# 特种车辆多维载荷谱加速方法及在振动环境 模拟试验中的应用

# 韩庆、房强、范伟光、王帅

(中国北方车辆研究所,北京 100072)

摘要:目的 解决车辆多轴轴耦合台架试验耗时长、花费大以及振动环境模拟精度低等问题。方法 将雨流 投影方法运用到多维载荷加速处理中,利用传统雨流滤波法和多轴雨流投影滤波方法分别对特种车辆部件 实际所受的多轴载荷进行加速处理,对加速后的多维载荷信号开展基于时域波形再现的振动环境模拟,以 更有效地利用轮式车多轴轴耦合试验台开展加速疲劳试验。结果 对比加速前后的多维载荷信号,在时域、 频域、损伤域基本一致的前提下,多维载荷信号时间压缩了 50%,多轴振动环境的模拟精度大于 80%。 结论 采用该方法开展车轮加速疲劳试验,能够精确再现被试件的实际振动环境。通过实际试验验证,可以 很好地再现故障出现的时间和形式,与实际野外路试结果十分吻合。 关键词:加速疲劳试验;多维载荷信号处理;雨流滤波; RP 滤波方法;时域波形再现;等效里程 中图分类号:TJ810.6 文献标志码:A 文章编号: 1672-9242(2024)06-0045-08 DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2024.06.007

# Multi-dimensional Load Signals Acceleration Method for Special Vehicles and Its Application in Vibration Environment Simulation Test

HAN Qing, FANG Qiang, FAN Weiguang, WANG Shuai (China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

**ABSTRACT:** The work aims to solve the problems of long time, high cost, and simulation accuracy of vibration environment in multi-axle coupling bench test of vehicles. The RP method was applied to the multi-dimensional load signals acceleration processing. The rain-flow filter method and the RP filter method were used to accelerate the multi-dimensional load signals applied to special vehicles and then the vibration environment simulation test was carried out for the accelerated multi-dimensional load signals load signals based on the time wave reconstruction theory, so as to carry out accelerated fatigue test more effectively by the multi-axle coupling test bench of wheeled vehicles. Compared with the original multi-dimensional load signals, under the same time domain, frequency, and damage domain, the signals filtered by RP filter were compressed by 50% and the simulation accuracy of vibration environment in multi-axle coupling test was greater than 80%. The wheel acceleration fatigue test is carried out by the proposed, which can accurately reproduce the vibration environment. The time and forms of failure can be reproduced effectively through the verification by test, which are consistent with the vehicle field test results.

**KEY WORDS:** acceleration fatigue test; multi-dimensional load signals processing; rain-flow filter; RP filter; time wave reconstruction; equivalent mileage

收稿日期: 2024-04-13; 修订日期: 2024-05-20

**Received:** 2024-04-13; **Revised:** 2024-05-20

**引文格式:**韩庆,房强,范伟光,等. 特种车辆多维载荷谱加速方法及在振动环境模拟试验中的应用[J]. 装备环境工程, 2024, 21(6): 45-52. HAN Qing, FANG Qiang, FAN Weiguang, et al. Multi-dimensional Load Signals Acceleration Method for Special Vehicles and Its Application in Vibration Environment Simulation Test[J]. Equipment Environmental Engineering, 2024, 21(6): 45-52.

振动环境模拟试验是特种车辆设计开发的重要验 证环节,精确地模拟车辆部件所受的实际载荷,是开 展疲劳试验的基础,若完全再现实际载荷谱,将会花 费大量的时间和财力。国内对载荷谱加速的研究相对 成熟,一般是采用对载荷谱进行雨流分析,然后对载 荷分级,最后编制载荷谱<sup>[1-7]</sup>,也有的通过疲劳损伤谱 开展加速试验<sup>[8-13]</sup>。针对加速载荷谱与原始路谱如何 等效<sup>[14]</sup>,及其在疲劳试验时应用的问题,本文采用多 轴雨流投影滤波方法,对特种车辆部件多轴载荷进行 加速处理,充分考虑加速载荷谱与原始载荷谱在时域、 频域以及损伤域的等效情况<sup>[15-17]</sup>,计算出对车轮的5维 加速载荷谱。然后通过时域波形再现技术,将载荷谱进 行模拟施加的方式复现被试车辆的实际振动环境。

