

车身疲劳载荷谱获取关键技术研究

李小静¹, 欧光¹, 刘祥斌²

(1.青岛世亚精密管件有限公司, 山东 青岛 266426; 2.青岛理工大学, 山东 青岛 266520)

摘要: 基于车辆动力学理论, 研究车辆动力学模型构建和关键参数选取, 通过分析车身约束、力矩分配及刚度阻尼参数选取等, 提出组合车身约束、驱动和制动力矩分离、加载轮心力矩、限位块阻尼和衬套刚度阻尼模拟等关键技术及建立可靠动力学模型和获取精确疲劳载荷谱的技术方法, 并与实测疲劳载荷谱进行对比验证其可靠性。

关键词: 汽车; 车身疲劳载荷谱; 动力学; 疲劳寿命预测

中图分类号: U463.82

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2018)03-0008-05

车身是汽车的主要承载部件, 其疲劳特性对保证汽车安全可靠至关重要。为保证车身结构在使用周期内不发生疲劳破坏, 在设计初期需对车身结构进行疲劳寿命分析并据此对其结构进行改进优化, 使其满足车辆耐久性要求。车身疲劳寿命分析方法主要有传统的耐久试验和基于 CAE 技术的虚拟疲劳试验, 后者利用实车试验采集的道路载荷谱(轮心六分力)加载到整车动力学模型的轮轴激振模型, 分析计算各构件安装点的载荷谱, 再以构件载荷谱为输入加载到疲劳分析有限元模型上, 综合材料疲劳属性分析得到构件的疲劳寿命值, 从而指导车身设计与优化改进。

整车多体动力学模型是虚拟疲劳试验技术方法的纽带, 其精度影响疲劳载荷谱的准确度, 关系到疲劳寿命预估的可靠性, 建立更接近实际工况的车辆动力学模型, 获取可靠的疲劳载荷谱非常重要。该文以某轿车为研究对象, 研究多体动力学模型建立和车身疲劳载荷谱获取关键技术, 以提高疲劳载荷

谱的准确度, 为车身疲劳寿命预测提供准确可靠的载荷输入。

1 疲劳载荷谱动力学模型建立

采用 ADAMS 软件建立整车动力学模型。首先在 ADAMS/Car 中建立前悬架、后悬架、车身、稳定杆、转向系、动力总成等子系统并将子系统组装成 Assemble/Ride 整车模型, 然后确定模型各参数, 如整车质量、惯量、质心坐标, 动力总成质量、惯量、质心坐标, 构件质量、惯量、质心坐标, 车轮定位参数, 弹簧刚度、预载, 限位块间隙、刚度, 衬套刚度、预载, 减振器阻尼等。将 ADAMS/Car 中建立的 Ride 模型嵌入 ADAMS/View 中, 将 Car 模型转换成疲劳载荷分析模型。即在 View 环境中添加车身约束和抑制一些非主要系统, 并建立轮心六分力(GForce)模拟试验测得的轮心六分力作为模型的输入激励, 通过 Request 将各连接点的六向载荷谱以 RPC3 格式文件输出。建模流程见图 1。

