

车用橡胶衬套力学特性分析

李新荣, 张海庆, 王栋, 王增辉

(山东美晨工业集团有限公司 研发中心, 山东 潍坊 262200)

摘要: 衬套在汽车减振行业中起着重要作用, 本文以空气悬架橡胶衬套为研究对象, 分析不同结构衬套在不同方向载荷作用下的等效应力位移与刚度, 最终得出: 衬套骨架与橡胶连接外漏位置处应力最大, 设计时可增大倒角以减小应力集中; 增加中间骨架可增大衬套刚度, 同时最大等效应力出现于中间骨架上; 衬套由全橡胶式改为镂空式, 可减小衬套刚度与等效应力。

关键词: 衬套; 等效应力; 等效位移; 刚度

中图分类号: TQ330.7

文献标识码: B

文章编号: 1009-797X(2026)01-0016-06

DOI:10.13520/j.cnki.rpte.2026.01.003

0 概述

伴随人们对汽车 NVH 要求的不断提高, 各种橡胶制品被应用于汽车减振领域; 橡胶作为一种重要的高弹非线性工业原料, 具有良好的弹性与能量吸收性能, 由其制作的衬套可有效解决因路面不平而造成的非舒适性与非稳操性。衬套是由橡胶与内外骨架相互叠加后硫化制成的中空弹性体, 根据骨架数量不同, 可分为全橡胶、单骨架、双骨架、多骨架衬套; 根据骨架结构不同, 可分为圆柱、圆筒、异型孔、方形孔等类型衬套。衬套初始设计首先要满足客户对胶料性能要求, 再者为满足不同车型对各方向动静刚度及耐久性要求, 设计不同尺寸、结构。

国内学者对车用橡胶衬套研究较多, 文献^[1]论述车用橡胶衬套种类、作用, 概述有限元在衬套研究的应用, 但并未对其有限元结果做进一步研究。文献^[2]通过改变橡胶衬套刚度研究其对汽车行驶过程中的平顺性影响, 并得出刚度对汽车振动影响较大。文献^[3]基于 ABAQUS-python 接口开发橡胶衬套独立用户界面, 缩短有限元运行时间, 提高分析效率。文献^[4]研究橡胶衬套刚度曲线与试验曲线的相关性, 通过增加橡胶块可对橡胶衬套刚度产生影响。文献^[5]研究不同粘合体对胶料与衬套骨架粘合性能影响, 并对衬套最大破坏力进行分析。文献^[6]介绍了衬套生产工艺流程图, 利用质量改善工具对衬套开裂分析, 并找出失效原因为硫化温度。

国外汽车发展较早, 与其配套的汽车衬套研究要深。文献^[6]利用优化设计公式建立衬套结构参数设计

数学模型并用遗传算法对结构参数进行优化, 最后利用有限元对优化参数进行验证并建立两者联系。文献^[7]为了研究橡胶衬套温度依赖性, 利用液压试验台与加热室相结合作为新的测试方法, 给出衬套静态与动态特性, 并改进在考虑温度依赖情况下橡胶衬套的仿真模型。文献^[8]依据仿生学原理设计具有代表性的橡胶衬套, 通过实验数据与有限元仿真, 研究橡胶衬套内柔性摩擦副各方向运动特性, 确定最佳减阻与耐磨性仿生设计。

本文以商用车驾驶室悬架衬套为研究对象, 论述橡胶材质超弹性理论, 对不同类型衬套进行刚度与应力及位移量分析, 得出橡胶衬套刚度曲线图及应力与位移云图, 所得理论为衬套设计提供理论依据。

1 橡胶衬套力学模型

1.1 超弹性 Mooney-Rivlin 本构模型

本文所用橡胶本构模型基于连续介质力学理论, 以连续介质为基础的超弹本构模型认为橡胶材质各项同性并用单位体积应变能表示, 其表达式:

$$W = \sum_{i=1}^N C_i (I_i - 3) + \sum_{j=1}^M \frac{1}{D_j} (J - 3)^{D_j} \quad (1)$$

式中应变能由应变偏能量与体积应变能组成, 其中 C_{ij} 与 D_k 为材料常数, I_1 、 I_2 、 I_3 为与主伸长率有关的变形张量不变量, 主伸长率 λ_i 与主应变 ε_i 可表示为

