

文章编号:1671-8879(2015)05-0137-08

基于数值仿真和动静态试验的副车架轻量化

王国林¹,任洁雨¹,傅乃霖¹,张 建^{1,2},刘永臣^{1,3}

(1. 江苏大学 汽车与交通工程学院,江苏 镇江 212013; 2. 江苏科技大学 机电工程学院,江苏 张家港 215600;
3. 淮阴工学院 交通工程学院,江苏 淮安 223003)

摘 要:以某混凝土搅拌车副车架为研究对象,介绍一种合理可靠的轻量化设计研究方法,实现了副车架轻量化设计的预期目标。首先,应用 Hyperworks 软件建立了主副车架的数值仿真模型,对弯扭极限工况下副车架的静载强度进行仿真分析;通过静强度实车试验,验证了数值仿真模型的准确性。然后,根据体积最小化理论,应用 Optistruct 软件,优化副车架的结构厚度,并提出斜支撑加强板设计的新方案。最后,通过刚度特性的数值仿真,探究了轻量化后主副车架的刚度匹配性;并通过道路动态实车试验,测得副车架轻量化前后的载荷谱;利用 Ncode 8.0 软件处理,分析了道路载荷谱,结合高周疲劳寿命理论,对比研究了副车架的疲劳寿命。研究表明:轻量化方案具有良好的制造工艺继承性;静强度仿真与试验、刚度匹配性分析、动态疲劳试验相联合的研究方法,提升了副车架轻量化过程的科学性;最终使副车架的整体性能得到了改善,并实现减重 120 kg。

关键词:汽车工程;副车架轻量化;数值仿真;动静态试验;结构强度;刚度匹配;疲劳寿命

中图分类号:U463.1 **文献标志码:**A

Lightweight of subframe based on numerical simulation and dynamic and static tests

WANG Guo-lin¹, REN Jie-yu¹, FU Nai-ji¹, ZHANG Jian^{1,2}, LIU Yong-chen^{1,3}

(1. School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, Jiangsu, China;
2. School of Electromechanical Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhangjiagang 215600, Jiangsu, China; 3. School of Traffic Engineering, Huaiyin Institute of Technology, Huaian 223003, Jiangsu, China)

Abstract: A reasonable and reliable lightweight design method was introduced to achieve the lightweight design of concrete truck mixer subframe. Firstly, Hyperworks software was applied to establish a numerical simulation model of concrete truck frame system, which was then used to simulate the system's ultimate bending and torsion conditions. Static strengths of real vehicle under different operation situations were obtained. Besides, static tests verified the accuracy of the simulation model. Secondly, the subframe thickness and stiffening plate structures were redesigned and the static strength of subframe was ensured by Optistruct software based on the accurate simulation model and the maximum volume theory. Finally, the frame system's stiffness match was also taken into the consideration. Through vehicle dynamic tests, dynamic load spectrum of subframe was measured to calculate the fatigue life of subframe with fatigue analysis

收稿日期:2015-05-19

基金项目:江苏省自然科学基金项目(BK2011405);江苏省博士研究生创新基金项目(CX10B-255Z)

作者简介:王国林(1965-),男,吉林伊通人,教授,博士研究生导师,E-mail:glwang@ujs.edu.cn。

theory and Ncode 8.0 software. The results show that the lightweight design shows good inheritance of manufacturing process. The method which combined the static strength analysis, the static frame stiffness match and the fatigue life comparison improves the scientificity of surface lightweight and achieves the lightweight goal of 120 kg reduction of subframe structures. Furthermore, the performances of the whole subframe are enhanced. 3 tabs, 13 figs, 16 refs.

Key words: automobile engineering; subframe lightweight; numerical simulation; dynamic and static test; structural strength; stiffness match; fatigue life

0 引言

中国混凝土搅拌车制造业竞争激烈,轻量化设计会给企业带来较大竞争优势和利润。研究表明,中国多数客车、专用货车的车架具有 10%~20% 的轻量化空间,有的则高达 35%^[1]。计算机仿真技术发展迅速,有限元分析在车架结构设计上应用广泛^[2-3]。桂良进等对某型载货车车架建立了仿真模型,为基于有限元法的车架轻量化设计提供了参考^[4];赵韩等利用有限元法分析得到了水泥罐式汽车罐体结构的应力应变,根据分析结果对罐体结构作了改进^[5];王国林等将 GAP 单元引入车架有限元模型中,较好地模拟了车架之间的接触面属性,并提升了某自卸车车架的性能^[6];王理睿等建立了车架的有限元仿真模型,并利用模型进行车架各工况的力学分析,结果表明加载过程中车架应力、应变和切应力符合实车要求^[7]。在国外,Ndada 等也曾利用有限元模态分析结果修正车架设计方案,从而保证了车架结构设计的合理性^[8];Sugiyama 等将弹性非线性的钢板弹簧结构引入到车辆多体动力学模型研究中,并仿真分析了目标车辆的性能^[9]。

