

O 型钢丝绳隔振器的三向动态特性*

王红霞^{1,2}, 龚宪生¹, 潘飞¹, 葛建兵¹

(1. 重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆, 400044)

(2. 湖北汽车工业学院机械工程学院 十堰, 442002)

摘要 采用周期动态加载试验方法, 分别获得了 O 型钢丝绳隔振器在剪切、横滚和拉压方向上随激励振幅和频率变化的动态迟滞特性。在剪切和横滚方向, 试验迟滞环呈现对称特性; 在拉压方向上, 试验迟滞环呈现非对称迟滞特性, 并随着激励幅值的增加, 迟滞环面积增大而且非对称迟滞特性表现的更加明显; 在拉伸方向上拥有硬化刚度; 压缩方向上刚度明显软化。在测试频率段, 隔振器 3 个承载方向的滞回性能与频率无关。针对隔振器的三向动态特性, 提出一种改进的归一化 Bouc-Wen 模型和一种简单有效的参数识别方法, 并基于试验数据验证该模型和参数识别方法的有效性。结果表明, 试验曲线和理论模型预测曲线吻合较好, 该模型和方法能够分别有效描述隔振器的三向动态特性。

关键词 O 型钢丝绳隔振器; 迟滞特性; 参数识别; 归一化 Bouc-Wen 模型

中图分类号 TU112; TH113

引 言

钢丝绳隔振器是一种典型的非线性阻尼迟滞隔振装置, 具有良好的干摩擦高阻尼特性, 可以承受剪切、横滚和拉压载荷。广泛应用于工业、国防设备、车辆及船舶等领域^[1-5]。传统的钢丝绳隔振器类型有 T 型(螺旋型, 即条型)、G 型(拱型)和 Q 型(球型)3 种结构^[6]。钢丝绳的装夹、大螺旋定型, 均需要通过专用工装完成, 而且钢丝绳隔振器一旦成型, 其弹性阻尼特性即在一定范围内确定, 而且损坏后不易维修, 只有更换。鉴于目前钢丝绳隔振器的结构形式在制造和使用过程中的问题, 笔者提出了一种新的 O 型钢丝绳隔振器, 弹性阻尼元件采用彼此独立的钢丝绳绳圈。该隔振器结构简单, 绳圈装夹更换方便, 组装灵活, 使用寿命长。由于钢丝绳结构的复杂性, 理论上尚没有建立关于隔振器结构参数和振动水平的精确物理模型。然而, 在许多工程应用中, 针对非线性迟滞系统的建模和参数识别方法的研究却一直没有停止^[7-14]。它们主要用于描述对称迟滞特性, 不能准确描述该隔振器拉压方向的非对称迟滞响应特性。Ni 等提出的模型^[15]可以准确地描述钢丝绳隔振器在剪切、横滚和拉压方向上的

动态迟滞特性, 但是采用其模型对该隔振器进行参数识别时, 寻找合适的初始参数非常困难。本研究中首先采用试验方法来研究隔振器在剪切、横滚和拉压方向上随激励振幅和频率变化的动态特性; 然后, 针对其动态特性, 提出一种改进的归一化 Bouc-Wen 模型, 并采用一种简单有效的两阶段识别方法对模型的相应参数进行识别; 最后, 对该模型和方法进行有效性验证。

1 试验研究

1.1 试验方案设计

为了充分了解 O 型钢丝绳隔振器的动态特性, 首先采用试验方法来研究激励振幅 A 和频率 f 在剪切、横滚和拉压方向上对动态特性的影响。钢丝绳绳圈中径为 D , 钢丝绳直径为 d 。该实验采用 D 为 63 mm, 绳圈个数为 8, d 为 5 mm 的钢丝绳环弹性阻尼元件组成的 O 形钢丝绳隔振器。分别取激励信号幅值 A 范围为 1~10 mm, 频率 f 为 3 Hz, 以及激励幅值为 2 mm, 频率范围为 1~19 Hz (奇数频率) 分别在剪切、横滚和拉压方向上开展动态特性试

