

基于路谱的随机振动耐久试验研究

段凯欣, 胡玉倩, 刘瑜瑾, 张凯

(北京福田戴姆勒汽车有限公司, 北京 101400)

摘要: **目的** 将多轴耐久转化为单轴耐久分析产品耐久性, 大幅度降低开发成本和周期。**方法** 采用时域信号转化疲劳损伤谱, 进一步转化功率谱密度, 通过最大冲击响应谱控制路谱频域下极大值的方法生成台架试验条件。由于文中结合排气管开发进行认证, 因此加入旋转构件造成的激励振源和阶次分析方法, 并且形成了发动机激励和路面激励合成的台架试验谱。**结果** 该排气管振动耐久试验结果合格, 市场及试验场并无开裂现象。**结论** 实现了加速试验效果, 缩短了试验周期, 降低了验证成本。

关键词: 道路模拟试验; 疲劳耐久; 雨流计数; 杜哈梅积分; 疲劳损伤谱; 冲击响应谱; 危险截面; Colormap

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2020.10.014

中图分类号: U270.1

文献标识码: A

文章编号: 1672-9242(2020)10-0088-06

Random Vibration Durability Test Based on Road Spectrum

DUAN Kai-xin, HU Yu-qian, LIU Yu-jin, ZHANG Kai

(Beijing Foton Daimler Automobile Co., Ltd, Beijing 101400, China)

ABSTRACT: The work aims to transform the multiaxial durability into uniaxial durability and analyze the product durability to greatly reduce the development cost and cycle. The fatigue damage spectrum was transformed by the time domain signal and then the power spectrum density was further transformed. The bench test conditions were generated by controlling the maximum value of the road spectrum in frequency domain by the maximum shock response spectrum. In view of the development and certification of exhaust pipe, the analysis method for excitation source and order caused by rotating components was added, and the bench test spectrum of engine excitation and road excitation was formed. The vibration durability test results of the exhaust pipe were qualified, and there was no crack in the market and test site. The accelerated test effect is realized, the test cycle is shortened and the verification cost is reduced.

KEY WORDS: road simulation test; fatigue and durability; rain-flow counting; Duhamel's integral; fatigue damage spectrum (FDS); shock response spectrum (SRS); critical plane; Colormap

结合北京福田戴姆勒汽车有限公司发动机排气管新产品开发项目, 进行整车级道路模拟试验的研究, 提出整体解决方案。围绕台架关联试验场坏路, 基于累积损伤模型、雨流计数法和危险截面损伤分

析、色谱分析、疲劳损伤谱分析、冲击响应谱分析展开研究, 通过道路载荷谱的采集、预处理、色谱分析、危险点危险截面分析、道路冲击响应谱、疲劳损伤谱和台架冲击响应谱、疲劳损伤谱对比分析, 最终使产

收稿日期: 2019-08-01; 修订日期: 2019-12-12

Received: 2019-08-01; Revised: 2019-12-12

基金项目: 福田戴姆勒技项目管理计字[2018]第 184 号

Fund: Foton Daimler Technology Projection Management No. 184

作者简介: 段凯欣 (1989—), 男, 工程师, 主要研究方向为可靠性、耐久性试验。

Biography: DUAN Kai-xin (1989—), Male, Engineer, Research focus: road simulation acceleration test.

品在台架试验危险点和危险截面的位置、角度、损伤与道路试验保持一致,达到合理验证产品耐久性的目的。主要解决了多轴疲劳无法转化单轴疲劳、发动机振动激励和路面振动激励同时复现困难、路谱时序信号加载成本高周期长、正弦振动信号频率无法和道路载荷信号关联等疑难问题。建立了车辆道路时序信号与模拟试验台架加载谱的相关性转化映射关系,执行了基于电磁振动试验台的单轴耐久试验,并形成多轴耐久转化为单轴耐久试验的分析方法。

1 随机振动耐久试验理论

1.1 适用范围

该试验方法多用于考核汽车电子电器产品耐久性。

1.2 位移响应谱

将路谱信号按照特征路段截开,保证每段信号是宽带平稳随机过程。将 n 自由度系统转化为 n 个单自由度 (SDOF) 系统,如图 1 所示。利用杜哈梅积分公式,将加速度激励信号转化为 n 个单自由度系统相对位移冲击响应信号。

