

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.05.010

重型自卸车车架结构强度分析与改进研究*

郝明刚,王 铁*,陈 峙,褚玉锋,刘伦伦,姚鹏华
(太原理工大学 车辆工程系,山西 太原 030024)

摘要:针对 TY 型自卸车车架结构设计是否合理的问题,将有限元分析方法应用到车架结构强度分析中。首先对车架模型做了合理的简化,建立了基于 Hypermesh 的车架结构有限元模型,并分析了弯曲、扭转和举升等多种工况下车架的应力情况;针对举升工况下车架第四横梁区域应力集中现象,提出了相应的车架结构改进方案;将第 4 横梁及其上连接板高度相应的加高,重新布局该处的螺栓孔,并对改进后的方案进行了强度校核。研究表明:改进后举升瞬间车架的最大应力减小了 71.8 MPa,举升 45° 工况下车架的最大应力减小了 55.2 MPa,弯曲工况和扭转工况下车架最大应力也有不同程度地降低,避免了该区域的应力集中现象,验证了该改进方案的有效性,为后续车架结构的改进提供了参考依据。

关键词:自卸车;车架;强度分析;改进

中图分类号:TH114;U463.32

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2014)05-0587-04

Strength analysis and improvement for frame of heavy dump truck

HAO Ming-gang, WANG Tie, CHEN Zhi, CHU Yu-feng, LIU Lun-lun, YAO Peng-hua
(Department of Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: Aiming at the problem of the design of TY dump truck frame whether it is reasonable, the finite element analysis method was applied to the frame strength analysis. Firstly, the frame model was simplified reasonably, and the finite element model of a frame structure was established based on Hypermesh. The case of the stress of the frame was analyzed in bending, torsion and lifting condition. The improvement design of frame structure was put forward to solve the problem of stress distribution uneven phenomenon in fourth beam area. The fourth beam and its connecting plate were heightened corresponding, and the bolt holes were redistributed. The strength of the improved scheme was checked. The results indicate that, the maximum stress of frame reduces by 71.8 MPa in lifting instant, the maximum stress of frame reduces by 55.2 MPa in condition of lifting 45°, and the maximum stress also reduces differently under bending and twisting condition. The stress concentration is avoided, which illustrates the improved scheme is effective and provides a reference for follow-up frame structure improvement.

Key words: dump truck; frame; strength analysis; improvement

0 引 言

自卸车工作环境复杂、行驶工况恶劣且承载质量大,车架作为自卸车的承载基体,承受着汽车行驶过程中所产生的各种力和力矩^[1-2]。由于车架性能直接影响整车的安全性能,车架必须要有足够的强度和刚度以抵抗外力引起的变形和破坏^[3]。

有限元分析方法作为一种先进的分析手段,在车辆结构设计中发挥着越来越重要的作用。目前,有限元技术在车架分析中大多集中在有限元建模方法^[4]、结构优化设计^[5]以及动态特性预测与分析^[6]等方面。

本研究以 6×4 型工程专用重型自卸车车架为研究对象,建立车架结构的有限元模型,并分析多工况下车架的受力情况,最后,针对车架结构的薄弱环节提出合理的改进方案。

收稿日期:2014-01-07

基金项目:山西省高新技术产业化资助项目(20112368);山西省研究生优秀创新资助项目(20123025)

作者简介:郝明刚(1987-),男,山东济宁人,主要从事汽车现代设计理论与方法方面的研究。E-mail:haomiggag@126.com

通信联系人:王 铁,男,博士,教授,博士生导师。E-mail:wangtie57@163.com

1 车架结构有限元模型的建立

该 TY 型自卸车车架采用边梁式主副一体式车架结构,主要由 2 根纵梁、5 根横梁、管梁、连接板、加强筋以及翻转机构等组成。纵梁采用直通梁,车架全长 7 557 mm,宽为 897 mm。纵梁为工字型变截面结构,前低后高,最大截面高度为 370 mm。