综上所述,前人应用数值仿真技术对车架性能和结构做了相关研究,尤其在通过结构优化,提升车架静强度方面,但研究涉及的性能较为单一,科学性有待提升。为此,本文在前人研究的基础上,作了副车架加强板结构改进、梁结构厚度优化等轻量化设计的研究,同时探讨制造工艺性,并提出了静强度仿真与试验、刚度匹配性分析、动态疲劳试验相联合的研究方法,最终使轻量化后副车架的综合性能得到提升,保证了轻量化设计方案的可靠性,实现了预期目标,为下一步研究提供指导。

1 车架系统数值仿真分析

某混凝土搅拌车底盘是 6×4 结构型式,其工作载荷主要由车架、悬架和轮胎承受。前桥通过钢板弹簧与主车架相连,后桥通过平衡悬架与底盘车架

相连。有限元模型由车架模型和悬挂系统等效模型组成,使车架结构应力分布更贴近实际^[9-10]。车架模型又分为底盘车架和副车架,以合理模拟主副车架的承接关系,提升分析精度^[11]。有限元模型的网格划分在 HyperMesh 软件中进行,底盘车架和副车架采用边长 10 mm 的四边形壳单元;吊耳、平衡悬架、底盘车架的连接件以及平衡重划分六面体网格;铆钉或螺栓连接简化为多点约束;焊缝采用焊接单元模拟;钢板弹簧采用刚性梁和弹簧单元的组合进行模拟;所有的接触面均采用 GAP 单元模拟,最终得到车架系统有限元模型,如图 1 所示。整个模型节点数和单元数分别为 570 484 和 986 149,其中副车架的有限元模型由 199 365 个节点、201 548 个单元组成^[12]。

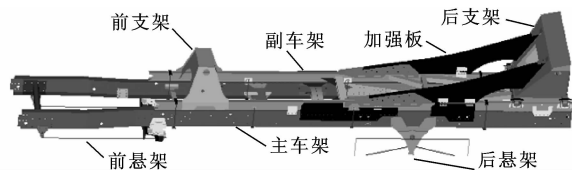


图 1 车架系统有限元模型

Fig. 1 Finite element model of frame system

1.1 边界条件

通过约束和载荷边界条件的设定,模拟了满载弯曲、双轮抬高 210 mm 极限扭转、左前轮抬高 210 mm 扭转、右后轮抬高 210 mm 扭转 4 个工况,进行应力分析。

1.1.1 约束条件

(1)满载弯曲工况:前桥、后桥均约束弹簧节点 X、Y、Z 方向的平动自由度,释放转动自由度;释放推力杆沿行方向的平动自由度;车架平衡重相对于地面静止。

(2)双轮抬高 210 mm 极限扭转工况:工况(1)的约束条件下改变车架左前和右后侧弹簧节点 z 方向平动自由度 dof_z 为 -210 mm。

(3)左前轮抬高 210 mm 扭转工况:工况(1)的约束条件下改变车架左前侧弹簧节点 z 方向平动自

由度 dof_3 为 -210 mm 。

(4)右后轮抬高 210 mm 扭转工况:工况(1)的约束条件下改变车架右后侧弹簧节点 z 方向平动自由度 dof_3 为 -210 mm 。

1.1.2 载荷条件

静态分析中假设混凝土不产生偏心现象,建立混凝土和滚筒整体的受力模型,如图2所示。 A_x 、 A_y 为减速箱处前支架受力; F_1 、 F_2 为托轮处左右后支架受力; G 为载重。

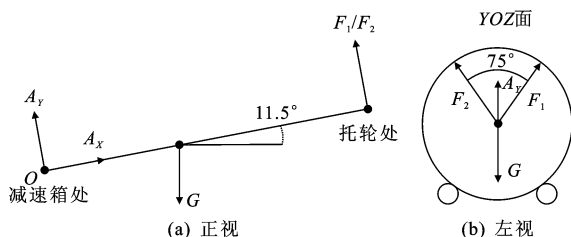


图2 混凝土和滚筒整体受力模型

Fig. 2 Overall stress model of concrete and cylinder

结合受力分析理论模型,根据 XOY 面的力和力矩平衡,计算前后支架受力,得 A_x 为 $19\,531 \text{ N}$, A_y 为 $50\,041 \text{ N}$, F_1 、 F_2 为 $71\,148 \text{ N}$ 。在施加相同的外界静载荷的情况下,改变约束条件、模拟本文重点研究的满载静态弯曲和极限扭转工况,以均布载荷形式赋于前后支架有限单元节点,实现假设条件下的等效模拟。

