

基于 VPG 的某轻型商用车控制臂多目标优化

曾书朋¹, 陈伦洋¹, 杨超²

(1. 招商局检测车辆技术研究院有限公司 国家客车质量检验检测中心, 重庆 401329; 2. 重庆理工大学, 重庆 400054)

摘要:为保证轻型商用车在兼顾疲劳耐久的同时能改善其应力水平, 本文以某轻型商用车下控制臂为研究对象, 基于整车虚拟试验场(VPG)建立其有限元模型, 并搭建整车动力学模型以验证虚拟路面试验精度。在此基础上, 提取下控制臂的动态载荷谱, 并综合运用最优拉丁超立方抽样、响应面代理模型与 NSGA-II, 对其进行疲劳寿命多目标优化。结果显示: 优化后下控制臂的最大应力降低了 4.02%, 最低疲劳循环次数提升了 27.33%, 实现了良好的疲劳寿命多目标优化效果。

关键词:虚拟试验场; 疲劳寿命; 多目标优化; 下控制臂

中图分类号: U463.33

文献标志码: A

DOI: 10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.06.007

Multi-objective Optimization of a Light Commercial Vehicle Control Arm Based on VPG

ZENG Shupeng¹, CHEN Lunyang¹, YANG Chao²

(1. China Merchants Testing Vehicle Technology Research Institute Co., Ltd., National Coach Quality Inspection and Test Center, Chongqing 401329, China; 2. Chongqing University of Technology, Chongqing 400054, China)

Abstract: To ensure the stress level of a light commercial vehicle's lower control arm while maintaining its fatigue durability, this paper takes the lower control arm of a light commercial vehicle as the research object, employs a vehicle virtual proving ground (VPG) to construct a finite element model, and establishes a multi-body dynamics model to validate the virtual road testing accuracy. Based on this, the process extracts the dynamic load spectrum of the control arm. It conducts fatigue life multi-objective optimization and integrates optimal Latin hypercube sampling, a response surface surrogate model, and NSGA-II. Results show that the optimized control arm exhibits a 4.02% reduction in maximum stress and a 27.33% increase in minimum fatigue life cycles, demonstrating effective multi-objective fatigue life enhancement.

Key words: virtual proving ground; fatigue life; multi-objective optimization; lower control arm

随着汽车工业的快速发展和市场竞争的日益激烈, 提升产品性能、缩短研发周期、降低开发成本已成为汽车制造企业的核心诉求。在商用车领域, 下控制臂作为承载和传递路面激励的关键零部件, 其性能直接关系到整车的安全性、耐久性、舒适性和经济性。传统的控制臂开发主要依赖于物理样车耐久性试验和台架试验, 不仅周期长、成本高, 而且存在难以在设计初期进行预测和优化的潜在问题^[1-3]。

虚拟试验场(Virtual Proving Ground, VPG)技术的出现为解决上述问题提供了强有力的工具。李娜等^[4]通过 VPG 技术准确提取了车架连接点的载荷谱, 并通过 E-N 算法识别出高损伤区域, 最终通过结

构优化显著提升了疲劳耐久性能。蔺国梁等^[5]在悬架结构件疲劳损伤分析中也指出, 基于 VPG 的仿真流程可在样车试制前预测疲劳损伤, 通过整车刚柔耦合多体动力学模型在虚拟路面上进行运动学仿真, 提取载荷谱并利用 nCode 等软件进行疲劳寿命预测, 为结构改进提供依据。汪宇晗^[6]利用试验场对三种不同模型的控制臂进行了疲劳寿命分析, 并得出了最佳相邻两级应力的 k 次方值。陶亮明^[7]通过优化算法(如 NSGA-II), 结合近似模型技术(如 Kriging 模型)最终对车架成功减重 9.77%。可见, 这些研究大多数是对控制臂进行疲劳分析, 并未进一步考虑优化问题, 或仅局限于单目标优化。

