

基于 ANSYS 的电动三轮车 车架结构多工况负载分析

王 兴, 周金霞, 吴明明

(安徽三联学院 机械工程学院, 合肥 230601)

摘要:以某新型电动三轮车车架作为研究对象,应用UG软件建立三维实体模型,再通过ANSYS软件得到有限元分析模型,然后根据工作实际载荷及约束得出多工况负载下该车架的受力和变形情况,为车架的优化设计提供了理论支撑。

关键词:三轮车车架;ANSYS软件;有限元分析;多种工况

中图分类号:TH123 **文献标志码:**A **文章编号:**1672-349X(2017)06-0036-06

DOI:10.16160/j.cnki.tsxyxb.2017.06.009

An Analysis of the Framework of the Electric Tricycle with Different Loads in Different Working Conditions Based on ANSYS

WANG Xing, ZHOU Jin-xia, WU Ming-ming

(College of Mechanical Engineering, Anhui Sanlian University, Hefei 230601, China)

Abstract: With the framework of a new type of electric tricycle as the research subject, the authors of this paper first established the 3D model through UG, then got the finite element analysis model through ANSYS, and finally obtained the force and deformation of the framework with different loads and constraints, which can serve as theoretical support for the optimization of the framework the electric tricycle.

Key Words: tricycle framework; ANSYS; finite element analysis; different working conditions

车架是电动三轮车(以下简称三轮车)的重要组成部分。因为三轮车受到的载荷基本靠车架来承担,所以车架的强度和刚度对于三轮车来说至关重要,车架强度好,三轮车受到的变形就小,同时车架刚度好,不仅可以提高三轮车的使用寿命,而且在行驶中减少噪音的产生,使三轮车的舒适性、安全性得到保障^[1-3]。

车架必须符合以下条件^[4]:①三轮车其他

零件要根据车架的结构来布置,保证在行驶中车架之间的零件不相互影响;②车架的强度要足够大,以承受一定的载荷;③车架的结构尽可能简单,以方便出现故障时拆装和维修;④车架的选材应依据对三轮车的要求来进行配置。

了解车架的各方面性能对于车架的改进很有帮助。以前设计车架主要依靠经验,不仅耗时费成本,而且无法对车架的数据进行精确计

基金项目:2017年教育部中西部高等学校青年骨干教师国内访问学者项目;安徽省高校质量工程项目(2015jxtd045);安徽省高校质量工程项目(2016ckjh082)

作者简介:王兴(1982—),男,安徽铜陵人,讲师,硕士,主要从事机械CAM/CAE研究。

算。如今随着科技的发展,可以通过对车架进行有限元分析,根据仿真结果制定设计及优化方案,从而提高三轮车的使用性能。

在国外 Kim H. S. 最早研究了车架在静态载荷作用下的失效方式^[5]。在国内,有限元方法较多应用于汽车方面的研究,而在电动三轮车研究领域应用还不太多。

我们以某新型电动三轮车车架为研究对象,基于 ANSYS 软件对车架进行有限元分析,以便进一步为三轮车车架的优化设计提供理论支撑。

1 有限元分析理论与静力学分析基础

1.1 有限元分析简介

有限元分析(FEA, Finite Element Analysis)是用较简单的问题代替复杂问题后再求解。它将求解域看成是由许多称为有限元的小的互连子域组成,对每一单元假定一个合适的(较简单的)近似解,然后推导求解这个域总的满足条件(如结构的平衡条件),从而得到问题的解。这个解不是准确解,而是近似解,因为实际问题被较简单的问题所代替^[6]。由于大多数实际问题难以得到准确解,而有限元不仅计算精度高,而且能适应各种复杂形状,因而成为行之有效的工程分析手段。

有限元方法最初被称为矩阵近似方法,应用于航空器的结构强度计算,并由于其方便性、实用性和有效性而引起从事力学研究的科学家的浓厚兴趣^[7]。经过短短数十年的努力,随着计算机技术的快速发展和普及,有限元方法迅速从结构工程强度分析计算扩展到几乎所有的科学技术领域,成为一种丰富多彩、应用广泛并且实用高效的数值分析方法。