作者简介: 李新荣 (1990-), 男, 机械工程师, 硕士研究生, 主要从事汽车悬架系统的设计开发方面的工作。

$\lambda_i=1+\varepsilon_i$, 橡胶材料为不可压缩物质, 则 $I_3=1$, 本文假设 $N=1$, 则表达式简化为:

$$W = C_{11}(I_1 - 3) + C_{12}(I_2 - 3) \quad (2)$$

1.2 刚度理论

刚度是材料或结构在受力条件下抵抗变形的能力, 不同材质或结构的零部件在使用过程中可能承受静载荷或动载荷, 据此刚度可分为静刚度与动刚度。衬套静刚度指在一定位移范围内缓慢加载, 衬套所受载荷与变形比值。由于橡胶是非线性材料, 试验过程中, 衬套静刚度曲线易出现转折点, 需根据产品要求, 选取不同位置段作为衬套刚度, 静刚度计算公式:

$$K_s = \frac{F_2 - F_1}{X_2 - X_1} \quad (3)$$

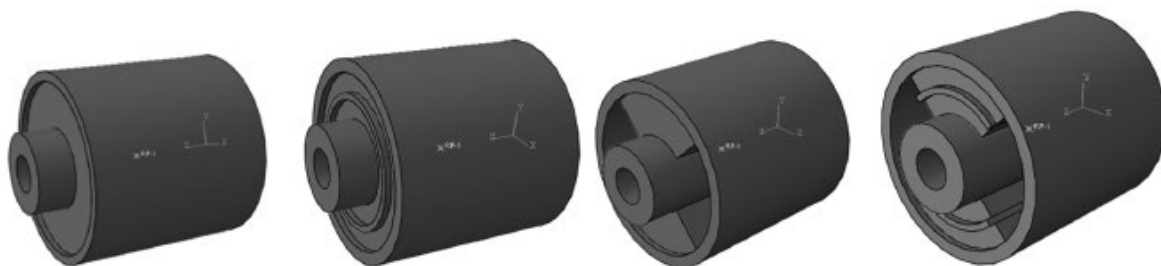
其中, K_s 为衬套静刚度, F_2 为施加上限载荷, F_1 为施加下限载荷, X_2 为施加上限载荷 F_2 时衬套变形量, X_1 为施加下限载荷 F_1 时衬套变形量。

2 衬套模型建立及结果分析

2.1 衬套几何模型建立及参数设置

2.1.1 几何建模

衬套需分析各方向刚度, 本文所分析的衬套几何模型如图 1 所示, 径向为 X 轴与 Y 轴, 轴向为 Z 轴。



(a) 全橡胶衬套; (b) 含骨架全橡胶衬套; (c) 镂空橡胶衬套; (d) 镂空含中间骨架橡胶衬套、

图 1 橡胶衬套结构

2.1.2 参数设置

汽车行驶时依靠衬套内部变形橡胶减振减噪, 参数设置时参考点与内骨架耦合, 耦合点施加位移与扭转约束; 内外骨架与橡胶连接面采用绑定约束, 为保证模型收敛, 主面为内外骨架; 外骨架不发生位移, 设置为全约束。

网格质量划分关系模型计算收敛性, 本文分析的衬套采用软件自带绘图模块绘制, 初始网格划分的三维模型并非六面体, 需采用体切分并划分网格; 设置场变量为各方向支反力与位移, 方便刚度数据的获取,

衬套静刚度分析需设置橡胶材质的超弹性参数, 内外及中间骨架需设置材质的弹性模量与泊松比。

2.2 结果分析

2.2.1 双骨架橡胶衬套有限元分析

2.2.1.1 双骨架衬套径向分析

图 2 应力与位移云图显示, 径向施加位移载荷后, 衬套等效应力最大值为 6.27 MPa, 出现于内骨架内表面; 橡胶部分最大等效应力为 4.6 MPa, 出现在与内骨架接触处, 位移载荷施加时此处橡胶与内骨架相互挤压, 在未考虑倒角问题时, 应力比较集中, 因此在设

