

车身疲劳载荷识别与应用

龙岩^{1,2}, 蒋凌山², 刘雪强², 陈志勇¹, 高承明¹, 黄禹霆²

(1. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 130022, 长春;

2. 一汽-大众汽车有限公司技术开发部, 130011, 长春)

摘要: 为提高整车载荷识别精度和车身疲劳寿命预测精度, 提出应用改进的振动系统传递函数估计算法结合虚拟迭代计算方法, 以提高整车输入载荷识别精度和车身疲劳寿命预测精度。首先, 应用道路载荷测量车进行整车试验场耐久性强化试验道路载荷信号采集, 建立满足工程精度要求的整车刚柔耦合多体动力学模型。在整车振动系统传递函数矩阵识别中, 利用改进的估计算法消除输入载荷和响应载荷中随机干扰信号的影响, 然后应用整车动力学模型进行输入载荷的虚拟迭代计算, 获得比 H_1 估计方法更准确的输入载荷。最后, 将虚拟输入载荷导入白车身有限元模型中进行寿命预测计算, 并应用整车四通道道路模拟试验进行白车身疲劳寿命试验来验证提出的寿命预测计算的准确性。结果表明, 仿真预测结果与试验结果基本一致, 说明所应用的改进估计算法和虚拟迭代计算方法可以获得更加准确的整车输入载荷, 提高车身疲劳寿命预测的精度。

关键词: 改进估计算法; 虚拟迭代; 载荷识别; 疲劳寿命预测

中图分类号: U462.3 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202007005 **文章编号:** 0253-987X(2020)07-0034-09



OSID 码

Identification of Vehicle Body Fatigue Loads and Its Application

LONG Yan^{1,2}, JIANG Lingshan², LIU Xueqiang², CHEN Zhiyong¹,

GAO Chengming¹, HUANG Yuting²

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China;

2. Department of Technical Development, FAW-Volkswagen Automotive Company, Ltd., Changchun 130011, China)

Abstract: For the improvement of vehicle body fatigue loads identification and fatigue life prediction, an estimation method and a virtual iteration method were proposed to acquire more accurate vehicle body fatigue loads and fatigue life prediction. Firstly, intensified road loads in test field were collected by road load measuring vehicle, and then a rigid-flexible coupling multi-body dynamic simulation model with engineering accuracy was established. In the identification of vehicle vibration transfer matrix, the improved estimation method was applied to eliminate the influence of the stochastic interference signals in input loads and output loads, then the vehicle virtual input fatigue loads were calculated by virtual iteration with the multi-body dynamic model, and more accurate virtual input fatigue loads were obtained than H_1 estimation method. Finally, the virtual input fatigue loads were used for the vehicle body fatigue life prediction with body-in-white finite element model, and the vehicle fatigue tests on four-poster road simulation test-bench were carried out for the validation of fatigue life prediction. It shows that the results of vehicle body fatigue life prediction are consistent with the test results, indicating that the improved

收稿日期: 2020-01-20。 作者简介: 龙岩(1979—),男,博士,高级工程师;陈志勇(通信作者),男,副教授,博士生导师。

基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2018YFB0106200)。

网络出版时间: 2020-03-23

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20200320.1647.004.html>

estimation method and virtual iteration method can obtain more accurate identification results and improve prediction accuracy of vehicle body fatigue life.

Keywords: improved estimation; virtual iteration; load identification; fatigue life prediction

汽车轻量化是当前汽车技术发展的重要方向之一,但是车身的轻量化会直接导致车身在道路行驶过程中受到的交变载荷作用发生改变而更易引起车身疲劳失效,主要表现为车身焊点焊缝开裂等问题。因此,在车身设计和改进时必须对车身结构进行疲劳寿命预测和疲劳试验验证,以保证车身结构在改进设计和轻量化设计后不出现疲劳失效问题。

车身疲劳寿命预测的重要前提是得到较精准的输入载荷,常用的做法是在道路模拟试验台上进行物理迭代,其中对车身系统的载荷传递矩阵的估计精度直接影响到载荷迭代计算结果的准确性。常用的几种估计方法^[1]中: H_1 估计适用于系统没有输入测量噪声或输入噪声很小的情况; H_2 估计适用于系统没有输出测量噪声或输出噪声很小的情况; H_3 估计在输入输出信噪比大致相等时才能得到较高的估计精度; H_4 估计不包含信号相位信息。上述估计方法都有使用的局限性,而其他估计方法^[2-4]中: H_c 估计和 H_l 估计虽为无偏估计但需要在系统中引入其他信号,其他信号也会引入新的测试误差,测试工作和信号处理工作比较复杂,在工程实际中应用较少; H_v 估计由于存在系统输入噪声的自谱项,导致其对传递函数的估计精度也会受影响。另外,常规的物理迭代方法^[5]也受限于疲劳试验台的性能,载荷幅值必须限定在试验台物理能力范围内,否则会造成过载而损坏试验设备,因而物理迭代结果有时无法真实反映车身振动系统的实际工作状态载荷。

为得到车身更准确的输入载荷和提高疲劳寿命预测精度,本文以整车减振器位移载荷作为识别目标,采集某试验场耐久性强化试验道路载荷数据,建立满足工程精度要求的整车刚柔耦合多体动力学模型,应用改进的传递函数估计方法对整车载荷传递函数矩阵进行估计,通过多次测量平均的方式去除计算过程中噪声信号的影响,提高估计计算的精度。计算得到整车系统的载荷传递函数矩阵后,通过虚拟迭代计算得到较准确的减振器处的虚拟位移载荷数据,将减振器处的虚拟位移载荷作为输入信号,用有限元方法计算车身的疲劳载荷应力,进而预测得到车身的疲劳危险区域位置和寿命。最后,进行实车试验,以验证本文方法的正确性。

1 传递函数改进估计方法

本文应用的传递函数估计方法是利用整车测试中容易测得的输入载荷与响应载荷数据,经过将多组测量数据进行平均计算,来消除输入载荷和响应载荷中随机干扰信号自功率谱的影响^[6],图1为该方法示意图。