1.2 仿真结果分析

对车架结构有限元模型按照上述边界条件加载,其满载弯曲和极限扭转工况应力分布如图3、图4所示。

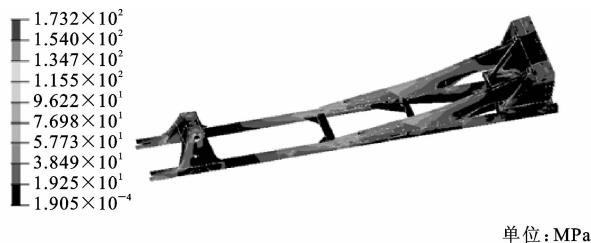


图3 满载弯曲应力分布

Fig. 3 Fully bending stress distribution



图4 双轮抬高极限扭转应力分布

Fig. 4 Two-wheel held ultimate torsional stress distribution

由图3可知,满载弯曲工况下,副车架静态应力峰值为 173.2 MPa ,出现在加强筋和副车架前端焊接位置;由图4可知,双轮抬高 210 mm 极限扭转工况下,副车架应力峰值达到 471.1 MPa ,出现在前支撑左下端和副车架纵梁内侧焊接位置。

2 应力测试与仿真结果对比

2.1 测试设备与过程

2.1.1 测试主要仪器设备

eDaq 数据采集器、三向加速度传感器、非接触式五轮仪、应变计、数据处理软件(Somat InField、Ncode8.0)、计算机等。

2.1.2 测试过程

本次测试选择江苏省仪征市郊某段便道,该便道具有环路(单循环 8 km)、等级公路(单循环 8 km) 2种路况,适合车架动态疲劳寿命试验。本文试验数据均来自于该路段上的静态强度及动态疲劳寿命的试验。车架结构有限元分析结果的应力集中处与使用反馈中的疲劳破坏处布置了测点,如下页图5所示。试验测得极限工况下副车架结构的应变,经数据处理,得到相应应变下的结构静应力。本次试验中单向测试点记为标号 L 、 R (左为 L ,右为 R),三向测试点记为标号 L_3 、 R_3 。

2.2 静态测试数据处理原理

2.2.1 应变片

单向应力计算公式为

$$\sigma = E\varepsilon \quad (1)$$

式中: E 为材料的弹性模量; ε 为应变片测得的应变。

2.2.2 应变花

电阻应变花的第1、2主应力 $\sigma_{1,2}$ 计算公式为

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{2} \left[\frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_{90}}{1 - \mu} \pm \frac{1}{1 + \mu} \cdot \sqrt{(\varepsilon_0 - \varepsilon_{90})^2 + (2\varepsilon_{45} - \varepsilon_0 - \varepsilon_{90})^2} \right] \quad (2)$$

