

转向节锥面球头销装配力矩衰减研究

程稳正 苟黎刚 余小巧 张俊 宋子华

(吉利汽车研究院(宁波)有限公司, 宁波 315000)

摘要:为解决某乘用车转向节锥面球头销连接在试车场试验中出现的异响问题,提出一种基于虚拟仿真的解决方法。首先根据路谱载荷极值,仿真接触面积变化趋势,找出接触面分离临界预紧力;仿真交变工作载荷作用下的残余预紧力,将残余预紧力控制在临界预紧力以上,以规避接触面分离过大导致异响;最后通过接头试验确定拧紧工艺。结果表明:该方法能够重新定义拧紧力矩,有效解决了路试异响问题。

关键词:力矩衰减 转向节 锥面球头销 异响

中图分类号:U466

文献标志码:B

DOI: 10.19710/J.cnki.1003-8817.20230058

Research on Assembly Torque Attenuation of Steering Knuckle Cone Ball Stud

Cheng Wenzheng, Gou Ligang, Yu Xiaoqiao, Zhang Jun, Song Zihua

(Geely Automobile Research Institute (NINGBO) Co., Ltd., Ningbo 315000)

Abstract: In order to eliminate abnormal sound of the knuckle cone ball stud of a passenger car on proving ground test, this paper proposed a new method based on virtual simulation. Firstly, the ball stud contact area variation tendency was simulated and the contact area critical preload was identified according to limit value of the road load data; then the residual preload under alternate working condition was simulated, and the residual preload was controlled larger than critical preload to avoid large contact area separation which will cause abnormal sound; finally, the tightening process was determined through joint test. The results show that this method can redefine the tightening torque, and the abnormal sound problem was eliminated successfully.

Key words: Torque attenuation, Steering knuckle, Cone ball stud, Abnormal sound

1 前言

锥面球头销是悬架系统中常见的连接方式,如果装配力矩设定不合理,会导致连接部位松动异响,严重的会导致球销断裂,发生安全事故^[1-2]。目前国内外普通螺栓紧固连接设计多根据相关设计准则进行理论计算^[3-6],基于简化模型,根据工作外载及抗滑移系数要求计算所需预紧轴向力,再通过接头试验确定拧紧力矩及拧紧工艺。运用设计准则评估连接的可靠性,关键是模型简化、工作

外载确定、连接件和被夹持件刚度计算^[7]。锥面球头销不同于普通螺栓连接,结构复杂刚度值难以获取,受力模型不符合标准适用范围,理论计算实施受限,需要结合仿真手段。对于普通螺栓连接,众多学者进行了仿真研究^[8-10],考虑结构、材料特性、装配公差、接触状态的影响,对设计准则局限性进行了有益补充。

通过仿真手段研究了锥面球头销结构屈服导致的力矩衰减问题。针对某乘用车在试车场试验中,转向节与下摆臂锥面球头销连接松动异响的

作者简介:程稳正(1979—),男,高级工程师,硕士学位,研究方向为汽车耐久性开发。

参考文献引用格式:

程稳正,苟黎刚,余小巧,等.转向节锥面球头销装配力矩衰减研究[J].汽车工艺与材料,2024(2):33-41.

CHENG W Z, GOU L G, YU X Q, et al. Research on Assembly Torque Attenuation of Steering Knuckle Cone Ball Stud[J]. Automobile Technology & Material, 2024(2): 33-41.

现象,提出基于仿真分析的装配力矩设定方法,可以规避传统基于设计准则方法的不足,有效解决了路试异响问题,并推广至结构优化应用,提升了锥面球头销连接的可靠性。

2 球头连接

2.1 连接结构

以麦弗逊式悬架的前转向节与下摆臂的锥面球头销为研究对象,总成结构如图1所示,为了便于观察,隐去了球头防尘罩。

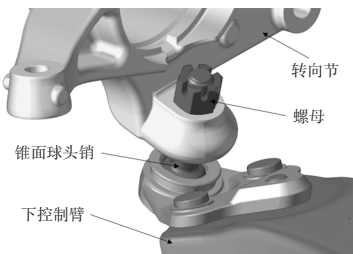


图1 连接结构

局部剖面如图2所示,球头销为1:6的锥面球头销,夹持面距离为22 mm,转向节材料为QT450,球头销材料为42CrMo,螺母材料为SWRCH35K。按初始的拧紧工艺测试得到的球头销装配预紧力为16 kN。

