

某商用车转向管柱支架断裂问题分析

徐世锋, 孙成龙, 高金宏

(坤泰车辆系统(常州)股份有限公司, 江苏 常州 213011)

摘要:针对某商用车转向管柱支架在整车试验出现断裂的问题,采用有限元法对其进行仿真复现。发现造成转向管柱支架断裂的原因是转向管柱下护管内外套筒间连接螺栓松动,导致过大变形、过大应力。然后基于仿真结果提出了改进措施,并通过了试验验证。

关键词:商用车; 转向管柱支架; 断裂; 螺栓松动

中图分类号:U463.4

文献标志码:A

DOI:10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.01.012

Analysis of Fracture Problem for Steering Column Support of a Commercial Vehicle

XU Shifeng, SUN Chenglong, GAO Jinhong

(Kuntie Vehicle Systems(Changzhou)Co., Ltd., Changzhou 213011, China)

Abstract: Aiming at the fracture problem for steering column support of a commercial vehicle in the vehicle test, the authors use the finite element method to simulate and reproduce it and find the cause of the fracture is that the loose connection of bolts between the inner and outer sleeve of the lower guard pipe leads to excessive deformation and stress. Then, they put forward the improvement measures based on the simulation results, which are verified by the test.

Key words: commercial vehicle; steering column support; fracture; bolt looseness

汽车转向系统在整个车辆中扮演着至关重要的角色,尤其是在车辆行驶和操控过程中。而转向管柱支架是转向系统中最重要零部件,对转向系统的安全性和可靠性有着重要影响。其中转向管柱安装支架断裂是最常见的问题。为找到转向管柱支架断裂原因,需对转向管柱支架结构进行有限元仿真分析,并与台架试验对标。在仿真分析中,不仅要分析正常状态下转向管柱支架结构的刚度和强度,还要关注因装配工艺导致螺栓松动状态下的刚度和强度。其中文献[1]计算了正常状态下蜗轮蜗杆受力的转向管柱安装支架强度;文献[2]分析了转向管柱安装支架螺栓松动问题,虽然分析较为详细,但未从不同螺栓拧紧力矩的接触状态和安全系数方面进行分析。而本文则是对上述方法和范围进行补充。

1 问题描述

在某商用车整车试验中,当车辆行驶 2.5 万 km 左右时,方向盘出现摇晃现象,经排查发现是转向管柱上护管支架断裂。故障图片如图 1 所示。



图1 断裂的转向管柱上护管支架

收稿日期:2024-06-26

第一作者:徐世锋(1982—),男,工程师,主要从事传动系统中轴齿及壳体的设计研发工作。E-mail:Shifeng.Xu@kuntie.com。

试车员发现问题后上报给了质量部,然后质量部和技术部共同进行了远程调查,技术部要求服务站检查转向管柱上护管支架的4颗螺栓、下护管外套筒的2颗螺栓,及外套筒底座与整车相连的3颗螺栓的状态及拧紧力矩。经进一步确认,发现下护管外套筒的2颗连接螺栓均出现松动,在助力负荷作用下,上护管在下护管内摇摆,从而导致上护管支架断裂。如图2所示,图中中间方框中的2颗螺栓松动。

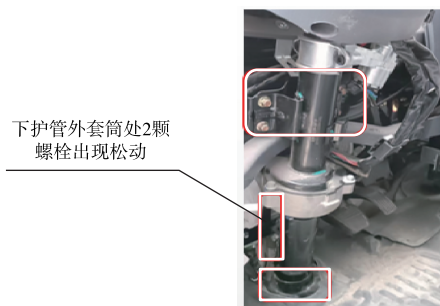


图2 检查图框中的螺栓状态

常规的产品研发过程中,通常只考虑正常使用状态,而忽略了异常情况。例如通常认为转向管柱的上护管与下护管连接螺栓始终处于拧紧状态,无松动现象。但实际使用过程中,有可能出现螺栓预紧力不足或螺栓松动现象,导致上下管之间出现间隙,从而使上护管在助力负荷作用下出现晃动,并最终导致支架断裂。该转向管柱支架设计时,未考虑螺栓松动情况,默认产品可正常使用,并基于行业标准工况进行了多轮分析^[3],结果均符合要求。但实际使用过程中,产品可能出现异常情况,导致产品在使用过程中失效。所以仿真分析时要全面考虑,不仅要考虑正常使用状态,还要考虑如螺栓出现松动等异常情况。