* 国家自然科学基金资助项目(51175525); 国家基础研究发展计划(“九七三”计划)资助项目(2014CB049403); 湖北汽车工业学院博士基金资助项目(BK201406)

收稿日期: 2014-05-13; 修回日期: 2014-05-31

验。

1.2 试验装置

试验装置如图 1 所示。试验是在弹性体试验台 (mechanical testing & simulation, 简称 MTS) 弹性元件测试系统 (型号 831) 试验机上采用位移激励方式对隔振器动态特性进行试验研究。隔振器上夹具通过螺纹转接头 1 与 MTS 上夹具相连, MTS 上夹具与振动台体相连, 位移传感器内置于 MTS 上端。隔振器下夹具 1, 2 通过螺纹转接头 2 与 MTS 下夹具相连, MTS 下夹具与地基相连。同时采集力和位移传感器信号传输至计算机进行数据处理。

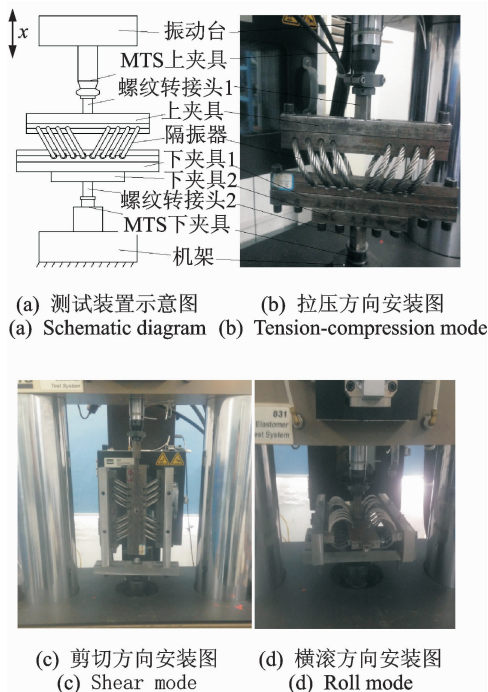


图 1 试验装置
Fig. 1 Setup of the experiment

1.3 试验结果分析

为了研究各参数对隔振器动态特性的影响, 从众多试验数据中挑选部分代表性的工况进行分析, 分析结果如下。

1.3.1 频率对隔振器动态性能的影响

图 2 是隔振器在激励幅值为 2 mm、频率为 1~19 Hz (奇数频率) 剪切、横滚和拉压方向上的试验迟滞环。由图可知, 在测试频率段, 频率对隔振器 3 个承载方向的滞回性能影响不大, 这与以往的研究相吻合^[14-15]。

