车用橡胶衬套刚度与疲劳寿命有限元分析

杨华　吴浪

（成都西菱动力科技股份有限公司，成都 611300）

【摘要】为解决汽车衬套开发周期长、设计成本高和易疲劳损伤等问题，基于有限元软件对前悬架下摆臂后衬套进行刚度计算和疲劳寿命仿真。通过橡胶材料力学性能试验得到Ogden、Mullins、Thomas模型参数以及初始裂纹尺寸，然后对衬套进行刚度仿真计算和疲劳寿命模拟。对比台架试验结果发现，各向刚度和疲劳寿命仿真结果与试验结果相比误差均低于8%，且发生疲劳失效的节点位置与计算得到的疲劳热点位置相同，与台架疲劳试验失效位置相近，验证了仿真的可行性。

关键词：汽车衬套　橡胶　有限元仿真　刚度　疲劳

中图分类号：TQ330.1　　**文献标志码：**A　　**DOI：** 10.20104/j.cnki.1674-6546.20240407

Finite Element Analysis of Stiffness and Fatigue of Automotive Rubber Bushings

Yang Hua, Wu Lang

(Chengdu Xiling Power Science & Technology Incorporated Company, Chengdu 611300)

【Abstract】 In order to solve the problems of long development cycle, high design cost and easy fatigue damage of automotive bushings, the stiffness calculation and fatigue simulation simulation of the rear bushings of front suspension lower swing arm were carried out based on finite element software. Ogden, Mullins, and Thomas model parameters and initial crack size are obtained through the mechanical property test of rubber materials, and then the bushing is subjected to stiffness calculation and fatigue life simulation. Comparing the results of the bench test, it is found that the error of all-directional stiffness and fatigue life is less than 8%, and the location of the node where fatigue failure occurs is the same as the fatigue hotspot obtained from the calculation, which is similar to the location of the fatigue failure in the bench fatigue test, thus verifying the feasibility of the simulation.

Key words: Automotive bushings, Rubber, Finite element simulation, Stiffness, Fatigue

【引用格式】 杨华, 吴浪. 车用橡胶衬套刚度与疲劳寿命有限元分析[J]. 汽车工程师, 2026(4): 41-48.

YANG H, WU L. Finite Element Analysis of Stiffness and Fatigue of Automotive Rubber Bushings[J]. Automotive Engineer, 2026(4): 41-48.

1　前言

橡胶衬套作为汽车领域的关键连接部件，广泛应用于悬架系统、副车架、转向机构及稳定杆等部位。其核心功能在于利用橡胶材料的弹性特性，通过自身形变来衰减和隔离由路面不平度、发动机振动及传动系统激励所引发的振动传递[1]。然而，在长期承受路面激励和发动机随机载荷作用的条件下，橡胶衬套易发生疲劳失效，导致其减振和隔振性能显著降低[2]。目前，国内橡胶衬套的研发主要依赖于试验验证方法，耐久性测试往往需要数天乃至数周时间，严重影响了产品开发周期。若能在设计初期采用仿真模拟技术对衬套的刚度特性和疲劳寿命进行有效预测，将显著降低开发成本并大幅缩短研发周期。

在橡胶材料疲劳寿命预测研究领域，基于疲劳裂纹扩展理论的方法已得到广泛应用[3]。该理论体系由Thomas和Rivlin等学者[4-5]基于断裂力学

理论建立，其核心是通过能量释放历程和裂纹几何特征确定裂纹扩展速率，进而建立单位面积撕裂能与裂纹扩展速率的关系，最终通过积分运算获得材料的疲劳寿命。王小莉等[6]通过哑铃型试片试验，构建了以最大主应变峰值、八面体切应变峰值和应变能密度峰值为损伤参量的单轴疲劳寿命预测模型，并验证了损伤参量与疲劳寿命间的幂律关系。吴赵佳等[7]采用等效最大主应变作为损伤参量，结合试验与有限元仿真方法成功预测了橡胶衬套在多轴载荷作用下的疲劳寿命。上官文斌等[8]通过对比采用应变能密度、最大主格林-拉格朗日（Green-Lagrange）应变和有效应力3种损伤参量建立的寿命预测模型，发现基于有效应力的模型对动力总成橡胶悬置的疲劳寿命预测精度最佳。

现有研究主要基于橡胶疲劳试验数据，通过建立不同损伤参量的疲劳预测模型，结合仿真软件获取损伤参量历程曲线，进而实现寿命预测。然而，基于裂纹扩展模型并采用专业疲劳分析软件对橡胶制品进行疲劳寿命预测的研究相对较少。本文以某车型前悬架下摆臂后衬套为研究对象，通过橡胶材料力学性能试验获取模型参数，并采用Abaqus与Fe-safe软件联合仿真方法，对衬套的刚度特性和疲劳寿命进行数值模拟分析。