## 1 多维载荷雨流投影(RP)方法

雨流投影法也称 RP 法,其核心思想是将作用于 零部件上的多输入载荷信号转变为局部应力张量的 时域信号,对局部应力张量的时域信号进行雨流分 析,再投影回外部载荷。

临界面法是在进行疲劳试验过程中处理多维载 荷作用的部件信号处理方法<sup>[1,18]</sup>。在多维载荷作用 下,零部件由载荷引起的裂纹增长会有一个特定的 方向(临界面),假设零部件所受的多维载荷为 L<sub>n</sub>(t), n 是作用于部件上外部载荷的数目。结构上某点的外 部多输入载荷 L<sub>n</sub>(t)和局部应力 σ<sub>ij</sub>(x,t)关系如式(1) 所示。

$$\sigma_{ij}(x,t) = C_{ij}^{(1)}(x) \cdot L_1(t) + C_{ij}^{(2)}(x) \cdot L_2(t) + \dots + C_{ii}^{(n)}(x) \cdot L_n(t)$$
(1)

假设应力沿临界面法向,则它可以写成二维应力 分量的线性组合,对于沿临界面的剪切应力也是如 此。因此,结构某点临界面上的正应力与外载荷之间 的关系为:

$$\sigma_{x}(\alpha, t) = C_{11} \cdot L_{1}(t) + C_{12} \cdot L_{2}(t) + \dots + C_{1n} \cdot L_{n}(t)$$
  
$$\sigma_{y}(\alpha, t) = C_{21} \cdot L_{1}(t) + C_{22} \cdot L_{2}(t) + \dots + C_{2n} \cdot L_{n}(t)$$
(2)

 $\tau_{x}(\alpha,t) = \tau_{y}(\alpha,t) = C_{31} \cdot L_{1}(t) + C_{32} \cdot L_{2}(t) + \dots + C_{3n} \cdot L_{n}(t)$ 

令  $\sigma_{\alpha}^{cp}(t)$  表示临界面上的法向正应力,该时间历 程是决定结构上某一点疲劳损伤和寿命的直接因素, 从式(1)和式(2)可以构建出  $\sigma_{\alpha}^{cp}(t)$ :

 $\sigma_{\alpha}^{\text{cp}}(t) = C_1 \cdot L_1(t) + C_2 \cdot L_2(t) + \dots + C_n \cdot L_n(t)$ (3) 参数  $C_n$  是一组确定的数,通过有限元分析和试 验均能获得。

根据临界面法已经建立了 n 个外部载荷与决定 疲劳损伤的因素间的关系,实际是针对载荷信号进行 分析,处理 n 个载荷信号数据,因此需将式(3)处 理为如式(4)所示形式。

$$L_{t} = \|C\| [C'_{1} \cdot L_{1}(t) + C'_{2} \cdot L_{2}(t) + \dots + C'_{n} \cdot L_{n}(t)]$$
(4)

其中: 
$$||C|| = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} C_i^2}$$
,  $C_i' = \frac{C_i}{||C||}$ , 0 ≤  $C_i$  ≤ 1,

 $\sum_{i=1}^{n} C_i^{\prime 2} = 1_{\circ}$ 

实际式(4)中的*C*<sub>i</sub>可以用枚举的办法把所有的 情况都列出来,形成若干个线性组合后的*L<sub>n</sub>(t)*,即:

 $L(t) = C'_1 \cdot L_1(t) + C'_2 \cdot L_2(t) + \dots + C'_n \cdot L_n(t)$ (5)

然后对每一个合成的载荷信号做雨流计数和伪 损伤分析。文献[15]中的雨流投影(RP)滤波法和雨 流滤波法均应用在等效多输入载荷的运算中,这2种 滤波器的思想都是先对载荷信号进行幅值域分析 (RP分析和雨流分析),然后删除伪损伤可忽略的部 分。RP滤波器是将雨流滤波器进行扩展,不同之处 在于雨流滤波的方法,是将所有通道信号雨流计数, 同时删除所有通道的低于阈值的信号<sup>[19-23]</sup>,这种算法 也可能会删除原始信号中幅值很小但是在合成信号 却是最大值或最小的部分。为了避免这个缺点,将合 成信号与原始信号同时雨流滤波处理,这样既删除了 所有通道信号对损伤没有贡献的部分,又保留了信号 的 RP 信息<sup>[24]</sup>。

