# 结合虚拟迭代技术的整车级道路模拟试验方法

# 刘瑜瑾,王毅,段凯欣,张凯,胡玉倩

(北京福田戴姆勒汽车有限公司,北京 101400)

摘要:目的 提出一种基于试验场实采道路载荷谱,通过虚拟迭代技术修正台架试验动力学模型,从而实现 多系统的"整车级"道路模拟试验的方法。方法 围绕台架关联试验场坏路,基于累积损伤模型、四点雨流计 数法和模态分析展开研究,通过道路载荷谱的采集,预处理、压缩,在台架上复现零部件于整车上的运动 姿态、失效形式与模态振型。最终完成以整车道路载荷谱为期望信号的台架迭代,以虚拟迭代为指导的模 型修正,建立车辆道路时序信号与试验台架加载谱的相关性转化映射关系,执行基于液压伺服七轴试验台 的多轴耐久试验,并实现以计算机模态分析、疲劳分析为指导的联合验证。结果 各零部件的试验结果 为合格,与试验场一致。实现了多系统的同时验证,准确复现待测系统的运动姿态、失效形式及模态信 号。结论 该试验方法建立起了整车级道路模拟试验标准,即通过虚拟迭代试验技术调整台架试验的动力学 模型,为多系统道路模拟试验迭代不收敛的情况提出了解决方案。

关键词:道路模拟试验;模态分析;多体动力学;虚拟迭代;疲劳耐久;雨流计数;试验场载荷谱;加速 试验;多轴振动耐久

 DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2020.10.015

 中图分类号: U270.1
 文献标识码: A

 文章编号: 1672-9242(2020)10-0094-09

# Complete Vehicle Level Road Simulation Test Method Based on Multi-body Virtual Iteration

*LIU Yu-jin, WANG Yi, DUAN Kai-xin, ZHANG Kai, HU Yu-qian* (Beijing Foton Daimler Automobile Co., Ltd, Beijing 101400, China)

**ABSTRACT:** The work aims to propose a method of modifying the dynamic model of bench test based on the road load spectrum collected from the test field, so as to realize the "complete vehicle level" road simulation test of multi-system. Based on cumulative damage model, four-point rain flow counting method and modal analysis, the research was carried out around the bad road in the test field associated with the bench. Through the collection of road load spectrum, pretreatment and compression, the motion posture, failure form and modal shape of parts on the complete vehicle were reproduced on the bench. Finally, the bench iteration with the road load spectrum of the complete vehicle as the expected signal was completed, the model was revised under the guidance of virtual iteration, the correlation transformation mapping relationship between the road time series signal of the vehicle and the load spectrum of the bench was established, the multi-axis endurance test based on the hydraulic servo seven-axis test bench was carried out, and the joint verification under the guidance of computer modal analysis and fatigue

**基金项目:**福田戴姆勒项目管理计字[2018]第192 号

Biography: LIU Yu-jin (1991-), Male, Master, Assistant engineer, Research focus: reliability and durability test.

收稿日期: 2020-07-20; 修订日期: 2020-08-05

Received: 2020-07-20; Revised: 2020-08-05

Fund: Foton Daimler Technology Projection Management No. 192

作者简介:刘瑜瑾(1991-),男,硕士,助理工程师,主要研究方向为可靠性、耐久性试验。

analysis was realized. The test results of all parts were qualified and consistent with the test field. Simultaneous verification of multi-system was realized, and the motion attitude, failure mode and modal information of the system to be tested were accurately reproduced. This test method establishes the standard of complete vehicle level road simulation test, that is, the dynamic model of bench test is adjusted by virtual iterative test technology, and the solution is proposed for the situation that the iteration of multi-system road simulation test does not converge.