1.2 车架静力学分析基础^[2-3]

通过对三轮车架进行有限元分析得到车架在不同工况下的应力分布,根据分析结果,对车架进行优化设计,这样可以提高三轮车的性能。

有限元静力分析的控制方程为:

$$[K]\{U\} = \{F\}。 \quad (1)$$

式中, $[K]$ 为结构刚度矩阵; $\{U\}$ 为位移向量阵列; $\{F\}$ 为载荷向量阵列。

车架结构的平衡方程为:

$$[K]\{\delta\} = \{R\}。 \quad (2)$$

式中, $\{\delta\}$ 为整个车架上的单元节点位移阵列; $\{R\}$ 为整个车架上的载荷阵列。

车架的应力方程为:

$$\{\sigma\} = [D][B][\delta]^e。 \quad (3)$$

式中, $\{\sigma\}$ 为机架内部应力阵列; $[D]$ 为与单元材料有关的弹性矩阵; $[B]$ 为单元应变矩阵; $[\delta]^e$ 为单元的节点位移矩阵。

由式(2)及式(3)联立得到各单元力,从而计算得到三轮车车架的应力和应变结果,以应力应变图方式呈现出来。

用 Vonmises 等效应力来校核车架结构的强度。Vonmises 等效应力公式为:

$$\sigma_r = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}。 \quad (4)$$

式中, σ_r 为 Vonmises 等效应力; σ_1 为第一主应力; σ_2 为第二主应力; σ_3 为第三主应力。

强度条件为:

$$\sigma_r \leq [\sigma]。 \quad (5)$$

式中, $[\sigma]$ 为材料的许用应力。

2 有限元模型的建立

2.1 车架三维实体建模

首先应用 UG 软件对车架进行三维建模,然后打开 ANSYS Workbench 中的 Static Structural 模块,把三维模型导入 ANSYS Workbench 中,再将得到的模型进行网格划分,并对其施加载荷和约束,最后求解。

2.1.1 车架的材料特性

车架使用的材料是普通碳钢 Q235,在 ANSYS 项目中,把材料 Q235 重新建立,将此材料的力学性能参数输入到分析软件中,结果如图 1 所示。

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7850	kg m ⁻³		
3	Isotropic Elasticity				
4	Derive from	Young's...			
5	Young's Modulus	2.06E+11	Pa		
6	Poisson's Ratio	0.28			
7	Bulk Modulus	1.5606E+11	Pa		
8	Shear Modulus	8.0469E+10	Pa		

图 1 碳钢 Q235 材料的力学性能

2.1.2 车架的实体模型

将三维模型导入 ANSYS Workbench 中,得到有限元分析模型,步骤为 Project→Geometry→File→Import。得到的车架实体模型如图 2 所示。

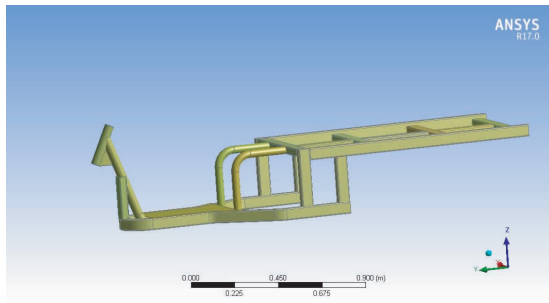


图 2 车架的实体模型

由于本文所研究的对象均为柔性体,所以所涉及的接触都是柔体和柔体之间的接触。又因为车架是通过焊接方式连接的,不能够分离和滑动,所以采用 ANSYS Workbench 五种连接方式中的 Bonded(绑定)的连接方式。对接触点建立接触对后的结果如图 3 所示。

