

半挂车车架主纵梁的有限元分析

张孝琼 张维强

(南京农业大学工学院,南京 210031)

摘要 通过工程分析软件 ANSYS10.0对某半挂车车架主纵梁进行建模、分网、静态扭转分析,得到了该半挂车车架主纵梁在不同工况下的变形量和强度载荷,该校核该半挂车车架主纵梁强度是满足要求的。

关键词 静态扭转强度分析 ANSYS 有限元 车架主纵梁

中图分类号 U463.32; 文献标志码 A

半挂车车架主纵梁是整个半挂车关键部位,它承受着半挂车内外的各种载荷受力非常复杂。所以,要保证车架主纵梁具有足够的强度和刚度。采用传统的数学计算方法分析车架的受力情况时,往往会得到高次不静定式方程组,很难得到精确的解析解^[1]。有限元方法是随着计算机技术发展而发展起来的、用于各种结构分析的数值计算方法。它运用离散概念,把连续体划分为有限个单元的集合,通过单元分析和组合,考虑边界条件和载荷,得到一组方程组,求解此方程组获得相应指标^[2]。当前,在计算汽车各部件强度和刚度时,有限元方法得到了广泛的应用。本文针对某半挂车车架的主纵梁,在静态扭转工况下的强度和刚度的问题,利用 ANSYS10.0有限元分析软件建立了该车架主纵梁有限元模型,并在此基础上进行了位移和应力分析。

1 车架有限元模型的建立

1.1 模型的简化^[3]

根据圣维南原理,模型的局部细小变化和改动并不影响模型总的分析结果,因此为了简化后续的

网格划分、减少计算量、提高计算效率,对总的实体模型做如下简化:

(1) 部分离应力远的圆弧过渡简化为直角,工艺上需要的倒角、模斜度等都不予考虑,这样可以减少在这些区域上的网格划分的数量,提高计算速度;

(2) 车架上有些构件,如凸台、销孔、线路孔、吊环孔等,仅是为了满足功能要求而设置的,对结构的强度没有很大的影响,可以忽略;

(3) 除去对车架结构应力分布不产生太大影响的工具箱和防护网等零部件^[4]。

1.2 材料的力学特性

车架材料采用 16Mn 低合金结构钢,力学参数如:弹性模量: $E = 2.1 \times 10^{11}$ MPa;泊松比: $\mu = 0.3$;密度: $\rho = 7.8 \times 10^{-9}$ t/mm³;屈服强度: $\sigma_s = 350$ MPa

1.3 模型的网格划分

对于网格划分我们遵循“均匀应力区粗化,应力梯度大的区域细化”的原则,对于具体的模型应该具体对待。一般来说,网格划分的越细,质量越高,计算精度就越高。但是网格划分的越细,计算量就越大,要求电脑的配置就越高。本模型采用 solid92 单元,网格划分采用 ANSYS 软件自带的 Mesh tool 工具,设置单元变长为 30 mm,采用自由体划分。车架主纵梁模型共化为 196 804 个单元,396 071 个节点。

2008年10月22日收到

第一作者简介:张孝琼(1978—),女,硕士研究生,研究方向:车辆设计。E-mail: zqx304_77@sina.com.

2 约束与边界条件的处理

本文研究的车架主纵梁所对应的为前面牵引销,后面钢板弹簧的结构。为便于计算,静态扭转分析采用刚性支撑。整个车架上共安装了6个用于连接钢板弹簧的固定支座和吊耳,因此在每个纵梁底面建立了3个关键点。车架前端牵引销板处完全固定,施加 X, Y, Z 三个方向的全部约束;在车架后部右侧第一个钢板弹簧吊耳处不约束,相当于悬空,其余吊耳处实施垂直 Y 方向的位移约束。这是为了保证消除车架主纵梁的刚体位移,又不影响车架主纵梁的自由变形。

3 加载及求解

半挂车实际工况复杂,所以作用在车架上的载荷变化也很大。货车额定载荷为20 t,并考虑自重,其中额定载荷以均布载荷方式加载。根据实际情况不同分为以下四种工况。

3.1 分析

工况一:货物均匀在整个车架上的静态扭转分析。额定载荷均匀加载在整个车架上。加载后如图1所示。工况二:货物偏前方的静态扭转分析。额定载荷均匀加载在车架前部,加载后车架图如图2所示。工况三:货物偏中部的静态扭转分析。额定载荷均匀加载在车架中部,加载后车架图如图3所示。工况四:货物偏后部的静态扭转分析。额定载荷均匀加载在车架后部,加载后车架图如图4所示。



图1 工况一

3.2 求解

由于选的是实体单元,模型尺寸又较大,节点



图2 工况二



图3 工况三



图4 工况四

及单元数较多,通过分析比较,又考虑到计算规模和精度,最终选择PCG out-of-core(非内核的预条件共轭梯度法)求解器^[5]。

4 后处理及结果分析

通过后处理对计算结果的分析得到各工况下的位移和应力云图,如图5~图12所示。

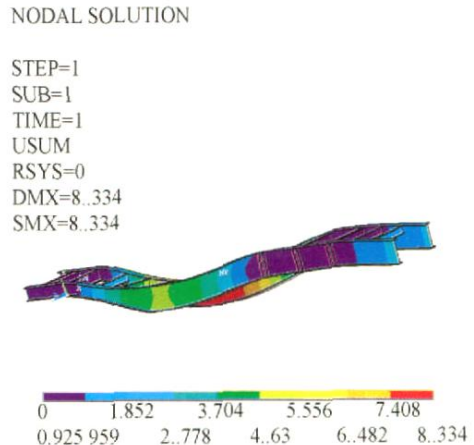


图5 工况一位移云图

NODAL SOLUTION

STEP=1
SUB=1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX=8.334
SMX=0.275 × 10⁹



