

一个简单的识别钢丝绳减振器性能的方法*

高赞明

(香港理工学院土木系)

田千里*

(中国科学院力学研究所)

倪一清

(杭州市建筑与土木工程研究院)

提 要

本文提出一个通过稳态正弦激励直接识别钢丝绳减振器滞回性能的方法。实验结果表明,在激振频率由0~30Hz范围内,滞回性能基本上与频率无关。基于这一结论,通过对实验数据曲线的拟合,得到了一个描述力-位移滞回曲线的简洁多项式数学模型,这个模型在用于分析非线性滞回系统时是很方便的。本文还提出了另一个简单的识别方法。当对减振器进行稳态简谐激励时,对响应讯号进行F.F.T分析,便可识别其模型。实验结果表明,这个方法既有足够的精度,又远较其它识别方法简单和有效。

一、引 言

钢丝绳减振器^{[1][2]}是由不锈钢丝绳加工而成的,其主要优点是:1. 由于它的大变形容量,能吸收冲击能;2. 具有较大的阻尼,可保证在较宽的频带与幅度范围内减振。调整钢丝绳尺度与钢丝股数、直径,可以加工出不同刚度及阻尼的减振器,故它已被广泛用于机械、航空、航天及其他工程领域,在美国及欧洲已作为标准的减振器出售,其规格从小到大,负荷由零点几公斤至上千公斤,品种齐全,应用广泛。在国内,船舶、航空、机械等领域也已开始生产应用。与橡胶减振器相比,它具有下列优点:

1. 相对于它的几何尺度,可有相当大的挠度,故只需要较小的安装空间。
2. 具有较大的阻尼,可保证被隔振体的稳定性。
3. 即使动力过载,其形状仍能复原,因此在极端载荷作用下也能工作。
4. 能经受恶劣的环境,可在-70℃至+260℃范围内工作,耐油、耐火,抗化学及海水腐蚀,耐老化。

由于具有以上优点,在许多领域中它已经取代了橡胶减振器。但截至目前为止,在绝大多数场合,它还仅仅是用作减振器或隔振器。通过实验,我们发现它的性能与干摩擦元件相似,故可用作安全闸以保护结构免遭强烈激振引起的破坏。例如用它代替建筑物的摩擦滑动

* 本文得到香港政府U.P.G.C.基金与我国国家自然科学基金的资助。

基础^[3],或框架结点上的摩擦闸^[4]。在通常的风力、交通扰动与轻微地震时,它的高刚度足以保证建筑物的正常工作状态,在意外的强烈激励或扰动时,它的刚度软化,其作用相当于通常的隔振器,可保护结构免遭损害。对于任何激励,减振系统的响应决定于输入该系统的能量与耗散的能量之差。故要优化设计一个减振系统,必须使上述能量差达到最小。要达到这一目标,必须调整减振参数,分析系统响应。首先的一步是通过实验得到减振器的力-位移本构关系。虽然钢丝绳减振器已被广泛应用于工程领域,但由于它仅仅被用作一般减振器,故欧美各国产品目录上只给出它的隔振频率与静态力-位移曲线,对它的动力性能还很少研究。本文通过对 Acroflex JGS-1 型钢丝绳减振器的稳态正弦实验,提出了用多项式描述其力-位移本构关系的表达式和一个基于用 F、F、T 分析响应讯号,简单而有效地识别其性能的方法。

二、性能试验与数据分析处理

由于钢丝各股间的内摩擦,钢丝绳减振器的性能具有非线性迟回性。目前对这类元件的性能识别多用时域非参数识别法^[5],直接由采样后的时域数字化位移与速度响应数据,拟合契氏(Chebyshev)多项式,即令

$$f(x, \dot{x}) = \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n C_{ij} T_i(x) T_j(\dot{x}) \quad (1)$$

式中, T_i 为契氏第一类多项式;