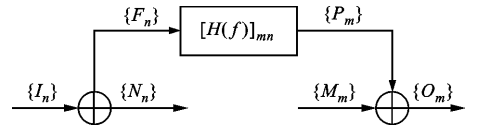


图1 输入输出有噪声系统示意图

对图1所示的振动系统进行 N 次相同测试,每次测量的随机噪声信号之间以及与系统的真实输入载荷和输出载荷都是不相关的,第 i 次测试为

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{O}_{1i} \\ \vdots \\ \mathbf{O}_{mi} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{M}_{1i} \\ \vdots \\ \mathbf{M}_{mi} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \mathbf{I}_{1i} \\ \vdots \\ \mathbf{I}_{ni} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \mathbf{N}_{1i} \\ \vdots \\ \mathbf{N}_{ni} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} P_1/F_1 & \cdots & P_1/F_n \\ \vdots & & \vdots \\ P_m/F_1 & \cdots & P_m/F_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{I}_{1i} \\ \vdots \\ \mathbf{I}_{ni} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \mathbf{N}_{1i} \\ \vdots \\ \mathbf{N}_{ni} \end{Bmatrix}$$

式中: $\{F_n\}_i$ 为真实系统输入载荷向量; $\{N_n\}_i$ 为输入测量噪声信号向量; $\{P_m\}_i$ 为真实系统响应载荷向量; $\{M_m\}_i$ 为输出测量噪声信号向量; $[H(f)]_{mn}$ 为系统的传递函数矩阵; $\{I_n\}_i$ 为实测系统输入载荷向量, $\{I_n\}_i = \{F_n\}_i + \{N_n\}_i$; $\{O_m\}_i$ 为实测系统响应载荷向量, $\{O_m\}_i = \{P_m\}_i + \{M_m\}_i$; $i = 1, 2, \dots, N-1$ 。

对于每一个 i ,式(1)两边同时右乘向量 $\{\mathbf{I}_j^H \cdots \mathbf{I}_{mj}^H\} (j = i+1, i+2, \dots, N)$,推导可得到如下功率谱方程

$$\begin{aligned} & [O]_{m \times \frac{N(N-1)}{2}} [MI]_{\frac{N(N-1)}{2} \times n}^H - \\ & [M]_{m \times \frac{N(N-1)}{2}} [MI]_{\frac{N(N-1)}{2} \times n}^H = \\ & [H]_{m \times n} \left([I]_{\frac{N(N-1)}{2} \times n} [MI]_{\frac{N(N-1)}{2} \times n}^H - \right. \\ & \left. [N]_{n \times \frac{N(N-1)}{2}} [MI]_{\frac{N(N-1)}{2} \times n}^H \right) \end{aligned} \quad (2)$$

其中

$$[O][MI]^H =$$

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{O}_{1i} \mathbf{I}_{1j}^H & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{O}_{1i} \mathbf{I}_{2j}^H & \cdots & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{O}_{1i} \mathbf{I}_{nj}^H \\ \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{O}_{2i} \mathbf{I}_{1j}^H & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{O}_{2i} \mathbf{I}_{2j}^H & \cdots & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{O}_{2i} \mathbf{I}_{nj}^H \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{O}_{mi} \mathbf{I}_{1j}^H & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{O}_{mi} \mathbf{I}_{2j}^H & \cdots & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{O}_{mi} \mathbf{I}_{nj}^H \end{bmatrix}$$

$$[M][MI]^H =$$

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{M}_{1i} \mathbf{I}_{1j}^H & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{M}_{1i} \mathbf{I}_{2j}^H & \cdots & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{M}_{1i} \mathbf{I}_{nj}^H \\ \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{M}_{2i} \mathbf{I}_{1j}^H & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{M}_{2i} \mathbf{I}_{2j}^H & \cdots & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{M}_{2i} \mathbf{I}_{nj}^H \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{M}_{mi} \mathbf{I}_{1j}^H & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{M}_{mi} \mathbf{I}_{2j}^H & \cdots & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{M}_{mi} \mathbf{I}_{nj}^H \end{bmatrix}$$

$$[I][MI]^H =$$

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{I}_{1i} \mathbf{I}_{1j}^H & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{I}_{1i} \mathbf{I}_{2j}^H & \cdots & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{I}_{1i} \mathbf{I}_{nj}^H \\ \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{I}_{2i} \mathbf{I}_{1j}^H & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{I}_{2i} \mathbf{I}_{2j}^H & \cdots & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{I}_{2i} \mathbf{I}_{nj}^H \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{I}_{mi} \mathbf{I}_{1j}^H & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{I}_{mi} \mathbf{I}_{2j}^H & \cdots & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{I}_{mi} \mathbf{I}_{nj}^H \end{bmatrix}$$

$$[N][MI]^H =$$

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{N}_{1i} \mathbf{I}_{1j}^H & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{N}_{1i} \mathbf{I}_{2j}^H & \cdots & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{N}_{1i} \mathbf{I}_{nj}^H \\ \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{N}_{2i} \mathbf{I}_{1j}^H & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{N}_{2i} \mathbf{I}_{2j}^H & \cdots & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{N}_{2i} \mathbf{I}_{nj}^H \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{N}_{mi} \mathbf{I}_{1j}^H & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{N}_{mi} \mathbf{I}_{2j}^H & \cdots & \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \mathbf{N}_{mi} \mathbf{I}_{nj}^H \end{bmatrix}$$