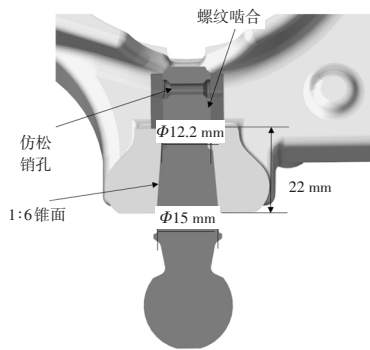


图2 局部剖面

该车辆在盐城试车场进行耐久路试时,发生敲击异响,经过声音探测,确认异响来自转向节与下摆臂球头销连接部位。

2.2 异响原因

球销异响原因通常有2种,一种是异物进入导致的非正常磨损,另一种是连接松动^[11-12]。经拆解,球头销未发现异常磨损,可判定原因为连接松动。

普通螺栓装配连接可以简化为2个平衡的弹

簧结构,如图3所示,弹簧为被夹持件,中间的弹簧为连接紧固件,拧紧时螺栓拉伸伸长,被夹持件压缩变短,二者的弹性恢复力相互平衡,锥面球头销装配受力原理的不同之处在于,普通螺栓连接依靠螺栓头与螺母之间被夹持件提供弹性恢复力平衡螺栓伸长的恢复力,而锥面球头销连接依靠锥面抱紧力的分力平衡球销伸长的恢复力。

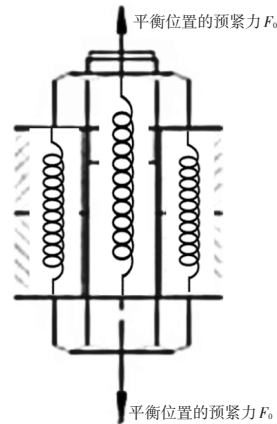


图3 预紧力

研究表明:被联接件发生塑性变形是造成螺栓连接松动的重要原因之一,由于存在塑性变形,弹性恢复力降低,外在表现为预紧力衰减^[13-16]。

图4为典型的螺栓连接刚度三角形,假设夹持件刚度为 K_0 ,被夹持件刚度为 K_s ,二者发生弹性变形而平衡,平衡位置的预紧力为 F_0 ;当连接发生溃缩永久变形量为 δ ,二者重新平衡后的预紧力变化为 F_1 , $F_1 < F_0$,表明预紧力发生衰减,发生衰减后,实际的预紧力减小至 F_1 ,如果的预紧力 F_1 不能满足外载工作要求,则会导致松动。

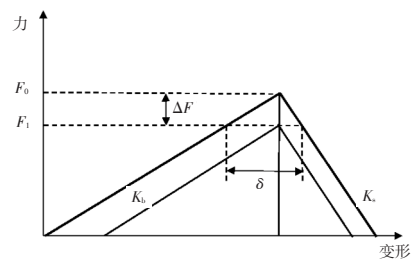


图4 预紧力衰减

当球头销受到径向力 F 时,接触面有分离的趋势(图5),当径向力足够大时,接触面会发生分离,当径向力减小时,接触面恢复至贴合状态,因此,造成松动异响的原因为冲击过载时接触面发生分离,在冲击载荷消退时,由于零件弹性的快速

恢复发生敲击,外在表现为异响。

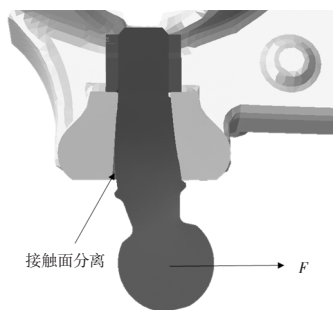


图5 连接变形($\times 50$)

为此,从2个方面开展仿真分析,一是极值载荷作用条件下的接触面积变化情况,二是在交变载荷作用条件下,预紧力的衰减情况。

3 预紧力设定

3.1 设定流程

为解决球头连接异响问题,首先根据路谱载荷极值,仿真不同预紧力条件下球头销装配接触面积的变化趋势,找出临界预紧力;其次,将仿真交变载荷作用下的残余预紧力控制在临界预紧力之上,以规避接触面分离过大导致的异响;最后通过接头试验确定拧紧工艺,具体的工作流程如图6所示。

