

通过频率改变率进行损伤定位的方法研究*

刘文峰 柳春图

(中国科学院力学研究所,北京 100080)

应怀樵

(东方振动和噪声技术研究所,北京 100085)

摘要 本文基于频率法进行损伤识别的基础,从理论上推导了损伤导致某阶频率降低与损伤位置的关系和该阶曲率模态/应变模态的振型变化相近。并通过数值仿真的结果验证了理论分析的结果。在此基础上给出了损伤状态下通过不同阶模态频率改变率比值来进行损伤定位的新方法,并将其应用于实际钢梁的分析中,得到了较好的结果。最后文中阐述了通过频率法进行损伤识别的优点和局限性。

关键词: 频率法,曲率模态振型,损伤定位

中图分类号: TB115, TU311

0 引言

损伤识别的应用领域很广,从航空航天、机械、精密仪器乃至土木建筑等许多行业都存在着损伤识别的问题。目前探伤的手段也很多,如超声波、X射线等物理方法,而振动法也已经发展了柔度矩阵、应变模态/曲率模态、ETR等多种基于模态识别方法。这些方法识别的效果在很多情况下都较好,但是它们要求的测试点较多,测试数据要求很丰富。

仅通过频率的改变来识别损伤一般在结构损伤较小时效果不明显,但是在损伤较大时,此方法是可行的。Salawu O S 曾对频率法进行损伤识别作了综合评述,他将 1997 年以前关于频率法识别损伤的方法进行了很好的总结^[1]。Hearn G 等也基于不同的途径进行了具体分析^[2-4]。

频率法识别的优点在于测试简单,分析方法很成熟,精度很高。如果测试的数据较长时,进行长数据点的 FFT,可以提高频率分辨率,在频谱分析时加入适当的窗函数,其分析精度可以达到万分之一甚至更高^[5],此分辨率可以很好地将损伤带来的频率变化反映出来。

当有些结构形状较为复杂,有些位置不适合布置测试点时,基于模态识别的损伤的方法就很难使用,此时频率法就可以发挥较为显著的作用。在工程测试之中,一般来说只需要进行一两个测点的测试就可以得到结构多阶固有频率。

本文基于频率在损伤情况下的改变,通过理论分析得出了频率改变的情况与结构的曲率模态/应变模态振型相近。通过数值仿真计算,得出了频率随着损伤位置不同的变化规律,证明了理论的推导,并对某

实际钢梁进行了分析。

1 理论分析

对于梁结构的振动方程可表达为:

$$y(x, t) = (x) \sin(\omega t + \phi) \quad (1)$$

式中 (x) 为位移模态的振型函数, ω 为结构的固有频率, ϕ 为相位角, x 为梁长度向座标值。

则结构动能为:

$$W = \frac{1}{2} \int_0^l m \dot{y}^2 dx = \frac{1}{2} \omega^2 m \cos^2(\omega t + \phi) \int_0^l (x)^2 dx \quad (2)$$

式中 m 为单位长度梁的质量, l 为梁的有效长度。

势能为:

$$V = \frac{1}{2} \int_0^l EI y''^2 dx = \frac{1}{2} E \sin^2(\omega t + \phi) \int_0^l I''^2(x) dx \quad (3)$$

式中 EI 为刚度,因为有损伤,所以截面的 I 不相同。

结构最大动能等于最大势能,即 $W_{\max} = V_{\max}$, 得到:

$$\frac{1}{2} \omega^2 m \int_0^l (x)^2 dx = \frac{1}{2} E \int_0^l I''^2(x) dx \quad (4)$$

$$\omega^2 = \frac{E \int_0^l I''^2(x) dx}{m \int_0^l (x)^2 dx} \quad (5)$$

式中 (x) 为曲率模态的振型,在经典梁(即 Euler-Bernoulli 梁)的假设条件下,梁结构中曲率模态与应变模态振型的性质一致。李德葆等人对应变模态/曲率模态进行了较为深入的研究^[8,9]。