2 仿真分析流程

首先对橡胶衬套进行台架试验和材料性能测试试验，得到橡胶衬套三向刚度值、疲劳寿命以及仿真所需材料模型参数。然后利用Abaqus软件对衬套进行刚度有限元仿真，将超弹性本构Ogden模型参数赋予橡胶单元，通过对比实测值和仿真计算值确定超弹性本构方程的有效性。之后，将测试得到的Mullins模型参数输入刚度仿真模型，将刚度计算的位移载荷改为循环载荷，得到1个循环载荷周期橡胶单元节点应力应变历程数据，将计算结果导入Fe-safe软件，输入Ogden、Mullins、Thomas模型参数和前兆体裂纹尺寸至Fe-safe已有的橡胶材料库中进行更改，选择Fe-safe下Endurica求解器进行橡胶衬套寿命模拟。最后通过对比橡胶衬套疲劳试验实测值与仿真计算值验证疲劳仿真模型的准确性以及材料模型参数的有效性。前悬架下摆臂后衬套仿真分析流程如图1所示。

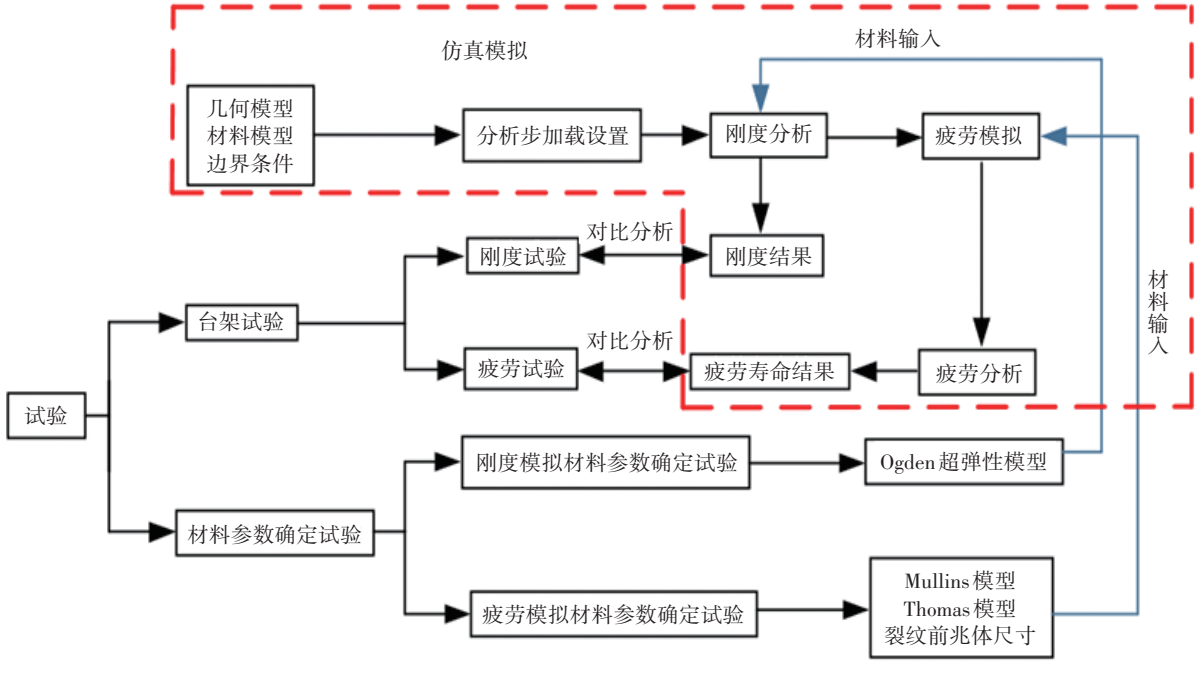


图1 橡胶衬套刚度及疲劳寿命仿真分析流程

3 台架刚度试验

3.1 橡胶衬套三向刚度测试

采用MTS831弹性体试验台测试衬套的X、Z向径向刚度和Y向轴向刚度，衬套结构如图2所示，测试设备如图3所示。橡胶衬套内骨架与工作台进行定位凸台配合，压力机对外骨架施加径向向内的强制位移载荷，使衬套缩颈量为0.75 mm，以符合真实装配情况。

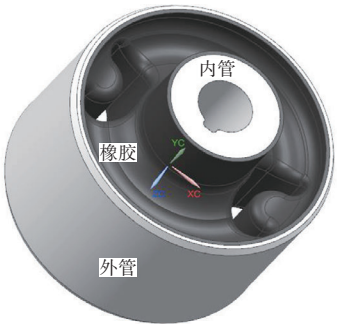
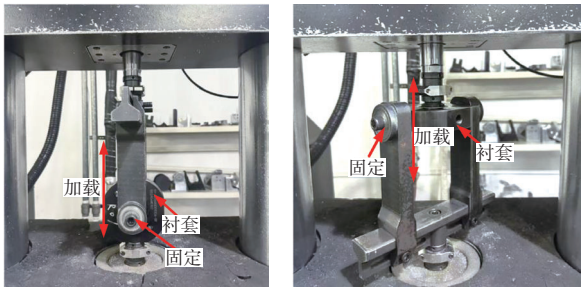