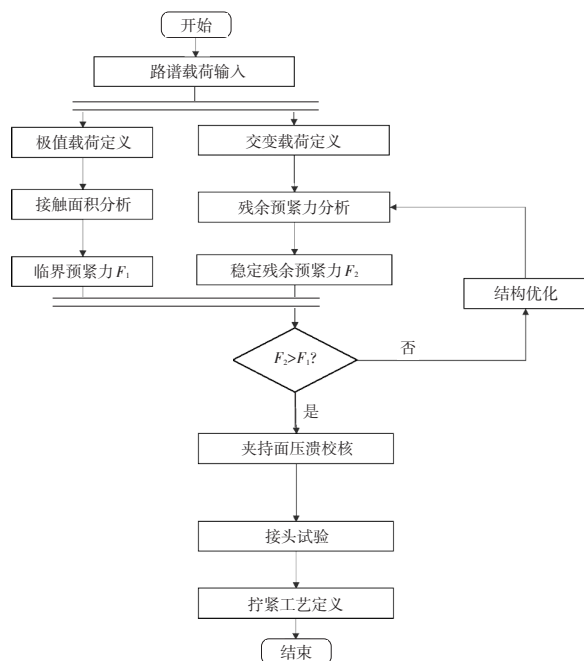


图6 设定流程

3.2 极值载荷

路谱载荷来自虚拟试车场 (Virtual Proving Ground, VPG) 仿真,共计23条路面,得到球头局部

坐标系下的路谱载荷 F_x 、 F_y 和 F_z , 分别为2个径向力和一个轴向力,如图7所示,径向力分力较大,而轴向力很小,因此可以忽略轴向力的作用。

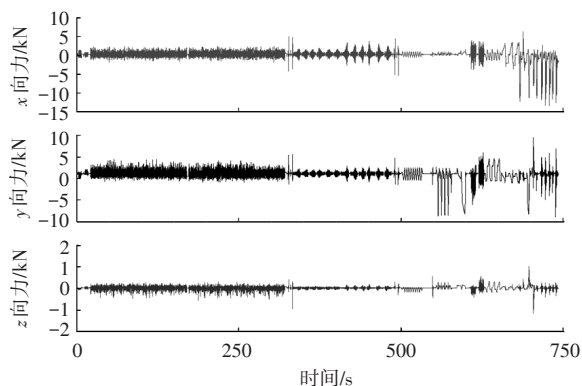


图7 球头三分力

根据平面力合成,求得径向合力的历程,经过穿级计数统计得到如图8所示的载荷频次。由图8可知,最大径向力合力约为14 kN,在此载荷作用下结构局部是否发生屈服需经过仿真确认。由于转向节锥面孔为圆形结构,在过载情况下圆孔有变扁的趋势(图9),因此,需要重点关注最大径向力合力方向轴上的反向载荷。

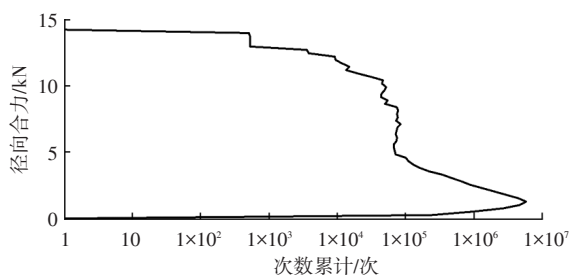


图8 径向力穿级计数

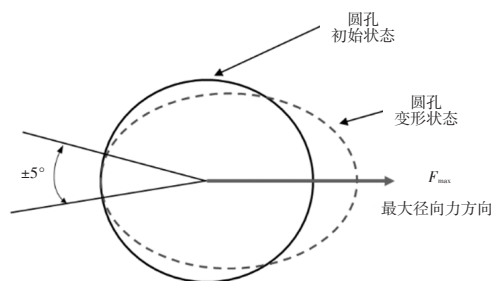


图9 交变载荷方向

以合力最大载荷为主受力方向,求其反方向的最大载荷作为交变载荷;根据最大合力的2个分力,求得载荷角度反方向 $\pm 5^\circ$ 范围内合力的最大值及其2个分力值,计算方法如下:

$$F_{res}(t) = \sqrt{F_x(t)^2 + F_y(t)^2} \quad (1)$$

$$F_{res}(t_0) = \max(F_{res}(t)) \quad (2)$$

$$\theta = \arctan\left(\frac{F_x(t_0)}{F_y(t_0)}\right) \times \frac{\pi}{180} \quad (3)$$

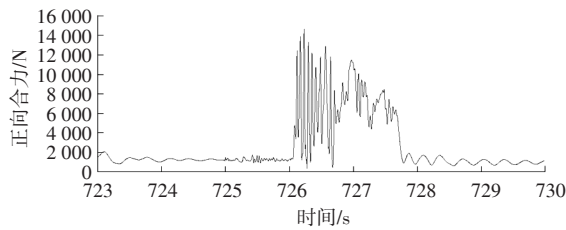
$$\alpha(t) = \arctan\left(\frac{F_x(t)}{F_y(t)}\right) \times \frac{\pi}{180} \quad (4)$$

$$F'_{res}(t) = \text{if}(\alpha \geq -\theta + 5^\circ, \text{if}(\alpha \leq -\theta - 5^\circ, F_{res}(t), 0), 0) \quad (5)$$