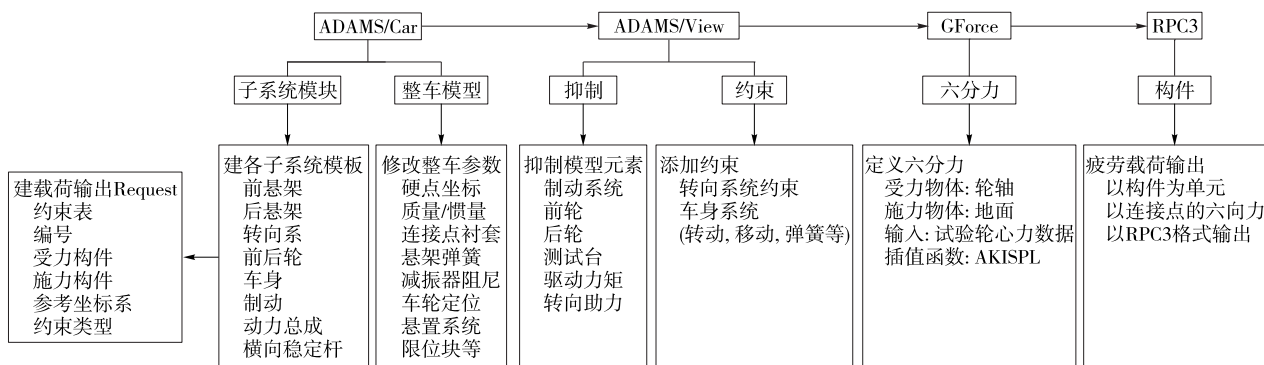


图 1 车辆疲劳载荷分析模型建立流程

2 载荷谱获取关键技术

2.1 组合车身约束

在疲劳载荷谱分析计算中对车身约束方式进行对比分析:方案一为在车身和地面之间采用固定副(见图2);方案二为车身和地面间采用4个弹簧连接及具有垂向运动、俯仰运动、侧倾运动3个方向自由度的组合约束副(见图3)。图4为前悬左侧下摆臂与副车架连接前衬套Y向载荷谱对比,图5为前悬左侧转向节与下摆臂铰链Y向载荷谱对比。

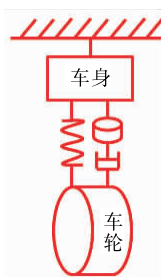


图2 车身与地面固定连接

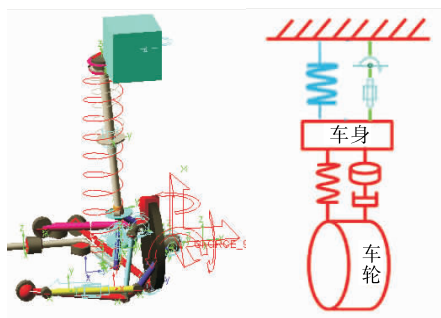


图3 车身与地面通过弹簧和组合运动副连接

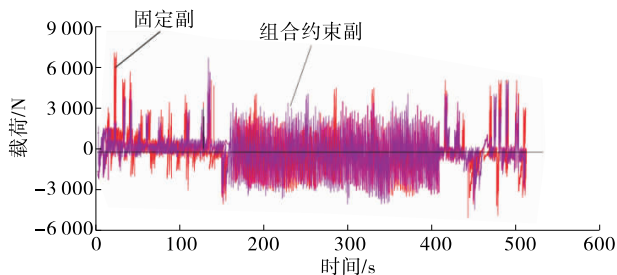


图4 左前下摆臂与副车架前衬套Y向载荷谱

从图4、图5可知:方案一固定车身约束时各点载荷谱相比方案二偏大且冲击突变较多,特别是前悬左侧转向节与下摆臂铰链的载荷冲击达 $-30\,000\text{ N}$ 左右,且冲击尖峰数量很多,该载荷与实际效果不相符。

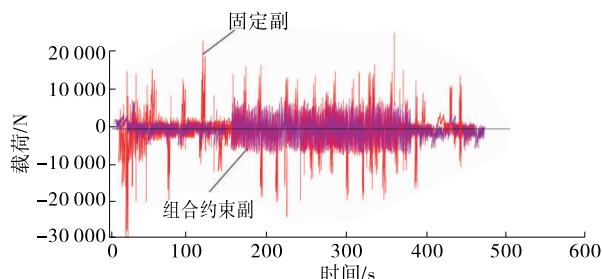


图5 前悬转向节与下摆臂铰链Y向载荷谱

相比固定副约束,组合车身约束副的优点在于:当车身运动变化较缓慢平稳(如8字路)时,各构件载荷值相近;当车身运动变化较快(如石块路、坑洼路等)时,各构件载荷值存在较大区别。疲劳载荷谱分析选取的路面多数有强烈的车身运动,组合车身约束副更能体现车辆实际使用载荷谱的情况,更能准确模拟各构件载荷谱。

2.2 驱动力矩与制动力矩分离

车辆路谱采集时将驱动力矩和制动力矩综合在轮心六分力的 M_y 中,在实际车辆中驱动力矩通过驱动轴作用到动力总成上(见图6),制动力矩通过卡钳和转向节作用到悬架杆件上(见图7)。因此,轮心六分力中的 M_y 力矩需按照正负分离成驱动力矩、制动力矩分别施加到动力总成和转向节上。通过改进轮轴衬套轴承Y向扭转刚度,使其在正向(驱动力矩作用方向)时刚度很小,Y向力矩通过驱动轴传递到动力总成上;而负向(制动力矩作用方向)时刚度很大,Y向力矩由该衬套传递到转向节上。从而实现驱动桥载荷的合理分配,有效提高悬架系统载荷谱的准确性。图8为驱动力矩、制动力矩分离结果。