$f(x, \dot{x})$ 为非线性力;

x, \dot{x} 为位移与速度;

C_{ij} 为拟合系数。

这个方法的优点是不受模型限制可识别各种非线性元件模型,而且可用随机与快速简谐扫频试验,测试速度快。但它需要外插实验数据,精度可能较低。用稳态正弦激励识别非线性元件性能是一种直接方法,直接由 $f_k(t), x_k(t), \dot{x}_k(t), k=1, \dots, N$ 一一对应关系绘出 $f(x, \dot{x})$ 曲线。除了测试误差外,没有任何其它人为假设引起的误差。这方面,香港大学做了大量工作^[6]。我们用这方法对 JGS-1 型钢丝绳减振器的动态剪切性能进行了测试与分析,减振器的尺度见图 1。

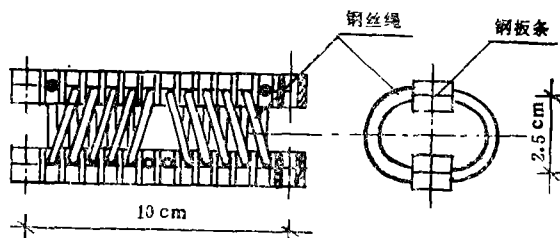


图1 JGS-1型钢丝绳减振器示意图

测试装置如图 2。

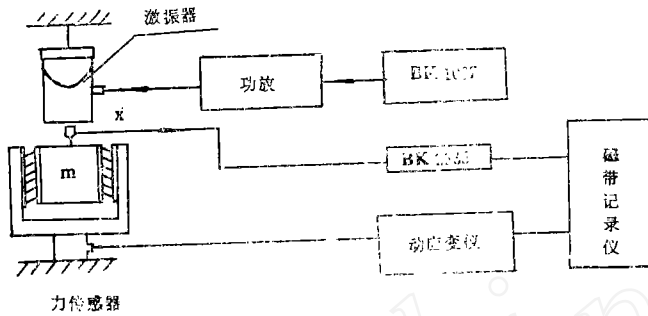


图2 减振器性能测试装置图

由正弦随机发生器 B.K.1027，通过功放输出正弦讯号控制激振器，激起质量块的简谐振动，质量块上安装加速度计，其讯号通过前置放大器分两路输出，一路至B.K.1027的控制回路，控制激振，另一路至磁带记录仪。隔振器所受的力用夹具底部的应变式力传感器测量，其讯号经应变仪放大后输出至磁带记录仪。然后将磁带仪记录的讯号用数据采集软件 Global Lab 采样分析，再经过微机进行F.F.T变换及滤波、积分、曲线拟合等处理，其流程图如图3。隔振器夹具通过测力计刚性固定于地轨上，测力计是 Load cell，刚度很大，故夹具无运动，测力计反应的直接是隔振器所受的力。

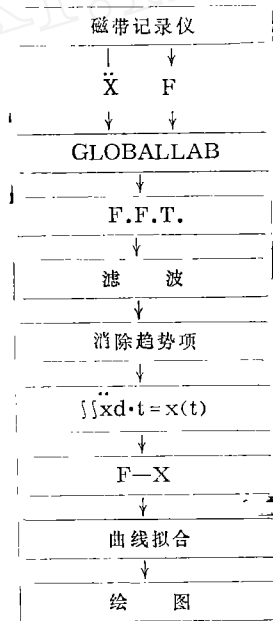


图3 数据处理流程图

在 6, 9, 12, 15, 20, 25, 30Hz, 用不同幅度激励, 用以上方法测试分析了减振器的 $f-x$ 关系, 得到的曲线如图4和图5 (12—30Hz的曲线与图4、图5相似, 故略去)。