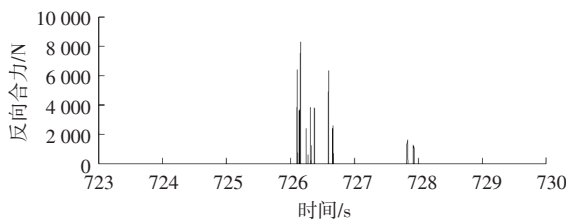
$$F_{res}(t_1) = \max F'_{res}(t) \quad (6)$$

式中： $F_x(t)$ 、 $F_y(t)$ 分别为球头的2个载荷分量历程， $F_{res}(t)$ 为合力历程， $F_{res}(t_0)$ 为正向合力最大值， θ 为正向合力最大值角度， $F_x(t_0)$ 为径向力合力最大值时刻 x 向分力， $F_y(t_0)$ 为径向力合力最大值时刻 y 向分力， $\alpha(t)$ 为载荷角度历程， $F'_{res}(t)$ 为反向角度范围内合力历程， $F_{res}(t_1)$ 为反向合力最大值。

求得反向载荷合力最大值(图10)，根据角度方向进行分解，得到的最终载荷条件如表1所示，仿真分析分2个载荷工况，工况1为极值载荷，观察接触情况；工况2为交变载荷，观察预紧力衰减情况。



(a) 正向合力



(b) 反向合力

图10 反向合力最大值

表1 极值载荷		
工况	X向分力 F_x/N	Y向分力 F_y/N
工况1	-12 792	7 138
工况2	7 154	-3 966

3.3 仿真模型

建立锥面球头连接装配模型，包括螺母(1)、转向节(2)、锥面球头销(3)，为精细计算接触力，转向节局部采用六面体网格(4)，转向节其它部分

和螺母采用二阶四面体建模。表2为各个部件之间的接触关系定义，计算模型如图11所示。

表2 接触定义		
接触对	接触类型	摩擦系数
1-3	绑定接触	
1-4	滑动接触	0.12
2-4	绑定接触	
3-4	滑动接触	0.15

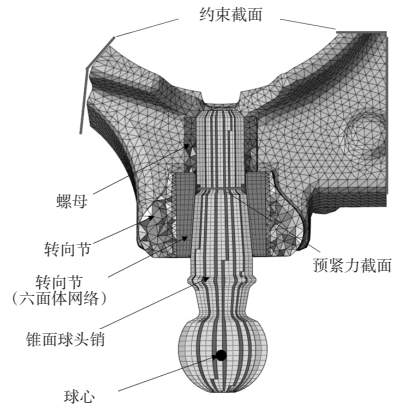


图11 仿真模型

3.4 临界预紧力

约束截取的转向节，在球头中心点位置施加极值载荷，输出接触面积，计算不同预紧力条件下的接触状态变化。每种预紧力条件下，分为2个载荷步计算，载荷步1施加预紧力，载荷步2施加极值载荷(表1中工况1)，通过约束预紧力截面自由度实现预紧力跟随外载变化。图12~图16为接触压应力的变化情况，面压小于0.1 MPa可认为接触面存在分离，即图中的深色区域，接触面压大于0.1 MPa可认为接触面贴合。

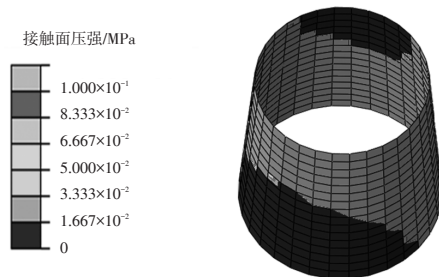


图12 预紧力16 kN接触面压强

由图12~图16可知，在外载作用下接触面存在分离情况，当预紧力小于20 kN时，上下两侧均存在分离，即球头销与转向节锥面之间的装配面

被撬开,一旦冲击载荷变小,零件因自身弹性快速恢复,导致敲击,外在表现为异响。当预紧力大于25 kN时,接触面分离现象逐步减弱,但始终存在部分区域分离,这是由于转向节、球头销均为弹性体,在极大载荷的作用下很难完全不分离,只是分离的区域在逐步减小。