由于结构存在损伤,即结构某处的截面惯性矩 I 会有所变小,因此与完整时相比,损伤后的固有频率

* 收稿日期:2002-11-18 修改稿收到日期:2003-01-16
第一作者 刘文峰 男,博士生,1976年8月生

会变小。

从公式(5)中可得出,当有损伤的截面位于曲率模态振型较大的位置时,此阶的频率下降较大,而当位于曲率模态振型较小处时,则频率的改变也很小,如果损伤截面位于曲率模态振型结点处,则损伤基本不影响结构的此阶模态频率。这说明当结构存在某一损伤时,此损伤位置引起固有频率的变化与曲率模态振型相关,在一定程度内 $\Delta f/f$ 的变化规律与 $\psi(x)$ 呈线性关系。

2 损伤位置对固有频率影响的数值仿真计算

为了验证损伤位置对结构固有频率的影响,本文对简支梁和固支梁进行了数值仿真。梁的截面尺寸为 $b \times h \times l = 20\text{mm} \times 50\text{mm} \times 1000\text{mm}$,其中 b 、 h 、 l 分别为梁宽、梁高和梁长。在结构的不同位置制造一个损伤程度相同的裂纹,此裂纹为穿透型裂纹,裂纹深度为 $h_0 = 18\text{mm}$,如图2所示,裂纹位置沿梁长从 $l/16$ 到 $15l/16$ 每隔 $l/16$ 处进行一次计算。共得到此损伤在15个不同位置处导致固有频率的变化情况,如图1所示。

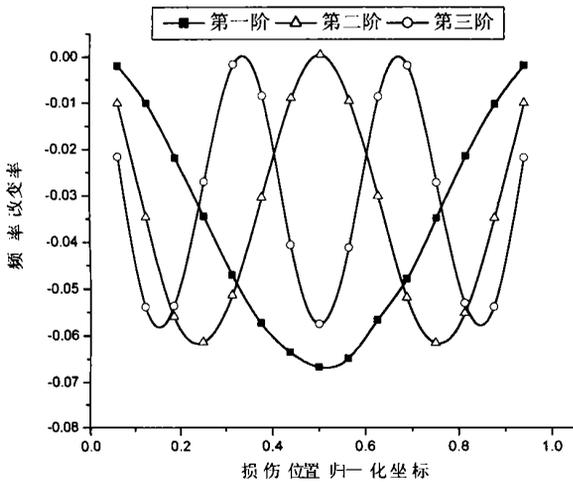


图1 简支梁不同损伤位置的前三阶频率改变率

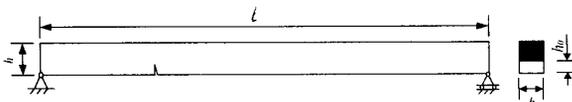


图2 梁结构损伤情况示意图

前面已经表明了结构的 $\Delta f/f$ 与结构的曲率模态振型 $\psi(x)$ 呈一定的线性关系,由于损伤导致结构固有频率降低,即意味着 $\Delta f/f$ 的变化趋势与 $\psi(x)$ 的趋势相近。

因为简支梁的曲率模态/应变模态的振型与位移模态振型一致^[6],均为 $\psi_r(x) = \sin \frac{r\pi x}{l}$ ($r = 1, 2, \dots$),因此

振型归一化后 $\psi_r(x)$ 为 $-\sin \frac{r\pi x}{l}$ 。图1为当损伤在不同位置时简支梁前三阶固有频率的改变率。裂纹在梁支座附近时应按 Timoshenko 梁来分析,其变化不能按照公式(5)来分析,因此本文不考虑支座附近裂纹的情况。从图中可见数值仿真得到的前三阶频率变化率与相应的曲率模态 $-\psi_r(x)$ 相近。