收稿日期: 2025-08-21。

第一作者: 曾书朋(1999—), 男, 硕士, 工程师, 主要从事底盘性能开发工作。E-mail: zsp1049917748@163.com。

本文以底盘系统中下控制臂为研究对象,搭建高精度虚拟试验场并提取相关工况下的载荷,分析控制臂在规定工况下的疲劳寿命,最终结合最优拉丁超立方抽样方法、响应面代理模型和NSGA-II优化算法对其进行多目标优化,为提高商用车底盘件安全性与轻量化设计提供理论支撑。

1 控制臂有限元建模及分析

1.1 下控制臂有限元模型建立

下控制臂作为悬架的重要组成部分,在车辆运动过程中不仅是载荷传递的核心枢纽,同时也是疲劳失效的高发区域,其设计优劣直接决定整车安全性、耐久性和经济性。通过有限元分析可以较为全面地了解其结构性能,并为后续下控制臂疲劳寿命预测提供基础。某轻型商用车下控制臂有限元模型如图1所示,其主要由上板、下板、球头座、钢套、稳定杆支架和减振器支架等零件焊接而成。下控制臂材料特性参数见表1。



图1 下控制臂有限元模型

表1 下控制臂材料特性参数

材料	弹性模量/GPa	泊松比	密度/($\text{g}\cdot\text{cm}^{-3}$)	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa
B510L	210	0.3	7.85	486	552
40Cr	210	0.3	7.85	785	980

有限元建模过程中将网格尺寸设置为 $4\text{ mm}\times 4\text{ mm}$ 。其中,球头座与稳定杆支架采用实体单元,其余部分采用壳单元。为应对圆孔周围的应力集中,在孔周布置了两层Washer单元。此外,为准确反映各零件间的应力传递路径和连接关系,采用六面体单元和RBE3单元来模拟焊缝连接。

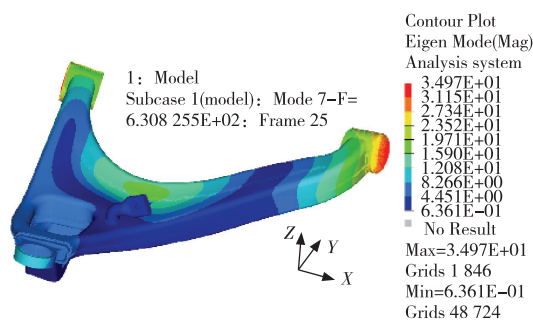
1.2 模态分析

模态分析是动力学分析的基础,其结果是结构动态性能的直接体现。商用车控制臂在行驶中持续承受来自路面与动力总成的激励,为避免结构固有频率

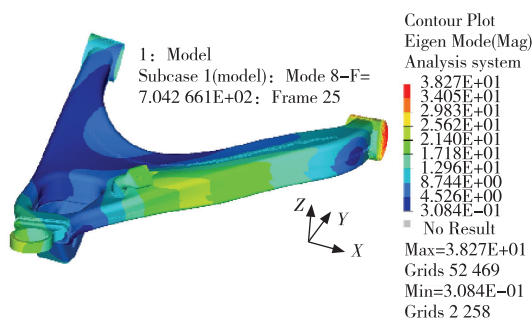
与外界激励频率接近,造成应力剧增、噪声放大及疲劳寿命骤减等不利现象,需进一步判断控制臂的共振风险,为后续优化设计和疲劳寿命分析提供基础模型。因此,对其进行模态分析,前6阶非刚体模态频率统计结果见表2,第1阶至第6阶模态的振型图如图2所示。

表2 下控制臂模态分析结果

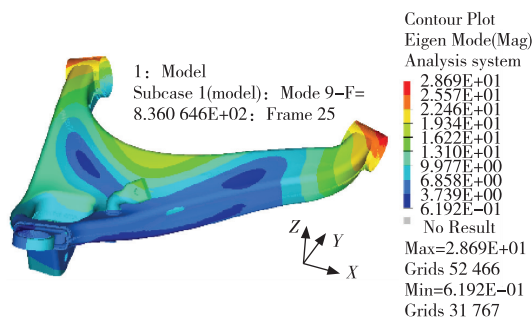
模态阶数	固有频率/Hz
1	630.826
2	704.266
3	836.065
4	999.620
5	1 167.994
6	1 419.580