图2　衬套结构组成



（a）径向刚度测试　　（b）轴向测试

图3　MTS弹性体试验系统

激励装置对衬套缓慢施加载荷，通过传感器持续记录施加在衬套上的载荷和变形位移量，X、Z向加载力范围为±15 kN，Y轴向加载力范围为±0.8 kN，如图4所示。首先进行预加载1次，之后取第2次加载过程的力和位移曲线计算出不同方向的刚度值，如表1所示。测得X、Y、Z 3个方向的刚度平均值分别为344.5 N/mm、137.5 N/mm和665.0 N/mm。

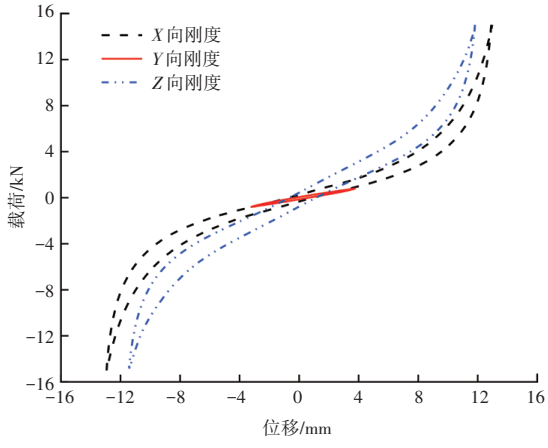


图4　橡胶衬套X、Y、Z向刚度实测曲线

表1　橡胶衬套X、Y、Z向平均刚度数值　　N/mm

试样编号	1	2	3	刚度平均值
X向	343.9	346.8	342.9	344.5
Y向	139.5	135.3	137.6	137.5
Z向	670.2	660.7	664.0	665.0

3.2　台架疲劳试验

本文台架疲劳试验采用工程试验方法，疲劳试验工装如图5所示。在实际路况下，衬套所受循环载荷主要为衬套径向实心方向，根据图4可知，橡胶衬套线性与非线性段过渡载荷约为±5 kN，故对衬套Z向施加±5 kN的正弦循环载荷，加载频率为3 Hz，加载环境为室温环境，采用风冷方式对橡胶进行冷却，若出现可见裂纹即视为衬套发生疲劳失效。

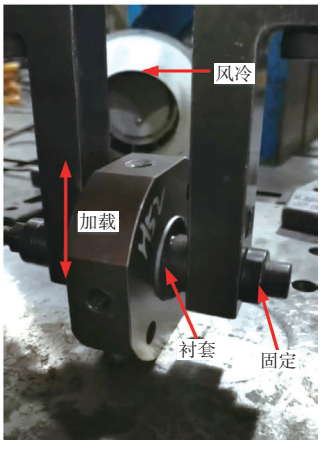


图5　衬套台架疲劳试验

记录裂纹形成约1 mm的载荷循环次数为41 250次，疲劳破坏位置及裂纹扩展方向如图6所示，疲劳裂纹最早出现在主簧表面接近中心处，逐渐向主簧边缘扩展。



图6　台架试验衬套开裂位置

4　本构测试试验

4.1　刚度仿真参数确定

衬套所用的橡胶材料是具有高度非线性、各向同性且体积近似不可压缩的材料，通常采用应变能密度函数的超弹性本构模型来描述，而橡胶材料的本构方程在等双轴和体积压缩试验条件不满足的情况下近似可由单轴拉伸和平面剪切试验曲线拟

合得到：

$$W=\sum_{i=1}^{3}\frac{2\mu_i}{a_i^2}\left(\lambda_1^{a_i}+\lambda_2^{a_i}+\lambda_3^{a_i}-3\right) \tag{1}$$

式中：W为应变能密度，λ_1、λ_2、λ_3分别为x、y、z3个主方向的拉伸比，μ_i、a_i为材料参数。

式(1)中的三阶Ogden本构方程能够再现材料在各类变形模式下的力学响应，且三阶Ogden本构模型参数较少，计算和实现相对简单。本文基于单轴拉伸和平面剪切试验拟合得到该衬套所用橡胶材料的三阶Ogden模型参数，拟合曲线结果如图7所示，拟合系数R^2=0.997。三阶Ogden本构模型参数如表2所示。

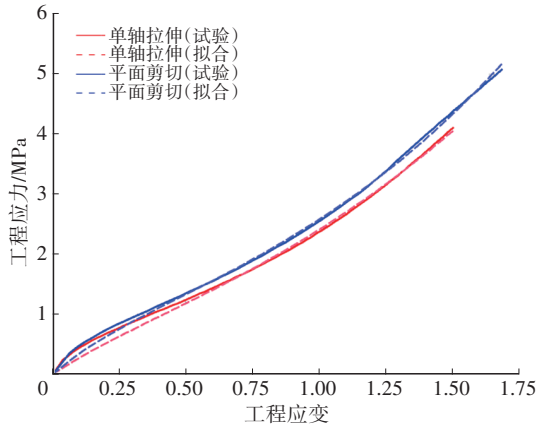


图7　单轴拉伸和平面剪切试验数据Ogden模型拟合

表2　三阶Ogden本构模型参数

本构参数	i	μ_i/MPa	a_i
数值	1	−0.051 3	0.111 73
	2	256.941 53	0.225 99
	3	0.002 56	−0.002 43

