

悬架筒式减震器橡胶衬套刚度和拉脱力试验与计算分析

王伟,上官文斌

(华南理工大学 机械与汽车工程学院,广东 广州 510641)

摘要:以一款悬架筒式减震器橡胶衬套为例,应用非线性有限元分析软件 ABAQUS 计算其各向刚度和拉脱力,并与测试值进行对比。计算结果与测试数据吻合证明了分析方法的有效性。另外,还计算和分析了缩径对橡胶衬套各向刚度的影响。结果表明,随着过盈量的增大,橡胶衬套的径向和偏摆刚度显著提高,轴向刚度缓慢降低,扭转刚度基本不变。

关键词:橡胶衬套;刚度;拉脱力;有限元分析

中图分类号:TQ336.4+2;O241.82 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-890X(2013)03-0169-04

悬架筒式减震器橡胶衬套通过轴销将车架与空气悬架系统托臂梁的一端柔性连接,衬套和空气弹簧共同将车架与车桥联接,在车辆行驶过程中可防止地面冲击力的传递,起到垂直承载、缓冲与降噪的作用。在汽车行驶过程中衬套承受一定程度的径向恒载荷与冲击载荷,在车辆转弯或车轮颠簸时衬套也会发生轴摆与扭振^[1]。基于上述工况和悬架设计要求,在设计橡胶衬套过程中必须考虑其径向、轴向、偏摆、扭转刚度、拉脱力和疲劳等要求。于振龙等^[2]阐述了汽车悬架橡胶衬套的基本性能,并对其结构设计特点及疲劳破坏性能等进行了分析。刘青等^[3]总结了减震器橡胶衬套的设计、匹配、试验选择和采用原则。赵振东等^[4]总结了适用于汽车悬架的橡胶类材料本构模型,探讨了预测橡胶衬套变形响应的非线性有限元分析方法。S. Dzierzek^[5]在试验基础上提出了橡胶衬套刚度与阻尼的仿真方法。D. Sung 等^[6]提出了悬架筒式减震器橡胶衬套的载荷参数识别和有限元计算方法。

本研究基于一款悬架筒式减震器橡胶衬套,应用有限元分析软件 ABAQUS 计算其径向、轴向、偏摆、扭转刚度和拉脱力,并将计算结果与测试结果对比。另外,还计算分析了缩径对橡胶衬

套刚度的影响。

1 有限元模型建立

悬架筒式减震器橡胶衬套结构如图 1 所示,减震器吊环结构如图 2 所示。橡胶缓冲层硫化在金属内套筒上,橡胶衬套采用压装的方式压入减震器吊环内。

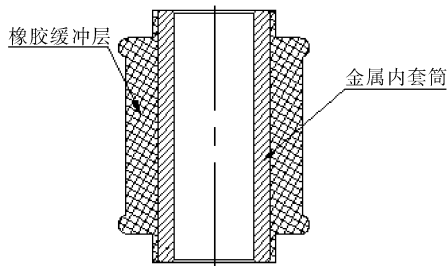


图 1 橡胶衬套

橡胶衬套在使用过程中主要是橡胶变形,而金属套筒的变形很小,可以忽略不计。为了简化计算模型,本研究计算橡胶衬套各向刚度时只对橡胶缓冲层部分进行分析。

采用 ABAQUS 软件建立的橡胶衬套有限元分析模型如图 3 所示。本模型采用六面体线性杂交单元(C3D8H),包括 5 466 个节点和 3 912 个单元。计算采用的是 Mooney-Rivlin 材料模型 2 阶多项式。橡胶材料的邵尔 A 型硬度为 75 度,模型参数为: $C_{10} = 0.622\ 1\ \text{MPa}$, $C_{01} = 0.155\ 5$