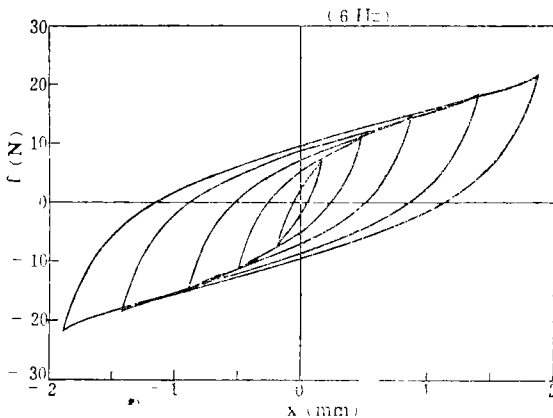


图4 6Hz减振器f-x曲线

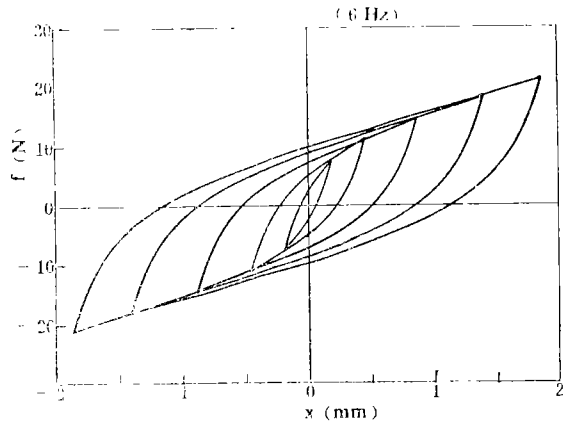


图5 9Hz减振器f-x曲线

三、减振器的动力性能

设减振器的位移为

$$x(t) = a \cos \omega t = a \cos \theta \quad (2)$$

这里我们控制减振器位移为简谐, 但由于减振器为非线性, 故其反力含高次谐波, 将其所受的力 f 展为傅氏级数

$$f(\theta) = \sum_{i=1}^n (A_i \cos i\theta + B_i \sin i\theta) \quad (3)$$

$i = 1, 2, \dots, n$

则

$$A_i = -\frac{\varepsilon_i}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(\theta) \cos i\theta d\theta \quad (4)$$

$$B_i = -\frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(\theta) \sin i\theta d\theta \quad (5)$$

ε_i 为 Neuman 因子

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_i &= 1, \text{ 当 } i=0 \\ \varepsilon_i &= 2, \text{ 当 } i \geq 1 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

由于力具有双值性, 令 $n_1(x)$, $n_2(x)$ 分别代表对应于 $\dot{x} > 0$, 及 $\dot{x} < 0$ 时的 $f(x)$ 曲线, 如图 6。

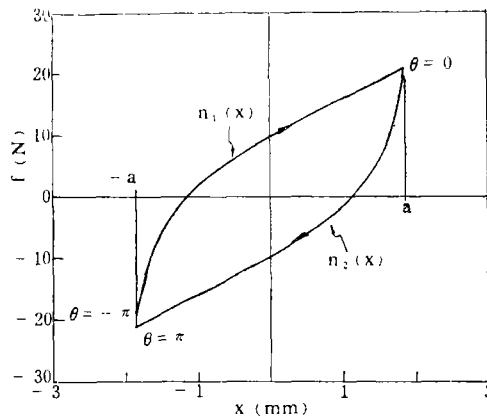


图 6 减振器的力-位移迟滞回线

即当

$$\left. \begin{aligned} -\pi \leq \theta \leq 0 & \quad f(\theta) = n_1(x) \\ 0 \leq \theta \leq \pi & \quad f(\theta) = n_2(x) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

