

技术专论

## 裂纹梁损伤识别的一种新型方法

张小五<sup>1,2</sup>, 马文来<sup>2</sup>, 王坤<sup>2</sup>

(1. 中国人民解放军91880部队, 山东 胶州 266300; 2. 哈尔滨工业大学 航天工程系, 哈尔滨 150001)

**摘要:** 在能量有限元法研究基础上, 提出了基于能量密度的结构损伤识别方法。以工程结构基本构件梁为研究对象, 以能量密度突变作为损伤识别指标, 对损伤结构进行了仿真; 在此基础上, 对结构损伤中最常见的形式——裂纹进行损伤识别试验。结果表明基于能量密度的损伤识别方法适用于中高频场合, 具有对结构微小缺陷敏感、操作简便、精确度高、无需复杂数据处理等优点, 有较高的工程应用价值。

**关键词:** 能量有限元法; 能量密度; 损伤检测; 中高频; 微小损伤; 裂纹梁; 弯曲弹簧模型

**中图分类号:** O327; TB122      **文献标识码:** A

**文章编号:** 1672-9242(2013)01-0073-06

## A New Method of Cracked Beam Damage Identification

ZHANG Xiao-wu<sup>1,2</sup>, MA Wen-lai<sup>2</sup>, WANG Kun<sup>2</sup>

(1. Unit 91880 of PLA, Jiaozhou 266300, China;

2. Dept of Astronautic Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

**Abstract:** A new structural damage identification method based on energy density was put forward based on energy finite element method. Basic building blocks, beams of engineering structures were taken as research objects and energy density mutations as the damage identification index to simulate the damage structure. The most common form of structural damage, cracks beam damage identification test was carried out. The results showed that the damage identification method proposed is applicable to medium and high frequencies, sensitive to small defects of the structure; it has the advantages of simple operation, high accuracy, and without the complexity of data processing; it has high engineering values.

**Key words:** energy finite element method; energy density; damage detection; medium and high frequencies; minute damage; cracked beam; bending spring model

飞行器的健康检测概念起源于航天飞机、美国 X 系列验证机等可以重复使用的飞行器。在飞行器的整个运行阶段, 会受到振动、冲击、噪声等各种极

端环境和载荷的影响, 由此可能引起冲击损伤、疲劳裂纹、腐蚀等结构损伤或损伤积累, 进而影响飞行器的工作性能<sup>[1-2]</sup>, 严重时会造成灾难性事故。因此,

收稿日期: 2012-08-23

基金项目: 国家自然科学基金(11072066)

作者简介: 张小五(1984—), 男, 硕士, 助理工程师, 主要从事船舶、飞行器结构环境试验及响应预测方面的研究。

对飞行器结构进行损伤识别,在轨监测飞行器结构的健康状况,以便及时采取有效处理措施,具有十分重要的工程意义。

相比于传统的X射线探伤、超声波探伤等损伤识别方法,基于振动的无损检测方法因具有在线实时损伤诊断等优点得到大量的研究,这些方法(研究)大都是通过模态参数和动态响应来进行损伤识别。模态法的原理是在结构出现损害后,结构的动态刚度变小,反过来减小结构的固有频率<sup>[3-4]</sup>。这种频域识别方法面临的一个复杂问题就是振型求解,对简单的结构比较试用,但对于变结构系统、复合材料结构的损坏点处于模态节点时,该方法将产生较大的误差,甚至一些简单的结构,也不能被有效诊断<sup>[5-6]</sup>。基于振动模态的损伤识别方法面临的另一个重要问题是其对损伤的敏感性问题,这种方法比较适合识别较大的损伤;对于细小裂纹,这种小缺陷对整体结构特性影响不大,由于测量误差、噪声以及结构的复杂性和非线性,识别效果不理想,导致对微小损伤监控更加困难<sup>[7]</sup>。

鉴于以上基于振动模态的损伤识别方法存在的问题,通过研究在中高频情况下损伤结构中弹性波的变化来找寻新的损伤检测方法得到越来越多的关注<sup>[8]</sup>。以能量为基础的方法与技术的发展,显然能够避免频域识别方法存在的缺点。不同频率传播波能量的总和组成了振动能量,模态的节点对振动能量的影响很小,结构的固有频率变化很小时,振动能量也会有较大的变化,同时这种方法操作上比较简便,精确度较高,适合在工程上对结构实施实时监控<sup>[9]</sup>。