式中 $[MI]^H$ 是 $[MI]$ 的共轭转置。

计算式(2)的期望值,再除以分析时间 T ,可以推导得到

$$\begin{bmatrix} \mathbf{G}_{\mathbf{O}_1 \mathbf{I}_1} & \cdots & \mathbf{G}_{\mathbf{O}_1 \mathbf{I}_n} \\ \vdots & & \vdots \\ \mathbf{G}_{\mathbf{O}_m \mathbf{I}_1} & \cdots & \mathbf{G}_{\mathbf{O}_m \mathbf{I}_n} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{\mathbf{M}_1 \mathbf{I}_1} & \cdots & \mathbf{G}_{\mathbf{M}_1 \mathbf{I}_n} \\ \vdots & & \vdots \\ \mathbf{G}_{\mathbf{M}_m \mathbf{I}_1} & \cdots & \mathbf{G}_{\mathbf{M}_m \mathbf{I}_n} \end{bmatrix} =$$

$$[H]_{nm} \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{\mathbf{I}_1 \mathbf{I}_1} & \cdots & \mathbf{G}_{\mathbf{I}_1 \mathbf{I}_n} \\ \vdots & & \vdots \\ \mathbf{G}_{\mathbf{I}_n \mathbf{I}_1} & \cdots & \mathbf{G}_{\mathbf{I}_n \mathbf{I}_n} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{\mathbf{N}_1 \mathbf{I}_1} & \cdots & \mathbf{G}_{\mathbf{N}_1 \mathbf{I}_n} \\ \vdots & & \vdots \\ \mathbf{G}_{\mathbf{N}_n \mathbf{I}_1} & \cdots & \mathbf{G}_{\mathbf{N}_n \mathbf{I}_n} \end{bmatrix} \quad (3)$$

根据互功率谱的性质,不相关信号的互功率谱经过多次平均之后接近零,即

$$\begin{bmatrix} \mathbf{G}_{\mathbf{M}_1 \mathbf{I}_1} & \cdots & \mathbf{G}_{\mathbf{M}_1 \mathbf{I}_n} \\ \vdots & & \vdots \\ \mathbf{G}_{\mathbf{M}_m \mathbf{I}_1} & \cdots & \mathbf{G}_{\mathbf{M}_m \mathbf{I}_n} \end{bmatrix} = [0]$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{G}_{\mathbf{N}_1 \mathbf{I}_1} & \cdots & \mathbf{G}_{\mathbf{N}_1 \mathbf{I}_n} \\ \vdots & & \vdots \\ \mathbf{G}_{\mathbf{N}_n \mathbf{I}_1} & \cdots & \mathbf{G}_{\mathbf{N}_n \mathbf{I}_n} \end{bmatrix} = [0]$$

可以推导得到多输入多输出振动系统载荷传递函数的估计表达式为

$$[H] = [G_{OI}][G_{II}]^{-1} \quad (4)$$

由式(4)可知,振动系统在不需要输入其他信号和额外能量的情况下,通过 N 次相同的测试数据,进行 $N(N-1)/2$ 次平均计算,可以基本实现估计计算表达式主要由输入和输出信号互功率谱表示,从而避免了干扰噪声信号自功率谱项存在的影响,传递函数的估计精度得到提高,可用于实测数据和虚拟测试的传递矩阵估计,与 H_1 估计对比的仿真验证结果如图2和图3所示。

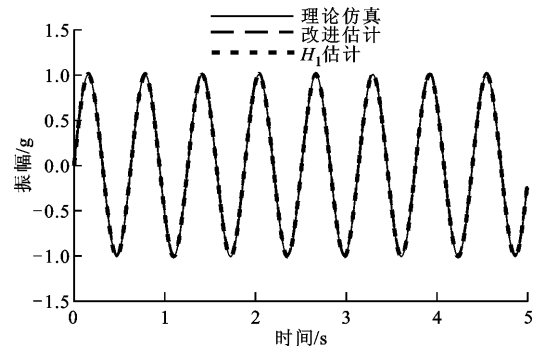


图2 载荷传递函数的改进估计与 H_1 估计结果对比

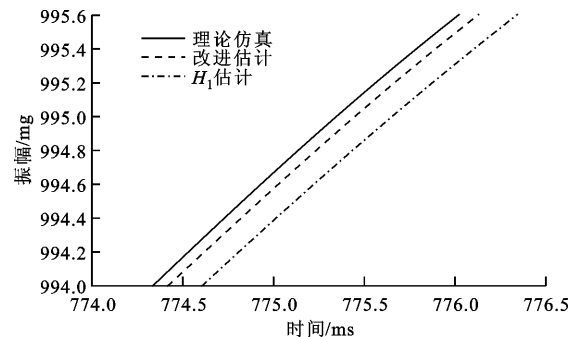


图3 载荷传递函数的改进估计与 H_1 估计结果对比局部放大图

2 虚拟迭代方法

虚拟迭代计算方法的实质为非线性振动系统的求逆问题,即建立复杂机械振动系统动力学模型,模

型响应信号已通过实测得到。对模型系统未知的且不易实测的外部驱动载荷信号的求解问题,系统未知外部驱动载荷信号可以是力或位移等物理量,系统的响应信号可以是位移、速度和加速度等物理量,整个虚拟迭代的计算过程包含系统传递特性矩阵估计和目标信号迭代计算两部分。

2.1 系统传递特性矩阵估计

随机生成宽带白噪声信号作为系统驱动输入信号,对系统进行仿真计算,获得监控位置处的响应信号。根据仿真得到的系统响应信号和系统驱动输入信号计算系统的频率响应传递特性矩阵,多次随机仿真,应用上述的改进估计方法对系统的频率响应传递特性矩阵进行估计,无须再考虑频率响应函数自功率谱是否为奇异矩阵,即不需要考虑保证系统的辨识信号的不相关性。

2.2 目标信号迭代计算

得到较精确的系统频率响应传递特性矩阵后,根据监控位置实测响应信号反向计算系统的驱动输入信号。由于系统存在非线性,必然导致系统监控位置的响应信号与实测信号之间存在差异,因此需要进行多次迭代来逐渐修正系统驱动输入信号,修正方法如下

$$U_{k+1}(j\omega) = U_k(j\omega) + \gamma H^{-1}(j\omega) e_k(j\omega) \quad (5)$$
式中: $U_{k+1}(j\omega)$ 为第 $k+1$ 次迭代的驱动信号; $U_k(j\omega)$ 为第 k 次迭代的驱动信号; γ 为迭代步长; $H(j\omega)$ 为估计得到的系统载荷传递特性矩阵; $e_k(j\omega)$ 为第 k 次迭代后监控位置的响应信号与实测信号的误差。

