

悬置动力总成合成质心加速度载荷谱测试及分析

张晓辉^{1,2}, 丁保安^{1,2}, 曾超^{1,2}, 王景新^{1,2}, 刘伦伦^{1,2}, 段良坤^{1,2}

1. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061; 2. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061

摘要:为快速准确地开发发动机动力总成悬置系统,以发动机4点悬置布置方式为例,对原地怠速、原地升速、路试一档急加速、路试二挡急加速4种常见工况进行加速度时域、频域及300 Hz滤波分析,并与动力总成合成质心加速度道路载荷谱计算结果对比。结果表明:质心加速度受低频影响较大,不同悬置方式平均载荷比约为40%,该方法可有效用于采集发动机质心加速度,对发动机信号采样、滤波及有限元载荷的提取分析有一定的参考意义。

关键词:悬置;动力总成;合成质心;加速度载荷谱

中图分类号:TK422

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2022)04-0087-05

引用格式:张晓辉,丁保安,曾超,等.悬置动力总成合成质心加速度载荷谱测试及分析[J].内燃机与动力装置,2022,39(4):87-91.

ZHANG Xiaohui, DING Baoan, ZENG Chao, et al. Test and analysis on acceleration load spectrum of synthetic centroid for mounting powertrain [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2022, 39(4):87-91.

0 引言

车辆动力总成受力复杂,载荷受车辆速度、发动机转矩、动力总成质量、路面情况等多种因素影响,无法精确计算。目前动力总成悬置开发主要采用道路载荷谱采集^[1],通过该车实际使用的公共道路或者试验场道路试验获取行驶中的载荷信息^[2]。动力总成质心加速度道路载荷谱(以下简称“质心加速度载荷”)是道路载荷谱采集的一种方式,可为整车开发过程提供重要基础数据,由于无法在质心位置布置传感器^[3],只能采用仿真获得质心加速度载荷。仿真方法可以快速准确地计算质心加速度载荷,并通过后期数据积累提前预估动力总成质心加速度,为动力总成悬置系统设计提供数据支持。

1 质心加速度载荷计算

1.1 悬置点数布置

不同动力总成悬置系统的布置方式、悬置点的数量和位置对整车噪声、振动与声振粗糙度(noise vibration harshness, NVH)性能具有重要影响^[4]。随着动力总成质量不断增加,悬置点数逐渐增多,以柴油发动机为例,目前悬置点数布置主要以3、4、5、6点为主,如图1所示。

图1a)中2个点位于发动机前悬位置,1个点位于变速箱吊挂位置;图1b)中2个点位于发动机前悬位置,2个点位于发动机后悬位置;图1c)中2个点位于发动机前悬位置,2个点位于发动机后悬位置;1个点位于变速箱吊挂位置;图1d)中2个点位于发动机前悬位置,2个点位于发动机后悬位置,2个点位于

收稿日期:2022-03-21

基金项目:国家重点研发计划项目(2018YFB0106502)

第一作者简介:张晓辉(1986—),男,山东潍坊人,工学硕士,工程师,主要从事发动机NVH仿真及结构可靠性研究,E-mail:zhangxiaohui02@weichai.com。

于变速箱吊挂位置。

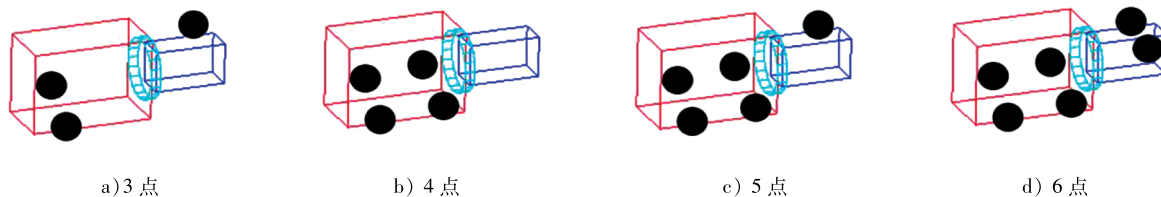


图1 动力总成悬置点数布置

1.2 计算过程

计算动力总成质心加速度。

1) 通过发动机质量、变速箱质量、发动机质心、变速箱质心合成动力总成质心坐标^[5], 公式为:

$$(m_1 + m_2) Z_i = m_1 Z_{1i} + m_2 Z_{2i}, i = x, y, z, \quad (1)$$

式中: m_1 为发动机质量, kg; m_2 为变速箱质量, kg; Z_i 为动力总成质心坐标, Z_{1i} 为发动机质心坐标, Z_{2i} 为变速箱质心坐标。