能量有限元法基于波动理论,以振动能量作为主要变量进行数值分析,近几年在船舶、飞行器等中高频振动噪声分析与控制领域兴起,不仅可以模拟大型结构的振动,而且分析频段可以扩展到中、高频段,实际结构的受力状态能够进行较真实的模拟<sup>[10-12]</sup>。在此基础之上提出了基于能量密度的结构损伤识别方法。通过对损伤梁结构能量有限元求解,验证所提方法的有效性以及应用价值,然后针对结构损伤中最常见的形式——裂纹,结合弯曲弹簧模型以及损伤梁的波动特性,推导出裂纹悬臂梁的频率方程;基于理论研究成果,对悬臂裂纹梁进行识别试验。结果表明,提出的基于能量密度结构损伤的探测方法是有效可靠的。

## 1 梁损伤处能量关系

结构的局部损伤一般可以用结构局部区域材料强度(弹性模量)的折减来模拟<sup>[13]</sup>。损伤局部弹性模量  $\bar{E}(x,y) = E[1 - d(x,y)]$ ,  $d(x,y)$  表征损伤程度。结构中行进的波,由于材料的变化、几何或结构的改变,将会产生能量的反射、透射,如图1所示。

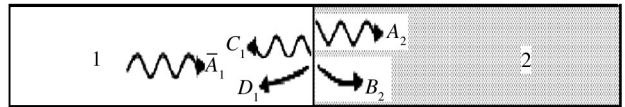


图1 梁在损伤处弯曲波的透射与反射

Fig. 1 Bending wave transmission and reflection in damage point

根据波动特性,左侧未损伤梁横向位移见式(1)。

$$Y_1 = \bar{A}_1 e^{-jk_1 x} + C_1 e^{jk_1 x} + D_1 e^{k_1 x} \quad (1)$$

右侧损伤梁横向位移见式(2)。

$$Y_2 = A_2 e^{-jk_2 x} + B_2 e^{-k_2 x} \quad (2)$$

式中: $k_1$ 为梁1中的弯曲波数; $k_2$ 为梁2中的弯曲波数; $C_1, D_1$ 和 $A_2, B_2$ 为复波幅,可由连接处的边界条件求解; $\bar{A}_1$ 为入射波幅值,其功率时均值为 $\bar{P}_1$ ,  $\bar{P}_1 = EI k^3 \omega | \bar{A}_1 |^2$ ,其中 $E$ 为材料弹性模量, $I$ 为截面惯性矩, $k$ 为入射波数, $\omega$ 为梁自振频率。

由能量守恒定律 $\bar{P}_{inc} = \bar{P}_{ref} + \bar{P}_{2tran}$ ,得:

$$1 = \frac{\bar{P}_{1ref}}{\bar{P}_{1inc}} + \frac{\bar{P}_{2tran}}{\bar{P}_{1inc}} = r_{11} + \tau_{12} \quad (3)$$

式中: $\bar{P}_{1inc}$ 为梁1入射功率时均值; $\bar{P}_{1ref}$ 为损伤处反射功率时均值; $\bar{P}_{2tran}$ 为损伤处透射功率时均值。损伤处弯曲波能量透射系数 $\tau_{12}$ 以及反射系数 $r_{11}$ 的计算分别见式(4)、式(5)。

$$\tau_{12} = \frac{\bar{P}_{2tran}}{\bar{P}_{1inc}} = \frac{(EI)_2 k_2^3 |A_2|^2}{(EI)_1 k_1^3 |A_1|^2} = \frac{(EI)_2 k_2^3}{(EI)_1 k_1^3} \cdot \{2\alpha_1 k_1 (\alpha_1 + \alpha_2) (k_1 + k_2) / \Delta\}^2 \quad (4)$$

$$r_{11} = \frac{\bar{P}_{1ref}}{\bar{P}_{1inc}} = \frac{|C_1|^2}{|\bar{P}_1|^2} = \{ [2\alpha_1 \alpha_2 (k_1^2 - k_2^2) -$$

$$jk_1k_2(\alpha_1 - \alpha_2)^2 / \Delta^2 = 1 - \tau_{12} \quad (5)$$

式中:  $\alpha_1 = (EI)_1 k_1^2$ ,  $\alpha_2 = (EI)_2 k_2^2$ , 其中  $(EI)_1$  为梁 1 的刚度,  $(EI)_2$  为梁 2 的刚度;  $\Delta = 2\alpha_1\alpha_2(k_1^2 + k_2^2) + k_1k_2(\alpha_1 + \alpha_2)^2$ 。