车架结构的三维模型如图 1 所示。

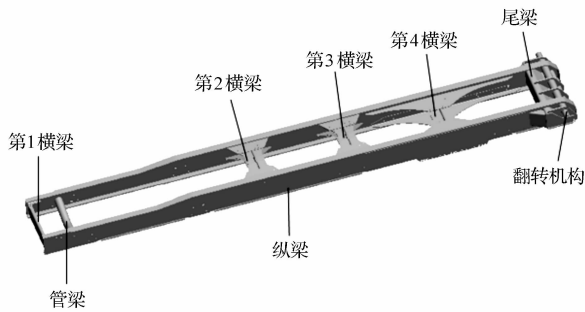


图 1 主副一体式车架三维模型

本研究使用 Hypermesh 软件建立整车的有限元模型,为了保证计算结果的准确性,建模时先设定单位制。长度单位为“mm”,力的单位为“N”,重力加速度 g 取 $9\ 800\text{ mm/s}^2$ 。

车架总成所有零部件材料均采用 WL510,其力学性能如表 1 所示。

表 1 WL510 材料力学性能

材料	弹性模量 /MPa	泊松比	密度 /($\text{t} \cdot \text{mm}^{-3}$)	屈服极限 /MPa
WL510	2.1×10^5	0.3	7.85×10^{-9}	468

早期的车架结构分析受计算机水平的限制,通常采用梁单元模拟车架纵梁和横梁等结构,此类有限元模型能够较好地反映出结构的刚度特性,但却无法准确地反映出结构的应力分布状况^[7]。由于该自卸车车架纵梁、横梁以及各连接板均为一系列形状复杂的薄壁型板材组成,故在 Hypermesh 中采用板壳单元对其进行网格离散,能在保证分析结果精度的前提下适当减小计算规模;车架翻转机构、平衡轴和板簧座等部件采用四面体实体单元离散;车架各处连接螺栓和焊缝可采用刚性单元来模拟。

悬架结构的模拟是车架有限元建模分析的关键所在。3 根车桥均采用直径为 100 mm 的圆形截面梁单元模拟。前板簧刚度为 450 N/mm,采用弹簧单元来模拟;为了使计算分析中的车架支撑边界符合实际情况,笔者将后钢板弹簧(刚度 4 000 N/mm)等效为一根等刚度水平放置的矩形截面梁,等效梁截面高 H 通过下式计算求得^[8]:

$$H = \sqrt[3]{\frac{KL^3}{4EB}} \quad (1)$$

式中: K —后钢板弹簧垂直刚度; B —簧片截面宽度; E —

材料弹性模量; L —钢板弹簧两吊耳间的水平距离。

为更加真实地反映自卸车车架的受力情况,建模时笔者将轮胎的变形也考虑在内。自卸车前、后轮胎均采用弹簧单元(Spring)模拟,前一桥轮胎平均刚度为 1 300 N/mm,后一桥和后二桥轮胎平均轮胎刚度为 2 600 N/mm。

前、后悬架简化结构如图 2 所示。

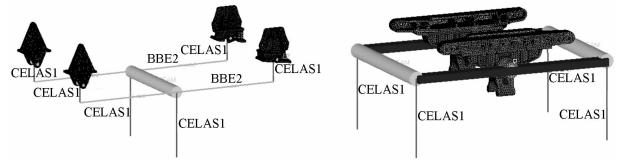


图 2 前、后悬架结构简化模型

车架承受的载荷包括自身载荷和有效载荷。自身载荷主要是车架自重、驾驶室 900 kg、发动机 875 kg、变速箱 290 kg、油箱 435 kg、蓄电池 110 kg 等载荷;有效载荷主要指货物质量,该自卸车额定载重 30 t,但考虑到实际运输中车辆超载现象,所以分析时按 45 t 进行。

