

钢丝网垫减振器的三维建模*

王 轲¹, 孙晓峰², 于锋礼¹

(1. 南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京, 210016)

(2. 沈阳飞机设计研究所 沈阳, 110035)

摘要 为了提高钢丝网垫减振器的动力学设计与分析的效率, 根据其动力学特性, 建立了一种钢丝网垫的参数模型用于该类结构的三维有限元建模, 并通过某钢丝网垫动力学模型参数的试验识别过程给出了钢丝网垫减振器的实际试验建模方法。对钢丝网垫减振器施加单频激励, 并测量该激励与相应的位移、速度、加速度响应, 然后基于最小二乘法识别出所提出动力学模型的参数。在此基础上进一步探讨了激励频率、泊松比等因素对参数识别的影响, 并给出正确识别模型参数所需要的方程个数。研究了钢丝网垫广义密度与模型参数的关系, 证明了所提出模型的有效性 with 识别方法的可行性。

关键词 建模; 减振器; 参数识别; 钢丝网垫

中图分类号 O328; TB535

引言

钢丝网垫减振器属于具有干摩擦迟滞阻尼特性的非线性减振装置。它具有包含摩擦迟滞阻尼在内的较大阻尼, 能够在很宽的频带内减振, 还具有可承受大载荷、抗冲击、抗高温、抗低温、抗油污、抗腐蚀、耐老化、易于维护和可靠性高等优点^[1-2]。但是, 该减振器的迟滞特性给其设计与应用带来了许多困难, 特别是导致仿真分析难以使用成熟商用软件, 造成了该类减振器的设计无法使用CAE方法。目前, 其设计主要是依靠实际经验采用试凑研制, 需进行大量的试验, 研制周期长, 成本高。在有关钢丝网垫减振器的动力学建模与分析研究中, 主要是使用反映一维受力特点的非线性动力学模型, 其数学表达式非常复杂^[3-4], 而且模型参数只能通过试验得到。一旦减振器结构有微小变化, 如钢丝网垫直径或厚度等尺寸调整, 就必须重新试验以确定新的模型参数。由于模型复杂的非线性特性, 其动力学响应求解与仿真分析也很困难^[5-6]。

笔者在对钢丝网垫减振器进行大量设计分析与实验研究的基础上, 试将Poynting-Thomson本构模型^[7-8]应用于钢丝网垫元件的动力学建模, 通过试验识别其有关参数, 从而建立起钢丝网垫减振器的三维动力学模型。该方法能够充分反映钢丝网垫的密

度、尺寸、形状等设计参数对减振器动力学性能的影响, 设计时先从CAE仿真入手, 选择满足设计要求的最优方案, 从而大大减少试验次数, 缩短设计时间, 降低研制成本。

1 钢丝网垫的模型

当钢丝网垫受到外载荷作用时, 原本相互缠绕的细长的钢丝之间会发生拉压与摩擦滑移, 从宏观来看同时表现出复杂的刚度与阻尼特性, 从力学微观解释与聚合物长丝蛇行理论有相似之处。因此, 笔者选择了描述黏弹材料特性的Poynting-Thomson本构模型来进行钢丝网垫元件的建模, 它较为简单, 精度较高, 能较好地反应材料的频变特性。

依据Poynting-Thomson本构模型, 应力与应变表示为以下微分关系

$$\sigma + p_1 \dot{\sigma} = q_0 \epsilon + q_1 \dot{\epsilon} \quad (1)$$

该模型亦可用图1所示的弹簧、黏性阻尼组合加以说明。该模型由弹性系数为 E_1 的弹簧与黏性阻尼系数为 η 的黏性阻尼器串联后再与弹性系数为 E_2 的弹簧并联, 此时其本构方程为

$$\sigma = E_1 \epsilon + \frac{E_1 + E_2}{E_2} \eta \dot{\epsilon} - \frac{\eta}{E_2} \dot{\sigma} \quad (2)$$

该模型已集成在ANSYS等商用有限元软件中, 但材料的参数描述要做等效转换。ANSYS软件

* 国家高技术研究发展计划(“八六三”计划)资助项目(编号:2008AA12A205);航空基金资助项目(编号:2012ZA52001)
收稿日期:2011-12-01;修改稿收到日期:2012-02-24

