

# 基于 Nastran 的汽车转向节危险工况有限元分析

李立友, 李 芳, 袁 旦

(浙江工业大学 车辆工程实验室, 浙江 杭州 310014)

**摘要:** 为了分析某款车型转向节在穿过不平路面、紧急制动、最小转向半径且不侧滑 3 种典型危险工况下是否会出现静力破坏现象, 建立了转向节有限元模型, 对转向节的 3 种典型危险工况进行了力学分析, 并基于 Nastran 对此转向节在 3 种典型危险工况及组合工况的静强度进行了有限元分析。有限元分析结果表明该转向节可以满足静强度要求。

**关键词:** 转向节; 有限元分析; 应力; Nastran

中图分类号: U463.46; TP391

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2010)03-0038-04

## Automotive steering knuckle finite element analysis based on Nastran under dangerous working conditions

LI Li-you, LI Fang, YUAN Dan

(Lab of Vehicle Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

**Abstract:** Aiming at analyzing the stress circumstances under typical dangerous work conditions of this vehicle type's steering knuckle, such as uneven road, emergent braking and minimal turning radius without side-slip, the finite element model was made. The stresses of steering knuckle under the three typical dangerous work conditions were analyzed, the static strength of the steering knuckle under the three typical dangerous work conditions and combination conditions was analyzed by using a finite element method based on Nastran. The results show that this steering knuckle can satisfy the static strength requirements.

**Key words:** steering knuckle; finite element analysis; stress; Nastran

## 0 引 言

转向节是汽车上的重要零件,从功能上讲,转向节既是前桥(转向桥)转向的主要零件,又是前悬架与轮毂、车架(承载式车身)连接的关键零件,同时又是转向系传动机构的重要零件;从底盘的位置上讲,转向节是车桥、悬架和转向系传动机构三者交汇处的核心零件。它的主要功能是承载和转向,即支撑车体重量,传递转向力矩和承受前轮刹车制动力矩。转向节在使用过程中通常会断裂而引发比较严重的事故<sup>[1]</sup>。因此,对转向节的强度和机械性能的校核具有重要意义。

在使用过程中转向节的断裂通常出现在如下 3 种典型的危险工况<sup>[2-3]</sup>:①通过不平路面且有最大垂向加速度工况;②紧急制动工况;③最小转向半径且不侧滑

工况及其组合工况<sup>[4-5]</sup>。这些典型危险工况是汽车转向节在使用过程中受力最大的状态,因此有必要对转向节进行力学分析,以确定转向节是否会出现静力破坏的现象,并对可能破坏的部位做出预测。

本研究建立转向节有限元模型,并对典型危险工况进行力学分析及有限元分析。

## 1 转向节有限元模型的建立

有限元模型在 Patran 中进行前处理<sup>[6-7]</sup>,去除了小的倒角,并对模型进行一定的简化处理,既要使有限元模型能够反映工程结构的主要特征,又要尽可能地缩小解题规模。

本模型应用 SOLID 模型 Tet10 单元对其进行划分网格,划分完网格之后生成 24 114 个单元,39 206 个

节点。转向节的材料为 QT500-7,其弹性模量  $E = 160 \text{ GPa}$ ,泊松比  $\mu = 0.3$ ,屈服极限  $\sigma_s = 320 \text{ MPa}$ ,抗拉极限  $\sigma_b = 500 \text{ MPa}$ ,许用应力  $[\sigma] = 250 \text{ MPa}$ 。定义其为各向同性结构材料 Isotropic。在转向节进行受力分析时,对转向节下部球销和转向节右臂用 rbe2 单元进行位移约束,上部支柱臂施加所有约束,建立的转向节模型如图 1 所示。

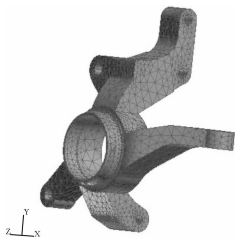


图 1 转向节模型

## 2 整车参数

车辆在满载时的总质量为  $m = 1\,750 \text{ kg}$ ,满载时的前轴载荷为  $G_1 = 7\,585.2 \text{ N}$ ,后轴载荷为  $G_2 = 9\,564.8 \text{ N}$ ,前、后轴距为  $L = 2\,600 \text{ mm}$ ,车轮轮距为  $B = 1\,410 \text{ mm}$ ,质心到前轴的距离为  $a = 1\,150 \text{ mm}$ ,质心到后轴的距离为  $b = 1\,450 \text{ mm}$ ,前轮轮胎型号为 185/65R14H,满载时质心高度  $h_g = 790 \text{ mm}$ ,地面附着系数为 0.75,动载系数  $K = 3$ 。

