

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2014.03.008

矿用自卸车车架的有限元分析及优化设计

彭国谱¹, 贺翔², 唐华平², 姜永正²

(1. 湘电重型装备股份有限公司, 湖南湘潭 411100; 2. 中南大学机电工程学院, 湖南长沙 410083)

摘要: 根据某大型矿用自卸车车架的结构样式, 建立了车架的有限元模型, 并采用惯性释放法计算出不同工况下的车架应力分布情况。同时, 对矿山上运行的矿车车架进行了应力测试。对比车架应力分布的实验结果和仿真结果, 发现车架的应力误差基本上控制在10%以内, 从而验证了有限元分析车架应力的有效性。为了改善车架的性能, 设计了车架拓扑结构, 并通过结构优化, 得到了可靠的车架结构, 最后通过仿真分析验证了改进后的车架性能有了大幅度提高。

关键词: 有限元模型; 应力分布; 惯性释放法; 拓扑结构

中图分类号: TH248

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2014)03-0035-06

Finite Element Analysis on Mining Dump Truck Frame and Its Optimization Design

Peng Guopu¹, He Xiang², Tang Huaping², Jiang Yongzheng²

(1. Xiangtan Electric Heavy Equipment Co. Ltd., Xiangtan Hunan 411100, China;

2. School of Mechanical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract: The finite element model is established based on a large mining dump truck frame structure, and the stress distribution of frame under different working conditions are computed by the inertial release method. Meanwhile the stress test on the operating car frame of mine is conducted. The test result and simulated result are compared and it is found that the frame stress error is controlled within 10%, thereof the validity of finite element analysis of the frame stress is verified. In order to improve the performance of the frame, the topology structure is designed and a reliable frame structure is obtained through structure optimization. The simulation results show that the performance of the improved frame is greatly improved.

Keywords: finite element model; stress distribution; inertial release method; topological structure

0 引言

车架作为自卸车的重要承载部分, 其承载性能和动力学性能决定了自卸车结构的可靠性^[1]。电动轮自卸车的质量较大, 结构较复杂, 运载量较大, 行

驶环境较恶劣, 因而工作时车架易发生弯曲、扭转等形变。若长期处于恶劣的工作环境下, 则会加大自卸车车架焊缝开裂的可能性。

由于矿用自卸车载重量巨大, 车架结构复杂, 且运行工况复杂, 这使得整个自卸车车架结构的设

收稿日期: 2014-01-20

基金项目: 国家高新技术研究发展863计划基金资助项目(2012AA041805), 湖南省科技重大专项计划基金资助项目(2010FJ1003-2)

作者简介: 彭国谱(1965-), 男, 湖南湘乡人, 湘电重型装备股份有限公司高级工程师, 主要从事机械制造方面的研究, E-mail: 376629602@qq.com

通信作者: 贺翔(1987-), 男, 湖南永州人, 中南大学硕士生, 主要研究方向为机械制造, E-mail: 330788379@qq.com

计非常困难^[2-3]。矿车设计人员主要采用经典的弹性力学理论并结合自身经验,对自卸车车架进行设计和校核,常通过对应力大的位置进行刚度加强以提高车架性能,并通过车辆在矿山的工作情况来检验设计^[4-7]。这样的开发过程不仅效率低、投入大,并且无法获得最优化结构。

有限元分析法是使用有限元方法来分析静态或动态的物理物体或物理系统的数值分析方法,其应用广泛且实用高效^[8]。采用有限元分析法对自卸车车架进行工况模拟分析和结构优化可以节省大量的试验成本和设计周期。

本文拟以国家高新技术研究发展计划(863计划)中的“大吨位电动轮自卸车”为研究对象,对某大型复杂承载构件自卸车车架进行复杂工况下的计算分析,以得到车架在不同工况下的应力。同时,对车架进行不同工况下的应力实验,并且将实验结果与有限元分析结果进行比较,通过判断车架有限元分析结果是否与实际情况一致,以确定有限元分析方法的有效性。最后,采用优化技术对该重型矿车车架进行全局拓扑设计,以改善整个车架的承载性能,使车架应力分布均匀化,以便为以后的车架设计提供一定的理论参考依据。

