

基于非线性动响应的夹持松动特性研究^{*}

陆 飞¹, 曹芝腑¹, 姜 东^{2,3}, 何顶顶¹, 费庆国³

(1. 东南大学工程力学系 南京, 210096) (2. 南京林业大学机械电子工程学院 南京, 210037)

(3. 东南大学机械工程学院 南京, 211189)

摘要 根据夹持结构存在的局部非线性特点, 研究基于非线性动响应的夹持松动识别方法。利用悬臂梁结构在夹持边界条件下自由振动的非线性动响应理论解, 将结构非线性响应的二次谐波振幅与基频振幅响应的比例系数 r 作为松动判别特征量, 研究夹持结构的松动特性规律。以夹持悬臂梁结构为研究对象, 建立接触有限元模型来计算夹持结构的非线性动响应; 同时开展了试验研究, 通过不同夹持力下结构振动响应特性来验证该方法的有效性。仿真和试验结果表明, 随着夹持力的增加, 结构非线性动响应信号的二次谐波振幅呈下降趋势, 振幅比值 r 呈幂指数下降。二次谐波振幅与基频振幅的比值 r 可以作为表征结构松动状态的判据。

关键词 松动识别; 非线性动响应; 接触; 二次谐波

中图分类号 TH131.9; O327

引 言

连接失效是工程结构承载性能降低的主要原因之一, 尤其是重要连接部位的松动失效会造成严重后果。有效探测连接结构的连接状态, 提供准确的诊断信息, 对于系统的安全可靠运行意义重大^[1]。

由于连接状态影响结构的力学响应特性, 目前连接松动检测技术通常基于测量声弹性效应、结构阻抗效应以及结构动响应等实现。基于声弹性效应^[2-4]的方法, 利用受夹持结构的声弹性特性会随夹持力的变化而发生这一现象来检测结构的夹持力。其优点是声发射信号的频率响应范围一般较宽, 包含的信息量较大且易于识别, 参数稳定性较好, 可有效地对连接结构的状态进行辨识。缺点是对信号采集设备的采样频率要求很高, 不但设备昂贵且高频信号易受噪声的干扰^[5]。基于压电传感器的方法^[6-8]是通过检测紧贴在结构上的压电陶瓷片的电阻抗(或导纳)来反映结构阻抗的变化, 从而实现对基体结构上连接部位松动状态的识别。压电元件具有成本低廉、激励电压低和对复杂结构适应性强等优点, 该方法的缺点类似于声弹性效应方法, 利用的也是高频信号, 此外传感器与被测结构连接的可靠性和耐久性问题也需要解决。文献^[9-10]基于

结构动响应信号分析的方法, 利用结构非线性动态响应信号, 基于非线性动力学理论方法提取描述结构松动状态的特征参数, 建立结构松动状态与非线性特征参量之间的关系, 进行状态监测和辨识。

Hess 等^[11]通过研究单螺栓连接件在轴向正弦激励作用下的响应, 分析振动量级、振动频率以及预紧力对螺栓松动状态的影响。董广明等^[12]分析了导弹支撑座连接螺栓在不同预紧力时结构稳态响应的功率谱特征差异, 提出谱矩因子的降低可作为松动故障的判别特征。陈学前等^[13]对螺栓连接结构进行不同基础激励下的正弦扫频试验, 分析得到了螺栓连接结构的共振频率和阻尼比, 发现其随着激励量级的不同呈现出较明显的非线性特性, 并将阻尼系数和刚度系数表示成相对位移的二次多项式, 求解结果表明, 使用此法建立的非线性方程能较好描述螺栓连接的振动特性。赵登峰等^[14]建立了高度简化的螺栓连接动力学模型, 通过数值仿真和试验相结合的方法, 研究了振动环境中螺栓连接松动过程的动力学响应特性, 提出将谐波失真度作为螺栓连接失效的预警指标。

夹持结构局部接触可导致结构即使在自由振动下也表现出非线性。这种局部非线性的存在, 使结构动响应信号中包含二次或更高阶次的谐波^[15-18]。

笔者研究基于结构非线性自由振动响应的夹持

^{*} 教育部新世纪优秀人才支持计划资助项目(NCET-11-0086); 国家自然科学基金资助项目(11572086, 11602112)
收稿日期: 2016-10-15; 修回日期: 2017-02-14

