

文章编号:1006-1355(2021)02-0146-04+167

基于结构阻尼的悬挂冲击噪声诊断

陈 凡, 张晓宇

(江门职业技术学院, 广东 江门 529030)

摘 要:汽车悬挂受到路面冲击而产生振动,易导致主要工作部件损坏,故障点难以诊断定位。为此,提出通过采用冲击噪声识别悬挂部件结构阻尼来确定故障部位。首先建立反向积分作为振声脉冲响应信号处理的理论基础。反向积分法具有明确的物理意义,仿真和实验验证其能够有效识别单自由度阻尼比和带宽范围内的损耗因子。然后对比分析减振器与稳定杆球头的冲击噪声信号在时域、包络线、频谱和反向积分曲线上的差异,并寻找特征参数。结果表明,两者反向积分曲线的对数衰减率存在显著且稳定的差异,该参数可作为悬挂系统冲击噪声的量化诊断参数。

关键词:声学;噪声;反向积分;阻尼;悬挂;诊断

中图分类号: TP206+.3

文献标志码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2021.02.024

Impact Noise Diagnosis of Suspension Systems Based on Structural Damping

CHEN Fan , ZHANG Xiaoyu

(Department of Mechanics, Jiangmen Vocational College of Technology,
Jiangmen 529030, Guangdong, China)

Abstract : The suspension system transmits the impact of the road surface to the body of the car. It is difficult to diagnose the abnormal noise of the suspension components. Therefore, a new fault diagnosis method is proposed in which the fault location is identified by the structural damping. Firstly, the theoretical basis of inverse-time integral is established and applied to structural damping identification, which is later verified by simulation and experiment. The inverse-time integral has a definite physical meaning and can effectively identify the single-DOF damping ratio and loss factor in the bandwidth area. Then the time domain, envelope, spectrum and inversed-time integral curves of the impulse sound signal of the shock absorber and the ball-head of the stabilizer bar are compared and analyzed. And the characteristic parameters are found. The results show that there is a significant and stable difference of the logarithmic attenuation rate between the two reversed-time integral curves, and this parameter of the difference can be used as the diagnostic parameter of the impact noise of the suspension.

Key words : acoustics; noise; reversed-time integral; damping; suspension; diagnosis

汽车悬挂包括减振器、弹簧、摆臂和横向稳定杆等,这些主要部件通过球头或衬套与车身连接。在车辆行驶过程中,路面的冲击振动通过悬挂传递到车身,当悬挂部件受损时,故障一般以冲击噪声的形式显露出来。这些冲击噪声位置相近,激励源相同,信号特征也比较接近,而且受到胎噪等的掩蔽,给故障诊断带来很大困难^[1]。丁渭平等认为减振器内部气液固特性的急剧变化是其产生异响的最根本动因,并提出基于权重系数聚类分析法来识别减振器

异响^[2-3],弹性体的老化磨损则是球头和衬套出现噪声的主要原因。

现有的振动噪声诊断方法包括时域、频域和时频域分析。时域参数包括峭度、峰值等,在频域上使用谱分析、包络谱分析,在时频域上使用时频分析和小波分析等^[4-5]。频谱分析适合于平稳信号,包络谱分析适合于旋转机械的诊断且需要设置恰当的滤波器,时频分析适合观察非平稳信号的变化过程,小波分析适合于对信号细节的观察。悬挂冲击噪声作为一种脉冲信号,使用时频域分析能够观察信号变化过程,但难以提取有效的诊断参数。

考虑到结构特性的不同是其噪声特性的决定性因素,本文提出一种基于结构阻尼的诊断方法,首先对反向积分在脉冲振声信号的处理算法进行了推

收稿日期:2020-05-19

基金项目:广东省自然科学基金资助项目(2018A030313196)

