

DOI: 10.7652/xjtub201310023

V 型推力杆的极限载荷分析与球铰结构优化

史文库¹, 柯俊¹, 王倩¹, 滕腾², 周宇飞², 朱熠², 刘天云³, 吴志勇³, 董永维³

(1. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 130022, 长春; 2. 中国第一汽车集团公司技术中心, 130011, 长春; 3. 长春成云汽车配件有限公司, 130114, 长春)

摘要: 为了提高重型商用车 V 型推力杆球铰的强度, 建立了 V 型推力杆的三维模型和有限元模型。采用 ADAMS 软件建立了某重型商用车的虚拟样机模型, 通过多体动力学仿真来获取 V 型推力杆的极限载荷。采用 Abaqus 软件对 V 型推力杆在极限载荷下的工作过程进行有限元动态模拟, 利用 Abaqus 软件后处理模块提取 V 型推力杆球铰内橡胶层的应力云图。模拟结果表明, 为了提高球铰的强度, 需要适当增大外套、端盖、垫片的直径, 或在塑料结构表面设置适当数量的凹槽, 但去掉塑料层会影响球铰的强度。模拟结果对 V 型推力杆球铰的结构优化具有指导意义。

关键词: 推力杆; 虚拟样机; 动态模拟

中图分类号: U463.33 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)10-0132-05

Limit Load Analysis and Spherical Hinge Structure Optimization for V-Type Thrust Rod

SHI Wenku¹, KE Jun¹, WANG Qian¹, TENG Teng², ZHOU Yufei², ZHU Yi²,LIU Tianyun³, WU Zhiyong³, DONG Yongwei³

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. China FAW Group Corporation R&D Center, Changchun 130011, China; 3. Changchun Cheng Yun Auto Parts Co. Ltd., Changchun 130114, China)

Abstract: To improve the strength of spherical hinge in V-type thrust rod applied to heavy-duty commercial vehicle, a 3D model and a finite element model of V-type thrust rod are established. A whole vehicle virtual prototype based on a heavy-duty commercial vehicle is established by using the software ADAMS. The limit load of V-type thrust rod is obtained from many-body dynamic emulation. The dynamic finite element simulation for the working process of V-type thrust rod subjected to limit load is carried out by using the software Abaqus. The stress nephograms of rubber in spherical hinge are obtained by using the post processor module of Abaqus. The stress nephograms of rubber demonstrate that, for the purpose to improve the strength of V-type thrust rod, it is necessary to increase the diameters of steel coat, end cap and gasket properly, or to groove the plastic layer, while removing plastic layer will decrease the strength of the spherical hinge. The simulation result may facilitate the spherical hinge optimization of V-type thrust rod.

Keywords: thrust rod; virtual prototype; dynamic simulation

推力杆是多轴汽车平衡悬架的关键零部件之一, 其强度的好坏对于整车在行驶过程中的安全性

收稿日期: 2012-12-27。 作者简介: 史文库(1960—), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 吉林省重大科技专项资助项目(212E362415)。

网络出版时间: 2013-08-23

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130823.1008.002.html>

有着至关重要的影响。目前,各种类型的推力杆已广泛应用于载重商用车和客车上,其中 V 型推力杆在承受纵向载荷的同时又承受横向载荷,不仅需要传递驱动力、制动力、离心力及相应的力矩,还需要传递部分垂直方向上的力。由于重型商用车的工况恶劣,行驶路况差、使用强度大、超载严重,V 型推力杆在上述力和力矩的长期叠加作用下,其大端球铰经常出现断裂或失效的现象。因此,V 型推力杆的球铰强度无法满足商用车的实际需求。