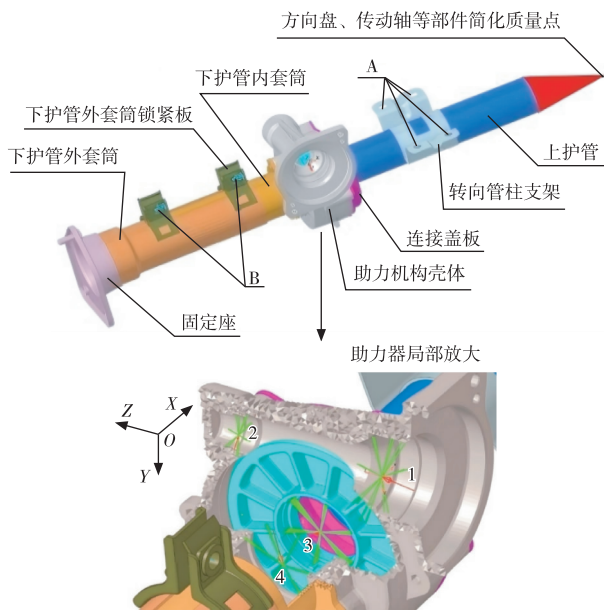
2 有限元仿真分析

在有限元分析中,若几何模型存在小圆角、小特征或过渡不平滑等特征,可能会导致应力集中和局部应力梯度激增现象;由于仿真模型中材料属性设置为线性,使得个别节点应力的计算值远超材料的抗拉强度。而实际情况下,由于材料为非线性且受到应力梯度的影响,其结构并不一定会出现断裂现象。为解决此问题,需引入最小断裂安全系数(最小断裂安全系数为修正后的许用应力除以最大计算应力)。本文采

用基于 Neuber 法则的 FEMFAT 软件计算断裂安全系数。此过程综合考虑了材料非线性和结构形状带来的应力梯度的影响,并据此来修正许用应力^[4]。所用评价标准为:最大应力小于材料的抗拉强度,或者最小断裂安全系数大于1。

2.1 有限元仿真模型

首先在三维设计软件中创建几何模型。系统几何模型除关注的转向管柱支架外,还包括上护管、连接盖板、助力器机构壳体、下护管内套筒、下护管外套筒、下护管外套筒锁板和固定座,如图3所示。



1—轴承1中心;2—轴承2中心;3—轴承3中心;4—轴承4中心。

图3 转向管柱系统几何模型及有限元模型示意图

在三维设计软件里导出*.stp或*.x_t格式文件,再将其导入到HyperMesh中进行前处理(包括几何清理、网格划分、装配连接、赋材料和属性、创建边界条件和施加载荷),具体如下:

1) 几何清理。首先检查各零部件的正确性及完整性,若出现特征缺失、多余特征、破面、尖角、小特征等问题,则逐个修改并清理,以达到划分网格的要求。

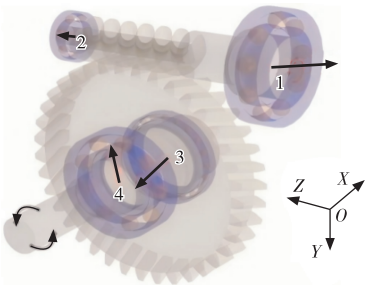
2) 网格划分。细分重点关注的转向管柱支架的网格,可适当减少其他零部件的网格数量,以减小计算量,使求解成本最小化。图3中整个转向管柱系统模型的网格单元数量为1 114 797个,节点数量为780 086个。其中转向管柱支架的网格类型为六面体单元C3D8I,网格大小为1 mm,单元数量为45 924