**KEY WORDS:** road simulation test; modal analysis; multi-body; virtual iteration; fatigue durability; rain flow counting; test field load spectrum; acceleration test; multi-axle vibration durability test

据统计数据表明, 在现代工业领域中, 约 80%以 上的机械零件破坏为疲劳破坏<sup>[1]</sup>。因此耐久性试验成 为研发流程中揭示产品问题, 同时提升产品质量的重 要一环。相对于整车道路试验与 CAE 仿真试验, 道 路模拟试验具有不受天气条件制约、试验周期短、试 验结果精度高、可重复性和可控性好等优点, 有利于 提高产品研发质量和效率<sup>[2]</sup>。与此同时, 如何进一步 结合计算机仿真提高试验精度, 解决多系统同时验证 时的迭代不收敛问题是本文关注的重点。

## 1 道路载荷谱采集

采集方案的制定需秉承着整车、台架、仿真联合 验证的思路进行制定:根据待测系统特性、布置形式 等判定台架试验形式,计算机分析需基于模态与疲劳 分析提出意见,最后实地采集时还需要根据实际布点 环境评估得到最终布点策略。

#### 1.1 模态分析

试验模型由车架与各悬挂系统组成:油箱、电瓶 箱、尿素罐等。它们的模态分析对布点策略及台架试 验有重要的指导意义:1)在采集过程中关注其模态 节点与波峰波谷点,以在台架试验过程中复现其振 型;2)可在台架试验过程中规避迭代不收敛问题;3) 通过频响计算可分析试验过程中失效问题。台架试验 模型的前两阶模态振型如图1所示。在进行包含8Hz 与16Hz的路段进行迭代时,由于振型被激发,可能 会出现不收敛情况。因此若该两阶次振型与实车不一 致,则需要进行试验模型修正,或避开振型的波峰波 谷位置。

## 1.2 采集策略

道路载荷谱采集方案的确认是综合的,既要考虑 试验关心,设计改进部位,又要兼顾实际操作的可 行性,并尽可能反应车架及油箱运动姿态与应力分 布特征。

 1)模态节点与波峰、波谷点。为了进行道路激励再现,复现待测系统在整车行驶过程中的模态振型,模态节点与模态振型峰值点的选取可有效表征整 个待测系统的模态振型。



b 16 Hz

图 1 试验系统模态分析结果

Fig.1 Modal analysis result of system under test

2)台架试验关注点。即满足台架试验要求,使 迭代收敛程度较高的点位。

3)布置便捷性。车架上搭载总成系统较多,且 线束布置复杂,这会影响到应变片桥路策略选择和传 感器、应变片粘贴<sup>[3]</sup>。

4)疲劳热点。即参考仿真疲劳分析,损伤较大 寿命较短的位置,方便后期进行寿命对比。

# 2 疲劳损伤理论

#### 2.1 线性损伤模型

线性损伤模型一般指的是 Miner Rule。在本项目 里,数据处理和损伤计算均采用 LMS 系列软件,所 用的模型是 Miner Rule。使用数学方法表示<sup>[5]</sup>:

$$\sum D_i = \sum \frac{n_i}{N_i} \tag{1}$$

## 2.2 循环计数法

循环计数法是将复杂的变幅加载历程简化为离

散的简单横幅加载过程的有效手段。循环计数法包括 单参数循环计数法(幅度穿越,波峰-波谷,区间计 数)和双参数循环计数法(三点雨流计数法,四点雨 流计数法)<sup>[4]</sup>。雨流计数法最早是由 Matsuishi and Endo 在 1968 年提出的<sup>[6]</sup>。在 LMS 与 Ncode 软件中 均运用四点雨流法,因为其对时域信号信息的保留更为 完整。通过前期收集的道路载荷谱信号划分为 Bin,产 生新的采样点序列,使该序列仅包含波峰波谷(图 2)。



Fig.2 Load Spectrum Simplification

四点雨流计数的原理为:对连续四个点进行计数,若内应力区间小于等于外应力区间,提取一个循环,并将中间两点丢弃,连接首位继续进行计数。无法计数的计为剩余点(Residue),跳过继续按上述规则计数。计数完毕后,所有剩余点拼接进行计数, 最终剩余点无法计数的将载荷里程重组进行计数,直到所有点计数完毕。将所有循环信息统计至雨流矩阵中。该统计数据便是计算累积损伤的参数之一。试验过程中,将采集到的路谱按照该方法,每一段都进行预雨流计数,得到如图3所示的雨流矩阵。该矩阵给出了各应力水平下的循环次数,同时通过*S-N*曲线可知道各循环应力下的疲劳寿命,带入到公式(1)中便可以计算出损伤值了。