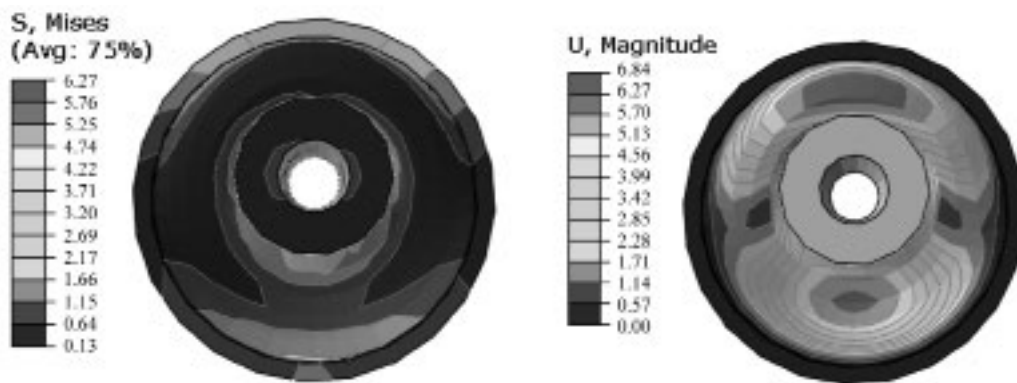


图 2 径向载荷作用下衬套等效应力及位移云图

计骨架与橡胶接触过渡区域时要考虑接触外侧倒角。衬套最大位移量为 6.84 mm, 由于橡胶为不可压缩材质, 载荷施加时多余材质被挤压并沿轴向移动, 造成衬套整体位移量大于实际施加径向位移量, 被挤压的橡胶向外延伸, 被拉伸的橡胶向内凹陷。从位移云图也可看出, 外骨架施加固定载荷其位移量为 0, 内骨架通过耦合点施加位移载荷其值与施加径向载荷相同。

图 3 显示双骨架衬套在受到径向载荷时其刚度变化情况, 通过曲线拟合可知, 其刚度约为 1 997 N/mm。

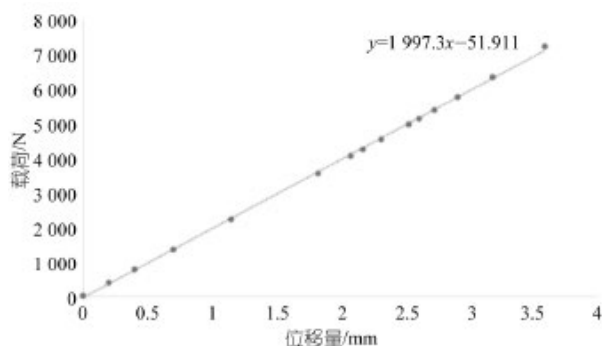


图 3 径向载荷作用下衬套静刚度拟合曲线

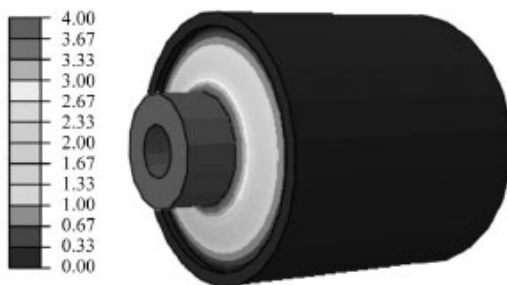
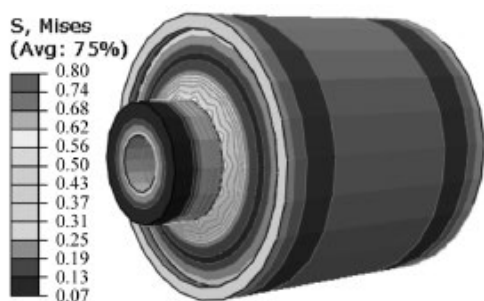