个,节点数量为 62 888 个;其他零部件均为四面体单元 C3D4, 网格平均尺寸为 3 mm, 单元数量为 1 068 839 个,节点数量为 687 294 个;1D 单元 RBE2 (模拟螺栓)和连接耦合单元 KINCOUPLING (模拟螺栓头与母体连接、轴承连接等),单元数量为 34 个,节点数量为 29 904 个^[5-6]。

表 1 各部件材料参数

材料名称	杨氏模理/MPa	泊松比	密度/t·mm ⁻³	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa	所属部件
DC01	2. 1e5	0. 29	7. 86e-9	140~280	270~410	转向管柱支架
ADC12	70 000	0. 33	2. 7e-9	140	240	助力器壳体
STEEL	2. 1e5	0. 30	7. 85e-9	355	600	其他部件

5) 创建边界条件和施加载荷。转向管柱系统模型的边界条件如图 3 所示。其中下护管内外套筒之间定义为接触,转向管柱支架 4 个连接孔(A 标识处)为固定约束点;助力机构中 1~4 点为转向助力蜗轮蜗杆轴系的轴承中心,在此节点处施加助力负荷(蜗轮轴上扭矩为 83 N·m),此负荷通过理论计算转化为轴承支撑位置三向力形式,如图 4 和表 2 所示。图 4 中的 1~4 轴承处(与图 3 中 1~4 节点相对应)受力分析及计算详见文献[7-8],由于篇幅原因,此处不再详述。



1—轴承 1 中心; 2—轴承 2 中心; 3—轴承 3 中心; 4—轴承 4 中心。

图 4 助力器轴承处受力示意图

表 2 助力机构轴承中心负荷

节点	轴承位置	力/N		
		X	Y	Z
1	轴承 1	206. 41	-52. 029	1 702. 2
2	轴承 2	412. 99	-501. 71	0
3	轴承 3	0	-660. 1	-918. 7
4	轴承 4	-619. 54	1 213. 9	-783. 58

转向管柱系统模型边界条件施加的部位,具体见

3) 装配连接。将系统中各部件按正确位置放置,其轴承中心点(图 3 中 1~4 点)通过 KINCOUPLING 单元与助力器壳体相应轴承孔连接。

4) 赋材料和属性。创建材料和截面属性,并赋予各零部件。各零部件材料参数见表 1。

表 3。

表 3 转向管柱有限元分析边界条件

部位	边界条件和载荷
A 处	固定 6 个方向自由度
1~4 节点	加载表 2 中的各负荷
B 处	加载螺栓预紧力
接触	下护管内外套筒间建立接触对

图 3 中 B 标识处为下护管外套筒的 2 颗紧固螺栓,这也是本次分析重点关注点。在此处施加不同的螺栓拧紧力矩,来表征螺栓的不同状态。

螺栓预紧力矩的计算应参考 GB/T 3098. 1—2010^[9]中数据,以确保螺栓预紧力在合理范围内。本文用 0 N·m 预紧力矩模拟螺栓完全松动状态,5 N·m 预紧力矩模拟螺栓松动中间状态,30 N·m 预紧力矩模拟螺栓正常打紧状态。

2. 2 有限元仿真结果

将建立好的有限元模型的 *. inp 文件提交到 ABAQUS 求解软件中进行计算,得到支架强度分析结果。图 5~7 分别为螺栓完全松动状态下支架的应力、变形和断裂安全系数云图。5 N·m 和 30 N·m 的螺栓预紧力矩状态下应力、变形及安全系数云图与图 5~7 类似,只是数值有差别。3 种状态下转向管柱支架的最大应力、最大变形及最小断裂安全系数见表 4。具体分析如下:

1) 连接螺栓完全松动状态下支架最大应力为 712 MPa,远大于材料抗拉强度 270 MPa,FEMFAT 软件计算出修正后的许用应力为 527 MPa,最小断裂安

全系数为 0.74(527 MPa/712 MPa), 小于规定的最小安全系数 1.0。说明此状态下支架静强度不足, 已发生断裂, 与实际故障一致。

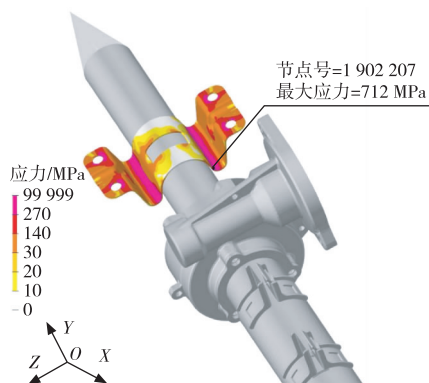


图 5 上护管支架螺栓完全松动的应力

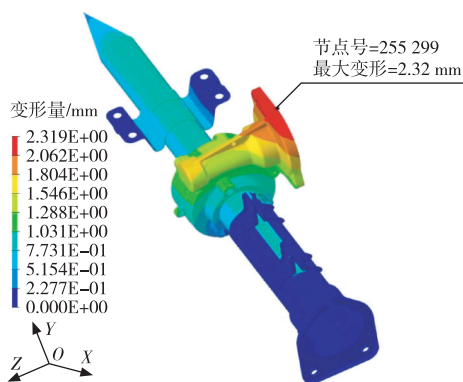


图 6 上护管支架螺栓完全松动的变形量

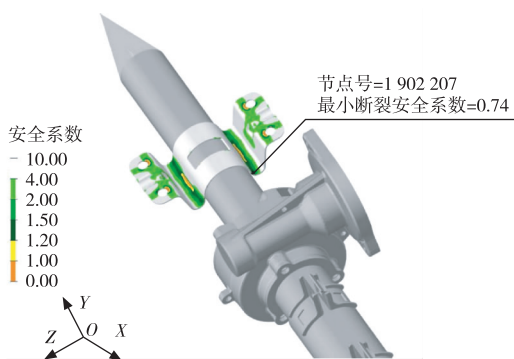


图 7 上护管支架螺栓完全松动的断裂安全系数

表 4 转向管柱支架不同状态分析结果对比

螺栓预警状态	最大应力/MPa	最大变形/mm	断裂安全系数
螺栓完全松动	712	2.32	0.74
5 N·m 力矩	637	1.28	0.85
30 N·m 力矩	254	0.50	2.02

2) 连接螺栓完全松动状态下的最大变形量为

2.32 mm, 说明此状态下上护管及支架变形较大, 并拉扯支架固定处, 导致支架应力较大; 随着螺栓预紧力矩增加, 最大变形呈现减小趋势。表明系统刚度随螺栓预紧力矩增加而增加, 进而减小了因系统变形过大而导致的潜在故障风险。

3) 根据试验经验, 当断裂安全系数大于 1.0 时, 试验中出现断裂失效的风险非常小。本文中 30 N·m 螺栓预紧扭矩时支架的断裂安全系数为 2.02 (513 MPa / 254 MPa), 满足要求。

3 模型校核与试验验证

基于仿真分析结果, 分别模拟了螺栓完全松动、5 N·m 预紧力矩和 30 N·m 预紧力矩 3 种状态下的样件进行台架试验验证, 如图 8 所示。台架试验结果表明, 在螺栓完全松动状态和 5 N·m 预紧力矩状态下, 支架均发生了断裂, 如图 9 所示; 在 30 N·m 预紧力矩状态下, 样件顺利完成了所有试验项目, 未出现任何异常现象。试验结果与有限元分析结果一致。