电阻应变花的等效应力 σ_r 计算根据第4强度理论有

$$\sigma_r = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (3)$$

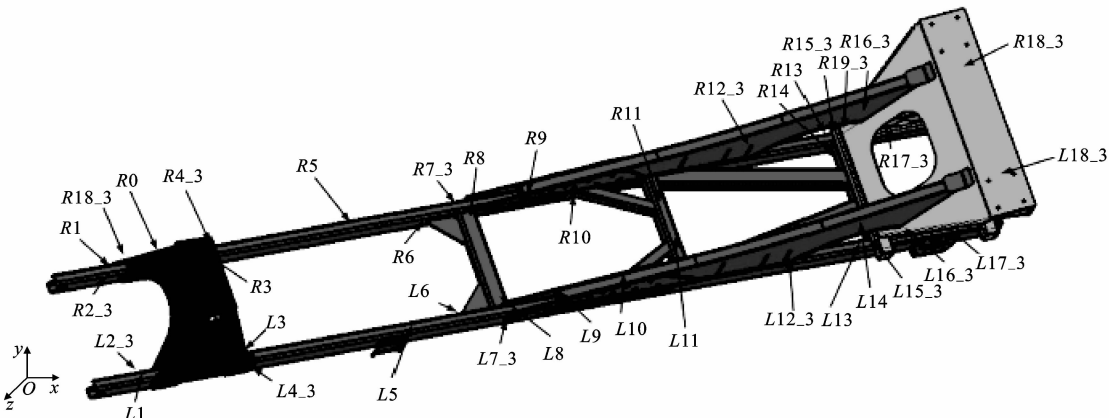
式中: σ_1 、 σ_2 、 σ_3 分别为三向测点应力。

因为 $\sigma_3 = 0$

所以

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \quad (4)$$

式中: ε_0 为 0° 应变片的应变; ε_{45} 为 45° 应变片的



注：1、标注中L为左，R为右。
2、测点位置除R0、R19_3均对称布置。

图 5 第 1 阶段试验副车架测点布置

Fig. 5 Arrangement of tested points in the first subframe trial stage

应变; ϵ_{90} 为 90° 应变片的应变; μ 为泊松比。
连续 3 次采样结果相差较小,可先取各应变花 0° 、 45° 、 90° 方向应变的平均值,然后根据式(3)求解等效应力。

2.3 静态试验与仿真结果对比分析

满载弯曲和双轮抬高极限扭转工况下,根据静应力对车架的实际影响情况,选取部分应力较大测试点的试验值和计算值作对比,数据对比结果及相对误差计算见表 1。

表 1 表明,在弯曲和扭转工况下,静应力较大部位试验测试结果和模拟分析结果的相对误差普遍较小。仅在弯曲工况下的L1和扭转工况下的L1、L7_3处出现较大的相对误差,即除个别点外,有限元分析结果与测试结果具有较好的一致性,验证了有限元模型的准确合理性。

误差原因分析:①有限元分析时没有考虑混凝土移动所造成的重心偏移;②应变片粘贴位置存在一定偏差。

由表 1 可知,部分结构的应力明显偏大,该车架

采用 Q345 钢材的屈服强度为 345 MPa,因此,极限工况下副车架的结构强度无法保证,需要进行副车架结构的优化。轻量化设计是在保证结构强度的条件下,合理减轻质量,最终实现缩减研发成本,是车架结构优化的常用方法。

3 副车架结构优化与结果分析

大方量混凝土搅拌车副车架结构优化设计的方案确定,需要根据副车架自身结构特点,顾及轻量化结构的制造工艺性,同时考虑车架结构的刚度、强度、疲劳寿命等因素^[13]。本文介绍 2 个优化过程,对整个副车架结构轻量化设计的实现进行阐述。

3.1 尺寸优化和结构优化

由于通过壳体单元建立其有限元模型,故选择 Optistruct 求解器对副车架结构进行尺寸优化,减薄结构厚度。该优化设计问题的数学基础及其表达式为

最小化 (Minimize)

表 1 弯扭工况下试验值和计算值对比

Tab. 1 Tested value and calculated value in bend torsion conditions

满载弯曲工况下应力较大点分析										
测试点编号	L1	L2_3	L7_3	L9	L16_3	R2_3	R9	R12_3	R16_3	R17_3
试验结果/MPa	-82.73	153.52	68.07	87.66	77.85	120.40	96.68	98.13	72.89	78.64
模拟结果/MPa	-38.71	149.60	68.17	91.45	84.78	129.40	96.43	106.10	65.38	68.70
相对误差/%	-53.3	-2.5	0.2	4.3	8.9	7.5	-0.3	8.1	-10.3	-12.6

双轮抬高极限扭转工况应力较大点分析										
测试点编号	L1	L2_3	L7_3	L9	L12_3	L16_3	R7_3	R9	R16_3	R17_3
试验结果/MPa	-173.24	437.11	72.12	77.37	85.22	79.67	101.31	106.42	81.25	148.24
模拟结果/MPa	-71.93	487.30	43.87	76.41	83.95	87.38	106.80	118.00	74.17	148.40
相对误差/%	-58.3	11.5	-39.0	-1.2	-1.5	9.7	5.4	10.9	-8.7	0.1

$$f(x)=f(x_1,x_2,x_3,\cdots,x_n)$$

约束条件(Subjectto)

$$\begin{cases} g_j(x)\leqslant 0, & j=1,\cdots,m \\ h_k(x)=0, & k=1,\cdots,m_h \\ x_i^L\leqslant x_i\leqslant x_i^U, & i=1,\cdots,n \end{cases}$$

式中: $x=x_1,x_2,\cdots,x_n$ 为设计变量; $f(x)$ 为目标函数; $g_j(x)$ 为不等式约束函数; $h_k(x)$ 为等式约束函数;上角标 L 为下限;上角标 U 为上限。

通过设置响应(Response)函数和设计变量函数,定义结构体积为目标函数,应力应变为约束条件,壳体厚度为设计变量,并设置变量极限。

副车架结构轻量化采用具体优化方案为:

(1)通过 Optistruct 求解器分析计算,并结合工程经验,对软件优化结果作必要改进,最终确定副车架厚度减薄方案,见表 2。

表 2 副车架结构厚度减薄参数

Tab. 2 Subframe structure thickness thinning argument

部件名称	减厚/mm	部件名称	减厚/mm
副主梁	1	加强梁-3	1
一横梁	0	前支撑上板	2
二横梁-1	0	前支撑前板	2
二横梁-2	1	前支撑后左右板	2
三横梁-1	0	前支撑其余	2
三横梁-2	1	后支撑左右板	2
四横梁-1	2	后支撑梯子板	2
四横梁-2	1	后支撑大竖板	2
四横梁-3	0	后支撑单脚板	2
五横梁	1	后支撑底板加强	2
加强梁-1	2	后支撑小竖板	2
加强梁-2	1	副主梁封板	2

(2)根据槽钢的结构特点,在承受同等的弯扭载荷情况下,槽钢结构的应力集中较小,而且可以减轻副车架的质量。综合分析机械结构优化设计方案,副车架的斜支撑加强板改进成槽钢结构,如图 6 所示。

副车架结构轻量化方案的制造工艺性是否良好,是整个轻量化设计过程中需要考虑的重要因素之一。副车架结构轻量化是剔除臃肿结构或减小富裕储备系数,同时采用更改零件位置、微调几何形状、变化厚度等措施实现局部结构补强。钢板厚度的变化通过普通钢板轧制机调整参数完成,仍可延续常规的装配加工手段。从副车架原结构简化、优化的角度提出的轻量化方案,减轻了作业量及焊接、喷涂等工艺的复杂程度,例如将斜支撑加强板由箱型结构变成槽钢结构,由四面组焊改为钢板折成三

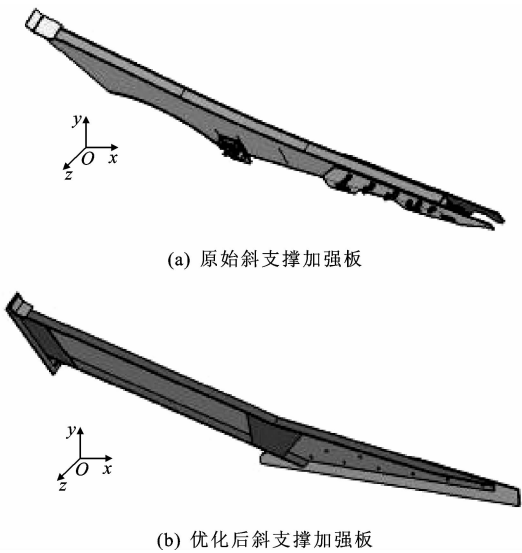


图 6 副车架斜支撑原始结构和优化结构对比
Fig. 6 Comparison of inclined strength rack structure and optimized structure

面,通过普通折边机即可完成工艺。
原副车架的制造工艺具有较好的继承性,采用轻量化方案后副车架结构变化所引起的制造工艺的改变,可更加方便实现。该优化方案的整体制造工艺性在一定程度上有所提升。

3.2 优化结果分析

由于副车架厚度减薄、结构改变,其体积相对减小,质量减轻了约 10%,即 120 kg。

副车架结构改进后的强度分析,以满载弯曲和双轮抬高极限扭转工况作为重点分析工况,2 个工况下的应力值较结构改进前明显降低。具体应力分布如下页图 7、图 8 所示。满载弯曲工况下,副车架静态应力峰值为 152.3 MPa,较改进前下降了 20.9 MPa,加强筋和副车架前端焊接位置处的应力集中现象有所缓解;在双轮抬高210 mm极限扭转工况下,副车架应力峰值为 319.1 MPa,较改进前下降了 152 MPa,前支撑左下端和副车架纵梁内侧焊接位置应力集中改善效果良好。弯扭组合的叠加,使得极限扭转工况下车架的应力幅值从改进前的 141.1 MPa下降到了 90.9 MPa。

3.3 车架的刚度匹配

底盘车架和副车架的刚度匹配是指在副车架的轻量化过程中^[14],需要考虑底盘车架和副车架的弯曲刚度,并且使两者的最小刚度点能够无限接近甚至重合,可以使改进后的结构承受更大的弯曲载荷,作为进一步验证副车架结构轻量化合理性的依据。

