

一种客车车架结构的有限元分析

刘素红, 李 芳

(浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014)

摘要: 为了得到某种客车车架的静态和动态特性, 运用有限元软件建立了该种车架的模型, 并对该车型车架进行了静力学分析及模态分析, 从而得到了车架的变形、应力分布及其固有频率和振型。据此, 提出了几种该种车架机构上的改进方案。研究分析结果表明, 该方法为进一步改善该车架的结构提供参考。

关键词: 车架; 有限元; 静力学分析; 模态分析

中图分类号: U463.32

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2010)04-0020-04

Finite element analysis of the structure of a bus frame

LIU Su-hong, LI Fang

(College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Aiming at getting the static and dynamic characteristics of a bus frame, the model was firstly investigated by the means of finite element software. The frame's displacement distribution and stress distribution and the inherent frequencies and vibration modes were reported after being analyzed. Based on these, some improvements were proposed. The analysis results show that it can provide the reference of optimizing the frame's structure.

Key words: frame; finite element; static analysis; modal analysis

0 引 言

车架是汽车的骨架。它处于车身和车桥之间, 也是乘员、车身、水箱、发动机、变速器和离合器等的承载体。车架静态和动态性能的好坏不但影响到乘员的舒适性、整车的振动特性, 还直接影响到汽车的行驶安全性(车架的损坏往往会引起重大事故)。此外对车架性能分析还为汽车车架的结构优化设计提供了参考^[1]。因此, 对车架的静力学分析和模态分析具有重要的指导意义。

车架所承受的载荷可以分为静载荷和动载荷两类。静载荷是车辆在静止时所承受的载荷, 主要是静弯曲应力。它是由安装在车架上的发动机、变速器、离合器等总成和部件的重量, 乘客或是所载货物的重量, 车架自身重量等引起的。动载荷是车辆在行驶过程中车架承受的载荷, 主要包括: ①动弯曲应力, 一般此应

力是静弯曲压力的 3~4 倍^[2]; ②扭转力, 当车辆在崎岖路面上行驶时, 如果左右车轮不在同一平面内(如一侧车轮在凸台上或是陷入凹坑), 车架就会受扭转力。

基于此, 本研究运用有限元软件对某客车车架进行建模, 并进行有限元分析。

1 车架有限元模型的建立

分析车架的结构可知, 车架大部分结构属于薄板或薄壳。建立有限元模型可以选用 shell 单元或是 beam 单元。但是由于 beam 单元不能很好地反映车架纵梁和边梁连接处的应力变化, 所以选用 shell 单元进行建模分析。

已知车架由 2 根纵梁和 9 根横梁和 19 根边梁组成, 如图 1 所示。横梁和边梁中左侧第 4、5、8 和右侧第 4、7 为箱型梁, 其它均为槽型梁。车架除受如图 1

所示的载荷外还承受车身和乘客的重量。梁的结构尺寸和载荷大小均已知,梁的材料均为 16Mn,材料的性能参数如表 1 所示。该车架的约束条件为:前悬 2 512 mm,前桥支撑;后悬 3 245 mm,钢板弹簧支撑。前悬和后悬处均无转动约束。车架纵梁采用 Z 型梁(如黄河 JN150 型汽车和斯克达 706RT 型汽车)。建立的模型如图 2 所示。模型包括 11 267 个单元、35 469 个节点,每个单元大致是 40 mm×40 mm 的正方形。

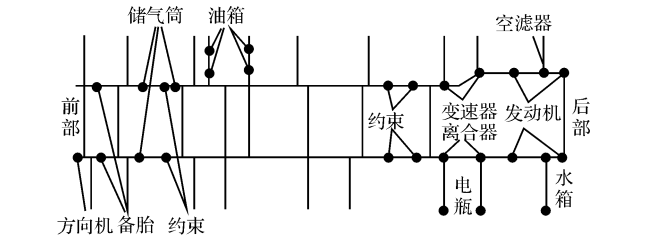


图1 车架受载示意图

表 1 材料属性					
材料名称	弹性模量 /GPa	泊松比	密度 /(kg·m ⁻³)	强度极限 /MPa	屈服极限 /MPa
16Mn	207	0.3	7 850	510~610	355

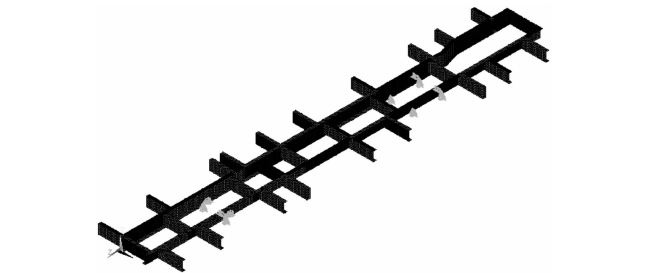


图2 车架有限元模型

2 车架有限元静力学分析

本研究车架上载荷的处理为:车身和乘客的重量是以分布载荷的形式加到两根纵梁上;方向机、备胎、储气筒、油箱电瓶、发动机、水箱、空滤器、变速器和离合器是以分布力的形式加在几个单元上。