图 4 轴向载荷作用下衬套等效应力与位移云图

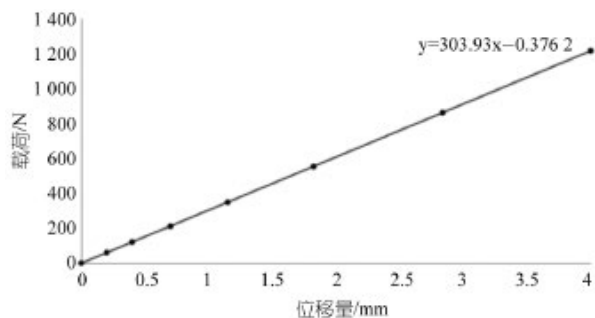


图 5 轴向载荷作用下衬套静刚度拟合曲线

图 7 显示双骨架衬套在受到扭转载荷时其扭转载荷与角度关系, 其拟合曲线显示扭转刚度约 1.9 N.m/°。

2.2.2 三骨架橡胶衬套分析

2.2.1.2 双骨架衬套轴向分析

图 4 应力与位移云图显示, 在施加 4 mm 轴向位移载荷时, 衬套最大等效应力为 0.8 MPa, 出现在内骨架表面, 橡胶部分最大等效应力为 0.61 MPa; 橡胶位移量从内骨架至外骨架逐渐减小。若衬套在循环载荷作用下按照给定的振幅做疲劳试验, 最大应力位置处极易开胶, 造成疲劳失效。

图 5 显示双骨架衬套在受到轴向载荷时其轴向载荷与位移关系, 其拟合曲线显示刚度为 303 N/mm, 明显低于径向刚度。

2.2.1.3 双骨架衬套扭转分析

图 6 应力与位移云图显示, 衬套施加扭转载荷时, 衬套整体最大等效应力为 14.14 MPa, 出现于内骨架表面, 橡胶部分最大等效应力为 6.1 MPa; 扭转过程中最大等效位移量为 12.92 mm, 出现在内骨架与橡胶体接触处。扭转时, 距离衬套中心越远, 其等效应力与位移量越小, 其对衬套减振作用越小, 因此在考虑节约橡胶材质的驱动下, 可优先考虑减小衬套橡胶部分尺寸。

2.2.2.1 三骨架衬套径向分析

三骨架衬套在施加径向载荷后, 内骨架通过内橡胶将载荷传递至中间骨架, 导致中间骨架弯曲, 所得等效应力与位移如图 8 与图 9 所示。衬套最大等效应力约为 217 MPa, 出现于中间骨架轴向向外侧。橡胶部分最大等效应力与最大等效位移出现在内橡胶, 分别为 8.48 MPa 与 10.97 mm。径向刚度为 17 843 N/mm, 与二骨架径向刚度相比, 增大 8 倍; 从而可得出, 通过增加衬套中间骨架数量可显著增大衬套径向刚度。