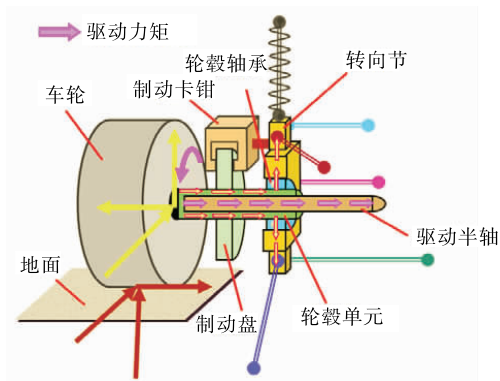


图6 驱动力矩传递路径

2.3 加载轮心力矩

在疲劳载荷谱分析中对比分析施加轮心力矩和

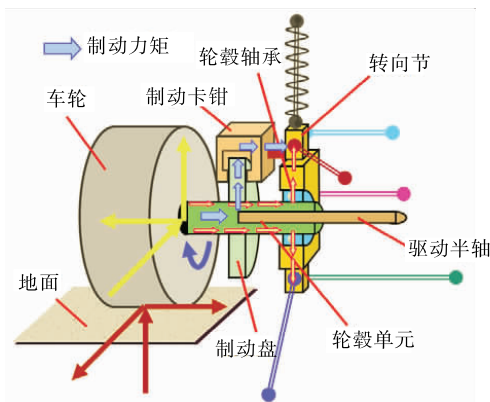


图7 制动力矩传递路径

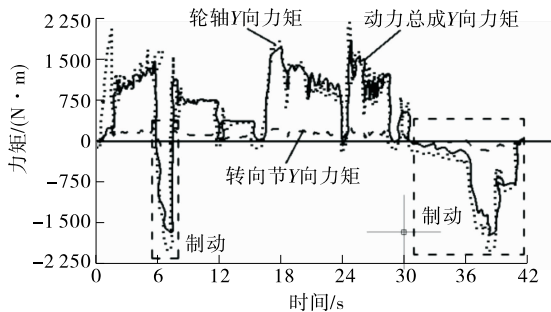


图8 驱动力矩、制动力矩分离结果(标准坡工况)

不施加轮心力矩对悬架各构件载荷值的影响。例如8字路工况,前悬上控制臂Y向载荷值在加力矩和不加力矩时两者反号(见图9),而下摆臂与副车架前点的载荷值相差很小(见图10)。为更准确地得到各构件的疲劳载荷谱,分析工况需涵盖过弯工况、制动工况、驱动工况等轮心力矩较大的车辆行驶工况。因此,需在疲劳载荷谱分析模型中施加4个车轮的各向力矩。从结果中得出轮心力矩会影响其对应方向上主要承力构件的载荷大小,而其他对力矩不敏感的点载荷变化不大。施加轮心力矩的模型求解时可能出现求解速度慢、载荷突变的情况,可适当调整轮轴衬套刚度和阻尼保证求解速度和载荷谱的准确性,实现侧向力工况和纵向力工况路段载荷谱的准确模拟。

2.4 限位块阻尼模拟

悬架上跳量较大时缓冲块压缩量也大,而缓冲块刚度曲线在大压缩量时非线性强、刚度值增长快,导致缓冲块载荷在几个仿真步内突变到很大,缓冲块的位移变化却很小。造成突变的原因是缓冲块模型只模拟了缓冲块的刚度特性,未模拟缓冲块的阻尼特性,而缓冲块多为橡胶件,具有很强的阻尼特性。因此,缓冲块模型需考虑缓冲块的阻尼特性。