4.2　疲劳仿真参数确定

4.2.1　Mullins模型参数确定

Mullins效应表明，橡胶在初次加载拉伸时应力应变水平较高，当卸载至应变为0或者重新加载至相同应变时，应力水平显著降低。目前，主要采用唯象学的伪弹性本构模型对橡胶材料的Mullins效应进行描述。

应变能密度可分为畸变应变能密度和体积变化应变能密度两部分：

$$U=U_{\mathrm{dev}}+U_{\mathrm{vol}} \tag{2}$$

式中：U_{dev}为初始加载至某一应变下的应变能密度，U_{vol}为卸载至相同应变下的应变能密度。

通过在超弹性模型中增加损伤变量η，将η与损伤应变能函数φ联系起来，伪弹性本构模型可以表示为：

$$U\left(\lambda_i,\eta\right)=\eta U_{\mathrm{dev}}\left(\lambda_i\right)+\varphi\left(\eta\right)+U_{\mathrm{vol}} \tag{3}$$

利用应变能计算损伤变量η：

$$\eta=I-\frac{1}{r}\mathrm{erf}\left(\frac{U_{\mathrm{dev}}-\tilde{U}_{\mathrm{dev}}}{m+\beta_1 U_{\mathrm{dev}}}\right) \tag{4}$$

式中：r、m、β_1为软化效应控制参数。

根据单轴拉伸和平面剪切循环曲线拟合Mullins模型如图8所示，其中r=1.807 3、m=0.473 5、β_1=0.000 5，拟合系数R^2=0.902。

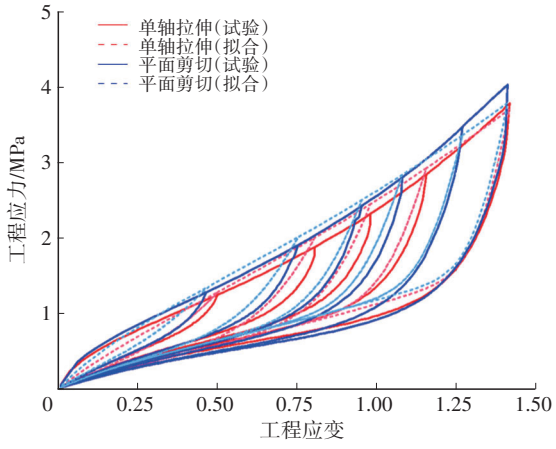


图8　单轴拉伸和平面剪切循环试验数据Mullins模型拟合

4.2.2　Thomas模型参数确定

Thomas模型认为橡胶材料在受到循环载荷作用时，会伴随着橡胶内部应变能的释放，从而导致裂纹扩展。Thomas公式为：

$$\frac{\mathrm{d}C}{\mathrm{d}N}=\begin{cases}r_{\mathrm{c}}\left(\dfrac{T_{\max}}{T_{\mathrm{C}}}\right)^{F_0}, & T_{\max}\ll T_{\mathrm{C}}\\ \infty, & T_{\max}>T_{\mathrm{C}}\end{cases} \tag{5}$$

式中：T_{C}为临界撕裂能，r_{c}为临界扩展速率，F_0为应力比为0时的幂指数，$T_{\max}$为最大撕裂能，C为裂纹扩展长度，N为循环次数。

对带缺口的纯剪切试样分别进行峰值应变为40%、60%、80%和100%的完全松弛疲劳试验，循环加载频率为5 Hz，每个峰值应变测试3次，取其速率平均值，试验测得不同峰值应变下裂纹扩展速率如表3所示，测得临界撕裂能为11 590 J/m^2。

表3　纯剪切试样不同峰值应变下的裂纹扩展速率

峰值应变/%	撕裂能/J·m^{-2}	裂纹扩展速率/×10^{-7} m·次$^{-1}$
40	2 555	1.250
60	4 566	5.925
80	6 865	9.726
100	9 362	0.180 2

在对数坐标下，撕裂能与裂纹扩展速率所关

系如图9所示，二者近似为线性关系，验证了数据的有效性。拟合得到Thomas模型各参数值，其中r_c=2.621 6×10^{-6}、F_0=1.766 8、T_C=11 590 J/m^2，拟合系数R^2=0.99。