1 车架有限元分析

1.1 车架模型简化

在整车环境下,大型复杂承载构件自卸车车架与悬挂系统等部件相连接,并且承载了驾驶室、控制柜箱、液压油箱、燃油箱车厢和载重部件的质量。在有限元模型中,应当把承载的部件添加到车架上,而对于车厢、驾驶室、动力总成等大构件,应忽略某些具体结构特征(如车架中的开口、孔、翻边和凸台、倒角圆角结构等具体特征),采用等效质量点代替,简化后的自卸车车架几何模型如图1所示。

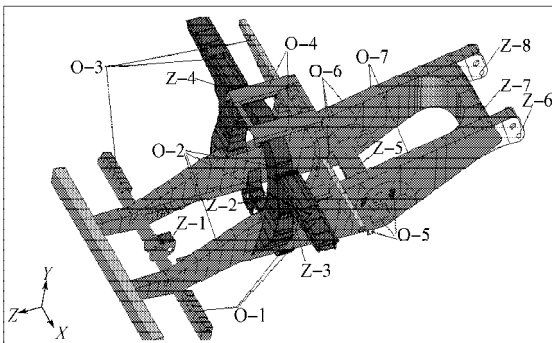


图1 简化后的车架几何模型

Fig. 1 The simplified frame geometric model

图1中,Z-1为A型架枢轴加载处,Z-2为前拉

杆枢轴加载处,Z-3为左前悬加载处,Z-4为右前悬加载处,Z-5为轴箱枢轴加载处,Z-6为左后悬加载处,Z-7为后拉杆枢轴加载处,Z-8为右后悬加载处,O-1为驾驶室质心,O-2为动力模块质心,O-3为电阻制动箱质心,O-4为控制柜箱质心,O-5为液压油箱质心,O-6为燃油箱质心,O-7为车厢和载重质心。

1.2 单元选择和网格划分

承载构件自卸车车架模型主要由板件组成,对于厚度相对其长度和宽度很小的板以shell单元进行模拟,可通过实参数设置板件厚度;其余实体部件采用solid单元模拟;车架的悬架结构用一维弹簧单元spring进行模拟;车架承载的大型零部件,用一维质量单元MASS模拟;车架承载件与车架的连接部分用rbe3单元进行模拟,rbe3单元能将质量和能量分散传递到连接部位接点上;车架的轴连接部位采用rigid单元进行模拟。车架的材料屈服极限为345 MPa,密度为7 800 kg/m³,弹性模量为 2×10^{11} Pa。

定义好材料和单元后,就可对车架进行网格划分。网格的质量对计算精度的影响非常大,因此要对划分好的有限元模型的二维单元在翘度、纵横比、弦差、扭曲角等方面,三维单元在体积扭曲、塌陷比等方面,反复进行质量检查和修改,直至网格划分满足要求。满足要求后的车架被划分成总单元数目为238 404个,其中1D单元为15个,2D单元为152 262个,3D单元为86 127个。网格划分后的车架有限元模型如图2所示。

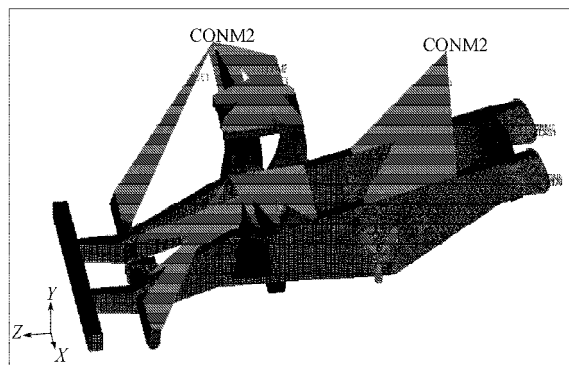


图2 车架的有限元模型

Fig. 2 The frame finite model

1.3 运行工况

自卸车的运行工作路况多样,本研究中仅模仿自卸车在上下坡弯道路段的行驶过程,将自卸车起步加速过程设为工况2,匀速行驶过程设为工况1,制动停车过程设为工况3,在行驶过程中上坡、下坡行驶分别设为工况4和工况5,左右转弯行驶时分别设为工况6和工况7,具体的运行工况与相应载荷如表1所示。