使用的材料参数^[9]是瞬时模量 E_0 、相对模量 α 和松弛时间 τ

$$E_0 = q_0 + (q_1 - p_1 q_0) / p_1 \quad (3a)$$

$$\alpha = (q_1 - p_1 q_0) / p_1 E_0 \quad (3b)$$

$$\tau = p_1 \quad (3c)$$

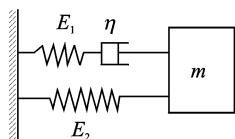


图1 单自由度 Poynting-Thomson 模型

2 模型参数的试验识别

对建立的动力学模型中的各参数可用动力学响应试验结合参数时域识别方法得到。将需要建模的钢丝网垫减振器夹持在固定界面上,采用 Agilent 35670A 动态信号分析仪、ILD1800 非接触式激光位移传感器、Polytec PDV-100 点式激光速度测量仪、HEV200 激振器和配套 HEA-200C 功放,以及 Dytran 的带 ICP 加速度传感器与力传感器等设备,进行已知简谐力激励下的减振器表面加速度、位移和速度的采集。仪器的布置示意图见图2,试验现场见图3。图3左侧可见到装夹好的钢丝网垫减振器,该照片视角为顶视。

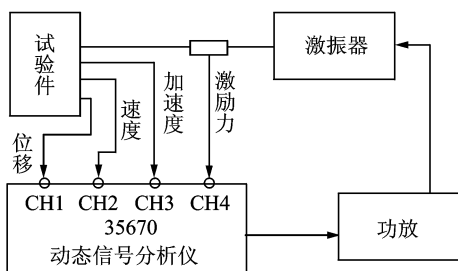


图2 仪器布置示意图

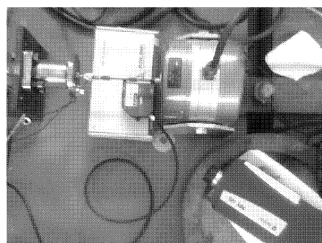


图3 试验照片

通过动态信号分析仪生成单频的简谐信号,此信号经功率放大器放大后输入激振器,激振器向减振器施加正弦激励。试验时将力传感器串接在激振

器连接杆上,这样可以测得激励载荷的时间序列。在测力的同时,通过3个响应采集设备可以测得减振器活动端表面的位移、速度和加速度的时间序列。它们和测得的力信号序列一起同步传回四通道的 Agilent 35670A 动态信号分析仪。

试验时钢丝网垫减振器的系统质量 m 可用天平称得。假设减振器的外壳钢制部分不发生变形,减振器中核心元件钢丝网垫只发生拉压轴向变形。设直接测得的激励力采样序列为 F_k ,加速度、速度、位移响应采样序列为 $a_k, v_k, u_k (k=1, 2, \dots, n)$, n 为采样点数,各时刻系统动力学方程为

$$ma_k + f_k = F_k \quad (k=1, 2, \dots, n) \quad (4)$$

其中: f_k 为作用于减振器上的恢复力。

式(4)也可以表示为

$$f_k = F_k - ma_k \quad (5)$$

对于横截面积为 S 、高度为 h 的钢丝网垫,假设各点应力、应变相同,则有

$$\sigma_k = f_k / S = (F_k - ma_k) / S \quad (6a)$$

$$\epsilon_k = u_k / h \quad (6b)$$

$$\dot{\epsilon}_k = \dot{u}_k / h = v_k / h \quad (6c)$$

这样采用 Poynting-Thomson 本构模型,可得到序列号为 k 的代数方程

$$\frac{F_k - ma_k}{S} + p_1 \frac{\dot{F}_k - m\dot{a}_k}{S} = q_0 \frac{u_k}{h} + q_1 \frac{v_k}{h} \quad (7)$$

除 $k=1$ 或 n 外,式中 \dot{a}_k, \dot{F}_k 均可通过数值微分得到,即式(7)中除 p_1, q_0 和 q_1 外所有的变量均已知。因此,从理论上来说,只要能构成一个三元一次方程组就能识别出所需要的参数 p_1, q_0 和 q_1 ,当然实际上需要更多点才能较为准确地识别有关参数。

若选取 M 组变量 $F_k, a_k, u_k, v_k, \dot{a}_k, \dot{F}_k (k=1, 2, \dots, M)$,可形成下面的时域参数识别方程

$$\begin{bmatrix} \frac{\dot{F}_1 - m\dot{a}_1}{S} & -\frac{u_1}{h} & -\frac{v_1}{h} \\ \frac{\dot{F}_2 - m\dot{a}_2}{S} & -\frac{u_2}{h} & -\frac{v_2}{h} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{\dot{F}_M - m\dot{a}_M}{S} & -\frac{u_M}{h} & -\frac{v_M}{h} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1 \\ q_0 \\ q_1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{ma_1 - F_1}{S} \\ \frac{ma_2 - F_2}{S} \\ \vdots \\ \frac{ma_M - F_M}{S} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

将其写成如下形式

$$\mathbf{AX} = \mathbf{B} \quad (9)$$

其中: \mathbf{X} 为待识别的减振器物理参数向量; \mathbf{A}, \mathbf{B} 为相应的观察矩阵和向量。

待识别参数向量的最小二乘估计为

$$\hat{\mathbf{X}} = (\mathbf{A}^T \mathbf{A})^{-1} (\mathbf{A}^T \mathbf{B}) \quad (10)$$

