

基于有限元分析的赛车车架结构轻量化设计

乔 邦,陆忠东

(上海电机学院 汽车学院,上海 200240)

摘 要: 通过对某方程式赛车车架结构的有限元分析,来实现赛车车架结构的改进和轻量化设计。利用CATIA软件平台建立某方程式赛车车架三维实体模型,运用CAE分析软件对其进行单元选取和网格划分,建立车架的有限元分析模型,通过对车架静态条件下弯曲工况、扭转工况的分析,找到车架弯曲强度和扭转刚度富裕部位,通过减少管件的使用数量、减薄相对应管材的壁厚、减小直径,达到车架结构优化和轻量化设计目标。

关键词: 车架;刚度;有限元分析;轻量化

中图分类号: U469.696

文献标志码: A

文章编号: 1671-8798(2014)06-0455-05

Lightweight design of racing car frame based on finite element analysis

QIAO Bang, LU Zhongdong

(School of Automobile, Shanghai Dianji University, Shanghai 200240, China)

Abstract: The three-dimensional practical model of undercarriage of the racing car was established by using CATIA, and finite element analysis was carried out by using CAE. The typical going of the undercarriage in the static state was analysed. Via the analysis, the intensity and the rigidity of the different parts of the undercarriage was found, then relevant improving measures were put forward, so the basis of design light-undercarriage was established.

Key words: undercarriage; rigidity; finite element analysis; lightweight

目前,国内对车辆结构的设计和研究已不再是单一的依靠经验来设计,而应用有限元分析等现代设计方法进行车辆结构的设计已成趋势^[1]。运用有限元方法对方程式赛车车架结构的分析,在国内起步较晚,且对车架加载过于简化^[2]。

赛车车架是方程式赛车重要的总成之一^[3]。其一,车架是发动机、传动系(离合器、变速器等)、转向

收稿日期: 2014-10-10

基金项目: 上海高校青年教师培养资助计划项目(ZZSDJ13012)

作者简介: 乔 邦(1985—),男,河南省宁陵人,助教,硕士,主要从事汽车现代设计方法、CAE分析研究。

系、制动系等总成的安装载体;其二,车架还是赛车手及车架自身重量的载体。车架将承受其全部的载荷,因而车架在整部赛车上起到非常重要的作用^[4]。车架是其他部件、总成的安装的基础^[5]。赛车车架结构的特性直接影响着赛车的性能,车架结构的弯曲强度和扭转刚度影响赛车的安全性能、动力性能、操纵稳定性能等,所以确保车架结构稳定是必要的^[6]。

对于赛车而言,对动力性、尤其是加速性要求较高,在发动机排量有统一限制的情况下,在车架满足运动过程中的强度、刚度要求的前提下,适度地减轻车架重量对于改善赛车的动力性、燃油经济性是非常关键的^[7]。运用汽车现代设计方法对车架进行设计是确保车架结构强度、减轻车架重量的有效方法^[8]。本研究在有限元理论的基础上,利用 CAE 分析软件,研究了某方程式赛车车架静态时的弯曲、扭转工况,对在这两种工况下所得到的结果进行分析、计算,在满足车架的弯曲强度及扭转刚度的前提下,对车架进行轻量化改进设计。

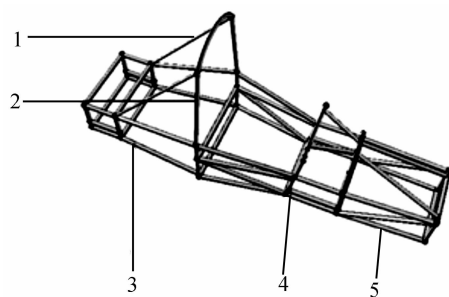
1 车架模型的建立

赛车的车架结构是依据项目组的设计方案书并参考国内外同类型的方程式赛车车架实体结构尺寸,建立的车架结构三维模型。车架的制作满足大赛组委会的规则要求^[9],为确保赛车手安全在其身旁或身后有车架主环结构,在赛车手双腿上方靠近转向盘处有车架前环结构,车架主环及前环结构统称防滚架,此外车架结构还包括前隔板、驾驶舱、发动机舱、主环斜撑、侧边防撞杆等结构组成。赛车车架的三维数模如图 1 所示。

选用 4130 结构管件作为车架材料,使用氩弧焊对薄壁管材进行焊制,其质量为 31.6 kg,车架材料的力学参数:弹性模量 2.86e5 MPa,密度 7.53×10^{-3} g/mm³,泊松比 0.33,屈服极限 386 MPa。