目前,对 V 型推力杆的研究主要集中在其结构形式、失效分析、静态特性分析^[1]及试验方法的探讨上,而对 V 型推力杆进行深入的强度分析及结构优化未见报道。由于 V 型推力杆的大端头球铰是 V 型推力杆工作过程中最为常见的被破坏部位,因此需要采取措施对球铰结构进行优化。获取 V 型推力杆的大端头球铰在极端工况下的载荷,以及在考虑压装预应力的条件下,合理模拟 V 型推力杆的工作过程是研究的难点和关键。本文采用 ADAMS 软件建立了虚拟砂石路面及某重型商用车的整车虚拟样机模型,通过仿真与试验结果的比较,验证了虚拟样机的正确性。利用整车虚拟样机模型进行多体动力学仿真,提取出 V 型推力杆的极限载荷,将得到的极限载荷作为有限元分析的载荷输入,建立了 V 型推力杆的三维模型和有限元模型。采用 Abaqus 软件对 V 型推力杆在极限载荷下的工作过程进行动态模拟,通过 Abaqus 软件的后处理模块提取出球铰的橡胶层在极限载荷下的应力云图,研究了 V 型推力杆球铰的强度与结构之间的关系,从而为球铰的结构优化提供了理论依据。

1 V 型推力杆的极限载荷分析

1.1 整车虚拟样机及虚拟砂石路面的建立

本文采用厂家提供的相关参数,根据合理的假设与简化^[2],在 ADAMS 软件中建立了某重型商用车的整车虚拟样机模型^[3],其中轮胎的各项参数由台架试验测得,钢板弹簧的刚度与实物的误差为 3%。在完成整车虚拟样机的建模后,通过调整车架的动力学参数,使整车的质量、转动惯量尽量与重型商用车的动力学特性一致,建立的整车虚拟样机模型如图 1 所示。为了构建虚拟砂石路面,在 Matlab 软件中应用谐波叠加理论生成 D 级路面^[4]的各点数据,将各点数据导入 ADAMS 软件的 Road Builder 模块中,并加入 10° 的纵向坡度及横向随机扰动。

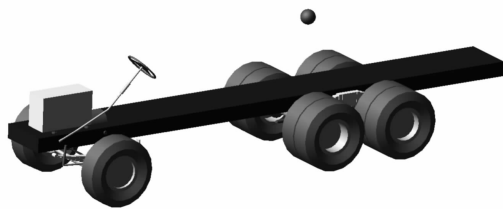


图 1 某重型商用车的整车虚拟样机

1.2 整车虚拟样机的验证

在 ADAMS 软件中利用整车虚拟样机及虚拟砂石路面,对某重型商用车的实际使用工况进行仿真,提取出 V 型推力杆大端头球铰的载荷谱,并对重型商用车 V 型推力杆进行了工作载荷 F 的测试试验。V 型推力杆大端头球铰的仿真载荷与试验载荷的对比曲线如图 2 所示。从图 2 可看出,V 型推力杆大端头球铰的仿真载荷与试验载荷的幅值和趋势基本一致,因此建立的虚拟样机模型是可信的。

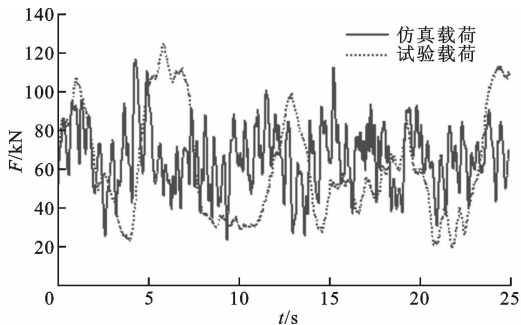
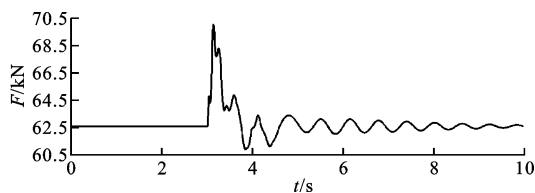