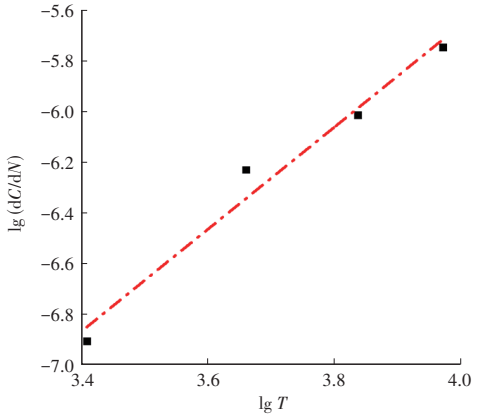


图9　对数坐标下撕裂能与裂纹扩展速率的关系曲线

4.2.3　初始裂纹尺寸确定

在天然橡胶材料内部加入一定的填充物可以改善其工艺和物理性能，但会导致胶料内部存在分散不均匀的微小团聚体、气泡和污染物等缺陷，对橡胶疲劳寿命产生影响。Le等[9~10]通过扫描电镜观察橡胶材料的裂纹扩展过程，发现内部最初的缺陷是由氧化锌与橡胶基体之间的界面滑移形成的，在循环载荷运动下，裂纹沿着此缺陷逐渐扩展，并最终失效，这些原始缺陷称为裂纹前兆体，其尺寸通常在10~100 μm范围内[11]。对于炭黑填充天然橡胶，其内部容易形成炭黑团聚物，是造成天然炭黑填充类橡胶内部应力集中和初始裂纹出现的主要原因[12]。

橡胶材料内部的缺陷是不可避免的，因此，前兆体裂纹尺寸是橡胶材料的固有属性。汽车在行驶过程中，在复杂路面的激励下，衬套内部前兆体裂纹处开始扩展，直至形成一定的尺寸后，橡胶衬套失效。对哑铃型橡胶试样进行完全松弛疲劳试验，通过伸张疲劳试验寿命的测试结果结合Thomas裂纹扩展模型可以反推得到橡胶制品的初始裂纹尺寸，计算公式为：

$$N_f=\int_{C_0}^{C_f}\frac{1}{r}\mathrm{d}C=\frac{T_C^F}{T_C^F(F-1)r_c(2\pi W_{max})^F}C_0^{1-F} \quad (6)$$

$$C_0=\left[\frac{N_f(F-1)r_c(2\pi W_{max})^F}{T_C^F}\right]^{\frac{1}{1-F}} \quad (7)$$

式中：F为幂指数，N_f为试样的疲劳寿命，C_0为初始微裂纹尺寸，C_f为目标裂纹尺寸，W_{max}为应变能峰值。

初始裂纹尺寸计算结果如表4所示。

表4　初始裂纹尺寸计算结果

试样编号	峰值应变/%	疲劳寿命/次	C_0/μm
1	80	131 272	15.60
2		125 685	16.51
3		86 926	26.71
4		122 484	17.08
5		155 288	12.53
6		147 052	13.46
7		101 496	21.82
8		103 500	21.27
9	120	61 012	10.87
10		60 182	11.06
11		49 212	14.39
12		59 486	11.23
13		63 636	10.29
14		64 146	10.18
15		44 622	16.34
16		40 986	18.26

由表4可知，裂纹前兆体的尺寸分布在10.87~26.71 μm范围内，前兆体裂纹最大尺寸是最小尺寸的2.46倍，尺寸分布具有一定的不确定性，合理地解释了疲劳测试结果出现波动的原因，因而需从概率学角度对橡胶制品的前兆体裂纹尺寸进行推算[13]。

在对橡胶裂纹前兆体尺寸进行概率学统计分析时，Weibull分布模型可以定量描述失效率G与前兆体裂纹尺寸的关系：

$$G(x)=1-\mathrm{e}^{-\left[\frac{x}{\xi}\right]^{\beta_2}},x\gg 0 \quad (8)$$

$$R(x)=1-G(x)=\mathrm{e}^{-\left[\frac{x}{\xi}\right]^{\beta_2}},x\gg 0 \quad (9)$$

式中：$G(x)$为系统的失效率，$R(x)$为系统可靠性函数，x为随机变量，β_2为形状参数，ξ为缩放因子。

根据表4对前兆体裂纹尺寸进行Weibull模型拟合，计算得到的前兆体裂纹尺寸用于后续疲劳分析，拟合结果如图10所示。其中β_2=3.353 95、ξ=0.016 7，拟合系数R^2=0.97。当G=0.5时，计算得到橡胶材料的中值裂纹尺寸C_0=14.97 μm。