表1 运行工况
Table 1 Operating conditions

工况	运行描述	载 荷
1	匀速行驶	垂直 1g
2	启动 - 加速到最高速	垂直 1g+0.3g 加速
3	紧急制动	垂直 1g+0.3g 减速
4	上坡行驶	16% 爬坡
5	下坡行驶	16% 下坡
6	左转弯行驶	垂直 1g+ 0.3g 左转
7	右转弯行驶	垂直 1g+0.3g 右转

1.4 数值分析

本研究中,采用惯性释放方法对车架的应力情况进行数值分析。惯性释放法的原理,是先将不平衡外力作用下的结构运动计算出来,并且通过施加惯性力来构造一个平衡力系,使车架处于一个静平衡状态下,然后求解出车架的应力情况。采用惯性释放方法,在有限元分析时不需要定义车架边界约束,因而可以消除车架支座约束带来的误差,使车架有限元分析更加准确。自卸车车架模型的静力平衡方程如下:

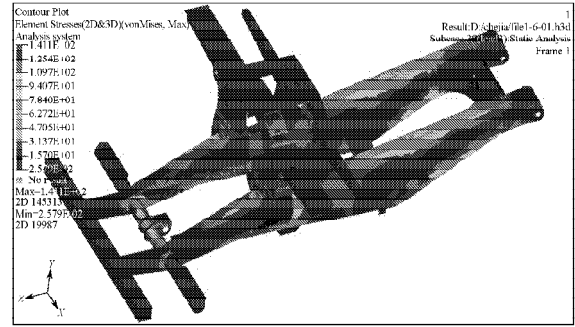
$$\{F\} + [M]\{\ddot{\delta}\} = 0. \quad (1)$$

式中: $\{F\}$ 为所有节点外载荷向量;