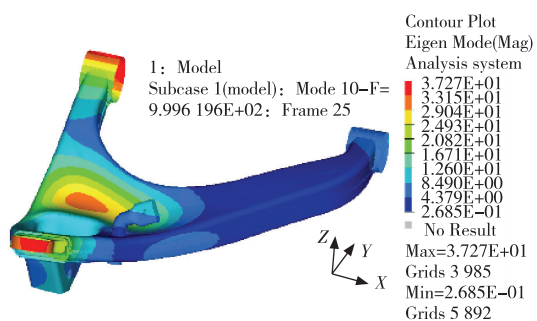
(a) 第1阶模态结果



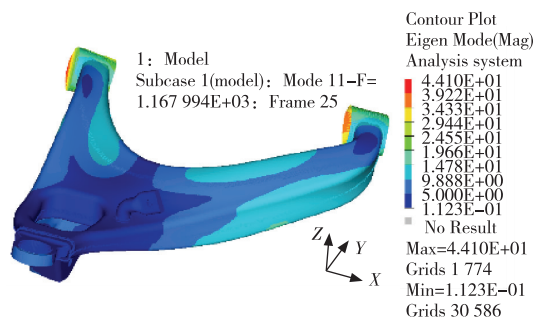
(b) 第2阶模态结果



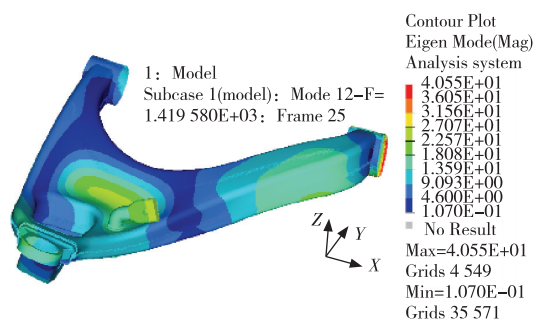
(c) 第3阶模态结果



(d) 第4阶模态结果



(e) 第5阶模态结果



(f) 第6阶模态结果

图2 下控制臂模态分析结果

通常下控制臂受到的外界激励主要来源于路面和其他零件的冲击,这两种激励的频率分别在 0.33~28.3 Hz 和 15 Hz 以下^[8]。此外,零件共振存在共振带,在共振带范围内即会造成应力陡增,急剧增大零件安全风险。对于下控制臂而言,其共振带一般为固有频率的 15%~20%^[9]。从表 2 可知,该轻型商用车的下控制臂低阶频率大于外界条件的激励频率,不会发生共振,满足生产设计要求。

2 虚拟试验场搭建及载荷提取

2.1 整车模型

该轻型商用车前悬架形式为双叉臂,后悬架形式为板簧。为了能更真实地模拟板簧的动态行为,后悬架板簧采用柔性体进行建模。基于 ADAMS 软件所搭建的整车多体动力学模型如图 3 所示,主要包括悬

架、轮胎、转向及动力等子系统。

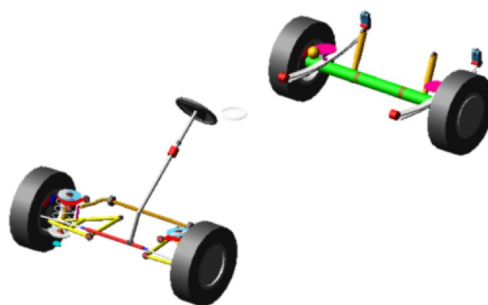


图3 整车动力学模型

2.2 虚拟路面构建及精度验证

某试验场中包含卵石路、路障路、比利时路和方坑路等多种特征路面。本研究采用如图 4 所示的数字路面扫描设备对这些路面进行扫描。为验证虚拟路面及设备精度,以卵石路为例,将 100 mm×100 mm 标准方块置于该特征路面起始位置,再次完成整个扫描过程,如图 5 所示。

