

文章编号:1000-582X(2005)04-0010-04

车辆液力减振器异常噪声鉴别方法*

舒红宇,王立勇,岑伊万

(重庆大学机械工程学院,重庆 400030)

摘要:对车辆液力双筒减振器的工作原理和异常噪声检测方法进行了分析,在大量试验数据和信号特征分析的基础上,提出了液力双筒减振器异常噪声的时域波形衰减量鉴别方法,经对大量的车辆液力双筒后减振器异常噪声的实际验证,鉴别成功率达到 98.5% 以上,能够满足一般工业企业产品质量控制方面的检测要求。还对减振器异常噪声产生的原因进行了理论和仿真分析,对时域波形衰减量鉴别方法进行了较深入的理论解释,得出了有实价值的结论。

关键词:减振器;异常噪声;检测;仿真

中图分类号:U463.335.1

文献标识码:A

液力筒式减振器是现代车辆中广泛使用的重要零部件,其性能好坏直接影响着汽车的舒适性和平顺性。液力减振器的结构决定了它在实际的伸张压缩循环工作过程中,内部必然会产生冲击振动,进而产生噪声。较为严重的振动和噪声将影响减振器性能的发挥,有时甚至人耳都能明显听到这种噪声,该噪声常称为减振器异常噪声。

近年来,随着对汽车上一些主要噪声源的较好控制和减振器厂家生产规模的不断扩大,在实际生产和用户使用过程中,存在的不少问题开始逐渐暴露出来。主要的故障模式有漏油、不减振、异常噪声等,而用户反映异常噪声的比例约占 50%~60%。由于减振器异常噪声问题的复杂性,目前对其发生的机理还没有明确的解释,同时某一个减振器是否存在异常噪声,常常因人而异,判断模糊。因此,探讨减振器异常噪声的鉴别方法就具有很强的现实意义。

对于减振器异常噪声,国内外学者都对该问题进行了一定研究,并且发现异常噪声必定与减振器活塞在伸张和压缩行程切换处附近受到某种间断性的冲击有关^[1]。日本学者在文献^[2-3]中通过应变片检测减振器活塞上阀片的应力变化和利用 CFD(计算流体动力

学)研究了阀片与活塞的粘附作用的影响。国内学者在文献^[4]中分析了减振器外特性畸变引起的空程性冲击,在文献^[5]中通过实车道路和室内台架试验,分析了减振器噪声的影响因素,在文献^[6]中基于阀片变形和流量计算对减振器提出了一种非参数化数学模型等。但目前还没有明确这些冲击的具体过程以及如何产生活塞杆头的特殊的振动加速度波形的。

1 工作原理分析

液力筒式减振器的工作原理如下图所示:

如图 1 所示,左图为双筒液力减振器伸张行程示

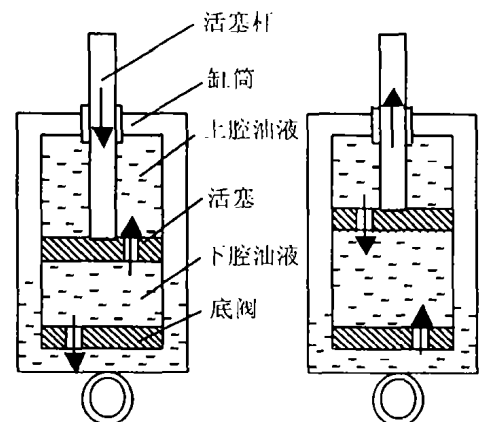


图 1 压缩、伸张行程示意图

* 收稿日期:2004-11-20

基金项目:重庆大学机械传动国家重点实验室访问者基金资助(200244)

作者简介:舒红宇(1963-),男,重庆璧山人,重庆大学副教授,博士,主要从事车辆动力学,汽车电子控制技术领域研究

意图,右图为压缩行程示意图。当活塞杆相对减振器缸筒向上运动时,活塞上腔油液压强升高,活塞下腔油液压强降低,这样,活塞上下压力差的存在使得伸张阀打开,油液得以从上腔流向下腔,同时,和伸出减振器的活塞杆体积大小一样的油液通过补偿阀从储油腔流入活塞下腔。同样道理,当活塞杆相对缸筒向下运动时,活塞下腔油液压强升高,油液将分别通过流通阀和压缩阀流入活塞上腔和储油腔。活塞上腔和下腔横截面积的不同以及压力差的变化是使得减振器产生大小不同阻尼力的主要原因。