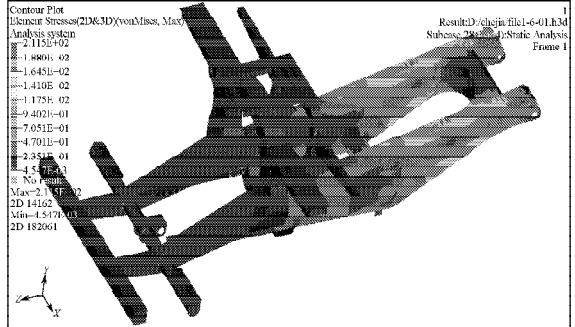
$\{\ddot{\delta}\}$ 为所有节点的加速度分量,

$[M]$ 为质量矩阵。

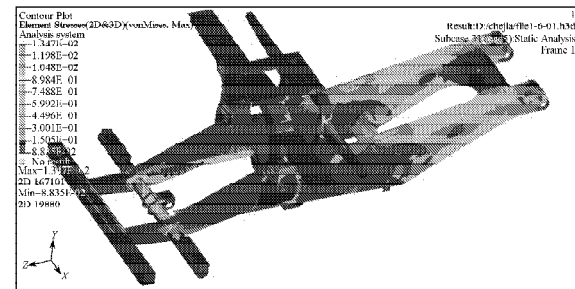
对所设定的各工况进行求解分析,得到车架各个工况下的应力分布仿真结果如图3所示。



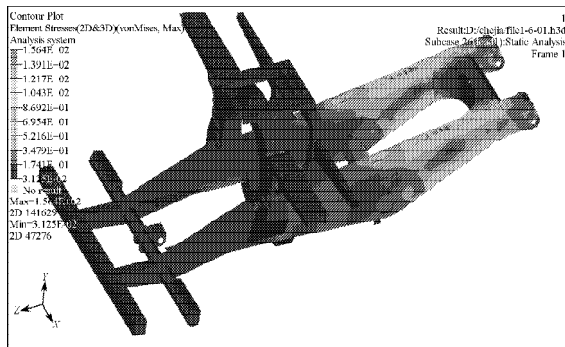
c) 工况 3



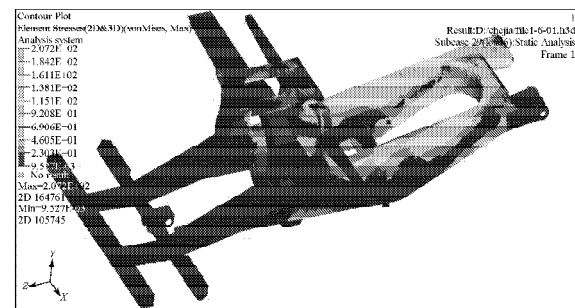
d) 工况 4



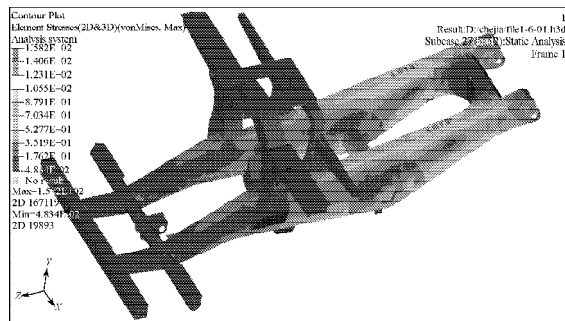
e) 工况 5



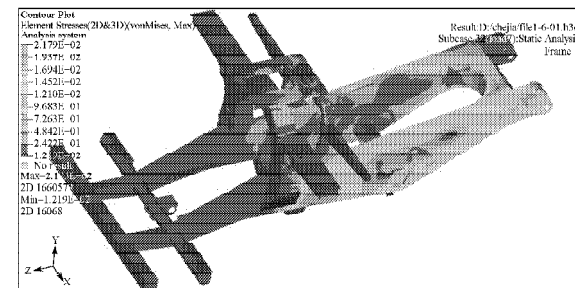
a) 工况 1



f) 工况 6



b) 工况 2



g) 工况 7

图3 各工况下的车架应力分布图

Fig. 3 The stress distribution under different operating conditions

分析图3所示自卸车车架在各运行工况下的应力分布仿真结果,可以知道工况4、工况6、工况7,即矿车处于上坡、左转弯、右转弯行驶时,车架的应力偏大,其中右转弯时达到217.9 MPa,但是未超过车架的屈服极限(345 MPa);而其它几种工况下,车架的应力值均小于200 MPa。

1.5 现场测试

选用应变测试系统、信号采集分析软件、计算机、45°应变片、贴片用胶、防潮用胶等工具,对矿山上运行的矿车进行了应力应变测试。在应力应变测量时,测点的选择条件为:主要受力点和曾经发生过损伤的地方;有限元受力分析中应力较大的地方;测试点要有代表性,能提高应力测试效率,便于计算与分析;现场测试时较为安全与方便,便于贴片和布线。现场贴片和布线示意图图4~6。图6中,J1-1, J1-2, J2-1, J2-2, J3-1, J3-2, J4-1, J4-2, J6-1, J6-2, J8-1, J8-2; J9-1, J9-2, J81, J91, J10, W3, W4, J7为具体的测试点。



图4 现场贴片布线

Fig. 4 The patch wiring

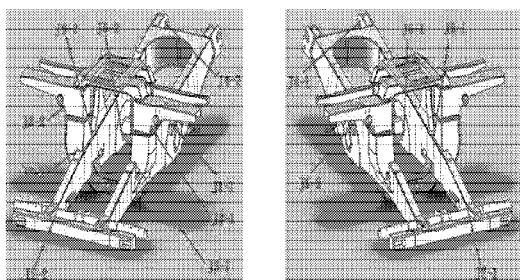


a) 车架内侧

b) 车架外侧

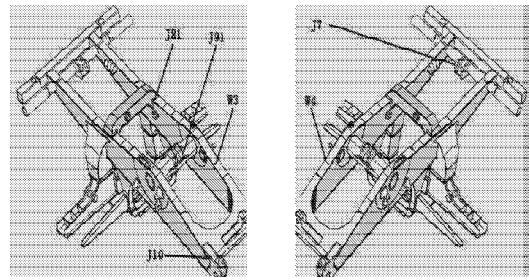
图5 车架贴片处

Fig. 5 The patch position of frame



a) 左视图1

b) 左视图2



c) 仰视图1

d) 仰视图2

图6 具体的贴片示意图

Fig. 6 Schematic diagram for specific patch

对该大型自卸车有限元仿真计算应力最大的工况——满载右转弯进行实验测试,将所得车架各测点实验测试结果与仿真结果记录于表2。

表2 车架各测点的仿真值与实验值对比

Table 2 Comparison of the simulation value and experimental value for frame measuring points