将式(2)、(7)代入式(4)、(5), 可得

$$A_i = 2 \int_{-a}^a g(x) T_i(x/a) r(x) dx \quad (8)$$

$$B_i = 2 \int_{-a}^a h(x) D_i(x/a) r(x) dx \quad (9)$$

其中, $D_i(x/a) = \{ \sqrt{1 - (x^2/a^2)} U_{i-1}(x/a) \}$ (10)

$$U_i(x/a) = \sin\{i \arccos(x/a)\} \quad (11)$$

$$T_i(x/a) = \cos\{i \arccos(x/a)\} \quad (12)$$

$$r(x) = \{ \pi \sqrt{(a^2 - x^2)} \}^{-1} \quad (13)$$

$$g(x) = \frac{1}{2} \{ n_1(x) + n_2(x) \} \quad (14)$$

$$h(x) = \frac{1}{2} \{ n_1(x) - n_2(x) \} \quad (15)$$

我们知道, 用等效线性化法分析非线性系统时, 其等效刚度与等效阻尼分别为

$$K_{e,q} = \frac{1}{\pi a} \int_{-x}^x f(\theta) \cos\theta d\theta \quad (16)$$

$$C_{e,q} = \frac{1}{\omega \pi a} \int_{-x}^x f(\theta) \sin\theta d\theta \quad (17)$$

即 $K_{e,q} = \frac{A_1}{a} = \frac{C(a)}{a}$ (18)

$$C_{e,q} = \frac{B_1}{\omega a} = \frac{S(a)}{\omega a^2} \quad (19)$$

随机激励时, 用统计线性化法, 可计算

$$k_{e,q} = [\int_0^a C(a) P(a) da] [\int_0^a a^2 P(a) da]^{-1} \quad (20)$$

$$\beta_{e,q} = - [\int_0^a S(a) P(a) da] [\omega_{e,q} \int_0^a a^2 P(a) da]^{-1} \quad (21)$$

由此可知, 只要给出 $n_1(x)$, $n_2(x)$ 的表达式, 便可计算等效线性刚度及阻尼。由图 4 和图 5, $n_1(x)$, $n_2(x)$ 为幅度的函数。为了节省篇幅, 我们在这里仅给出 6Hz, 9Hz 两组 $f-x$ 曲线, 仔细观察, 可见两组曲线基本上重合, 自 6~35Hz, 针对不同频率和不同幅度都做了实验, 而实验曲线基本上都相似, 因此可以认为 $f(x, \dot{x})$ 曲线只与幅度有关而与频率无关。这个结论在文〔6〕〔7〕中也曾有过。它给曲线的描述提供了很大方便, 设

$$g(x) = k_1(a)x + k_3(a)x^3 + k_5(a)x^5 \quad (22)$$

$$h(x) = k_0(a) + k_2(a)x^2 + k_4(a)x^4 \quad (23)$$

将式(22)、(23)代入式(8)、(9)便可求得 A_i , B_i , $i=1, \dots, n$ 。由此可计算 $K_{e,q}$ 、 $C_{e,q}$ 。式(22)、(23)中, $k_j(a)$ $j=0, 1, \dots, 5$ 为幅度 a 的函数, 可由实验数据用曲线拟合求得其近似表达式。根据实验数据, 由曲线拟合得到的 $K_{e,q}-a$ 示于图 7。 $S-a$ 曲线示于图 8。($S=C_{e,q}\omega a^2$)。