图 2 仿真载荷与试验载荷的对比曲线

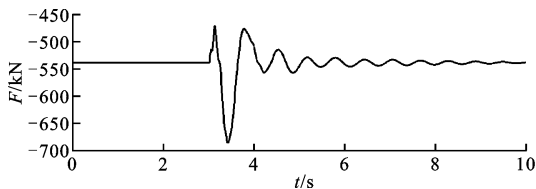
1.3 V 型推力杆极限载荷的提取和确定

某重型商用车在运输作业中,可能出现的极限工况是一档加速或高速制动。对于一档加速工况,假设发动机输出最大扭矩,由理论计算得出整车的最终加速度 $a = 0.344\ 54\ \text{m/s}^2$ 。在 ADAMS 软件中,取初始速度 $v = 5\ \text{km/h}$,在 $t = 3\ \text{s}$ 时,以 $a = 0.35\ \text{m/s}^2$ 加速,V 型推力杆大端头球铰的载荷如图 3、图 4 所示。对于高速制动工况,实际最高车速为 43 km/h,路面粗糙度为 0.7,因此在 ADAMS 软件中,取 $v = 43\ \text{km/h}$,以 $a = 0.5\ \text{m/s}^2$ 减速制动。

从图 3、图 4 中可看出,V 型推力杆大端头球铰的载荷峰值在 70 kN 到 85 kN 之间,而图 2 试验及仿真测出的最大载荷幅值在 120 kN 左右,这是因为试验及仿真中包含有瞬时冲击载荷的原因所致。综合考虑实际需要,取安全系数为 2,并确定 150 kN 为 V 型推力杆有限元分析中的载荷输入。

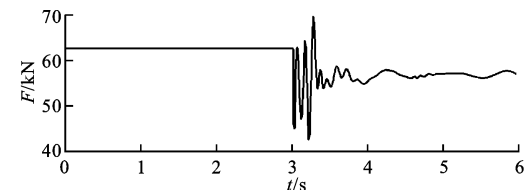


(a) 中桥 V 型推力杆

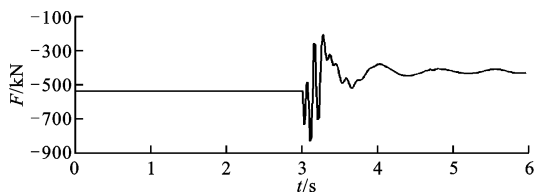


(b) 后桥 V 型推力杆

图 3 一档加速工况下 V 型推力杆的大端头球铰载荷



(a) 中桥 V 型推力杆



(b) 后桥 V 型推力杆

图 4 高速制动工况下 V 型推力杆的大端头球铰载荷

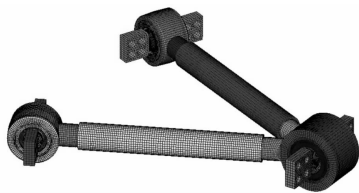


图 5 V 型推力杆的有限元模型

其中橡胶材料和塑料材料是典型的非线性材料,因此对 V 型推力杆进行有限元动态模拟是复杂的非线性问题。由于 Abaqus 软件中的 Explicit 模块处理非线性问题的能力较强,因此采用该模块对 V 型推力杆在极限载荷下的工作过程进行动态模拟^[5]。为了保证模拟的准确性,需要在 Abaqus 软件中准确设置材料的属性。V 型推力杆大端头球铰橡胶层的材料模型采用 Ogden 模型^[6],泊松比为 0.49,应力应变参数和其他材料的参数均由企业通过试验提供。本文通过和企业的充分沟通及实车观察,根据实际安装环境及装配关系,在 Abaqus 软件中定义了 V 型推力杆有限元模型的边界条件。边界条件的设置包括对外套及芯轴进行固定约束,对部分零件施加绑定约束和耦合约束,并在外套内表面和橡胶层外表面之间定义了接触对。由于在 V 型推力杆的装配过程中,球铰承受了相当大的压装力,因此球铰中的橡胶层本身具有较大的预应力,它的应力 σ 分布状态是由自身预应力和因承受外界载荷产生的应力共同作用的结果。对 V 型推力杆在极限载荷下的动态模拟分成 2 个阶段:①为了模拟球铰中橡胶层的预应力^[7],在 Abaqus 软件中对 V 型推力杆大端头的端盖施加 105 kN 的压装力,并施加反作用力,压装力从 $t=0.02$ s 时开始作用,直至全部模拟过程结束;②为了模拟 V 型推力杆在极限载荷下的工作过程,在 Abaqus 软件中对 V 型推力杆的大端头芯轴施加 150 kN 的工作载荷,工作载荷从 $t=0.05$ s 时开始作用,直至全部模拟过程结束。由于 V 型推力杆的有限元模型很大,计算时间较长,因此设定总模拟时间为 0.06 s。