测试点	仿真值/ MPa	实验值/ MPa	误差/ %	测试点	仿真值/ MPa	实验值/ MPa	误差/ %
J1-1	95.08	90.01	6.43	J8-1	60.73	58.90	3.11
J1-2	23.00	25.30	-9.09	J8-2	22.85	25.90	-11.78
J2-1	18.01	20.10	-10.39	J9-1	69.20	64.80	6.79
J2-2	14.30	15.10	-5.30	J9-2	54.40	49.00	11.02
J3-1	21.60	24.70	-12.55	J81	76.40	69.80	9.46
J3-2	38.50	40.50	-4.94	J91	64.90	64.30	0.93
J4-1	117.50	112.30	4.63	J10	139.40	130.00	7.23
J4-2	7.20	6.80	5.88	W3	217.90	205.70	5.93
J6-1	58.77	53.76	9.32	W4	69.66	65.60	6.19
J6-2	86.04	80.70	6.62	J7	11.25	10.79	4.26

对比表2中的实验测试结果与仿真结果,可以发现,该大型自卸车满载右转弯时,车架的应力误差基本上在10%以内。误差超过10%的J2-1, J3-1, J8-2测试点,由于其本身应力值很小,其仿真和测试应力偏差均小于3 MPa;仿真结果和测试结果应力超过60 MPa的位置处的误差均控制在10%以内。因此,此有限元仿真的方法是有效可行的。

2 车架结构优化

2.1 拓扑设计

由图3所示应力分布图可知,车架所受较大应力主要集中于车架的后部侧板和盖板上,车架前部的应力普遍比较低,这种应力不均容易导致应力大的局部位置出现焊缝开裂,而应力小的位置出现刚度富余。因此,有必要对这种应力分布极其不匀称的车架进行拓扑结构优化设计。

车架拓扑优化的初始模型需要根据整车空间布置来确定,即需要根据大型电动轮自卸车车厢、后

桥壳、A型架、前后悬的位置等来初步确定出车架的拓扑设计空间。由于车架的主要应力集中位置在车架侧板和盖板上，且这些地方在车架中所占的体积也比较多，因此，将车架侧板、盖板、筋板和龙门架等部位设置为优化区域，其他部分设置为非优化区域。大型电动轮自卸车车架的初始设计结构如图7所示。

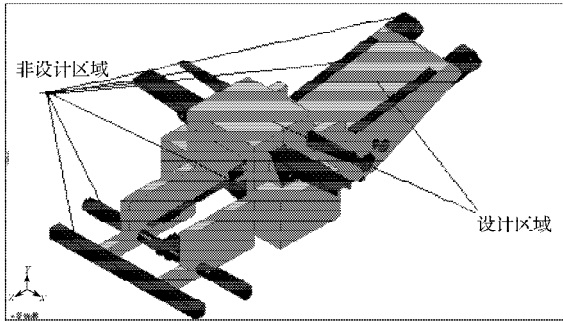


图7 车架的初始设计结构

Fig. 7 Initial design for frame structure

初始车架模型首先需要在 hypermesh 中进行前处理操作，具体操作步骤与老车架有限元模型建立方法相同。对优化区域和非优化区域所使用的网格和材料属性均相同，用3D单元对整个车架原始模型进行网格划分，且材料属性与前面一致；耦合质量点的位置和质量大小也与前面相同。