本研究只对车架结构强度进行分析,对其他部件不进行具体分析,故建模时除车架之外的其他部件均采用外廓尺寸和质量相同的方形实体代替。各部件与车架的连接处采用梁单元连接。车架承受的外部重力和自身重力由系统加速度自动计入,设置整体重力加速度为 g ,方向竖直向下。根据初算结果,本研究对纵梁与横梁连接部位、纵梁变截面部位等应力较高区域进行局部网格细化,以保证重点关区区域的计算精度。

装配后的整车结构有限元模型如图 3 所示,总共包含 346 995 个节点,689 846 个单元。

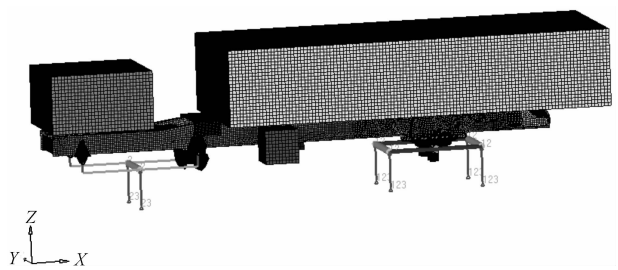


图 3 整车结构有限元模型

2 典型工况下车架强度分析

车架材料 WL510 为合金钢,其结构的失效形式一般为塑性屈服失效,因此可采用第 4 强度理论对其进行 von mises 应力评价^[9]。

依据第 4 强度理论定义,在任意应力状态下,材料不发生破坏的条件为:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq [\sigma] \quad (2)$$

式中: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ —第一、第二、第三主应力; $[\sigma]$ —许用应力。

该车架材料的许用应力 $[\sigma]$ 为:

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

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} \quad (4)$$

式中: n —安全系数。

根据自卸车实际工作时的受力状态和车辆试验标准,对车架的分析包括满载弯曲工况、满载扭转工况、货箱举升开始瞬间(举升 0°)及货箱举升 45° 工况。

2.1 满载弯曲工况分析

弯曲工况用于模拟自卸车满载条件下在平直良好路面上匀速行驶的状态,该工况车速较高,动载系数取 $2.0^{[10]}$ 。按照车辆坐标系,此时前一桥轮胎下端约束 y 、 z 方向的平动自由度,上端约束 y 方向平动自由度。后一桥和后二桥轮胎下端约束 x 、 y 、 z 方向的平动自由度,上端约束 x 、 y 方向平动自由度。

应力分布如图4所示,弯曲工况下最大应力为 289 MPa ,出现在第4横梁上连接板连接处。该工况经强度校核,安全系数为 1.62 。



图4 弯曲工况应力图

2.2 满载扭转工况分析

扭转工况指自卸车满载在崎岖不平的路面上低速行驶状态,这种工况下的动载在时间上变化的缓慢,惯性载荷很小,故动载系数取 1.3 。取右前轮悬空的极限状态模拟,此时释放右前轮的所有自由度,其他轮胎的约束情况同弯曲工况时的约束。

应力结果如图5所示。该工况下车架最大应力为 192.2 MPa ,出现在第四横梁上连接板处,经强度校核安全系数为 2.43 。

2.3 举升 0° 工况分析

举升 0° 工况用于模拟举升机构举升瞬间,货箱底面刚要脱离纵梁上翼面的状态,该工况也是可能的危险工况。将货箱底面与纵梁上翼面之间的连接全部取消,货箱作用于车架的载荷通过举升缸支座和翻转机构后铰链的两个端点(共3点)传递至车架,此时释放举升机构和翻转机构与货箱铰接处绕 y 方向的转动自