2) 在动力总成质心坐标系下对悬置位置进行坐标换算^[6], 通常前后悬置位置坐标以飞轮壳后端面为原点, 需转换为以动力总成质心为原点的坐标系, 任意选取 3 个悬置点, 转换后坐标为 (x_i, y_i, z_i) , 其中 $i = 1, 2, 3$ 。转换矩阵

$$B = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_1 & -y_1 \\ 0 & 1 & 0 & -z_1 & 0 & x_1 \\ 0 & 0 & 1 & y_2 & -x_2 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & z_2 & -y_2 \\ 0 & 1 & 0 & -z_2 & 0 & x_2 \\ 0 & 0 & 1 & y_2 & -x_2 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & z_3 & -y_3 \\ 0 & 1 & 0 & -z_3 & 0 & x_3 \\ 0 & 0 & 1 & y_3 & -x_3 & 0 \end{bmatrix}。$$

3) 任选测量得到的 3 点悬置处的 3 个方向加速度载荷矩阵

$$A_p = [a_{1x} \ a_{1y} \ a_{1z} \ a_{2x} \ a_{2y} \ a_{2z} \ a_{3x} \ a_{3y} \ a_{3z}]^T。$$

4) 基于刚体运动质心加速度合成定理 $B \cdot A_e = A_p$ ^[7-9], 求得动力总成质心加速度矩阵

$$A_e = (B^T \cdot B)^{-1} \cdot B^T \cdot A_p。 \quad (2)$$

5) 对 $B \cdot A_e = A_p$ 进行逆运算, 可求出其他悬置点的加速度。

2 质心加速度载荷对比分析

2.1 质心加速度载荷分析

选定 4 款不同动力总成悬置布置的车辆, 如图 2 所示, 分别为轻型载货车、重型载货车、水泥搅拌车及客车, 对应的悬置点为 3、4、5、6, 对不同布置点的质心加速度载荷进行试验对比。



图2 不同动力总成悬置布置点测试车

以4点悬置重型载货车为例,采样频率为2048 Hz,测试发动机原地怠速、原地升速、路试一档急加速、路试二挡急加速(分别记为工况1、工况2、工况3、工况4)4种常用工况下3个悬置点加速度时域曲线,如图3所示(图中 g 为自由落体加速度)。