2.2 优化参数设置

1) 约束条件

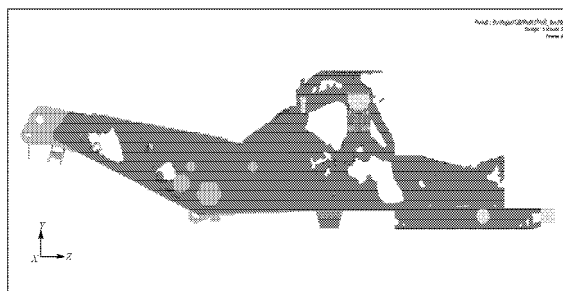
根据老车架的体积和车架结构的重要性综合考虑，限制车架的总体积小于 3 m^3 。考虑自卸车的自身结构，设置对称约束，约束最大应力不超过 210 MPa 。

2) 优化目标

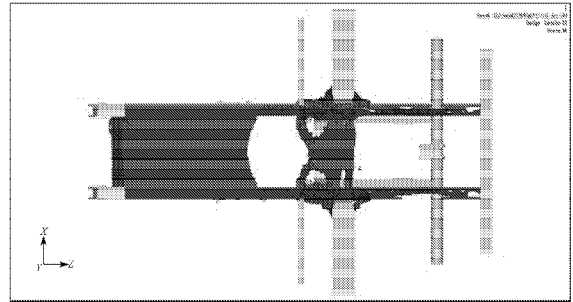
将车架结构的静态平均柔度（刚度的倒数）作为优化目标，要求其最小化。考虑各工况下柔度对总柔度的贡献一致，故确定其静态平均柔度部分各工况下的柔度系数都取1。

3) 优化结果

经拓扑设计优化后的车架如图8所示，车架的拓扑优化迭代曲线如图9所示。



a) 正视图



b) 俯视图

图8 拓扑优化后的车架模型

Fig. 8 Topology optimization of frame model

由图8可看出，经拓扑优化后，车架的前端和后端去除了大量多余材料，在优化应力结果的同时降低了车架的自重。

由图9所示拓扑优化迭代曲线可见，车架的应力呈现下降趋势，并最终趋于稳定的最小值。由迭代曲线可知，该目标函数方程的迭代曲线是符合要求的。

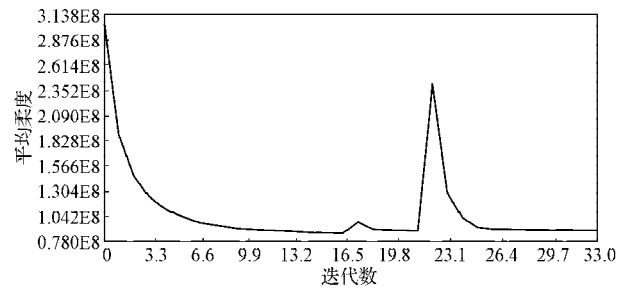


图9 拓扑优化迭代曲线

Fig. 9 Topology optimization iteration curve

图8所示车架的拓扑优化模型，对于车架的制造生产要求还有一定的距离，因此需要对拓扑优化模型进行处理。根据拓扑优化车架形状，设计出来的车架与原来的车架一样，采用板式结构，对拓扑优化结构的凸起处采用筋板结构，得出的新型车架如图10所示。所得的新型车架结构与原来的车架相比，新车架的前端更高，尾部的上下盖板更大，侧板则由原来的四大块变成了两大块和两小块，同时，两大块侧板处有开孔，筋板位置变化也比较大。