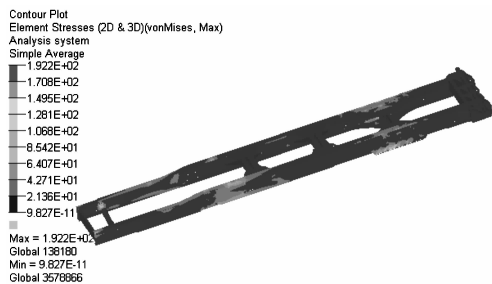


图5 弯扭工况应力图

由度,约束情况同扭转工况应力图。

应力分布如图6所示。该工况下车架最大应力为 339.7 MPa ,出现在第四横梁下连接板处,自卸车长期卸载作业时,此处容易疲劳破坏。

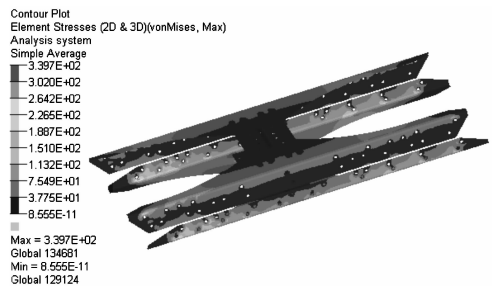


图6 举升 0° 工况应力图

2.4 举升 45° 工况分析

该工况用于模拟货箱举升至 45° 即将卸货的状态。冬季,由于天气寒冷或其他原因,车厢有时不能正常打开,极易造成自卸车侧翻并对车架造成破坏。将货箱绕翻转机构旋转 45° ,货箱载荷通过举升缸支座和翻转机构后铰链点传递至车架,此时同样释放举升机构和翻转机构与货箱铰接处绕 y 方向的转动自由度,约束情况同满载弯曲工况。应力分布如图7所示。举升 45° 时车架最大应力达到 426.4 MPa ,出现在第四横梁下连接板处,局部应力过大存在开裂风险。

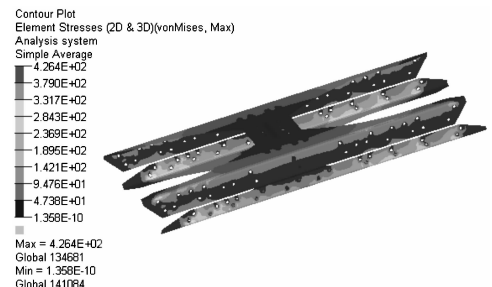


图7 举升 45° 工况应力图

3 车架结构改进设计

由上述分析可知,虽然各工况下车架最大应力均小于材料的屈服极限,能够满足正常使用需求。但该自卸车经常用于矿山、建筑工地等,使用情况极其复杂,且各工况下车架的最大应力值均出现在第四横梁

区域,尤其是举升工况下最大应力值已接近材料的屈服极限,存在疲劳断裂风险,极有必要对该处结构进行优化改进以降低局部应力。

3.1 结构改进

第四横梁区域应力集中比较严重,现对其结构进行改进,主要有以下 3 个方面:

(1) 由于第四横梁上连接板距纵梁上翼面还有一定间距,故可增加第四横梁高度,将其由原来的 245 mm 加高至 318 mm,以增加其强度。

(2) 第四横梁上连接板也相应的加高 73 mm,以增加其抗弯扭能力。

(3) 增加第四横梁上连接板与车架纵梁腹板之间螺栓连接数目,并重新布局螺栓连接位置。下连接板高度不变,改进前、后第四横梁组件对比图如图 8 所示。

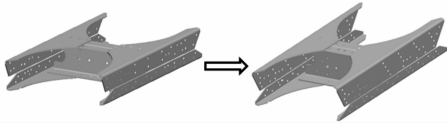


图 8 改进前、后第四横梁组件对比图

3.2 改进方案强度分析

重新对结构改进后的车架总成进行强度分析,其中载荷施加和约束方式与改进前的模型完全一致,车架改进前、后主要参数对比如表 2 所示。

表 2 车架改进前后主要参数对比

主要参数	改进前	改进后	变化量
弯曲最大应力/MPa	289	273.1	-15.9
扭转最大应力/MPa	192.2	179.7	-12.5
举升 0° 最大应力/MPa	339.7	267.9	-71.8
举升 45° 最大应力/MPa	426.4	371.2	-55.2
车架总质量/kg	1 652	1 677	25