# 2 某轮式车辆多维车轮力的 RP 分析

本节就某特种轮式车辆单轴轴耦合加速试验载 荷信号处理方法进行阐述。处理的信号为车轮五维载 荷信号,由实际路面测试获得,采用车轮六分力传感 器,通过数据采集仪记录数据<sup>[25]</sup>。试验没有对制动情 况进行迭代,因此车轮载荷共有5个方向,一般定义 轴耦合试验时的坐标系如图1所示,因此车轮所受的 5个方向载荷分别为*F<sub>x</sub>、F<sub>y</sub>、F<sub>z</sub>、M<sub>x</sub>、M<sub>z</sub>。* 





Fig.1 Schematic diagram for analysis of coordinate system

#### 2.1 模型计算

依据临界面法准则,选用材料发生最大损伤面上

的应力应变参数作为多轴疲劳损伤量<sup>[15]</sup>。被试件所受 外部载荷为 $F_x$ 、 $F_y$ 、 $F_z$ 、 $M_x$ 、 $M_z$ ,在5个载荷的 作用下,被试件上某一点的弹性应力可表示为:

$$\sigma_{\alpha}^{\text{cp}}(t) = C_1 \cdot F_x(t) + C_2 \cdot F_y(t) + C_3 \cdot F_z(t) + C_4 \cdot M_x(t) + C_5 \cdot M_z(t)$$
(6)

式(6)表征了作用在被试件上的外部因素与直接决定被试件上某点疲劳寿命和疲劳损伤的内部因素间的关系。将式(6)进行归一化处理:

$$\sigma_{\alpha}^{\rm cp}(t) = \|C\| \begin{bmatrix} C_1' \cdot F_x(t) + C_2' \cdot F_y(t) + C_3' \cdot F_z(t) + \\ C_4' \cdot M_x(t) + C_5' \cdot M_z(t) \end{bmatrix}$$
(7)

其中:

$$\|C\| = \sqrt{\sum_{i=1}^{5} C_i^2}$$
(8)

$$C_i' = \frac{C_i}{\|C\|} \tag{9}$$

令  $L(t) = C'_1 \cdot F_x(t) + C'_2 \cdot F_y(t) + C'_3 \cdot F_z(t) + C'_4 \cdot M_x(t) + C'_5 \cdot M_z(t)$ ,当作外部载荷合成的附加载荷,通过对 合成信号 L(t)和外部的载荷信号同时进行雨流滤波, 删除对迟滞回环无贡献的载荷数据,使得雨流滤波通 过 **RP** 扩展,应用于多维载荷的计算。

### 2.2 载荷信号处理

针对某轮式车辆车轮 5 个方向的载荷数据进行 分析,车辆野外试验测试获取的典型车轮原始载荷 信号如图 2 所示。对原始车轮载荷信号分别采用雨 流滤波方法和 RP 滤波方法进行处理,结果如图 3 所示。





图 3 车轮 5 个方向加速等效载荷计算 Fig.3 Calculation of accelerated equivalent load of wheel in five directions

#### 2.3 结果分析

从图 3 中可以看出,原始信号长度为 137 s;使用 附带方向的 RP 滤波信号长度为 67 s,信号长度缩减为 原来的 50%;而使用无附带方向的雨流滤波器时,信 号长度为 14 s,信号长度缩减为原来的 10%左右。为 了评价加速后信号的质量,首先分别对3条曲线进行 时域分析和频域分析,其次对比加速后信号的损伤。

2种处理方式与原始数据的时域统计值对比见表 1。从时域分析可看出,不管采用哪种方法加速载荷 信号,信号的最大值和最小值是保证完全一样的。因 为删除的都是小的循环,不涉及大的载荷循环。