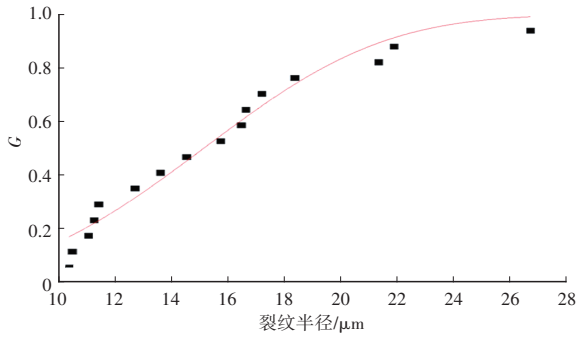


图 10　疲劳失效函数分布情况及拟合曲线

5　有限元仿真分析

5.1　有限元模型的建立

衬套由内、外金属管及中间橡胶部分组成，为简化模型，省去内、外层金属管。橡胶衬套在实际工况下变形较大，为了保证在大变形条件下依然保持较高的网格质量，采用 Hypermesh 对衬套进行六面体网格划分，衬套主簧与限位过渡圆弧半径为 2.5 mm，且圆弧处应至少保证 3 层网格单元，故网格整体尺寸设定为 0.8 mm，划分完成后单元总数为 52 742 个，节点总数为 61 104 个。此外，橡胶单元定义为 C3D8H 杂交单元，赋予前文计算得到的 Ogden 模型参数，橡胶自接触时，其摩擦因数定义为 0.2，在内圆管形心处建立参考点 R_{p-1}，使其与内管接触部分橡胶单元节点进行刚性耦合。网格划分及耦合约束如图 11 所示。

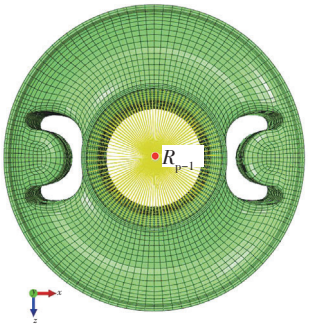


图 11　衬套有限元模型

5.2　刚度模拟

对衬套进行刚度有限元仿真分析，共建立 2 个分析步骤，分别模拟压装缩颈过程和加载过程：

a. 以内管几何中心为坐标原点、内管轴线为轴向建立柱坐标系。选择衬套与外管接触表面节点，使其沿着柱坐标系径向缩颈 0.75 mm，缩颈后的米塞斯应力云图如图 12 所示。

b. 保持步骤 a 缩颈状态不变，对参考点施加位移载荷，同时输出参考点支反力和位移，依次拟合各方向衬套刚度曲线并与实测刚度曲线进行对比，如图 13 所示，刚度仿真计算结果与试验结果对比情况如表 5 所示。