由表 2 可知,改进后各工况下车架的最大应力均有所减少。弯曲和扭转工况下,改进后车架的最大应力均出现在第四横梁上连接板处。举升 0° 工况下,改进后车架最大应力由原来的 339.7 MPa 减小到 267.9 MPa,减小了 71.8 MPa,出现在板簧座连接板处。举升 45° 工况下,改进后车架最大应力由原来的 426.7 MPa 减小到 371.2 MPa,减小了 55.2 MPa,出现在板簧座连接板处。

举升 0° 工况,改进后第四横梁连接板处的最大应力减小到 232.7 MPa;举升 45° 工况,改进后第四横梁连接板处的最大应力减小为 327.8 MPa。改进后第四

横梁区域的应力明显减小,验证了改进方案的有效性。虽然改进后车架总质量有所增加,但增加的质量仅占车架自重的 1.5%,在可接受的范围内。

4 结束语

本研究利用有限元技术对重型自卸车车架强度进行了分析。首先建立了整车的有限元模型,并分析了在满载弯曲、扭转、举升 0° 和举升 45° 工况下车架的受力情况;针对举升工况下第四横梁区域应力过大的问题,将第四横梁及其上连接板的高度适当加高,并重新布局该处的螺栓连接孔;对改进后的车架重新进行强度分析。

研究结果显示,举升 0° 工况下该区域最大应力由原来的 339.7 MPa 减小为 232.7 MPa,举升 45° 工况下该区域的最大应力由原来的 426.4 MPa 减小为 327.8 MPa,弯曲和扭转工况下该区域的最大应力也有所有减小,从而验证了改进方案的可行性,为后续车架的进一步改进提供了参考依据。

参考文献 (References):

- [1] 张怀亮,朱文哲,陈正杰. 重型矿用自卸车车架强度分析[J]. 广西大学学报,2008,33(4):387-390.
- [2] 刘素红,李 芳. 一种客车车架结构的有限元分析[J]. 机电工程,2010,27(4):20-23.
- [3] 王录山,王国权,张红松,等. 重型自卸车车架强度的有限元分析[J]. 北京信息科技大学学报,2010,25(2):58-64.
- [4] 甄龙信,腾晓雷. 矿用自卸车车架有限元点质量分析方法[J]. 机械设计与制造,2013(8):127-132.
- [5] 王 铁,赵 震,陈 峙,等. 某车架结构基于灵敏度分析的优化设计[J]. 机械科学与技术,2013,32(4):545-550.
- [6] 邓习树,周 萍. 工程车辆车架动态特性分析及结构改进设计[J]. 噪声与振动控制,2013,33(3):114-117.
- [7] 龙 凯,左正兴,冯慧华,等. 某重型货车车架结构强度分析与改进[J]. 汽车技术,2008(4):24-26.
- [8] 龙 凯,覃文浩,左正兴. 基于拓扑优化方法的牵引车车架优化设计[J]. 机械设计,2007,24(6):52-54.
- [9] 刘鸿文. 材料力学[M]. 4 版. 北京:高等教育出版社,2004.
- [10] 王景新,王 铁,赵 震,等. TY 型自卸车车架结构分析及模态试验验证[J]. 矿山机械,2013,41(5):43-47.

[编辑:张 翔]

本文引用格式:

郝明刚,王 铁,陈 峙,等. 重型自卸车车架结构强度分析与改进研究[J]. 机电工程,2014,31(5):587-590.

HAO Ming-gang, WANG Tie, CHEN Zhi, et al. Strength analysis and improvement for frame of heavy dump truck[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2014,31(5):587-590.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>