对车架几何模型进行结构离散化,本研究中,车架的长为 2 630 mm,宽 750 mm、高 1 200 mm。

采用二节点的管件(直管、T 形管、弯管)单元,使用手动局部加密对方程式赛车车架的三维模型进行网格划分。对车架下部受力较大的管件单元网格划分细密一些,单元尺寸为 4~6 mm;对车架上受力相对小的管件单元网格划分相对粗一些,单元尺寸在 15~30 mm,如图 2 所示。这样分析速度快、计算的结果准确。整体车架划分的单元总数 76 468 个,节点数 74 562 个。运用位移法(即以节点位移作为基本未知量)对车架单元进行刚度、强度分析。



1—主环支撑;2—主环;3—发动机机舱底座支撑杆;
4—前环;5—前环防撞臂支撑

图 1 车架三维图

Fig. 1 There-dimensional model of racing car

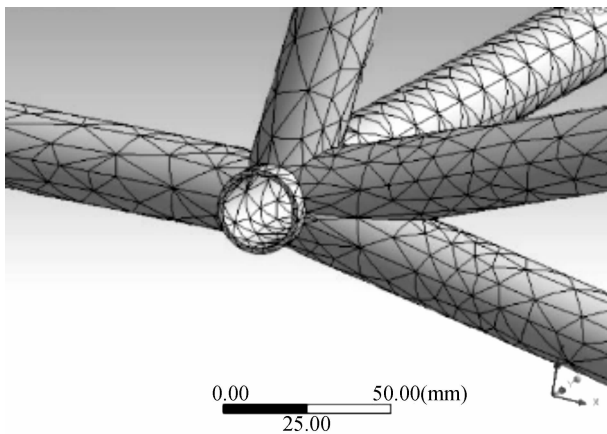


图 2 车架几何模型的网格划分

Fig. 2 Divided mesh of geometry model of undercarriage

2 车架的有限元计算分析

赛车对车架结构的刚度、强度要求严格,在比赛时,赛车受弯曲、扭转工况的影响最大。本研究以某赛车的车架为研究对象,对其进行静态工况下的弯曲、扭转分析。

2.1 车架弯曲工况下有限元分析

车架的弯曲工况主要是用来分析满载情况下赛车在良好的赛道上四轮着地匀速前行(或静止)时,车架因受到弯曲载荷而产生的应力、应变^[10]。

车架所承受的载荷根据作用方式不同,可以分成集中载荷及均布载荷。在对载荷进行处理时,对车架自重可简化为均布载荷作用在相应的管状单元上;而发动机总成、启动电机、主减速器、差速器、转向器、悬架系统等,则简化为作用在各支撑点的集中载荷来处理。其主要的总成质量见表1。

表1 赛车主要部件总成质量值

Table 1 Assembly quality value of racing car parts

部件名称	质量/kg	部件名称	质量/kg
车架	31.6	转向、悬架	28
座椅	14.5	半轴	7.8
轮胎	30.5	油箱	11
车身	28	安全带+赛车手	73
差速器+传动轴+支座	21.5	其他	53
发动机	52		

在模拟分析时,对车架有限元模型约束其左后、右后悬支座点的 UX 、 UY 、 UZ 、 TX 和 TY 自由度,仅保留 TZ 自由度,约束左前、右前悬支座点的 UZ 方向平动的自由度。

由分析结果可知,车架整体应力水平相对较低,最大应力为 57.7 MPa,如图3所示。出现在车架右侧主环最下端发动机舱与驾驶舱的位置连接处。这是因为此处车架的纵梁跨距大,载荷集中,并且此处又是纵梁和主环的焊接处(易产生应力集中),所以产生相对大的应力,但此应力远小于材料 4130 的屈服极限应力 $\sigma_s = 386$ MPa。车架在弯曲工况下的总体应力值比较低,最大的变形量为 0.45 mm,出现在车架主环最上部。车架结构刚度的富余量大,存在较大的优化空间。

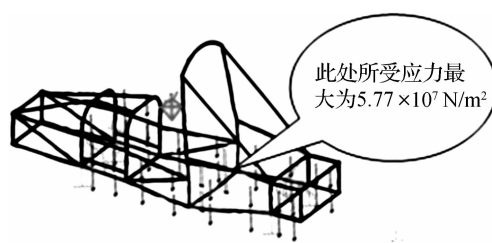


图3 满载时车架弯曲工况节点应力云图

Fig. 3 Node stress cloud diagram at full load when undercarriage in bending operating condition

2.2 车架扭转工况下有限元分析

车架的扭转工况主要是用来分析赛车在低速行驶过程中,车架因路面不平而受到极限载荷时对车架应力、应变的影响。扭转工况下的车速较低,动载荷变化迟缓,在对车架进行扭转分析时,取2倍的动载系数。