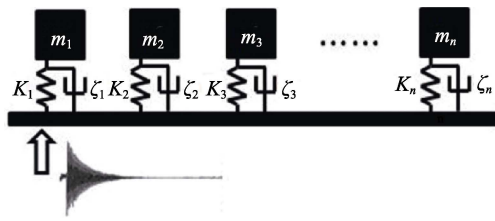


图 1 n 个单自由度 (SDOF) 系统
Fig.1 n SDOF systems

受随时间变化的外载 $F(t)$ 和黏性阻尼作用下的线性单自由度 (SDOF) 系统的运动方程是一个二阶常微分方程。

$$F(t) = m \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + c \frac{dx(t)}{dt} + kx(t) \quad (1)$$

式中: m 为等效振子的质量; x 为系统振幅; t 为时间; c 为黏性阻尼系数; k 为系统刚度。

单位脉冲响应函数,如公式 (2) 所示:

$$h(t) = \frac{1}{m\omega_d} e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t) \quad (2)$$

式中: ω_d 为系统在当前存在的阻尼 c 作用下的实际振动圆频率, $\omega_d = \omega_0 \sqrt{1-\zeta^2}$; ω_n 为系统在无阻力状态下振动的固有圆频率; ζ 为系统的阻尼比,

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n}。$$

推广到任意时刻 τ 的单位脉冲响应函数,如公式 (3) 所示:

$$h(t-\tau) = \frac{1}{m\omega_d} e^{-\zeta\omega_n(t-\tau)} \sin(\omega_d(t-\tau)) \quad (3)$$

阻尼比在 0~1 之间的 n 个单自由度 (SDOF) 系统的位移响应 $x(t)$ 是时域信号 $a(t)$ 和推广到任意时刻 τ 的单位脉冲响应函数的卷积,即杜哈梅积分形式,如公式 (4) 所示。

$$x(t) = \frac{1}{m\omega_d} \int a(\tau) e^{-\zeta\omega_n(t-\tau)} \sin(\omega_d(t-\tau)) d\tau \quad (4)$$

通过公式可以计算线性系统以 $a(t)$ 为激励,在 ω_0 下产生冲击响应的相对位移时域信号。可以通过卷积在不同 ω_0 下的冲击响应谱,得到在不同 ω_0 下产生冲击响应的相对位移时域信号。

1.3 移除毛刺

分辨路谱中的异常波峰和波谷如图 2 所示,应将异常波峰、波谷移除^[1]。



图 2 毛刺移除
Fig.2 Burr removal

移除量按公式 (5) 计算^[2],计数 1 个毛刺的构成点数 N ,取 $3 \times 3 \times N$ 个点,计算其均值 u_1 。

$$u_1 = \frac{1}{9N} \sum_{i=1}^{9N} X_i \quad (5)$$

式中: X_i 为时域信号中以毛刺波峰或波谷为中心 $3 \times 3 \times N$ 个点的纵坐标。

取 $3 \times N$ 个点,求 $3 \times N$ 个点的偏移量均值 u_2 :

$$u_2 = \frac{1}{3N} \sum_{i=1}^{3N} (u_1 - X_i) \quad (6)$$

求移除量 G ,如公式 (7) 所示。

$$G^2 = \frac{1}{3N} \sum_{i=1}^{3N} (u_2 - (u_2 - X_i))^2 \quad (7)$$

1.4 移除奇异点

对于信号本身不连续的时域段和信号一阶导数不连续的时域段,需要移除。

1.5 漂移修正

对于零线明显上偏的情况,需要进行零线修正,将零线偏移至整段路谱均值处。

1.6 疲劳损伤谱 (FDS)

分析频带带宽通常为 5~2000 Hz 时,依据宽带、平稳、随机原则将路谱分段,每段需要卷积分析频率 ω_0 从 5~2000 Hz 的单位冲击响应信号,分别得到 1996 个时域信号。如图 3 所示,每段按上述步骤处理,每段分别得到 1996 个时域信号。