## 2 损伤结构能量有限元方程

由文献[14]和[15]可知稳态梁中远场能量密度控制方程可以写成如下形式:

$$\frac{c_g^2}{\eta\omega} \frac{d^2 \langle e \rangle}{dx^2} - \eta\omega \langle e \rangle + \pi_{in} = 0 \quad (6)$$

式中:  $\omega$  为弯曲波角频率;  $\eta\omega \langle e \rangle$  为因内损耗阻尼  $\eta$  导致的能量耗散;  $\pi_{in}$  为输入能量;  $c_g$  为梁中弯曲波速; 令能量密度时均值  $\langle e \rangle = \sum_{j=1}^n e_j \varphi_j$ , 其中  $e_j$  为节点能量密度,  $\varphi_j$  为 Lagrange 插值函数, 取  $n=3$ 。当使用 Galerkin 加权余量法时, 式(6)可以写成:

$$\sum_{j=1}^n \left\{ \int_{x_l}^{x_r} \left( \frac{c_g^2}{\eta\omega} \frac{d\varphi_i}{dx} \frac{d\varphi_j}{dx} + \eta\omega \varphi_i \varphi_j \right) dx \right\} \cdot$$

$$e_j - \varphi_i q \Big|_{x_l}^{x_r} - \int_{x_l}^{x_r} \varphi_i \pi_{in} dx = 0$$

式中:  $x_r, x_l$  分别为梁单元左右边界坐标。则进一步写成矩阵形式, 见式(7)。

$$[K^e] \{e^e\} = \{Q^e\} + \{F^e\} \quad (7)$$

式中:  $F^e$  为输入功率;  $Q^e$  为节点间的能量流;  $[K^e]$  为系数矩阵。

$$K_{ij}^e = \int_{x_l}^{x_r} \left( \frac{c_g^2}{\eta\omega} \frac{d\varphi_i}{dx} \frac{d\varphi_j}{dx} + \eta\omega \varphi_i \varphi_j \right) dx$$

式中:  $i, j=1, 2, \dots, n$ 。

$$F_i^e = \int_{x_l}^{x_r} \varphi_i \pi_{in} dx$$

$$Q_i^e = \varphi_i(x_{x_n}^e) q \Big|_{x_{x_n}^e} - \varphi_i(x_{x_l}^e) q \Big|_{x_{x_l}^e}$$

$$\{e^e\} = \{e_1^e, e_2^e, \dots, e_n^e\}^T$$

依据弹性波传播理论, 板损伤之处, 将会产生能量的反射、透射关系, 需要考虑损伤处的能量转换关系。从而式(7)变为:

$$([K^e] + [J^e]) \{e^e\} = \{Q^e\} + \{F^e\} \quad (8)$$

式中:  $[J^e]$  为能量转换矩阵。

## 3 损伤梁的能量有限元求解

如图2所示, 结构两端简支, 梁总长度为 1 m, 弹性模量为  $7 \times 10^7$  Pa, 密度为  $2700 \text{ kg/m}^3$ , 单位激振力频率为 2000 Hz。假设损伤单元 5 的局部弹性模量损失了 4%,  $d(x, y)=0.04$ , 此时结构为微小损伤<sup>[16]</sup>, 通过能量有限元方法对其求解。借鉴声强的计算公式, 令  $\bar{e} = 10 \lg(10^{12} e)$ , 得到相对能量密度, 结果如图3所示。对损伤梁与未损伤梁对应能量密度差值进行归一化, 得到损伤指标  $\delta e = \frac{|e_u - e_d|}{\max |e_u - e_d|}$ , 结果如图4所示。式中:  $e_u$  为未损伤梁对应节点能量密度;  $e_d$  为损伤之后对应点能量密度值。