\mathbf{X} 最小二乘估计的残差向量为

$$\varepsilon = A\hat{X} - B \quad (11)$$

由 p_1, q_0 和 q_1 的估计值可以换算得到瞬时模量 E_0 、相对模量 α 和松弛时间 τ 。

应用上述理论对某减振器进行试验建模研究, 试验中相关参数的设定为: 所有曲线加 Hanning 窗, 采样时间为 0.25 s, 2 048 个采样点, 采样频率为 8 192 Hz。试验过程中动态信号分析仪的量程设置根据输出电压的变化而调整, 保证信号幅值能超过半量程, 但不会造成过载。在激励频率为 45 Hz 条件下进行参数识别, 得到一组参数, 将其用于三维有限元建模与迟滞回线计算, 其结果与试验的对比见图 4。再用此模型计算 50 Hz 正弦激励下的响应迟滞回线, 对照在此种激励条件下实测的位移响应(见图 5)。由图 4、图 5 可以看出, 用识别参数计算得到的迟滞回线与试验测得的比较接近, 仅在尖端差异稍大, 但两者迟滞回线所围成的面积基本相同。由于减振器消耗的能量等于迟滞回线包含的面积, 因此说明该模型能够较好地反应减振器的阻尼性能。

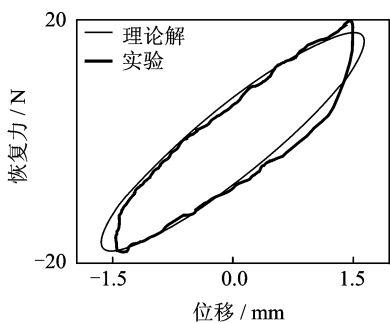


图 4 实验与计算迟滞回线的比较(45 Hz)

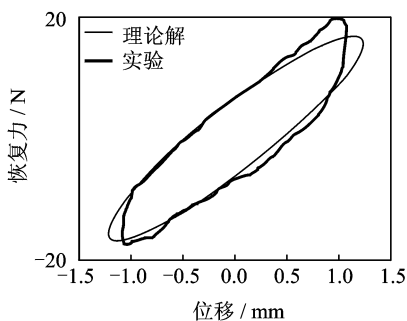


图 5 实验与计算迟滞回线的比较(50 Hz)

3 广义密度对材料参数的影响

试验建模技术研究的一个关键问题是如何选定采样点个数, 即选用多少识别方程。从理论上来说, 只要有 3 个方程就能识别出所需要的 3 个参数, 但由于测量误差的存在, 要提高识别精度, 必须采用更多

组的采样点。图 6 为本研究中减振器用 45 Hz 激励时的不同识别结果的曲线, 每个周期的采样点数为 182 个。由图 6 可以看出, 当采样点数不超过 182 时, 参数识别的结果不收敛。随着用于计算的采样点越来越多, 参数识别的结果也会趋于收敛。识别方程数超过 364 个后结果基本稳定, 此时采样点可覆盖两个周期的运动。

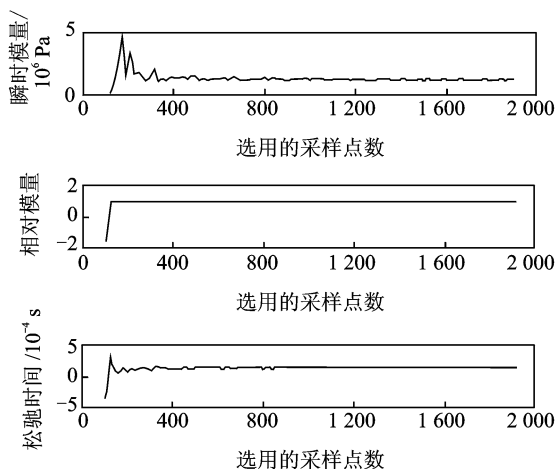


图 6 识别出的参数与采样点数的关系

钢丝网垫广义密度对于减振器性能的影响是最重要的。通过试验考察了 7 种广义密度的钢丝网垫块, 所得到的参数识别结果表明瞬时模量 E_0 有比较明显的增大趋势, 说明密度越大, 钢丝网垫块的刚度越大。但相对模量和松弛时间没有明显的变化趋势。图 7 为不同密度的钢丝网垫块对识别结果的影响曲线。