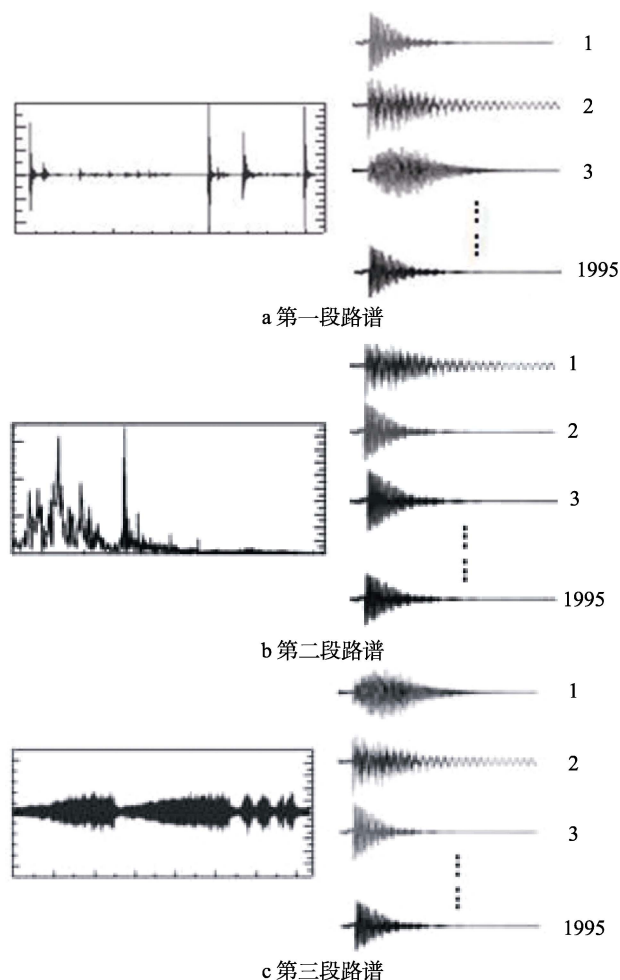


图 3 各态历经路谱卷积各个频段的路谱

Fig.3 Ergodicity road spectrum convolution integral in each frequency band: a) section I of road spectrum; b) section II of road spectrum; c) section III of road spectrum

将滤波后的时域信号分别进行雨流计数^[3], 先将时域信号纵坐标划分 bin, 以达到简化计数的目的。bin 的个数建议划分为 10 倍纵坐标最大值, 最高值建议设定为纵坐标最大值的 5%。划分 bin 处理路谱的方法如图 4 所示, 将采集点移至其所在 bin 区的中间, 然后仅依次连接最高点和最低点, 生成

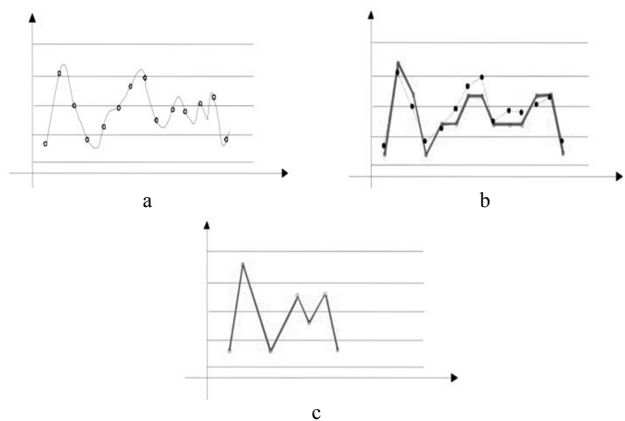


图 4 划分 bin 的简化算法

Fig.4 Simplified calculation method of dividing bin

新的时域信号。

以四点计数法为雨流计数的计数原则^[4], 通过古德曼等寿命曲线进行平均应力修正。当试样存在缺口或倒角时, 计算损伤时需要进行集中应力修正。应力集中系数 K_t ^[5] 是集中应力和名义应力的比值, 可以修正 S-N 曲线。

最后通过 Miner Rule^[6] 线性损伤模型来计算损伤值。

1.7 冲击响应谱 (SRS)

由于路谱按照宽带、平稳、随机原则将路谱分段, 每段按照杜哈梅积分处理后, 每段卷积分析频率 ω_0 从 5~2000 Hz 的单位冲击响应信号, 分别得到 1996 个时域信号。按照图 5 把 ω_0 作为频域信号的横坐标, 卷积相应 ω_0 后形成的时域信号的极大值作为频域信号纵坐标, 能形成该段激励信号产生的冲击响应谱。分别求出每段冲击响应谱, 每段冲击响应谱相同横坐标取最大值, 可以求得整段路谱的冲击响应谱。