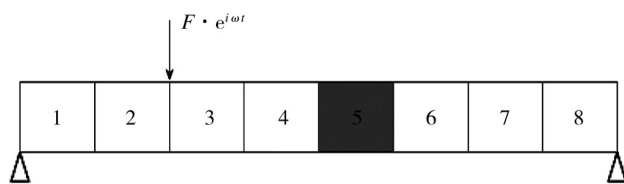


图2 损伤梁结构模型

Fig. 2 Damaged beam structure model

图3中实线表示损伤之后, 梁的能量密度分布, 虚线是未损伤梁的能量密度分布, 在损伤单元, 能量密度发生了突变。由损伤指标分布图(图4)可知, 文中给出的损伤识别方法能够对微小损伤梁进行有效识别。

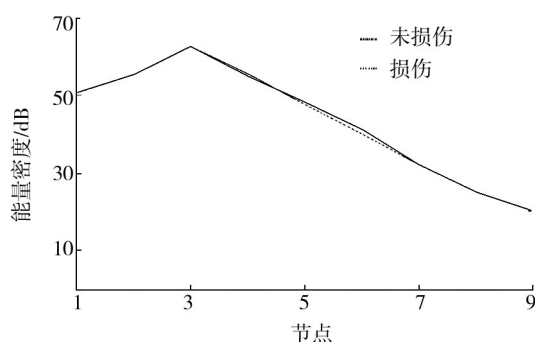


图3 损伤和未损伤情况下能量密度分布

Fig. 3 Energy density distribution of beam with or without damage

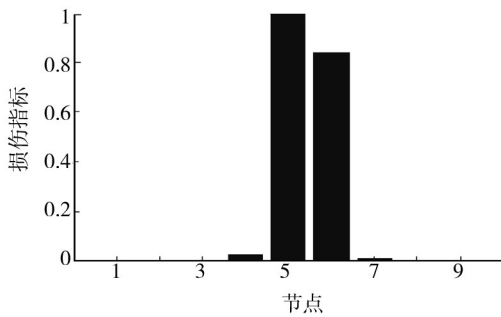


图4 损伤梁的损伤指标分布

Fig. 4 Damage index distribution of damaged beam

### 4 悬臂裂纹梁的频率方程

一旦结构中出现裂纹损伤,此时结构内部的损伤或缺陷已经发展到了一定程度,损伤部位不能再作为连续分布的损伤场来处理,从而不能应用结构材料参数的改变来衡量由于裂纹损伤所引起结构承载能力的下降。两者在损伤状态的描述上具有较大的差异<sup>[3]</sup>,结构的局部损伤体现了局部面积上的损伤,而裂纹损伤却呈现出带状的损伤。

为了实现对裂纹梁进行动力特性分析以及损伤识别研究,往往需要对梁中裂纹进行数学模拟。选择合适的裂纹数学模型,有助于正确反映裂纹处振动波传播特性,真实反映梁裂纹的力学机理。根据裂纹悬臂梁振动波传播特性,结合文献[17]和[18]中介绍的弯曲弹簧模型,推导出裂纹悬臂梁的频率方程。

弯曲弹簧模型的弹簧刚度  $K_T$  表示为:

$$K_T = \frac{1}{\Theta}, \Theta = (5.346h/EI)f(h_c/h) \quad (9)$$

式中:  $\Theta$  为裂纹柔度系数;  $h_c$  为裂纹深度;  $h$  为梁的高度。  $f(h_c/h)$  为无因次局部导纳系数,见式(10)。

$$f(h_c/h) = 1.8624(h_c/h)^2 - 3.95(h_c/h)^3 + 16.37(h_c/h)^4 - 37.226(h_c/h)^5 + 76.81(h_c/h)^6 - 126.9(h_c/h)^7 + 172(h_c/h)^8 - 43.97(h_c/h)^9 + 66.56(h_c/h)^{10} \quad (10)$$

如图5所示,裂纹悬臂梁被分为两段,左侧为梁1,右侧为梁2,整个悬臂梁的振型解可以写为:

$$\begin{cases} Y_1(x) = a_1 \sin kx + a_2 \cos kx + a_3 \operatorname{sh} kx + a_4 \operatorname{ch} kx \\ Y_2(x) = a_5 \sin kx + a_6 \cos kx + a_7 \operatorname{sh} kx + a_8 \operatorname{ch} kx \end{cases}$$