将主副车架简化为简支梁结构,如下页图 9 所示。



图 7 改进后满载弯曲工况的应力

Fig. 7 Fully bending stress after optimization



图 8 改进后双轮抬高极限扭转工况的应力

Fig. 8 Two-wheel held ultimate torsional stress after optimization

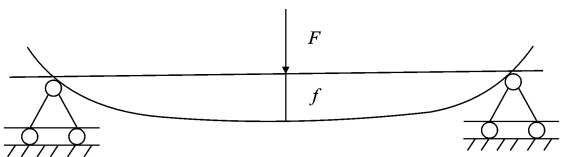


图 9 简化为简支梁的车架模型

Fig. 9 Frame model of simplified simply supported beam

弯曲刚度计算公式为

$$C_b = \frac{L^3 F}{48 f}$$

式中： C_b 为弯曲刚度； L 为轴距； F 为集中载荷； f 为载荷作用点外挠度。

在主副车架各自刚度计算中， F 、 L 为常量，根据公式找出仿真结果中各研究点的 Z 向挠度，如图

10 所示，可以找出主副车架结构的最小刚度点（最大挠度点）。

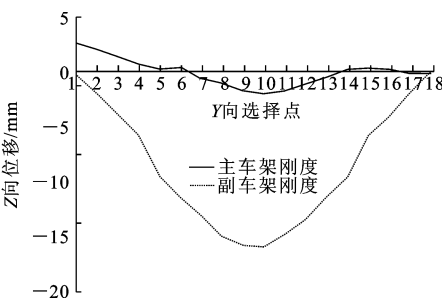


图 10 结构改进后主副车架刚度匹配

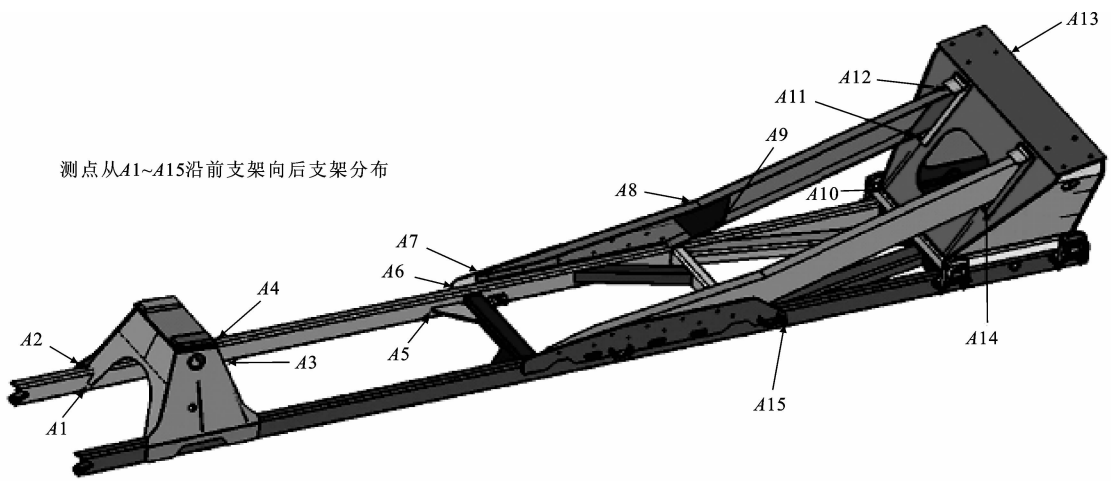
Fig. 10 Frame system stiffness matching after optimization

由图 10 可以发现，主车架上的前 6 个刚度分析点为正值，而副车架上的前 6 个刚度分析点为负值。这是由于在刚度分析时，需要单独给主副车架进行约束受载，主副车架的约束方式是根据车架整体系统中的实际约束方式分别确定的，两者的约束方式存在差异。同时发现，主车架和改进后副车架结构各自的最大挠度点均分布在 Y 向选择点 10 附近，符合主副车架结构最小刚度点尽可能接近的设计要求。

3.4 动态测试与优化前后疲劳寿命分析

优化后静态仿真分析可知，局部位置应力偏大，分布如图 11 所示，即优化后动态试验关键测点，其个数在优化前动态试验测点的基础上明显减少。测点位置具有对称性，故只取车架右边若干测点，再加上局部应力较大的左边 2 个测点。

通过动态试验，获取结构动载、幅值分布规律及循环次数，进行关键测试点的疲劳寿命预估。同时，结合速度、加速度信号，对时域数据进行功率谱分析，零漂、奇异点检查消除、滤波处理等。



测点从A1~A15沿前支架向后支架分布

图 11 副车架第 2 阶段关键试验点

Fig. 11 Subframe key tested points in the second stage

疲劳分析主要采用 Ncode 公司的 Ncode8.0 Glyghworks 处理数据,综合高周疲劳强度理论,基于材料 S-N 曲线,进行必要的曲线修正^[15-16]。应用雨流技术对信号进行循环周计数;结合 Miner 损伤累积法则计算疲劳寿命;最后对副车架各测点的疲劳寿命进行分析,并对各测点优化前后的疲劳寿命进行对比。