松动判别方法,求解考虑接触的有限元动力学方程,并采用结构动响应二次谐波与基频振幅的比值作为结构松动的判据。采用有限元方法求解了考虑接触的有限元模型在不同夹持力下的非线性动响应,通过试验验证了该方法的有效性。

1 夹持松动特征量

如图 1 为均质等截面悬臂梁,梁表面与夹持块表面并非完全光滑,其接触区域存在非线性接触力。根据力学关系等效,可简化为如图 2 所示的含非线性

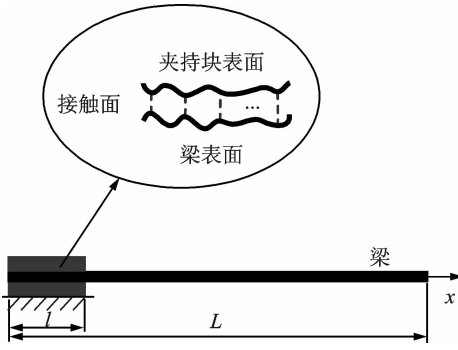


图 1 夹持悬臂梁

Fig. 1 Clamped cantilever beam

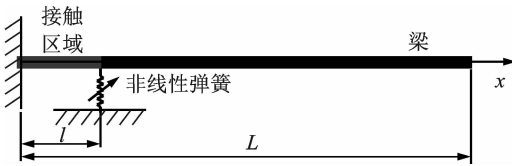


图 2 悬臂梁等效接触模型示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the equivalent contact beam model

性弹性支承的力学模型。其系统动力学方程^[19]为

$$\frac{\partial^2 w^{(0)}(x,t)}{\partial t^2} + \frac{EI}{\rho S} \frac{\partial^4 w^{(0)}(x,t)}{\partial x^4} - \frac{1}{\rho S} f_{nl} \delta(x,l) = 0 \quad (1)$$

其中: w 为悬臂梁挠度,令 w 为线性项 $w^{(0)}$ 和非线性项 $w^{(1)}$ 的叠加,即 $w(x,t) = w^{(0)}(x,t) + w^{(1)}(x,t)$; E 为弹性模量; I 为梁的截面惯性矩; ρ 为密度; S 为截面积; $\delta(x,l)$ 为狄拉克函数。

针对均质等截面梁, ρS 为常数,则式(1)可简化^[20]为

$$\frac{\partial^2 w^{(0)}(x,t)}{\partial t^2} + \frac{EI}{\rho S} \frac{\partial^4 w^{(0)}(x,t)}{\partial x^4} = F_{NL} \quad (2)$$

其中: F_{NL} 为在夹持区域 $x=l$ 处 t 时刻的等效非线性回复力^[21]。

$$F_{NL} = \begin{cases} 0 & (x \in (0,l)) \\ -k_1 w(x,t) + k_2 w^2(x,t) & (x=l) \end{cases} \quad (3)$$

其中: k_1 和 k_2 为与夹持区域法向载荷 P 相关的名义刚度系数, $k_1 = f(P)$, $k_2 = g(P)$ 。

边界条件及初始条件分别为

$$\begin{cases} w''(L,t) = 0 \\ w'''(L,t) = 0 \\ w(0,t) = 0 \\ w'(0,t) = 0 \\ \dot{w}(x,0) = 0 \\ w(L,0) = w_0 \end{cases} \quad (4)$$

式(2)的解为线性项 $w^{(0)}(x,t) = W^{(0)}(x)T^{(0)}(t)$ 和非线性项 $w^{(1)}(x,t) = W^{(1)}(x)T^{(1)}(t)$ 的和。根据边界及初始条件,利用分离变量法求解式(2)

$$w(x,t) = W^{(0)}(x)T^{(0)}(t) + W^{(1)}(x)T^{(1)}(t) = W^{(0)}(x) \left(e^{-\zeta\omega t} (\zeta \sin(\omega t) + \cos(\omega t)) \right) + W^{(1)}(x) \left[\frac{-k_1 W(\delta) e^{-\zeta\omega t} (\zeta \sin(\omega t) + \cos(\omega t))}{m [(2\zeta\omega)^2]^{\frac{1}{2}}} + \frac{k_2 W^2(\delta) e^{-2\zeta\omega t} (\zeta \sin(\omega t) + \cos(\omega t))^2}{m [\omega_n^2 - (2\omega)^2]^2 + (2\zeta 2\omega)^2} \right] \quad (5)$$