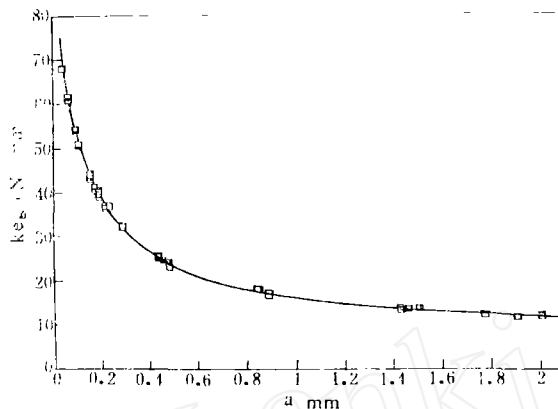


图7 \$K_{eq}-a\$曲线

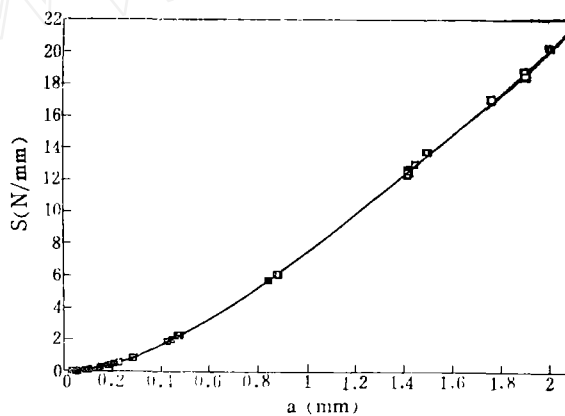


图8 \$S-a\$曲线

由图7可见,在幅度 a 很小时 K_{eq} 很大,当 a 很大时 K_{eq} 很小。 K_{eq} 有随幅度 a 的增大而急剧衰减,至一定程度后趋于一个稳定的低值的趋势。 S 为滞回线的面积。由图8可见,在幅度 a 较大时, $S-a$ 呈线性关系,与干摩擦耗能的性质相似。由图7、图8可见,钢丝绳减振器的刚度与阻尼性能均与干摩擦相似^[8],故可用于代替干摩擦元件,用来控制结构的振动。

三、减振试验

为研究用钢丝绳减振器代替干摩擦元件的减振效果,我们做了一个实验,对一个用钢板焊成的框架进行正弦扫频激励。先将框架顶部一端刚性固定于基础墙上,再将该端通过钢丝绳减振器固定于基础墙上,测试装置如图9,频率响应曲线如图10。图10中曲线1对应于框架右上端为刚性结点的状态。 f_1 为该框架的基频,其响应峰值达37dB。曲线2对应于框架右上端通过减振器与刚性墙相联结的状态,其响应峰值为21dB,较曲线1的峰值低16dB,频率稍有所下降。其减振效果十分明显。减振机理可解释如下^[9]:

在简谐激励下,框架的频响函数为

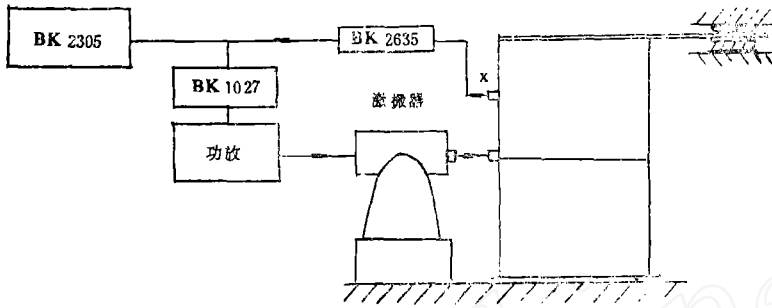


图9 框架减振实验

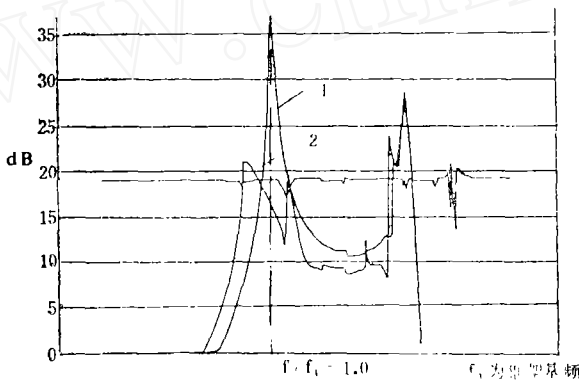


图10 减振结点框架频率响应

$$|H_{p,r}(\omega)| = \sum_{r=1}^n \frac{\phi_{p,r} \phi_{s,r}}{K_{q,r} \sqrt{(1 - (\frac{\omega}{\omega_r})^2)^2 + (2\zeta_r \frac{\omega}{\omega_r})^2}} \quad (24)$$