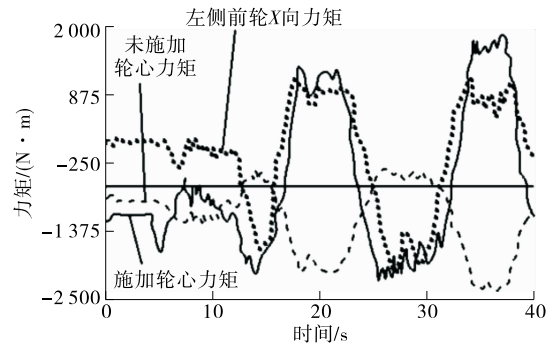


图9 转向节与上摆臂Y向载荷仿真曲线

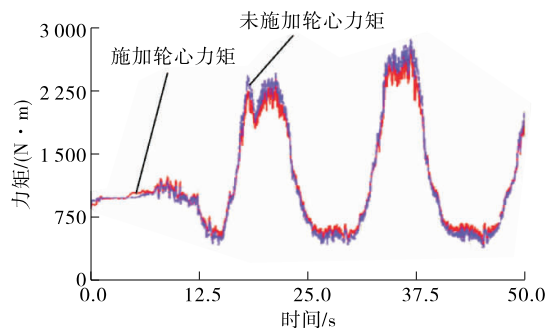


图10 下摆臂与副车架前点Z向载荷值

缓冲块模型阻尼的添加通过XML缓冲块特性文件来实现。如图11所示,增大缓冲块阻尼值可很大程度上降低缓冲块的载荷突变,而且非突变时段的各连接点载荷均相同;随着阻尼值的增大,突变的出现越延后。缓冲块阻尼值的设置需根据缓冲块试验数据确定。

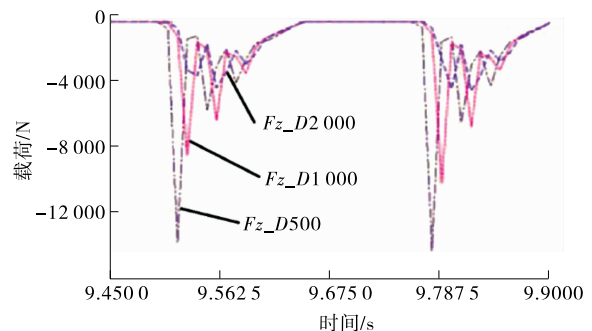


图11 不同阻尼时缓冲块的载荷对比

2.5 衬套刚度与衬套阻尼的设置

当悬架某一方向的力或力矩由多个构件或单构件多个连接点共同承担时,如果衬套刚度设置不合理,易导致杆件内力或载荷过多分配到刚度较大的衬套上。因此,疲劳载荷谱分析时需按照衬套各向刚度的设计值或试验值设置衬套模型刚度曲线,且该刚度曲线需尽量包含大变形时的非线性特性(见

图 12)。

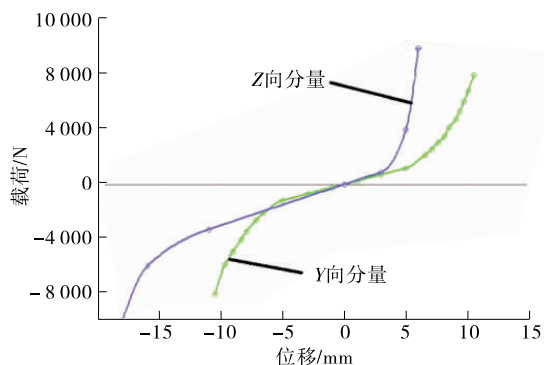


图 12 衬套刚度曲线(含非线性段和限位作用)

合理设置衬套阻尼可消除载荷谱中局部高频波动。衬套阻尼设置较小(其刚度值的 $1/1\,000$)时,载荷结果在一些方向上易出现局部高频率的小幅振动,载荷曲线出现一个个鼓包(见图 13)。通过适当增大连接点衬套阻尼值,能加速系统振动能量的吸收,从而有效抑制局部振动。衬套阻尼值与其动态特性可通过衬套试验获取,当缺乏试验数据时,可按照相关文献中推荐的衬套阻尼值为相应方向刚度值的 $1/100 \sim 1/500$ 的经验值来设置。