2.3 迭代计算质量

每次迭代计算后将驱动输入信号和监控响应信号分别与实测信号进行统计分析比较,如穿级计数比较、功率谱密度比较和伪损伤比较,以判断信号的幅值大小、数量、功率谱密度和伪损伤是否满足要求。通常伪损伤是通过伪损伤比 μ 来进行评价和对比,即

$$\mu = D_i / D_{aimi} \quad (6)$$

式中: D_i 为第 i 次迭代后某传递路径载荷伪损伤; D_{aimi} 为某传递路径的载荷目标实际伪损伤。伪损伤比越接近 1,说明该传递路径迭代计算精度越高,通常规定各个传递路径迭代信号的伪损伤比在 0.5~2.0 之间为满足工程精度要求。

3 道路载荷测试

搭建道路载荷测量车,采集某整车试验场耐久

性强化试验道路载荷^[7],道路载荷测量包括比利时路、搓衣板路、拱形不平整路和波浪路等典型道路。测量 4 个减振器位移信号作为整车虚拟迭代计算的目标驱动输入信号,各车轮轮心的加速度和整车质心处的加速度信号作为监控信号,所用到的采集传感器及信号^[8-9]如表 1 所示。位移传感器和加速度传感器布置如图 4 和图 5 所示。整车质心位置可以通过整车三维数字模型或整车测量等方式确定,另外测量所有传感器在整车坐标系下的三维坐标,用于与动力学模型相同坐标处的仿真数据进行对比。道路载荷测量采集到 7 组相同工况的有效数据,对采集的道路载荷数据进行处理,其中左前减振器位移测量结果如图 6 所示,整车质心处 Z 向加速度测量结果如图 7 所示。

表 1 测量车传感器及其测量信号

传感器类型	测量信号	布置位置	用途
位移传感器	减振器位移	减振器两端	目标信号
加速度传感器	单向加速度	车轮支架	监控信号
加速度传感器	单向加速度	转向节	监控信号
加速度传感器	三向加速度	整车质心	监控信号

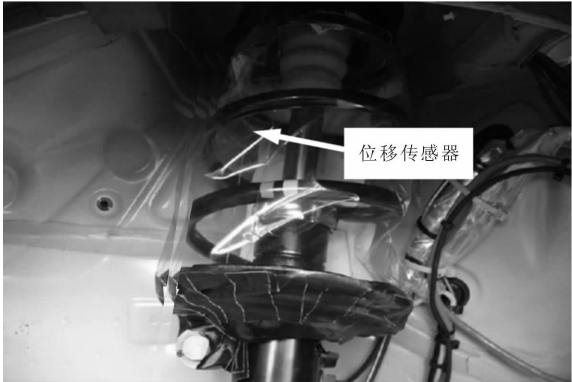


图 4 左前减振器位移传感器布置

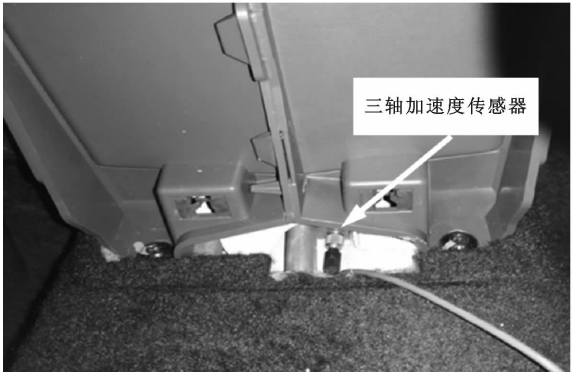


图 5 整车质心处加速度传感器布置

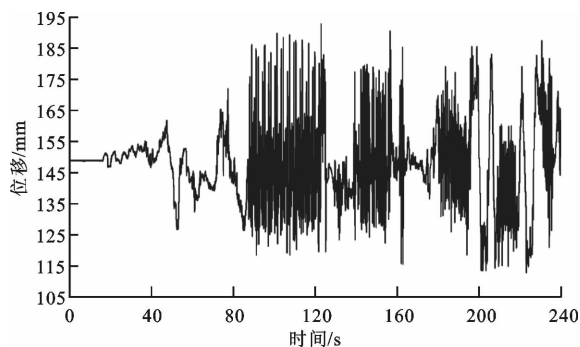


图6 左前减振器位移测量结果

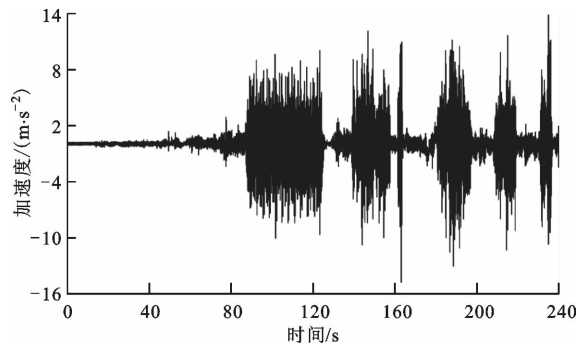


图7 整车质心处Z向加速度测量结果

4 动力学建模及载荷识别

根据底盘参数,用 ADAMS 建立底盘的多体动力学模型^[10],模型中通常用赋予车身质量、转动惯量和惯性积的质点来代替车身,而实际车身弹性对传递函数矩阵估计结果影响巨大。为提高车身载荷的计算精度,将车身有限元模型导入 ADAMS,建立刚柔耦合多体动力学模型^[11-13],如图8所示,其中将动力总成和车身部件质量以静态质量点载荷的方式表示。由于使用减振器位移载荷信号直接作为整车模型的驱动输入信号,因此在模型中不包含车轮模型,以避免轮胎模型带来的误差。