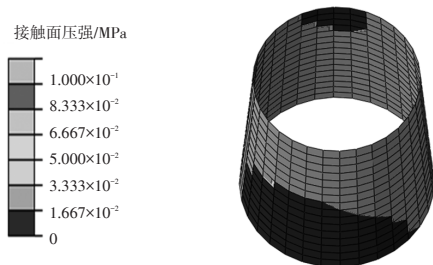


图 13 预紧力 20 kN 接触面压强

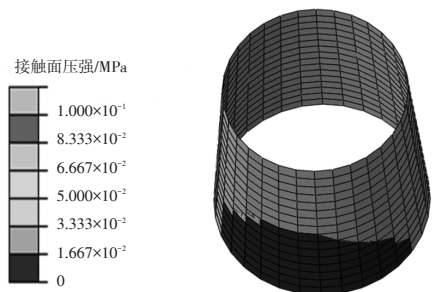


图 14 预紧力 25 kN 接触面压强

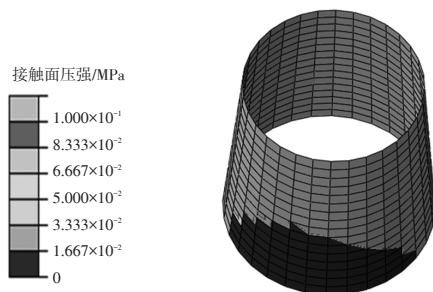


图 15 预紧力 30 kN 接触面压强

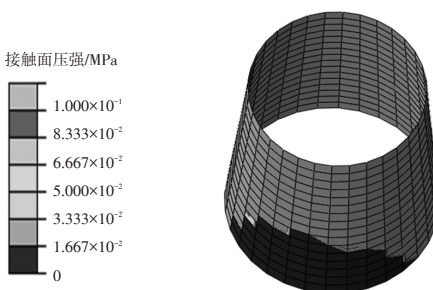


图 16 预紧力 35 kN 接触面压强

表 3 为不同预紧力条件下的接触面积变化情况,当预紧力小于 25 kN 时,接触面积随预紧力的增加快速增加,当预紧力达到 25 kN 后,接触面积的增加幅度放缓,据此判断预紧力 25 kN 为临界载

荷,即拧紧装配产生的预紧力要大于 25 kN。

表 3 接触面积			
预紧力/kN	预紧力接触面积/mm ²	极值载荷接触面积/mm ²	增加百分比/%
16	903	537.6	
20	903	616.4	14.66
25	903	693.7	12.54
30	903	708.1	2.08
35	903	722.7	2.06
40	903	739.4	2.31
45	903	754.5	2.04
50	903	763.7	1.22

3.5 预紧力衰减

如上文所述,在冲击过载作用下,如果连接部位结构局部发生屈服,会导致弹性恢复力降低从而引起预紧力降低。计算分析模型中考虑材料非线性和几何非线性,利用表 1 中工况 1 和工况 2 定义交变载荷周期,观察预紧力的衰减情况。

图 17 为预紧力为 16 kN、极值载荷作用下的塑性应变分布,可以看到转向节在锥面孔附近存在局部屈服,图 18 为材料屈服对预紧力的影响,同样载荷条件下,线弹性材料的残余预紧力最小值为 7.74 kN,考虑材料屈服的残余预紧力最小值为 7.03 kN,预紧力减小 9.2%,表明材料屈服会导致预紧力衰减。

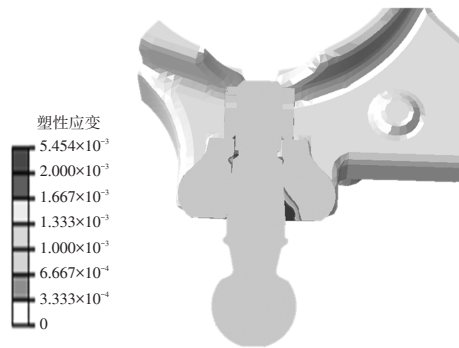


图 17 局部塑性应变

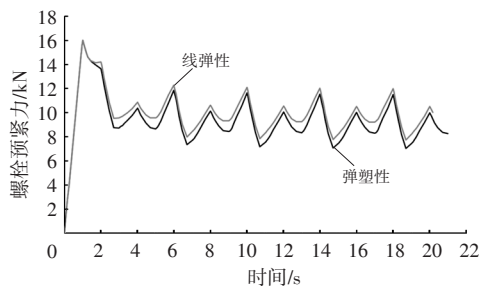


图 18 结构屈服对预紧力的影响

图 19 分别为预紧力为 16 kN、30 kN 及 40 kN 时,在交变载荷条件下预紧力的变化情况。在外载作用下,预紧力存在波动,预紧力的下限值表示锥面球头销在外载荷变化下的实际最小预紧力值,因此预紧力的下限值需要大于临界预紧力值才能防止接触面大面积的撬开,从而防止异响发生。