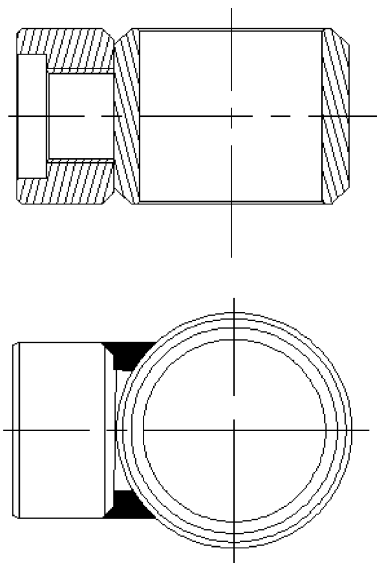


图2 减震器吊环

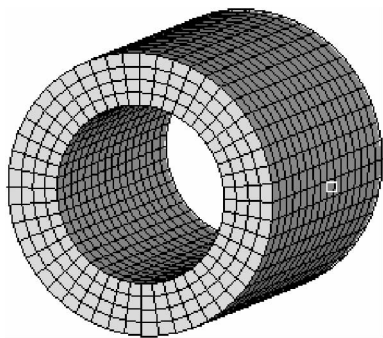


图3 橡胶衬套有限元模型

MPa。

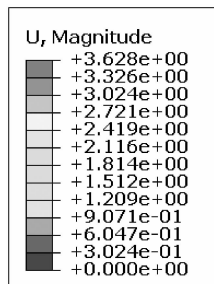
2 刚度和拉脱力试验与计算分析

2.1 刚度

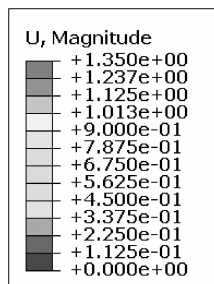
刚度试验采用 MTS 831.50 型弹性体试验系统,测试径向和轴向刚度时加载速度设定为 $20 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$,测试扭转与偏摆刚度时加载速度为 $5 (^{\circ}) \cdot \text{min}^{-1}$ 。径向加载 1 mm,轴向加载 2 mm,扭转加载 10° ,偏摆加载 5° 。在每次刚度测试中都要首先预加载 2 次,对第 3 次的加载过程进行测量并记载其力(力矩)-位移(转角)曲线。

有限元分析软件 ABAQUS 在非线有限元计算中有诸多优点,为在工程应用中进一步研究和优化筒式减震器橡胶衬套的性能提供了有效的方法^[7]。计算橡胶衬套各向刚度需要首先设置一个参考点,该参考点与橡胶内圈网格单元节点刚

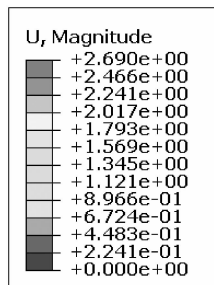
性耦合,橡胶内圈与该参考点实现同步运动,控制该点的运动即实现金属内套筒的各种形式的刚体运动。为使计算迭代过程更容易收敛,采取位移控制,由施加的位移(转角)与反力(力矩)即可以计算出相应方向的刚度。各向刚度计算位移云图如图 4 所示,结果对比分析如表 1 所示。



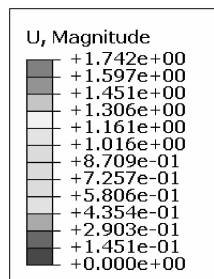
(a) 径向



(b) 轴向



(c) 偏摆



(d) 扭转

图4 各向加载位移云图

表 1 各向刚度计算值与实测值的相对误差

项 目	试验值	计算值	误差/%
径向刚度/(N·mm ⁻¹)	9 012	8 243	8.5
轴向刚度/(N·mm ⁻¹)	714	656	8.1
偏摆刚度/[N·mm·(°) ⁻¹]	7 205	6 641	7.8
扭转刚度/[N·mm·(°) ⁻¹]	2 038	1 793	12.0

仿真与试验结果对比分析发现,仿真计算结果较试验值偏小,主要是由于模型简化等因素的影响。计算误差相对较小证明了分析方法的正确性。

2.2 拉脱力

在计算最大拉脱力时需考虑减震器吊环与橡胶衬套的相互作用,因此需要对橡胶衬套与吊环装配体进行有限元分析计算,为了简化分析过程,将减震器吊环简化为一个金属套筒,橡胶衬套与吊环的有限元分析模型如图 5 所示。