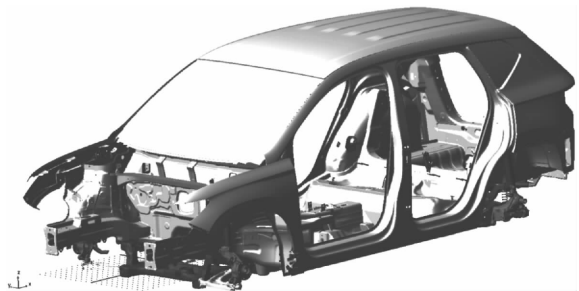


图8 整车刚柔耦合多体动力学模型

多体动力学模型的精度直接决定载荷识别的精度,因此必须对模型进行验证和修正,使得模型在同样的载荷激励下能够得到与测量车基本相同的响

应^[14]。由于在多体动力学模型中施加力的输入信号将会导致模型漂移或翻转,同时考虑到便于实际测量、模型输入简化,以及与整车四通道道路模拟试验进行对比验证,本文选择4个减振器处的位移信号作为迭代计算的目标信号,即4个车轮相对于车身的Z向位移信号。首先在模型减振器处输入随机白噪声位移信号,得到整车质心位置点处的响应信号,分别用改进估计方法和 H_1 估计方法对整车动力学模型的振动传递特性矩阵进行估计,得到整车动力学振动传递特性矩阵。将4个减振器位移信号作为未知的系统目标输入信号,将整车质心处加速度作为主要输出监控信号,4个车轮轮心的加速度信号作为监控信号,进行虚拟迭代计算,分别经过15次和19次迭代计算后收敛。整车质心处Z向加速度信号迭代结果如图9和图10所示,左前减振器位移信号迭代结果如图11和图12所示,伪损伤结果如表2所示。目标驱动输入信号(减振器位移信号)的迭代结果在穿级计数、功率谱密度和伪损伤比3个方面与测量车测试结果都比较吻合,而其他监控信号与测试结果也具有相同的趋势和同数量级的载荷幅值,且伪损伤比也比较一致,均在合理范围(0.5~2.0)内。分析各个结果可知,改进迭代目标信号结果偏差明显小于监控信号迭代偏差,同时精度也高于 H_1 估计迭代目标结果。这是由于目标迭

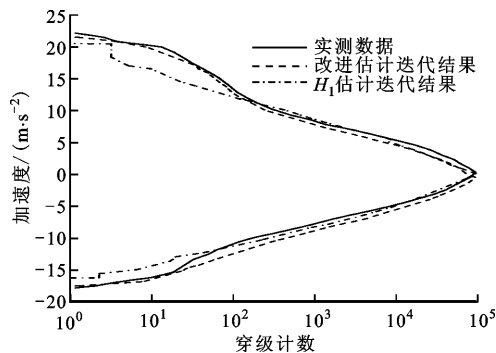


图9 整车质心处Z向加速度对比

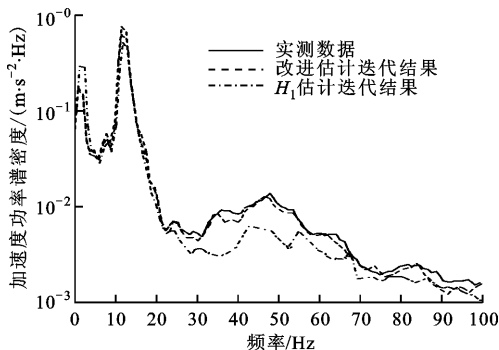


图10 整车质心处Z向加速度功率谱密度对比

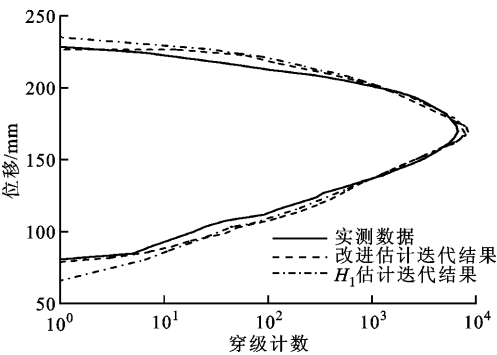


图 11 左前减振器位移对比

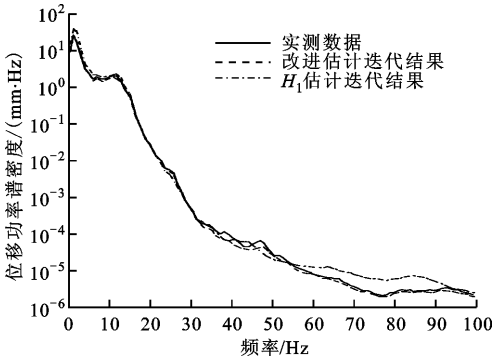


图 12 左前减振器位移功率谱密度对比

代信号的误差是由虚拟迭代计算决定的,而监控信号误差则是由动力学模型精度决定的。对比结果说明,所建立的刚柔耦合的多体动力学模型具有较好的精度,可以进行车身连接点载荷提取以及车身疲劳寿命预测计算。

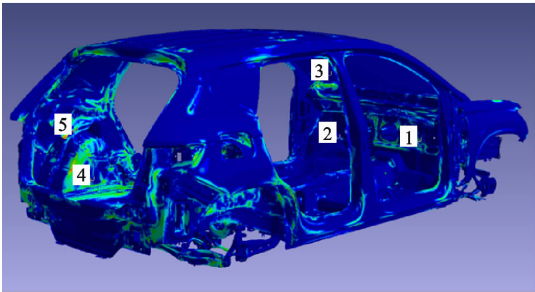
表 2 两种方法的伪损伤比

信号	通道编号	位置	μ	
			改进估计	H_1 估计
减振器位移	1	左前	1.377	1.778
	2	右前	1.216	1.675
	3	左后	1.125	1.988
	4	右后	1.058	1.784
轴头加速度	5	左前 Z 向	1.271	1.353
	6	右前 Z 向	1.038	0.985
	7	左后 Z 向	1.186	1.452
	8	右后 Z 向	0.991	1.176
质心加速度	9	X 向	1.178	0.833
	10	Y 向	1.288	0.859
	11	Z 向	1.016	0.738