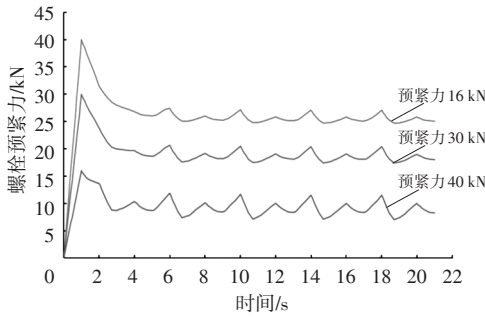


图 19 预紧力波动

表 4 为在交变载荷作用下,不同初始预紧力情况下预紧力下限值的对比情况,当预紧力达到 40 kN 时,下限值可以达到约 25 kN,满足临界预紧力要求,因此,可将预紧力目标要求设定为大于 40 kN。

初始预紧力/kN	预紧力下限/kN	变化量/%
16	7.03	-56.06
30	17.41	-41.97
40	24.72	-38.20
50	32.06	-35.88

3.6 压溃力校核

在进行被连接件失效分析时,需要保证连接承压面不发生压溃或塑性变形,即:

$$F_{\max} \leq [\sigma]A \quad (7)$$

式中: F_{\max} 为最大载荷, $[\sigma]$ 为许用应力, A 为承压面积。

转向节材质为 QT450,屈服应力为 310 MPa,支承面面积为 145 mm²,根据应力和面积计算出屈服压溃力为 45 kN,因此,40 kN 预紧力满足压溃校核要求。

由于转向节材料的屈服极限远低于球销和螺母,施加预紧力后需要校核预紧力作用下锥面的压溃情况。图 20 所示为节点接触面压分布,由于接触局部的非线性,导致在接触面的边缘部位出

现严重的面压不连续情况,局部面压达到 588 MPa,与实际结构物理表现不符,为此采用平均面压进行校核。

平均法向压应力计算如下:

$$P_{\text{normal}} = \frac{\sum_{i=1}^n CPRESS_i}{n} \quad (8)$$

式中: P_{normal} 为平均法向压应力, $CPRESS_i$ 为节点法向压强, n 为接触面节点数。

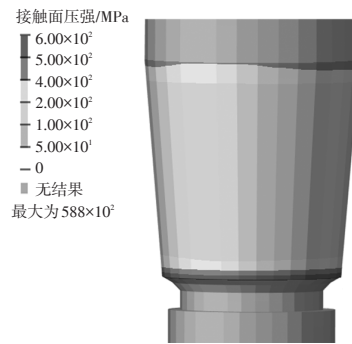


图 20 接触面压分布

不同初始预紧力条件下的计算结果如表 5 所示,预紧力为 40 kN 时面压为 206 MPa,小于 QT450 材料屈服极限 310 MPa,不会产生压溃。引申至铝合金转向节,比如 A356 材料转向节,其屈服极限为 220 MPa,当预紧力超过 45 kN 时,面压超过材料屈服极限,这时需要附加钢套,因此,接触面压的校核是拧紧力矩设定过程中不可忽视的环节。

初始预紧力/kN	总压强/MPa	节点数/个	接触面积/mm ²	平均压应力/MPa
16	42 884.33	512	903	83.76
20	53 496.91	512	903	104.49
25	66 706.66	512	903	130.29
30	79 837.83	512	903	155.93
35	92 750.38	512	903	181.15
40	105 428.74	512	903	205.92
45	117 872.00	512	903	230.22
50	130 157.00	512	903	254.21

3.7 接头试验

按照预紧力目标 40 kN,可以通过模拟接头试验进行拧紧工艺的定义。通常的接头试验分为 3 步:

- a. 在螺栓或球头销端头布置压电陶瓷片,测

量球头销的伸长量;

b. 在螺栓性能试验机上进行轴向力标定,得到球头销长度变化量与轴力的关系曲线;

c. 利用立式模拟拧紧设备进行装配试验,记录拧紧过程中的扭矩、转角和伸长量数据,根据标定得到伸长量与轴向载荷的关系,进而得到扭矩-转角-轴力的关系,最终确定拧紧工艺。

由于锥面球头销在拧紧过程中,在抱紧力作用下,球头锥面和转向节锥面之间发生类似过盈装配的情况,难以拆卸,导致球销伸长量无法准确测量,常规方法无法使用,因此,提出基于扭矩曲线评估实际轴向力的方法。