设  $k^4 = \omega^2 \frac{\rho S}{EI}$ , 可以求得其振型解。  $Y(x, t)$  为

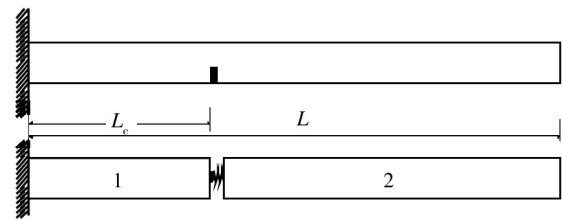


图5 裂纹悬臂损伤梁

Fig. 5 Crack cantilever damaged beam

梁的振型;  $a_1 \sim a_8$  为待定系数;  $k = \sqrt[4]{\omega^2 \rho S / (EI)}$ 。

在  $x=0$  处,  $Y_1(0)=0, Y_1'(0) = 0$ ;  $x=L_c$  处,  $Y_1(L_c) = Y_2(L_c), Y_1''(L_c) = Y_2''(L_c), Q_1(L_c) = Q_2(L_c), -EI\theta_1' = K_T[\theta_1(L_c) - \theta_2(L_c)]$ , 其中  $\theta_1(L_c), \theta_2(L_c)$  分别为梁1、梁2中的转角,  $\theta_L$  为弯曲弹簧模型转角; 在  $x=L$  处,  $Y_2'(L) = Y_2''(L) = 0$ 。

由以上边界条件可以得到含有8个方程的方程组。令  $\beta = kL, \alpha = 2L_c/L - 1, \beta$  为频率参数,  $\alpha$  为裂纹位置参数, 利用 Mathematic 软件对方程组进行符号计算和化简, 可以得到悬臂裂纹梁的振型解:

$$\begin{aligned} & -4K_T - EIk \sinh(\beta) \cos(\alpha\beta) + EIk \sinh(\beta) \cdot \\ & \cos(\beta) - 4K_T \cos\left(\frac{1}{2}\alpha\beta - \frac{1}{2}\beta\right) \cosh\left(\frac{1}{2}\alpha\beta - \frac{1}{2}\beta\right) - 4K_T \sin\left(\frac{1}{2}\alpha\beta - \frac{1}{2}\beta\right) \sinh\left(\frac{1}{2}\alpha\beta - \frac{1}{2}\beta\right) \\ & + EIk \cos(\alpha\beta) \sinh(\alpha\beta) + EIk \sin(\alpha\beta) \cdot \\ & \cosh(\alpha\beta) - EIk \cos(\beta) \sinh(\alpha\beta) + EIk \sin(\beta) \cdot \\ & \cosh(\beta) - EIk \sin(\beta) \cosh(\alpha\beta) - EIk \cosh(\beta) \cdot \\ & \sin(\alpha\beta) - 4K_T \cos(\beta) \cosh(\beta) - 4K_T \sin\left(\frac{1}{2}\alpha\beta + \frac{1}{2}\beta\right) \cdot \\ & \sin\left(\frac{1}{2}\alpha\beta + \frac{1}{2}\beta\right) - 4K_T \sin(\beta) \sinh(\alpha\beta) - 4K_T \cdot \\ & \cos\left(\frac{1}{2}\alpha\beta + \frac{1}{2}\beta\right) \cosh\left(\frac{1}{2}\alpha\beta + \frac{1}{2}\beta\right) = 0 \quad (11) \end{aligned}$$

### 5 悬臂裂纹梁损伤识别

#### 5.1 试验模型

梁长为0.56 m, 截面高为0.08 m, 宽为0.05 m; 阻尼比为0.02; 钢的弹性模量为  $2.1 \times 10^{11}$  Pa, 密度为  $2700 \text{ kg/m}^3$ , 泊松比为0.31。裂纹为贯穿直裂纹, 试

验考虑两种损伤工况,工况一距固定端0.21 m处有一裂纹,裂纹深度0.2h;工况二距固定端0.21 m处有一裂纹,裂纹深度为0.4h(如图6所示)。在梁上部每隔0.035 m设置一个测点,总共16个测点。