2.2.2.2 三骨架衬套轴向分析

图 11 与图 12 为三骨架衬套施加轴向载荷等效应力与位移云图, 最大等效应力为 3.97 MPa, 内骨架最

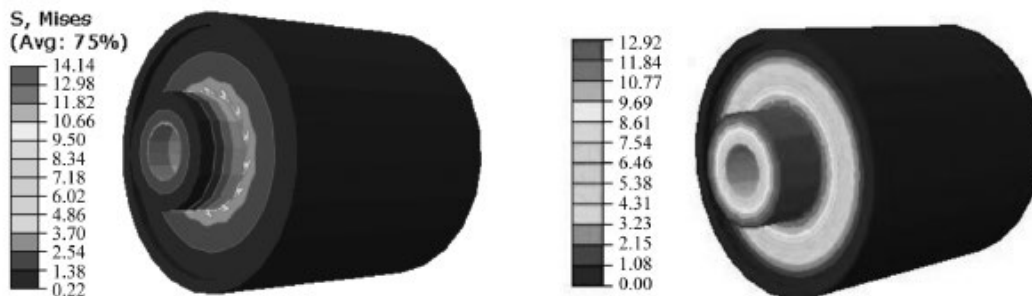


图6 扭转载荷作用下衬套等效应力与位移云图

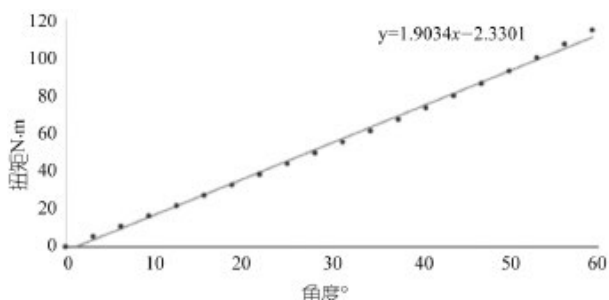


图7 轴向载荷作用下衬套静刚度拟合曲线

大等效应力为 1.79 MPa；图 13 显示轴向静刚度约为 383 N/mm，与双骨架施加轴向载荷相比，最大等效应力增大约 4 倍，轴向静刚度增大约 26%。

2.2.2.3 三骨架衬套扭转分析

三骨架衬套施加扭转载荷后等效应力与位移云图如图 14 所示，扭转后橡胶衬套的最大等效应力约为 37 MPa，最大位移量为 12.97 mm；图 15 显示衬套扭

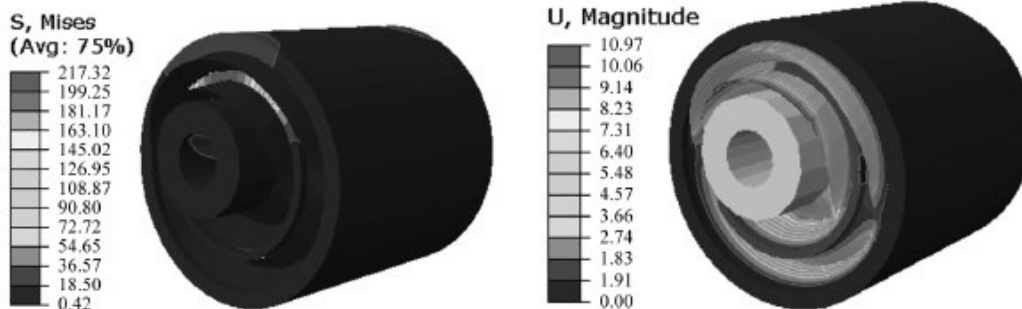


图8 径向载荷作用下衬套应力及位移云图

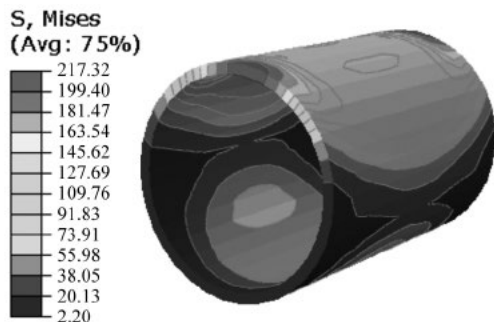


图9 内骨架应力云图

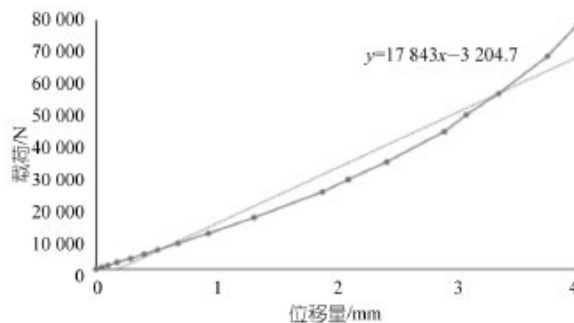


图10 径向载荷作用下衬套静刚度拟合曲线

转刚度约为 2.41 N.m/°，与双骨架施加扭转载荷相比，最大等效应力增大 1.6 倍，扭转后等效位移量与其相近。

2.2.3 镂空衬套分析

在双骨架全橡胶衬套基础上对结构优化变为双骨

架镂空衬套，施加与双骨架全橡胶衬套相同载荷，所得结果如表 1 所示。从表中数据可知，双骨架镂空衬套径向刚度 2 个方向应力与刚度方面存在差异，实心径向应力与刚度大于空心径向应力与刚度；径向实心最大位移量为 4.72 mm 小于径向空心最大位移量 4.08 mm，