#### 2.3 平均应力修正

影响疲劳寿命有两大关键因素:外加应力范围与 平均应力。为补充平均应力在高周疲劳的影响,使 用古德曼模型进行平均应力修正。如式(2)-(5) 所示。

 $S_{\rm r} = S_{\rm max} - S_{\rm min} \tag{2}$ 

$$S_{\rm a} = \frac{S_{\rm r}}{2} \tag{3}$$

$$S_{\rm m} = \frac{S_{\rm max} + S_{\rm min}}{2} \tag{4}$$

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}} \tag{5}$$

式中: *S*<sub>r</sub>为应力范围; *S*<sub>a</sub>为应力幅值; *S*<sub>m</sub>为平均应力; *R*为应力比。同种材料,每个 *R*值对应 1 条 *S-N*曲线, *R*对应的应力均值和疲劳极限点对应的应力幅值作为等寿命曲线的横、纵坐标,绘制成如图 4 所示的 Goodman 修正模型。对应力幅为 *S*<sub>a</sub>、平均应力为 *S*<sub>m</sub>的非对称循环 Goodman 修正模型等效为平均应力为 0 的对称循环,从而修正 *S-N*曲线以关联损伤及平均应力。在试验中通过 *S-N*曲线获取疲劳寿命计算损伤时,便需要按照上述过程进行 *S-N*曲线的修 正,随后再计算损伤。



图 4 Goodman 修正模型 Fig.4 Goodman correction module

# 3 道路载荷谱编辑技术

在试验场采集到的道路载荷谱,由于采集信号链 噪声、机械冲击及物理环境等因素会造成采集到的时 域信号出现非正常表征:奇异点与趋势项。这些异 常问题,需要在路谱正式编辑之前进行预处理。预 处理完成后,进行路谱的正式编辑,使其满足台架试 验需求。

## 3.1 道路载荷谱采集

通过长周期在全国范围内跟踪用户进行载荷谱 采集,基于大数据关联的方法制定出试验场采集规 范。采集序列包括:卵石路、坑洼路、直搓板、带角 度搓板、甲种水泥路、乙种水泥路、长波路、短波路、 小扭曲路、中扭曲路、比利时路等 11 种特殊路面。

• 97 •

各路面以特定车速和次序进行采集。

## 3.2 幅值域筛选

需要对同一循环进行多次采集,选取统计学一致 性较好的路谱,避免信号的偶然性干扰。如图 5 所示, 同一循环采集了 7 次。其中 Full-1-1 最小值相对其他 组过大; Full-1-6 的最大值与最小值相对其他组较小; Full-1-5 的最大值相对其他组过大,RMS 值相对较小, Full-1-3 的 RMS 值相对较大。初步可将 1-1、1-5、1-6、 1-7 筛除。

File Name	Channel Name	Channel Number	nininun	naxiaua	RMS
Full-1- 1 FT.ldsf	FRnCMiFTrt_a:+Y	20	-48.1214	34.0014	0.997823
Full-1- 2 FT ldsf	FRnCMiFTrt_a:+Y	20	-39.0503	33.4556	1.01457
Full-1- 3 FT.ldsf	FRnCMiFTrt_a:+Y	20	-34.8472	28.1852	1.11366
Full-1- 4 FT.ldsf	FRnCMiFTrt_a:+Y	20	-31.3859	37.3832	1.03232
Full-1- 5 FT.ldsf	FRnCMiFTrt_a:+Y	20	-37.1918	49.8433	0.908126
Full-1- 6 FT.ldsf	FRnCMiFTrt_a:+Y	20	-29.2812	25.0079	0.916638
Full-1- 7 FT.ldsf	FRnCMiFTrt_a:+Y	20	-33.3538	30.8816	0.914702