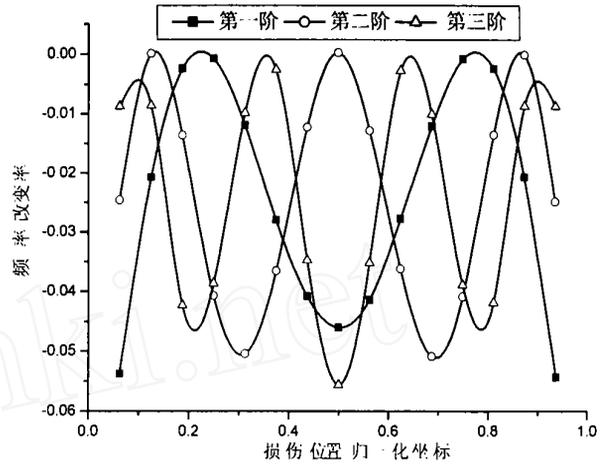


图3 固支梁不同损伤位置的前三阶频率改变率

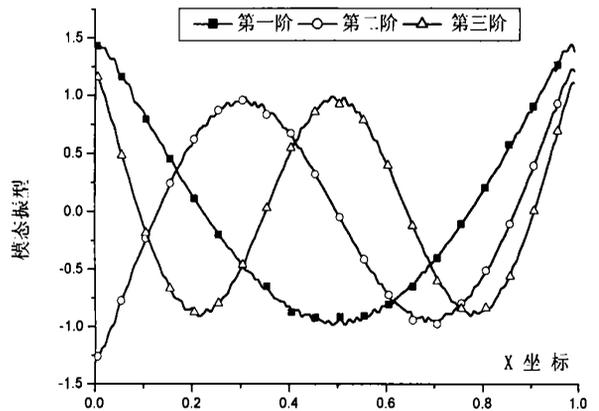


图4 固支梁前三阶曲率模态/应变模态振型

由于简支梁具有位移模态振型和曲率模态/应变模态振型相同的特殊性,因此作者再对固支梁进行了分析,其损伤部位与简支梁的情况一样。当损伤在不同位置时得到图3所示固支梁前三阶固有频率的改变率。固支梁的曲率模态振型如图4所示,对比图3和图4,可见固支梁也符合 $\Delta f/f$ 的变化趋势与 $-\psi_r(x)$ 的趋势相近的规律。

由数值计算结果得到,当损伤处于梁端距离与梁高度的比值小于3时,频率改变率与相应的应变模态相差较大,此时上面的规律不适用;而比值大于10时,较好地符合 $\Delta f/f$ 的变化趋势与 $-\psi_r(x)$ 的趋势相近的规律;比值在3~10之间可以适用,但识别时有一定的偏差。

3 通过频率的变化进行损伤定位

用频率法进行损伤定位可由以下几步完成：

第一步：作出各阶频率变化率的比值曲线
在前面理论分析和数值计算中都已证明 f_2/f_1 与 f_3/f_1 的变化趋势接近，因此可认为

$$\frac{f_2}{f_1} \approx \frac{f_3}{f_1} \quad (6)$$

式中 $f_i (i = 1 \sim 3)$ 为结构第 i 阶模态频率的变化率，其定义为 f_i/f_{i0} 。

在结构参数完整的情况下，可以通过计算得到结构的各阶曲率模态/应变模态，由(6)式可以得出 f_2/f_1 和 f_3/f_1 的变化趋势。以损伤位置的归一化坐标为横坐标，以 f_2/f_1 和 f_3/f_1 作为纵坐标，得出2条参考曲线。在简支梁情况下该曲线如图5所示。

第二步：通过实测数据得到各阶频率变化率

通过测试可得到结构完整时的各阶固有频率 f 和损伤后的各阶固有频率 f_d ，同样可以算出频率变化率的比值 f_2/f_1 ，作一条直线，将其代入理论计算的结果中(如图5所示)，可得到实测和计算结果之间有几个交点，实测和计算的 f_3/f_1 之间也有相应的交点。

第三步：判断损伤位置

由第二步得到的交点中判别损伤的可能位置，如果两次交点之中有坐标相近的情况，则认为此坐标下是损伤存在的可能位置之一，而如果两次的交点中有些坐标不能吻合，则可以排除这些位置处存在损伤的可能性。

通过频率反推损伤位置，得出的结果不具备唯一性，因此需要对第三步得出的点进行进一步的排除。对于对称结构，由于其对称性，至少有一个对称点可能是虚假的，而如果结构不对称，则在损伤存在时通过上面方法识别出的点只有唯一的一个，在测试结果准确的情况下，可唯一识别出损伤的位置。