经过 ANSYS10.0 的计算求解,得到车架的变形图如图 3 所示。变形最大处的局部图如图 4 所示。车架的 von Mises stress 分布结果如图 5 所示,最大应力点处的局部图如图 6 所示。由分析结果可知,车架前部和后部的变形较大,最大变形发生在车架后部安装水箱的边梁最外端, $\delta_{\max}=13.38\text{ mm}$ 。变形量符合车架的变形要求。最大等效应力发生在一侧钢板弹簧的后支撑处, $\sigma_{\max}=176\text{ MPa}$ 。这是由于水箱和电瓶重量较大,必然使得安装它们的一侧纵梁上应力大于另一侧。车架大部分区域的等效应力小于 100 MPa,比较材料的强度极限可知车架满足强度要求。但是车架存在应

力集中,要降低最大应力应考虑应力集中部位的加强,如增加纵梁的厚度或是添加横梁等。

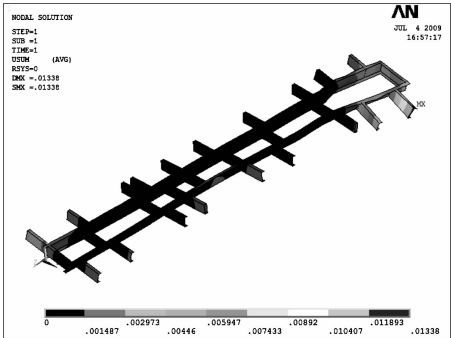


图3 车架变形图

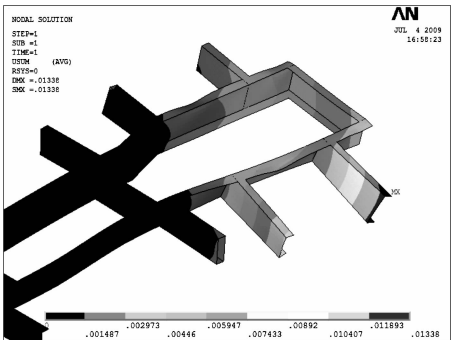


图4 变形最大处的局部图

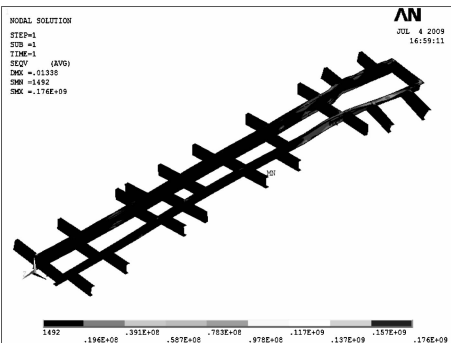


图5 车架等效应力云图

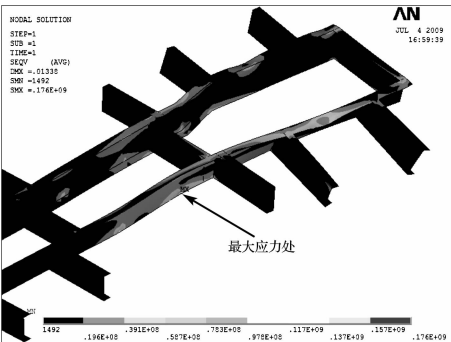


图6 等效应力最大处的局部图

3 车架有限元模态分析

模态分析是确定结构振动特性的有效途径,它能

确定结构的固有频率和振型,从而评价现有结构系统的动态特性或在新产品设计中进行结构动态特性的预估和优化设计或诊断及预报结构系统的故障等^[3-7]。

模态可以分为自由模态、安装模态和运行模态。自由模态分析是指对模型不加任何约束时的模态分析;安装模态分析是指模型在安装后(含有一些位置的约束)的模态分析;而运行模态分析是考虑结构的某个实际运动状态下的模态分析。由于车架的运行状态复杂,无法精确考虑其实际运动中的模态,本研究进行了安装模态分析。

在 ANSYS 软件中本研究采用分块提取模态的方法(Block Lanczos 法)进行模态求解。由于车架低阶模态对其动态特性影响较大,所以笔者分析了车架前 8 阶模态。各阶频率、幅值如表 2 所示,振型如图 7 ~ 图 14 所示。