1.3.2 振幅对隔振器动态特性的影响

图 3 是隔振器在幅值范围 1~10 mm, 频率为 3

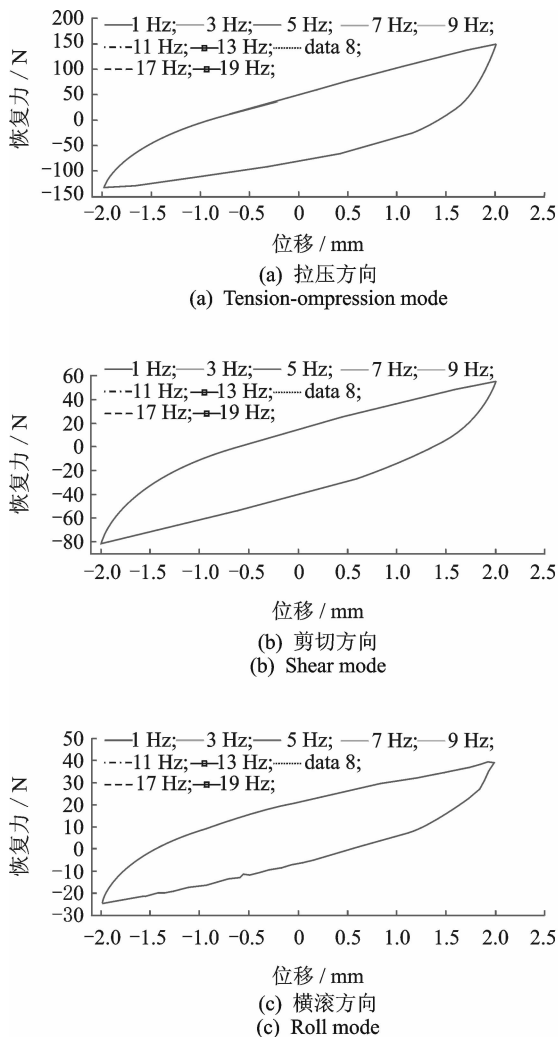


图 2 频率不同的试验迟滞环

Fig. 2 The hysteresis loops of different frequency

Hz, 在剪切、横滚和拉压方向上的试验数据经过低通滤波后的稳态试验迟滞环。其中, 在剪切和横滚方向上为了避免偏载的影响, 采用两个同型号的隔振器并联在一起, 如图 1(c, d) 所示, 因此在分析单个隔振器时, 恢复力要除以 2 进行研究。从振动测试的结果看, 该隔振器的动态特性和激励幅值相关性较大。在剪切和横滚方向, 由于结构对称, 迟滞环是对称的, 而且隔振器在这些方向上与动态迟滞环非常接近。在拉压方向上, 随着激励幅值的增加阻尼增大, 而且非对称迟滞特性表现的更加明显。加载时包含一段硬化重叠曲线, 卸载时刚度变化比较明显。拉伸方向上拥有硬化刚度, 压缩方向上刚度明显软化。这与文献[15]关于 T 型 (螺旋型) 钢丝绳隔振器三向动态特性研究相吻合。

