

基于杆端振动加速度时域信号的减振器异响鉴别研究

刘军

(江铃汽车股份有限公司整车工程研究院 江西 南昌 330001)

摘要:针对某型车减振器异响的特征,开展减振器异响道路试验与台架试验,发现二者具有较好的一致性,进而对减振器台架测试结果进行辨析。总结了时域峰谷差值辨识法、分段功率谱曲线辨识法以及小波分析辨识法对异响鉴别的适用条件以及不足之处。在此基础上提出了利用减振器杆端振动加速度时域信号进行减振器异响鉴别的方法,给出了无异响减振器杆端振动加速度所需满足的条件,同时设计了可用于减振器异响鉴别的相关系统。该方法适用于减振器异响鉴别与抗异响设计。

关键词: 减振器; 台架试验; 异响鉴别

0 引言

减振器作为汽车悬架不可或缺的阻尼元件,自身的结构特征和内部复杂的流场特性会使其在不同的激励下激发出不同的噪声,严重时还会导致车内声品质变恶劣,通常称这类异常噪声为“减振器异响”。它将直接导致客户投诉率上升,汽车返修率增加,给汽车厂家带来严重损失。

减振器异响常用的辨识方式为整车道路测试主观评价,但其辨识结果会受到试验环境和人为主观因素的影响,不同工程师对异响的主观评价不尽相同,使得部分异响问题被忽略。因此找到一种合理的主观评价方法是鉴别减振器异响的先决条件。由文献^[1]可知,用台架试验鉴别减振器异响能弥补主观测试的不足之处,但是简单的台架测试结果并不能准确鉴别减振器是否存在异响。因此,如何建立台架测试结果与主观评价之间良好的对应性具有重要的现实意义。

为找到对减振器轻微异响和异响之间更确切的判别方法,对某型减振器不同程度异响和非异响状态进行试验测试并进行分析。在此基础上改进时域分析方法,提升其鉴别轻微异响与非异响减振器的效果,并通过对杆端振动加速度时域信号的控制,有效避免减振器产生异响。

1 整车与台架试验辨识结果分析

某轿车在不平道路上行驶时,其前减振器出现“咕咕”声,针对其减振器异响特点,进行整车道路试验及台架试验。

1.1 减振器异响整车道路试验

设计试验路面为坑洼路,汽车以20km/h速度经过,测量驾驶员右耳噪声、减振器活塞杆端振动加速度以及

路面激励信号。

通过乘员主观感受进行减振器异响强弱评价,评价人员的主观评价对后续的分析具有重要意义。常用的噪声评价方法有等级评分法与成对比较法,前者在国际上常用10等级刻度进行评价,后者适用于小批量评价。而对于减振器的评价划分的等级为严重异响(I),较严重异响(II),轻微异响(III),无异响(IV),主观测试人员4人,即前后排各两名。

为了获取置信度较高的主观评价,对车内收集的噪声信号通过高还原度的HEAD耳机进行线下滤波回放分析,以确定减振器异响的主要频率范围。另外,由于减振器异响与活塞杆振动加速度信号具有较高的相关性,将不同异响程度的减振器活塞杆振动加速度信号进行分析,结果如图1所示。通过回放试听和振动频谱对比,发现减振器异响的频率主要分布在100~300Hz范围内。

1.2 减振器异响台架试验

减振器“咕咕”声异响与减振器杆端振动加速度密切相关,因而可以通过分析杆端振动信号进行减振器异响的鉴别^[1]。因此设计了一套减振器台架试验。通过整车道路试验中车轮轴头的振动加速度测试信号进行路谱估算,得出试验道路谱的激励频率约为13~15Hz,振幅为±1.5~2mm。通过台架试验发现,当激励频率在一定的范围内变化时,减振器杆端振动加速度的测试结果趋势基本一致;通过分析不同异响程度的减振器,发现当激励频率在13Hz时减振器异响区分度最为明显。因此选择的台架试验激励条件为:频率13Hz,振幅1.5mm。