作者简介:陈凡(1980-),男,湖北省天门市人,副教授,主要研究方向为汽车性能测试与故障诊断。

E-mail: chen.fan@hotmail.com

导;然后通过仿真和实验证明了该方法在结构阻尼测量上的可行性;之后计算反向积分曲线的对数衰减率,对减振器和稳定杆球头进行了故障识别;最后,对诊断效果进行了讨论。

1 脉冲信号的反向积分

基于脉冲信号反向积分的封闭环境下混响时间测量方法^[6]已成为混响时间测量的标准。该方法从统计的角度来处理声音信号,具有抗噪效果好、测量简单准确的优点。现考虑将反向积分应用到振声脉冲信号的处理中^[7-9]。

令 $n(t)$ 为白噪声信号,则 $n(t_1)$ 与 $n(t_2)$ 的相关函数仅与时间差 $t_2 - t_1$ 相关, $n(t)$ 自相关函数表示为

$$\langle n(t_1) \cdot n(t_2) \rangle = N \cdot \delta(t_2 - t_1) \quad (1)$$

其中: N 为一定带宽内的振动能量, $\delta(t_2 - t_1)$ 为狄拉克函数。

令平稳随机振动荷载作用在构件上,达到稳态后,撤去激励。在接收点获取的信号为

$$s(t) = \int_{-\infty}^0 n(\tau) \cdot \sum r_i(t - \tau) d\tau \quad (2)$$

其中: $\sum r_i(t)$ 是构件内各模态的脉冲响应函数之和。

积分的上限是激励撤去时刻($\tau = 0$),下限表示激励开启的时间足够长,使构件振动达到稳态。

对接收点获取到的信号进行平方,可得到如下形式:

$$s^2(t) = \int_{-\infty}^0 d\tau \int_{-\infty}^0 d\theta n(\tau) \cdot n(\theta) \cdot \sum r_i(t - \tau) \cdot \sum r_i(t - \theta) \quad (3)$$

作无限次激励实验,并对所有响应信号的平方取平均,利用式(1),可得:

$$\langle s^2(t) \rangle = \int_{-\infty}^0 d\tau \int_{-\infty}^0 d\theta N \cdot \delta(\theta - \tau) \cdot \sum r_i(t - \tau) \cdot \sum r_i(t - \theta) \quad (4)$$

由于 $\delta(\theta - \tau)$ 仅当 $\theta = \tau$ 时不为零,故对两个参数的积分等效。各模态的响应函数互不相关。积分形式可转换为

$$\langle s^2(t) \rangle = N \cdot \int_{-\infty}^0 \sum r_i^2(t - \tau) d\tau \quad (5)$$

继续变化为

$$\langle s^2(t) \rangle = N \cdot \int_{-\infty}^0 \sum r_i^2(x) dx = N \cdot \sum \int_{-\infty}^0 r_i^2(x) dx \quad (6)$$

根据式(6)可知,无限次随机振动激励后在某时间点 t 所获得的信号能量平均值 $\langle s^2(t) \rangle$ 等于单次脉冲响应能量 $r_i^2(t)$ 反向积分的 N 倍。脉冲响应信号能量为一定带宽内各模态响应能量之和。单次脉冲信号存在能量低、模态激发不完全等问题,造成测量信号不稳定,信号特征识别困难,而对单次脉冲信

号进行反向积分所获得的是多次随机振动响应的能量平均值,信号能量更高、更稳定。虽然单次脉冲的响应能量较小,但反向积分的效果等同于无限次随机振动测试的平均,反向积分使得很多严重的随机波动被抹平了。

2 测量验证

2.1 单自由度信号的反向积分

单自由度系统的振动方程为

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 0 \quad (7)$$

其响应为

$$x(t) = Ae^{-\xi\omega_n t} \sin(\omega_n \sqrt{1 - \xi^2} t + \phi) \quad (8)$$

式中: ξ 为阻尼比系数, ω_n 为无阻尼固有频率, A 为初始幅值, ϕ 为初始相位。

利用式(6)对响应信号进行反向积分,在 t_0 时刻,其值为

$$\langle s^2(t) \rangle = \int_{t_0}^{+\infty} A^2 e^{-2\xi\omega_n t} \sin^2(\omega_n \sqrt{1 - \xi^2} t + \phi) dt \quad (9)$$