采用 10%坏路的动态试验数据分析,处理得到 A5 点损伤和应力曲线,如图 12、图 13 所示。计算出关键试验点的疲劳寿命后,同优化前副车架结构的疲劳寿命进行对比,见表 3。原副车架结构寿命最短的位置是 R7 点,即疲劳损伤危险点。根据受力对称性,左侧 L7 点则为次危险点;此外,还有 L12、L15、R15 点寿命较短,为疲劳损伤次危险点。通过结构优化后,A5 测点为结构疲劳损伤危险点,

但其预估寿命高于原结构的最低寿命 5.87×10^4 km,在满载极限工况下,该寿命可以接受;原 R7 点位置优化后的疲劳寿命则有大幅提高;A14 点较原始方案寿命也显著延长;而 A15 点寿命与优化前相比略有降低;其他测点寿命均有较明显提高。

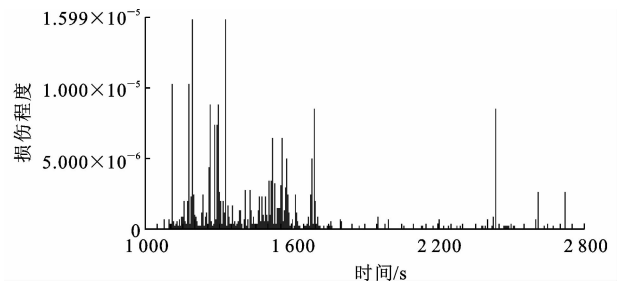


图 12 A5 点损伤分布
Fig. 12 Damage distribution of A5 point

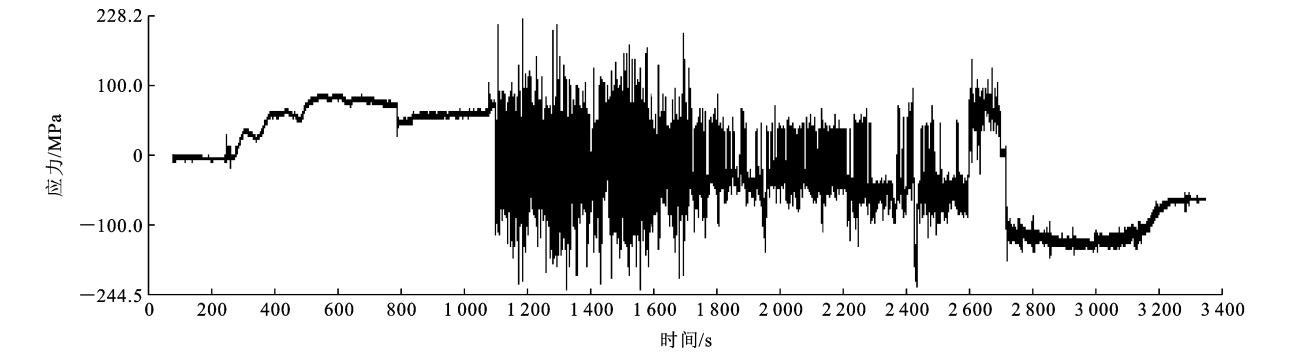


图 13 A5 点最大应力分布
Fig. 13 Maximum stress distribution of A5 point

表 3 焊点预估寿命值优化前后对比

Tab. 3 Expected life value contrast of solder joints before and after optimization								10 ⁴ km
优化后		优化前		优化后		优化前		
测点	10%坏路	测点	10%坏路	测点	10%坏路	测点	10%坏路	
A1	67.51	L2	158.27	A7	673.87	R2	113.69	
A2	409.60	L7	20.55	A8	1 105.20	R7	5.87	
A3	41 200.00	L12	29.52	A9	1 030.40	R12	930.93	
A4	1 682.67	L15	15.51	A10	396.00	R15	26.68	
A5	6.49	L16	325.60	A12	765.07	R16	276.93	
A6	51.20	L17	360.80	A13	2 653.33	R17	146.40	

4 结 语

- (1)结合 Optistruct 软件和工程经验,提出的优化设计方案达到副车架总体质量下降 120 kg 的预定目标,且制造工艺继承性良好。
- (2)轻量化结构降低了满载弯曲和极限扭转工况下副车架的静应力值和应力幅值,提高了副车架的静强度。
- (3)副车架的轻量化设计满足了主副车架刚度匹配的设计要求。