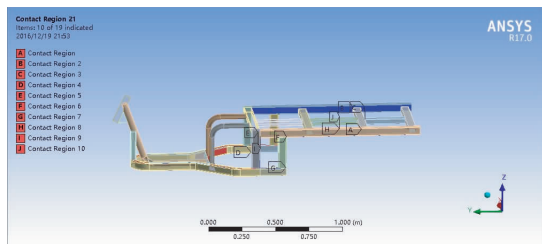


图 3 车架中的接触对

2.2 划分网格

划分网格是进行有限元分析的基础。三轮车车架较多的管状部分采用六面体单元进行网格划分,车体面板直接采用 SHELL 单元划分,不能扫描的车体采用自适应的网格划分方法,整体 Solid 单元尺寸设为 0.01 m, SHELL 单元尺寸设为 0.002 m^[8]。最终划分网格后的车架有限元模型如图 4 所示。

3 车架载荷与约束处理

对车架主要承载部件以及各零部件上作用的载荷处理如下。①将车架自重主要作用在车架中心位置上。②将驾驶员的重力分为两部分:第一部分是驾驶员臀部,主要作用在车架的

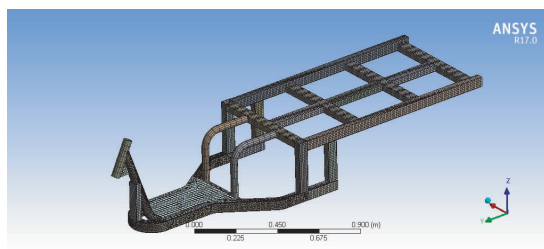


图 4 划分网格后的车架有限元模型

两个 L 型拐铁上,受力 60 kg;第二部分是作用在脚踏板上,载荷分配为 20 kg。③车厢自重 78.5 kg,主要作用于梁上。④将两个电瓶架和电瓶(每个 10 kg)用质量点代替,作用在侧梁上。将这些载荷以质量点载荷的形式作用于车架上,车架上的主要承载项目如表 1 所示。

表 1 作用在车架上的主要的承载项目

项目名称	参数
电瓶重量 /kg	20
标准重力加速度 /(mm/s ²)	9 806.6
车架自重 /kg	78.5
驾驶员重量 /kg	80
车厢自重 /kg	103
载重 /kg	常载 350
	满载 450

分别对满载状态下平路弯曲工况、平路紧急制动工况、平路扭转工况以及爬坡工况车架的应力和应变变化进行分析。四种工况下,车架所承受的载荷都由上述载荷组成。在分析应力和应变前需要将车把沿着 XYZ 方向的位移进行限制,方法是把车把的下表面设定为固定端约束,同时将于板簧相连的主要纵梁也设定为固定端约束。由于各种载荷均以质点的方式施加,所以通过改变车架的加速度载荷来达到模拟四种实际工况的目的,车架的基本载荷及约束如图 5 所示。