2 减振器异常噪声试验设备和检测方法

减振器噪声作为车辆的部件噪声,常常淹没在发动机等较大的车辆背景噪声源之中,因此采用通常的直接测试法很难有效地准确测量。若在工厂室内的台架试验中,采用直接测试法势必需要隔声室等昂贵的投资。国内外研究表明:减振器噪声是由于伸张压缩循环工作过程中,内部产生的对减振器活塞的冲击振动引起的,因而只要检测到其活塞杆头的振动大小就能检测出减振器噪声,进而完成定量评价。减振器台架试验示意图如下所示:

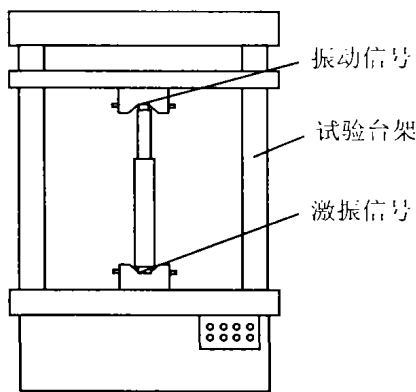


图 2 减振台架试验示意图

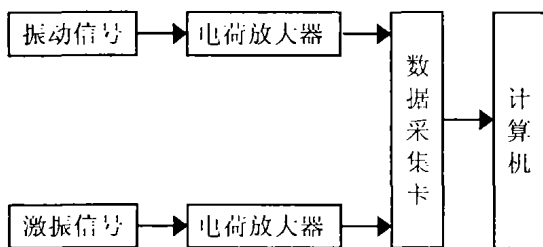


图 3 振动信号采集流程图

振动信号采集和处理流程如图 3 所示,减振器活塞杆头的振动信号 1 和激振信号 2 经加速度传感器采

集后,通过电荷放大器进行放大滤波,然后传给 A/D 数据采集卡,将其转化为为离散的数字信号,传给计算机进行分析处理,下图所示是本文作者针对减振器噪声的检测要求和数据处理特点开发出的一种专门的 SANTS-I 型测试分析仪。

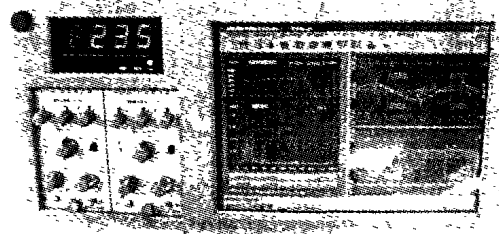


图 4 减振器噪声测试分析仪

3 减振器异常噪声鉴别方法

作者开发出的减振器噪声测试分析仪,针对数千只车辆液力减振器的噪声问题进行了大量实验和数据处理。实验中发现对于正常减振器和异常噪声减振器,在往复加振的实验台上其活塞杆头的振动加速度时域波形存在明显差异,如图 5 所示,为 CH6350 车辆双筒液力后减振器的被分别判定为正常和异常噪声两种减振器的活塞杆头振动加速度时域衰减波形,其中图 (a) 为正常减振器加速度时域衰减波形,下图 (b) 为异常噪声减振器加速度时域衰减波形。

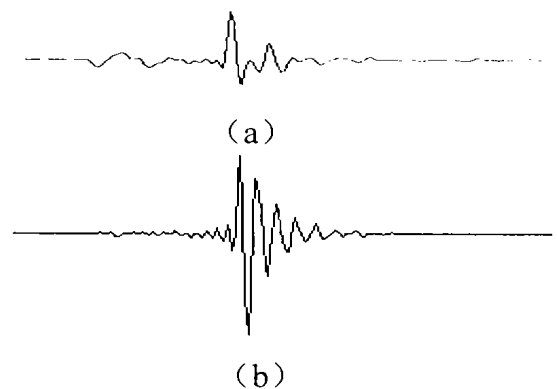


图 5 正常与异常噪声时域信号衰减波形

从图中可以看出,正常减振器和异常噪声减振器活塞杆头振动加速度时域波形的衰减量明显不同,前者大于后者,因此,可以用下面的公式来表征减振器加速度时域波形的衰减量 ϕ :