作者对一简支钢梁进行了实际测试，此梁存在一处损伤，此损伤深度约为17mm的穿透型裂纹，测试得到完整和有损伤的前三阶弯曲模态固有频率。梁的截面尺寸为 $b \times h \times l = 20\text{mm} \times 50\text{mm} \times 680\text{mm}$ ，其中 b 、 h 、 l 分别为梁宽、梁高和梁长。测试结果如表1所示。

表1 实测简支钢梁的频率

振型	第一阶弯曲		第二阶弯曲		第三阶弯曲	
	F(Hz)	f_1	F(Hz)	f_2	F(Hz)	f_3
完整	265.00	—	1020.15	—	2444.94	—
损伤	258.62	- 2.41 %	1000.49	- 1.93 %	2413.64	- 1.28 %

由实测结果得出 $f_2/f_1 = 0.80$ 和 $f_3/f_1 = 0.53$ ，将此作两条直线代入图5中。得到理论和实测的 f_2/f_1 有两个交点1、2，理论和实测的 f_3/f_1 有4个交点3、4、5、6。但交点坐标相近的只有1和3、2和4，因此认为这两处是损伤可能位置。从图中可见它们归一化坐标大约在0.37和0.63，将其折算为物理坐标后为250mm和427mm。对这两处进行检查，发现在270mm处存在损伤。考虑测试的误差，可见此方法还是很有效的。

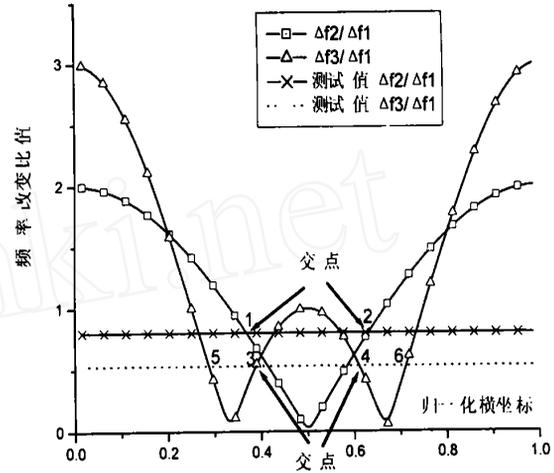


图5 固支梁通过频率变化识别损伤位置

4 小 结

本文提出了通过频率识别结构损伤的新方法，在测点受限制的特定情况下可以发挥较大的作用。

1) 由于结构频率的测试简便，仅需要测试结构的一点或者很少几点就可以，可以用于结构复杂不方便布置测点的结构中；且频率分析精度很高，因此在损伤较大而使结构固有频率改变明显时，频率法可以很好地发挥优势。

2) 本文从理论分析和数值计算两方面都证明了结构的固有频率随着损伤位置而降低的变化趋势与结构的曲率模态/应变模态振型相近，这有利于人们仅通过结构各阶固有频率的改变来进行损伤定位。

3) 在一维的梁结构中的损伤识别中，仅通过前三阶固有频率的改变就可以较好地进行损伤定位。

4) 如果结构没有对称的特性，则通过本文的方法可以将损伤位置定出来，如果是对称结构，则可能会找出包括损伤位置在内的几个点，需要对它们采取进一步的判别。

5) 通过本文的频率法只能很好地对单裂纹进行损伤定位，如果有多处裂纹同时存在，则仅能判断出损伤的存在性，而不能很好地进行定位，如需对多损伤情况进行定位还有待进一步深入研究。

(下转第17页)

位置取 $(x, y) = (0, 0)$, 半径为 $R = 0.75a$, 圆上 Fourier 级数展开项数为 $-60 \sim +60$, 样本数取 $N = 2^8$ 。

3) 三圆形 Fourier 级数展开法中, 三条虚拟圆的圆心位置和半径分别取 $(x_1, y_1) = (-1.5, 0)$ 、 $R_1 = 0.55a$; $(x_2, y_2) = (0, 0)$ 、 $R_2 = 0.75a$; $(x_3, y_3) = (1.5, 0)$ 、 $R_3 = 0.55a$, 每条虚拟圆上 Fourier 级数展开项数为 $-40 \sim +40$, 样本数取 $N = 2^8$ 。