表 2 车架前 8 阶振动频率及幅值

阶数	频率/Hz	幅值/mm	阶数	频率/Hz	幅值/mm
1	8.528	137.671	5	14.995	150.372
2	11.446	194.153	6	16.742	267.203
3	13.566	127.919	7	19.554	185.888
4	13.623	142.517	8	24.134	117.199

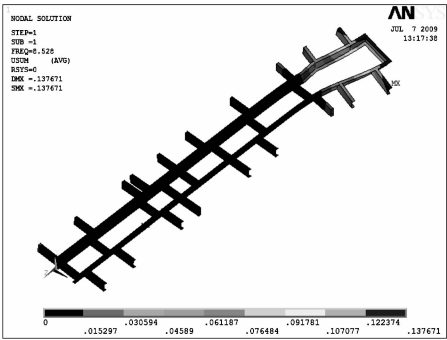


图 7 后部一阶横向弯曲振型

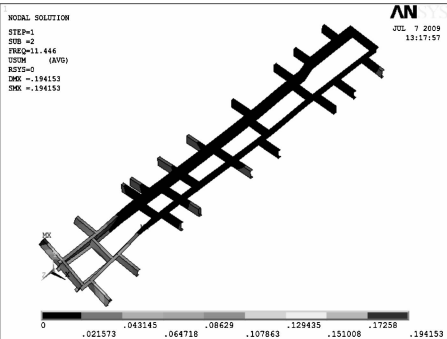


图 8 前部一阶扭转振型

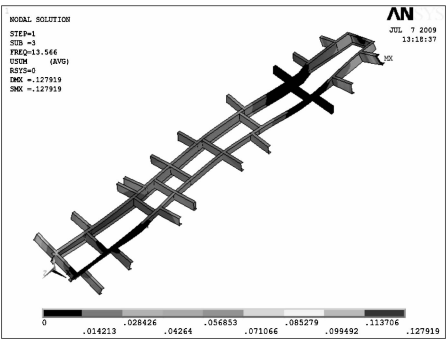


图 9 整体一阶横向弯曲和扭转组合振型

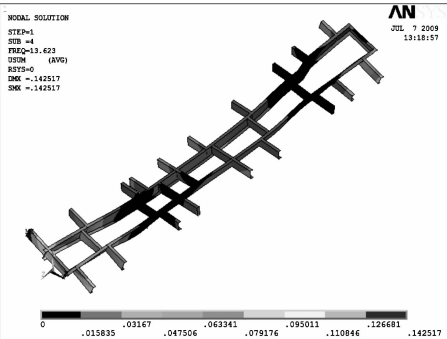


图 10 整体一阶横向弯曲和二阶扭转组合振型

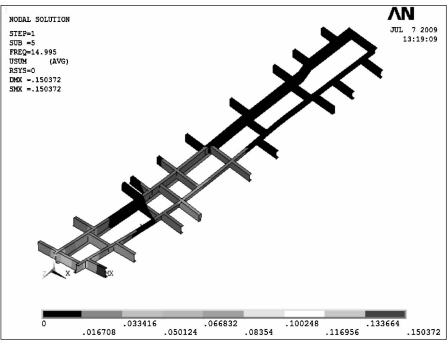


图 11 前部一阶垂直弯曲振型

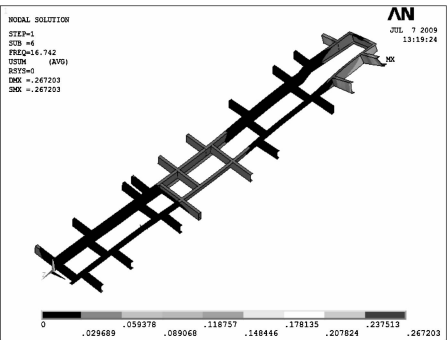


图 12 后部一阶扭转振型

分析结果显示该车架的动态特性为:车架整体上振动刚度低、变形较大,各振型的固有频率较低;最大变形处大都在车架的前部和后部,应采取措施降低前后部位的变形。尤其是第 6 阶振型(后部一阶扭转)的幅值相对偏大,这是由于后部扭转刚度偏低。可以