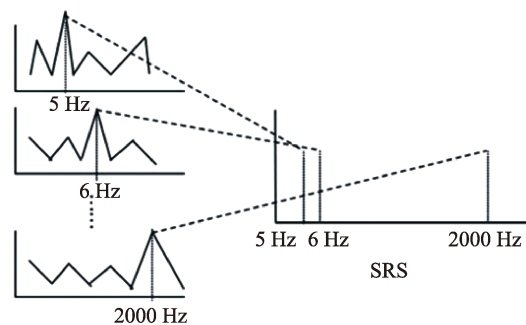


图 5 SRS 生成

Fig.5 SRS generation

1.8 冲击响应信号功率谱密度 (PSD)

通过公式建立 FDS、耐久试验时间 t 和功率谱密度 PSD 的关系。通过目标路谱的 FDS 确定目标损伤值, 设定耐久试验时间 t , 随机振动功率谱密度 PSD 将是唯一未知数。求解即可, 如公式 (8) 所示:

$$F(\omega_0) = \omega_0 \cdot t \cdot \frac{K^b}{C} \left[\frac{Q \cdot P(\omega_0)}{2(2\pi \cdot \omega_0)^3} \right]^{\frac{b}{2}} \cdot \Gamma\left(1 + \frac{b}{2}\right) \quad (8)$$

式中: $F(\omega_0)$ 为每段各态历经性时域信号卷积 ω_0 后得到的冲击响应谱通过四点法、miner 模型以及损伤修正方法计算出的损伤叠加值; t 为振动耐久试验时间; C 、 b 为 Basquin 方程参数 $C=N \cdot S^b$ 参数, (C 为疲劳耐久系数, N 为应力幅值 S 的循环次数, b 为疲劳耐久指数); K 为单自由度 (SDOF) 系统弹簧刚度系数; $P(\omega_0)$ 为频率 ω_0 对应的功率谱密度; Q 是动态幅值参数, $Q = \frac{1}{2\zeta}$ (ζ 为阻尼系数, 通常取 5%);

$\Gamma(1+b/2)$ 为 Gamma 函数, $\Gamma\left(1 + \frac{b}{2}\right) = \int_0^\infty x^{1+\frac{b}{2}-1} \cdot e^{-x} dx$ 。

FDS 生成的 PSD 通过平直化处理, 将成为随机振动的输入。以 ω_0 为冲击响应频率的单自由度系统, 用加速度响应均方根值和位移响应均方根值表示 PSD 整体程度, 达到定量评价 PSD 的目的。

1.9 极限响应谱 (ERS)

FDS 生成的 PSD 通过平直化处理, 将成为随机振动的输入。通过公式 (9), 可以由 $P(\omega_0)$ 和振动耐久试验时间 t 计算极限响应谱。ERS 与 SRS 类似, 表示以 ω_0 为冲击响应频率的单自由度系统的 $P(\omega_0)$ 对应的加速度或相对位移极大值。在 1978 年, lalane 针对窄带单自由度 (SDOF) 系统提炼 Miles 方程, 提出并证明了公式 (10), 该公式被称为极限响应谱 (ERS) 或最大响应谱 (MRS)。

$$ERS_{\ddot{x}}(\omega_0) = \sqrt{\pi \cdot \omega_0 \cdot \ln(\omega_0 \cdot T) \cdot Q \cdot PSD \omega_0} \quad (9)$$

$$ERS(\omega_0) = \frac{ERS_{\ddot{x}}(\omega_0)}{(2\pi \cdot \omega_0)^2} \quad (10)$$

式中: $ERS(\omega_0)$ 和 $ERS(\omega_0)$ 分别是以 ω_0 为冲击响应频率的单自由度加速度极限响应值和位移极限响应值。

1.10 振动耐久试验频率分析

路面激励分析频率为 0~80 Hz, 根据采样定理, 采样频率应为 160 Hz。由于计算机识别二进制数制, A/D 转换位数为 $2n$, 控制系统的分辨率为量程/位数, 选择 2.56 的倍数, 可以减少分辨率小数点后的位数, 系统通常会保留小数点后一定位数, 四舍五入进行显示。因此选择 204.8 作为采样频率, 为进一步降低系统误差, 选择 256 Hz 为采样频率。