由频率响应试验分析可知,结构自由振动能量中,二阶模态及高阶模态的贡献极小,可忽略,只把结构第 1 阶模态 $W(x)$ 代入计算,不会产生较大的误差。对于同一结构,由于线性解和非线性解有相同的边界条件,因此对应的空间模态 $W^{(0)}(x)$ 和 $W^{(1)}(x)$ 一致为 $W(x)$ 。其中: δl 为力作用在模态 W 上的距离; ζ 为阻尼比, $\zeta = \frac{\omega}{2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$ 。

对式(5)进行傅里叶变换,得到结构频域下的振幅表达为

$$A(x,\omega) = A_0(x,\omega) + A_P(x,\omega) \quad (6)$$

$$A_0(x,\omega) = F[W(x)T^{(0)}(t)] = F[W(x)(e^{-\zeta\omega t}(\zeta \sin(\omega t) + \cos(\omega t)))] \quad (7)$$

$$A_P(x,\omega) = F[W(x)T^{(1)}(t)] = F \left[W(x) \left(\frac{-k_1 W(\delta) e^{-\zeta\omega t} (\zeta \sin(\omega t) + \cos(\omega t))}{m [(2\zeta\omega)^2]^{\frac{1}{2}}} + \frac{k_2 W^2(\delta) e^{-2\zeta\omega t} (\zeta \sin(\omega t) + \cos(\omega t))^2}{m [\omega_n^2 - (2\omega)^2]^2 + (2\zeta 2\omega)^2} \right) \right] = A_{P1} + A_{P2} \quad (8)$$

其中: A_0 表示线性部分解; A_P 表示非线性部分解; A_{P1} 为非线性部分解中基频对应振幅; A_{P2} 为二次谐波对应振幅。

由于非线性接触力 F_{NL} 为夹持力 P 的函数,当夹持力发生变化时,分析式(7)和式(8)可以看出,基频振幅和二次振幅也会发生改变。定义不同松动状态下的特征指标 $r(P)$ 为

$$r(P) = \frac{A_2(P, 2\omega_1)}{A_1(P, \omega_1)} \quad (9)$$

其中: $A_2 = A_{P2}$, 为二次谐波对应振幅; $A_1 = A_0 + A_{P1}$, 为基频对应振幅。

2 考虑接触的有限元动力学分析

因为接触界面的区域、形状以及状态无法预知,接触过程严格依赖时间历程,且伴随着材料非线性和几何非线性的演化,故通常采用增量方法求解接触问题。

基于罚函数法的有限元方程,非线性接触动力学问题采用更新的拉格朗日格式^[22]可表示为

$$\mathbf{M}^{t+\Delta t} \ddot{\mathbf{u}} + (\mathbf{K}_L + \mathbf{K}_{NL} + \mathbf{K}_\alpha) \mathbf{u} = {}^{t+\Delta t} \mathbf{Q}_L + {}^{t+\Delta t} \tilde{\mathbf{Q}}_c - {}^t \mathbf{F} \quad (10)$$

其中: \mathbf{M} 为结构质量矩阵; \mathbf{K}_L 为 t 时刻位移引起的线性刚度; \mathbf{K}_{NL} 为 t 时刻位移引起的非线性刚度; \mathbf{K}_α 为接触点对跟摩擦相关的刚度参数; ${}^{t+\Delta t} \mathbf{Q}_L$ 为结点载荷向量; ${}^{t+\Delta t} \tilde{\mathbf{Q}}_c$ 为接触点对的等效结点接触力; ${}^t \mathbf{F}$ 为 t 时刻接触面接触力。

$\mathbf{K}_\alpha =$

$$\alpha \left[\mathbf{N}_c^T \left(-\mu \frac{\mu_1}{\mu_T} {}^{t+\Delta t} \mathbf{e}_1 - \mu \frac{\mu_2}{\mu_T} {}^{t+\Delta t} \mathbf{e}_2 + {}^{t+\Delta t} \mathbf{e}_3 \right) ({}^{t+\Delta t} \mathbf{e}_3^T \mathbf{N}_c) \right]$$

$${}^{t+\Delta t} \tilde{\mathbf{Q}}_c = \alpha \left[\mathbf{N}_c^T \left(\mu \frac{\mu_1}{\mu_T} {}^{t+\Delta t} \mathbf{e}_1 + \mu \frac{\mu_2}{\mu_T} {}^{t+\Delta t} \mathbf{e}_2 - {}^{t+\Delta t} \mathbf{e}_3 \right) g_N \right] \quad (11)$$