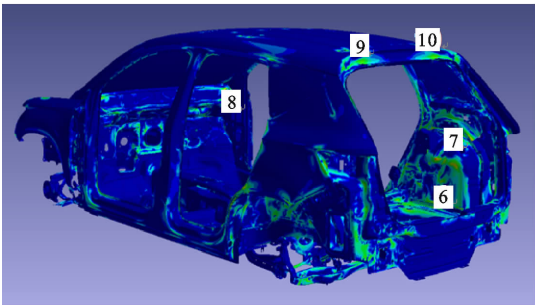
5 白车身疲劳寿命预测及试验验证

应用所建立的白车身有限元模型,将用两种方法虚拟迭代得到的减振器位移信号作为输入载荷信

号施加在转向节和车轮支架相应位置,导入车身不同部位材料的应力-寿命(S-N)曲线,进行车身疲劳载荷和疲劳寿命计算^[15-20],得到两种方法的车身主要等效应力集中区域,其位置比较接近,主要差别在等效应力方面,进而计算得到白车身疲劳寿命预测结果,如图 13 所示。



(a) 车身右侧视图



(b) 车身左侧视图

1~10—车身疲劳寿命危险区域。

图 13 白车身疲劳寿命预测结果

由图 13 分析可知,由于车身焊点焊缝等连接区域众多且有限元模型无法全部精细表现的原因,寿命最低区域(高亮区域)并非都位于焊点或焊缝等连接区域。通过提取车身疲劳寿命危险点的等效应力并分析,也说明车身危险区域的最大等效应力点并非全部位于焊点或焊缝等连接区域附近。虽然连接区域寿命整体计算并非最低,而且受到的等效应力也并非最大,但在工程实际中,由于车身不同部位材料不同、连接区域焊点结构的非连续性以及焊缝材料与母材不同等原因,车身疲劳失效的主要表现形式仍为焊点或焊缝等连接区域开裂失效。因此,在计算车身钣金疲劳寿命的同时,更需要计算危险区域附近连接区域的疲劳寿命。提取危险区域附近焊点或焊缝连接区域的等效应力历程,得到最大等效应力对比结果如表 3 所示,共得到 10 处可能发生焊点或焊缝疲劳失效的危险区域,如图 13 中数字所示区域。应用按照车身结构、不同位置以及生产工艺等因素修正过的焊点和焊缝的 S-N 曲线进行疲劳

寿命计算,得到危险区域附近连接区域局部危险点处的疲劳寿命循环次数,如表 4 所示。参考疲劳寿命循环次数 3 800 是由整车耐久性强化试验标准里程除以实测单次循环道路里程的结果,试验载荷损伤与用户行驶 30 万 km 的载荷损伤等效,从数值上可知,应用改进估计方法得到的 10 处危险区域的疲劳寿命循环次数均在参考疲劳寿命循环次数附近,一些危险区域的预测疲劳寿命循环次数低于参考疲劳寿命循环次数。表 4 中所示各区域均存在较高的疲劳寿命风险。应用 H_1 估计方法得到的 10 处危险区域的疲劳寿命循环次数均大于参考疲劳寿命循环次数,且离散度相对较大。相比而言,用 H_1 估计方法得到的车身各区域发生疲劳破坏的风险较小,即更不容易在仿真计算中发现实际的疲劳损坏问题,计算结果与实际误差更大。

表 3 危险区域计算等效应力对比 MPa

危险区域	改进估计		H_1 估计	
	最大应力	附近连接点应力	最大应力	附近连接点应力
1	315.42	305.23	254.78	253.48
2	327.53	323.25	272.76	268.79
3	290.23	285.34	245.68	241.53
4	345.53	327.76	285.42	270.45
5	339.78	295.42	282.67	255.74
6	297.34	294.98	253.19	252.46
7	314.64	304.32	275.45	275.41
8	295.42	290.34	246.84	238.58
9	298.23	295.15	248.79	248.46
10	296.34	295.43	247.28	246.59

表 4 疲劳寿命预测结果

危险区域	疲劳寿命/循环次	
	改进估计	H_1 估计
1	4 044	6 342
2	3 760	5 467
3	4 568	7 452
4	3 664	5 345
5	4 208	6 223
6	4 248	6 441
7	4 096	5 032
8	4 368	7 767
9	4 284	6 896
10	4 334	7 076

为快速验证车身疲劳寿命预测的准确性,选择

无缺陷的白车身装配成全新样车在整车 4 通道道路模拟试验台上进行与疲劳寿命预测工况相同的疲劳试验,但受成本限制,仅对本文提出的改进方法进行实车验证,如图 14 所示。按照试验要求共完成 3 800 次循环的疲劳试验,然后对样车进行拆检,重点针对疲劳寿命预测中的 10 处危险区域对车身进行检查,结果如表 5 所示。



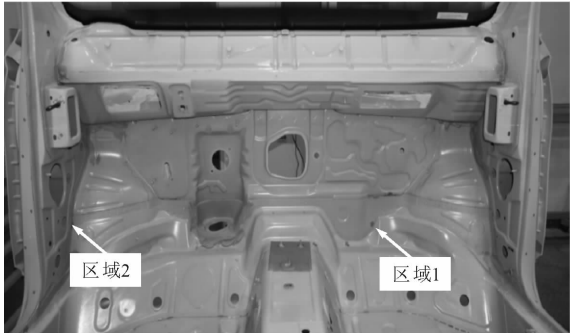
图 14 整车 4 通道道路模拟试验

表 5 3 800 次整车疲劳寿命循环试验后的拆检结果

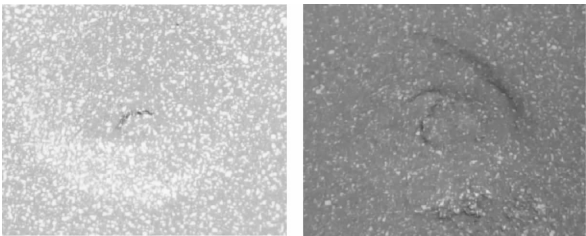
危险区域	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
拆检结果	发现裂纹	发现裂纹	没有发现问题	没有发现裂纹	没有发现问题	没有发现问题	发现裂纹	没有发现问题	没有发现问题	没有发现问题