1.3.3 能量耗散特性

非线性迟滞阻尼特性取决于一个周期试验迟滞环的面积, 也就是每个动态稳定周期耗散的能量。

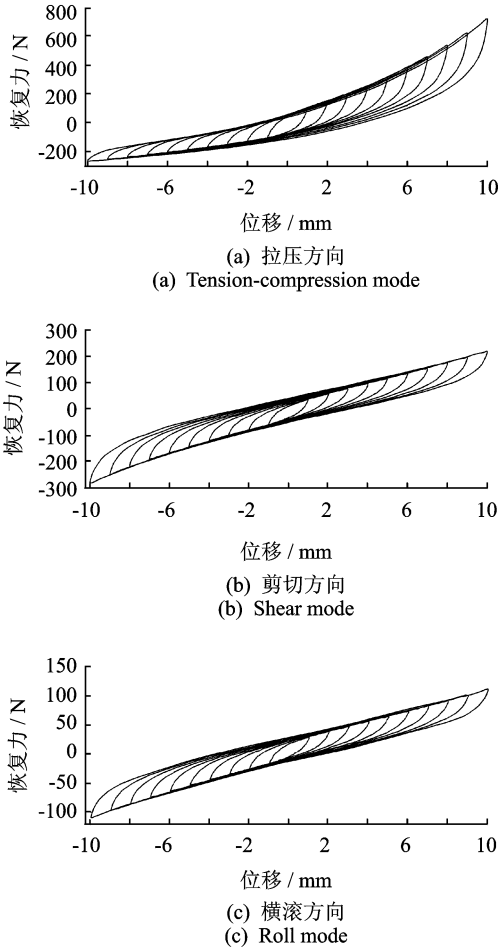


图3 幅值不同的试验迟滞环

Fig. 3 The hysteresis loops of different amplitude

试验结果已经证明了迟滞阻尼特性与频率无关,因此这部分主要研究激励振幅对迟滞环面积的影响。研究结果如图4所示。

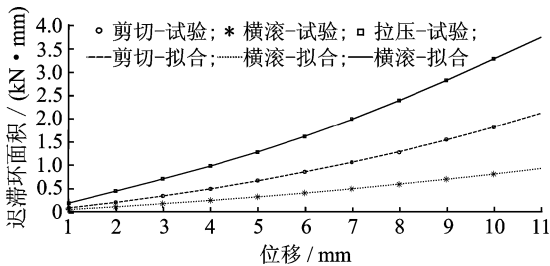


图4 预测和试验迟滞环面积比较图

Fig. 4 Comparison of the predicted and experimental hysteresis loop areas

由图4可知,隔振器迟滞环面积受激励振幅的影响很大,它随着振幅的变大而迅速弱线性增大,清晰地反映出激励振幅对迟滞耗散能量的决定性影响。剪切和横滚方向的能量耗散明显小于拉压方向,说明该隔振器拉压方向的动态性能优于其他两

个方向,是应用中的主要承载方向。横滚方向能量耗散最小,应尽量避免隔振器在该方向工作。然后,根据3个方向迟滞环面积随激励幅值的变化规律,利用Matlab中的cftool工具采用多项式进行非线性拟合,拉压、横滚和剪切方向拟合公式分别如下

$$S_v = -0.1492A^4 + 3.764A^3 - 17.7A^2 + 286.5A - 106.9 \quad (1)$$

$$S_r = 3.566A^2 + 44.62A - 14.65 \quad (2)$$

$$S_s = 0.2419A^3 + 5.684A^2 + 103.5A - 46.2 \quad (3)$$

其中: S_v 、 S_r 和 S_s 分别为拉压、剪切和横滚方向试验迟滞环的面积; A 为输入位移幅值。

为了评估拟合结果的精确性,分别计算三向预测曲线的均方根误差(RMSE),见表1,RMSE值越小说明拟合越精确。

表1 拟合曲线的拟合度指标 RMSE

Tab. 1 The RMSE of the predicted curve

承载方向	RMSE
剪切	6.5560
拉压	5.0650
横滚	0.9372

2 建模和参数辨识

2.1 O型钢丝绳隔振器迟滞模型

根据图3隔振器的试验迟滞曲线,在垂向承受拉压载荷时,隔振器呈现出非对称迟滞特性,在剪切和横滚方向时呈现出对称迟滞特性。该隔振器具有有界输入输出(bounded input-bounded output,简称BIBO)和能量耗散特性,为了获得非对称迟滞环,对文献[12]提出的归一化Bouc-Wen模型进行改进,表述如下

$$\Phi(t) = \kappa_x x(t) + \kappa_\omega \omega(t) \quad (4)$$

$$\dot{\omega}(t) = \rho(\dot{x}(t) - \sigma |\dot{x}(t)| |\omega(t)|^{n-1} \omega(t) + (\sigma - 1) \dot{x}(t) |\omega(t)|^n) \quad (5)$$

其中: ω 为纯迟滞恢复力; Φ 为输出恢复力; x 为输入激励位移; κ_x 、 κ_ω 、 ρ 、 σ 、 n 为模型参数。

该模型主要用于描述对称迟滞特性,不能准确描述隔振器垂向动态迟滞特性,因此,在该模型基础上引进了两个多项式因子对模型进行修正以满足对该隔振器动态特性的描述,具体模型为

$$\Phi(t) = F_e + \omega(t) F_n = \sum_{i=0}^N k_{ei} x^i + \omega(t) \sum_{j=0}^M k_{nj} x^j \quad (6)$$

$$\dot{\omega} = \dot{\rho} \dot{x} \{1 - [\sigma \text{sgn}(\dot{x}) \text{sgn}(\omega) - \sigma + 1] |\omega|^n\} \quad (7)$$