图 5 载荷谱统计学指标 Fig.5 Load spectrum statistic index

## 3.3 消除奇异值

在路谱采集过程中,由于采集信号链的电子元器 件干扰、采集线路上的非正常冲击等因素,会造成采 集到的载荷谱出现异常的高频信号点,一般称为奇异 值,也称毛刺(如图 6 所示)。奇异值是幅值极大、 具有随机性的高频信号。该信号会在很大程度上影响 道路模拟试验的精度。



图 6 奇异值

奇异值常用莱茵达准则进行判定<sup>[10]</sup>:对于采集的 数据列  $x_{1,x_{2},x_{3}}, \dots, x_{n}$ , 先求得算术平方根:  $\overline{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} x_{i}$ 。再根据贝塞尔法求得均方根偏差:  $\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} (x_{i} - \overline{x})^{2}}$ , 当 $|x_{i} - \overline{x}| > k\sigma$ 时,则 $x_{i}$ 为粗大误差, 应剔除; 若 $|x_{i} - \overline{x}| \leq k\sigma$ ,  $x_{i}$ 为正常数值,予以保留。  $k \geq 3$ ,取值根据由小到大保证删除点较少的原则而 定<sup>[11]</sup>。在 3.2 节筛选剩下的路谱中,再将奇异值较多 的进行进一步筛除。

## 3.4 消除趋势项

趋势项亦成为漂移(如图 7 所示,采集到的载荷 历程偏离了零线)是信号整体上的一个异常倾向,一 般由于信号的采集、测量、传输过程的各种因素导致。 一般可通过商业软件修正。将经过 3.1 至 3.3 筛选剩 下的路谱,最后再将趋势项较为严重的筛除,可选出 最优的 1~2 组进行下一步使用。



## 3.5 道路载荷谱编辑

载荷谱的编辑关系到能否进行准确且合理的室 内加速试验。故进行载荷谱编辑时,应满足以下要求: 编辑前后应保持损伤相差不超过 95%;编辑前后应保 证相位同步,即同一文件名下的所有通道应同步编 辑;编辑后的信号应满足台架迭代需求。

该项目中基于等损伤的原则实现道路载荷谱的 编辑。对采集到的载荷谱,进行时域分析,辨识出特 征路段(如坑洼路、甲乙种水泥路面、搓板路等), 将特征路段之间的过渡路段减去,不仅实现了载荷谱 压缩,也保留了车辆的运动姿态,如图8所示。由图 8 b中的横坐标也可看出,编辑前后损伤的差值非常 小,满足要求。

## 3.6 傅里叶低通滤波

由于汽车产品在使用过程中一般只受到 0~40 Hz 低频载荷的作用,故需对采集到的载荷谱进行傅里叶 低通滤波。道路载荷谱是时间序列,通过傅氏变换将 原信号转换到频域,再与滤波函数相乘实现滤波<sup>[12]</sup>。 滤波完成后,进行傅里叶逆变换,便可得到滤波后的 时域信号。由图 9 可看出,滤波后的信号只含有 0~40 Hz 的频率成分了。

# 4 室内道路模拟试验台搭建

试验模型包括待测系统与测试系统。首先待测系统的确定,直接关系到待测模型的外观尺寸与工装安装位置、安装形式和作动缸的加载位置。



图 8 载荷谱编辑

Fig.8 Load spectrum edit: a) time-domain signal edit; b) damage comparison before and after edit



## 4.1 试验模型的确定

该项目待测系统包括蓄电池系统、双油箱系统、 空滤器系统。由于待测系统在车架上布置较为分散, 车架前中后部分都有待测样件,因此本次项目采用整 车级道路模拟试验,即保留整个车架进行试验,如图 10所示。



图 10 七轴试验系统总观 Fig.10 7 axel test bench test system

## 4.2 试验系统基本参数

试验模型确认后,车架在整车状态受力形式主要 集中于前轴与平衡轴,同时考虑到复现六自由度所需 通道数量。作动缸布置形式可以确认:垂向四个作动 缸,可实现垂直方向位移;横向两个作动缸可实现横 向位移;一个纵向作动缸,可实现纵向位移;三个方向作动器结合可实现滚转、俯仰、偏航。