采用八节点六面体单元,自然坐标系 ξ, η, ζ 下,其形函数可表示为

$$N_i = \frac{1}{8} (1 + \xi_i \xi) (1 + \eta_i \eta) (1 + \zeta_i \zeta) \quad (i = 1, 2, \dots, 8) \quad (12)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \mathbf{M} &= \sum_e \mathbf{m}^e \\ \mathbf{m}^e &= \int_{V_e} \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV \\ \mathbf{K}_L &= \sum_e \mathbf{k}^e \\ \mathbf{k}^e &= \int_{V_e} \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dV \end{aligned} \right. \quad (13)$$

其中: \mathbf{B} 为应变矩阵; \mathbf{D} 为弹性矩阵。

采用 Newmark 法求解非线性接触动力学问题,式(10)可表示为

$$\left[\frac{1}{\alpha \Delta t^2} \mathbf{M} + \frac{t+\Delta t}{t+\Delta t} \mathbf{K}_L^{(l)} + \frac{t+\Delta t}{t+\Delta t} \mathbf{K}_{NL}^{(l)} + \mathbf{K}_\alpha^{(l)} \right] \Delta \mathbf{u}^{(l)} =$$

$${}^{t+\Delta t} \mathbf{Q}_L + {}^{t+\Delta t} \tilde{\mathbf{Q}}_c - {}^{t+\Delta t} \mathbf{F}^{(l)} - \mathbf{M}^{t+\Delta t} \ddot{\mathbf{u}}^{(l)} \quad (14)$$

其中

$${}^{t+\Delta t} \ddot{\mathbf{u}}^{(l)} = \frac{1}{\alpha \Delta t^2} ({}^{t+\Delta t} \mathbf{u}^{(l)} - {}^t \mathbf{u}) - \frac{1}{\alpha \Delta t} \dot{\mathbf{u}} - \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \ddot{\mathbf{u}};$$

${}^{t+\Delta t} \mathbf{u}^{(l+1)} = {}^{t+\Delta t} \mathbf{u}^{(l)} + \Delta \mathbf{u}^{(l)}$; $l = 0, 1, 2, \dots$; 且有 ${}^{t+\Delta t} \mathbf{u}^{(0)} = {}^t \mathbf{u}$, ${}^{t+\Delta t} \mathbf{F}^{(0)} = {}^t \mathbf{F}$ 。

利用式(14)即可迭代求解接触动力学问题。

3 算例

以均质铝合金梁为研究对象,为了保证试验件受均匀夹持力,故选用两个钢质控制块,几何模型如图3所示。表1为试验件及控制块的材料属性。夹持结构有限元模型如图4所示。

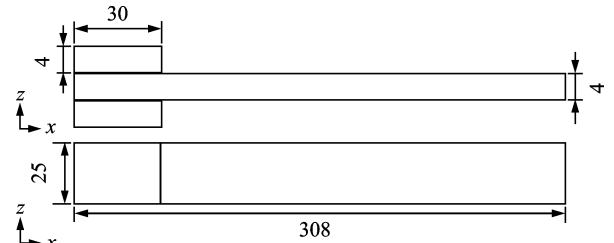


图3 试验件及控制块几何模型示意图(单位:mm)

Fig. 3 Schematic diagram of the geometric model of the test sample and the control blocks(unit:mm)

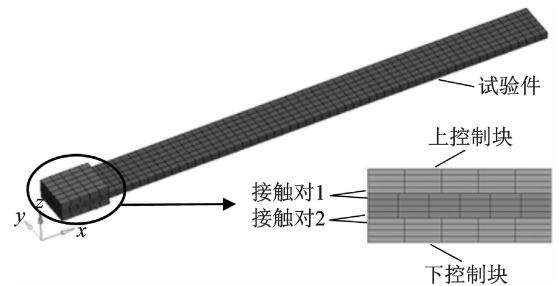


图4 夹持结构有限元模型

Fig. 4 Finite element model of clamping structure

表1 试验件及控制块的材料属性

Tab. 1 Material properties of the test sample and the control blocks

试件	弹性模量/ GPa	泊松比	密度/ (kg · m ⁻³)
铝质试验件	70	0.33	2.7 × 10 ³
钢质控制块	210	0.3	7.8 × 10 ³

3.1 结构建模

由于接触计算过程中存在强非线性,为了建立准确且适合动力学分析的计算模型,提出以下建模方案。

1) 使用八节点六面体实体单元建立结构有限元模型,如图 4 所示;