传动系统激励分析频率以发动机点火频率为基频, 其余旋转构件引起的振动激励为谐频进行分析。发动机怠速是 600 r/min, 分析转速 1800 r/min 的四冲程六缸发动机点火频率为 3 阶, 因此分析频率范围为 30~90 Hz, 30 齿的变速箱齿轮振动谐频为 300~900 Hz, 可以选择 2048 Hz 为采样频率。

2 排气管振动耐久试验

以排气管的振动耐久试验为例, 介绍随机振动试验流程。重点在于什么情况下多轴振动可以转为单轴振动, 如何转化, 以及与发动机相连时, 如何确定定频冲击的激励源阶次和定频频率。

2.1 道路载荷谱采集

由于与发动机连接, 排气管受到的激励主要来自于发动机和路面, 采集来自发动机和路面的激励, 将两个加速度传感器分别布置于发动机缸盖和近排气管末端的车架平面上, 采集路面载荷谱。由完整路面载荷谱发现, 发动机端传感器加速度幅值远大于车架

端 (如图 6 所示), 排气管所受激励主要来自于发动机, 且对比实际不同特征路面采集时间及车架端路面载荷谱观察, 发动机端路面载荷谱不具有受到特征路面影响的现象。

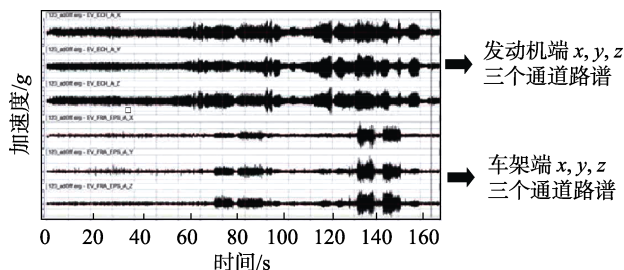


图 6 发动机端和车架端路谱

Fig.6 Road spectra of engine end and frame end

2.2 多轴转单轴

采用发动机端原始完整加速度数据进行分析, 通过 CriticalPlane 方法, 对排气管数模进行仿真模拟分析。通过计算危险点、危险截面, 分别比较单个 $x/y/z$ 通道危险截面角度与整车三通道危险截面角度是否接近, 损伤值相差多少倍。分析结果 (如图 7 和图 8 所示) 显示, 只有 z 通道危险点、危险截面与三通道危险截面角度一致, 损伤值仅相差 20 倍, 而 x 、 y 通道与三通道损伤值相差几个数量级, 故判定 z 方向为排气管主要激励方向。该排气管振动试验可简化为 z 向单轴振动试验。因为该道路载荷谱波形杂乱, 随时间的变化不具有一定规律, 无法用确定性函数表示, 故采用随机振动的试验方法。由于三通道损伤值是 z 向通道损伤值的 20 倍左右, 所以进行 z 向单轴振动

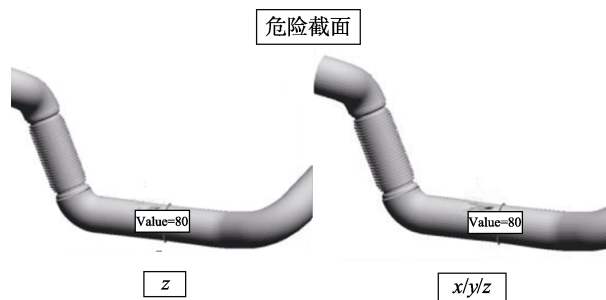


图 7 z 通道危险点、危险截面角度与三通道危险截面角度
Fig.7 z -channel critical point, critical plane angle and 3-channel critical plane angle

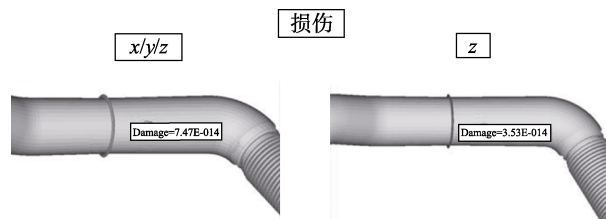


图 8 z 通道危险点损伤值与三通道危险点损伤值
Fig.8 Damage of z -channel critical point and 3-channel critical