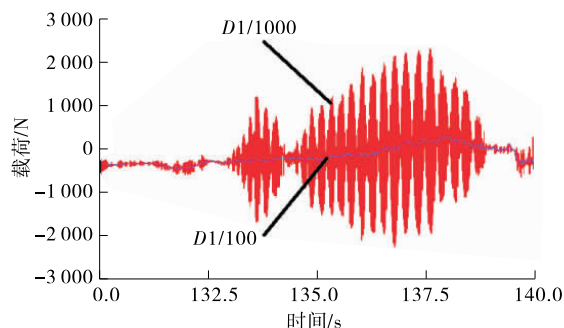


图 13 衬套阻尼值对载荷值的影响

使用组合车身约束实现车身垂向移动、侧倾运动和俯仰运动 3 个关键自由度的释放,路谱采集通过轮心六分力加载到多体模型的轮轴上,从而避开目前轮胎模型高频能力差及轮胎试验成本高的问题。通过不断对比分析对载荷谱分析有影响的因素,总结出高效准确的载荷谱分析流程,在不增加软、硬件成本的基础上更好地实现底盘构件和车身钣金件低寿命区域的准确预测。

3 疲劳载荷谱动力学模型校验

为确保输出的疲劳载荷谱的准确性,对车辆疲劳载荷分析模型进行校验。校验方法有载荷法、加速度法、应变法等,由于载荷法和应变法在样车试验

时布置力传感器和载荷标定存在一定困难,采用在关键点布置加速度传感器的加速度法对车辆疲劳载荷模型进行校验。样车路谱测试时记录各测点布置位置,然后在车辆疲劳模型中与样车测点相对应的位置建立传感器,通过对典型路面各传感器实测值和仿真值的对比较核车辆疲劳模型的准确性。

综合耐久试验时提取各测点加速度值,迭代后生成车轮垂直位移,将车轮垂直位移加载到模型中与车轮相接触的路面平台上作为输入激励,计算后对比分析转向节测点和减振器塔座测点的加速度值,验证模型的准确性。图 14 为车辆过坑洼路面时前悬右侧转向节测点加速度试验值和仿真值对比,图 15 为车辆过坑洼路面时前悬右侧减振器塔座加速度试验值与仿真值对比。由图 14、图 15 可知:转向节处加速度试验值与仿真值吻合度很高,只在冲击的波峰有一定衰减;右侧减振器塔座的加速度在右侧车轮受冲击时与试验值吻合度高,而左侧车轮受冲击时右侧塔座处也受到相应冲击,但加速度值比试验值小。车辆疲劳载荷谱分析模型与试验实车具有较高的一致性。

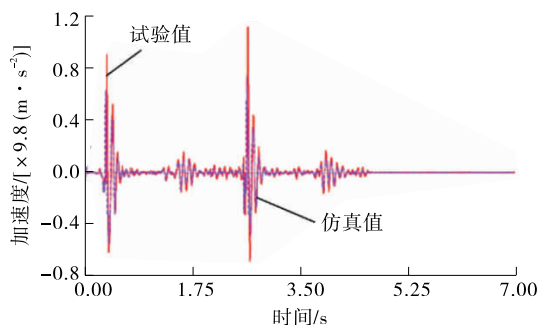


图 14 前悬右转向节加速度对比

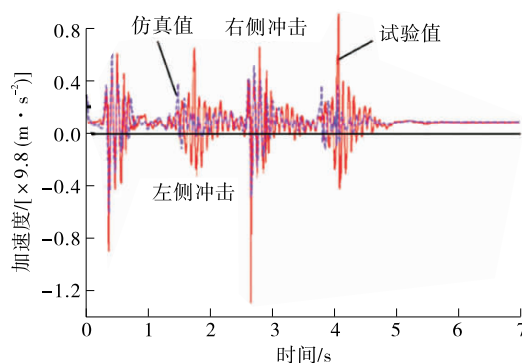


图 15 前悬右减振器塔座加速度对比

以综合耐久试验采集的路谱作为激励加入疲劳载荷谱分析模型,仿真计算得到各构件载荷谱。然

后在疲劳分析软件中将后悬上摆臂内外连接点的载荷谱施加到上摆臂,仿真计算上摆臂应变值并与该测点测试应变比较,结果见图16。由图16可知:应变计算值与测试值吻合度高,说明疲劳载荷分析模型具有较高的准确性。