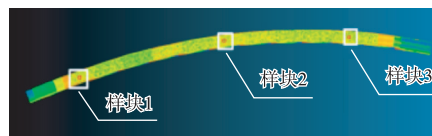


图4 数字路面扫描设备

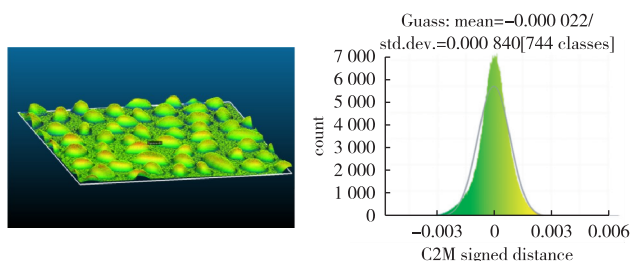


图5 精度验证试验

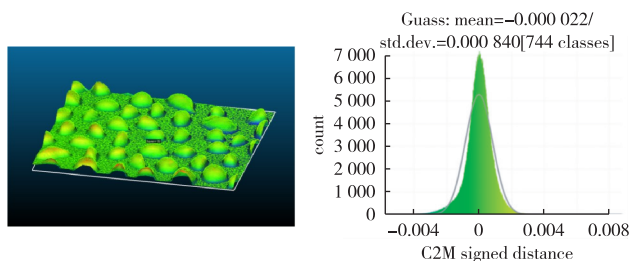
对扫描后的路面进行精度分析,结果如图 6 所示。由图可知,所抽取的 3 个样块,其平均误差为 0.023 mm,标准差为 0.840 mm,说明路面点云数据与 CRG 路面模型之间的偏差小于 1 mm,为后续优化提供了良好基础。



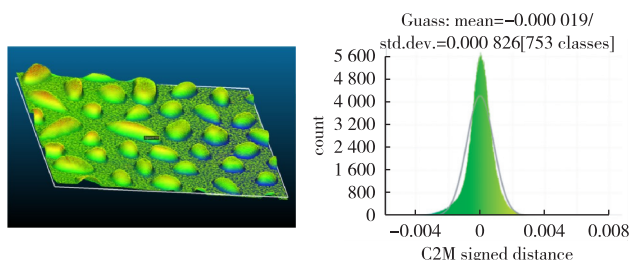
(a) 卵石路数字化路面



(b) 样块 1 精度验证



(c) 样块 2 精度验证



(d) 样块 3 精度验证

图 6 卵石路数字化路面精度验证

2.3 整车虚拟试验场搭建及控制臂载荷提取

由于虚拟路面 CRG 格式具有灵活、高效率等特点, 本文将扫描后的虚拟路面以 CRG 格式导入 ADAMS/Car 中, 同整车的刚柔耦合模型共同组建整车虚拟试验场, 如图 7 所示。