式中, $\phi_{p,r}$, $\phi_{s,r}$ 分别为第 r 阶激振与响应点的振幅;

$K_{q,r}$ 为第 r 阶的广义刚度;

ω_r 为第 r 阶的自然频率。

当振型阻尼较小时, $|H_{p,r}|$ 的峰值发生在 $\omega/\omega_r \approx 1$ 处, 其峰值为

$$|H_{p,r}(\omega_r)| \approx \frac{\phi_{p,r} \phi_{s,r}}{2\zeta_r K_{q,r}} \quad (25)$$

图10中曲线1的第一个峰值, 便对应于 $|H_{p,r}(\omega_r)|$, 与单自由度体系共振相似, 其峰值幅度与振型阻尼成反比。由于焊接钢结构的阻尼很小, 故峰值很高。图10中的曲线2对应于非线性结点模型, 在低频时由于振幅较小, 非线性结点具有较大刚度, 故其频响曲线与刚性结点框架的曲线相似。当接近于共振时, 响应幅度迅速增大, 引起减振器刚度急剧降低, 从而改变了系统的自然频率, 此时 $\omega/\omega_{r,1} \approx 1$, 而是 $\omega/\omega_{r,1} > 1$, 其峰值为

$$|H_{p,r}| \approx \sum_r \frac{\phi_{p,r} \phi_{s,r}}{K_{q,r} [1 - (\frac{\omega}{\omega_{r,1}})^2]} \quad (26)$$

式中, ω_{z1} 为刚度软化后减振结点框架的基频。由此可见, 与干摩擦结点相似, 将钢丝绳减振器安装在框架结点, 可以改变结构的共振特性, 使共振难以实现。因为减振器的刚度随幅度变化, 因而要根据激励和响应幅度的大小, 选择适当大小的减振器放在结构的某些关键部位, 保证在一般激励下结构具有足够的刚度; 只在大激励下发生软化, 保护它免遭损坏。为此, 计及减振器非线性的系统分析是必不可少的, 而识别并建立减振器非线性本构关系则是分析工作的前提。

四、识别非线性滞回性能的一个简单方法

前面我们已经叙述了直接识别钢丝绳减振器非线性滞回性能的方法, 并指出了该性能只与幅度有关而与频率无关, 但对每一种新的减振器要在不同幅度激励并分析处理大量数据, 其工作量仍是不小的, 为此在这里提出一个简便的近似方法, 这个方法是文献[10]中用来识别非线性系统的, 这里通过实验, 证实它可用于识别钢丝绳的非线性力-位移关系式。由前面的式(4)~(9), 可知: 如果我们已知 $g(x)$, $h(x)$ 的表达式, 便可求得非线性力 $f(\theta)$ 的傅氏展开式, 反过来, 由 $f(\theta)$ 的傅氏展开式, 也可以求得 $g(x)$, $h(x)$ 的表达式。如果我们将 $g(x)$ 、 $h(x)$ 用契氏多项式展开, 即令

$$g(x) = \sum_{j=0}^M a_j T_j(x/a) \quad (27)$$

$$h(x) = \sum_{j=0}^M \beta_j D_j(x/a) \quad (28)$$

将式(27)(28)分别代入式(8)(9), 并注意契氏多项式的正交性, 即得

$$\begin{aligned} A_i &= 2 \int_{-a}^a \left\{ \sum_{j=0}^M a_j T_j(x/a) \right\} T_i(x/a) r(x) dx \\ &= a_i, \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} B_i &= 2 \int_{-a}^a \left\{ \sum_{j=0}^M \beta_j D_j(x/a) \right\} D_i(x/a) r(x) dx \\ &= \beta_i, \end{aligned} \quad (30)$$