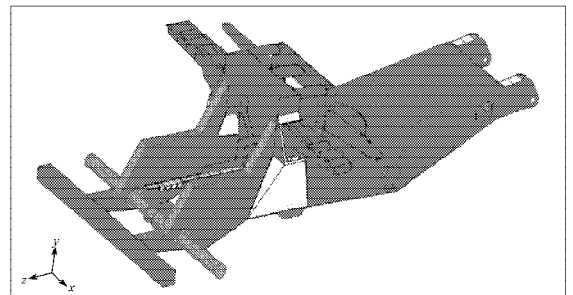


图10 修正后的新车架模型

Fig. 10 The revised frame model

2.3 新旧车架对比

为了验证优化设计效果,对优化后的车架进行了应力分析。图11所示为新车架右转工况下的应力分布图。各工况下新旧车架的最大应力值见表3。

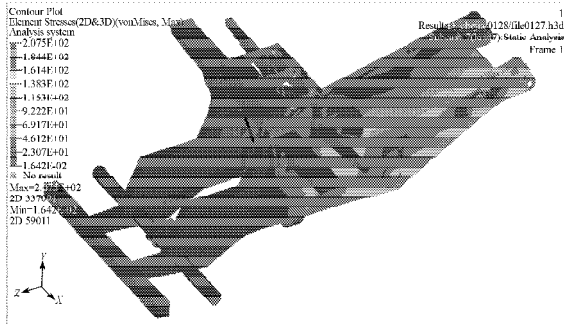


图11 新车架右转工况应力分布图

Fig. 11 The stress distribution of the new frame on the right operating condition

表3 各工况下新老车架的最大应力对比

Table 3 The maximum stress comparison between the new frame and the old under different operating conditions

工况	最大应力 /MPa		变化率 /%
	老车架	新车架	
1	156.4	141.0	10.9
2	158.2	148.7	6.4
3	141.1	121.9	15.8
4	211.5	184.5	14.6
5	134.7	162.9	-17.3
6	207.2	191.8	8.0
7	217.9	207.5	10.4

分析表3中的最大应力值,可以看出,新设计的车架在各种工况下的平均应力普遍降低,而且车架应力分布也比较匀称。

3 结论

通过对某大型矿用自卸车车架的有限元分析和优化设计,可得到以下结论:

1) 对原车架进行有限元仿真分析,得到了各个工况的最大应力值,通过对比仿真结果与现场试验数据,可知其误差基本控制在10%以内,从而证明此有限元分析方法是有效可行的;

2) 对原车架进行拓扑结构优化,以提高车架的刚度为目标,得到了车架的拓扑优化结构。对重新设计的车架结构进行仿真计算,结果表明,优化后的车架在各种工况下的平均应力普遍降低,而且车架的应力分布也比较匀称。

参考文献:

- [1] 花勇,李尚平,李冰.低速载货汽车车架的模态实验与验证[J].农业装备与车辆工程,2013,51(1):5-8.
Hua Yong, Li Shangping, Li Bing. Modal Experiment and Verification of Low-Speed Truck Frame[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2013, 51(1): 5-8.
- [2] 万海如,唐新蓬,段家典.重型矿用电动轮自卸车的现状和发展趋势[J].汽车工业研究,2001(1):16-22.
Wan Hairu, Tang Xinpeng, Duan Jiadian. The Present Situation and Development Trend of Heavy Mine Electric Wheel Dump Truck[J]. Auto Industry Research, 2001(1): 16-22.
- [3] 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 Xingyu. Structural Lightweight Research on Great Tonnage Dump Truck[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2009.
- [4] 陈安涛.6×6型越野汽车车架的拓扑优化[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2008.
Chen Antao. Topology Optimization of 6×6 Tyle Cross-Country Vehicle Frame[D]. Harbin Harbin Institute of Technology, 2008.
- [5] 隋允康,杨德庆,王备.多工况应力和位移约束下连续体结构拓扑优化[J].力学学报,2000,32(2):171-179.
Sui Yunkang, Yang Deqing, Wang Bei. Topological Optimization of Continuum Structure with Stress and Displacement Constraints Under Multiple Loading Cases[J]. Acta Mechanica Sinica, 2000, 32(2): 171-179.
- [6] 谢然.多目标优化方法在车身结构轻量化设计中的应用研究[D].广州:华南理工大学,2010.
Xie Ran. Multi-Objective Optimization Methods in the Light-Weight Design of the Auto-Body Structure[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2010.
- [7] Bendsoe M P, Sigmund O. Material Interpolations in Topology Optimization[J]. Archive of Applied Mechanics, 1999, 69: 635-654.
- [8] 阎振华.矿用自卸车车架静态及动态应力数值模拟研究[D].吉林:吉林大学,2007.
Yan Zhenhua. Numerical Simulation and Research of Static and Dynamic Stress on Mine Dump Truck Frame[D]. Jinlin: Jinlin University, 2007.

(责任编辑:廖友媛)