$$\Phi = (a_{\max} + a_{\min}) / a_{\max} \times 100\% \quad (1)$$

式中, a_{\max} 和 a_{\min} 分别为活塞杆头相邻的加速度峰值, 大量试验统计分析后, 发现正常减振器的衰减量计算量基本上都在 20% 以上, 而异常噪声减振器的衰减量基本为负值, 如图 6 所示, 其中 H 代表经实车测试确认的正常减振器, Y 代表整车厂家退回的有异常噪声的减振器。由衰减量计算公式, 通过设定正常和异常噪声减振器的衰减量大小范围, 可以很容易地实现异常噪声减振器的鉴别。

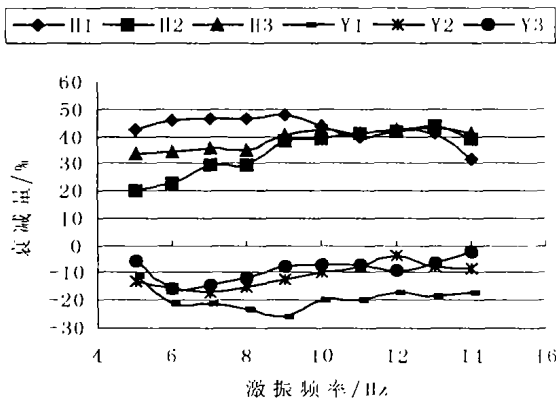


图 6 减振器衰减量测试结果

经减振器厂家实际验证, 采用衰减量评价法对 CH6350 后减振器进行异常噪声检测的准确率可以达到 98.5% 以上, 基本能够满足实际生产中的产品检测的要求。该方法的采用, 大大减轻了厂家对减振器异常噪声判定的工作量, 提高了工作效率。

4 异常噪声原因的仿真分析

对于筒式液力减振器, 受其内部结构影响势必存在在工作行程中对活塞的冲击, 该冲击的进一步传递将产生异常噪声。液力减振器活塞运动到上止点或下止点附近时, 在伸张行程与压缩行程的相互切换过程中, 活塞与油液之间必定会发生撞击, 撞击程度跟间隙量大小有重要关系。正常减振器的间隙量非常小, 当碰撞发生后, 造成的空气间隙能够迅速得以补充, 活塞马上在油液中进行衰减振动, 从而使得在第一个下峰值处加速度波形得以迅速衰减, 如图 5 中图(a) 所示。对于异常噪声减振器, 由于碰撞间隙较大, 碰撞比较剧烈, 并且在碰撞发生之后, 空气间隙不能迅速得到补充, 使得减振器活塞杆发生如图 5 中图(b) 所示的自由衰减振动。为了验证减振器异常噪声的发生原因, 可以通过建立数学模型进行仿真计算。

由于固液碰撞过程极为复杂, 为便于计算仿真, 本文只考虑仅有一次碰撞情形, 并将活塞与下腔油液之间的间隙空间简化为充满理想气体的空间并被快速压缩来模拟处理, 仿真数学模型如下:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_c = (\dot{X}_r - \dot{x})f_d + P_0S\left(\frac{\Delta_0}{\Delta} - 1\right) \quad (2)$$

$$\Delta = \Delta_0 + (x - x_0) + (x_{r0} - x_r)$$

式中, m 为活塞质量; x 为活塞位移; k 为减振器橡胶弹簧刚度; c 为橡胶阻尼系数。减振器活塞所受到的可变阻尼力等效成阻尼器件产生的阻尼力 F_c , f_d 为活塞与缸筒间的滑动摩擦力, S 为活塞截面积, Δ_0 , Δ 为活塞与下腔油液间的初始间隙和 t 时刻间隙, x_{r0} , x_0 为刚进入此阶段时缸筒和活塞的初始位移。

活塞与油液之间的间隙大小通过试验测得, 其取值范围一般在 0.1 ~ 1 mm 之间, 因为作用在活塞杆上的激振力与流过活塞的油液流速和活塞上下腔的压力差有关, 因此可以将其表示为二者的线性组合。