图6 梁的损伤构造

Fig. 6 Damage structure of beam

### 5.2 试验设备

如图7所示,主要试验设备有悬臂梁固定底座、悬臂梁,激励系统有JZK系列电动式激振器、YE587系列功率放大器和YE1311系列信号发生器。信号测量与采集系统包括力传感器、IC压电式加速度传感器、YE6267动态数据采集分析系统、计算机以及江苏联能提供的相关分析软件等。

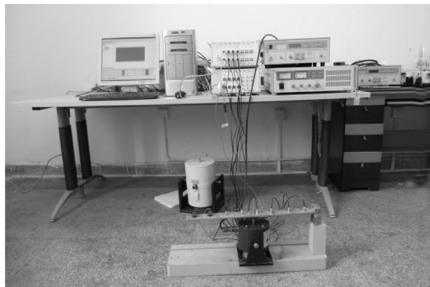


图7 试验现场

Fig. 7 Experimental site

### 5.3 试验步骤

首先对无损伤的梁以及两种损伤工况下的梁分别进行锤击,对其加速度信号进行傅立叶变换,得到其第一阶固有频率。以工况一、测点15为例,原始加速度信号以及傅立叶变换结果如图8所示。各种工况下梁的一阶固有频率见表1,可以看出随着裂纹损伤程度的加深,梁一阶固有频率降低,损伤越严

重,固有频率降低越快。可见频率能够识别损伤是否存在,对损伤进行预警,但是对损伤位置无法进行识别。

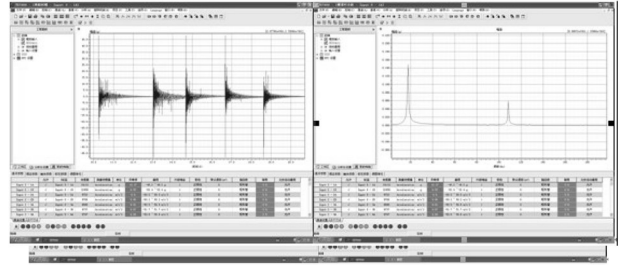


图8 梁的固有频率测量

Fig. 8 Measurements of the beam's natural frequency

表1 裂纹深度识别结果

Table 1 Crack depth identification results

工况	实测频率/Hz	识别损伤/h	识别误差/%
完好	17.6	—	—
0.2h	17.3	0.1748	12.6
0.4h	16.5	0.3556	11.1

### 5.4 数据处理及结果分析

试验中梁的能量密度计算如下。

梁结构振动能量的时间平均见式(12)。

$$\langle e \rangle = \left( \frac{1}{T} \int_0^T \langle v^2 \rangle dt \right) \rho \quad (12)$$

对式(12)进行傅立叶变换,见式(13)。

$$\langle e \rangle = \rho \int_{-\infty}^{+\infty} \langle V(jf) V^*(jf) \rangle df \quad (13)$$

在特定的频率范围 $[f_c - \Delta f/2, f_c + \Delta f/2]$ 使用功率谱得到振动梁能量密度计算式,见式(14)。

$$\langle e \rangle = \rho \int_{f_c - \Delta f/2}^{f_c + \Delta f/2} \langle \frac{S_{aa}(F)}{f^2} \rangle df \quad (14)$$