2.3 V 型推力杆总成大端头球铰的结构优化

对于 V 型推力杆总成,由于最常见的失效形式为大端头球铰内橡胶的撕裂、龟裂、挤出,因此要提高大端头球铰的强度,就必须找到并消除橡胶层发生应力集中的部位,并大幅降低该部位的应力值。为了找到橡胶层发生应力集中的部位,采用 Abaqus 软件对 V 型推力杆的原结构在极限载荷下的工作情况进行了有限元动态模拟。如图 6 所示,针对大

2 V 型推力杆的有限元分析

2.1 三维模型及有限元模型的建立

在 CATIA 软件中建立了 V 型推力杆的三维几何模型,并导入 Hypermesh 软件中进行适度的几何清理,然后对各零部件进行网格划分。由于六面体单元与四面体单元相比,既能提高计算精度又能缩短计算时间,因此将对 V 型推力杆橡胶层应力状态有较大影响的零件(如橡胶层、塑料层、端盖等)划分为六面体网格。由于 V 型推力杆的球铰是由芯轴、橡胶和外端盖硫化成一体的,而且套管与球头外套采用了热铆接连接,因此本文在网格划分过程中,将芯轴、橡胶、外端盖、弹性挡圈、套管及球头外套接触部位的单元节点重合,使模型更贴近真实结构。图 5 为完成网格划分后的 V 型推力杆的有限元模型。

2.2 V 型推力杆的动态模拟

V 型推力杆由橡胶、塑料、45 号钢等材料构成,

端头球铰的结构特点,提出将外套、端盖、垫片直径增大 2 mm(方案 1)、去掉塑料结构(方案 2)及在塑料结构上设置三道凹槽(方案 3)的改进方案。利用 Abaqus 软件分别模拟了采用改进方案对 V 型推力杆总成进行改进后的工作情况。最后,通过 Abaqus 软件的后处理模块提取了各方案中大端头球铰内橡胶层最大应力值的应力云图。V 型推力杆原方案及各方案中橡胶层的最大应力值 $\sigma_{\max}$ 的变化情况如表 1 所示。

表 1 V 型推力杆各结构的最大应力值

结构	$\sigma_{\max}$ /MPa
原方案	14.887
方案 1	4.382
方案 2	18.158
方案 3	4.280

从图 6a 中可看出,V 型推力杆原方案橡胶层应力最大的部位在图中箭头标示处,其中橡胶与端盖接触处的应力较大,这是因为橡胶被挤压流出所致。由于塑料层表面形状的关系,V 型推力杆原方案橡胶层内表面出现了应力集中,这 3 个部位(图中箭头指示处)易产生疲劳源,对球铰的疲劳强度不利,因此应采取措施改善这些部位的应力状况。图 6b 是外套、端盖、垫片直径增大 2 mm 后大端头球铰橡胶在工作载荷下的应力云图,可看出 V 型推力杆原结构中出现的应力集中得到了明显改善,应力分布更加均匀,而且从表 1 中可知方案 1 使橡胶层的最大应力值显著降低。因此,将外套、端盖、垫片的直径适当增大可大幅提高 V 型推力杆的疲劳强度。图 6c 是去掉塑料层、空间位置用橡胶替代后大端头球铰橡胶在工作载荷下的应力云图。从图中可看出,虽然消除了橡胶内表面的应力集中,但内表面的应力值却显著增大,橡胶与端盖接触处的拉应力紧靠压应力(图中椭圆内),这种不合理的应力分布易导致橡胶撕裂^[8]。由表 1 可看出,方案 2 的最大应力值显著提高,但综合比较,去掉塑料层不能改善 V 型推力杆的疲劳强度,反而起到了消极作用。图 6d 是在塑料结构上设置三道凹槽后大端头球铰橡胶在工作载荷下的应力云图,可看出橡胶内表面的应力集中得到了较大改善(图中椭圆内),应力也显著降低。从表 1 可看出,方案 3 的最大应力值降低较明显,可见在塑料层上设置三道凹槽可提高 V 型推力杆的疲劳强度。