4 车架多工况负载的有限元静力学分析

4.1 平路弯曲工况

平路弯曲工况下车架的变形云图和等效应力云图如图 6,图 7 所示。

从图 6 可以看出,平路弯曲工况下车架的最大变形发生在货箱支撑梁左侧第一根纵梁中

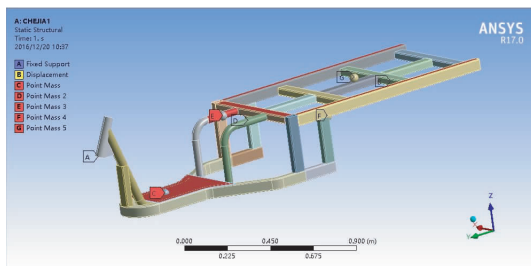


图 5 车架的基本载荷及约束

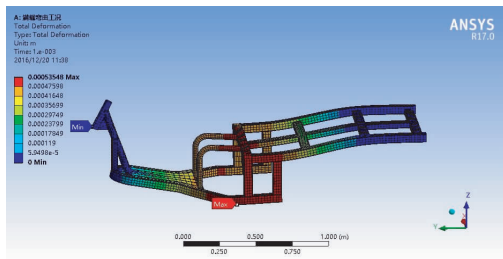


图 6 平路弯曲工况下车架的变形云图

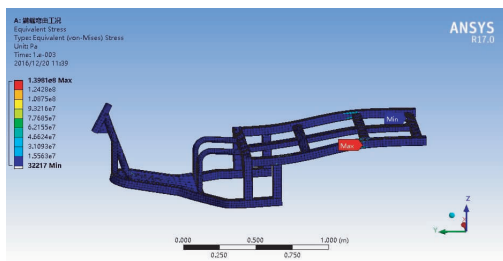


图 7 平路弯曲工况下车架的等效应力云图

部,最大变形为 0.535 5 mm,变形较小,三轮车长期使用也不会引起此处的疲劳断裂,变形位移可以接受。此处变形最大的原因应该是由电瓶以及驾驶员的载荷均集中靠近于此纵梁,再加上此处没有纵向约束,导致此处的位移最大,不过仍然是安全的。进一步优化时可对此梁的截面进行优化或者调整质量载荷的分布。

从图 7 中可知,平路弯曲工况下车架的最大等效应力为 139.8 MPa,小于材料的屈服强度 235 MPa,满足使用要求。最大等效应力位于货箱支撑梁左侧第二、第三根纵梁之间与中间横梁的相交处,在焊接点附近,长期工作可能产生疲劳裂纹。

4.2 平路紧急制动工况

载重型电动三轮车满载并以 20 km/h 车速行驶时,其干态制动距离不大于 6 m,湿态制动距离小于 15 m。由相关力学知识可知,车架

的制动初始速度也为 20 km/h,干态制动距离为 6 m,这样可求出三轮车制动减加速度为 $2\,572\text{ mm/s}^2$,方向为 Y 轴负方向。平路紧急制动工况下车架的变形云图和等效应力云图如图 8,图 9 所示。

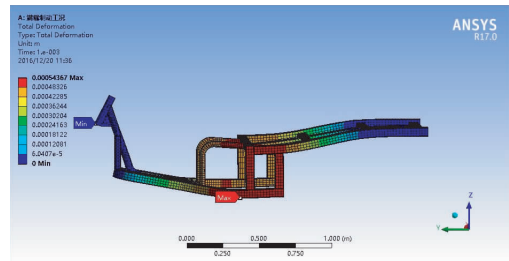


图 8 平路紧急制动工况下车架的变形云图

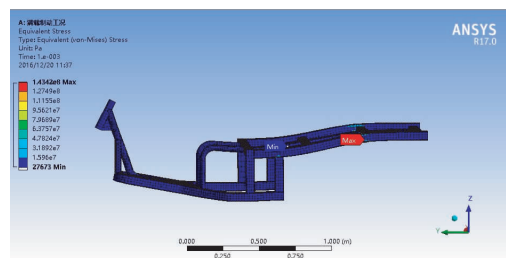


图 9 平路紧急制动工况下车架的等效应力云图

从图 8 可以看出,平路紧急制动工况下车架的最大变形区域与平路弯曲工况下车架的最大变形区域基本一致,只是稍向-Y 轴方向偏移,最大变形为 0.643 7 mm,原因也与平路弯曲工况类似,是由于质量载荷分布过于集中于此梁,但是变形很小,可以接受。此外,相比于弯曲工况,车架的整体变形还是出现了明显的后移,这与理论上的解释基本相符,即紧急制动使得三轮车有一个向后的加速度,产生了向后的力,使得整体位移合成后向后偏移。

从图 9 可以看出,平路紧急制动工况下车架的最大等效应力为 143.4 MPa,比平路弯曲工况下车架的最大等效应力大,但是比材料的屈服强度 235 MPa 要小,说明该车架满足车架强度和刚度要求,但也有进一步的优化空间。此外,最大等效应力位于货箱支撑梁左侧第三根纵梁与中间横梁的相交处,相较于平路弯曲工况时的位置变化不大,而且仍然位于焊接处,

应引起重视,产生的问题也与平路弯曲工况下的车架负荷情况类似,容易产生疲劳问题,也应进行改良,最大等效应力的前移也是由于向后的加速度以及此处固定约束的边界条件导致的。