表 1 时域统计对比									
Tab.1 Comparison of time domain									
载荷 方向	参数	原始信号	RP 滤波器	雨流滤波器	载荷 方向	参数	原始信号	RP 滤波器	雨流滤波器
F <sub>x</sub>	最大值/(N·m)	21 127.190	21 127.190	21 127.190	M <sub>x</sub>	最大值/(N·m)	7 357.957	7 357.957	7 357.957
	最小值/(N·m)	-12 751.920	-12 751.920	-12 751.920		最小值/(N·m)	-9 306.214	-9 306.214	-9 306.214
	平均值/(N·m)	2.021	2.428	1.327		平均值/(N·m)	0.498	-0.662	-0.271
	RMS 值	4 286.752	4 515.508	5 239.467		RMS 值	2 056.556	2 192.749	3 187.744
	信号长度/s	136.998	67.015	13.896		信号长度/s	136.998	67.015	13.896
$F_y$	最大值/(N·m)	12 829.380	12 829.380	12 829.380	$M_z$	最大值/(N·m)	2 688.136	2 688.136	2 688.136
	最小值/(N·m)	-15 290.040	-15 290.040	-15 290.040		最小值/(N·m)	-2 639.822	-2 639.822	-2 639.822
	平均值/(N·m)	2.512	-2.569	-4.968		平均值/(N·m)	0.423	-1.815	-0.244
	RMS 值	3985.553	4095.051	5690.466		RMS 值	533.088	567.491	715.970
	信号长度/s	136.998	67.015	13.896		信号长度/s	136.998	67.015	13.896
Fz	最大值/(N·m)	36769.180	36769.180	36769.180					
	最小值/(N·m)	-38889.460	-38889.460	-38889.460					
	平均值/(N·m)	12.622	-18.760	-24.447					
	RMS 值	9 935.538	1 0527.000	14 992.840					
	信号长度/s	136.998	67.015	13.896					

分析加速后的信号功率谱密度(PSD),如图4所示,细线为原始信号的PSD曲线。加速后的载荷信号

PSD 与原始信号基本吻合,但是采用 RP 滤波器加速 后的载荷信号,明显比采用雨流滤波器的效果好。



图 4 加速后的信号与原始信号 PSD 对比 Fig.4 Comparison of PSD between original signal and accelerated signal

最后从损伤的角度分析,图 5 显示了信号加速 后和原始信号伪损伤的比例关系,图中每个附加方 向的 3 行数据中,第 1 行代表原始信号,第 2 行代 表 RP 滤波器加速后的信号,第 3 行代表雨流滤波 器加速后的信号。采用 RP 滤波器加速后的信号与 原始信号伪损伤是没有差异的,而采用雨流滤波器 加速后的信号,由于没有考虑附加方向上的损伤, 有些方向上的损伤是原始信号的 1/2 或 1/3。





## 3 加速后载荷谱的振动环境模拟

#### 3.1 基于时域波形再现技术的基本原理

通过对加速后的车轮载荷信号进行时域波形再现,实现在轴耦合试验台上模拟真实的振动环境。时 域波形再现是在试验台上再现被试件所受实际载荷 的过程,整个振动环境模拟系统如图 6 所示。y<sub>n</sub>(t)表 示野外采集的振动信号,即被模拟的目标信号; x<sub>n</sub>(t) 表示振动模拟的驱动信号。



图 6 多轴振动环境模拟系统 Fig.6 Multi-axle vibration environment simulation system

整个振动环境模拟系统是一个多输入-多输出系统,通过传递函数矩阵确定输入与输出间关系,系统输入 *x*(*t*)的谱矩阵 *S<sub>xx</sub>(f)*。这个谱矩阵的特点是对角线元素非 0,非对角线项全为 0,即输入通道之间是不相关的,如公式(10)所示。

$$\boldsymbol{S}_{xx}(f) = \begin{bmatrix} S_{x_1x_2}(f) & \cdots & 0\\ \vdots & & \vdots\\ 0 & \cdots & S_{x_Nx_N}(f) \end{bmatrix}$$
(10)