式中:  $\rho$  为梁密度;  $S_{aa}(f)$  为加速度的自功率谱。

利用式(14)求出各种工况下测点在中心频率为2000 Hz的1/3倍频带中的能量密度。对损伤梁与未损梁对应能量密度差值进行归一化得到损伤指标。

如图9所示,在测点6发生能量密度差值突变,识别出梁的损伤位置(测点6)。利用识别到的损伤位置信息以及一阶自振频率,代入到式(9),(10)和

(11),对裂纹深度进行识别。识别结果见表1。

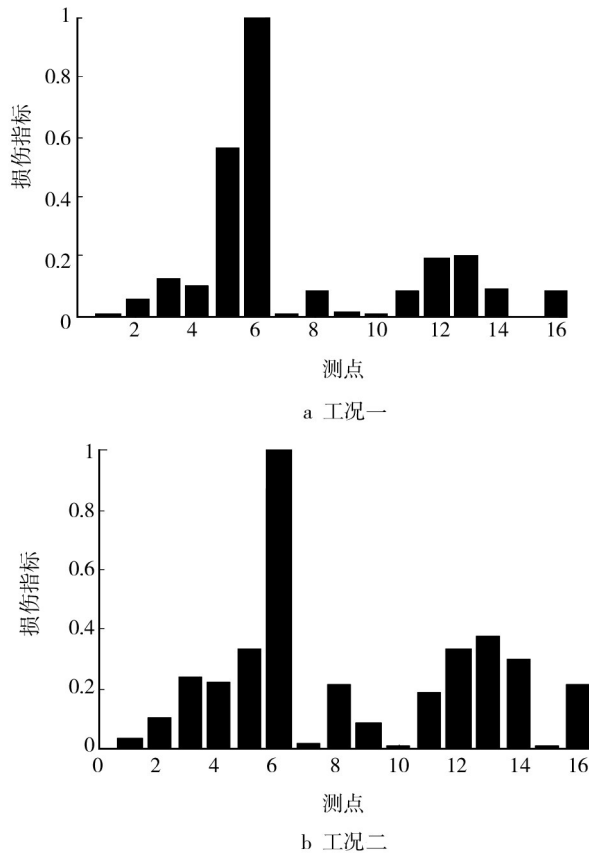


图9 损伤指标分布

Fig. 9 Damage index distribution

### 6 结论

空间桁架、超音速空天飞行器等大型工程结构的工作环境载荷大都处于中高频段,针对传统基于振动损伤识别方法出现的问题,在能量有限元法基础上,提出了基于能量密度的结构损伤识别方法。梁是飞行器结构的重要组成部分,也是损伤识别方法研究中最常用的结构,其研究成果具有代表性和可推广性,通过研究可以为未来复杂工程结构的损伤识别和实时健康监测提供指导。

1) 用能量有限元方法对局部弹性模量损失了4%的损伤梁进行求解,结果表明提出的损伤识别方法对结构的微小损伤敏感,适合结构中、高频损伤识别。

2) 通过对裂纹梁的识别试验,可知提出的基于能量密度结构损伤探测方法是有效、可靠的,避开了

模态法复杂的振型求解,相比于传统识别方法具有操作简便、定位精确度高、无需复杂数据处理等优点,能够对裂纹梁进行有效识别。

### 参考文献:

- [1] 徐志刚,陈荣,李权,等. 某型飞机进气道在噪声环境中的振动疲劳分析[J]. 装备环境工程, 2011, 8(4): 100—103.
- [2] 刘治国,蔡增杰,边若鹏,等. 飞机铝合金结构腐蚀损伤预测方法对比性研究[J]. 装备环境工程, 2012, 9(1): 66—71.
- [3] BAMNIO G, TROCHIDES A. Dynamic Behavior of a Cracked Cantilever Beam[J]. Applied Acoustics, 1995, 45(2): 97—112.
- [4] MANOACHA Emil, TRENDAFILOVAB Irina. Large Amplitude Vibrations and Damage Detection of Rectangular Plates[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 315(3): 591—606.
- [5] YANA Y J, CHENGB L, WUA Z Y. Development in Vibration-based Structural Damage Detection Technique[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2007, 21(5): 2198—2211.
- [6] YAN Jun-xia, LIU Chu-sheng, LIU Tong-zeng, et al. A Review on Advances of Damage Identification Methods Based on Vibration[J]. Key Engineering Materials, 2009, 413(6): 277—283.
- [7] 尚柏林,宋笔锋,万方义. 飞行器结构健康监控系统研究进展及关键技术[J]. 测控技术, 2008, 27(7): 1—3.
- [8] ARRUDA Santos. Modeling of Coupled Structural Systems by an Energy Spectral Element Method[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 316: 1—24.
- [9] HUI Jia, WAN Xiao-peng, ZHAO Mei-ying. Damage Modes Detection of Composite Laminates Using Improved Modal Strain Energy Method[J]. Advanced Materials Research, 2011, 338(9): 375—379.
- [10] ZHANG Wei-guo, RAVEENDRA S T. High Frequency Vibro-acoustic Analysis Using Energy Finite Element Method[C]// SAE International. SAE 2009 World Congress, Detroit, Michigan, USA. 2009: 1—771. (余不详)
- [11] ZHANG W, VLAHOPOULOS N, WU K, et al. High Frequency Vibration Analysis of Stiffened Plates under Heavy Fluid Loading by an Energy Finite Element Analysis Formulation[J]. Finite Elements in Analysis and Design. 2005, 41(11): 1056—1078.