4.3 爬坡工况

在分析爬坡工况时,正常行驶方向应该是 Y 轴的负方向,将坐标系沿着 X 轴逆时针旋转 8° ,即车辆方向与其重力加速度的方向呈 98° ,其他惯性载荷不变。此工况下车架的变形云图和等效应力云图如图 10,图 11 所示。

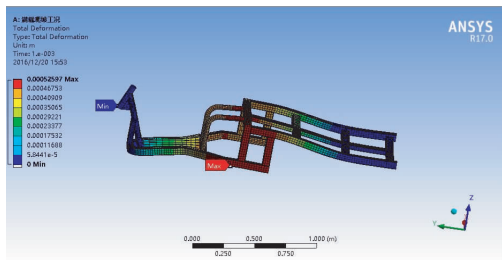


图 10 爬坡工况下车架的变形云图

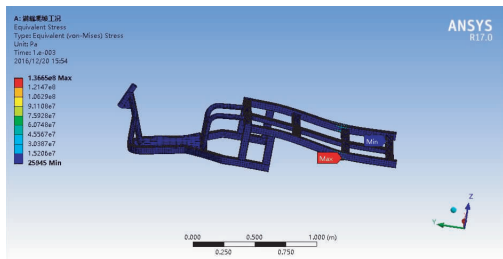


图 11 爬坡工况下车架的等效应力云图

从图 10 可以看出,爬坡工况下车架的最大变形区域与平路弯曲工况下车架的最大变形区域相似,但是有点向 -Y 轴方向偏移,而且车架中间部分变形为 +Z 轴方向。最大变形为 0.525 9 mm,很小,可以接受。

从图 11 中可知,爬坡工况下车架的最大等效应力为 136.7 MPa,比材料的屈服强度 235 MPa 要小,说明该车架可以满足强度和刚度要求,最大等效应力发生在货箱支撑梁左侧第三根纵梁和中间横梁相交处的后侧。

4.4 平路扭转工况

根据三轮车倾斜稳定性能的要求,对三轮车安全倾斜 20° ,即把车的左轮抬高 20° 。平路扭转工况(左轮抬高)下车架的变形云图和等效应力云图如图 12,图 13 所示。

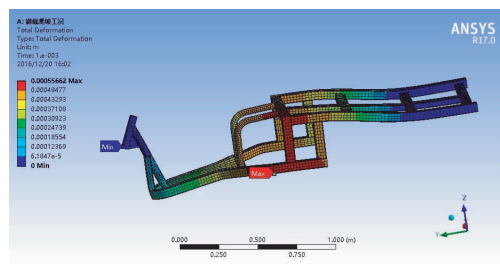


图 12 平路扭转工况(左轮抬高)下车架的变形云图

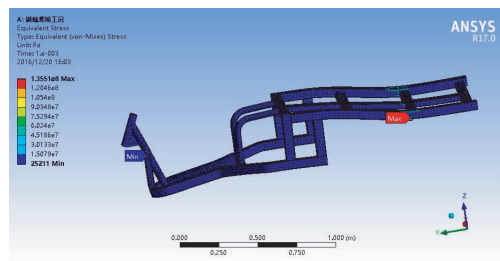


图 13 平路扭转工况(左轮抬高)下车架的等效应力云图

从图 12 可以看出,平路扭转工况(左轮抬高)下车架的最大变形与平路弯曲工况下车架的最大变形区域基本一致,只是稍向 -Y 轴方向偏移,而且由于扭转的原因整体变形前后差距很大,最大变形主要发生在靠 -X 轴方向的几根梁上,最大变形为 0.756 6 mm,很小,可以接受。

由图 13 可知,平路扭转工况(左轮抬高)下车架的最大等效应力为 135.5 MPa,在四种工况中最小,而材料的屈服强度为 235 MPa,说明该车架符合强度要求,对此可以提高其承载极限。最大等效应力仍然位于货箱左侧第三根纵梁与中间横梁的相交处,与紧急制动工况下车架的最大等效应力区域一致,可见该车架结构对不同工况的适应能力很强,在复杂工况下也能正常工作。