将整车路试中主观评价为严重异响、较严重异响、轻微异响和无异响的减振器分别进行台架测试,并提取减振器杆端振动加速度信号,将测试结果进行后处理。

通过分析台架试验结果并与整车道路试验结果相比

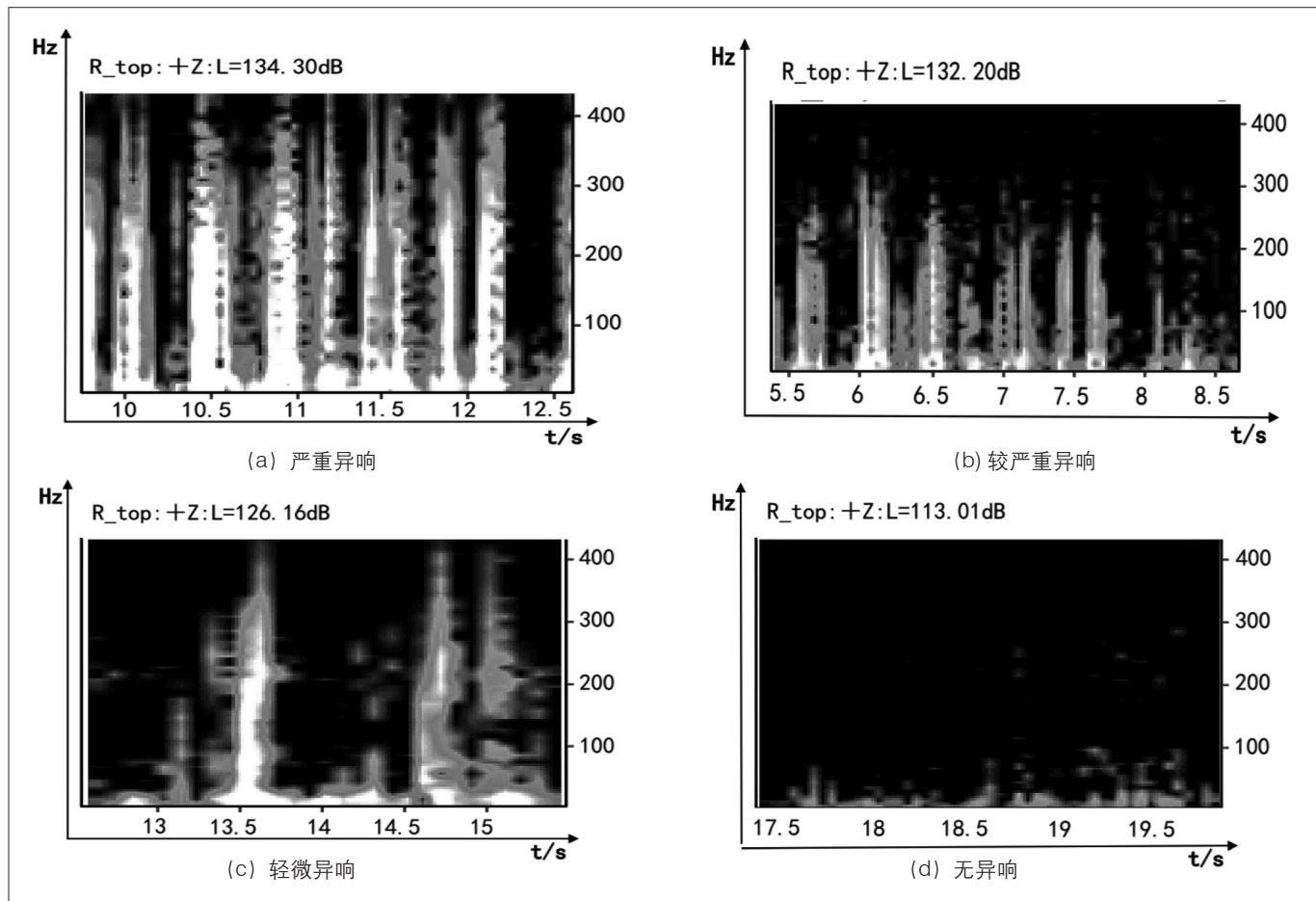


图1 各级异响减振器杆端加速度时频分布

较,发现台架试验可以较好地模拟出整车道路试验时减振器的振动情况,且台架试验频域中100~300Hz存在峰值,结果与整车道路试验分析一致,故可基于台架试验结果进行后续研究。

2 减振器台架试验辨识方法研究

2.1 时域峰谷差值辨识法

时域峰谷差值辨识法主要是通过减振器杆端振动加速度时域信号波峰、波谷绝对值求和的大小进行减振器异响的判别^[2,3]。即

$$\Delta f = |f_p| + |f_g| \quad (1)$$

其中 $|f_p|$ 、 $|f_g|$ 分别为杆端振动加速度波峰值与波谷值的绝对值。研究表明,异响程度越严重, Δf 值越大,反之越小。计算各级异响减振器测试数据的 Δf ,结果如表1所示。

结合各级异响减振器的时域信号进行分析,可以得出如下结论:

(1) 若 Δf 超过某一数值时, I级异响一定发生,即

$$\Delta f > f_m \quad (2)$$

(2) II级异响发生时,其 Δf 可能取一个较小值,

表1 时域峰谷差值

异响等级	峰谷差 / (m/s ²)
严重异响 (I)	Δf_1 (74.31)
较严重异响 (II)	Δf_2 (21.03)
轻微异响 (III)	Δf_3 (48.75)
无异响 (IV)	Δf_4 (36.41)