故有

$$g(x) = \sum_{j=0}^M A_j T_j(x/a) \quad (31)$$

$$h(x) = \sum_{j=0}^M B_j D_j(x/a) \quad (32)$$

上二式表明, 如果对非线性元件作简谐位移激励, 并测量其非线性力, 再对非线性力作傅氏分析, 则力的傅氏谱系数就是 $g(x)$, $h(x)$ 的契氏展开式系数, 而由 $g(x)$, $h(x)$ 展开的第一项便可计算其等效线性刚度及阻尼。应当说明的是, 当用电磁激振器控制振动时, 虽然由讯号发生器产生正弦讯号, 通过功放控制激振器, 并用激振点响应进行反馈, 形成伺服回路,

但由于非线性减振器的反作用, 激励位移不再保持简谐, 而包含了一些高次谐波, 但这些高频分量相对来说要比基频成分小得多, 因此影响不大。图 11 是用此方法得出的减振器在 6 Hz 时的滞回曲线与图 4 用直接识别得到的曲线几乎完全一致, 说明这个方法虽是近似的, 但却是可行的。当然, 如果非线性反作用很大, 激励位移高频分量很大, 则误差会增大。关键是控制激励位移尽量接近纯简谐, 如果用机械激振或伺服液压激振则可以保证输入振动为正弦波, 如果只能用电磁激振器, 则要求用大功率激振器, 使非线性力反作用所占比重减小, 或用共振梁法, 通过共振梁来激励减振器。

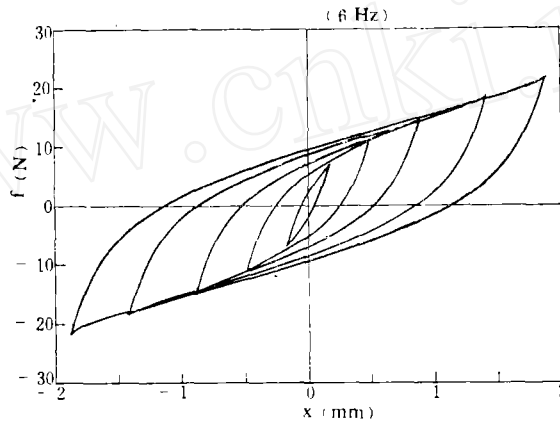


图11 由非线性力的傅氏展开识别的滞回曲线

五、结 论

1. 通过对钢丝绳减振器的性能测试与框架模型试验, 我们发现钢丝绳减振器具有与干摩擦元件相似的性能, 具有软化刚度与较大的阻尼, 能用作安全闸以保护结构免遭强烈激振引起的破坏。本文所举简单实验例题是一个典型, 可代表某些抗震建筑物的减震结点, 如香港汇丰银行大厅就是中心为一刚性圆筒、外围为框架的建筑物, 框架与筒体的联结就可以用本文的例题来模拟。又如楼板与墙的联结, 框架与墙或柱的联结等。如果将这些联结由常规的刚性联结改为通过摩擦元或钢丝绳减振器作联结件, 通过优化设计, 就能提高建筑物的抗震能力。利用摩擦结点提高建筑物的抗震能力是80年代比较令人感兴趣的课题之一, 对这种系统的动力分析与非线性元的性能识别与描述是两个关键。利用本文的方法, 求得用代数多项式或契氏多项式表达的 $g(x)$, $h(x)$ 后, 便可用等效线性化法对系统进行动力分析, 也可以用文献[11]的 *Trace* 法将非线性滞迟函数等效为非滞迟非线性与等效粘性阻尼之和, 也可以将滞迟回线用分段线性回线近似^[8], 再用时域逐步积分求解。将近年来发展起来的频域谐波增量平衡法用来求解这类问题十分有效, 将另文进行研究^[12]。