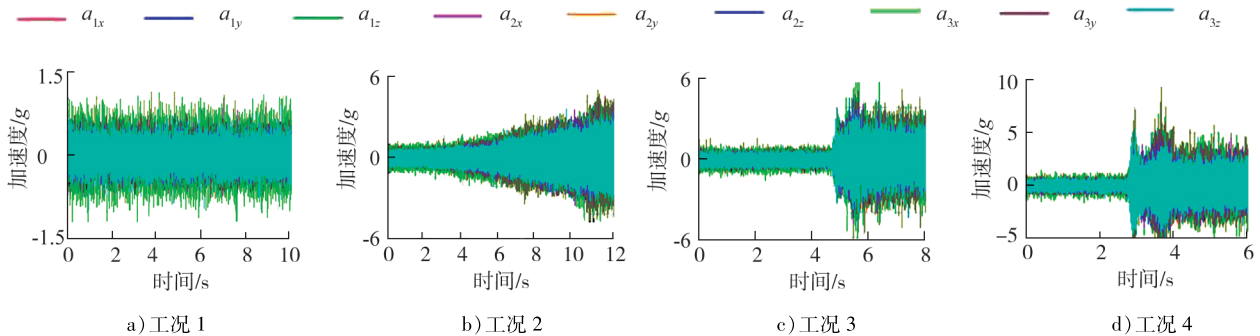


图3 重型载货车4种常用工况下悬置点加速度时域曲线

由图3可知,工况4加速度变化范围最大,工况1变化平稳且幅度最小。

对4种工况下加速度时域载荷统计,如表1所示。由表1可知:4种工况最大加速度依次为工况4、3、2、1,工况4最大加速度与有效加速度的差最大。

采样频率为2048 Hz,选用低通滤波1024 Hz,4种工况3个悬置点加速度频域分析如图4所示。

表1 4种工况加速度时域载荷统计

工况	最大加速度/ g	有效加速度/ g
1	1.2	0.2
2	5.2	0.5
3	6.5	1.3
4	9.4	1.4

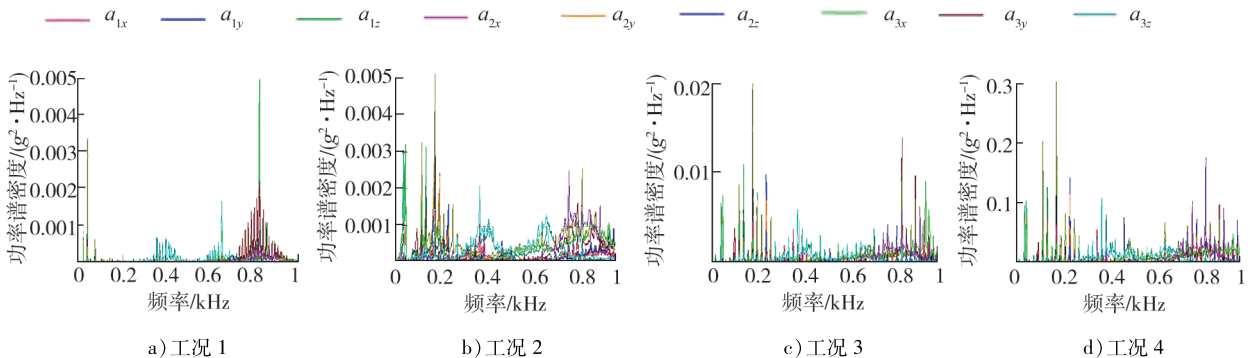


图4 重型载货车4种工况下悬置点加速度频域分析图

由图4可知:工况1在0.8 kHz能量最大,其他3种工况最大能量在0.3 kHz以下。工况1在车辆实际工作中占比较小,将4种工况均以0.3 kHz进行低通滤波,滤波前、后最大加速度如表2所示。

由表2可知,滤波后4种工况加速度大幅下降,工况4降幅最大,由9.4 g 下降至3.3 g 。

2.2 动力总成合成质心加速度分析

以4点悬置重型载货车为例,发动机质量 $m_1 = 582$ kg,变速箱质量 $m_2 = 197$ kg,发动机质心 Z_{1i} 坐标为(510.2, 10.6, 197.2),变速箱质心 Z_{2i} 坐标为(-324.5, -39.0, 24.7),前悬置位置坐标为(681.0, ± 345.0 , 73.0),后悬置位置坐标为(59.5, ± 326.0 , 172.0),利用式(1)计算得到动力总成质心坐标为(299.1, -1.9, 153.6)(以上坐标单位均为mm)。

表2 各工况滤波前、后最大加速度

工况	未滤波最大加速度/ g	300 Hz 滤波最大加速度/ g
1	1.2	0.4
2	5.2	2.7
3	6.5	2.8
4	9.4	3.3

将前、后悬置位置坐标转换为以动力总成质心为原点的坐标系位置坐标,前悬置坐标为(0.382 m, ±0.345 m, -0.081 m),后悬置坐标为(-0.240 m, ±0.326 m, 0.018 m),写成转换矩阵

$$B=\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -0.081 & 0.345 \\ 0 & 1 & 0 & -0.081 & 0 & 0.382 \\ 0 & 0 & 1 & -0.345 & -0.382 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -0.081 & -0.345 \\ 0 & 1 & 0 & 0.081 & 0 & 0.382 \\ 0 & 0 & 1 & 0.345 & -0.382 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0.018 & 0.326 \\ 0 & 1 & 0 & -0.018 & 0 & -0.240 \\ 0 & 0 & 1 & -0.326 & 0.240 & 0 \end{bmatrix}。$$

根据式(2),编写程序,进行质心加速度矩阵求解。计算 4 种工况下合成质心加速度曲线如图 5 所示。

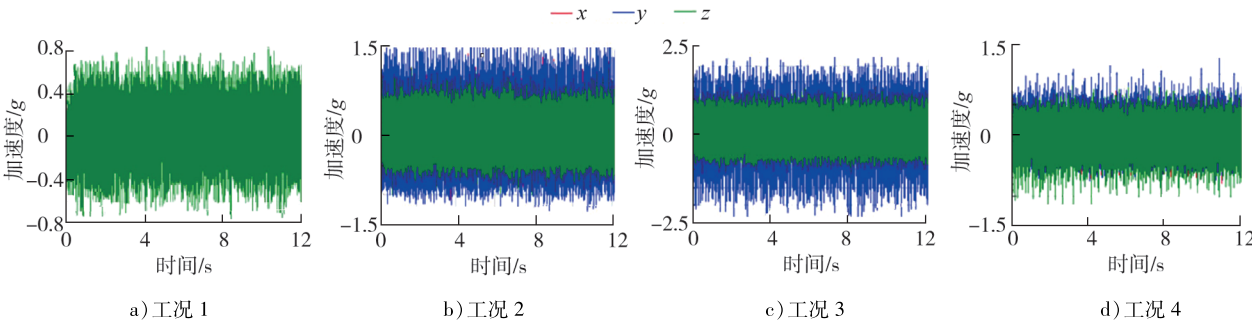


图 5 重型载货车 4 种工况下质心加速度合成曲线图

载荷比

$$k=\frac{a}{a'}\cdot 100\%$$

式中: a 为最大合成质心加速度, a' 为最大悬置加速度。载荷比可有效估算合成质心加速度,以工况 4 为例,针对 4 种车型,测试悬置最大加速度、有效加速度、300 Hz 滤波加速度,对比结果如表 3 所示。