该模型中的恢复力包括非线性弹性恢复力 F_e 、非线性放大因子 F_n 和纯迟滞恢复力 ω 。 F_e 和 F_n 分别用阶数 N 和 M 的多项式表示, k_{ei} 和 k_{nj} 分别是非线性弹性恢复力 F_e 和非线性放大因子 F_n 的多项式系数。另外,该模型是一个与频率无关的改进的归一化 Bouc-Wen 模型,可以对试验频率为 1~19Hz (奇数频率)的 O 型钢丝绳隔振器试验迟滞环进行建模。为了更好地应用这个模型对 O 型钢丝绳隔振器动态特性进行描述,必须要对模型参数进行识别。

2.2 O 型钢丝绳隔振器模型参数识别

为了获得模型参数,最常用的方法是建立非线性最小二乘法的优化方程

$$\min f(k_{ei}, k_{nj}, \rho, \sigma, n) = \|\Phi_P(t) - \Phi_e(t)\| \quad (8)$$

其中: $\Phi_P(t)$ 和 $\Phi_e(t)$ 分别为模型预测响应和试验测试响应值。

求解以上优化方程会涉及到非线性迭代算法,而且每一步迭代中均要计算方程(7),并要选取初始值,很容易出现无法收敛的情况。因此针对式(6)和式(7)采用分阶段识别方法,基于试验数据进行模型参数辨识。第一阶段采用线性最小二乘法识别非线性弹性恢复力 F_e 和非线性放大因子 F_n 的相关参数 k_{ei} 和 k_{nj} ;第二阶段采用极限环法求得迟滞模型参数 ρ, σ 和 n 。

2.2.1 F_e 和 F_n 相关参数的识别

由图 3 可知,对于幅值较大的试验迟滞环,纯迟滞恢复力 ω 是有界的。在拉压方向采用幅值为 7 mm、频率为 5 Hz 的试验迟滞环作为待识别的模型参数的试验数据,如图 5 所示。为了参数识别的需要,假定在稳定段 $\omega \equiv 1$,则在稳定段恢复力表示为

$$\begin{cases} \Phi_l = F_e + F_n & (\dot{x} > 0) \\ \Phi_u = F_e - F_n & (\dot{x} < 0) \end{cases} \quad (9)$$

其中: Φ_l, Φ_u 分别为 O 型钢丝绳隔振器在稳定段的加载和卸载时的迟滞恢复力。

由式(9)可以求得

$$F_e = \frac{\Phi_l + \Phi_u}{2} \quad (10)$$

$$F_n = \frac{\Phi_l - \Phi_u}{2} \quad (11)$$

由于采集的试验数据是离散的,式(10)写成离散形式为

$$F_{ek} = \frac{\Phi_{lk} + \Phi_{uk}}{2} \quad (12)$$

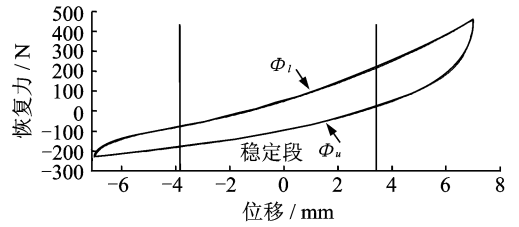


图 5 待识别参数的试验迟滞环

Fig. 5 The tested hysteresis loop for identification of model parameters

其中:下角标 k 为离散试验数据第 k 个点, k 取值为 $1, 2, \dots, K, K$ 为试验数据的长度。

先识别 F_e 的相关参数,由式(6)和式(12)可以得到

$$F_{ek} = \frac{\Phi_{lk} + \Phi_{uk}}{2} = \mathbf{k}_e \mathbf{y}_N^T \quad (13)$$

