nicholas Bellinger 47th AIAA/ASME/ASCE / AHS/AS. Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. Newport: Rhode Island USA, 2006: 1 654.
- [14] Jon S, Pointer Woodward, Loveland I. Random vibration and accelerated life testing[C] // Proceedings of the ASME 2014 international design engineering technical conferences & computers and information in engineering conference. New York: USA DETC, 2014: 34 025.
- [15] Brauch M. Optimization Procedure to Correct Stiffness and Flexibility Matrices Using Vibration Tests[J]. AIAA, 2016(11): 1 208-1 210.