## 3 转向节典型危险工况力学分析

根据汽车行驶时车轮的受力状况,本研究对转向节 3 种危险工况进行计算分析,即:越过不平路面工况、紧急制动工况和最小转向半径且不侧滑工况。

### 3.1 穿过不平路面工况

车轮受到冲击载荷时,动载系数最大,与其他方向载荷相比转向节承受法向载荷很大,此力经车轮传递给转向节中心大圆孔。

该工况下转向节承受冲击性垂直载荷值  $F_z$  为:

$$F_z = K \frac{G_1}{2} = 11\,610 \text{ N}$$

### 3.2 紧急制动工况

在此工况下,转向节大轴颈处受到轮胎经轴承传递过来的法向反力  $F_z$  和切向反力  $F_x$ ,由于车轮轮毂安装在轴承上,因此制动时转向节不受扭矩作用。

因制动使前轴重量重新分配而在垂直方向所产生的载荷为:

$$F_{z1R} = F_{z1L} = \frac{m_1 G_1}{2} = 5\,418 \text{ N}$$

车辆运动惯性力在水平方向所产生的冲击载荷为:

$$F_{x1R} = F_{x1L} = \frac{m_1 G_1}{2} \varphi = 4\,063.5 \text{ N}$$

### 3.3 最小转向半径且不侧滑工况

当车辆急转弯而不侧滑时,汽车两前轮将分别受到大小不等、方向相同的侧向力。本研究以汽车向右转弯为例进行计算。汽车向右转弯时,右侧转向节所承受的弯矩远大于左侧,所以这里只计算右侧转向节的受力。此时车轮受到垂直方向载荷和地面对车轮的横向载荷。横向载荷向转向节中心大圆孔等效时需要附加一个力矩(力臂大小近似为车轮半径)。

垂直载荷为:

$$F_{z1R} = \frac{G_1}{2} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi'}{B_1} \right) = 8\,087 \text{ N}$$

横向载荷为:

$$F_{y1R} = \frac{G_1}{2} \left( 1 + \frac{2h_g \varphi'}{B_1} \right) \varphi' = 17\,387 \text{ N}$$

横向载荷附加力矩为:

$$M_x = F_{y1R} \times R = 2\,608 \text{ N} \cdot \text{m}$$

## 4 转向节典型危险工况有限元分析

对转向节危险工况进行静强度有限元分析可得到如下应力分析结果。

### 4.1 穿过不平路面工况

汽车在穿过不平路面时,转向节在节点 219 处有最大应力,最大应力为 71.8 MPa,该力作用在转向节较低球铰臂与中心大圆孔交汇处。穿过不平路面的应力分布云图及危险点位置如图 2 所示。



图 2 穿过不平路面应力分布云图(单位:MPa)

### 4.2 紧急制动工况

紧急制动时,转向节在节点 5 289 处有最大应力,大小为 87.4 MPa,该应力作用在转向节支柱臂下支点。紧急制动时的应力分布云图及危险点位置如图 3 所示。

### 4.3 最小转向半径且不侧滑工况

在最小转向半径且不侧滑工况时,转向节在节点 37 366 处有最大应力,大小为 87.9 MPa,该应力作用在转向节支柱臂与中心大圆孔交汇处。转向不侧滑时应

力分布云图及危险点位置如图 4 所示。

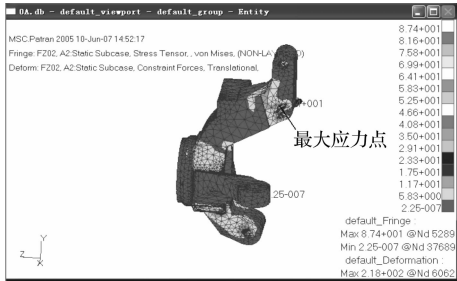


图 3 紧急制动时应力分布云图(单位:MPa)