其中: $\mathbf{k}_e = [k_{e1}, k_{e2}, \dots, k_{eN}]$ 为非线性刚度系数矢量; \mathbf{y}_N 为非线性弹性恢复力的线性化变形矩阵。

$$\mathbf{y}_N = \begin{pmatrix} x_1 & x_2 & \dots & x_K \\ x_1^2 & x_2^2 & \dots & x_K^2 \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ x_1^N & x_2^N & \dots & x_K^N \end{pmatrix} \quad (14)$$

为了求得非线性刚度系数 \mathbf{k}_e ,对应的线性最小二乘法的优化方程为

$$\min f(k_{ei}) = \|\mathbf{F}_{ek} - \mathbf{k}_e \mathbf{y}_N\| \quad (15)$$

采用线性最小二乘法^[16]求解式(15),从而求得非线性刚度系数 $[k_{e1}, k_{e2}, \dots, k_{eN}]$ 。 F_n 的相关参数 \mathbf{k}_n 的识别,采用同样的方法求得放大系数 $[k_{n1}, k_{n2}, \dots, k_{nM}]$ 。

2.2.2 迟滞参数的识别

为了识别迟滞参数,必须从试验数据中提取纯迟滞响应 ω 。根据第一阶段参数识别结果以及式(6)可以得到 ω 的表达式,写成离散形式为

$$\omega_k = \frac{\Phi_k - F_{ek}}{F_{nk}} = \frac{\Phi_k - \mathbf{k}_e \mathbf{y}_{N,k}}{\mathbf{k}_n \mathbf{y}_{M,k}} \quad (16)$$

其中: Φ_k 为试验迟滞环恢复力的第 k 个试验数据点; $\mathbf{y}_{N,k}$ 和 $\mathbf{y}_{M,k}$ 分别表示矩阵 \mathbf{y}_N 和 \mathbf{y}_M 中的第 k 列。

式(7)可以写成如下形式

$$\frac{d\omega}{dx} = \rho \{1 - [\sigma \operatorname{sgn}(\dot{x}) \operatorname{sgn}(\omega) - \sigma + 1] |\omega|^n\} \quad (17)$$

针对式(17)和 ω 的迟滞曲线采用极限环法^[13]可以分别识别出迟滞参数 ρ, σ, n 。

2.3 参数识别结果

参照以上参数识别方法对 O 型钢丝绳隔振器

三向动态特性模型的参数进行识别,其结果如表 2 所示。

2.4 有效性验证

为了验证改进模型和参数识别方法是否适用于描述 O 型钢丝绳隔振器剪切、横滚和拉压方向的动态特性,对试验所确定的 3 个承载方向迟滞环和根据参数识别结果所预测的迟滞环进行比较,如图 6 所示。

表 2 模型参数识别结果

Tab. 2 Model parameter identification results

模型参数	剪切	横滚	拉压
k_{e0}	-8.711 6	7.570 3	-20.841 2
k_{e1}	18.940 2	8.467 0	34.309 3
k_{e2}	-0.184 2	-0.039 4	2.072 9
k_{e3}	0	0	0.079 1
k_{e4}	0	0	-0.001 3
k_{n0}	38.733 4	18.384 7	73.885 8
k_{n1}	-0.099 59	-0.099 33	7.916 9
k_{n2}	0	0	0.057 7
k_{n3}	0	0	-0.072 2
迟滞模型参数 ρ	1.531 0	1.206 9	1.661 9
σ	2.694 3	2.414 7	3.033 1
n	0.836 3	0.833 2	0.819 0

为了评估改进模型和参数识别结果的有效性,分别计算 3 个承载方向预测迟滞环的均方根误差 (RMSE),其值越小,说明参数识别越精确。另外,改进的模型在对隔振器剪切、横滚和拉压方向进行动态特性描述时,根据具体试验数据以及曲线拟合情况,利用程序手动调整非线性弹性恢复力 F_e 和非线性放大因子 F_n 中多项式的阶数 N 和 M 的取值以及不同承载方向上待识别的试验迟滞环的位移幅值 A ,以便达到较好的拟合效果。 N 和 M 的取值以及相应的均方根误差 (root mean square error, 简称 RMSE) 值和位移幅值 A 如表 3 所示。