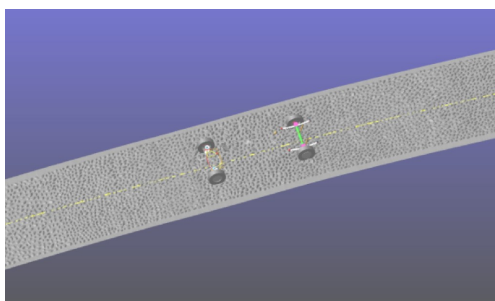


图 7 整车虚拟试验场

在搭建好的虚拟试验场内, 该轻型商用车整车模型以 50 km/h 的车速进行动力学仿真分析, 提取出控制臂外点处的六分力动态载荷谱, 如图 8 所示。

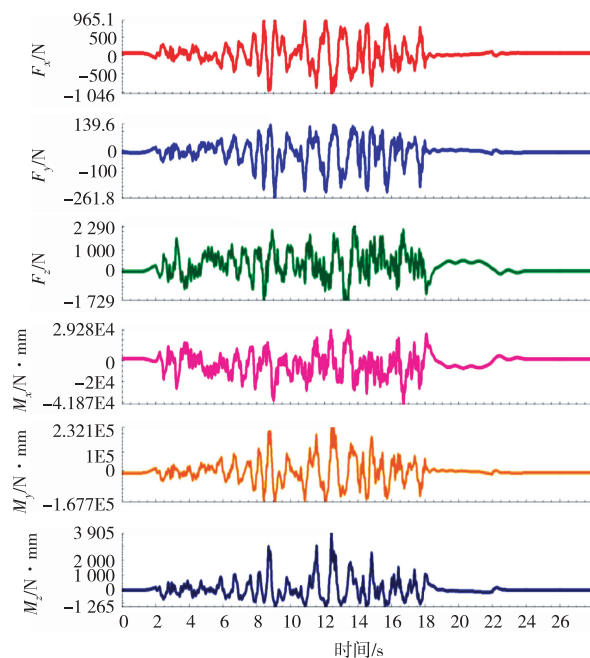


图 8 控制臂载荷谱

3 控制臂疲劳分析

3.1 疲劳损伤累积理论

著名的 Miner 准则认为, 结构在循环载荷作用下, 每次应力循环只要高于材料的疲劳极限, 便会造造成累积损伤^[10]; 当损伤和达到临界值, 结构将发生疲劳失效, 其数学表达式见式(1)^[11]。

$$D = \sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (1)$$

式中: D 为总损伤值, 当结构的总损伤值达到 1 时表明结构发生疲劳破坏; m 为载荷幅值的应力水平级数; n_i 为第 i 级循环载荷次数; N_i 为第 i 级载荷下的疲劳寿命。

3.2 基于惯性释放法的单位力应力分析

在 nCode DesignLife 中进行载荷-应力映射, 需计算控制臂和扭转梁在单位力(或力矩)作用下的应力结果。该计算结果本质上构成了一个传递函数, 用于将输入载荷转换为结构件上的应力响应。

因此, 需将载荷谱中每个关键连接点处的 6 个自由度(3 个力分量 F_x 、 F_y 、 F_z 与 3 个力矩分量 M_x 、 M_y 、 M_z)的载荷时间历程, 与前述单位载荷下计算得到的对应应力结果进行匹配运算。通过此过程, 即可将实际测得的多自由度载荷谱有效地映射到结构件上, 生成相应的应力时间历程。各载荷步下的最大应力值统计结果见表 3。

表 3 各单位应力工况下最大应力 MPa

载荷步	前点	后点	球头点	减振器下点	支架
F_x	2.78×10^{-2}	3.01×10^{-2}	1.35×10^{-2}	3.15×10^{-2}	2.05×10^{-2}
F_y	1.58×10^{-2}	3.48×10^{-2}	1.49×10^{-2}	2.92×10^{-2}	2.66×10^{-2}
F_z	2.35×10^{-2}	2.76×10^{-2}	2.05×10^{-2}	3.05×10^{-2}	2.35×10^{-2}
M_x	1.68×10^{-3}	2.78×10^{-3}	1.05×10^{-4}	3.57×10^{-3}	1.05×10^{-3}
M_y	2.68×10^{-4}	1.68×10^{-4}	1.98×10^{-4}	2.06×10^{-4}	2.68×10^{-4}
M_z	2.25×10^{-4}	2.01×10^{-4}	1.66×10^{-4}	2.44×10^{-4}	1.86×10^{-4}

由于该轻型商用车的底盘布置原因,减振器下点与稳定杆支架均集成于控制臂上,由此产生了 30 种工况。从表 3 统计结果可以看出,单位力工况下的最大应力数量级为 10^{-2} ,单位力矩工况下的最大应力数量级为 10^{-4} ,这一量级关系符合实际情况。

3.3 疲劳分析

在对控制臂进行疲劳分析时,主要采用名义应力法,其分析可归纳为以下 5 个步骤:多通道载荷数据导入、有限元应力分析结果导入、材料 S-N 曲线确认、应力-寿命分析及后处理。

由表 1 可知,该控制臂主要由 B510L 和 40Cr 两种材料组成,通过其抗拉强度和屈服强度自动估算出 S-N 曲线。此外,基于线性累积损伤理论,将存活率设置为 95%,利用 Goodman 法进行平均应力修正,并加载 VPG 所提取的载荷谱,采用名义应力法分析得到控制臂疲劳寿命云图,如图 9 所示。