由表 5 可知:在前防火墙位置危险区域 1 和 2 附近发现焊点开裂失效,如图 15 所示;在左后轮罩位置危险区域 4 附近发现焊点开裂失效,如图 16 所示;在右后轮罩上方位置危险区域 7 附近发现焊点开裂失效,如图 17 所示。试验发现共有 4 处危险区域发生焊点开裂失效问题,其余 6 处危险区域未发现疲劳失效问题,并非所有疲劳寿命预测的危险点都在试验中发生了疲劳失效。由于车辆已经拆解,无法继续进行其余 6 处危险区域试验疲劳寿命的验证。经过分析发现,在试验完成 3 800 次循环后,4 处发生疲劳失效的区域预测疲劳寿命循环次数均不足 4 100,因此按照比例预测,其余 6 处危险区域在试验中发生疲劳破坏的试验循环次数最大在 4 238 左右(区域 3)。考虑到样车生产误差的随机性和计算结果的误差,认为疲劳寿命预测危险区域内发生焊点开裂失效说明疲劳寿命预测结果具有更准确的定性指导意义,在疲劳寿命预测次数附近焊点开裂失效也验证了疲劳寿命预测结果具有更精确的定量方面预测意义。后续对车身结构的改进设计可使用

所建立的模型和疲劳寿命预测方法对改进效果进行预测,以节省开发费用和缩短开发时间。另外,应用建立的刚柔耦合模型还可以对包括车身在内的任意部件的疲劳载荷数据进行提取和分解。



(a)防火墙整体视图

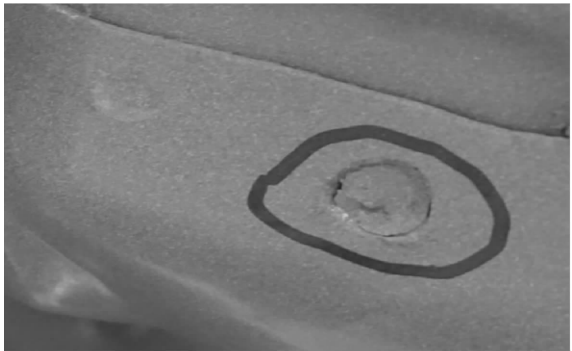


(b)区域 1 开裂位置局部视图 (c)区域 2 开裂位置局部视图

图 15 车身防火墙部分疲劳试验结果



(a)右后轮罩整体视图



(b)区域 7 开裂位置局部视图

图 17 白车身后轮罩部分疲劳试验结果

6 结 论

(1)在整车复杂振动系统载荷传递特性矩阵估计时进行多组数据平均计算,以消除干扰信号自功率谱的影响,提高振动系统传递特性矩阵的估计精度。

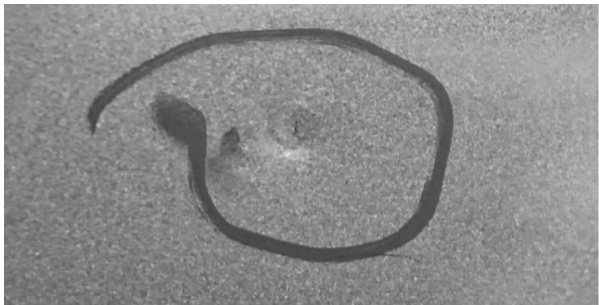
(2)建立整车刚柔耦合动力学模型,应用虚拟迭代方法仅需要测试得到监控位置响应信号,即可识别计算得到整车任意载荷输入点的输入载荷,测试简单且识别精度较高,仅是柔性体车身占用计算资源较大,下一步可考虑合理地车身局部柔性化以减少计算时间。

(3)将计算识别得到的虚拟载荷作为疲劳寿命预测输入信号,应用车身有限元模型对车身进行疲劳寿命预测,通过实车验证,证明该方法可以提高载荷识别和疲劳寿命预测结果的准确性。

本文应用改进传递函数估计方法、虚拟迭代计算方法和刚柔耦合动力学模型对整车输入载荷进行识别,并进行车身疲劳寿命预测,得到提高预测计算精度的结果。应用该方法可避免复杂耗时的载荷实测工作及轮胎的影响,更快更准地得到整车输入载



(a)左后轮罩整体视图



(b)区域 4 开裂位置局部视图

图 16 白车身左后轮罩部分疲劳试验结果

荷,提高车身疲劳寿命预测精度,并可用于试验手段难以直接获得的零部件载荷提取和分解,得到的零部件载荷可为零部件设计的载荷定义和疲劳强度试验设计及评价提供载荷数据依据。

参考文献:

- [1] 徐玲. 传递函数参数估计方法研究 [D]. 无锡: 江南大学, 2015: 93-109.
- [2] 张磊, 曹跃云, 郭光林. 机械振动系统的频响函数估计方法研究 [J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2014, 38(6): 1286-1290.
ZHANG Lei, CAO Yueyun, GUO Guanglin. The study on frequency response function estimation of mechanical vibration system [J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering), 2014, 38(6): 1286-1290.
- [3] 崔旭利, 陈怀海, 贺旭东, 等. MIMO 随即振动试验频响估计中激励和响应的同步方法 [J]. 振动与冲击, 2012, 31(3): 92-96.
CUI Xuli, CHEN Huaihai, HE Xudong, et al. Synchronization between excitation and response signals in frequency response function estimation for MIMO random vibration test [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(3): 92-96.
- [4] 申杰斌, 唐东林. 一种考虑应力梯度的疲劳寿命预测方法 [J]. 中国机械工程, 2017, 28(1): 40-44.
SHEN Jiebin, TANG Donglin. Predicting method for fatigue life with stress gradient [J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(1): 40-44.
- [5] 方剑光, 高云凯, 徐成民. 车身疲劳载荷谱的位移反求法 [J]. 同济大学学报(自然科学版), 2013, 41(6): 895-899.
FANG Jianguang, GAO Yunkai, XU Chengmin. Displacement back-calculation of body fatigue loading spectrum [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2013, 41(6): 895-899.
- [6] 龙岩, 范让林, 史文库, 等. 提高传递路径分析速度和精度的方法 [J]. 吉林大学学报(工学版), 2009, 39(S1): 78-82.
LONG Yan, FAN Ranglin, SHI Wenku, et al. Method to improve speed and accuracy of transfer path analysis [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2009, 39(S1): 78-82.
- [7] 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 Yunkai, XU Chengmin, FANG Jianguang. Study on the programed load spectrum of the body fatigue bench test [J]. Journal of Mechanical Engineer-