求出与 
$$S_{xx}(f)$$
 谱矩阵相应的输入信号  $x(t)$ 。然后,

用驱动信号 x(t)激励系统,采集响应 y(t),计算 y(t) 与 x(t)的互谱密度函数矩阵 **S**<sub>yx</sub>(f),从而求得系统的传 递函数矩阵 **H**(f):

$$H(f) = S_{yx}(f) \cdot S^{-1}_{xx}(f)$$
(11)  
其中:  $S_{xx}^{-1}(f)$ 是输入谱矩阵的逆矩阵。  
 $H(f)$ 的第 *i* 行第 *j* 列元素是:  
 $H_{xy}(f) =$ 

$$S_{x_i y_i}(f) \cdot S^{-1}_{x_i x_i}(f), (i = 1, 2, \dots, N; j = 1, 2, \dots, N)$$
(12)

只有当驱动信号之间独立时,公式(11)才成立, 否则由于输入通道信号之间的相关性,使矩阵 *S<sub>xx</sub>(f*) 奇异,其逆矩阵不存在,从而解不出传递函数 *H(f)*。 求出传递函数矩阵后,即可开展振动响应的试验与模 拟。时域波形再现的全过程如图 7 所示。





Fig.7 Schematic diagram of iteration process: a) calculation of the first driving signal; b) calculation of driving signal in iteration process

驱动信号的基本迭代过程如下描述。  
式(13)为目标谱。  
$$y^{D}(t) = \left\{ y_{1}^{D}(t), y_{2}^{D}(t), \dots, y_{N}^{D}(t) \right\}$$
 (13)  
按照式(14)求出第一次驱动信号。  
 $x^{1}(t) = FFT^{-1} \left[ H^{-1}(f) \cdot Y^{D}(f) \right]$  (14)

式中:  $H^{-1}(f)$ 为传递矩阵的逆;  $Y^{D}(f)$ 为  $y^{D}(t)$ 的傅 里叶变换。用第一次驱动信号  $\alpha \cdot x^{1}(t)$ 激励系统,同时 收集测试点加速度的响应  $y^{1}(t)$ ——第一次的响应信 号。其中,  $\alpha$  为反馈因子,一般  $0 < \alpha \le 1$ ,然后计算第 一次模拟误差:

$$e^{1}(t) = y^{D}(t) - y^{1}(t)$$
(15)

根据式(15)计算的模拟误差,求出驱动信号的 修正值:

$$\Delta x^{1}(t) = FFT^{-1} \left[ \boldsymbol{H}^{-1}(f) \cdot \boldsymbol{E}^{1}(f) \right]$$
(16)

按照式(17)计算出第二次的驱动信号:

$$x^{2}(t) = x^{1}(t) + \alpha \cdot \Delta x^{1}(t)$$
(17)

利用  $x^2(t)$  驱动系统,收集响应  $y^2(t)$ 。重复上述 步骤,直到使响应  $y^N(t)$ 与  $y^D(t)$ 的误差可以接受为止, 最后得到的  $x^N(t)$ 就是满足一定精度的驱动信号—有 效路面时域波形。

通过上述 N 次迭代,得到驱动信号,将其输入道 路模拟试验系统,模拟真实的振动环境。

## 3.2 某轮式车辆多维车轮载荷时域波形再 现试验

对第2节中得到的某车辆5维车轮加速载荷谱开 展再现试验,试验系统如图8所示。被试车轮安装在 轴耦合道路模拟试验台上,车轮和试验台之间安装车 轮六分力传感器,用来采集车轮所受的载荷。试验所 用轴耦合试验系统技术参数如表2所示。



图 8 试验系统 Fig.8 Test rig

#### 表 2 多轴耦合试验系统技术参数

Tab.2 Technical p	arameters of mu	ilti-axle cou	ipling test rig
力/力矩	最大值	预载	行程
垂向力 Fz	±200 kN	90 kN	±200 mm
纵向力 $F_x$	±120 kN		$\pm 150 \text{ mm}$
横向力 Fy	±100 kN		$\pm 150 \text{ mm}$
侧倾力矩 $M_x$	$\pm 30 \text{ kN} \cdot \text{m}$		±10°
转向力矩 Mz	$\pm 25 \text{ kN} \cdot \text{m}$		±12°
制动力矩 My	$\pm 50 \text{ kN} \cdot \text{m}$		$\pm 20^{\circ}$