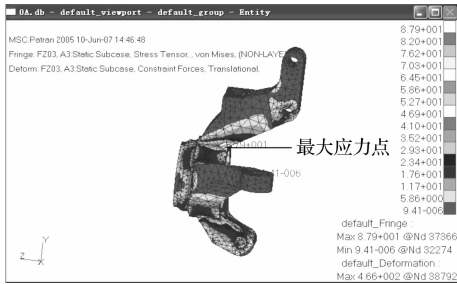


图 4 最小转向半径且不侧滑时应力分布云图(单位:MPa)

## 5 转向节组合危险工况有限元分析

汽车在行驶过程中,当某些意外发生时,有可能出现多种危险情况同时发生的现象,这时转向节的突然断裂就会造成严重的交通事故,所以很有必要对多种危险工况同时发生的情况进行有限元受力分析,以确定转向节是否满足强度要求。

### 5.1 紧急制动和穿过不平路面同时发生工况

紧急制动和穿过不平路面同时发生时,转向节在节点 31 796 处有最大应力,其大小为 106 MPa,该力作用在转向节较低球铰臂与中心大圆孔交汇处。紧急制动和穿过不平路面同时发生工况的应力分布云图及危险点位置如图 5 所示。



图 5 紧急制动和穿过不平路面同时发生时应力分布云图(单位:MPa)

### 5.2 紧急制动和最小转向半径且不侧滑同时发生工况

紧急制动和最小转向半径且不侧滑工况同时发生时,转向节在节点 5 289 处有最大应力,大小为 157 MPa,

该力作用在转向节支柱臂下支点。紧急制动和最小转向半径且不侧滑同时发生工况的应力分布云图及危险点位置如图 6 所示。



图 6 紧急制动和转向不侧滑同时发生工况应力分布云图(单位:MPa)

### 5.3 最小转向半径且不侧滑和穿过不平路面同时发生工况

转向不侧滑和穿过不平路面工况同时发生时,转向节在节点 37 366 处有最大应力,大小为 134 MPa,该力作用在转向节支柱臂与中心大圆孔交汇处。转向不侧滑和穿过不平路面同时发生工况应力分布云图及危险点位置如图 7 所示。



图 7 转向不侧滑和穿过不平路面同时发生工况应力分布云图(单位:MPa)

### 5.4 3 种危险工况同时发生工况

3 种危险工况同时发生时,转向节在节点 5 289 处有最大应力,大小为 160 MPa,该应力作用在转向节支柱臂下支点。应力分布云图及危险点位置如图 8 所示。



图 8 3 种危险工况同时发生工况应力分布云图(单位:MPa)

在  $V_0 = 50 \text{ L}$ 、 $a = -0.8 \text{ m/s}^2$  时,对应于充气压力分别为  $p_0 = 110 \text{ bar}$ 、 $p_0 = 120 \text{ bar}$ 、 $p_0 = 130 \text{ bar}$ ,蓄能器内气体压力以及液压泵排量的变化情况如图 7、图 8 所示。

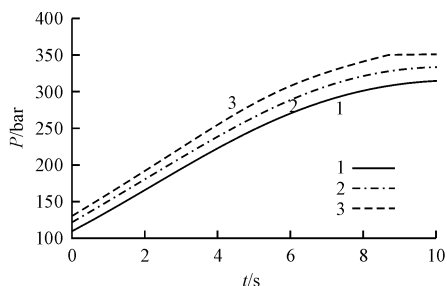


图 7 不同充气压力下蓄能器压力变化图

1— $p_0 = 110 \text{ bar}$ ; 2— $p_0 = 120 \text{ bar}$ ; 3— $p_0 = 130 \text{ bar}$

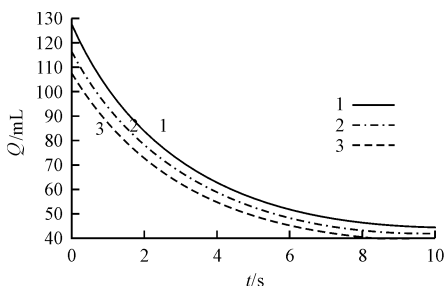


图 8 不同充气压力下液压泵排量变化图

1— $p_0 = 110 \text{ bar}$ ; 2— $p_0 = 120 \text{ bar}$ ; 3— $p_0 = 130 \text{ bar}$