由表 5 中可以看出, 当 $m = 2.5$ 时, 椭圆空穴已相当扁平, 如仅取一条圆形虚拟积分曲线进行计算, 则无论其上的 Fourier 级数展开项数取多大, 计算结果都存在较大误差, 尤其在高频段时更是如此。主要原因是采用单圆形虚拟积分曲线计算较扁平的椭圆空穴时, 求解矩阵出现了较严重的病态, 即使增加 Fourier 级数的求和项数对计算精度的改善也无济于事。而当采用三条圆形虚拟积分曲线计算时, 由于该方法可明显改善求解矩阵的病态性质, 因而获得了较好的计算结果。

我们通过大量计算发现: 如果二维非圆振动空穴到中心点(坐标原点)的最大距离 r_{\max} 与最小距离 r_{\min} 之比小于 2.0, 即 $r_{\max}/r_{\min} \leq 2.0$ 时, 仅采用单圆形 Fourier 级数展开法即可获得较满意的计算结果, 其计算效率是虚拟边界元法的 20 - 80 倍。

4.3 四圆角矩形空穴的声辐射计算

如图 4 所示四圆角矩形空穴以均匀法向振速 \bar{v}_0

脉动, $A_1 = 1m$, $R_1 = A_1/m$ 。表 6 示出了虚拟边界元法和本文方法的计算结果比较。其中虚拟边界元法的计算参数为: 虚拟边界离散为 100 个二次单元, 边界配点数是 220。本文方法的计算参数为: 采用单圆形虚拟积分曲线, 半径取为 $R = 0.75A_1$, Fourier 级数展开项数 $-60 \sim +60$, 样本数取 $N = 2^8$ 。图 5 和 6 分别给出了观察点 $(5, 0.0)$ 、 $(5, \sqrt{4})$ 处的无量纲辐射声压幅值随波数 k_0A_1 的变化关系。

参 考 文 献

- 1 向宇, 黄玉盈. 伸缩虚拟边界元法解含任意形状空穴外场的声辐射. 华中科技大学学报(自然科学版), 2002, 30(9): 97—100
- 2 张彦仲, 沈乃汉. 快速傅里叶变换及沃尔什变换. 北京: 航空工业出版社, 1989
- 3 陈进. 基于傅里叶谱分析的诊断方法. 振动与冲击, 1999, 18(1): 83—86
- 4 李庆扬, 关治, 白峰彬. 数值计算原理. 北京: 清华大学出版社, 2000
- 5 薛兴恒. 数学物理偏微分方程. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 1995
- 6 沈杰罗夫, 何祚镛, 赵晋英译. 水声学波动问题. 北京: 国防工业出版社, 1983
- 7 向宇, 黄玉盈, 马小强. 求解二维结构-声耦合问题的一种直接方法. 振动与冲击, 2003, 22(4): 40—44

(上接第 30 页)

本文仅讨论了梁结构的情况, 如果是板或者其它结构, 也可以用本文的方法进行同样的处理。另外通过频率改变率比值的方法识别损伤有效性与频率测试的精度和计算所得曲率模态的正确程度紧密联系着, 只有在保证良好测试和计算分析精度的前提下才能体现出此方法的可行性。

参 考 文 献

- 1 Salawu O S. Detection of structural damage through changes in frequency: A review. Eng. Struct. 1997, 19(9): 718—723
- 2 Hearn G, Testa R B. Modal analysis for damage detection in structures. Journal of Structural Engineering. ASCE 1991, 117(10): 3042—3063
- 3 Cawley P, Adams R D. The location of defects in structures from

measurements of natural frequencies. Journal of Strain Analysis. 1979, 4(2): 49—57

- 4 Gudmundson P. Eigenfrequency changes of structures due to cracks, notches or other geometrical changes. Journal of Mech. Phys. Solids, 1982, 30(5): 339—353
- 5 刘进明, 应怀樵. FFT 谱连续细化分析的傅里叶变换法. 振动工程学报, 1995, 8(2): 162—166
- 6 彭凡, 彭献. 简支梁裂纹位置识别的一种简单方法. 振动与冲击, 2001, 20(4): 75—76
- 7 陈进. 信号处理在机械设备故障诊断中的应用. 振动与冲击, 1999, 18(1): 83—86
- 8 李德葆, 陆秋海. 实验模态分析及其应用. 北京: 科学出版社, 2001
- 9 刘文峰, 柳春图, 应怀樵. 梁结构的应变模态识别. 现代振动噪声技术第三卷. 北京: 航空工业出版社, 2002, 168—172