2. 通常对非线性元件进行动力识别时, 测到的力是激振力 $F(t)$, 通过平衡方程计算出线性元件所受的力

$$f(x, \dot{x}) = F(t) - m\ddot{x}(t)$$

式中, m 为被激振的质量。

根据本文方法, 测力计安装在夹具的底部、刚性固定于地轨上, 夹具是不动的, 故可直接

测到减振器所受的力。如果同时用位移传感器测量质量位移,则这个方法是最直接的测量方法(见图2)。但因质量块较小,位移传感器不易安装,故用加速度计测得 \ddot{x} 后,经数字积分,消除趋势项零飘并进行滤波处理,可求得 x ,再绘出 $F-x$ 图形。如果改用伺服式控制激励位移,将位移讯号直接取出与力讯号同时采样处理,当更为直接简便。应当注意二路仪器不得有相差,否则会引起严重误差。

致 谢:

本文是在香港理工学院完成的,受到香港政府 U.P.G.C 基金资助。本文作者之一田千里同志得到我国国家自然科学基金资助,在此一并致谢。

参 考 文 献

- [1] Gilbert, C., Lekuch, H., Isolating shock and Vibration, Mech.Engng, 10, (1982), pp.58-63.
- [2] Lekuch, H., Shock and Vibration Isolation in Severe Enviroments, Noise and Vibration Control worldwide, Sep. pp.240-245.
- [3] Kelly, J.M., Ascismic Base Isolation, The Shock and Vibration Digest, Vol.14. No.5. pp.17-25, 1982.
- [4] Pall, A.S., Verganlakis, V., Friction Dampers for Seismic Control of Concordia University Library Building, Proc. 5th Canadian Conference on Earthquake Engineering, Ottawa, Canada, 1987.
- [5] Masri, S.M., A Nonparametric Identification Technique for Nonlinear Dynamic Problems, Jour. Appl. Mech., Vol.46. pp.433-447, June, 1979.
- [6] Lau Mae Yuk, Sainsbury, M.G., Vibration and Shock Isolation Using Springs with Friction Damping, Research Report, Hong Kong University, 1986.
- [7] Zhu Gang and Luo Minglian, Statistical Linearization in Nonliear Random Vibration of a Truck Suspension System, Proc. 5th I.M.A.C.
- [8] 张强星, Sainsbury, M.G., 干摩擦系统的简化,《振动与冲击》, 6(1), pp.42-58, 1987.
- [9] Leaiew, T.C., Tian, Q.L., Cheung, Y.K., Dynamic Analysis of a Structure with Sliding Base, The Shock and Vibration Bulletin, Jan. 1987, pp.47-56.
- [10] Atherton D.P., Nonlinear Control Engineering, Van Nostrand Reinhold, London, 1982.
- [11] Badrakhn, F., Dynamic Analysis of Yielding and Hysteretic Systems by Polynomial Approximation Jour. of Sound and Vibration, Vol.125, No.1, pp.23-42, 1988.
- [12] 田千里、刘世龄, 具有局部非线性元件之结构动力分析, 即将发表于《振动工程学报》。

A SIMPLIFIED METHOD FOR IDENTIFYING OF WIRE-CABLE ISOLATORS

Gao Zanning

(Hongkong Polytechnic Institute)

Tian Qianli

(Institute of Mechanics, Academia Sinica)

Ni Yiching

(Architecture and Civil Engineering Institute of Hangzhou)

ABSTRACT

A direct identification method is presented to identify the hysteretic behavior of wire-cable isolators through steady harmonic excitation. Experimental results show that the frequency of excitation over the range from 0 ~30 Hz has almost no influence on the hysteretic behaviors. Based on this conclusion, a compact polynomial mathematic model for representing the hysteretic force-deflection curves is presented through the curve fitting of experimental data. This mathematic model is convenient to be used in dynamic analysis of nonlinear hysteretic systems. An alternative but simplified identification method is presented by using F. F. T. analysis of response signal, when the isolator is excited by a steady harmonic excitation. Experimental results show that this method is accurate enough and is more simple and efficient than other identification methods.