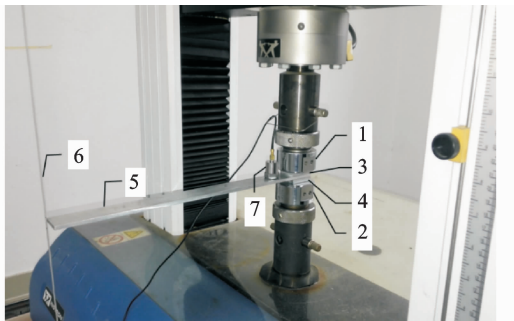
2) 定义上下控制块与试验件接触单元为可变形体,定义接触对 1,2,摩擦类型为库伦摩擦,摩擦因数为 0.17;

3) 约束下控制块底部平动和转动 6 个自由度,将不同的夹持力换算成均匀面压施加在上控制块顶部,夹持力范围为 100~1 000N,步长为 100N。在自由端给定初始位移为 10mm,分别计算模型在不同夹持力下的非线性加速度响应。

3.2 试验研究

为了对比仿真结果,笔者利用 INSTRON3367 材料试验机(荷载测量精度为示值的±0.5%)完成夹持结构在不同夹持力下的自由振动试验。试验装置和示意图如图 5 和图 6 所示。材料试验机用来提供不同的夹持力。铝合金试验件被夹持在两个钢质控制块间,控制块与试验机上下压头粘结在一起。为了更好地测量非线性信号,将加速度传感器(型号为 CA-YD-107,灵敏度为 6.05pC/(m·s⁻²))安装在距离非线性源更近的 A 点(传感器中心距离接触处 25mm)。

为了控制梁自由振动初始位移激励一致,在试验件自由端附近布置铅垂线,并在线上标记平衡点



1,2为上下压头; 3,4为上下控制块; 5为试验件; 6为铅垂线; 7为压电式加速度传感器

图 5 试验装置

Fig. 5 Experimental equipment

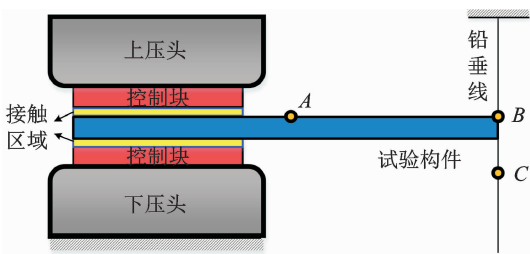


图 6 试验装置示意图

Fig. 6 Schematic diagram of the experimental equipment

B 和起振点 C。试验步骤如下:

1) 试验前将加速度传感器固定在距离试验件与控制块接触面 25mm 处的 A 点,并将两个钢质控制块分别粘结在试验机上下压头上;

2) 将试验件置于两个控制块之间,启动试验机并在控制块与试验件未接触时载荷调零,调节试验机,提供 100N 夹持力;

3) 将试验件自由端沿着铅垂线从平衡点 B 点向下拉至起振点 C 点,提供结构自由振动的初始位移。在 C 点释放初始位移,让试验件自由振动,采集并存储结构自由衰减振动的加速度时间信号;

4) 继续调节试验机,以 100N 为步长分别提供 100~1 000N 夹持力,重复上述步骤直至测量完毕;

5) 对采集到的加速度时间信号进行频谱分析,得到信号的基频和二次谐波的频率值和幅值。

3.3 结果与分析

3.3.1 夹持力对结构固有特性的影响

为了研究夹持力对结构固有特性的影响,对考虑接触的有限元模型进行动响应分析,并对得到的加速度信号进行频谱分析,得到不同夹持力下的仿真固有频率。通过测量其振动响应,得到该结构在不同夹持力下的试验模态频率。从图 7 所示的试验模态频率可以看出,随着夹持力的增大,结构基频也随之增大。表 2 为不同夹持力下试验和仿真基频值。可以看出,最大误差 -6.75% 出现在结构松弛状态,随着夹持力的增加,结构固有频率计算误差逐步得到降低,并最终稳定在 2% 以内。对比界面粘合状态的结构基频值发现,考虑接触的仿真和试验模型基频均偏小,因为界面黏合状态可以考虑为连接刚度无穷大,即基频值较大。因此可以认为,考虑接触的有限元模型能够较为准确地模拟该非线性特征,具有较好的计算精度。