扭矩示意图21,在拧紧设备上模拟装配,记录拧紧力矩曲线,找到屈服扭矩 T_0 ,结合球销的拉伸屈服与轴向力对应关系,找到屈服轴向力 F_0 ,根据目标轴向力 F_1 ,计算拧紧扭矩 T_1 ,计算方法如下:

$$T_1 = \frac{F_1}{F_0} \times T_0 \quad (9)$$

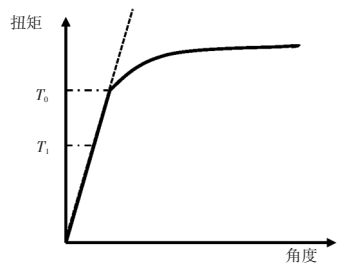


图21 扭矩示意

重新设置拧紧力矩后的球销连接,在后续的试车场试验中没有出现异响,成功解决。

3.8 结构优化案例

某车型转向节在进行强度试验时,发生装配力矩衰减。该转向节为铝合金铸造转向节,为防止预紧力压溃,球销与转向节之间采用压入钢套,装配模型如图22所示,台架试验力矩衰减情况如表6所示,力矩平均衰减率值达到50.9%,存在风险,采用本研究方法进行仿真分析。

表6 试验结果				
关注指标	试验1	试验2	试验3	平均值
装配扭矩/N·m	99.8	104.5	89.8	98.0
复测扭矩/N·m	51.4	53.5	47.7	50.9
衰减率/%	-48.5	-51.2	-53.1	-50.9

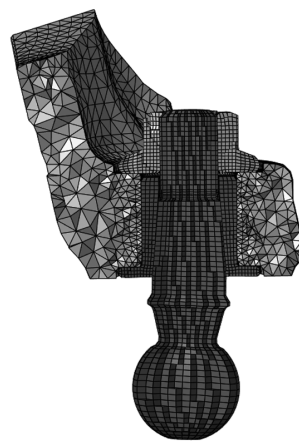


图22 仿真模型剖面

施加极限载荷后的塑性应变分布如图23所示,钢套、转向节局部发生屈服,如前文所述,在交变载荷作用下引起弹性恢复力降低导致力矩衰减。

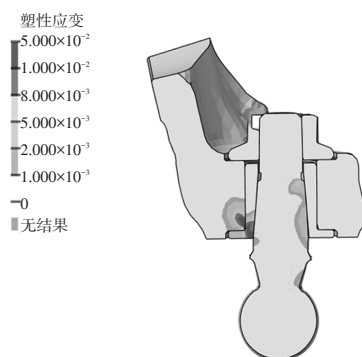
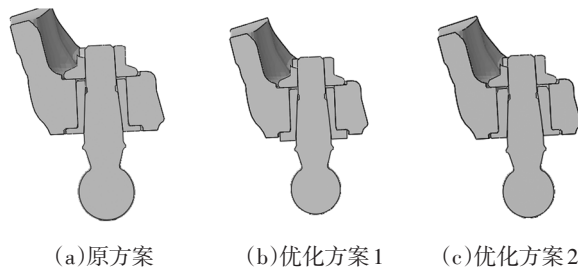


图23 原结构塑性应变

针对预紧力衰减的情况,根据塑性应变分布情况提出2种优化方案,方案对比如图24所示。



(a)原方案 (b)优化方案1 (c)优化方案2

图24 优化方案示意

a. 优化方案1:增加钢套法兰面厚度,由2.5 mm增加至4.5 mm。

b. 优化方案2:增加钢套外径,由23 mm增加至26 mm。

图25、图26分别为2种优化方案极值载荷作用下的塑性应变分布,优化方案1钢套的屈服区域明显减少,有利于减少力矩衰减。施加交变载荷

后,螺栓预紧力变化仿真结果如表 7 所示,原始方案衰减最明显,优化方案 1 效果最好,相对原始方案提升了 44.9%,结合原始方案的试验结果、仿真结果对比,判断优化方案 1 可以满足要求。优化方案 1 最终的试验结果力矩衰减了 34%,满足力矩衰减小于 40%的设计目标。

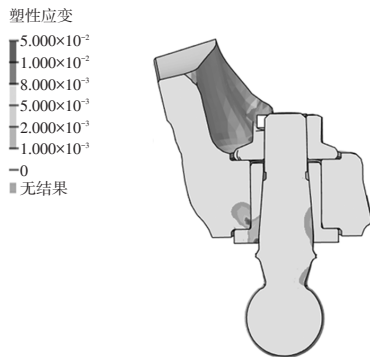


图 25 优化方案 1 塑性应变

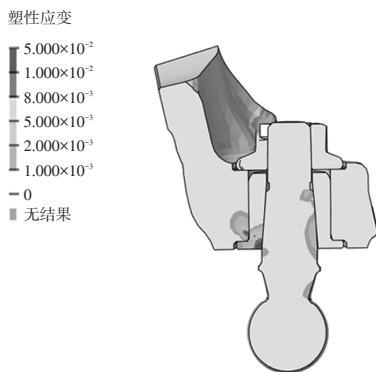


图 26 优化方案 2 塑性应变

表 7 仿真结果			
关注指标	原始方案	优化方案 1	优化方案 2
初始预紧力/kN	37.5	37.5	37.5
最小预紧力/kN	13.42	19.44	16.68
衰减率/%	-64.2	-48.2	-55.5