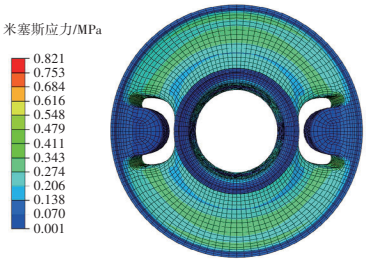


图 12　缩颈后的米塞斯应力云图

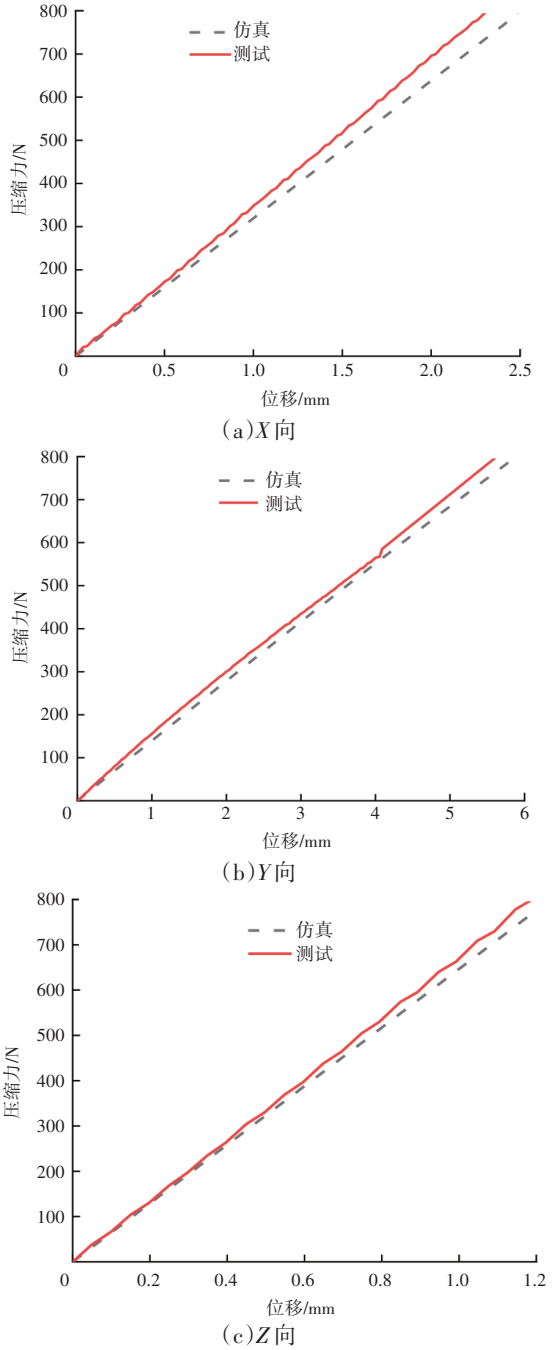


图 13　衬套各向刚度仿真与试验结果对比曲线

表5　衬套刚度仿真与试验结果对比

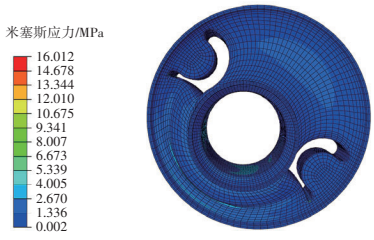
方向	X向	Y向	Z向
刚度仿真结果/N·mm^{-1}	318.4	133.5	646.9
刚度试验结果/N·mm^{-1}	344.5	137.5	665.0
误差/%	7.58	2.91	2.72

由图13和表5可知，刚度试验结果稍大于仿真结果，各向刚度的相对误差均在10%以内，表明拟合得到的三阶Ogden参数能准确描述加载时橡胶各节点的应力应变情况。产生误差的原因主要包括：由图7可知，在小变形范围内，单轴拉伸和平面剪切拟合曲线均低于试验曲线；本文简化了橡胶衬套模型，忽略了金属内、外管的变形。

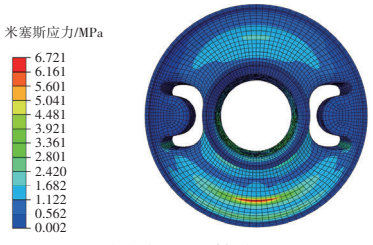
5.3　疲劳寿命模拟

Fe-safe能综合考虑超弹性、Mullins效应、黏弹性、温度以及氧化等对橡胶裂纹扩展速率的影响，其材料库提供了可直接用于橡胶疲劳计算的材料模型，可通过调整模型参数对实际橡胶制品进行疲劳寿命预估。

在刚度计算模型的基础上，在材料参数中输入Mullins参数，保持步骤a缩颈载荷不变，在步骤b中，对耦合点R_{p-1}施加峰值为±5 kN的正弦激励，循环2个周期。计算得到峰值载荷为5 kN时的米塞斯应力云图，如图14所示。衬套疲劳热点位于红色部分，其中最大应力为6.721 MPa，发生在66875号节点位置。



(a)变形系数为1



(b)变形系数为0

图14　峰值载荷5 kN时不同变形系数下米塞斯应力云图

将得到的计算结果导入Fe-safe，将前文拟合得到的Ogden、Mullins、Thoams和前兆体裂纹尺寸等参数输入Fe-safe原始材料库NR_GUM中，作为该橡胶衬套计算寿命所用材料；将第2个循环周期作为加载应力应变历程数据，以工程应变历程数据为主，并采用工程应力历程数据辅助进行寿命预测；将表面粗糙度设为1，即不考虑橡胶衬套表面粗糙度对疲劳寿命的影响；将Endurica的算法设为含压力体积算法(Bulk with Pressure)。

计算结果如图15所示，该橡胶衬套的最小疲劳寿命发生在66875号节点处，寿命为38 018次。发生疲劳失效的位置与ABAQUS计算得到的疲劳热点位置相同，且与台架疲劳试验失效位置相近，疲劳寿命仿真误差为7.83%，小于8%，一定程度上说明了仿真方法在衬套寿命预测中的可行性。

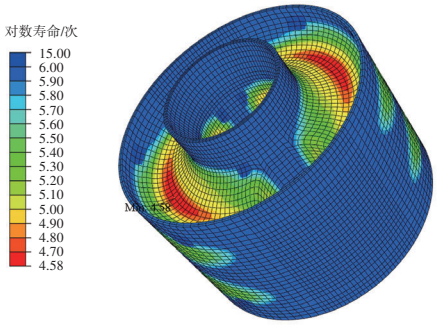


图15　橡胶衬套寿命云图

6　结束语

本文通过力学性能试验得到了衬套所用橡胶材料的Ogden、Mullins、Thomas模型参数，以及初始裂纹尺寸C_0=14.97 μm，并对橡胶衬套进行刚度和疲劳仿真计算，结果表明，各向刚度和疲劳寿命仿真结果误差均低于8%，且发生疲劳失效的节点位置与计算得到的疲劳热点位置相同，与台架疲劳试验失效位置相近，证明了仿真方法的可行性。

参　考　文　献

[1] 吴利广，李广，景立新. 橡胶衬套动态力学特性对平顺性的影响研究[J]. 汽车工程师，2021(10)：34-38.
WU L G, LI G, JING L X. Study on the Influence of Dynamic Mechanical Properties of Rubber Bushing on Smoothness[J]. Automotive Engineer, 2021(10): 34-38.

[2] 张志远，程稳正，陈海潮，等. 考虑缩径影响的橡胶衬套寿命仿真研究[J]. 汽车技术，2024(9)：38-45.
ZHANG Z Y, CHENG W Z, CHEN H C, et al. Simulation Study of Rubber Bushing Life Considering the Effect of Shrinkage[J]. Automotive Technology, 2024(9): 38-45.