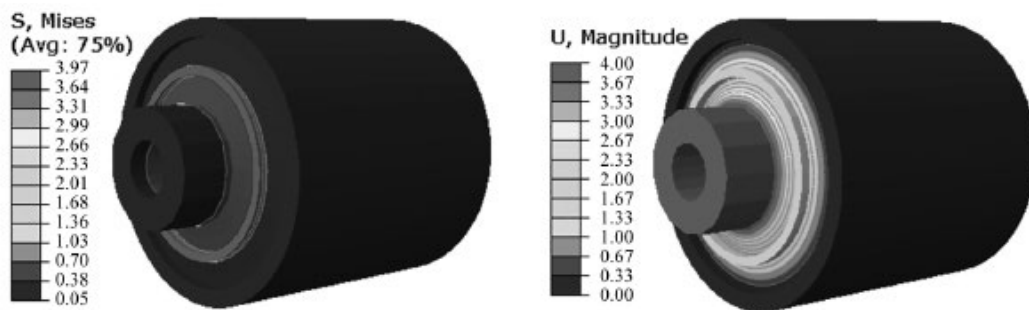


图 11 径向载荷作用下衬套应力及位移云图

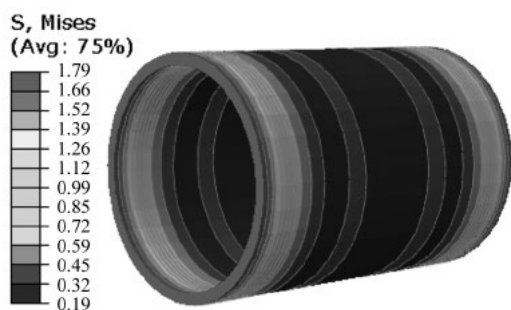


图 12 内骨架应力云图

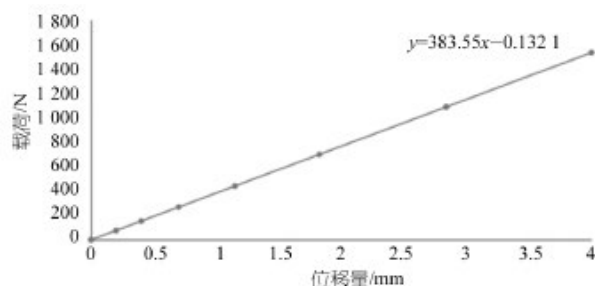


图 13 轴向载荷作用下衬套静刚度曲线图

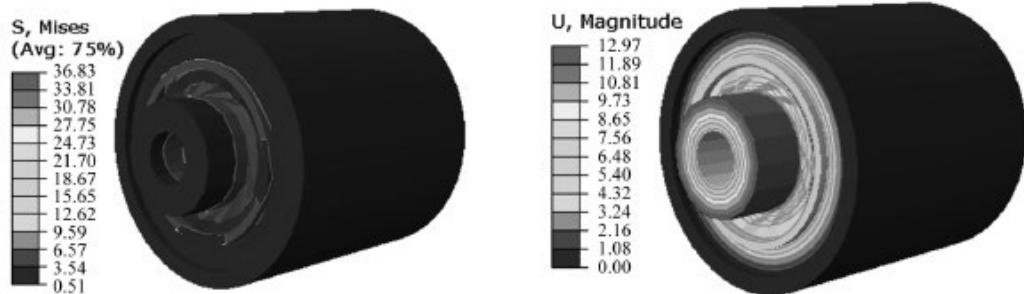


图 14 扭转载荷作用下衬套等效应力及位移云图

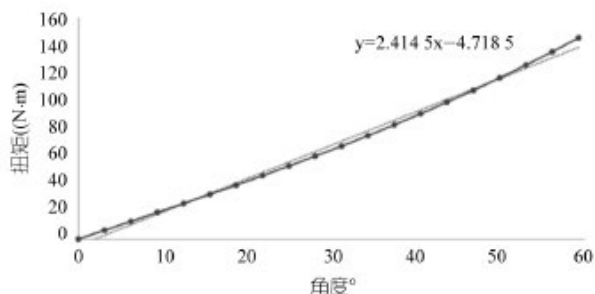


图 15 扭转载荷作用下衬套扭转刚度拟合曲线

远大于不带中间骨架衬套的等效应力，橡胶部分等效应力小于骨架部分等效应力，衬套最大等效应力出现在中间骨架上，径向实心静刚度远大于径向空心静刚度，轴向刚度均低于径向刚度。

表 1 双骨架镂空衬套分析结果

| | 刚度/(N·m ⁻¹) | | |
|------|-------------------------|------|---------|
| 径向实心 | 3.01 | 2.6 | 1 041.9 |
| 径向空心 | 1.29 | 0.86 | 266.38 |
| 轴向 | 0.68 | 0.53 | 159.74 |
| 扭转 | 5.74 | 4.7 | 0.84 |