5 结论

经过对某新型电动三轮车的车架四种满载工况的有限元分析,可以看到该三轮车车架结构是满足使用要求的。四种满载工况下车架的最大变形都在 0.5~0.8 mm 之间,可以接受;最大等效应力都在 130~150 MPa 之间,远小于车架的屈服强度 235 MPa,符合强度要求。

货箱支撑梁左侧第三根纵梁和中间横梁接头处受到的应力最大,原因可能是由于该处接触面积不大,容易产生应力集中的现象,可以通过增加接触面积、使用阶梯梁等方式改善。而且四种工况下最大应力均分布在一处,容易造成此处的疲劳损伤,产生裂纹,因此可以通过优化车架的结构进行改善,以便使不同工况下的最大应力分布在不同处。

参考文献:

- [1] 冯国胜,贾素梅. 轻型车有限元分析及应用[J],机械强度,1996(6):78-80
- [2] 汪友刚. 基于ANSYS的电动三轮车车架动静态性能分析[D]. 郑州:中原工学院,2013.
- [3] 王晖云. 低速载货汽车车架静动态特性研究[D]. 南京:南京农业大学,2008.
- [4] 王晶. 三轮摩托车车架的有限元分析及轻量化设计研究[D]. 郑州:中原工学院,2011.
- [5] 程思远. 基于有限元分析的越野汽车车架结构优化[D]. 南昌:南昌大学,2011.
- [6] 马二龙,罗正伟,任卉. 基于有限元法对CCD刀具预调测量仪机械结构的分析与优化[J]. 工具技术,2011,45(4):67-70.
- [7] 池小兰. 有限元程序的发展和趋势[J]. 湖南农机,2012,39(9):149-150.
- [8] 袁素粉,袁晓红,陈昌生. 基于ANSYS Workbench的半挂车车轴的强度分析及其优化设计[J]. 北京汽车,2011(4):42-46.

(责任编辑:李秀荣)

(上接第35页)安全运行。

(2)该机组已运行多年,没有发生类似异常振动,此次虽然通过阀序的优化保证了机组稳定运行,但是机组动静间隙可能发生了变化,待下次检修时应对其进行检查,并查看是否存在缸体跑偏或者汽封套脱落的情况。

参考文献:

- [1] 施维新,石静波. 汽轮发电机组振动及事故[M]. 北京:中国电力出版社,1998.
- [2] 李录平,卢绪阳. 汽轮发电机组振动与处理[M]. 北京:中国电力出版社,2007:8.
- [3] 陆颂元. 汽轮发电机组振动[M]. 北京:中国电力出版社,2000.
- [4] 牟法海,卢盛阳,王文营,等. 汽轮机启停过程中动静碰摩故障的诊断与处理[J]. 河北电力技术,2009(4):11-13
- [5] 李勇,单丽清,卢丽坤. 某600 MW汽轮机配汽方式优化方法研究[J]. 汽轮机技术,2013(3):205-207.
- [6] 李勇,聂玉火. 不同配汽方式下汽轮机调节级后转子的热应力分析[J]. 汽轮机技术,2009(4):272-275.
- [7] 戈志华,高金吉,工文永. 旋转机械动静碰摩机理研究[J]. 振动工程学报,2003,16(4):426-429.
- [8] 魏江. 大型汽轮机动静碰摩的诊断与分析[J]. 机械工程师,2015(12):230-232.
- [9] 高海,丁鑫. 汽轮机动静碰摩事故原因分析及处理[J]. 东北电力技术,2004(4):34-36.
- [10] 瓮雷,杨自春,陈国兵,等. 非线性间隙气流激振力作用下汽轮机转子碰摩故障研究[J]. 舰船电子工程,2016(9):89-94.
- [11] 于达仁,刘占生,李强,等. 汽轮机配汽设计的优化[J]. 动力工程,2007(1):1-5.

(责任编辑:夏玉玲)