时,最终耐久试验时间要考虑损伤值的倍数。

2.3 确定定频频率及加速度幅值

由于与发动机相连,发动机内的旋转部件运转时,会产生一定幅值的响应,因此排气管会受到发动机内结构旋转件的影响。为了确定定频冲击激励源与定频频率,对原始完整加速度数据进行 colormap 分析,进而得到瀑布图 (waterfall), 见图 9 和图 10, 可以得到主要激励源阶次, 进而计算定频频率。

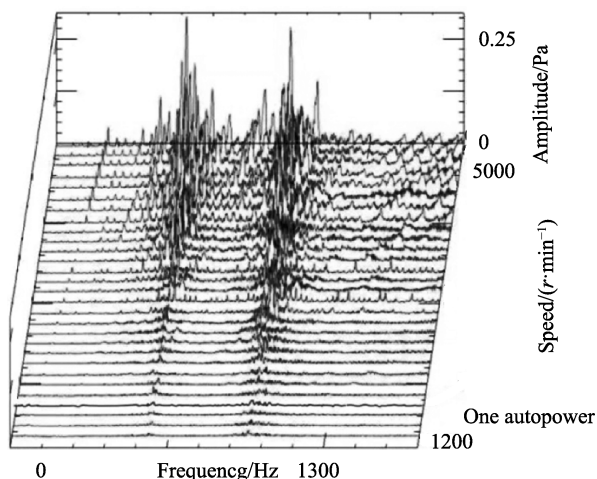


图 9 瀑布图
Fig.9 Waterfall

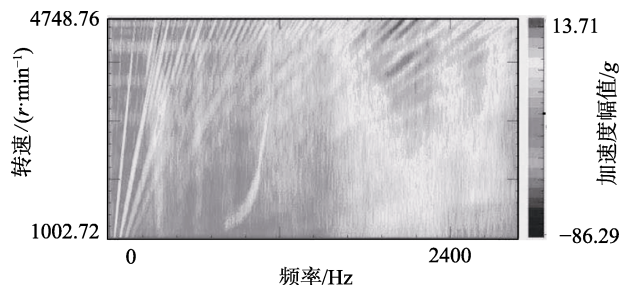


图 10 色度谱
Fig.10 Colormap

由于时域信号时间很长,一次傅里叶变换不足以将整个信号处理完,因此将时域信号按一定的时间将信号截断,对每段信号进行 FFT (Fast Fourier Transform) 分析,进行一次 FFT 分析所截取的时域信号长度为 1 帧或 frame size。相邻两个时域数据点的采样时间差称为时间分辨率,等于采样频率的倒数,采集到的时域信号是离散的。同理,频谱也是离散的,相邻两条谱线的频率差称为频率分辨率。每次 FFT 计算采用固定长度的时域块,数据长度由频率分辨率决定,每块时域数据与下一块时域数据的时间间隔由步长决定。瀑布图分析可以采用跟踪转速的方式,跳跃的步长为等转速步长,而非等时间步长。FFT 计算得到的结果只位于频率分辨率的整数倍处,也就是谱线处,谱线与谱线之间没有结果,频谱的这种离散效应称为栅栏效应。以等转速步长计算瞬时 FFT

频谱,如转速步长为 10 r/min,则表示转速每变化 10 r/min,计算一次瞬时频谱,每次 FFT 变换对应的时域数据长度为频率分辨率的倒数。每个数据块对应一个转速,然后按照转速的先后顺序将各个瞬时频谱排列得到三维瀑布图 (waterfall), colormap 图是瀑布图的平面形式,是用颜色冷暖来表示幅值的二维图。在瀑布图中可以看出,各频谱有间距,但在 colormap 中看不出间距。colormap 图中颜色最亮的线即为最主要激励源,同时可以显示主要激励源阶次。

阶次是结构旋转件因旋转造成的振动和噪声的响应,阶次代表的是旋转一圈事件发生的次数。例如一个旋转轴上有齿轮盘,齿数为 23,即齿轮啮合时,每旋转 1 周,齿轮碰撞发生 23 次,该齿轮的阶次数为 23。进行 colormap 分析时,导入发动机转速与道路载荷谱,即视曲轴旋转为 1 阶 1 倍转速,分析主要激励源阶次为 K 阶 K 倍转速。转频即为转速的 $1/60$ 。所以定频频率的计算公式为:定频频率=发动机常用转速/ $60 \times$ 阶次。