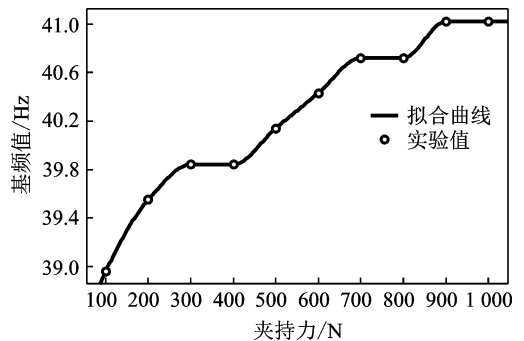


图 7 基频-夹持力试验关系

Fig. 7 Fundamental frequency versus clamp force of experiment

表2 不同夹持力下试验和仿真基频值误差

Tab. 2 Fundamental frequency error on experiment and simulation with different clamping force

夹持力/ N	试验基频值/ Hz	仿真基频值/ Hz	相对误差/%
100	38.96	36.33	-6.75
200	39.55	37.5	-5.18
300	39.84	38.67	-2.94
400	39.84	39.84	0.00
500	40.14	39.84	-0.75
600	40.43	40.43	0.00
700	40.72	40.43	-0.71
800	40.72	40.43	-0.71
900	41.02	40.43	-1.44
1 000	41.02	40.43	-1.44
界面黏合	—	42.67	—

3.3.2 二次谐波效应

对仿真和试验得到的非线性动响应信号进行频谱分析,并对信号的二次谐波振幅与夹持力作曲线拟合,图8和图9分别为仿真信号和试验信号的二次谐波振幅和夹持力的关系图。可以看出,二次谐波的振幅随着夹持力的增加呈下降趋势,意味着随

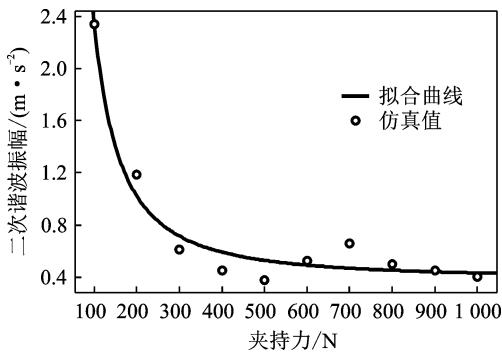


图8 二次谐波振幅-夹持力仿真关系图

Fig. 8 Second harmonic amplitude versus clamp force of simulation

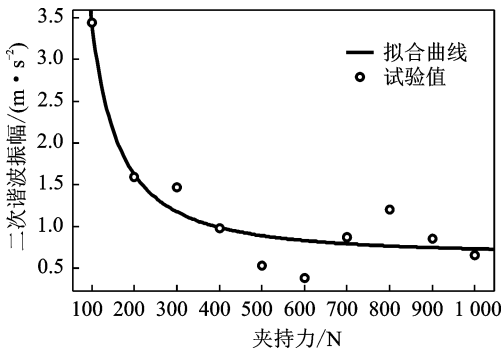


图9 二次谐波振幅-夹持力试验关系图

Fig. 9 Second harmonic amplitude versus clamp force of experiment

着夹持力的增加,结构连接刚度变大,接触非线性的影响减小,结构更加趋近线性。另外,计算了界面黏合状态下结构的动响应信号。分析结果表明,信号只存在基频部分,二次谐波振幅为零,因此可以推断随着夹持力的增大,直到夹持力足够大时,结构连接近似界面黏合,可近似为线性连接。

3.3.3 夹持松动判别

对仿真和试验得到的加速度响应信号的二次谐波和基频振幅的比值与夹持力作曲线拟合,图10和图11分别为仿真信号和试验信号的二次谐波和基频振幅的比值和夹持力的关系图。可以发现,二次谐波与基频振幅的比值随着夹持力的增加而降低,且两者近似满足幂指数函数关系,因此可以使用此振幅比值 $r(P)$ 作为结构松动状态的判据。当 $r(P)$ 小于某个特定的小值时,认为结构已经处于夹紧状态,反之结构处于松动状态。另外,振幅比值 $r(P)$ 在夹持力为 800~1 000 N 时基本稳定在一个较小的值附近,这表明结构非线性行为已经较小,结构接触连接面基本达到最大刚度,近似界面黏结状态。