七轴液压伺服振动试验台主体由七个作动器和 液压伺服控制系统构成,对设备有以下要求。

1)作动器伸长量: *z*向作动器: ≥110 mm; *y*向作动器: ≥125 mm; *x*向作动器: ≥125 mm;

2)作动器推力: *z*向作动器: ≥10 t; *y*向作动器: ≥2.5 t; *x*向作动器: ≥2.5 t。

3)自由度:纵向、横向、垂直、滚转、俯仰、 偏航。

液压伺服控制系统(如图 11 所示)由分油器、 蓄能器、二级阀、三级阀、位移传感器、力传感器、 控制器和 RPC 控制软件共同组成。该系统可通过计 算机实现对信号的编辑、分析生成控制指令信号。控 制系统可将指令信号转换为电信号,伺服系统可将电 信号转换为液压油的流量及压力。最终作动缸将液压 油的流量与压力转化为机械运动并反馈至电控系统, 电控系统通过多重闭环严格控制执行机构。



①分油器 ②蓄能器 ③二级阀 ④三级阀 ⑤位移传感器 ⑥力传 感器 ⑦控制器 ⑧RPC 控制软件

> 图 11 液压伺服控制系统 Fig.11 Hydraulic servo control system

## 4.3 自由度校核

确定工装及作动缸与车架的连接形式后,根据 不同连接副的约束数对整个试验系统的自由度进行 计算:

$$F = 6n - \sum_{i=1}^{5} i \cdot p_i \tag{6}$$

式中: *n* 为空间机构构件数目; *F* 为空间机构的 自由度数; *i* 为运动副; *p*<sub>i</sub> 为运动副级数。

根据试验模型计算结果,系统 16 个剩余自由度 中包括 3 个局部自由度及 7 个原动件,其余 6 个为车 架的自由度。原动件数目应小于整个系统的自由度, 符合试验要求。试验台工装如图 12 所示。



图 12 七通道道路模拟试验台工装形式 Fig.12 Frock clamp form of bench test

# 5 虚拟迭代与结构动力学修正

台架试验的模型与整车的模型始终无法保证一 致,即在质量、刚度、阻尼上存在差异。该项目为多 系统携带模态振型的同时验证,试验过程中需要保证 激励与响应与实车一致,模型的不一致会给后续迭代 工作带来困难。故在正式物理试验开展之前,根据虚 拟迭代的结果,通过多体动力学软件进行模型修改, 实现迭代结果的改善。

## 5.1 多体动力学分析原理

该项目的多体动力学分析是基于 Admas 软件的, 在 Adams 多体动力学软件建立虚拟样机模型时,首 先是将所建模型的基本尺寸参数输入软件中,软件 后台的求解器将自动建立起系统的拉格朗日运动学 方程,并且同时建立起各个组成部件广义坐标系下 的六阶微分方程,同时建立起系统各个组成部件的约 束方程<sup>[17]</sup>。

#### 5.2 虚拟迭代应用

当准确的动力学模型建立完毕后,将模型输入至 Femfet.lab 中就可以进行基于采集好的载荷谱的虚拟 迭代了。与物理迭代的原理与步骤一样,以第一章中 收取的道路载荷谱为目标信号,选取物理试验所需的 七个通道进行迭代。虚拟迭代信号与路谱实测信号的 比较包括 2 个方面: RMS error 与损伤值。由图 13 可 看出,各通道 RMS error 均可控制在 15%以下。



#### 5.3 响应信号的载荷提取

完成虚拟迭代后,以虚拟迭代完成的驱动信号对 模型施加激励,提取待测样件油箱、空滤器、电瓶箱 上的响应加速度信号。对比提取的信号和实际车辆采 集的响应信号,通过不断调整台架试验模型的质量、 刚度使所有待测样件的提取信号与实际采集信号接 近。模型的修改原理主要基于式(7);

