

# 客车用双横臂悬架橡胶衬套的设计与优化<sup>1)</sup>

陈晓宇<sup>\*2)</sup>, 丰星星<sup>+</sup>, 吕天启<sup>+</sup>, 张云清<sup>\*</sup>

<sup>\*</sup> (中国力学学会, 北京 100190) <sup>+</sup> (中国科学院力学研究所, 北京 100190)

**摘要:** 近年来, 由于人们对出行水平要求的提高, 双横臂空气悬架也广泛应用于客车悬架以提高整车的操纵稳定性和平顺性。橡胶衬套作为悬架系统的重要零部件, 对悬架的 K&C 特性、整车操纵稳定性以及平顺性有着重要的影响。然而在客车领域, 橡胶衬套的设计和研发仍然不够完善, 特别是橡胶衬套刚度设计选择和优化方面。

本文以某客车前悬架为例, 建立了前悬架的多体动力学模型, 研究橡胶衬套各向刚度对悬架刚度的影响。并根据悬架各向刚度的要求进行衬套刚度初步的选择和设计。对双横臂悬架进行载荷分析, 研究控制臂各衬套的主要受载形式和状态, 从而研究衬套各向刚度对悬架 K&C 特性的影响, 研究结果表明, 橡胶衬套的径向刚度和轴向刚度为主要影响因素, 该结论与灵敏度分析的结果较为一致。以纵向力加载和侧向力加载工况为例, 对双横臂悬架橡胶衬套进行相应的多目标优化, 使其满足相应的悬架刚度要求和良好的 K&C 特性。

**关键词:** 双横臂悬架, 橡胶衬套, K&C 特性, 衬套刚度, 多目标优化

## 引言

为了改善车辆的 NVH 特性, 橡胶衬套广泛应用于车辆悬架。然而, 橡胶衬套的使用也引发了一些新的问题, 主要为对悬架刚度和悬架 K&C 特性的影响<sup>[1]</sup>, 而这两方面恰恰是决定悬架性能的重要因素, 因此关于橡胶衬套刚度的设计和选择将显得尤为重要。XIN-TIAN LIU 等人<sup>[2]</sup>研究了悬架轮跳及力加载等工况下, 橡胶衬套刚度对悬架特性的影响。Jorge Ambrosia<sup>[3]</sup>等人利用灵敏度分析的方法研究不同种类的橡胶衬套对悬架特性的影响。然而这些研究方法都是基于灵敏度分析这种数值方法, 没有分析橡胶衬套在这些工况下的主要受载以及工作区间, 因此无法揭示橡胶衬套刚度对悬架刚度和悬架 K&C 特性影响的根本原因。

由于悬架衬套刚度对悬架性能影响较大, 而悬架将显著影响整车动态性能。因此, 在整车方面, 通过优化橡胶衬套刚度来改善整车的动态性能的研究也取得了很大进展<sup>[4]</sup>。Mohsen 等人<sup>[5]</sup>以某 B 级车为例, 通过优化后扭转梁悬架橡胶衬套的安装角度和刚度, 以提高前束刚度, 从而获得良好的操纵稳定性。Wen-Ku Shi 等人<sup>[6]</sup>研究了横向稳定杆衬套对整车侧倾角刚度的影响, 通过调整稳定杆衬套刚度, 以减小汽车转向过程的侧倾角。Bong Soo 等人<sup>[7]</sup>研究了某车辆后悬架的敲击噪声, 发现导向臂橡胶衬套以及安装板刚度对敲击噪声影响较大。以上的这些研究都是从整车的角度研究橡胶衬套对整车性能的影响, 对橡胶衬套的优化和后面的实车调校具有重要的帮助。

悬架刚度包括悬架垂向刚度、悬架侧倾角刚度、悬架侧向刚度和悬架纵向刚度等, 其对整车操纵稳定性、平顺性以及纵向冲击等影响较大。悬架 K&C 特性主要包括车轮定位参数变化和车轮位移变化等, 悬架 K&C 特性的优劣显著影响整车操纵稳定性以及轮胎磨损等。因此悬架刚度和 K&C 特性决定了整车的操纵稳定性和平顺性, 换句话说, 一辆优秀的汽车需要具有合适的悬架刚度和良好的 K&C 特性。橡胶衬套刚度主要影响悬架纵向刚度和侧向刚度, 对悬架垂向刚度影响不大。通常, 刚度越大, 橡胶受载时变形量也就越小, 因此可以获得良好的 K&C 特性。但是仅仅增大橡胶的刚度, 而忽视衬套的实际受载, 会造成刚度的浪费以及影响整车平顺性。此外, 橡胶衬套的刚度各个方向的刚度都有自己的作用<sup>[8]</sup>, 因此知道橡胶衬套各个工况下的受载以及工作区间, 对于橡胶衬套刚度的选择和优化有着重要帮助。本文通过对悬架进行 K&C 仿真, 研究橡胶衬套刚度对悬架各向刚度的影响。通过分析橡胶衬套在不同加载方向下的受载形式和功用, 以研究橡胶衬套刚度对悬架 K&C 特性的影响。最后以纵向加载和侧向加载为例, 对橡胶衬套刚度进行了多目标优化, 使其具有良好的 K&C 特性和合适的悬架刚度。