对目标信号进行频域分析,根据目标信号特点, 通过合适的粉白噪声激励被试车轮,开展系统传递函 数的识别。5个通道的粉白噪声为试验台的输入信号, 六分力传感器采集的车轮力为输出信号,计算得到系 统的传递函数矩阵,如图9所示。



• 51 •

将被模拟的5维载荷谱作为目标信号,用目标信号 乘以传递函数的逆矩阵,通过式(14)可以算出第1 次驱动信号。通过该信号驱动试验台,采集六分力传感 器的载荷信号,通过式(15)、(16)、(17)计算系统第 2次驱动信号,依次开展迭代试验,到第10步迭代,误 差满足要求,目标信号和测量信号间误差如表3所示。

Tab.3 Error between measured signal and target signal of each channel								
通道	合成误差/%	损伤比/%	最大值比/%	最小值比/%	RMS 值比/%	方差比/%		
$F_z$	20.965	125.236	116.896	101.566	99.476	95.94		
$F_y$	28.626	126.548	95.567	120.535	113.942	80.973		
$F_x$	12.696	101.084	102.776	97.56	100.18	98.478		
$M_z$	24.634	130.794	98.849	111.863	104.557	89.261		
$M_{r}$	24.682	127.137	109.878	109.203	99.069	90.042		

表 3 各通道测量信号和目标信号误差 Error between measured signal and target signal of each chan

根据表 3 中的数据, *F<sub>z</sub>、F<sub>y</sub>、F<sub>x</sub>、M<sub>z</sub>、M<sub>x</sub>*各个方向最大值的误差分别为 16.896%、4.433%、2.776%、1.151%、9.878%, 最小值的误差分别为 1.566%、20.535%、2.44%、11.863%、9.203%, RMS 误差分别为 0.524%、13.942%、0.18%、4.557%、0.931%。从结果上看, 与 *F<sub>y</sub>*向相关的载荷方向误差偏大, 主要原因是被试件本身结构以及固定工装在 *y* 方向刚度不够造成的。

#### 3.3 耐久性试验等效里程评估

本文处理的车轮力为 1.9 km 的实测载荷信号, 考虑到载荷测试里程和实际耐久性试验里程的差异, 需要将迭代后的试验台驱动谱驱动轴耦合试验台时 六分力传感器采集的响应信号与目标信号之间进行 损伤比计算。根据表 3 中各通道损伤比进行评估, *M<sub>z</sub>*方向是最严酷的,综合评估各方向权重,可以得 到试验台运行 1 个周期合理的等效里程,并以此开展 耐久性试验。

## 4 结语

 1)本文采用雨流投影滤波的方法对车轮5维载 荷谱进行加速处理,通过对比分析,数据加速载荷谱 与原始载荷谱时域、频域和损伤域均吻合。

2)通过分析结果可看出,多轴轴耦合振动模拟 试验再现的车轮5维载荷谱与原始载荷谱信号相比, 模拟精度在80%左右。从本次数据分析结果看,与 *F*<sub>y</sub>向相关的载荷方向误差偏大。模拟精度受很多因素 的影响,比如被试件结构的非线性,固定工装设计的 合理性,传递函数识别的效果,以及迭代过程中相关 参数的设置等。因此,要在能够控制的环节做工作, 尽量提高迭代精度。

3)经试验台试验验证,采用加速后的载荷谱进行振动环境模拟,依据迭代后的试验台驱动谱开展车轮疲劳试验,试验过程中很好地再现了故障出现的时间和形式。

4)为了说明加速疲劳试验与实际路试结果的一 致性,后续还应积累更多的试验数据。

#### 参考文献:

- [2] 毛森鑫,时寒阳,李开响,等.振动疲劳载荷谱编制与 试验验证[J]. 航空学报, 2022, 43(7): 426585.
  MAO S X, SHI H Y, LI K X, et al. Vibration Fatigue Load Spectrum Compilation and Test Verification[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2022, 43(7): 426585.
- [3] 张详坡.基于加速试验的轴承寿命预测理论与方法研究[D].长沙:国防科学技术大学,2013.
   ZHANG X P. Research on Theory and Method of Bearing Life Prediction Based on Accelerated Test[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2013.