求解可得:

$$\begin{aligned} \langle s^2(t) \rangle &= \frac{A^2 e^{-2\xi\omega_n t}}{4\xi\omega_n} - \\ &\frac{A^2 e^{-2\xi\omega_n t}}{4\omega_n} [\xi \cos(2\omega_n \sqrt{1 - \xi^2} t + 2\phi) - \\ &\sqrt{1 - \xi^2} \sin(2\omega_n \sqrt{1 - \xi^2} t + 2\phi)] \end{aligned} \quad (10)$$

由于 $\xi \ll 1$,故式(10)可近似为

$$\langle s^2(t) \rangle = \frac{A^2 e^{-2\xi\omega_n t}}{4\xi\omega_n} \quad (11)$$

对上式两边取自然对数:

$$\ln \langle s^2(t) \rangle = 2 \ln A - 2\xi\omega_n t - \ln(4\xi\omega_n) \quad (12)$$

可以看到,反向积分的对数与阻尼比系数成线性关系,相比较而言,该信号的包络为 $Ae^{-\xi\omega_n t}$,为指数衰减信号。

2.2 单自由度阻尼比的仿真验证

令 $A=1$, $\xi=0.05$, $\omega_n=200\pi$, $\phi=0^\circ$,并加上5%的高斯噪声,建立信号如图1所示。

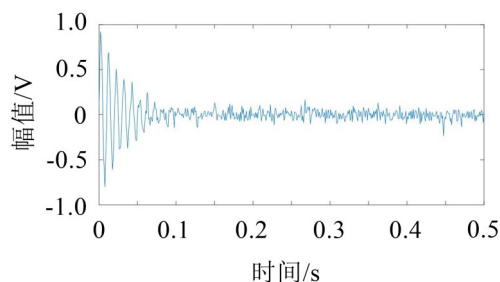


图1 自由衰减信号

对该自由衰减信号进行数值仿真,得到信号反向积分(取自然对数为底)随时间变化曲线如图2所

示。下降曲线的斜率值为 $2\xi\omega_n$, 根据该斜率值和已知的信号频率可计算出阻尼比。信号能量反向积分的衰减曲线存在轻微波动, 这是由于式(10)中三角函数部分的存在。当采集时间足够长, 对各点进行反向积分时, 只需截取定长且包含脉冲信号的片段, 而不需对所有采集信号进行反向积分。根据式(12)还可知, 该反向积分算法不仅适用于自由衰减信号, 也适用于脉冲激励信号。噪声会降低信号的信噪比, 但没有对下降段的斜率造成影响。

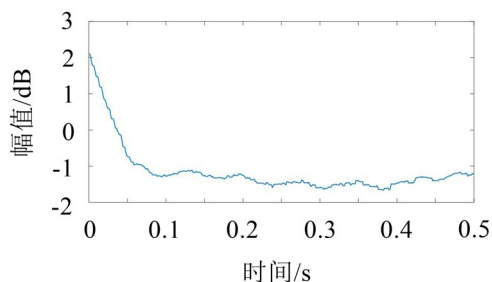


图2 自由衰减信号的反向积分曲线

2.3 宽带信号的实验验证

在实际情况下, 悬挂各部件内存在多模态, 按统计能量法进行处理, 计算其内部损耗因子。损耗因子与阻尼比、带宽等因素有关。反向积分本身就是对带宽内的信号能量进行积分, 故也适用于损耗因子估计^[10-12]。

对一用软绳悬挂的大众01M自动变速器后端盖进行锤击实验, 随机在平板各处进行锤击, 采样频率为44.1 kHz^[13]。图3所示的信号时域图可以观测到3次锤击产生的波形上升段和下降段包络有差异, 原因可能是锤击点和锤力度的把握存在差异。