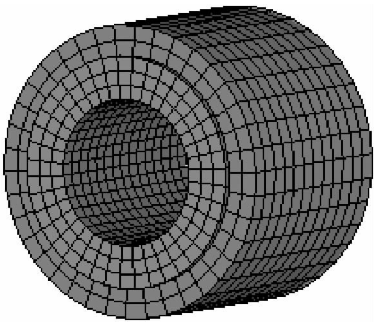


图 5 橡胶衬套与吊环的有限元模型

定义橡胶与减震器吊环之间的摩擦为库仑摩擦,查机械设计手册,取硬橡胶与金属滑动摩擦因数为 0.5^[8],对金属内套筒即橡胶缓冲层内表面进行轴向加载,采用位移控制,位移分布如图 6 所示。

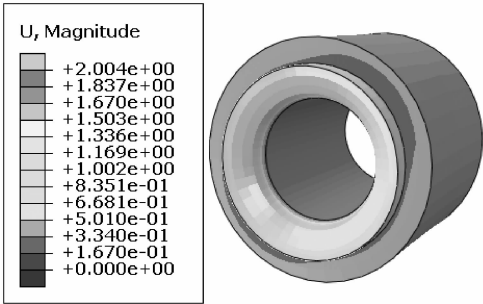


图 6 橡胶衬套与吊环的拉脱位移云图

与橡胶衬套的刚度试验类似,最大拉脱力试验同样采用 MTS 831.50 型弹性体试验系统。对

金属内套筒轴向加载,采用位移控制,加载速度为 10 mm·min⁻¹,加载 4.3 mm,记载其力-位移曲线。试验与仿真计算结果对比如图 7 所示。

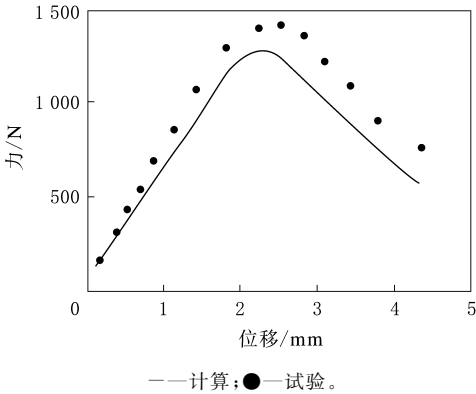


图 7 拉脱力仿真计算与试验结果对比

由图 7 可见,在 0~2 mm 范围内,拉脱力基本呈线性增大,原因是橡胶缓冲层与金属吊环未发生相对滑动,位移主要体现在橡胶缓冲层的轴向变形,这一现象与之前测试的轴向刚度数据相符合。

拉脱力在达到最大值前的一微小位移范围内缓慢增到最大,随着位移的进一步增大,橡胶缓冲层在吊环内滑动摩擦,橡胶不再继续变形,拉脱力呈线性减小趋势。仿真计算最大拉脱力(1 292.7 N)发生在 2.25 mm 处,试验最大拉脱力(1 420.5 N)发生在 2.55 mm 处。仿真计算的相对误差为 9.0%,较为理想。

3 缩径对橡胶衬套各向刚度的影响

本研究选用的是橡胶衬套最常见的结构形式,即把橡胶缓冲层与内套筒硫化结合,再与金属吊环压入装配。当橡胶缓冲层的表面积与体积不相匹配时,会因硫化收缩使橡胶内部产生较大的残余应力,从而降低粘合力。解决的方法是硫化后使外筒挤缩或内筒扩大,一般是在橡胶衬套设计阶段考虑过盈量。由于橡胶材料抗压而不抗拉的特性,适当的过盈量可使衬套橡胶材料在大部分工况下始终处于压缩状态,这对提高橡胶衬套的耐久性大有裨益。