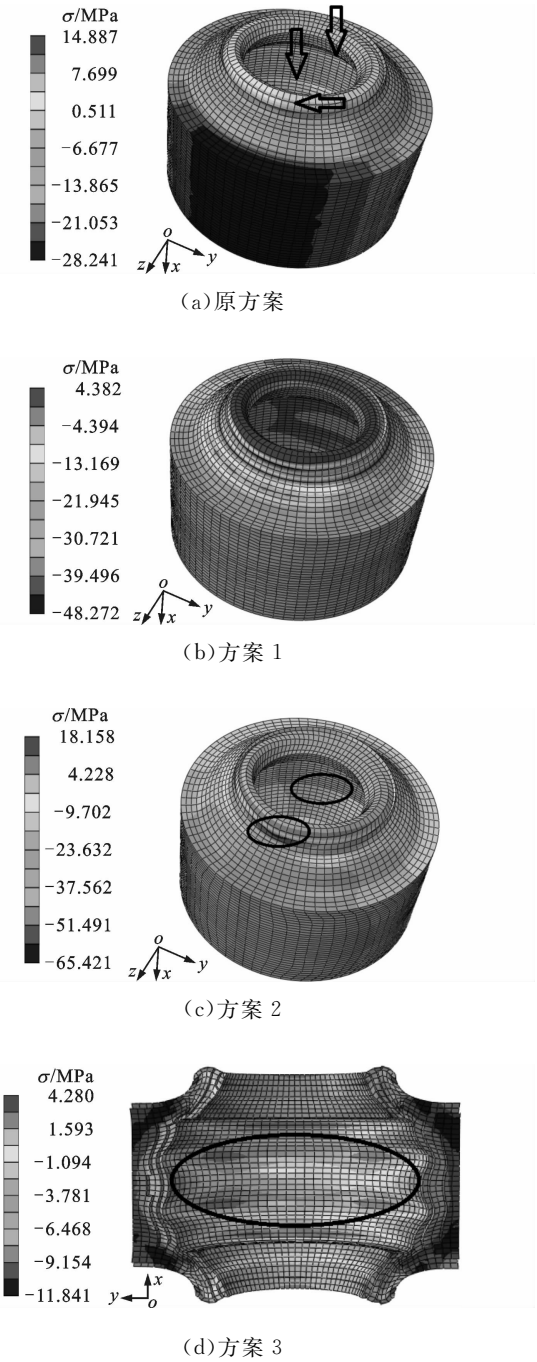


图 6 各方案大端头球铰橡胶层的应力云图

3 结 论

本文利用虚拟样机技术及有限元法对某重型商用车 V 型推力杆的载荷提取、有限元建模、有限元模拟,以及球铰结构与其强度之间的关系进行了研究,得出的主要结论如下。

(1)在 ADAMS 软件中建立了虚拟砂石路面及某重型商用车的虚拟样机模型,对整车实际使用工况进行了仿真,通过仿真结果与试验结果的比较,验

证了虚拟样机的正确性。

(2)利用虚拟样机对某重型商用车的极限工况进行仿真,获得了V型推力杆的载荷谱,并确定V型推力杆总成大端头球铰承受的极限载荷为150 kN,为有限元分析提供了输入载荷。