为了确定定频冲击的加速度幅值,导入发动机端道路载荷谱,过滤出频率在 89.5~90.5 Hz 的道路载荷谱,去除异常毛刺点,取最大幅值即为定频冲击的加速度幅值。为了确定随机振动试验的频率范围,计算原始完整加速度数据的功率谱密度,观察功率谱密度曲线,选取幅值较大的曲线所在的频率范围,即为最小频率和最大频率的范围。

2.4 路谱处理

对路谱进行去除毛刺、移除奇异点、漂移修正等处理,根据各态历经性,将路谱截成平稳随机过程的各段。为了后期计算方便,考虑先对疑似可以组合为一段平稳随机过程的不同路谱段进行合并。视幅值大体相同,波形平稳相似的路段为疑似路谱。如何判定疑似路段是否可以组合,先算出不同路段的功率谱密度,比较同一频率下 PSD 幅值的变化趋势是否一致,一致则可以视为同一平稳随机过程,可以合并。合并后将两段路谱连接部分进行平滑 (smooth) 处理,以保证振动的平稳连贯性。

2.5 冲击响应谱 (SRS) 和疲劳损伤谱 (FDS) 的计算

以杜哈梅积分为运算原理,卷积各个频率下的单位冲击响应,计算并输出每段路谱的冲击响应谱和疲劳损伤谱。最小和最大频率 (Minimum & Maximum Frequency) 取决于原始路谱的 PSD,路谱 PSD 幅值较大且有效的频率区间即为最小和最大频率区间。

循环圈数 (Custom Repeat Count): 试验件要求寿命里程数/单圈有效里程数 A 、 C 、 b 指的是 $S-N$ 曲线 (以材料标准试件疲劳强度为纵坐标,以疲劳寿命的对数值 $\lg N$ 为横坐标,表示一定循环特征下标准试

件的疲劳强度与疲劳寿命之间关系的曲线,称应力-寿命曲线,也称 $S-N$ 曲线)中的系数。

由于各态历经性,将路谱截成若干段,因此会输出若干个 SRS 和 FDS,分别计算 SRS 和 FDS 的总和,用求包络线的方法计算 SRS,计算公式为 $\max(\text{test1}, \text{test2})$,用求和的方法计算 FDS,计算公式为 $(\text{test1}+\text{test2})$ 。输出总 SRS 和 FDS。

2.6 随机振动试验条件确定

处理后得出总 FDS,计算功率谱密度值。由于台架只能识别平直谱,故使用若干点的坐标来描绘 PSD 曲线,选点多一些为好,与 PSD 曲线拟合得越接近越好,如图 11 所示。记录平直谱上点的坐标,将坐标点输入给试验台模块,计算 ERS(Extreme Response Spectrum),可以输出随机振动试验的 ERS 和 FDS。通过显示,将试验台模块计算出的 ERS 与原谱的 SRS 进行比较,如图 12 所示。同时将随机振动试验的 FDS 与原谱的 FDS 进行比较,如图 13 所示。

将路谱总和的 SRS 和 FDS 与随机振动试验条件的 ERS 和 FDS 进行曲线比对。一般情况下,随机振动试验的 ERS 比较大,需要将原振动试验条件 PSD