## 1 客车用双横臂悬架动力学模型

### 1.1 客车用双横臂悬架模型简介

该悬架为不等长双横臂空气悬架, 主要包括导向元件、弹性元件和阻尼元件等。导向元件为不等长双横臂形式, 包括上控制臂、下控制臂、立柱、转向节、轮毂和横拉杆等。与一般双横臂悬架不同的是, 该悬架为了满足承载的要求, 增加了立柱这一结构件。因此控制臂并不是直接与转向节通过球铰相连, 而是先与立柱通过轴承相连。这使得该悬架在受载方面上与一般双横臂悬架有所区别。此外, 为了提高整车的平顺性, 在弹性元件的选择上, 采用了空气弹簧, 空气弹簧的使用可显著降低悬架的固有频率, 以提高整车的平顺性。此外空气弹簧直接安装于立柱上, 而不是控制臂, 这使得控制臂在受载时主要以拉压为主。

此外该悬架橡胶衬套尺寸及方向都是相同的，橡胶衬套的方向定义如图 2 所示。由于该橡胶衬套为回转体，因此橡胶衬套的 X 向刚度和 Y 向刚度相同，将这两个方向的刚度称为径向刚度，此外 TX 向刚度和 TY 向刚度也是相同的，将这两个方向的刚度称为偏转刚度，Z 向刚度和 TZ 向刚度分别称为轴向刚度和扭转刚度。阻尼元件采用双筒式减震器，其也是直接安装于立柱上。整个悬架模型具体结构及模型坐标系方向如图 1 所示。需要注意的是这里的模型坐标系与橡胶衬套的局部坐标系是不同的。

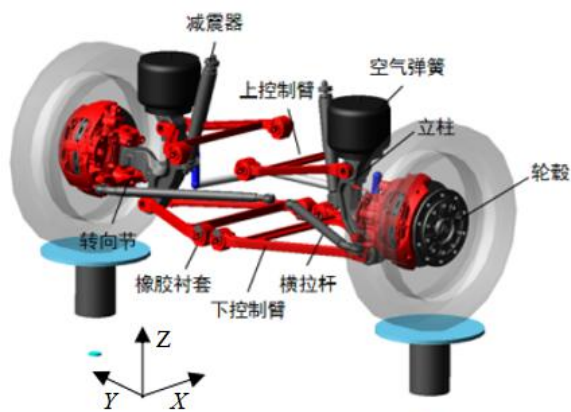


图 1 客车用双横臂悬架动力学模型

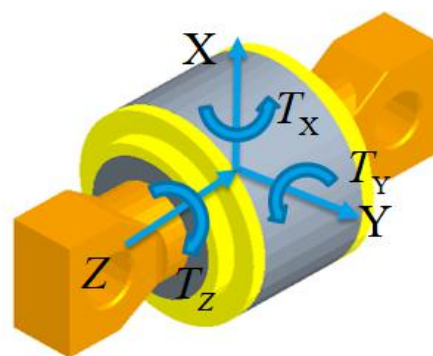


图 2 橡胶衬套刚度方向定义

模型导向元件，控制臂、立柱、轮毂及转向节等，考虑到其受载时变形量较小，将其作为刚性体处理，其质量惯量信息由三维软件进行获取。橡胶衬套、空气弹簧以及减震器特性由实际试验获取。

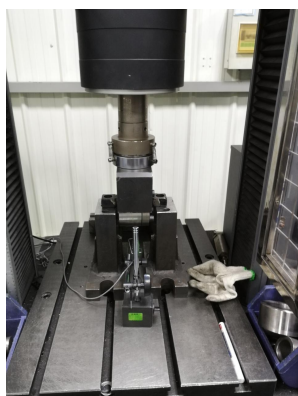


图 3 径向刚度试验



图 4 轴向刚度试验



图 5 偏转刚度试验

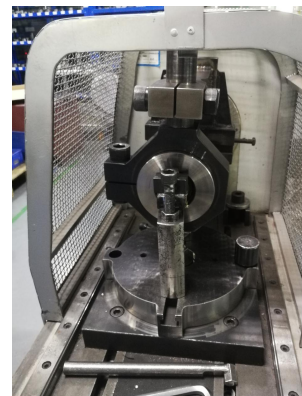


图 6 扭转刚度试验

根据橡胶衬套刚度的试验结果，橡胶衬套在所提供的加载区内，载荷和位移的曲线大致是线性的，而且实际车辆在大部分工况下也是处于线性工作区，因此橡胶衬套的建模仅考虑橡胶的静刚度。