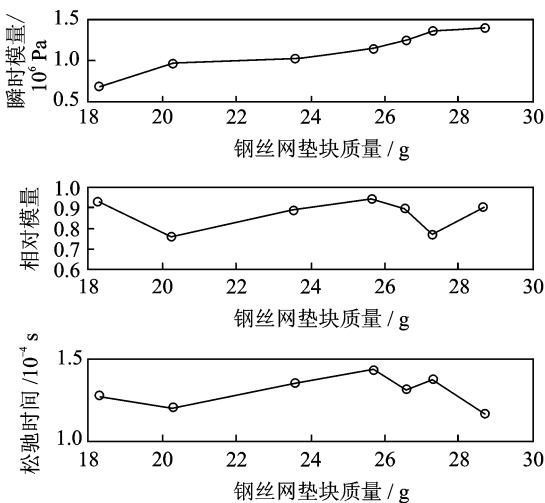


图 7 识别参数与钢丝网垫广义密度的关系

4 泊松比对迟滞回线的影响

对于三维建模来说, 泊松比十分重要。在此, 用

仿真方法考察泊松比对迟滞回线的影响。对于以聚合物为代表的黏弹材料泊松比的取值范围一般是0.3~0.4,下面分别取泊松比 γ 为0.3,0.32,0.34,0.36,0.38和0.4,进行响应计算得到迟滞回线。

图8为不同泊松比计算出的迟滞曲线。由图8可以看出,泊松比对系统阻尼特性的影响非常不明显,建模时可不考虑泊松比。

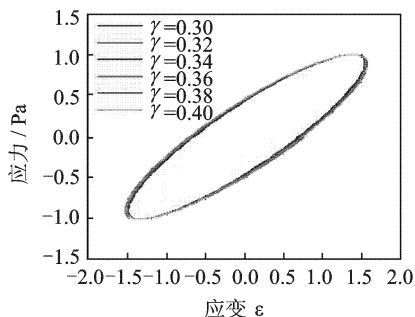


图8 泊松比对迟滞回线的影响

5 结束语

通过研究表明,钢丝网垫作为一类减振器的核心元件可以用Poynting-Thomson模型描述材料本构,且可以通过笔者提出的试验方法识别出该模型的3个参数。实例研究表明:a.识别方程中使用的采样点应覆盖两个周期的运动,才能使参数识别结果较为准确;b.钢丝网垫广义密度主要影响瞬时模量,在所研究的范围内,随广义密度增加,瞬时模量逐步提高,它对相对模量和松弛时间影响比较复杂;c.在相当范围内,泊松比对响应计算结果影响很小。

参 考 文 献

- [1] Wong C W, Ni Y Q, Ko J M. Steady-state oscillation of hysteretic differential model. II: performance analysis [J]. Journal of Engineering Mechanics, ASCE, 1994, 120(11): 2299-2325.
- [2] 王轲. 钢丝网垫减振器特性分析及在发动机安装减振中的应用[D]. 南京:南京航空航天大学,2000.
- [3] 王轲,李伟,朱德懋,等. 非线性迟滞阻尼减振器动力学模型参数识别[J]. 华东交通大学学报,1999,16(4):1-5.

Wang Ke, Li Wei, Zhu Demao. The parameter identification of dynamic models of Nonlinear hysteretic damping isolators [J]. Journal of East China Jiaotong University, 1999, 16(4): 1-5. (in Chinese)

- [4] Ni Y Q, Ko J M, Wong C W. Identification of nonlinear hysteretic isolators from periodic vibration tests [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 217(4): 737-756.
- [5] 王轲,张福祥. 钢丝网垫减振器结构动响应计算[J]. 兵工学报,2004,25(3):308-311.
Wang Ke, Zhang Fuxiang. Response analysis on structures with steel-net damper [J]. Acta Armamentarii, 2004, 25(3): 308-311. (in Chinese)
- [6] 邓吉宏,王轲,陈国平,等. 金属橡胶减振器用于发动机安装减振的研究[J]. 航空学报,2008,29(6):1581-1585.
Deng Jihong, Wang Ke, Chen Guoping, et al. Study on effect of engine installation metal rubber damper [J]. Acta Aeronautica Et Astronautica Sinica, 2008, 29(6): 1581-1585. (in Chinese)
- [7] Schiessel H. Generalized viscoelastic models, their fractional equations with solutions [J]. Journal of Physics A, 1995(28): 6567-6584.
- [8] Park S W. Analytical modeling of viscoelastic dampers for structural and vibration control [J]. International Journal of Solids and Structures, 2001, 38: 8065-8092.
- [9] 彭辉,靳晓雄,刘懿. 橡胶元件在车内降噪中的优化设计[J]. 振动、测试与诊断,2002,22(1):43-48.
Peng Hui, Jing Xiaoxiong, Liu Yi. Optimum design of rubber elements in suspension system of a car for reducing its interior noise [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2002, 22(1): 43-48. (in Chinese)



第一作者简介:王轲,男,1967年7月生,副教授。主要研究方向为结构动力学建模、仿真与控制。曾发表《基于有限元的结构动力学响应映射技术研究》(《振动与冲击》2010年第29卷第11期)等论文。

E-mail: wangk@nuaa.edu.cn