 $[M]\ddot{x} + [C]\ddot{x} + [K]x = F(t) \tag{7}$ 

式中: [*M*]为质量矩阵; [*C*]为阻尼矩阵; [*K*]为刚 度矩阵; *F*(*t*)为外界激励; *x* 为系统位移。

通过多轮次的迭代,对比各响应点的信号,最终 建议在平衡轴中心线处添加一个横梁以增加整个试 验模型的刚度。模型更改后,在甲乙种水泥路上,油 箱上的迭代信号与实采信号对比如图 14 所示。可以 看出,整体趋势几乎一致,也没有明显的相位差,符 合试验要求。



图 14 路谱信号与虚拟迭代信号对比 Fig.14 Load spectrum (a) and virtual iteration signal (b) comparison

## 5.4 驱动信号的对比

通过虚拟迭代,可实现输出七个激励施加点 的位移信号,与之对应的是物理台架的作动缸施 加点的激励。下面对坑洼路虚拟迭代出的驱动信 号与台架实际物理迭代信号进行对比,其他路段 不在此一一列举,由图 15 可看出,虚拟迭代驱动 信号与实际物理台架迭代的驱动信号在时域上有 很好的重合度,整体走向与统计学特性是基本一 致的。



# 6 多通道道路模拟试验

为了重现车辆在试验场的加速度历程,需要通过 系统计算过程反推出试验台作动缸对迭代点的驱动 信号。一般道路模拟试验分为系统识别与道路模拟迭 代两个过程,其中系统识别对后续迭代结果精度有着 重要的影响<sup>[13-14]</sup>。

#### 6.1 迭代点准备

根据整车的受力形式,选取前轴中心线,平衡轴 中心线处车架上端面,4个z向加速度和2个y向加 速度,以及车架前端1个x向加速度共7个通道为迭 代通道。油箱、电瓶箱、空滤器上的通道为监控点。

## 6.2 试验系统识别技术

试验系统识别技术即频响函数识别技术,频响函

数矩阵的精准识别是进行迭代的基础。与模态参数识 别方法一致,试验系统识别技术分为单点激振法与多 点激振法。

单点激振包括单点激振单点响应(SISO)和单点 激振多点响应(SIMO),常用SIMO方法进行系统识 别,算法上利用H1估计模型。通过对每个激振点施 加激励,拾取各控制点响应从而获取整个频响函数矩 阵。单点激振一次可以识别出频响函数矩阵的一列, 其优点是便于控制激励信号的能量,噪声信号水平 低,对样件损伤较小。缺点是识别周期较长,频响函 数识别精度不高。<sup>[15]</sup>

多点激振即多点激励多点响应(MIMO),同时 对所有的激振通道,算法上使用 H<sub>v</sub>频响函数识别算 法,一次激振可以得到整个 7×7 频响函数矩阵。多点 激振的优点是能量分布均匀,识别精度较高。缺点是 对样件损伤较大,同时当频响函数识别出现问题时, 不便于反查。

## 6.3 频响函数矩阵识别算法

对于频率函数矩阵识别算法,理想的模型如图 16 所示。



图 16 频率函数矩阵识别算法理想模型 Fig.16 Ideal model of frequency function matrix identification algorithm

图 16 中, *Y*(ω)为测量响应 *y*(*f*)的频域信号; *X*(ω) 为激励 *x*(*t*)的频域信号; *H*(ω)为待测系统的频响函数 矩阵。

一般测量误差按照出现规律可分为系统误差、渐 变误差、随机误差与粗大误差<sup>[16]</sup>。随机误差是没有任 何规律的,故假设在频响函数矩阵识别的时候至少存 在随机误差。该项目中使用单点激振法,算法上为 H1 法,其模型如图 17 所示<sup>[12]</sup>。



图 17 中, *Y*(ω)为测量响应 *y*(*f*)的频域信号; *X*(ω) 为激励 *x*(*t*)的频域信号; *H*(ω)为待测系统的频响函数 矩阵; *N*(ω)为输出误差的频域信号。