- ing, 2014, 50(4): 92-98.
- [8] 卿宏军, 韩旭, 陈志夫, 等. 某轿车结构载荷谱采集与分析 [J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2012, 39(12): 32-36.
QING Hongjun, HAN Xu, CHEN Zhifu, et al. Acquisition and analysis of loading spectral of a car structure [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2012, 39(12): 32-36.
- [9] 李凡松, 邬平波, 曾京. 车下设备承载结构疲劳试验载荷谱编制方法 [J]. 机械工程学报, 2016, 52(24): 99-106.
LI Fansong, WU Pingbo, ZENG Jing. Compilation method of fatigue test load spectrum for underfloor equipment bearing structure [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(24): 99-106.
- [10] 曹正林, 李骏, 郭孔辉. 基于虚拟试车场的轿车悬架耐久性强化试验仿真研究 [J]. 机械工程学报, 2012, 48(10): 122-127.
CAO Zhenglin, LI Jun, GUO Konghui. Research on passenger car suspension durability using virtual proving ground [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(10): 122-127.
- [11] 兰凤崇, 赖番结, 陈吉清, 等. 考虑动态特性的多工况车身结构拓扑优化研究 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(20): 122-128.
LAN Fengchong, LAI Fanjie, CHEN Jiqing, et al. Multi-case topology optimization of body structure considering dynamic characteristic [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(20): 122-128.
- [12] 朱文峰, 林佩剑, 周辉, 等. 基于非线性刚度拟合的车窗系统约束分析与建模 [J]. 机械工程学报, 2015, 51(20): 171-176.
ZHU Wenfeng, LIN Peijian, ZHOU Hui, et al. Constraint analysis and modeling of automotive window based on nonlinear stiffness fitting [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(20): 171-176.
- [13] 马扎根, 陈栋华, 胡文伟, 等. 基于虚拟试验台的车身结构寿命预估与改进设计 [J]. 汽车工程, 2016, 38(7): 896-900.
MA Zhagen, CHEN Donghua, HU Wenwei, et al. Life prediction and modification design of car body structure based on virtual test bench [J]. Automotive Engineering, 2016, 38(7): 896-900.
- [14] 刘保公, 刘子健, 周小龙, 等. 基于刚度链的纯电动汽车车身主断面优化设计 [J]. 中南大学学报(自然科学版), 2017, 48(4): 959-967.

(下转第 93 页)

- cooling from cylindrical angled holes with triangular tabs: effect of tab orientations [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2003, 24(5): 657-668.
- [12] FRIC T F, CAMPBELL R P. Method for improving the cooling effectiveness of a gaseous coolant stream which flows through a substrate, and related articles of manufacture: US6383602 B1 [P]. 2002-05-07.
- [13] 章大海,王振波,曲燕,等. 开槽气膜孔结构对气膜冷却和流动特性的影响 [J]. *燃气轮机技术*, 2010, 23(4): 27-32.
- ZHANG Dahai, WANG Zhenbo, QU Yan, et al. The influence of trenched film hole configurations on film cooling and flowing characteristics [J]. *Gas Turbine Technology*, 2010, 23(4): 27-32.
- [14] 戴萍,林枫. 新型缩放槽缝孔气膜冷却效率的数值研究 [J]. *汽轮机技术*, 2009, 51(1): 1-4.
- DAI Ping, LIN Feng. Numerical study on film cooling effectiveness from converging slot-hole [J]. *Turbine Technology*, 2009, 51(1): 1-4.
- [15] KALGHATGI P, ACHARYA S. Improved film cooling effectiveness with a round film cooling hole embedded in a contoured crater [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2015, 137(10): 101006.
- [16] SINHA A K, BOGARD D G, CRAWFORD M E. Film-cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1991, 113(3): 442-449.

(编辑 荆树蓉)

(上接第42页)

- LIU Baogong, LIU Zijian, ZHOU Xiaolong, et al. Main section optimization design of pure electric car body based on stiffness chain [J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2017, 48(4): 959-967.
- [15] 魏志刚,朱雪冰,陈效华,等. 汽车控制臂后衬套台架试验疲劳寿命分析 [J]. *机械工程学报*, 2016, 52(12): 81-89.
- WEI Zhigang, ZHU Xuebing, CHEN Xiaohua, et al. Fatigue life analysis of rear bushing of automobile control arm on bench test [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(12): 81-89.
- [16] 罗明军,侯之超,宋立新,等. 后扭力梁轴头载荷谱仿真及疲劳寿命预测 [J]. *西安交通大学学报*, 2013, 47(9): 106-111.
- LUO Mingjun, HOU Zhichao, SONG Lixin, et al. Simulation of load time history of spindle nose and fatigue life prediction for rear torsion beam [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2013, 47(9): 106-111.
- [17] 胡杰鑫,谢里阳,尹伟,等. 复杂结构件疲劳可靠性模型与评估技术研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(7): 123-129.
- HU Jiexin, XIE Liyang, YIN Wei, et al. Study on fatigue reliability model and evaluation method of complex structures [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 49(7): 1789-1792.
- [18] 荣兵,肖攀,周建文. 基于实测载荷谱和仿真载荷谱的底盘疲劳分析及对比 [J]. *振动与冲击*, 2018, 37(12): 179-186.
- RONG Bing, XIAO Pan, ZHOU Jianwen. A fatigue comparative analysis of chassis based on simulated road load spectrum and measured road load spectrum [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2018, 37(12): 179-186.
- [19] 付曦,张俊红,寇海军,等. 复杂载荷下轴流压气机叶片疲劳损伤数值研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2017, 51(5): 149-155.
- FU Xi, ZHANG Junhong, KOU Haijun, et al. Numerical study on the fatigue damage of compressor blade und complex loads [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2017, 51(5): 149-155.
- [20] 武志宏,王芳文,刘冉,等. 材料构型力驱动的复合型疲劳裂纹扩展行为研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(9): 45-53.
- WU Zhihong, WANG Fangwen, LIU Ran, et al. Investigation on mixed-mode fatigue crack growth driven by configurational force [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(9): 45-53.

(编辑 荆树蓉)