即峰谷差很小时减振器也可能发生异响。

综上所述,时域峰谷差值法能有效地鉴别峰谷差值较大时的减振器异响,即能有效区别严重异响与其余各级异响,但对于峰谷差值较小的减振器异响鉴别存在误差。

2.2 分段功率谱曲线辨识法

减振器杆端振动加速度功率谱及100~300Hz的RMS值如图2所示。

通过对图2进行分析可以发现,严重异响(I)与其余各级异响在100~300Hz频段功率谱存在明显区分;轻微异响(III)与无异响(IV)功率谱曲线区分不明显;通过对图2的RMS值整理如表2所示。

通过表2发现,严重异响(I)的RMS值远大于其余各级异响;轻微异响(III)与无异响(IV)RMS值差值

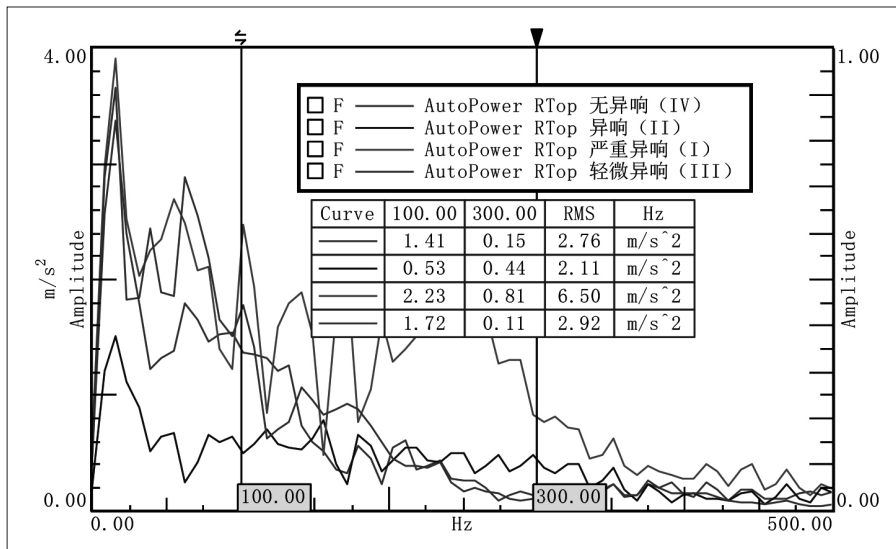


图2 功率谱及对应频段的RMS值

表2 功率谱有效值

异响等级	RMS值 / (m/s ²)
严重异响 (I)	6.50
较严重异响 (II)	2.11
轻微异响 (III)	2.92
无异响 (IV)	2.76

较小, 大约为0.16; 较严重异响(II)其RMS值小于轻微异响(III)与无异响(IV)。综上所述, 功率谱有效值方法可对严重异响(I)与其余各级异响减振器进行有效鉴别, 对轻微异响(III)与无异响(IV)减振器鉴别存在误差, 不适用于区分较严重异响(II)类减振器。

2.3 小波分析辨识法

各级异响减振器杆端振动加速度小波能量特征分析, 如表3所示。

表3 小波特征能量

异响等级	小波特征能量值 / (m/s ²) ²
严重异响 (I)	15.36
较严重异响 (II)	2.04
轻微异响 (III)	2.71
无异响 (IV)	2.78

通过分析表3发现:

- (1) 严重异响(I)的能量峰值远大于其余各级异响;
- (2) 较严重异响(II)的能量峰值低于轻微异响(III)与无异响(IV);
- (3) 轻微异响(III)的能量峰值与无异响(IV)的能量峰值相比, 差别甚小。

综上所述, 小波分析可用于区分严重异响与其余异响类减振器, 即能量峰值越大、能量分布越密集, 减振器越容易发生异响; 但是对于较严重异响、轻微异响和

无异响的区分存在一定的误差, 即能量峰值小, 能量分布分散, 减振器也可能产生异响, 因此该方法存在一定局限性。

2.4 基于时域信号的改进鉴别方法

通过前面的研究, 各级异响的杆端加速度时域信号可以得到如下结论:

(1) 严重异响(I)峰谷差值大于其余各级异响之间的峰谷差值, 轻微异响峰谷差值大于无异响的峰谷差值, 即若要不异响, 则首先需要满足峰谷差值应该小于某一合适值, 即

$$\Delta f = |f_3| + |f_4| < f_{max} \quad (3)$$

(2) 较严重异响(II)峰谷差值小于其余各级异响的峰谷差值, 但是其正向峰值衰减率远小于其余各级异响峰值衰减率, 因此无异响减振器的峰值衰减率应满足大于某一合适的数值, 即

$$f_4/f_1 > f_p \quad (4)$$

(3) 轻微异响(III)与无异响(IV), 其两次换向的峰值之间关系为: 其中一次换向峰值的波峰值、波谷值均大于另一次换向, 即

$$f_4 > f_6, f_3 > f_2 \quad (5)$$

(4) 同时减振器由于自身的结构特征, 其在换向时必然会出现振动, 若这种振动过大会导致峰谷差值过大, 振动过小, 使得减振器与车身接近于刚性连接, 也有可能产生异响, 因此换向振动的加速度应该存在一个合适范围, 即

$$f_2 \in C_1, f_3 \in C_2, f_4 \in C_3, f_6 \in C_4 \quad (6)$$

式中, C_1, C_2, C_3, C_4 为各换向峰值的取值范围。

(5) 通过对空程异响的研究, 发现, 若产生空程异响, 减振器会出现空程距离, 其换向峰值会滞后于无异响减振器换向峰值, 因此无异响减振器换向峰值出现的时间应满足一定条件, 即

$$t \in C_5 \quad (7)$$

式中, C_5 为换向峰值出现的时刻。

3 杆端振动加速度时域信号方法的应用

3.1 数值特征的确定

通过以上分析, 发现利用杆端振动加速度时域信号

对于减振器异响进行判别的关键因素在于合理确定其时域信号的数值特征。同时,减振器异响本身是一个概率问题,通常设计规范的减振器其异响比例小于5%,因此为了对上述值进行合理的设定,对研究的减振器取1000支样本按相应的异响台架试验。其次统计无异响减振器杆端振动加速度的状态。

若直接用无异响减振器的杆端振动加速度的最小值进行限定,这无疑会增加减振器制造成本,为了合理地设定减振器杆端振动加速度指标,取了不同异响程度的减振器各10支,收集其杆端振动加速度的指标,将最小值到平均值各项集合作为区域1,平均值到最大值各项集合作为区域2,最大值以外各项集合作为区域3,在此基础上统计杆端振动加速度落入不同区域的概率如表4所示。

表4 不同异响程度杆端振动加速度区域概率

异响程度	区域1 概率	区域2 概率	区域3 概率
轻微异响	0	10%	90%
较严重异响	0	0	100%
严重异响	0	0	100%

通过对分析表4可以发现,区域1完全不会产生异响,因此,可以将平均值设定为减振器杆端振动加速度的极限指标。

3.2 异响鉴别系统的设计

结合 Lab VIEW 与 Matlab 进行异响鉴别系统的设计,前者用于对减振器杆端振动加速度进行实时采集,后者则是为实现鉴别提供相关函数。其主要思路在于前者通过采集减振器杆端振动加速度信号,同时对于不同工况进行识别,并将已识别的信号通过两个软件接口传递给 Matlab,借助其功能函数完成相应的信号分析与处理。

3.3 实证分析

选取20支无异响件与4支异响件,分别通过主观评价与软件系统判定其是否产生异响,是记录为1,否记录为0,结果如表5所示。

表5 主观测试与软件测试结果比较

编号	主观评价	软件测试	编号	主观评价	软件测试
1	0	0	13	1	1
2	0	0	14	0	0
3	0	0	15	1	1
4	0	0	16	0	0
5	0	0	17	1	1
6	0	0	18	1	1
7	0	0	19	0	0
8	0	0	20	0	0
9	0	0	21	0	0
10	0	0	22	0	0
11	0	0	23	0	0
12	0	0	24	0	0

分析表5可以发现,主观评价与软件测试结果较为一致,说明了设计方法的有效性与合理性。

4 结语

(1) 减振器异响台架试验与整车道路试验具有很好的相关性,可利用台架试验进行减振器异响的鉴别。

(2) 时域峰谷差值法、计算频域段 RMS 值法、小波能量分析法都能进行减振器鉴别,但均存在一定不足。

(3) 提出了无异响状态下,时域信号应满足的条件,并设计相关的异响甄别系统指导异响鉴别的同时可以进行抗异响设计。

参考文献:

- [1] 王祥,田雪,王宏伟,等.双筒式液力减振器异响试验研究[J].汽车实用技术,2016(01):128-130.
- [2] 宋晓文.某微型客车后悬架液力减振器异响故障研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2018.
- [3] 孙晓帮,闫丹丹,陈双,等.汽车悬架减振器换向冲击与异响的试验研究[J].机械设计与制造,2020(02):65-67.