0 0.061 1 × 10⁹ 0.122 × 10⁹ 0.183 × 10⁹ 0.244 × 10⁹
0.030 5 × 10⁹ 0.091 6 × 10⁹ 0.183 × 10⁹ 0.214 × 10⁹ 0.275 × 10⁹

图6 工况一应力云图

NODAL SOLUTION

STEP=1
SUB=1
TIME=1
USUM
RSYS=0
DMX=8.286
SEPC=18.52
SMX=8.286



0 1.841 3.682 5.524 7.365
0.920 616 2.762 4.603 6.444 8.286

图9 工况三位移云图

NODAL SOLUTION

STEP=1
SUB=1
TIME=1
USUM
RSYS=0
DMX=8.047
SEPC=18.392
SMX=8.047



0 1.788 3.576 5.365 7.153
0.894 106 2.682 4.471 6.259 8.047

图7 工况二位移云图

NODAL SOLUTION

STEP=1
SUB=1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX=8.28
SMX=0.274
SMXB=0.542



0 0.061 0 × 10⁹ 0.122 × 10⁹ 0.183 × 10⁹ 0.244 × 10⁹
0.030 5 × 10⁹ 0.091 5 × 10⁹ 0.152 × 10⁹ 0.213 × 10⁹ 0.274 × 10⁹

图10 工况三应力云图

NODAL SOLUTION

STEP=1
SUB=1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX=8.047
SMX=0.270 × 10⁹
SMXB=0.518 × 10⁹



0 0.060 0 × 10⁹ 0.120 × 10⁹ 0.180 × 10⁹ 0.240 × 10⁹
0.030 0 × 10⁹ 0.090 0 × 10⁹ 0.150 × 10⁹ 0.210 × 10⁹ 8.270 × 10⁹

图8 工况二应力云图

NODAL SOLUTION

STEP=1
SUB=1
TIME=1
USUM
RSYS=0
DMX=4.468
SEPC=18.522
SMX=4.468



0 0.992 864 1.986 2.979 3.971
0.496 432 1.489 2.482 3.475 4.468

图11 工况四位移云图

分析车架变形云图可以看出,在4种情况下车架变形最大的部位在悬空侧纵梁的中部,两端变形

较小,符合实际。车架中部较大的变形还有利于改

NODAL SOLUTION

STEP=1
SUB=1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX=4.468
SMX=0.173 × 10⁸
SMXB=0.337 × 10⁸

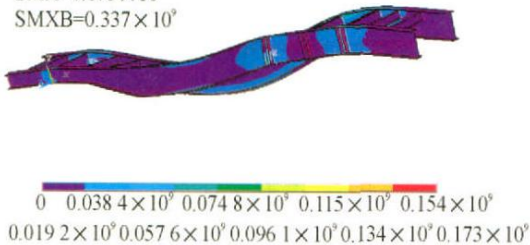


图 12 工况四应力云图

善车架整体的应力状况,并起到一定的缓冲作用^[6]。分析车架应力云图可以看出,应力最大的部位在牵引销板与纵梁的连接部位和悬架与纵梁的连接部位。各工况计算结果如表 1 所示。

表 1 4种工况下的计算结果

工况	工况一	工况二	工况三	工况四
最大位移值 /mm	8.334	8.047	8.286	4.468
最大位移节点	9.637	9.635	9.638	9.673
最大应力值 /MPa	275	270	274	178
最大应力节点	188.736	35.192	188.736	188.736

由表 1 可知,车架在 4 种工况下应力最大值为 275 MPa, 小于车架所用材料的屈服极限 350 MPa,

则车架结构的强度安全系数为 $n = \sigma_s / \sigma_{\max} = 350 / 275 > 1$ 说明在该工况下,车架结构强度是满足要求的。

5 总结

本文对重型半挂车车架主纵梁进行了有限元建模和静态扭转的强度分析。通过对不同工况下车架的静态扭转强度分析得出了各个工况下车架的最大变形值和发生最大变形的节点,并得出了相应工况下车架的最大应力值和最大应力的节点。最后得出车架的强度符合实际要求的结论。另外,通过对该车架的静态扭转分析还为以后车架的优化设计奠定了基础^[6]。

参 考 文 献

- 1 陈大陆. 车架结构设计优化. 拖拉机与农用运输车, 2004; 4(2): 5—7
- 2 高云凯. 汽车车身结构分析. 北京: 北京理工大学出版社, 2006
- 3 王晖云. 低速载货汽车车架静态特性研究. 南京: 南京农业大学, 2007; 21
- 4 俞! 津. 基于有限元理论的重型半挂车车架动静态分析. 南京: 东南大学, 2007; 12—13
- 5 博弈创作室. ANSYS9.0 经典产品基础教程与实例详解. 北京: 中国水利水电出版社, 2005; 228—232
- 6 钟佩思, 孙雪颜, 赵丹, 等. 基于 ANSYS 的货车车架的有限元静态分析. 拖拉机与农用运输车, 2008; 35(2): 89—93

FEM Analysis of Main Longitudinal Beam of Semi-trailer Frame

ZHANG Xiao-qiong, ZHANG Wei-qiang

(College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, P. R. China)

[Abstract] The model of Main Longitudinal Beam of Semi-trailer Frame is setup and the model is meshed and the static torsion strength analysis is made by engineering analysis software ANSYS10.0. Finally, getting the deformation value and strengthen load of Main Longitudinal Beam of Semi-trailer Frame in different conditions and checking the strength of frame is satisfied

[Key words] static torsion strengthen analysis ANSYS FEM main longitudinal beam of semi-trailer frame