利用这条幂指数曲线,通过加速度传感器测量

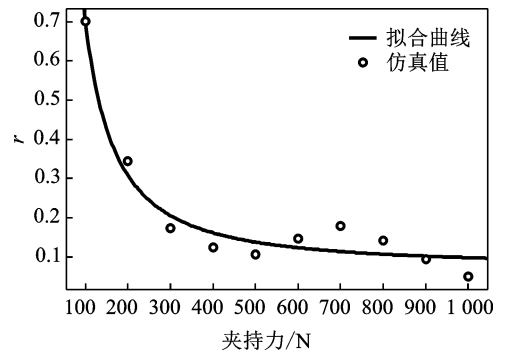


图10 二次谐波与基频振幅比值-夹持力仿真关系图

Fig. 10 The ratio of second harmonic and fundamental frequency amplitude versus clamp force of simulation

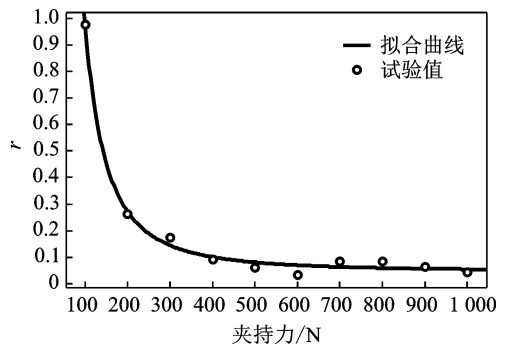


图11 二次谐波与基频振幅比值-夹持力试验关系图

Fig. 11 The ratio of second harmonic and fundamental frequency amplitude versus clamp force of experiment

二次谐波与基频的振幅比值,然后使用幂指数函数关系式反向计算得到夹持力 P 。这样可以得到为了保证结构处于夹紧状态时需要多大的夹持力,有效评估结构的夹紧或松动情况。

4 结束语

针对夹持边界的悬臂结构,求解了悬臂结构在夹持边界条件下自由振动的非线性动响应理论解。建立了考虑接触的夹持结构有限元分析模型并采用接触算法进行计算,完成了不同夹持力下的结构振动试验。

随着夹持力的增加,结构基频增大且试验结构基频与仿真结构基频的相对误差也减小。同时,结构非线性动响应信号的二次谐波振幅呈下降趋势。可见,结构受到夹持力越大,结构松动特性越不显著,非线性越弱。振幅比值 r 呈幂指数下降,可将二次谐波振幅与基频振幅的比值 r 作为表征结构松动状态的特征量。

对于一个待评估松动状态的结构,通过测量非线性动响应信号求解二次谐波与基频的振幅比值 r 。根据已知的幂指数函数关系式反向求得夹持力 P ,得到为了保证结构处于夹紧状态时所需的夹持力,综合评估结构的夹紧或松动状态。

参 考 文 献

[1] 曾国英,赵登峰. 螺纹连接状态识别的现状与发展[J]. 噪声与振动控制, 2009, 29(2): 9-11.
Zeng Guoying, Zhao Dengfeng. Current status and development of condition identification of screw-connected joints [J]. Noise and Vibration Control, 2009, 29(2): 9-11. (in Chinese)

[2] Yasui H, Kawashima K. Acoustoelastic measurement of bolt axial load with velocity ratio method [C]//Proceedings World Conference on Non-destructive Testing. Rome: AIPnD, 2000: 16-21.

[3] Chaki S, Corneloup G, Lillamand I, et al. Combination of longitudinal and transverse ultrasonic waves for in situ control of the tightening of bolts [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2007, 129(3): 383-390.

[4] Doyle D, Zagrai A, Arritt B, et al. Damage detection in bolted space structures [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2010, 21(3): 251-264.

[5] 缙百勇,陆秋海,王波,等. 利用固有频率异常值分

析法检测螺栓拧紧力[J]. 振动与冲击, 2015, 34(23): 77-82.

Gou Baiyong, Lu Qiuhai, Wang Bo, et al. Bolt tightening force detection using outlier analysis of structural natural frequencies [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(23): 77-82. (in Chinese)

[6] 王丹生,朱宏平,鲁晶晶,等. 基于压电导纳的钢框架螺栓松动检测试验研究[J]. 振动与冲击, 2007, 26(10): 157-160.
Wang Dansheng, Zhu Hongping, Lu Jingjing, et al. Experimental study of steel frame bolt loosening detection based on piezoelectric admittance [J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(10): 157-160. (in Chinese)