 [4] 蔡志健. 车辆耐久性试验等效载荷谱的研究[D]. 上海: 同济大学, 2007: 1-62.
 CAI Z J. Study on Equivalent Load Spectrum of Vehicle Durability Test[D]. Shanghai: Tongji University, 2007: 1-62.

 [5] 陈芦,鲍雨梅,潘孝勇,等. 橡胶隔振器加速疲劳试验 谱的编制方法研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(17): 12-16.

CHEN L, BAO Y M, PAN X Y, et al. Editing Method for Accelerative Fatigue Test Spectrum of a Rubber Isolator[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(17): 12-16.

- [6] 高云凯, 徐成民, 方剑光. 车身台架疲劳试验程序载荷 谱研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(4): 92-98. GAO Y K, XU C M, FANG J G. Study on the Programed Load Spectrum of the Body Fatigue Bench Test[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(4): 92-98.
- [7] 陈道云,孙守光,李强. 高速列车载荷谱推断及扩展方 法研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(10): 151-155. CHEN D Y, SUN S G, LI Q. Study on Deduction and Extend of High-Speed Train Load Spectrum[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(10): 151-155.
- [8] 夏斯璇, 郭涛, 林康, 等. 基于实测路谱的振动环境分析与模拟方法研究[J]. 包装工程, 2023, 44(17): 261-268.

王铁,田程,李旭东,等.车轮双轴疲劳加速试验方法 研究[J]. 汽车工程, 2022, 44(9): 1410-1415.
 WANG T, TIAN C, LI X D, et al. Research on Wheel Biaxial Fatigue Accelerated Test Method[J]. Automotive Engineering, 2022, 44(9): 1410-1415.

XIA S X, GUO T, LIN K, et al. Vibration Environment Analysis and Simulation Method Based on Measured Road Spectrum[J]. Packaging Engineering, 2023, 44(17): 261-268.

[9] 舒畅,朱玉琴,杨万均.履带车辆平台模拟试验谱的建 立方法研究与应用[J].装备环境工程,2014,11(2): 15-19.

SHU C, ZHU Y Q, YANG W J. Study and Application of the Method Deducing the Simulating Test Spectrum from Measured Data of Tracked Vehicle[J]. Equipment Environmental Engineering, 2014, 11(2): 15-19.

- [10] 孟宪红,白曌宇,张行. 扭杆刚度衰减加速试验的损伤 力学分析[J]. 机械工程学报, 2007, 43(7): 44-48. MENG X H, BAI Z Y, ZHANG X. Damage Mechanics Analysis of Accelerating Experiment on Stiffness Attenuation of Twisting Bar[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(7): 44-48.
- [11] 魏冰阳, 郭玉梁, 古德万, 等. 弧齿锥齿轮弯曲疲劳寿命仿真与加速试验评价[J]. 兵工学报, 2022, 43(11): 2945-2952.
  WEI B Y, GUO Y L, GU D W, et al. Evaluation of Bending Fatigue Life of Spiral Bevel Gears by Simulation and Accelerated Test[J]. Acta Armamentarii, 2022, 43(11): 2945-2952.
- [12] 李斌潮, 唐靖, 殷之平. 基于频率雨流计数法的发动机 振动疲劳载荷谱编制[J]. 航空工程进展, 2021, 12(1): 24-29.

LI B C, TANG J, YIN Z P. The Load Spectrum Compilation of Engine Vibration Fatigue Based on Frequency Rain-Flow Counting Method[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2021, 12(1): 24-29.

- [13] 段凯欣, 胡玉倩, 刘瑜瑾, 等. 基于路谱的随机振动耐 久试验研究[J]. 装备环境工程, 2020, 17(10): 88-93.
  DUAN K X, HU Y Q, LIU Y J, et al. Random Vibration Durability Test Based on Road Spectrum[J]. Equipment Environmental Engineering, 2020, 17(10): 88-93.
- [14] 刘瑜瑾, 王毅, 段凯欣, 等. 结合虚拟迭代技术的整车级道路模拟试验方法[J]. 装备环境工程, 2020, 17(10): 94-102.
   LIU Y J, WANG Y, DUAN K X, et al. Complete Vehicle

Level Road Simulation Test Method Based on Multi-Body Virtual Iteration[J]. Equipment Environmental Engineering, 2020, 17(10): 94-102.