对于待测系统,在既定的频率下,*X*(ω)与 *Y*(ω) 已知,图 17 所示模型为线性模型,因此求解频响函 数矩阵就变为一个线性估计问题。即使用了最小二乘 法:所选择的回归模型应该使所有观察值的残差平方 和达到最小。

$$Q = \sum_{i=1}^{n} e_i^2 = \sum_{i=1}^{n} (Y_i - \hat{Y}_1)^2 = \sum_{i=1}^{n} (Y_i - \hat{H}X_i)^2 = \sum_{i=1}^{n} (Y_i - \hat{H}X_i)(Y_i - \hat{H}X_i)^*$$
(8)

将 Q 对  $\hat{H}^*$  求偏倒数, 并使其为 0, 即  $\frac{\partial Q}{\partial \hat{H}^*} = 0$ ,

可得  $\hat{H} = \frac{\sum_{i=1}^{n} Y_i X_i^*}{\sum_{i=1}^{n} X_i X_i^*} = \frac{G_{xy}}{G_{xx}}$ 。  $G_{xy}$ 为输出与输入的单边

互谱密度; G<sub>xx</sub> 为输入的单边自功率谱密度系统识别的质量,一般由相干函数来评判,相干函数越接近1, 识别的质量越高。

#### 6.4 初始驱动信号的产生

在已知期望信号 Y<sub>0</sub>(f)并完成频响函数矩阵识别 后,可求得初始驱动信号 X<sub>0</sub>(f)。

$$X_0(f) = H^{-1}Y_0(f)$$
 (9)  
式中:  $H^{-1}$ 为频响函数。对式(11)进行逆傅里

叶变换,可得时域下初始驱动信号 X<sub>0</sub>(t)<sup>[18]</sup>:

$$X_{0}(t) = F^{-1} \Big[ H^{-1} Y_{0}(f) \Big]$$
(10)

## 6.5 多轴向多激励迭代原理<sup>[15]</sup>

首次迭代后,误差信号 ΔY 为期望响应信号与首 次迭代后的实际响应之差:

$$\Delta Y(f) = Y(f) - Y_0(f) \tag{11}$$

若 Δ*Y*(*f*)不满足试验精度要求,需对驱动信号进行修正:

$$\Delta X_0(f) = H^{-1} \Delta Y(f) \tag{12}$$

则理论上的时域修正量为:

$$\Delta X_0(t) = F^{-1} \Big[ H^{-1} \Delta Y(f) \Big]$$
<sup>(13)</sup>

进而获取新一轮迭代的驱动信号:

$$X_1(t) = X_0(t) + \operatorname{gain}\Delta X_0(t)$$
(14)

式中 gain 为增益系数,由新的驱动信号进行激励,从而得到新的响应信号,再进行修正,如此周而 往复,直到误差信号的均方根误差与期望信号的均方 根误差满足试验要求。迭代流程如图 18 所示。



图 18 运气流性 Fig.18 Iterative process

## 6.6 迭代质量评价

以均值、最大值、最小值及均方根误差值等统计 学特性为统计项目,将迭代点信号与期望信号在幅值 域对比。通常要求各迭代点与期望信号的均方根误差 值控制在 20%以内,视为迭代质量较高。

迭代完成后,应比对各通道的迭代响应信号与期 望信号的自功率谱密度,应保证两者能量分布在各频 段基本一致。各通道的损伤值、迭代响应信号与期望

## 6.7 耐久试验

迭代完成后,就可按照设定好的程序进行室内耐 久试验。根据不同产品的耐久要求,需要在控制软件 中输入循环次数。3.1 中提及的 11 种路段全部跑完一 遍为一个完整循环,本项目油箱要求完成 2500 循环 不出现疲劳问题,故试验总时间为所有路段编辑后路 谱时域信号的长度相加再乘以 2500。试验前在各关 键零部件安装位置螺栓上进行标记,试验中每隔 2 h 进行一次检查,观测各安装处螺栓力矩是否有衰减, 各待测零部件表面是否有裂纹等。

# 7 结语

该项目针对多系统的"整车级"道路模拟试验过 程中出现的迭代不收敛的问题提出了技术路线与解 决方法。通过前期的模态分析,制定出了合理的路谱 采集方案,同时通过虚拟迭代技术修正了台架试验的 模型,最终在油箱上的通道迭代过程中取得了良好的 效果(均方根误差 < 15%)。与此同时,该项目也存在 着一定的不足与缺陷,受限于虚拟迭代的工作量以及 液压伺服系统的限制,空滤器系统没有到达预想的迭 代准确度。