由表 6、表 7 对比可知,衰减率仿真结果与实际试验结果存在一定偏差,原因如下:一是材料的应力应变,为安全起见,一般根据材料标准采用性能下限,与零件实际材料性能有偏差;二是仿真模型没有考虑螺母和球销螺纹啮合的影响,而是采用绑定接触进行简化处理;三是仿真模型没有考虑转向节锥面孔和球销锥面几何尺寸公差,直接影响装配预紧力。但在相同的条件下,可以评判仿真结果的趋势,物理验证是常用的工程问题解

决方法。

4 结论

以麦弗逊式前悬架的转向节与下摆臂连接锥面球头销为研究对象,通过仿真分析设定了拧紧力矩,解决了路试异响的问题,结论如下:

- a. 装配预紧力不足会导致接触面开合,弹性恢复发生撞击是产生异响的原因;
- b. 过载冲击交变载荷作用下,如结构局部发生屈服会导致预紧力衰减,拧紧工艺设定需考虑轴力衰减的影响;
- c. 本方案有效弥补了相关设计标准的应用局限性,可推广至类似的球头销装配力矩设定或预紧力衰减问题的结构优化。

参考文献:

[1] DUNN A, TANNER C, STANSIFER R, et al. Vehicle Handling and Control Following Front Ball Joint Failure[J]. SAE Technical Paper, 2008.

[2] DURISEK N, GRANAT K, HOLMES E. Analysis of Front Suspension Ball Joint Separations in Motor Vehicle Crashes[J]. SAE Technical Paper, 2009.

[3] Systematic Calculation of Highly Stressed Bolted Joints – Joints with One Cylindrical Bolt: VDI 2230 Blatt 1[S/OL]. 2023-03-15[2015-11-01]. <https://www.vdi.de/en/home/vdi-standards/details/vdi-2230-blatt-1-systematic-calculation-of-highly-stressed-bolted-joints-joints-with-one-cylindrical-bolt>.

[4] 全国紧固件标准化技术委员会. 螺纹紧固件紧固通则: GB/T 16823.2-1997[S]. 北京: 中国标准出版社, 1997.

[5] ZAMBON H, TORRES M, BERTI O. Methodology for Determination and Optimization of Bolted Joints[J]. SAE Technical Paper, 2017.

[6] FABRICIO F, CONRADO G, MARTINS F. Clamping Force Evaluation of a Bolted Joint According to the Variation of Torque and Angle Applied[J]. SAE Technical Paper, 2010.

[7] SHAIKH R, DATTA S, GAWTURE M M. Assessment of Real-World Bolted Joints by Combining FEA With VDI Guidelines[J]. SAE Technical Paper, 2021.

[8] MANOHARAN S K, FRIEDRICH C. Design Influences on Self-loosening Behaviour of Multi-Bolted Joint[J].

- SAE Technical Paper, 2018.
- [9] CHAUDHARI V, NAGAPPAN R, KANGDE S, et al. Development and Deployment of Bolted Joint Integrity Evaluation for Automotive Suspension Joints[J]. SAE Technical Paper, 2022.
- [10] JADHAV D, MYNENI S, JADHAV P, et al. Front Suspension Joint Integrity Analysis for Addressing Noise Issue Due to Torque Loss at Lower Control Arm Joint[J]. SAE Technical Paper, 2021.
- [11] 吴云飞. 某车型前控制臂球头销异响分析及改进[J]. 汽车科技, 2021(5): 96-99.
- [12] FRACASSO H, ANDRADE A, CARDOSO S, et al. Suspension Ball Joint Failure Analysis Based on Problem Solving Process[J]. SAE Technical Paper, 2006.
- [13] 殷明霞, 史淑娟, 江海峰. 螺纹结构力矩及其衰退机理分析[J]. 强度与环境, 2013(8): 31-35.
- [14] 王晓斌, 刘艳兵. 螺纹连接失效模式及其控制方法[J]. 汽车工艺与材料, 2018(12): 48-51.
- [15] YANG X, NASSAR S. Elasto-Plastic Clamp Load Analysis of Bolted Joint for Bolt Strain Hardening Material Under Separating Loading[J]. SAE Technical Paper, 2007.
- [16] HAREYAMA S, MANABE K, KOBAYASHI S. Loosening Lifetime and Residual Clamping Force Prediction Method on Bolted Joints and Evaluation Criterion of Clamping Force Level for Prevention of Loosening Failure[J]. SAE Technical Paper, 2019.