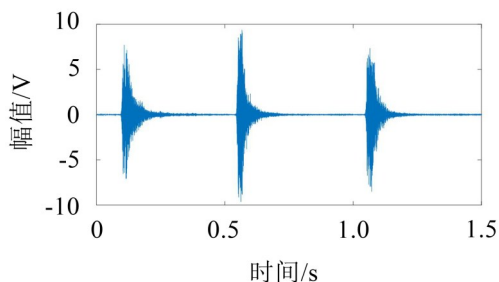


图3 3组冲击信号的时域波形

由图4所示的信号频谱图可知, 锤击产生的频谱分布在1 kHz到5 kHz内, 主要频率点和功率谱幅值有所不同, 这是由于每次锤击激励出来的模态数量和模态能量均不相同。

图5所示的3组信号反向积分曲线下降段的总体斜率基本保持不变。损耗因子为各频率点的模态阻尼均值, 当包含的模态越多, 越符合统计规律, 下降曲线越平直。

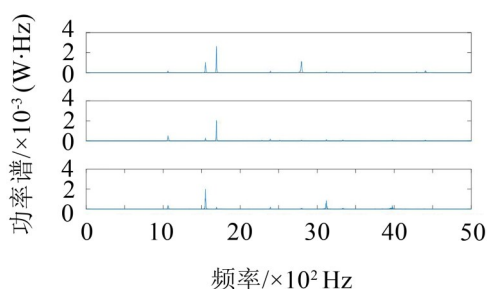


图4 3组冲击信号的频域波形

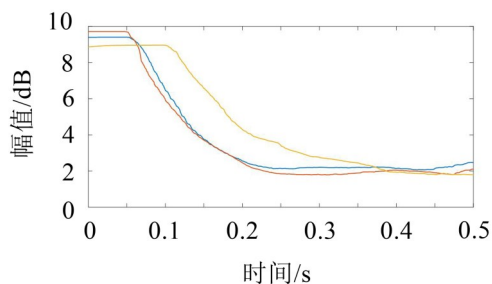


图5 3组冲击信号的反向积分曲线

3 冲击噪声的故障诊断

悬挂系统的部件在长期工作过程中, 往往会发生磨损松旷, 当路面冲击较大时产生噪声。

其中减振器和球头是最为常见的噪声源, 这些噪声源虽然位置和声音特征比较接近, 但其结构和材料有较大差异, 使得它们具有不同的结构阻尼, 因而具有不同的反向积分曲线。

由于悬挂的整车道路试验与台架试验结果具有一致性^[3], 为了避免道路试验所存在诸多不确定性因素, 将故障元件分别安装在底盘上, 对车身进行多次静态快速按压试验, 其中减振器故障为疑似流体噪声异响, 稳定杆球头故障为松旷异响。在悬挂处布置传声器采集噪声, 如图6所示, 选取幅值较大且完整独立的脉冲信号, 间隔时间大于一个脉冲持续时间。



图6 异响采集试验

分别观察信号的包络线^[14-15]、频谱和反向积分曲线, 寻找故障诊断规律, 具体诊断流程如图7所示。

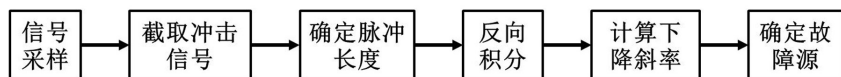


图7 悬挂冲击噪声诊断流程图

如图8所示,从时域上看,无故障时噪声幅值显著低于有故障时的幅值,两组故障信号波形存在一定差异,减振器的幅值低,变化平缓,稳定杆球头故障对应的信号持续时间短,峰值明显。

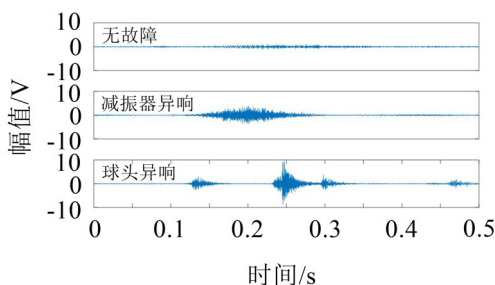


图8 底盘噪声的时域信号

如图9所示,对信号在峰值频率点取包络,可发现故障特征不明显,尤其是减振器信号的包络幅值与无故障时的差异不显著。而且频率点的选取依赖于信号频率特征,当信号频率范围较广时,包络线不能全面反映信号特征。