- (4)动态疲劳试验分析中,副车架的疲劳寿命在轻量化后总体得到提升,这与车架结构的疲劳耐久性设计要求一致。
- (5)副车架轻量化方案的提出,并使用静强度仿真与试验、刚度匹配性分析、动态疲劳试验相联合的研究方法,使得副车架整体性能得到了提高。同时,也实现了结构轻量化的目标。此外,在下一步车架轻量化设计研究中,需要进一步实车测试并不断积累道路载荷谱的信息,从而为疲劳寿命测试和仿真提供可靠的路况信息,有利于相关项目的继续开展。

参考文献:

References:

- [1] 王兴宇. 大吨位自卸车轻量化研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2009.
WANG Xing-yu. Large tonnage dump truck lightweight research[D]. Wuhan: Wuhan University of Science and Technology, 2009. (in Chinese)
- [2] 黎西亚, 李成网. 车架有限元分析技术发展综述[J]. 专用汽车, 2001, 1(1): 13-15.
LI Xi-ya, LI Cheng-wang. General conditions of frame finite element analysis technic[J]. Special Purpose Vehicle, 2001, 1(1): 13-15. (in Chinese)
- [3] 曾攀. 有限元分析及应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.
ZENG Pan. Finite element analysis and application[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2008. (in Chinese)
- [4] 桂良进, 周长路, 范子杰. 某型载货车车架结构轻量化设计[J]. 汽车工程, 2003, 25(4): 403-406.
GUI Liang-jin, ZHOU Chang-lu, FAN Zi-jie. Design for frame structure of a heavy-duty truck[J]. Journal of Automotive Engineering, 2003, 25(4): 403-406. (in Chinese)
- [5] 赵韩, 钱德猛, 马恒永. 水泥罐式汽车的罐体及车架结构的有限元分析[J]. 汽车工程, 2005, 27(1): 111-114.
ZHAO Han, QIAN De-meng, MA Heng-yong. A finite element analysis for the tank body and frame of a cement tanker[J]. Journal of Automotive Engineering, 2005, 27(1): 111-114. (in Chinese)
- [6] 王国林, 张健, 王启唐. 基于 GAP 单元的车架有限元分析[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2008, 29(3): 206-209.
WANG Guo-lin, ZHANG Jian, WANG Qi-tang. Finite element analysis for vehicle frame based on GAP elements[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2008, 29(3): 206-209. (in Chinese)
- [7] 王理睿, 杨小龙, 卢程. 基于有限元法的车架轻量化设计和仿真分析[J]. 现代机械, 2012, 5(5): 12-14.
WANG Li-rui, YANG Xiao-long, LU Cheng. Lightweight design and simulation of vehicle frame based on FEM[J]. Modern Machinery, 2012, 5(5): 12-14. (in Chinese)
- [8] Nadad H, Ramezani A. Finite element model updating of a vehicle chassis frame[J]. Proceeding of the 2004 International Conference on Noise and Vibration Engineering, 2004, 36(1): 123-131.
- [9] Sugiyama H, Shabana A A, Omar M A, et al. Development of nonlinear elastic leaf spring model for multibody vehicle systems[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2006, 195(50/51): 6925-6941.
- [10] Johansson I, Gustavsson M M. FE-based vehicle analysis of heavy trucks[J]. SAE Paper 2005071427
- [11] Dannbauer H, Gaier C. Fatigue analysis of welding seams and spot joints in automotive structures[J]. SAE Paper 2005011323.
- [12] 张胜兰, 郑冬黎, 郝琪. 基于 HyperWorks 的结构优化设计技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
ZHANG Sheng-lan, ZHENG Dong-li, HAO Qi. Based on the structure of Hyperworks optimization design techniques[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2008. (in Chinese)
- [13] 张德春. 新型大方量混凝土搅拌车创新设计[J]. 建筑机械, 2012, 2(2): 80-82.
ZHANG De-chun. Innovation design of new-type huge volume concrete mixer[J]. Construction Machinery, 2012, 2(2): 80-82. (in Chinese)
- [14] Niederer P F, Kaeser R, Walz F H, et al. Compatibility considerations for low-mass rigid-belt vehicles[J]. Accident Analysis & Prevention, 1995, 27(4): 551-560.
- [15] 徐灏. 疲劳强度[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
XU Hao. Fatigue strength[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 1988. (in Chinese)
- [16] 周传月, 郑红霞, 罗慧强. 疲劳分析应用与实例[M]. 北京: 科学出版社, 2005.
ZHOU Chuan-yue, ZHENG Hong-xia, LUO Hui-qiang. Fatigue analysis applications and examples[M]. Beijing: Science Press, 2005. (in Chinese)