最后,该方法实现了结合多体动力学仿真、模态 与疲劳分析、基于液压伺服七轴试验台物理验证的联 合验证形式,也涉及了模态分析、疲劳耐久理论、数 字信号分析理论、结构动力学理论多门学科,为现代 验证技术的典型代表。同时也为后续虚拟台架的研究 奠定了良好的基础。

## 参考文献:

- 徐灏. 疲劳强度[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.
   XU Hao. Fatigue Strength[M]. Beijing: Higher Education Press, 1998.
- [2] 江浩斌, 戴云, 于林涛. 基于六通道道路模拟机的重型 汽车路面激励再现试验[J]. 汽车技术, 2008(9): 46-49. JIANG Hao-bin, DAI Yun, YU Lin-tao. Road Surface Excitation Reappearance Experiment on Heavy-duty Truck Based on 6-Channel Road Simulator[J]. Automobile Technology, 2018(9): 46-49.
- [3] 熊锋. 摩托车车架多轴向多激励道路模拟试验方法研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2015.
   XIONG Feng. Multi-axial and Multi-channel Road Simulation Method for Motorcycle Frames[D]. Chongqing: Chongqing University of Technology, 2015.

- [4] LEE Y L, PAN J, HATHAWAY R B, et al, Fatigue Testing and Analysis Theory and Practice[M]. Amsterdam: Elsevier Inc, 2005.
- [5] MINER M A. Cumulative Damage in Fatigue[J]. Journal of Applied Mechanics, 1945, 67: 159-164.
- [6] MATSUISHI M, ENDO T. Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress[M]. Fukuoka: Presented to the Japan Society of Mechanical Engineers, 1968.
- [7] PETERSON R E. Stress Concentration Factors[M]. New York: Wiely, 1974.
- [8] WAISMAN J L, SINES G. Metal Fatigue[M]. New York: McGraw-Hill, 1959.
- [9] 何平. 剔除测量数据中异常值的若干方法[J]. 航空计测技术, 1995, 15(1): 19-22
  HE Ping. Some Methods of Deleting Inordinate Values from Measuring Data[J]. Aerometrics Technology, 1995, 15(1): 19-22.
- [10] 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. Acquisition and Pretreatment of Load Signals of an Off Road Vehicle from a Proving Ground[J]. Automobile Technology, 2010(9): 38-41.
- [11] 吴道俊. 车辆疲劳耐久性分析、试验与优化关键技术研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2012.
  WU Dao-jun, Research on the Key Technologies of Analysis, Test and Optimization for Vehicle Fatigue Durability[D]. He Fei: Hefei University of Technology, 2012.
- [12] JIM K, HENRI K, HAMID A O. Track Simulation and Vehicle Characterization with 7 Post Testing[C]// Proceedings of the SAE Motorsports Engineering Conference and Exhibition. Indianapolis, 2002.
- [13] SAKAI Y, WATANABE I, NAKARNARU T. Road-load Input Contribution Analysis for Suspension Durability Using a Multi-axial Road Simulator[C]// 2008 World Congress. Detroit, 2008.
- [14] 易明. 台架模拟轿车车头子系统道路载荷谱的研究方法[D]. 上海:同济大学, 2003.
  YI Ming. Research Method for Road Simulation Test of Car Front System[D]. Shanghai: Tongji University, 2003.
- [15] 滑广军. 结构分析中的多输入与多输出传递函数的无偏估计[D]. 湖南: 中南大学, 2005.
  HUA Guang-jun. Unbiased Estimator of Multi Input and Output Transfer Function on Structure Analysis[D]. Hunan: Zhongnan University, 2005.
- [16] 张少辉. 基于虚拟迭代的某商用车驾驶室疲劳寿命分析研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2017.
   ZHANG Shao-hui. Commercial Can fatigue Analysis Based on Virtual Iteration[D]. Hefei: Heifei University of Technology, 2017.