

DOI:10.16515/j.cnki.32-1722/n.2019.02.001

基于 ANSYS 的车架有限元分析

智淑亚, 许牧天, 李继秋

(金陵科技学院机电工程学院, 江苏 南京 211169)

摘要:以某型油罐车车架为研究对象, 首先利用 CATIA 建立车架的几何模型, 并导入 ANSYS 中建立其有限元分析模型, 然后对车架模型进行弯曲、扭转和紧急制动三种典型工况下的静态分析, 以保证车架满足刚度要求; 进一步对车架进行拓扑结构优化分析与设计, 根据分析结果对车架结构进行改进设计, 以实现轻量化, 通过对改进后的车架进行静态分析, 结果表明, 轻量化的车架仍满足刚度要求。

关键词:车架; 刚度; 静态分析; 轻量化

中图分类号: U463.33

文献标识码: A

文章编号: 1672-755X(2019)02-0001-05

Finite Element Analysis of Frame Based on ANSYS

ZHI Shu-ya, XU Mu-tian, LI Ji-qiu

(Jinling Institute of Technology, Nanjing 211169, China)

Abstract: This article takes a certain type of tank truck frame as the research object, use CATIA to model and simplify it, and establish a finite element analysis model based on ANSYS. The frame model is statically analyzed under three typical conditions to ensure that the frame meets the stiffness requirements; the frame is analyzed and optimized for topology to make it lightweight, and the improved frame model was statically analyzed again, the results show that the lightweight frame still meets the stiffness requirements.

Key words: frame; stiffness; static analysis; lightweight

油罐车作为一种特殊的货车, 其车架是底盘中的重要承载部件, 是几乎所有零部件及货物的载体, 要求具有足够的强度和刚度, 而车架重量直接影响车辆的油耗, 因此, 车架轻量化十分重要^[1-2]。本文利用有限元法对某型油罐车车架进行静态分析, 同时, 为了进一步减小质量, 对车架拓扑结构进行轻量化设计, 得到满足刚度要求的轻量化车架。

1 汽车车架的刚度及评价指标

车架整体刚度包括扭转刚度和弯曲刚度, 其弯曲刚度是指使汽车车架变形单位挠度受到的载荷, 或载荷与其所引起的车架最大挠度之比。一般在弯曲工况下, 采用车架的最大挠度值来评价其整体弯曲刚度。这里假设车架为一具有均匀弯曲刚度的简支梁, 在中间施加一集中力 F , 如图 1 所示。通过实验可测得该车架在实际情况下的最大挠度, 即可算出该车架的弯曲刚度。

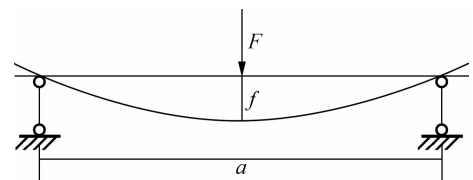


图 1 汽车车架弯曲刚度计算简化示意图

收稿日期: 2019-04-12

基金项目: 江苏省高等学校大学生科技创新项目(201813573004Z)

作者简介: 智淑亚(1968—), 女, 山东济宁人, 副教授, 硕士, 主要从事机电一体化技术及应用、汽车结构设计与分析研究。

车架弯曲刚度为

$$C_B = \frac{a^3}{48} \cdot \frac{F}{f} \quad (1)$$

式中： F —集中力(N)； a —轴距(m)； C_B —弯曲刚度($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)； f —垂直挠度(m)。

车架采用设计厚度为 15 mm 的 B550L 槽型钢板焊接而成，其挠度值不应超过相应设计值的 1.5 倍，即该车架的最大许用挠度值为 22.5 mm。

车架的扭转刚度是指汽车车架在前轮与后轮所在位置处受到载荷作用而发生变形时产生单位扭转角所需的扭转载荷。通常用前轴与后轴的相对扭转角作为计算车架的扭转刚度的依据。在扭转工况下，通常采用车架的扭转刚度 GI 来评价其由于左右载荷不等造成的扭转变形程度。汽车车架抵抗来自凹凸不平的路面的扭转刚度表示为：

$$GI = \frac{T}{\theta} \quad (2)$$

式中： θ —轴间相对扭转角($^\circ$)； T —扭矩($\text{N} \cdot \text{m}$)。

在凹凸不平的路面上行驶时，轴间相对扭转角可达每米轴距 1° 。设油罐车轴距为 5 m，故其轴间相对扭转角最大值可达 5° 。

2 车架有限元模型建立

以某型油罐车车架为参考，设车架为边梁式车架，简化后其主要参数：长 6 496 mm，宽 865 mm，前后等宽。7 根横梁，2 根纵梁，横纵梁间铆接。其余车架附件省略。