图 8 台架试验



图 9 台架试验中螺栓预紧不足断裂图

4 改进措施

以上结果表明,螺栓未拧紧或松动均会导致转向管柱支架断裂。因此提出以下改进措施:

1) 合适的预紧力矩。在现有结构下,装配时保证螺栓拧紧力矩 $30\text{ N}\cdot\text{m}$ 。合理预紧能使连接更加牢固,更能抵抗疲劳损伤,从而降低发生失效的概率。

2) 必要的防松措施。车辆在行驶过程中存在振动,这使得初始预紧的螺栓出现松动,随着时间的增加,预紧力矩会逐步降低。因此需对此处螺栓采取防松措施,如采用专用的锯齿状法兰面防松螺栓、增加弹性垫圈、楔形弹垫、双螺母、自锁螺母、止动垫片等^[10]。由于弹性垫圈具有成本低、便于安装、易适应振动环境等特点,所以本文采用增加弹性垫圈的防松措施。

3) 合理的装配工艺。装配时使用专用工具保证2个螺栓同时夹紧,避免出现螺栓预紧力矩下降的问题。同时增加涂抹螺纹紧固胶工艺,以增加螺纹联接副的摩擦系数,进而增加螺栓松动力矩。

通过上述措施,新状态转向管柱总成装车后再未出现支架断裂情况。

5 结束语

通过 ABAQUS 有限元仿真分析,发现螺栓预紧力矩不足是导致转向管柱支架断裂的主要原因。本文在此基础上,提出了一系列改进措施,并在台架试验和实际装车测试中得到了验证,提高了转向管柱支

架的可靠性和安全性。后续将进一步优化仿真模型,探索更多影响因素,以期得到更精准的预测结果和更全面的解决方案。

参考文献:

- [1] 尹爱霞. 某 C-EPS 转向管柱安装支架的强度分析[J]. 客车技术与研究, 2018, 40(3): 12-14.
- [2] 王浩, 许宽林, 朱联邦. 某乘用车 CEPS 管柱支架连接螺栓松动问题分析[J]. 汽车实用技术, 2021, 46(18): 89-91.
- [3] 邓飞. 汽车转向管柱总成标准的分析研究[J]. 交通标准化, 2008(4): 9-13.
- [4] 廖善彬, 徐颖韬, 曾小春, 等. 基于静态安全系数的飞轮静强度分析方法[J]. 柴油机设计与制造, 2023, 29(4): 19-22.
- [5] 石亦平, 周玉蓉. ABAQUS 有限元分析实例详解[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006: 51-64.
- [6] 庄茁, 由小川, 廖剑晖, 等. 基于 ABAQUS 的有限元分析和应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009: 68.
- [7] 张博, 孙曙光. 理论力学[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2020: 1-103.
- [8] 张娟. 蜗杆传动中蜗杆和蜗轮转向的判定及轮齿受力分析[J]. 纯碱工业, 2013(2): 25-27.
- [9] 中国机械工业联合会. 紧固件机械性能 螺栓、螺钉和螺母: GB/T 3098.1—2010[S]. 北京: 中国标准出版社, 2021: 8-10.
- [10] 濮良贵, 纪明刚. 机械设计[M]. 8 版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 71-72.
- [9] 刘艳华. 轿车扭力梁后悬架的开发研究[J]. 沈阳大学学报, 2006, 18(4): 5-9.
- [10] 景立新, 郭孔辉. 扭转梁式后悬架运动学及动力学特性[J]. 吉林大学学报(工学版), 2013, 40(增刊): 1-5.
- [11] 汪彬, 陈光权, 施卓奇, 等. 基于拓扑优化的扭力梁式轿车后桥结构轻量化设计[J]. 汽车工程学报, 2019, 9(2): 143-148.
- [12] 曾小利, 孙俊文, 毛显红. 某型轿车扭力梁结构轻量化设计[C]//重庆汽车工程学会. 重庆汽车工程学会年度论文集, 2012: 248-251.

(上接第 39 页)