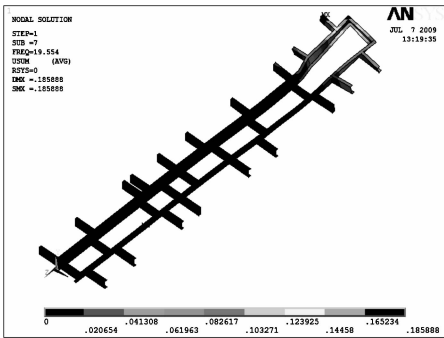


图 13 后部一阶垂直弯曲振型

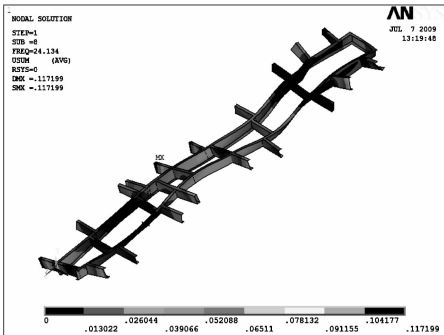


图 14 整体二阶垂直弯曲与扭转组合振型

采用在后部添加横梁的方法改善。

车辆在怠速时的激励主要来自发动机的激励。发动机的激励频率可按下式计算^[8-12]：

$$f=\frac{2zn}{60\tau}$$

式中 z 、 n 及 τ —发动机的缸数(6 缸)、怠速转速(一般 600 r/min)和冲程数(4 冲程)。

据此计算,该车发动机的爆发频率为 30 Hz。

车辆在正常行驶时所受激励包括路面激励、发动机激励、车轮不平衡激励及传动轴激励。城市道路激励频率一般小于 3 Hz。随着制造和安装水平的提高,车轮不平衡激励一般小于 5 Hz。城市公交车速在 40 km/h~70 km/h 时,传动轴激励在 30 Hz 以上。

通过比较可知该客车在怠速和正常行驶时不会发生过度振动和噪声。

在此,本研究提出了 3 种减小车架变形和应力及改善其动态特性的方案:①车架后部增加横梁;②改变后轴所支撑的纵梁段厚度,使其由 5 mm 变为 6 mm;③适当增大发动机支撑面积。各方案的分析结果如表 3 所示。

综合以上分析可知,方案 1 不但对车架的振动频率影响较大,而且也改变了其各阶振型。这是由于车架的振动与其空间结构密切相关。由于方案 1 改变了车架的结构,所以相对另外两种方案而言,车架的动态特性改变较大。由方案 3 的结果可知,适当增加载荷

接触面积可以降低最大位移及应力,但对其动态性能影响不大。

表 3 各改进方案的分析结果

方案	1	2	3
最大位移/mm	8.734	13.164	11.15
最大应力/MPa	184	176	151
频率最大变化量/(%)	11.9	5	1

4 结束语

本研究运用 shell93 单元自下而上建立有限元模型。对其进行静力学分析后,得出了车架的位移分布及应力分布,并分析了最大应力和最大位移产生原因;同时也校核了该车架的强度和刚度,并对模型进行了模态分析,求得了车架前 8 阶的固有频率和振型。针对车架静力学和动态特性本研究提出了 3 种降低车架变形和应力及改善其动态特性的方案,其结果显示改变车架结构对其动态特性影响较大,增加载荷接触面积可以降低最大位移及应力,但对其动态性能影响不大。

参考文献(References)：

[1] 鄢月. 客车车架的优化设计[D]. 锦州: 辽宁工业大学汽车与交通工程学院, 2008.

[2] 吴君希. 汽车车架的修理[M]. 北京: 人民交通出版社, 1980: 27-30.

[3] 梁冠. 轻型客车车架模态分析[J]. 内江科技, 2008, 29(2): 116.

[4] 廖君, 杜里平, 王冯良, 等. 基于 OptiStruct 的电动轿车副车架的结构优化[J]. 机电工程, 2008, 25(5): 42-44.

[5] 杨涛. 基于 ANSYS 的专用车架模态分析[D]. 武汉: 武汉理工大学汽车工程学院, 2008.

[6] 张盛兰, 严飞. 基于 HyperWorks 的车架模态分析[J]. 机械设计与制造, 2005(4): 10-11.

[7] 杜文学, 俞德津. 基于有限元理论的重型半挂车车架模态分析[J]. 专用汽车, 2007(8): 33-36.

[8] 冯国胜. 汽车车架动特性分析及应用[J]. 汽车技术, 1994(8): 9-12.

[9] 张先刚, 朱平, 韩旭. 摩托车车架的动态特性分析及减振优化研究[J]. 中国机械工程, 2005, 16(12): 1114-1117.

[10] 王虎奇. 有限元分限中求解装载机前车架载荷的研究[J]. 机械, 2008, 35(2): 6-8.

[11] 王忠全, 刘小兵, 刘德民. 基于 ANSYS 的 WC5 型防爆胶轮车车架的力学分析[J]. 机械, 2008, 35(5): 32-34.

[12] 邓小雷, 周兆忠, 汪建平. 工程塑料齿轮疲劳寿命有限元分析[J]. 轻工机械, 2008(6): 44-47.