利用 CATIA 建立车架几何模型，在 ANSYS WORKBENCH 环境下，建立有限元模型，如图 2 所示。其中，第 1、2 根横梁间距为 936 mm，第 2、3 根横梁间距为 1 246 mm，第 3、4 根横梁间距为 1 276 mm，第 4、5 根横梁间距为 1 165.5 mm，第 5、6 根横梁间距为 1 323.5 mm，第 6、7 根横梁间距为 481 mm。车架材料的主要参数为：密度 $7.83 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ，弹性模量 $2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$ ，泊松比 0.3，屈服强度极限 400 MPa。

3 车架在典型工况下的静态分析

3.1 车架所受载荷的处理

对载荷的具体处理：由于驾驶员及座椅主要位于第 1 根横梁上，且假设正常人体重为 75 kg，座椅 25 kg，故在第 1 根横梁上以集中载荷的方式简化驾驶员及座椅的重力，设为 1 000 N；因发动机主要位于第 2 根横梁上，设发动机自重 200 kg，故在第 2 根横梁上以集中载荷的方式作用的动力总成（主要是发动机）的重力为 2 000 N；由于油罐车自身油箱及箱内燃油主要位于第 3 根横梁上，且假设油罐车自身油箱及箱内燃油自重 65 kg，故在第 3 根横梁上以集中载荷方式作用的重力为 650 N；因储油罐及运输油主要位于第 3 至第 7 根横梁上，假设储油罐及运输油自重 6.4 t，故在第 3 至第 7 根横梁上以均布载荷方式作用的重力为 64 000 N，加载方式如图 3 所示。

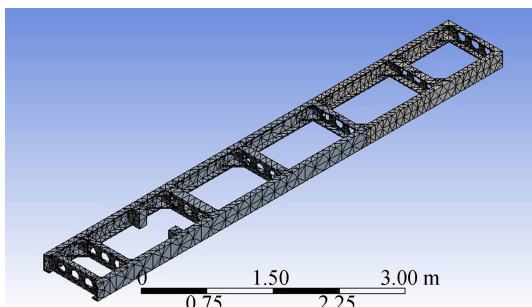


图 2 车架有限元模型

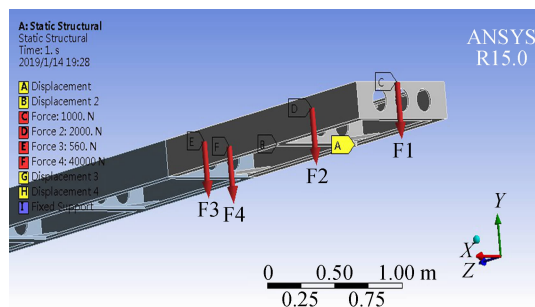


图 3 加载示意图

图中： F_1 —驾驶员及座椅的重力 1 000 N； F_2 —动力总成的重力 2 000 N； F_3 —油罐车自身油箱及油的重力

650 N; F_4 —储油罐及运输的油的重力 64 000 N。

3.2 汽车典型工况下的车架分析

3.2.1 水平弯曲工况 水平弯曲工况的边界条件如表 1 所示。该工况求解结果如图 4、图 5 所示。由图 4 能够看出最大变形量约为 1.1 mm,较大变形量集中区位于第 3 横梁及第 4 横梁之间;由图 5 可看出最大应力值约为 95 MPa,最大应力点位于右纵梁上的右后轮支撑点处。最大变形量值远小于许用挠度 22.5 mm,故满足变形量要求;最大应力远小于 B550L 的屈服极限 400 MPa,故符合刚度要求。