表 2 三骨架镂空衬套分析结果

| | 衬套最大等效应力/MPa | 橡胶部分最大等效应力/MPa | 刚度/(N·m ⁻¹) |
|------|--------------|----------------|-------------------------|
| 径向实心 | 54.6 | 4.51 | 4 306.9 |
| 轴向空心 | 20.01 | 1.55 | 487.64 |
| 轴向 | 9.97 | 0.61 | 188.51 |
| 扭转 | 51.97 | 6.72 | 1.018 |

扭转时最大等效位移量与双骨架全橡胶衬套位移量相同。

在三骨架全橡胶衬套基础上对结构优化变为三骨架镂空衬套，施加与三骨架全橡胶衬套相同载荷，所得结果如表 2 所示，带有中间骨架衬套的等效应力远

3 结论

衬套作为汽车重要减振产品,通过上述分析可得以下结论:

衬套骨架与橡胶连接处应力较大,设计时为避免应力集中与使用时开裂,需留有一定倒角,防止应力集中;同时积极研发橡胶与铁制品粘合剂,使二者有更好的结合。

增加衬套中间骨架,可增大衬套刚度与等效应力;使用由中间骨架组成的衬套,最大等效应力出现在衬套骨架上,在设计高刚度衬套结构时可优先选择含中间骨架的衬套结构。

全橡胶衬套结构改为镂空式衬套结构,其刚度与等效应力均有所减小,在设计低刚度衬套时优先选择镂空式结构。

参考文献:

[1] 李晓武. 汽车用橡胶衬套介绍 [J]. 特种橡胶制品, 2015,36(02):55-59.

- [2] 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.
- [3] 周晓光, 黄橙, 陈国栋, 等. 基于 ABAQUS 二次开发的橡胶-金属衬套仿真技术研究 [J]. 特种橡胶制品, 2023,44(05):48-52+62.
- [4] 曹茹, 缪亚东. 添加橡胶块对橡胶衬套刚度的影响研究 [J]. 车辆与动力技术, 2023(02):20-23+28.
- [5] 何方科, 胡余优, 李剑, 等. 汽车衬套用不同硫化体系天然橡胶胶料的粘接性能 [J]. 橡胶工业, 2021,68(10):760-763.
- [6] 刘志斌, 李俊涛, 王玉宝, 等. 应用于橡胶衬套开裂改善的质量工具研究 [J]. 橡塑技术与装备, 2021,47(19):11-16.
- [7] Jonathan Rivas-Torres, Juan C. Tudon-Martines, Jorge de-J. Lozoya-Santos. Analytical Design and Optimization of an Automotive Rubber Bushing [J]. Shock and Vibration, 2019.
- [8] Peter Koch, Christian Angrick, Denise Beitelschmidt, et al. Influence of Rubber Temperature on Transfer Functions of Bushings. SAE international. [J]. 2015.8(4):1 209-1 217.
- [9] Ce Liang, Min Li, Yi Li. Friction Characteristics Analysis of Rubber Bushing with a Bionic Flexible Contact Surface Based on the Convex Hull Structure [J]. Polymers, 2023.15(3):606.

Mechanical property analysis of automotive rubber bushings

Li Xinrong, Zhang Haiqing, Wang Dong, Wang Zenghui

(Shandong Meichen Industry Group Co. LTD., Weifang 262200, Shandong, China)

Abstract: Bushings play a crucial role in the automotive vibration damping industry. This paper focuses on the rubber bushings of air suspensions, analyzing the equivalent stress, displacement, and stiffness of bushes with different structures under loads applied in various directions. The study ultimately reaches the following conclusions: the stress is highest at the external leakage point where the bushing frame connects to the rubber. During design, chamfering can be increased to mitigate stress concentration; adding an intermediate frame can enhance the bushing stiffness, with the maximum equivalent stress occurring on the intermediate frame; changing the bushing from a fully rubber type to a hollow type can reduce both bushing stiffness and equivalent stress.

Key words: bushing; equivalent stress; equivalent displacement; stiffness

(R-03)

《橡塑技术与装备》投稿邮箱: crte@chinarpte.com

欢迎投稿, 欢迎订阅, 欢迎惠登广告