(上接第 38 页)

- 3 郭源君, 庞佑霞. 硬粒子对聚合物表面的冲击摩擦研究. 振动与冲击, 2003, 22(1): 82—84
- 4 N. B. 克拉盖尔斯基著, 汪一麟, 朱安仁, 范明德译. 磨擦磨损

计算原理. 北京: 机械工业出版社, 1982: 292—293

- 5 许根华, 沈万兹, 刘英杰. 球磨机磨球冲击应力的测试与计算. 清华大学学报. 1996(4): 87—92
- 6 钱伟长. 穿甲力学. 北京: 国防工业出版社, 1984, 100—102

WORKING PRINCIPLE AND STRUCTURE DESIGN OF NONLINEAR EARPLUG

Wang Jirong¹ Zhao Songling¹ Fang Qiwen¹ Gao Wenyuan²

(1. Institute of Acoustics ,Tongji University ,Shanghai 200092 ;2. Second Military Medical University ,Shanghai 200433)

Abstract A type of nonlinear earplug and its working principle and structure design are introduced in the paper. This kind of earplug has high sound insulation ability and is designed to protect auditory from intensive impulse artillery noise. In the environment with lower noise level ,the earplug will decrease its sound insulation factor accordingly to ensure the useful voice can be heard.

Key words :nonlinear ,earplug ,sound insulation ,control valve

INFLUENCE OF FLUID COMPRESSIBILITY ON STRUCTURAL VIBRATION IN HALF-SPACE FLUID DOMAIN

Zou Yuanjie Zhao Deyou

(Dept. of Naval Architecture ,Dalian Univ. of Technol. ,Dalian 116024)

Abstract The influence of fluid compressibility on structural vibration in the half-space fluid domain is discussed. The results show that the fluid compressibility exerts less influence on vibrational responses of structures in the half-space fluid domain with a soft surface than in that with a hard plane and also less than that in the full-space fluid domain. Especially ,with low frequency vibration and short distance between structure and the soft surface ,the fluid compressibility doesn't have a great influence on the vibrational responses of structures.

Key words :fluid compressibility ,half-space fluid domain ,vibrational responses ,soft surface ,hard plane

RESEARCH ON DAMAGE ORIENTATION BY CHANGE OF EIGENFREQUENCY

liu Wenfeng¹ Liu Chuntu¹ Ying Huaqiao²

(1. Institute of Mechanics ,Chinese Academy of Sciences ,Beijing 100080 ;

2. China Orient Institute of Noise & Vibration ,Beijing 100085)

Abstract By virtue of damage identification in frequency domain ,the relationship between the structural eigenfrequency and damage location is deduced theoretically. It is like an identification method in accordance with the change of curvature modal shape or strain modal shape. The procedure is verified by numerical simulations. On this basis ,a new method of damage positioning is presented based on the change inspection of multiple orders of modal frequencies calculation results. It shows good effect when applying the method on a real steel beam. Virtues and limitations of the method are also discussed.

Key words :eigenfrequency ,curve modal shape ,damage orientation

HIGH EFFICIENCY DYNAMIC BALANCING METHOD FOR DUAL- ROTOR SYSTEM WITH SLIGHTLY DIFFERENT ROTATING SPEEDS

Tan Lifang¹ He Shizheng²

(1. Tianjin Boiler and Pressure Vessel Technical Inspection Insistute ,Tianjin 300192 ;

2. Institute of Chemical Machinery ,Zhejiang University ,Hangzhou 310027)

Abstract The identification of unbalance about the dual-rotor system with slightly different rotating speeds is very troublesome ,hence ,at present the efficiency of balancing such a rotor system is still not perfect. How to effectively separate the slightly different frequencies of vibration signal by use of the theory of digital signal processing is analysed and the condition of separating these frequencies is attained. An experiment of dynamic balancing on an horizontal spiral sedimentation centrifuge