(3)建立了V型推力杆总成的三维模型,对其进行了合理的网格划分,并在Abaqus软件中建立了较完整的有限元模型。

(4)对V型推力杆在极限载荷下的工作过程进行了有限元动态模拟,找出了球铰橡胶层存在应力集中的部位,并提出了3个改进方案。

(5)为了提高V型推力杆球铰的强度,需要适当增大外套、端盖、垫片的直径,或在塑料结构表面设置适当数量的凹槽,但去掉塑料层会对球铰强度产生不利因素。

参考文献:

- [1] 张红红,陈昆山,张健. 空气悬架V型推力杆静动态特性分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2009, 36(3): 40-42.
ZHANG Honghong, CHEN Kunshan, ZHANG Jian. Static and dynamic analysis of V-type propelling rod in air suspension system [J]. Tractor & Farm Transporter, 2009, 36(3): 40-42.

- [2] 吴碧磊. 重型汽车动力学性能仿真研究与优化设计[D]. 长春: 吉林大学, 2008.
- [3] JIANG Libiao, WANG Dengfeng, XIE Dong, et al. Buildup and simulation of a truck model with rear air suspension using leaf spring as guiding rod [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2006, 13(6): 654-657.
- [4] 王楷焱. 商用车驾驶室悬置系统隔振特性与优化研究[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
- [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: 1-3.
- [6] BERGSTROM J S, BOYCEM C. Constitutive modeling of the large strain time-dependent behavior of elastomers [J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 1998, 46(5): 931-954.
- [7] ANTONELLI V, MARISSSEN R. FE-modelling of the rubber mould behaviour during press forming of thermoplastic composites [J]. International Journal of Material Forming, 2010, 3(4): 679-682.
- [8] JUN K J, PARK T W, LEE S H, et al. Prediction of fatigue life and estimation of its reliability on the parts of an air suspension system [J]. International Journal of Automotive Technology, 2008, 9(6): 741-747.

(编辑 管咏梅)

(上接第126页)

- [5] LI Keguo, OU Xinjian, WANG Yun, et al. Improver performance of primary rat hepatocytes on blended natural polymers [J]. Journal of Biomedical Materials Research: Part A, 2005, 75A(2): 268-274.
- [6] 赵倩. 卷裹型肝组织支架的仿生设计制造及生物学评价[D]. 西安: 西安交通大学, 2011.
- [7] SLAUGHTER B V, KHURSHID S S, FISHER O Z, et al. Hydrogels in regenerative medicine [J]. Advanced Materials, 2009, 21 (32/33): 3307-3329.
- [8] LEE C H, SINGLA A, LEE Y. Biomedical applications of collagen [J]. International Journal of Pharmaceutics, 2001, 221 (1/2): 1-22.
- [9] CROSS V L, ZHENG Y, WON CHOI N, et al. Dense type I collagen matrices that support cellular remodeling and microfabrication for studies of tumor angiogenesis and vasculogenesis in vitro [J]. Biomaterials, 2010, 31 (33): 8596-8607.

- [10] ACHILLI M, LAGUEUX J, MANTOVANI D. On the effects of UV-C and pH on the mechanical behavior, molecular conformation and cell viability of collagen-based scaffold for vascular tissue engineering [J]. Macro-Molecular Bioscience, 2010, 10 (3): 307-316.
- [11] NORMAND V, LOOTENS D L, AMICI E, et al. New insight into agarose gel mechanical properties [J]. Biomacromolecules, 2000, 1(4): 730-738.
- [12] ULRICH T A, JAIN A, TANNER K, et al. Probing cellular mechanobiology in three-dimensional culture with collagen-agarose matrices [J]. Biomaterials, 2010, 31(7): 1875-1884.
- [13] RAJAN N, HABERMEHL J, COTÉ M F, et al. Preparation of ready-to-use, storable and reconstituted type I collagen from rat tail tendon for tissue engineering applications [J]. Nature Protocols, 2007, 1(6): 2753-2758.

(编辑 杜秀杰)