基于上述力学分析和建立的数学模型, 用 MATLAB 软件进行了仿真计算, 计算基本参数如表 1 所示。

表 1 液力减振器异常噪声计算仿真参数

加振频率	f	10	Hz
加振振幅	A	5	mm
活塞质量	m	1.2	Kg
橡胶衬套刚度	k	1 250	N/mm
橡胶衬套阻尼	c	120	N · s/m
内部压强	P_0	1.1×10^5	N/m ²
活塞横截面积	S	7.065×10^{-4}	m ²

仿真计算结果如图 7 所示, 其中图 a 为基于 0.2 mm 空气碰撞间隙下的加速度时域波形, 图 b 为基于 0.9 mm 空气碰撞间隙下的加速度时域波形。从图中可以清楚看出, 当空气间隙量较小时, 减振器活塞杆加速度时域波形峰值较小, 衰减较快; 当间隙量较大时, 加速度峰值较大, 衰减很慢。从而可以得出, 仿真结果跟试验测试结果一致, 在一定程度上验证了减振器异常噪声原因分析和鉴别方法的正确性。

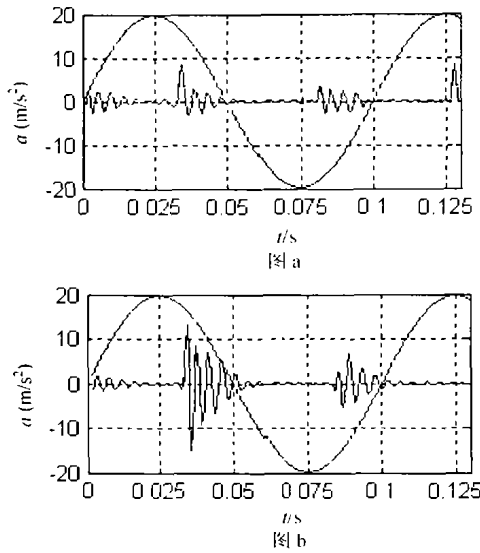


图7 仿真计算结果

5 结论

液力双筒后减振器活塞与油液间的间隙碰撞造成了减振器活塞杆加速度时域波形的衰减量变化, 利用

衰减量检测法可以有效地鉴别出异常噪声减振器, 减小减振器活塞与油液间的空气碰撞间隙可以有效地降低减振器异常噪声的发生。

参考文献:

- [1] BESINGER F. H, CEBON D, COJE D J. Damper Monels for Heavy Vehicle - Ride Dynamics[J]. Vehicle System Dynamics, 1995, (24):35-64.
- [2] 森永洋史, 久保田正人, 久米英明. ショック アブソーバ異音・コトコト音発生メカニズム解析[J]. TOYOTA Technical Review, 1997, 47(1):96-101.
- [3] 山浦保和, 守屋胜之. 車輛用緩衝器の異音解析[J]. 自動車技術, 1989, 43(4):119-125.
- [4] 俞德孚, 马国新. 悬架液压减振器外特性畸变及其主要噪声源[J]. 车辆与动力技术, 2002, (2):6-11.
- [5] 张立军, 余卓平. 减振器异常噪声的试验研究与分析[J]. 振动与冲击, 2002, 21(1):33-38.
- [6] 张峻青, 金达锋. 双筒减振器非线性数学模型的研究[J]. 工程机械, 2002, 11(4):16-18.

Abnormal Noise Test Method of Vehicle Hydraulic Shock Absorber

SHU Hong-yu, WANG Li-yong, CEN Yi-wan

(mechanical engineering college chongqing university 400030)

Abstract: The work principle and abnormal noise test method of hind vehicle hydraulic shock absorber are analyzed, Based on experiment data and signal character analyse, a test method is found to distinguish the abnormal noise of rear hydraulic shock absorber. Practical validates that the reliability rate of this test method can be over 98 percents, and it can be satisfied with the request of the factory. At last, the reason of abnormal noise is analyzed and simulated, the reason of different signal attenuation is explained, and the research conclusion is educed.

Key words: shock absorber; abnormal noise; test; simulation

(编辑 成孝义)