表 3 模型预测迟滞环的拟合度指标 RMSE

Tab. 3 The RMSE of the predicted hysteresis loops

承载方向	RMSE	N	M	A/mm
拉压	7.592 412 42	4	3	7
横滚	1.758 979 69	2	1	8
剪切	4.840 368 28	2	1	8

由图 6 和表 3 可知,除了在转折点的地方存在差异之外,在剪切、横滚和拉压方向上的隔振器动态特性的试验曲线和模型预测曲线非常吻合。相对来讲,拉压方向的拟合情况差一些,横滚方向拟合情况

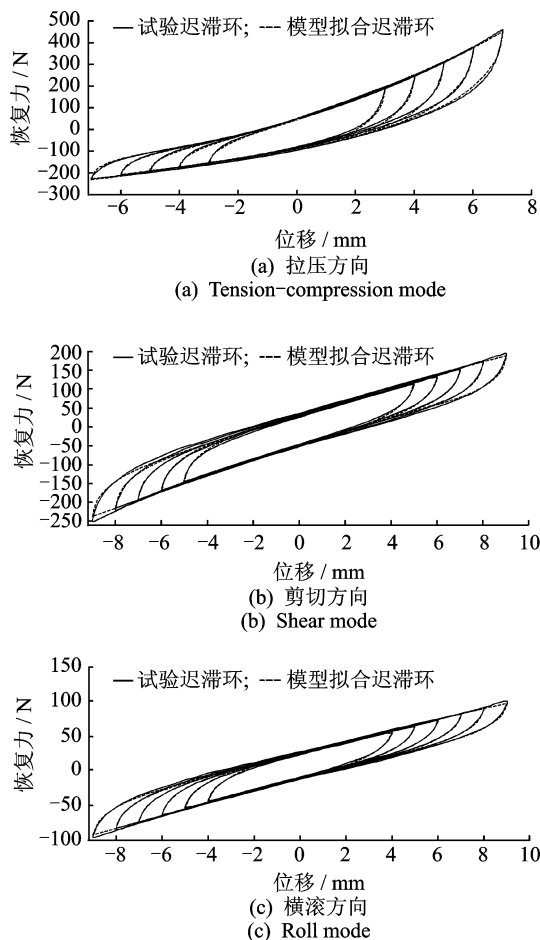


图 6 模型预测和试验迟滞环比较图

Fig. 6 Comparison of the predicted and experimental hysteresis loops

最好。总之,该模型和相应参数识别方法比较适合描述该隔振器 3 个承载方向上的动态特性。

3 结论

1) 在剪切和横滚方向,得到了具有对称特性的试验迟滞环。由于在拉伸和压缩方向上钢丝绳内部股与股以及丝与丝之间不同的摩擦力的影响,在拉压方向上得到了具有非对称特性的试验迟滞环,而且随着激励幅值的增加,非对称迟滞特性表现的更加明显。尽管剪切和横滚的动态特性相似,然而横滚方向能量耗散小于剪切方向,拉压方向的能量耗散明显大于剪切和横滚方向,说明了该隔振器拉压方向的动态性能明显优于其他两个方向,是应用中的主要承载方向。另外,在测试频率段,隔振器在 3 个承载方向的动态特性均与频率无关。

2) 提出一种改进的归一化 Bouc-Wen 模型以及一种简单有效的两阶段参数识别方法来获取模型

参数。通过选取 F_c 和 F_n 中多项式的阶数 N 和 M 以及相应参数的取值,分别用来描述剪切、横滚和拉压方向的动态迟滞特性。试验曲线和理论模型预测曲线吻合较好,该模型能够有效地描述 O 型钢丝绳隔振器非线性刚度和对称迟滞环以及非对称迟滞硬化重叠迟滞环的动态特性。