在扭转工况下,车架受到的载荷不对称,为此,在对其进行扭转刚度计算时,考虑如下4种情况。

第Ⅰ种情况:如图4所示,在车架底面的主对角线上,把固定约束施加在左前和右后悬架安装位置处(其对应的节点号分别为131和633),把车架的位移约束(± 25 mm)施加在右前和左后悬架安装位置且与 x 和 y 所构成平面的垂直方向上。车架的扭转刚度根据右前和左后两悬架支撑点处(节点号分别为134和589)的支反力大小算出,计算过程如下。

右前悬架处的支反力为 $F_{134} = 8.65 \times 10^5$ N;左后悬架处的支反力为 $F_{589} = 7.45 \times 10^6$ N;所以,车架的扭矩 T 为:

$$T = \frac{L \times F_{134}}{2} + \frac{L \times |F_{589}|}{2} \quad (1)$$

而车架的扭转角度 θ 为:

$$\theta = \frac{180 \times (\delta_1 - \delta_2)}{\pi L} \quad (2)$$

式(1)和式(2)中: L 为2个位移约束之间的跨距, $L=0.48\text{ m}$, $\delta_1=0.025\text{ m}$, $\delta_2=-0.025\text{ m}$, $T \approx 1.996 \times 10^6\text{ N} \cdot \text{m}$, $\theta \approx 5.971^\circ$ 。

车架的扭转刚度 K 为:

$$K = \frac{T}{\theta} \quad (3)$$

$$K \approx 3.343 \times 10^5 [\text{N} \cdot \text{m}/(^{\circ})]$$

第Ⅱ种情况:与第Ⅰ情况相对应,约束车架副对角线上的两悬架安装点(134、589为对应的两节点号),在车架主对角线上的两悬架安装点处,分别在 x 与 y 所构成平面的垂直方向上施加 $\pm 25\text{ mm}$ 的位移约束。算出上述两位移约束点处(131、633为对应的两节点号)的支撑反力,则此种情况的扭转刚度即可计算出来。

第Ⅲ种情况:在车架的前悬架安装位置处(节点号分别为131和134)施加固定的约束,在车架的后悬架左右支撑位置处分别在 x 与 y 所构成平面的垂直方向上施加 $\pm 25\text{ mm}$ 的位移约束,计算出后悬架左右两支撑点(节点号分别为589和633)的支反力,就可以计算出车架扭转刚度。

第Ⅳ种情况:在车架后悬架安装位置处(节点号分别为589和633)施加固定的约束,在车架的前悬架左右支撑位置处分别在 x 与 y 所构成平面的垂直方向上施加 $\pm 25\text{ mm}$ 的位移约束,计算出前悬架左右两个支撑点(节点号131和134)的支反力,就可以计算出车架扭转刚度。

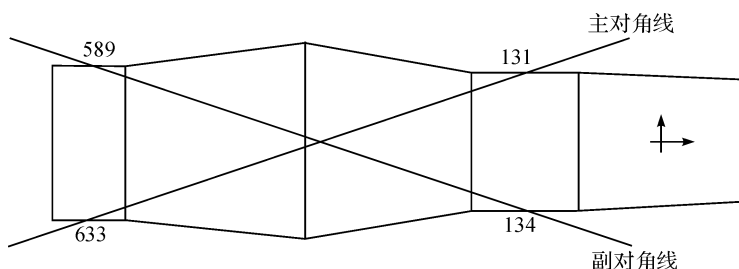


图 4 车架约束位置图

Fig. 4 Constraint location of undercarriage

第Ⅱ、Ⅲ、Ⅳ种情况下的扭转刚度分析和计算方法与第Ⅰ种情况方法相同,汇总以上4种情况下约束点的固定位置、约束支反力以及扭转刚度计算的结果见表2。

表 2 车架在4种情况之下的扭转刚度计算汇总

Table 2 Calculation gather of torsional stiffness of undercarriage under four different conditions

约束位置	固定位置节点	约束支反力/ N	跨距 L (横向)/ m	刚度/ $[\text{N} \cdot \text{m} \cdot (^{\circ})^{-1}]$
Ⅰ	131	$F_{134} = 8.65 \times 10^5$	0.48	$K_1 = 3.343 \times 10^5$
	633	$F_{589} = 7.45 \times 10^6$		
Ⅱ	134	$F_{131} = 9.65 \times 10^5$	0.48	$K_2 = 2.181 \times 10^5$
	589	$F_{633} = 4.46 \times 10^6$		
Ⅲ	131	$F_{589} = 5.86 \times 10^6$	0.56	$K_3 = 6.796 \times 10^5$
	134	$F_{633} = 6.56 \times 10^6$		
Ⅳ	589	$F_{131} = 7.80 \times 10^6$	0.42	$K_4 = 3.927 \times 10^5$
	633	$F_{134} = 4.96 \times 10^6$		