[3] BARBASH K P, MARS W V. Critical Plane Analysis of Rubber Bushing Durability Under Road Loads[J]. SAE Technical Paper, 2016-01-039, 2016.

[4] RICIN R C, THOMAS A G. Rupture of Rubber. I.

Characteristic Energy for Tearing[J]. Journal of Polymer Science, 1953, 10(3): 291-318.

[5] LAKE G J. Fatigue of Rubber at Low Strains[J]. Journal of Applied Polymer Science, 1966,10(2): 343-351.

[6] 王小莉，上官文斌，刘泰凯，等. 填充橡胶材料单轴拉伸疲劳试验及疲劳寿命模型研究[J]. 机械工程学报，2013，49(14): 65-73.
WANG X L, SHANGGUAN W B, LIU T K, et al. Uniaxial Tensile Fatigue Test and Fatigue Life Modeling of Filled Rubber Materials[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(14): 65-73.

[7] 吴赵佳，侯永平，张建文. 随机振动条件下的橡胶衬套疲劳寿命预测[J]. 汽车技术，2017(3): 24-28.
WU Z J, HOU Y P, ZHANG J W. Fatigue Life Prediction of Rubber Bushings Under Random Vibration Conditions[J]. Automobile Technology, 2017(3): 24-28.

[8] 上官文斌，刘泰凯，王小莉，等. 汽车动力总成橡胶悬置的疲劳寿命实测与预测方法[J]. 机械工程学报，2014，50(12): 126-132.
SHANGGUAN W B, LIU T K, WANG X L, et al. Fatigue Life Measurement and Prediction Method of Rubber Suspension for Automotive Powertrain[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(12): 126-132.

[9] LE CAM J B, HUNEAU B, VERRON E, et al. Mechanism of Fatigue Crack Growth in Carbon Black Filled Natural Rubber[J]. Macromolecules, 2004, 37(13): 5011-5017.

[10] CAM J B L, HUNEAU B, VERRON E. Description of Fatigue Damage in Carbon Black Filled Natural Rubber[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2008, 31(2): 1031-1038.

[11] LI F, LIU J, MARS W V, et al. Crack Precursor Size for Natural Rubber Inferred From Relaxing and Non-Relaxing Fatigue Experiments[J]. International Journal of Fatigue, 2015, 80(7): 50-57.

[12] CAO L, SINHA T K, TAO L, et al. Synergistic Reinforcement of Silanized Silica-Graphene Oxide Hybrid in Natural Rubber for Tire-Tread Fabrication: A Latex Based Facile Approach[J]. Composites Part B: Engineering, 2019, 15(4): 667-676.

[13] 姬娜，刘娟，王浩然，等. 板簧橡胶支座刚度与疲劳寿命波动性仿真分析及试验研究[J]. 北京航空航天大学学报，2024(4): 1-13.
JI N, LIU J, WANG H R, et al. Simulation Analysis and Experimental Study on The Fluctuation of Stiffness and Fatigue Life of Plate Spring Rubber Bearing[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2024 (4): 1-13.

（责任编辑　王　一）
修改稿收到日期为2024年12月17日。

《汽车工程师》征稿启事

《汽车工程师》于1974年创刊，是由中国第一汽车集团有限公司主管、中国第一汽车股份有限公司主办的国内外公开发行的汽车应用技术类学术期刊，为RCCSE中国准核心学术期刊、CACJ中国应用型扩展期刊，被哥白尼精选数据库、EBSCO学术数据库、欧洲学术出版中心（EuroPub）数据库、J-Gate数据库收录。

《汽车工程师》以报道汽车产品设计领域的技术研究成果为主，专注于技术开发与应用层面的创新成果，提供汽车设计创新解决方案。《汽车工程师》将把握电动化、智能化、网联化、共享化的汽车技术主流发展趋势，努力吸收优质稿源，为我国汽车工程技术创新能力提升贡献力量。重点征稿方向包括：锂离子电池与新体系电池、动力电池热管理与热失控、燃料电池及其关键零部件、车用电机及其控制器、自动驾驶汽车环境感知与感知融合、自动驾驶汽车定位与建图、自动驾驶汽车测试、人工驾驶-无人驾驶车辆混行条件下的自动驾驶控制、智能线控底盘、一体化底盘、功能安全和预期功能安全。

热忱欢迎汽车行业的专家学者不吝赐稿，反映国家重点扶持项目、自然科学基金项目和其他重点项目等研究成果的稿件将优先发表，我们期待与您共同践行“把论文写在祖国大地上”的指示精神，为强大中国汽车工业作贡献！

本刊使用协同采编系统处理稿件，请登陆期刊网站注册后投稿，投稿要求见本刊网站中“下载中心”栏目的作者指南，网址：http://tjqc.cbpt.cnki.net。

《汽车工程师》编辑部