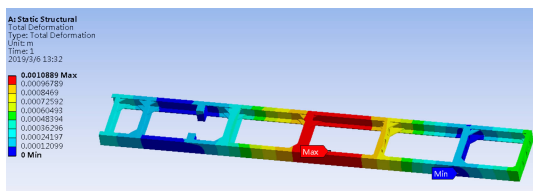


图 4 弯曲工况位移云图

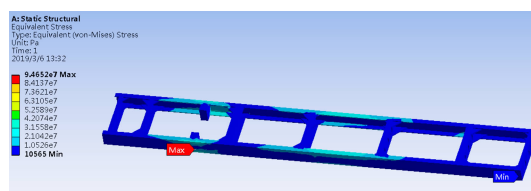


图 5 弯曲工况应力云图

3.2.2 扭转工况 油罐车在行驶过程中会受到路面不平度的影响,车架将承受扭转载荷,为了模拟此工况下的车架受力,对左前轮进行悬空处理,其边界条件如表 2 所示。

表 1 弯曲工况边界条件

支撑点	自由度约束
左前轮	X, Y, Z
左后轮	Z
右前轮	X, Y, Z
右后轮	Z

表 2 扭转工况边界条件

支撑点	自由度约束
左前轮	—
左后轮	Y, Z
右前轮	X, Z
右后轮	X, Y, Z

该工况求解结果如图 6、图 7 所示。由图 6 可看出最大变形量约为 1.1 mm,较大变形量集中区仍位于第 3 横梁及第 4 横梁之间;由图 7 可看出最大应力约为 151 MPa,且仍位于右纵梁上的右后轮支撑点处,其它应力集中区出现在第 3 及第 4 横梁之间的纵梁上。最大变形量远小于许用挠度 22.5 mm,故满足变形量要求;最大应力值远小于 B550L 的屈服极限 400 MPa,故符合刚度要求。

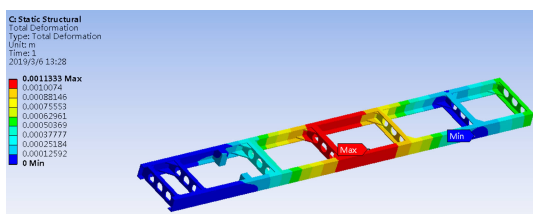


图 6 扭转工况位移云图

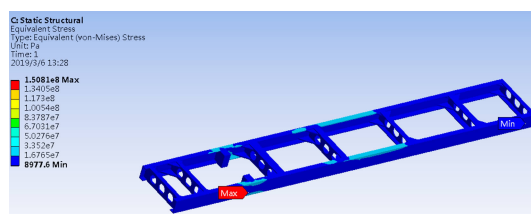


图 7 扭转工况应力云图

3.2.3 紧急制动工况 油罐车车架若刚度不足,在行驶过程中紧急制动时,可能会影响车架的安全性能。由于速度的改变,会产生惯性力,在与行驶的反方向会产生纵向载荷,其大小与制动减速度、运输油重量有关。为了模拟该工况,在车架 Y 方向施加大小为 $0.7 \times 9\ 800\ \text{mm} \cdot \text{s}^{-2}$ 的加速度,且释放所有支撑点的转动自由度。边界条件如表 3 所示。

表 3 紧急制动工况边界条件

支撑点	自由度约束
左前轮	X, Y, Z
左后轮	X, Y, Z
右前轮	Y, Z
右后轮	Y, Z

该工况求解结果如图 8、图 9 所示。由图 8 可看出最大变形量约为 1.2 mm,最大变形出现在中部,较

大变形量集中区出现在头部和尾部;由图 9 可看出最大应力值约为 121 MPa,最大应力点出现在第 5 及第 6 横梁之间的纵梁上,其它应力集中区域出现在纵梁中部。最大变形量值远小于许用挠度 22.5 mm,故满足变形量要求;最大应力值远小于 B550L 的屈服极限 400 MPa,故符合刚度要求。