(下转第90页)

效果可能会高于ESS。

### 3.3 剖面安全性验证

安全性验证的一般方法是按照HASS剖面的要求将产品重复试验多次,观察是否有失效现象发生,然后从导致失效发生的筛选剖面重复次数可以推断出所选HASS剖面对受试产品有效寿命的损伤程度。

将受试产品安装在常规试验设备振动台上,采用制定的HASS初始剖面进行了10次HASS。试验期间受试产品功能、性能检测结果均正常,没有失效发生,这表明该产品在实际生产过程中进行1次HASS后,至少还剩余90%以上的有效寿命。因此,采用上述方法制定的HASS初始剖面没有过量消耗产品的有效寿命,具有安全性,不需要对该剖面所选择的应力量级进行修正。

## 4 结论

1) 产品进行一次ESS可能需要80~120 h,而进行一次基于常规试验设备的HASS仅需5 h左右,试验效率高,试验成本低。尤其是对于批生产过程,基于常规试验设备的HASS可以大大节约生产时间,提高生产效率,缩减生产成本,能更好地满足产品的实际使用需求。

2) 通过计算ESS和HASS中温度循环和随机振动在不同参数取值下的筛选度,从筛选效果等效的角度确定了HASS剖面各应力量级,并根据HASS标准剖面制定方法,综合得到了某航空电子产品基于常规试验设备的HASS初始剖面。筛选度计算结果

也从理论上初步验证了该剖面具有一定的有效性;采用该剖面对受试产品进行的安全性验证结果表明,产品进行一次HASS后,至少还剩余90%以上的有效寿命,该剖面没有过量消耗产品的有效寿命,具有安全性。文中提出的方法具有一定的工程应用价值,为HASS在生产实践中的应用提供了一种可行的方法。

3) 制定的HASS初始剖面在产品实际筛选中是否有效,还有待在批生产中对该HASS剖面与ESS筛选效果进行对比,从统计上进一步验证。

### 参考文献:

- [1] HOBBS G K. Accelerated Reliability Engineering: HALT and HASS[M]. New York: Wiley-interscience Publication, 2000:1—5.
- [2] HOBBS G K. Handbook of Performability Engineering[K]. London:Springer London, 2008:559—578.
- [3] 樊强. 高加速寿命试验和高加速应力筛选试验技术综述[J]. 电子产品可靠性与环境试验, 2011, 29(4):58—62.
- [4] 孙玉玉,王凤车. 高加速应力筛选剖面验证技术分析[J]. 环境技术, 2010(5):5—7.
- [5] GJB/Z 34—1993, 电子产品定量环境应力筛选指南[S].
- [6] GJB 1032—1990, 电子产品环境应力筛选方法[S].
- [7] RACHE D. The HASS Development Process[C]// Proceedings Annual Reliability and Maintainability Symposium. 2000.(余不详)
- [8] 吴轶钢. 零阶能量有限元方法及其在船舶结构声辐射中的应用研究[D]. 武汉:武汉理工大学, 2008:19—31.
- [9] 金立明. 损伤梁的波动特性与振动功率流分析[D]. 武汉:华中科技大学, 2005:1—11.
- [10] PAIPETISS A, DIMAROGONAS A D. Analytical Methods in Rotor Dynamics[M]. London: Elsevier Applied Science, 1986:16—45.
- [11] 王丹生. 基于反共振频率和压电阻抗的结构损伤检测[D]. 武汉:华中科技大学, 2006:20—50.
- [12] VLAHOPOULOS Nickolas, WU Kuang-cheng, MEDY-ANIK Sergey. Energy Finite Element Analysis for Structural-acoustic Design of Naval Vehicles[J]. Journal of Ship Production and Design, 2012, 28 (1) : 42—48.
- [13] 李兆霞. 损伤力学及其应用[M]. 北京:科学出版社, 2002:32—61.
- [14] 孙丽萍. 能量有限元法及其应用[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2004:13—28.

(上接第78页)