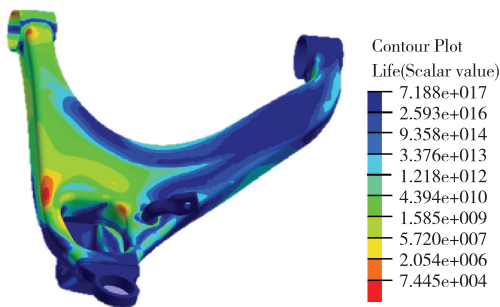


图 9 控制臂疲劳寿命图

从图 9 可以看出,该轻型商用车下控制臂的最低疲劳循环次数为 7.445×10^4 次,其最薄弱点位于前点连接处和上板与减振器安装孔连接附近,其对应的损伤值为 4.501×10^{-7} 。

4 控制臂疲劳耐久多目标优化

4.1 多目标优化模型

为在满足疲劳耐久性与强度要求的同时,使控制

臂疲劳寿命最长且最大应力最小,将控制臂上板、下板及加强板的厚度设为设计变量,并以这两个性能指标为优化目标,在设定各变量变化范围后,构建如下多目标优化模型:

$$\begin{cases} \min [S(x), -N(x)] \\ \text{find } x = (x_1, x_2, x_3) \\ 2 \leq x \leq 5 \end{cases} \quad (2)$$

式中: $S(x)$ 为寿命水平; $N(x)$ 为应力水平; x 为厚度; x_1 、 x_2 和 x_3 分别为上板、下板和加强板的厚度。

4.2 试验设计及代理模型

本文以最大上跳工况为默认工况,以控制臂上板、下板及加强板的厚度为设计变量,以其疲劳寿命最大和应力水平最小为设计响应。基于最优拉丁超立方抽样方法,通过有限元数值模拟,对其进行试验设计并构建设计变量与响应间的代理模型。设计样本数量为 40,部分设计结果见表 4。

表 4 控制臂试验设计结果

序号	x_1/mm	x_2/mm	x_3/mm	$S(x)$	$N(x)/\text{MPa}$
1	2.31	3.05	3.86	7.95×10^4	248.65
2	3.57	2.85	4.66	11.21×10^4	275.21
3	4.21	3.85	3.22	12.35×10^4	212.51
5	2.94	4.18	4.51	13.17×10^4	253.42
6	2.45	2.64	2.17	5.61×10^4	201.57
40	4.58	2.04	3.51	8.65×10^4	261.27

此外,为验证近似模型精度,选取评价指标 R^2 值、最大相对误差 $e_{\max}$ 、平均相对误差 e_{avg} 和均方根值 e_{rms} ,这些指标的计算公式如下^[12-13]:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^H (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^H (y_i - \bar{y})^2} \quad (3)$$

$$e_{\max} = \max_{i=1,2,\dots,H} \left(\frac{|y_i - \hat{y}_i|}{|y_i|} \right) \quad (4)$$

$$e_{\text{avg}} = \frac{1}{H} \sum_{i=1}^H \frac{|y_i - \hat{y}_i|}{|y_i|} \quad (5)$$

$$e_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{H} \sum_{i=1}^H \left(\frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right)^2} \quad (6)$$

式中: y_i 和 $\hat{y}_i$ 分别为第 i 个验证点的实际值与预测值; $\bar{y}$ 为均值; H 为验证点数量。

代理模型精度指标见表 5。由表可知, $S(x)$ 和

$N(x)$ 的 R^2 值均在 0.9 附近, 且 $e_{\max}$ 、 e_{avg} 和 e_{rms} 均小于 0.3, 表明代理模型精度较好, 满足后续优化分析要求。

表 5 代理模型精度指标

指标	R^2	$e_{\max}$	e_{avg}	e_{rms}
$S(x)$	0.89	0.254	0.066	0.093
$N(x)$	0.91	0.201	0.057	0.071