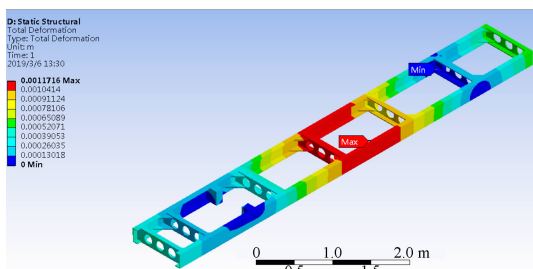


图 8 紧急制动工况位移云图

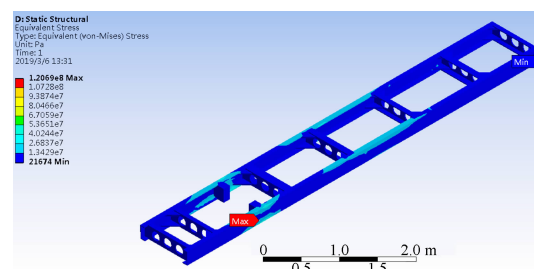


图 9 紧急制动工况应力云图

4 车架拓扑结构优化设计

在上述三种典型工况下的有限元模型基础上,分别构建车架的拓扑结构,在保证其刚度的条件下,通过改进拓扑结构,实现车架轻量化^[3-4]。改进后得到的三种典型工况下的轻量化结果如图 10 所示。

Details of "Shape Finder"		Scope		Details of "Shape Finder"	
Scope	Scoping Method: Geometry Selection	Scoping Method	Geometry Selection	Scope	Scoping Method: Geometry Selection
	Geometry: 2 Bodies	Geometry	All Bodies		Geometry: All Bodies
Definition	Target Reduction: 80. %	Definition	Target Reduction: 80. %	Definition	Target Reduction: 80. %
	Suppressed: No		Suppressed: No		Suppressed: No
Results	Original Mass: 917.63 kg	Results	Original Mass: 917.63 kg	Results	Original Mass: 917.63 kg
	Marginal Mass: 6.8544 kg		Marginal Mass: 6.5145 kg		Marginal Mass: 6.8544 kg
	Optimized Mass: 379.61 kg		Optimized Mass: 381.3 kg		Optimized Mass: 379.61 kg

图 10 三种典型工况下的车架轻量化结果

结构材料密度较大区域主要是出现第 1 根和第 2 根横梁及其之间的纵梁上,因此,可在第 1 根和第 2 根横梁及其之间的纵梁的对应位置开孔,以实现减重;同时,可在第 3 根和第 4 根横梁之间的纵梁上的对应位置及第 4 至 7 根横梁上开孔。此外,由于所有横梁与纵梁间的三角形支撑板几乎不起作用,故全部去除。改进后的车架如图 11 所示。

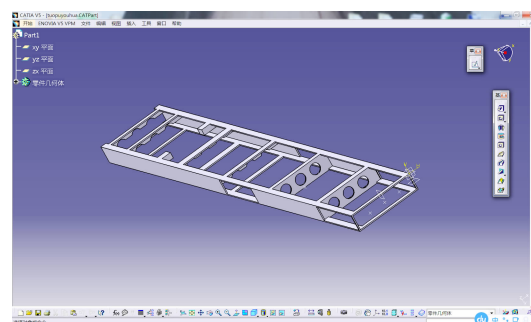


图 11 改进后的车架

4.1 水平弯曲工况的优化设计

该工况求解结果如图 12、图 13 所示。由图 12 可看出最大变形量约为 1.3 mm,较大变形量集中区位于第 1 根横梁上;由图 13 可看出最大应力值约为 84 MPa,最大应力点位于第 1 根横梁右端。最大变形量值远小于许用挠度 22.5 mm,故满足变形量要求;最大应力值远小于 B550L 的屈服极限 400 MPa,故符合刚度要求。

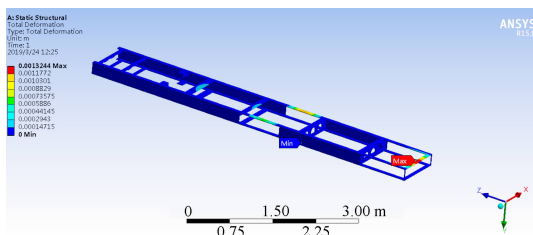


图 12 改进后的弯曲工况位移云图

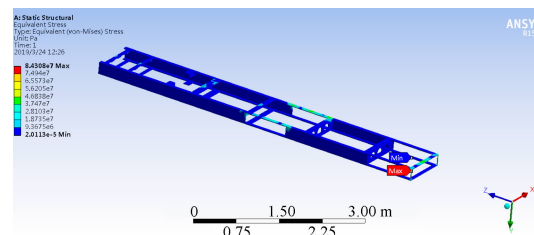


图 13 改进后的弯曲工况应力云图

4.2 扭转工况的优化设计

该工况求解结果如图 14、图 15 所示。由图 14 可看出最大变形量约为 1.3 mm,较大变形量集中区位于

于第 1 根横梁上;由图 15 可看出最大应力值约为 84 MPa,最大应力点位于第 1 根横梁右端。最大变形量值远小于许用挠度 22.5 mm,故满足变形量要求;最大应力值远小于 B550L 的屈服极限 400 MPa,故符合刚度要求。