参 考 文 献

- [1] Chaudhuri S, Kushwaha B. Wire rope based vibration isolation fixture for road transportation of heavy defence cargo[C]// Vehicles Research & Development Establishment (VRDE). Maharas, India : [s. n.], 2008;61-67.
- [2] Demetriades G F, Constantinou M C, Reinhorn A M. Study of wire rope systems for seismic protection of equipment in buildings[J]. Engng Structs, 1993, 15 (5): 321-334.
- [3] Massa G D, Pagano S, Rocca E, et al. Sensitive equipments on WRS-BTU isolators[J]. Meccanica, 2013, 48:1777-1790.
- [4] Tinker M L, Cutchins M A. Damping phenomena in a wire rope vibration isolation system[J]. Journal of Sound and Vibration, 1992, 157(1): 7-18.
- [5] 宣兆龙,赵瑾,刘亚超. 钢丝绳隔振器及其在弹药方舱中的应用[J]. 装备环境工程, 2012, 9(4): 79-81.
Xuan Zhaolong, Zhao Jin, Liu Yachao. Application of wire-rope vibration isolator in ammunition shelter[J]. Equipment Environmental Engineering, 2012, 9(4): 79-81. (in Chinese)
- [6] 国防科学技术工业委员会. GJB 6412-2008 舰船用钢丝绳隔振器规范[S]. 2008.
- [7] 龚宪生,唐一科. 一类迟滞非线性振动系统建模新方法[J]. 机械工程学报, 1999, 35(4): 11-14.
Gong Xiansheng, Tang Yike. New method for modeling of a nonlinear vibration system with hysteresis characteristics[J]. Journal of Mechanical Engineering, 1999, 35(4): 11-14. (in Chinese)
- [8] 王珂,孙晓峰,于锋礼. 钢丝网垫减振器的三维建模[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(6): 931-934.
Wang Ke, Sun Xiaofeng, Yu Fengli. 3D modeling of steel-net pad damper [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(6): 931-934. (in Chinese)
- [9] 唐斌,安西方,何鑫,等. 橡胶钢丝绳复合隔振器动力学建模与参数识别[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(2): 48-53.
Tang Bin, An Xifang, He Xin, et al. Dynamic model and parameter identification of rubber and wire-cable composite vibration isolator[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(2): 48-53. (in Chinese)
- [10] Bouc R. Forced vibration of mechanical systems with hysteresis [C]// In the 4th Conference on Nonlinear Oscillations. Prague, Czech; Academia, 1967; 315.
- [11] Wen Y K. Method for random vibration of hysteretic systems[J]. Journal of the Engineering Mechanics Division, 1976, 102(2): 249-263.
- [12] Ikhouane F, Rodellar J. On the hysteretic Bouc-Wen model - part I: forced limit cycle characterization[J]. Nonlinear Dynamics, 2005, 42(1): 63-78.
- [13] Ikhouane F, Gomis-Bellmunt O A. limit cycle approach for the parametric identification of hysteretic systems[J]. Systems & Control Letters, 2008, 57 (8): 663-669.
- [14] Gerges R R. Model for the force-displacement relationship of wire rope springs [J]. Journal of Aerospace Engineering, 2008, 21(1): 1-9.
- [15] Ni Y Q, Ko J M, Wong C W, et al. Modelling and identification of a wire-cable vibration isolator via a cyclic loading test, part 1: experiments and model development[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I - Journal of Systems and Control Engineering, 1999, 213(3): 163-171.
- [16] Gill P E, Murray W, Wright M H. Practical optimization [M]. London: Academic Press, 1981: 155-203.



第一作者简介:王红霞,女,1977年12月生,博士生。主要研究方向为振动控制与分析。曾发表《基于Kriging响应面法的盾构机行星架多目标优化》(《机械传动》2014年第38卷第3期)等论文。
E-mail: 8784145@163.com