由表 3 可知:4 种机型最大悬置加速度分别为 5.27、1.28、5.85、3.35g,超过 3g,不可直接用于有限元边界^[10-11]计算;4 种机型计算最大合成质心加速度分别为 1.78、0.82、2.43、1.29g,明显小于最大悬置加速度;300 Hz 滤波后,悬置加速度变化较大,说明质心加速度受低频影响大;由载荷比可知,4 点悬置达 60%,说明 4 点约束载荷分布均匀,3 点悬置属于欠约束,5、6 点属于过约束,综合考虑 3、4、5、6 点 4 种悬置,平均载荷比约为 40%。

表 3 悬置加速度与合成质心加速度对比

悬置点	悬置加速度/g			最大合成 质心加速度/g	载荷比/%
	最大	有效	300 Hz 滤波		
3	5.27	1.00	1.49	1.78	33.78
4	1.28	0.25	0.58	0.82	64.06
5	5.85	1.33	0.97	2.43	41.54
6	3.35	0.71	0.62	1.29	38.51

3 结语

- 1)悬置加速度过大,不可直接用于有限元边界计算。
- 2)质心加速度受 300 Hz 以下频率影响较大,建议采用 300 Hz 低通滤波后使用。
- 3)发动机常用的 3、4、5、6 点悬置布置方式下的平均载荷比约为 40%。

参考文献:

- [1] 梅英豪, 阎礁. 动力总成悬置道路载荷谱采集与分析[J]. 上海汽车, 2015(11): 7-11.
- [2] 杨建国, 邓小强, 胡浩炬, 等. 基于惯性力的动力总成悬置载荷谱解算方法研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2020, 58(6): 70-75.
- [3] 李鸿钧, 郑松林, 冯金芝. 基于加速度信号的悬置螺栓疲劳寿命研究[J]. 机械强度, 2018, 40(1): 189-194.
- [4] 许立峰. 汽车动力总成悬置系统 NVH 性能优化与试验验证[D]. 北京: 北京林业大学, 2009.
- [5] 高云凯, 钟大伟, 方剑光. 车身载荷位移反求法中道路行驶载荷的采集及处理[J]. 汽车技术, 2012(9): 34-39.
- [6] 赵强, 霍福祥, 杨立峰, 等. 发动机悬置支架多轴加载道路模拟试验方法研究[J]. 汽车文摘, 2020(1): 36-40.
- [7] 王健. 发动机悬置载荷测量的研究[D]. 沈阳: 沈阳理工大学, 2017.
- [8] 徐中明, 马坤, 汪先国, 等. 发动机振动评价研究[J]. 机械设计, 2014, 31(3): 90-94.
- [9] 宫振兴, 苏少博, 任爽. 动力总成质心及惯量合成原理研究[J]. 汽车实用技术, 2018(15): 190-192.
- [10] 黄茁, 张林波, 瞿元. 基于蒙特卡罗方法的动力总成质心加速度间接测量误差分析[J]. 化工管理, 2015(23): 131-134.
- [11] YANG X B. Powertrain mount loads prediction and sensitivity analyses[C]//SAE 2004 World Congress. Detroit, USA: SAE International, 2004.

Test and analysis on acceleration load spectrum of synthetic centroid for mounting powertrain

ZHANG Xiaohui^{1,2}, DING Baoan^{1,2}, ZENG Chao^{1,2}, WANG Jingxin^{1,2}
LIU Lunlun^{1,2}, DUAN Liangkun^{1,2}

1. State Key Laboratory of Engine Reliability, Weifang 261061, China;

2. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

Abstract: In order to develop the engine powertrain mounting system quickly and accurately, taking the 4-point mounting arrangement of the engine as an example, four common types, idling, acceleration on the spot, rapid acceleration in the first gear on the road test, and rapid acceleration in the second gear are investigated on the road test. The acceleration time domain, frequency domain and 300 Hz filtering analysis are carried out under the above conditions, and compared with the calculation results of the road load spectrum on the center mass acceleration of the powertrain. The results show that the centroid acceleration is greatly affected by low frequency, and the average load ratio of different mounting methods is about 40%. This method can be effectively used to collect the engine centroid acceleration, and has a certain reference for engine signal sampling, filtering and finite element load extraction and analysis.

Keywords: mounting; powertrain; synthetic centroid; acceleration load spectrum

(责任编辑: 郎伟锋)