从图中可以看出,蓄能器的充气压力大致和系统工作压力呈正相关而和液压泵的排量呈负相关关系。充气压力越高,系统工作压力相对越大,所需液压泵排量相对越小,反之亦然。实际使用中,可以根据蓄能器额定压力和液压泵的排量范围合理确定其值大小。

在车辆启动和加速时,蓄能器在制动能量回收时所储能量作为辅助动力源,供给车辆使用<sup>[8]</sup>。实验结

果表明,该制动能量再生系统在蓄能器容积为 50 L 时就可以有效地减少履带车辆启动时发动机的负荷,提高车辆启动平稳性和加速性能,制动能量再生系统的工作效率达到 70% 以上。

## 4 结束语

本研究对履带车辆液压储能式制动能量再生系统进行了建模,对系统参数进行了分析,并根据原理图建立了 AMESim 仿真模型,得出了不同参数和不同制动工况下系统压力和液压泵排量的变化规律。研究结果表明,本研究为履带车辆液压储能式制动能量再生系统设计提供了依据。

## 参考文献 (References):

- [1] 吕建刚,何忠波,张培林,等. 车辆结构与原理[M]. 北京:国防工业出版社,2007.
- [2] 万里翔. 汽车制动能量回收系统的研究[D]. 成都:西南交通大学机械工程学院,2008:13-18.
- [3] 王德胜,杨建华. 装甲车辆行驶原理[M]. 北京:装甲兵工程学院,1997.
- [4] ALEXA M, BEHR J, COHEN-OR D, et al. Computing and rendering point set surfaces[J]. *IEEE Transactions on Visualization and Computer Graphics*, 2003, 9(1): 3-15.
- [5] 张 岚,弓海霞,刘宇辉. 新编实用液压技术手册[M]. 北京:人民邮电出版社,2008.
- [6] 付永领,祁晓野. AMESim 系统建模和仿真[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2006.
- [7] 朱 凡,孙运强,叶树明. 重型车辆联合制动液压系统非线性建模与分析[J]. *机电工程*, 2007, 24(6): 80-82.
- [8] JOHN J K. Hydraulic Hybrids Cost-effective Clean Urban Vehicles[C]//Michigan Clean Fleet Conference. Portugal: [s. n.], 2006: 178-182. [编辑:李 辉]

(上接第 40 页)

## 6 结束语

本研究用 Patran 做前处理器,Nastran 做求解器对某车型转向节典型危险工况及其组合工况做了静力分析。由计算结果可知:

(1) 转向节最大应力在 71.8 MPa ~ 160 MPa 之间,对于材料为 QT500-7 的转向节而言,该应力不会超出它所能承受的范围,转向节强度符合要求。

(2) 在中心大圆孔与下球绞臂相交位置、中心大圆孔与上支柱臂相交的位置、转向节支柱臂下支点位置,都存在着比较严重的应力集中,这些位置也是转向节最大压力分布的位置。对这些位置进行适当的倒角,可以减少应力集中。

(3) 转向节承受载荷形式为随机载荷,它的破坏

形式更可能为疲劳破坏,因此有必要对转向节做动态分析以及疲劳分析。

## 参考文献 (References):

- [1] 李宪合. 从一起交通事故谈转向节折断的原因[J]. *汽车维修*, 2005(11): 53.
- [2] 江迎春,陈无畏. 基于 NASTRAN 的汽车转向节有限元分析[J]. *客车技术*, 2007(6): 9-12.
- [3] 江迎春,陈无畏. 基于 ANSYS 的轿车转向节疲劳寿命分析[J]. *汽车科技*, 2008(3): 32-36.
- [4] 武一民,崔根群,董正身. 转向节结构有限元分析[J]. *拖拉机与农用运输车*, 2004(6): 8-9.
- [5] 袁 敏,赵 韩,钱德猛. 基于 ANSYS 的某型客车转向节的弯曲强度分析[J]. *客车技术*, 2005(1): 9-11
- [6] 马爱军,周传月,王 旭. Patran 和 Nastran 有限元分析[M]. 北京:清华大学出版社,2004.
- [7] 李增刚. Nastran 快速入门与实例[M]. 北京:国防工业出版社,2007. [编辑:张 翔]