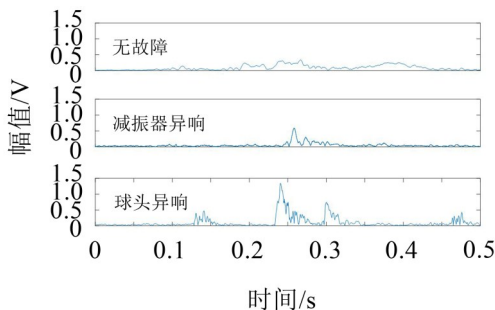


图9 底盘噪声的包络线

如图10所示,从频域范围看,减振器的冲击噪声集中于100 Hz至500 Hz和4 000 Hz附近,稳定杆球头的冲击噪声频域为400 Hz至5 000 Hz,两者的频率范围有较大差别,可以作为诊断参数之一,但需要作进一步量化处理。

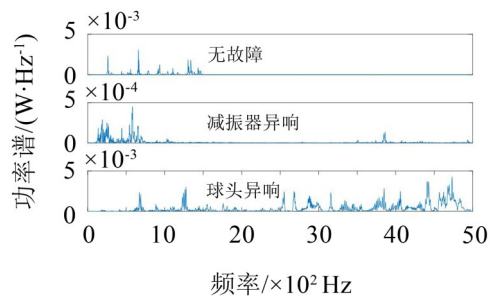


图10 底盘噪声的功率谱

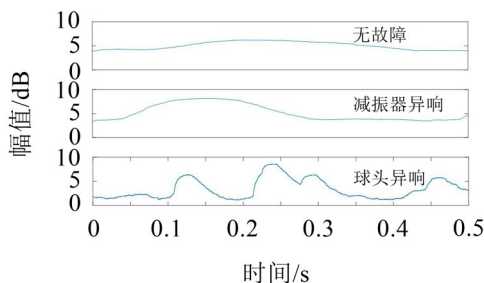


图11 底盘噪声的反向积分曲线

冲击信号衰减幅度很小,减振器的衰减曲线则为弧形,衰减较为平缓稳定,这是由于减振器工作过程中固有的气液固特性所呈现的非线性特征。稳定杆球头冲击信号衰减明显,但往往存在多个连续脉冲,这是由于球头内部减振效果差,容易产生二次冲击。各组信号的反向积分曲线下降段均较为平直,其斜率可以作为诊断参数。

早期下降段由于信噪比较高,曲线平直。随机噪声会使得后期的下降段被淹没。下降值取决于曲线的平直段持续时间,即信噪比。分别对减振器和稳定杆球头的3组反向积分曲线的早期下降段进行测量,测量其下降5 dB所需时间,获得对数衰减率如表1所示。

表1 冲击噪声的对数衰减率/($\text{dB}\cdot\text{s}^{-1}$)

组别	减振器	稳定杆球头
第一组	61.26	188.41
第二组	59.71	229.35
第三组	59.33	196.35

可见,减振器与稳定杆球头冲击噪声的对数衰减率有显著差异,而且测量值较为稳定。

4 结语

(1) 采用反向积分法能够测量单自由度自由衰减信号和脉冲激励信号的阻尼比,也可测量宽带信号的损耗因子;

(2) 反向积分法能够有效平滑随机噪声,适合于脉冲信号的衰减时间测量;

(3) 对悬挂主要部件的冲击噪声进行反向积分可稳定测量其衰减率;

(4) 反向积分曲线的对数衰减率与物体固有阻尼特性有关,可作为故障诊断参数;

如图11所示,从反向积分曲线看,无故障时的

(下转第167页)