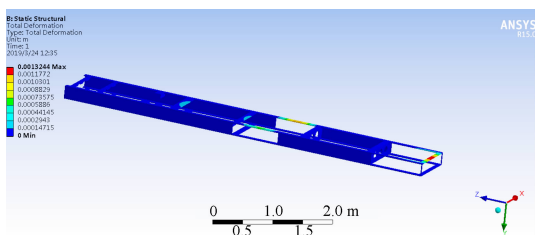


图 14 改进后的扭转工况位移云图

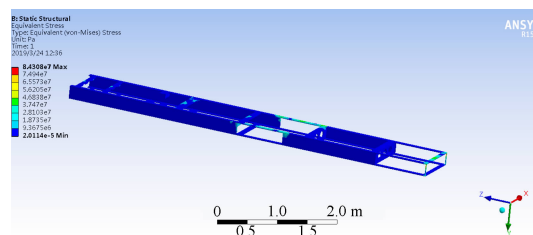


图 15 改进后的扭转工况应力云图

4.3 紧急制动工况的优化设计

该工况求解结果如图 16、图 17 所示。由图 16 能够看出最大变形量约为 1.3 mm,较大变形量集中区域位于第一根横梁上;从图 17 可看出最大应力值约为 84 MPa,最大应力点位于第 1 根横梁右端。最大变形量值远小于许用挠度 22.5 mm,故满足变形量要求;最大应力值远小于 B550L 的屈服极限 400 MPa,故符合刚度要求。

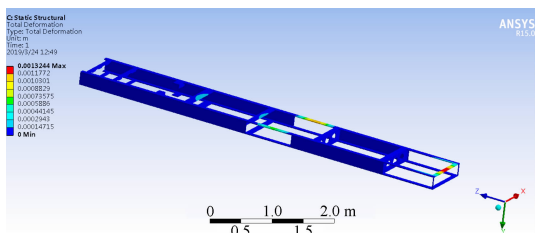


图 16 改进后的紧急制动工况位移云图

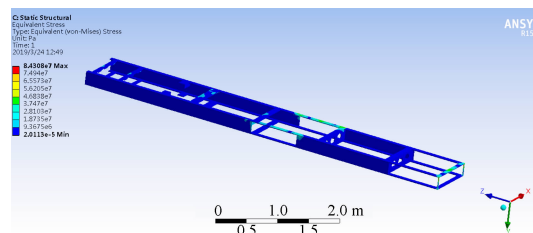


图 17 改进后的紧急制动工况应力云图

由上述分析可知,改进后的车架质量下降为 618.62 kg。相较于改进前的质量 917.63 kg 共计减少 299.01 kg,下降了 32.59%。因此经拓扑优化后的轻量化车架,仍满足刚度要求。

5 结 语

对油罐车车架进行了三种典型工况的有限元分析,结果表明,满足刚度要求;对该车架进行拓扑结构分析,根据分析结果对原始模型进行轻量化设计,使之减重了 32.59%,进一步分析可知,轻量化后的车架仍满足刚度要求,这对整车轻量化具有一定意义。

参考文献:

- [1] 智淑亚,高素美,凌秀军. 汽车车身静刚度自动化测试系统试验研究[J]. 金陵科技学院学报,2016,32(4):33-37
- [2] 刘丙晓. 基于 ANSYS Workbench 的货车车架有限元分析[J]. 汽车实用技术,2017(12):25-31
- [3] 周文. 重型货车车架有限元分析及结构优化[D]. 淮南:安徽理工大学,2017
- [4] 鲁付杰. 半挂车车架有限元分析及轻量化研究[D]. 郑州:中原工学院,2017

(责任编辑:谭彩霞)