4.3 多目标优化结果

采用第二代非支配遗传算法对多目标优化模型 (即公式(2)) 进行求解, 得到控制臂 Pareto 非劣解集如图 10 所示。本文采用给定约束法^[14], 将控制臂质量约束为 7.11 kg (优化前控制臂质量为 7.5 kg), 最终获得一组最优解为: 下板厚度 2.2 mm、上板厚度 3.2 mm、加强板厚度 3.1 mm。

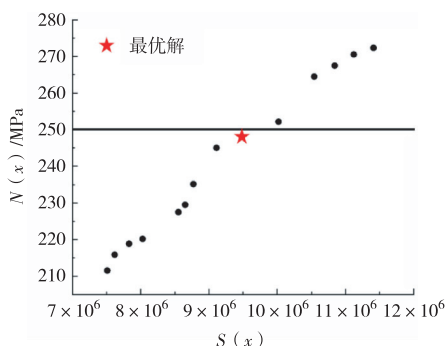


图 10 Pareto 非劣解集

随后, 基于该组最优解重新建模分析, 测得优化后控制臂的最大应力为 246.1 MPa, 较优化前的 256.42 MPa 降低了 4.02%。此外, 基于优化后的模型, 采用相同的疲劳分析方法进行寿命预测, 优化后的控制臂疲劳寿命云图如图 11 所示。

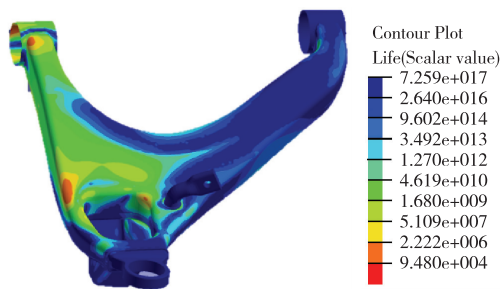


图 11 优化后的控制臂疲劳寿命图

从图 11 可知, 虽然优化前后控制臂疲劳薄弱位置未发生变化, 但优化后的最低疲劳循环次数为 9.48×10^4 次, 较优化前提高了 27.33%。

5 结论

本文以某轻型商用车下控制臂为研究对象, 通过搭建整车动力学模型, 结合虚拟路面构建了虚拟试验场以提取下控制臂载荷信息, 在此基础上分析了控制臂的疲劳寿命, 并进一步开展了疲劳寿命多目标优化。主要结论如下:

1) 采用有限元方法建立了下控制臂有限元模型, 模态分析结果表明其模态频率远低于共振带, 不存在共振风险。

2) 建立了整车动力学模型, 与高精度扫描路面 (精度误差 < 0.1 mm) 集成, 构建了虚拟试验场, 进一步提取了下控制臂载荷谱。

3) 以下控制臂载荷谱为基础, 对其进行了疲劳寿命分析, 并基于 Isight 优化平台实施了多目标优化。优化后, 控制臂最大应力降低了 4.02%, 最低疲劳循环次数提升了 27.33%。

因此, 虚拟试验场技术同多目标优化相结合的分析方法不仅能够准确反映损伤状况, 也能提升疲劳寿命, 为同类车型的底盘疲劳耐久设计提供了参考。

参考文献:

- [1] PACHAPURI SAM, LINGANNAVAR GR, K ELAGERI KN, et al. Design and analysis of lower control arm of suspension system[J]. Materials Today: Proceedings, 2021, 47(2): 2949-2956.
- [2] KAROLCZUK A, PAPUGA J, PALIN-LUC T. Progress in fatigue life calculation by implementing life dependent material parameters in multiaxial fatigue criteria[J]. International Journal of Fatigue, 2020(134): 105509.
- [3] LEANDER J. Reliability evaluation of the Eurocode model for fatigue assessment of steel bridges[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2018, 141(2): 1-8.
- [4] 李娜, 王肖兰, 王琼. 基于虚拟试验场的轻型载货汽车车架疲劳分析[J]. 北京汽车, 2024(3): 12-16.
- [5] 蔺国梁. 基于虚拟路面的悬架结构件疲劳损伤分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019.
- [6] 汪宇晗. 乘用车后悬架下摆臂疲劳寿命预测与评价[D]. 上海: 上海工程技术大学, 2021.
- [7] 陶亮明. 新能源商用车底盘部件轻量化设计研究[D]. 十堰: 湖北汽车工业学院, 2024.
- [8] NIU XP, WANG RZ, LIAO D, et al. Probabilistic modeling of uncertainties in fatigue reliability analysis of turbine bladed disks[J]. International Journal of Fatigue, 2021(142): 105912.