[7] 高峰,李以农. 用于结构健康诊断的压电阻抗技术[J]. 振动工程学报, 2000, 13(1): 94-99.
Gao Feng, Li Yinong. Research on piezoelectric impedance technology for structural health monitoring [J]. Journal of Vibration Engineering, 2000, 13(1): 94-99. (in Chinese)

[8] 王涛,杨志武,邵俊华,等. 基于压电阻抗技术的螺栓松动检测试验研究[J]. 传感技术学报, 2014, 27(10): 1321-1325.
Wang Tao, Yang Zhiwu, Shao Junhua, et al. Research on bolt loosen detection based on piezoelectric impedance technology [J]. Journal of Sensing Technology, 2014, 27(10): 1321-1325. (in Chinese)

[9] 董广明,陈进,雷宣扬,等. 基于小波包-神经网络方法的支撑座连接螺栓松动损伤诊断的试验研究[J]. 机械科学与技术, 2006, 25(1): 102-106.
Dong Guangming, Chen Jin, Lei Xuanyang, et al. Experimental study on diagnosing the attachment bolt looseness in a clamping support based on wavelet packet transformation and neural network [J]. Mechanical Science and Technology, 2006, 25(1): 102-106. (in Chinese)

[10] Pai P F, Palazotto A N. HHT-based nonlinear signal processing method for parametric and non-parametric identification of dynamical systems [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2008, 50(12): 1619-1635.

[11] Hess D P, Sudhirkashyap S V. Dynamic loosening and tightening of a single-bolt assembly [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1997, 119(3): 311-316.

[12] 董广明,陈进,雷宣扬,等. 导弹支撑座连接螺栓松动故障诊断的试验研究[J]. 振动、测试与诊断, 2005, 25(3): 174-178.
Dong Guangming, Chen Jin, Lei Xuanyang, et al.

- Study on diagnosing attachment bolt looseness in missile clamping support [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2005, 25(3): 174-178. (in Chinese)
- [13] 陈学前, 杜强, 冯加权. 螺栓连接非线性振动特性研究[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(7): 196-198.
Chen Xueqian, Du Qiang, Feng Jiaquan. Nonlinear vibrational characteristic of bolt-joints [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2009, 28(7): 196-198. (in Chinese)
- [14] 赵登峰, 曾国英. 振动环境中螺纹联结松动过程的研究[J]. *振动与冲击*, 2010, 29(10): 175-178.
Zhao Dengfeng, Zeng Guoying. Unintentional unscrewing of screw joints under vibration condition [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2010, 29(10): 175-178. (in Chinese)
- [15] Kawashima K, Nawa K, Hattori Y. Detection of higher harmonics with large amplitude ultrasonics[C] // *Proceedings of 6th Symposium Ultrasonic Testing*. Tokyo: Japan Society of Non-Destructive Testing, 1999: 44-45.
- [16] Zumpano G, Meo M. A new nonlinear elastic time reversal acoustic method for the identification and localisation of stress corrosion cracking in welded plate-like structures—a simulation study[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2007, 44(11): 3666-3684.
- [17] Thompson R B, Buck O, Thompson D O. Higher harmonics of finite amplitude ultrasonic waves in solids [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1976, 59(5): 1087-1094.
- [18] Biwa S, Nakajima S, Ohno N. On the acoustic nonlinearity of solid-solid contact with pressure-dependent interface stiffness[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2004, 71(4): 508-515.
- [19] Majkut L. Eigenvalue based inverse model of beam for structural modification and diagnostics: theoretical formulation[J]. *Latin American Journal of Solids and Structures*, 2010, 7(4): 423-436.
- [20] Amerini F, Barbieri E, Meo M, et al. Detecting loosening/tightening of clamped structures using nonlinear vibration techniques[J]. *Smart Materials and Structures*, 2010, 19(8): 085013.
- [21] Drinkwater B W, Dwyer-Joyce R S, Cawley P. A study of interaction between ultrasound and a partially contacting solid-solid interface [J]. *Proceedings of Royal Society of London A: Mathematical Physical and Engineering Sciences*, 1996, 452(1955): 2613-2628.
- [22] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003: 683-685.



第一作者简介: 陆飞,男,1991年8月生,硕士生。主要研究方向为连接结构动力学建模及分析,信号处理等。

E-mail: feilu@seu.edu.cn

通信作者简介: 费庆国,男,1977年1月生,教授、博士生导师。主要研究方向为结构有限元模型修正、结构动态测试与模态分析。

E-mail: qgfei@seu.edu.cn