- [15] (瑞典)帕·约翰内森,(德)迈克尔·施柏科特. 车辆耐久 性载荷分析导论[M]. 北京:北京理工大学出版社, 2017: 90-408.
  JOHANNESSON P, SPECKERT M. Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2017: 90-408.
- [16] 胡浩炬,邓小强,余家皓,等. 基于多轴载荷的汽车控制臂疲劳载荷块编制[J]. 汽车零部件, 2021(4): 5-10.
  HU H J, DENG X Q, YU J H, et al. Block Cycle Load Compilation for Automobile Control Arm Fatigue Test Based on Multiaxial Load[J]. Automobile Parts, 2021(4): 5-10.

- [17] 邹喜红,杨真亮,袁冬梅,等. DCT 关键零部件道路模 拟加速可靠性试验方法的研究[J]. 汽车工程,2016, 38(6): 783-790.
  ZOU X H, YANG Z L, YUAN D M, et al. A Study on the Method of Road Simulation Accelerated Reliability Test for DCT Key Components[J]. Automotive Engineering, 2016, 38(6): 783-790.
- [18] 王举金. 多轴随机振动疲劳预测与加速疲劳试验研究
  [D]. 成都:西南交通大学, 2019.
  WANG J J. Fatigue Prediction and Accelerated Fatigue Test of Multiaxial Random Vibration[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2019.
- [19] 陈宽裕. 随机振动激励的加速方法研究与试验验证[D]. 成都:西南交通大学, 2021.
   CHEN K Y. Research and Test Verification on Acceleration Method of Random Vibration[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2021.
- [20] 高峰. 振动疲劳频域临界面法与载荷谱加速研究[D]. 成都:西南交通大学, 2022.
   GAO F. Research on Frequency Domain Critical Surface Method and Load Spectrum Acceleration of Vibration Fatigue[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2022.
- [21] 于佳伟,郑松林,赵礼辉,等. 整车室内道路模拟试验 用载荷谱的编制方法研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(14): 93-99.
  YU J W, ZHENG S L, ZHAO L H, et al. Research on Spectrum Development Methodology for Vehicle Indoor Road Simulation Test[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(14): 93-99.
  [22] 董国疆,韩杰,颜峰,等. 汽车零部件疲劳分析载荷谱
- [22] 重国疆, 韩杰, 颜峰, 寺. 汽牛冬部件疲劳分析载何谓 加速编辑法研究[J]. 中国机械工程, 2020, 31(5): 543-552.
  DONG G J, HAN J, YAN F, et al. Research on Load Spectrum Accelerated Editing Method for Fatigue Test of Vehicle Parts[J]. China Mechanical Engineering, 2020, 31(5): 543-552.
- [23] 杨平, 邹喜红. 基于道路模拟试验的强化载荷谱编制 方法[J]. 中国工程机械学报, 2021, 19(5): 419-424.
  YANG P, ZOU X H. The Method of Load Spectrum Accelerate Editing Based on Road Simulation Test[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2021, 19(5): 419-424.
- [24] 郑国峰,肖攀,刘晓昂,等. 基于多参数特征保留的载荷谱加速耐久性编辑[J]. 振动测试与诊断, 2020, 40(1): 107-114.
  ZHENG G F, XIAO P, LIU X A, et al. The Durability Load Spectrum Edition Method Based on Multi-Parameter Indexes for Automotive Parts[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(1): 107-114.
- [25] 宋勤,姜丁,赵晓鹏,等. 道路模拟试验载荷谱的采集、 处理与应用[J]. 仪表技术与传感器, 2011(3): 104-106. SONG Q, JIANG D, ZHAO X P, et al. Acquisition, Processing and Application of Load Spectrum for Road Simulation Test[J]. Instrument Technique and Sensor, 2011(3): 104-106.