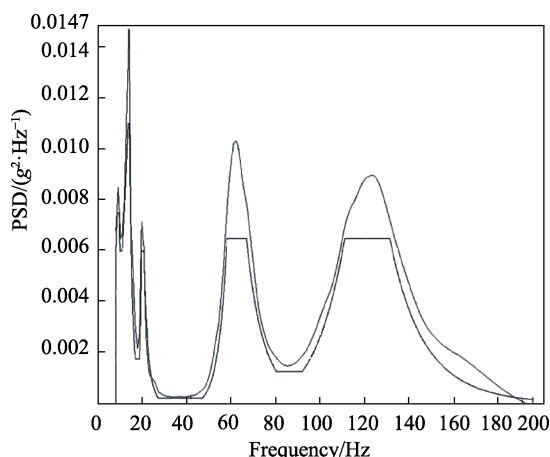


图 11 随机振动平直谱与路谱总 PSD

Fig.11 PSD of Random vibration flat spectrum and road spectrum

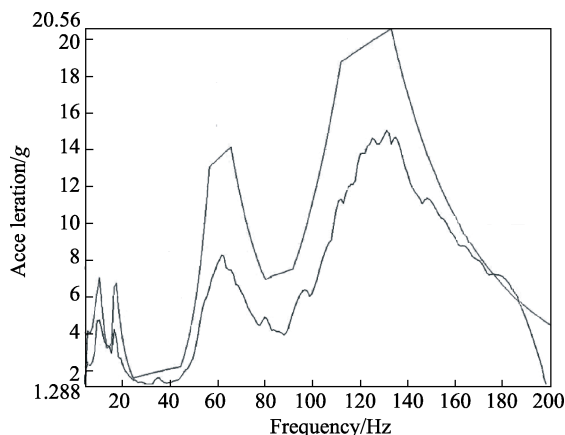


图 12 随机振动 ERS 与路谱总 SRS

Fig.12 SRS of random vibration ERS and road spectrum

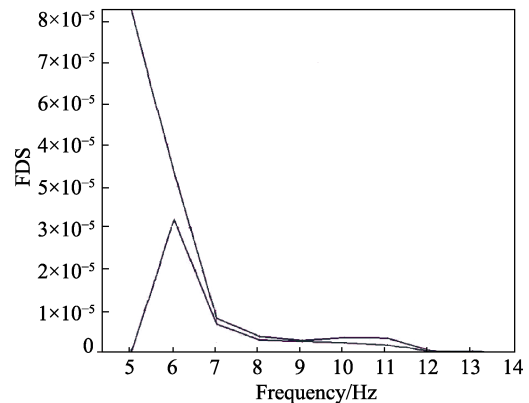


图 13 随机振动 FDS 与路谱总 FDS

Fig.13 PSD of random vibration FDS and road spectrum

平直谱中坐标点适当降低,以使随机振动 ERS 与路谱总 SRS 曲线拟合得越来越接近。但是随着随机振动 PSD 坐标点降低,其 FDS 也会降低。当低于路谱总 FDS 时,可以通过调节试验时间来增大随机振动的 FDS,但试验时间不宜调至过高,否则加速效果降低。总之通过调节随机振动 PSD 坐标点及试验时间来使得图 11、图 12、图 13 中各曲线拟合程度达到最佳,此时便得到了随机振动试验的 PSD 及试验时间,确定了试验条件。

3 结语

通过上述的理论和过程,便可以将零部件的整车道路试验,在等损伤的前提下转化为台架振动耐久试验,从而实现了加速试验效果,缩短了试验周期,降低了验证成本。台架振动试验操作相对简便,试验环境良好,且试验过程便于监控。

参考文献:

- [1] 何平. 剔除测量数据中异常值的若干方法[J]. 航空计量技术, 1995, 15(1): 19-22.
HE Ping. Several Methods of Eliminating Outliers in Measurement Data[J]. Aeronautical Measurement Technology, 1995, 15(1): 19-22.
- [2] 赵晓鹏, 冯树兴, 张强, 等. 越野汽车试验场载荷信号的采集及预处理技术[J]. 汽车技术, 2010(9): 38-41.
ZHAO Xiao-peng, FENG Shu-xing, ZHANG Qiang, et al. Load Data Acquisition and Pre-processing Technology for Off-road Vehicle Proving ground[J]. Automobile Technology, 2010(9): 38-41.
- [3] Matsuishi, M. and Endo, T., Fatigue of metals subjected to varying stress. Presented to the Japan Society of Mechanical Engineers, Fukuoka, Japan, 1968.
- [4] Yung-Li Lee, Jwo Pan, R. B. Hathaway, et al, Fatigue Testing and Analysis Theory and Practice[M], Elsevier Inc. 2005.
- [5] Waisman, J, L, and, Sines, G. Metal Fatigue[M]. New York: McGraw-Hill, 1959.
- [6] Miner, M. A., Cumulative damage in fatigue[J], Journal of Applied Mechanics, Vol. 67, 1945, pp. A159-A164