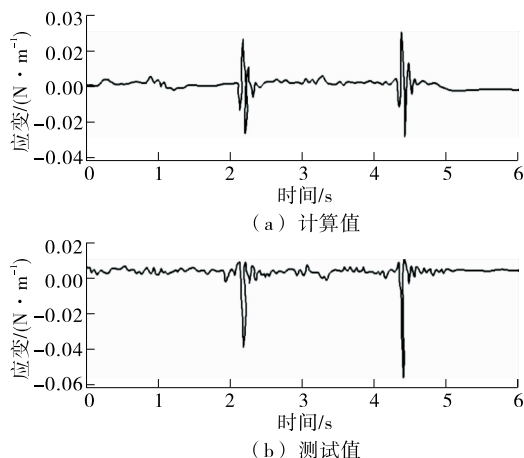


图16 坑洼路后悬上摆臂计算应变和测试应变对比

4 仿真试验对比

将采用上述技术方法计算的整车关键安装点的疲劳载荷谱应用于底盘构件和车身的疲劳寿命预测。利用在试验场采集的轮心六分力作为动力学模型的激励,通过实车试验校验整车模型的准确性后,将综合耐久循环工况试验时采集的轮心六分力加载到整车动力学模型中,计算分析整车各关键安装点的载荷谱,并以构件为单位输出所有连接点的载荷谱。将得到的疲劳载荷谱作为疲劳寿命预测模型的输入条件,分析得到白车身在耐久路谱下的疲劳损伤和寿命。仿真预测结果与耐久试验结果对比见图17、图18。由图17、图18可知:仿真预测结果与耐久试验结果吻合度高,试验出现的开裂处在仿真结果中均有体现,验证了载荷谱的精度及技术方法的

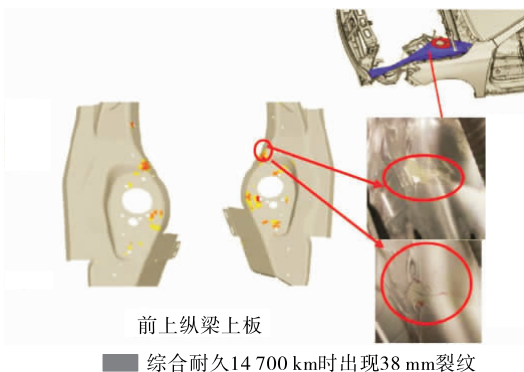


图17 前上纵梁上板疲劳仿真与耐久试验结果对比

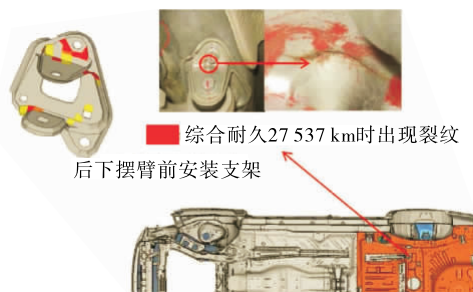


图18 后下摆臂前安装支架疲劳仿真与耐久试验结果对比
正确性和可靠性。

5 结语

车身疲劳载荷谱的精度决定车辆疲劳寿命预测的可靠性。该文重点关注对疲劳载荷谱影响较大的因素,得出了获取更精确车身疲劳载荷谱的关键技术,并通过仿真值与实测值的对比分析验证了该技术的正确性。该方法可为车辆动力学建模和车身疲劳寿命预测提供更可靠的理论支持,同时能为企业新车型开发节省成本、缩短开发周期。

参考文献:

- [1] 赵婷婷,李长波,王军杰,等.基于有限元法的某微型货车车身疲劳寿命分析[J].汽车工程,2011,33(5).
- [2] 孟瑾,朱平,胡志刚.基于多体动力学和有限元法的车身结构疲劳寿命预测[J].中国公路学报,2010,23(4).
- [3] 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).
- [4] Ryu S.A study on obtaining excitation load of virtual test labusing virtual iteration method[R].SAE Paper, 2010.
- [5] David E, Chris C, Marc B. Optimizing simulation and test techniques for efficient vehicle durability design and development[R].SAE Paper, 2005.
- [6] 张英爽,王国强,王继新,等.工程车辆传动系载荷谱编制方法[J].农业工程学报,2011,27(4).
- [7] 韩愈,孟广伟,门玉琢.车辆用户载荷谱试验场关联强化试验方法[J].振动.测试与诊断,2014,34(6).
- [8] 卢晓莉.全承载式大客车的结构及工艺分析[J].客车技术与研究,2010(1).
- [9] 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).
- [10] 沈磊,张守元,郁强.轮心六分力作用下悬架疲劳载荷谱提取[J].汽车技术,2012(1).