缩径会对橡胶衬套的各向刚度产生不同程度的影响,在初始设计阶段必须予以考虑。考虑到工艺要求,橡胶衬套过盈量一般不超过 5%。由

于本研究橡胶衬套橡胶缓冲层厚度为 12 mm,因此计算分析 0.3 和 0.6 mm 过盈量下各向刚度的大小。与采用 ABAQUS 软件仿真计算橡胶衬套各向刚度类似,在计算缩径后的各向刚度时需要在计算刚度的分析步前增加一个缩径分析步,同时在加载模块定义各向位移。0.3 和 0.6 mm 过盈量下各向刚度的仿真计算结果对比分析如表 2 所示。

表 2 不同过盈量下各向刚度对比

项 目	过盈量/mm		变化率/%
	0.3	0.6	
径向刚度/(N·mm ⁻¹)	9 529	10 849	+13.9
轴向刚度/(N·mm ⁻¹)	616	603	-8.1
偏摆刚度/[N·mm·(°) ⁻¹]	7 998	9 733	+21.7
扭转刚度/[N·mm·(°) ⁻¹]	1 796	1 801	+0.28

仿真结果表明,增大过盈量会显著提高橡胶衬套的径向和偏摆刚度,降低轴向刚度,对扭转刚度影响很小。

4 结语

本研究探讨了悬架筒式减震器橡胶衬套各向刚度和最大拉脱力的有限元分析方法,并通过试验证明了分析方法的正确性。另外,还讨论了缩径对橡胶衬套各向刚度的影响。

(1)对于衬套类小变形橡胶元件的刚度计算,Mooney-Rivlin 模型的计算精度较高,计算误差在 15%以下。在实际工程应用时,需要根据橡胶

元件的结构特点以及受载情况,选取最适合的本构模型。

(2)在悬架筒式减震器橡胶衬套设计过程中,缩径会改变橡胶衬套的各向刚度,随着过盈量的增大,橡胶衬套的径向与偏摆刚度显著提高,轴向刚度缓慢变小,扭转刚度基本不变。

该计算方法与相关结论对悬架筒式减震器橡胶衬套的设计开发具有重要的指导意义。

参考文献:

[1] 赵振东,雷雨成,袁学明. 汽车悬架橡胶衬套刚度的优化设计[J]. 机械科学与技术,2006,25(2):168-170.

[2] 于振龙,具龙锡. 轿车悬架橡胶衬套结构特点分析[J]. 汽车技术,2009(8):34-38.

[3] 刘青,杨家军. 橡胶衬套在空气悬架中的重要作用和采用原则[J]. 汽车科技,2004(6):4-6.

[4] 赵振东,雷雨成,袁学明. 悬架衬套变形响应的非线性有限元分析[J]. 上海汽车,2005(9):23-25.

[5] Dzierzek S. Experiment-based Modeling of Cylindrical Rubber Bushings for the Simulation of Wheel Suspension Dynamic Behavior[Z]. SAE 2000-01-0095,2000.

[6] Sung D,Jeong G,Joo S. An Integrated Approach to the Development of Suspension Rubber Bushings[Z]. SAE 2006-01-1623,2006.

[7] 晏红文,黄友剑,陈灿辉,等. 有限元法在机车车辆橡胶元件设计中的应用[J]. 机车与电传动,2007(6):29-32.

[8] 闻邦椿. 机械设计手册 第1卷[M]. 5版. 北京:机械工业出版社,2010.

收稿日期:2012-09-05

Experiment and Calculation Analysis on Stiffness and Pull-out Force of Rubber Bushing for Suspension Telescopic Shock Absorber

WANG Wei,SHANGGUAN Wen-bin

(South China University of Technology,Guangzhou 510641,China)

Abstract:Based on the rubber bushing for shock absorber,the stiffness in each direction and pull-out force were calculated with nonlinear finite element software ABAQUS. The calculated results were in good agreement with the experimental results,which demonstrated the analysis method was reliable and effective. In addition,the influence of magnitude of interference on the stiffness of the rubber bushing in each direction was analyzed. The results showed that,with the increase of magnitude of interference,the radial and yaw stiffness of the rubber bushing increased significantly,the axial stiffness decreased slowly,and the tensional stiffness remained about the same.

Key words:rubber bushing;stiffness;pull-out force;finite element analysis