通过对车架扭转刚度工况的分析可知,车架结构受到的最大应力值 $\sigma_{\max} = 75.8\text{ MPa}$,远小于车架所使用材料的屈服极限应力 $\sigma_s = 386\text{ MPa}$;计算车架4种情况下的扭转刚度,车架的最大扭转刚度为 $6.796 \times 10^5\text{ N} \cdot \text{m}/(^{\circ})$,满足车架刚度的设计要求,况且,赛车车身等覆盖件对车架的扭转刚度有一定程度的增强作用,整体车架的安全系数过大。

3 车架轻量化

由车架的静态分析计算可知,原车架设计的安全系数相对保守,车架的整体强度、刚度富裕量较大,特别是两侧的加强管部位的强度、刚度富裕量过大,势必造成车架的整体质量过大。赛车车架的前环、主环、发动机舱支撑及前面的防撞隔板管件对赛车手的安全及车架的结构性能影响较大,对新车架进行改进设计时,选用管径为 25.4 mm、壁厚为 2.4 mm 的管件,既保证了车架的强度、刚度,又满足了大赛的规则要求;而对于前叉臂和后叉臂部位的安装管件,其管件的管径由原来的 25.4 mm 改选为 22.2 mm,其壁厚不变;在车架上起支撑作用的管件,如转向系、仪表板支撑管件及车架的前环和主环支撑,其管径壁厚则由原来的 25.4 mm \times 2.4 mm 改选为 22.2 mm \times 1.6 mm;同时,为便于赛车手逃生,降低对侧边防撞杆的高度,减少防撞杆的使用数量。通过改进设计,不仅满足车架结构的强度、刚度,而且有效降低车架的质量;通过对该赛车车架结构进行优化和减小管材的直径、壁厚,有效地降低新车架的质量,优化后的车架长 \times 宽 \times 高为 2 180 mm \times 645 mm \times 1 080 mm,质量为 23.8 kg。

对优化后的车架进行有限元分析,在车架弯曲工况下,车架的最大应力是 9.33×10^7 N/m²,车架结构的最大变形量是 5.45 mm;从分析结果可以得知,车架受到的最大应力小于材料的许用应力 ($[\sigma] = 2.12 \times 10^8$ N/m²),优化后的车架整体结构的强度、刚度满足设计要求,且安全系数适中。通过对新车架的改进设计,有效地降低了车架的自重,提高了车架的整体性能和材料的利用率。

4 结 语

运用有限元分析软件分析了车架在典型工况下的结构强度和刚度,在分析的基础上,找到了车架结构强度、刚度过剩的部位,通过优化车架结构,合理降低管径尺寸和壁厚,使材料的性能(刚度、塑性)得到最大发挥,有效地降低了车架的质量,实现了车架结构的轻量化设计。在此车架基础上制造的参赛车辆顺利完成了各项比赛,验证了车架有限元分析的正确性。

从车架的三维建模到轻量化设计,形成了一套成熟的方法,为以后车架的轻量化设计积累了一定的经验。

参考文献:

- [1] 郭潇然,胡新,何海浪. 基于 ANSYS 的 FSAE 赛车车架有限元分析[J]. 公路与汽运,2013,157(4):26-29.
- [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] 段本明,张洪信,张鲁邹,等. 基于动力学分析的车架轻量化研究现状[J]. 机械设计与制造工程,2013,42(4):72-74.
- [4] 王理睿,杨小龙,卢程,等. 基于有限元法的车架轻量化设计和仿真分析[J]. 现代机械,2012(5):12-14.
- [5] 徐练,苏小平. 基于有限元法的客车车架结构分析与研究[J]. 微计算机信息,2010,26(1):199-200,213.
- [6] 杨海平,王良模,彭曙兮,等. 基于 CAE 技术的某越野车车架分析[J]. 机械科学与技术,2011,30(6):1001-1006.
- [7] 许冠能. 基于有限元的某微型车车架强度分析[J]. 大众科技,2013,15(5):111-113.
- [8] 阳文君,郭振辉. FSC 车架静态性能的有限元分析与试验验证[J]. 湖北汽车工业学院学报,2012,26(4):68-71.
- [9] 中国汽车工程学会. 中国大学生方程式汽车大赛规则(2012 版)[Z]. 2012.
- [10] 徐建全,苏建登,陈铭年. 平板式半挂车车架有限元分析[J]. 福建工程学院学报,2012,10(1):45-49.