(下转第 59 页)

3 结 论

针对某轻卡的驾驶室制动抖动问题,本文开展了系统的测试与分析优化。测试分析表明,问题根源在于制动鼓的径向跳动与圆柱度误差控制不良,由此产生的制动激励与簧下及车架模态耦合,共同加剧了抖动。据此,研究并实施了以“制动鼓精度控制、车架模态提升、驾驶室悬置优化”为核心的综合治理方案,成功解决了该问题,改善效果显著。具体结论如下:

1) 制动鼓的圆柱度误差和径向跳动是驾驶室抖动的根源,需将此纳入供应商的来料质量控制体系,并建立完善的实车匹配验证流程。

2) 整车设计前期,车架的弯曲扭转模态、簧下模态应提前进行避频设计,避免实车阶段因模态耦合加剧底盘制动激励或其他激励引起的驾驶室抖动问题。

3) 对于因制动鼓精度超差引发的制动压力波动,应将其作为样车调校阶段的关键测试量,以避免由此导致的制动抖动问题(主要表现为驾驶室座椅及制动踏板抖动),从而提升制动舒适性。

4) 驾驶室悬置除满足疲劳性能与操稳平顺性要求外,还应注重刚度匹配,以抑制底盘激励的传递,避免引发振动舒适性问题。

参考文献:

- [1] 王郡成. 特定车速下轻型卡车驾驶室异常抖动故障诊断方法[J]. 计算机测量与控制, 2023, 31(5): 56-61.
- [2] 岳涛, 殷金祥, 王军龙, 等. 某轻型商用车驾驶室抖动问题优化[J]. 汽车实用技术, 2023, 48(19): 104-107.
- [3] 周志强, 吴迪, 令海强. 某轻型商用车行驶抖动问题分析与改进[J]. 汽车实用技术, 2020(2): 134-136.
- [4] 马波, 程锐, 陈乐强. 某轻型商用车行驶抖动问题分析与改进[J]. 汽车实用技术, 2018(20): 89-90.
- [5] 郭全法, 冯程程, 姚芳华, 等. 轻卡车身怠速振动分析及其悬置系统优化[J]. 拖拉机与农用运输车, 2019, 46(6): 14-18.
- [6] 潘公宇, 刘朋, 徐旗钊, 等. 基于盘-块面弹簧接触的动力学模型的制动抖动分析[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2021, 35(6): 9-21.
- [7] 潘公宇, 冯雅琪, 陈林, 等. 考虑热变形影响的盘式制动器制动抖动分析[J]. 郑州大学学报(工学版), 2022, 43(2): 58-64.
- [8] 王会平, 杨俊, 王泽荫, 等. 基于时变动力学模型的盘式制动器制动抖动分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2025, 63(6): 32-37.
- [9] 中华人民共和国机械工业部. 汽车悬挂系统的固有频率和阻尼比测定方法: GB/T 4783—1984[S]. 北京: 中国标准出版社, 1984: 1-5.
- [9] 周炬, 苏金英. ANSYS Workbench 有限元分析实例详解[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2020: 464.
- [10] 梁国栋, 程乐. 某前悬架下摆臂疲劳失效分析与优化[J]. 机械设计与制造, 2022(3): 292-295.
- [11] 张禄, 纪威, 周炜, 等. 基于强度退化的疲劳累积损伤模型[J]. 农业工程学报, 2015, 31(增刊1): 47-52.
- [12] 王占飞. 车用双梯度薄壁结构耐撞性优化研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2023.
- [13] 陶成林. 点阵增强薄壁缓冲吸能混合结构耐撞性研究及优化设计[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2023.
- [14] 文嘉薪. 车用功能梯度变截面 AL/CFRP 薄壁结构耐撞性优化研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2024.

(上接第45页)