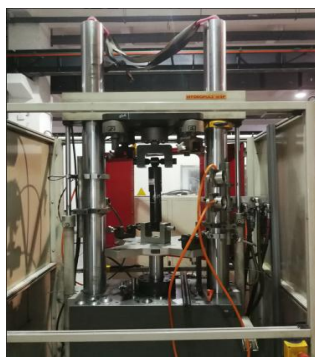


图 7 减震器特性试验

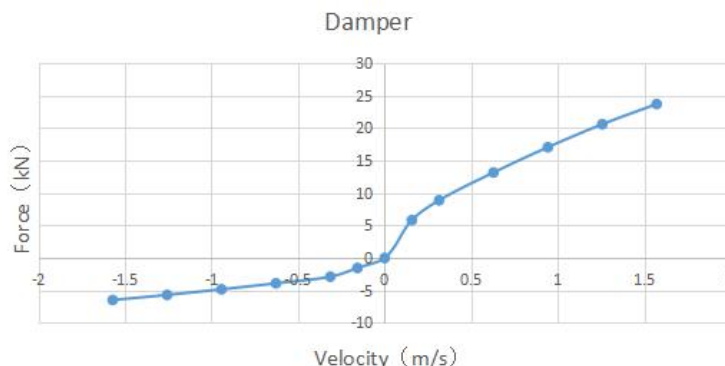


图 8 减震器特性曲线

图 7 为减震器特性试验，由减震器特性曲线可以看出，减震器的载荷随速度的变化曲线大致是分段线性的，且拉伸阻尼力远大于压缩阻尼力。





图 9 空气弹簧特性试验

图 9 所示为空气弹簧特性试验，由空气弹簧特性曲线可以看出，在加载范围内，空气弹簧载荷与位移的曲线呈迟滞环形状，这是因为空气弹簧这种橡胶元件具有一定的阻尼和摩擦。且载荷与位移大致呈线性关系变化，随着气压的增大，空气弹簧刚度也略微增加。利用 Adams/Car 的空气弹簧模块可表达空气弹簧的这种特性。

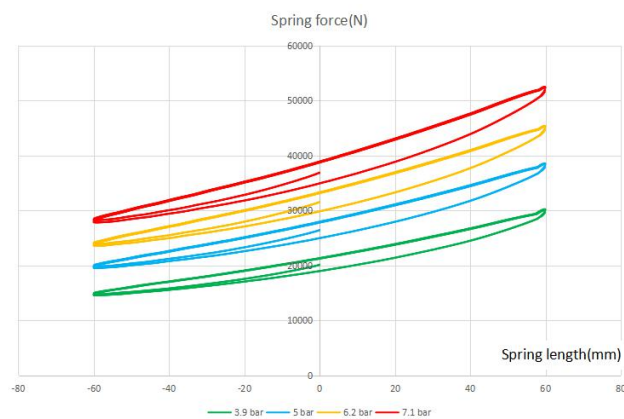


图 10 空气弹簧特性曲线

## 1.2 客车用双横臂悬架模型验证

为了验证建立的客车用双横臂空气悬架模型的准确性，对该双横臂空气悬架进行了 K&C 试验。K&C 试验是检验悬架性能的重要工具，其主要包括同向轮跳、反向轮跳、侧向力加载、纵向力加载和回正力矩加载等。同向轮跳主要模拟汽车加速减速时车身俯仰的情况，反向轮跳主要模拟汽车转向时车身侧倾的情况，侧向力加载，主要研究汽车转向时，悬架在侧向力加载下悬架的变形以及车轮定位参数的变化等，纵向力加载，主要模拟汽车制动时，悬架在纵向力加载下悬架的变形以及车轮定位参数的变化等，回正力矩加载则主要模拟汽车转向时，回正力矩加载对悬架变形及车轮定位参数等的影响。因此可以看出，K&C 试验模拟了实车加速减速及转向等工况，对于检验悬架性能以及指导悬架设计有着重要的作用。

由于实车租赁较为困难，本试验采用试验夹具代替实车进行试验，试验夹具前端通过夹持基座固定，试验夹具后端通过大梁进行固定，通过在安装高度下，对空气弹簧进行充气，使其达到实车载荷，由于不同转向系统对转向助力特性影响较大，而实际主要研究悬架特性，固将转向系统去除，转向横拉杆直接通过安装件与试验夹具固连。



图 11 悬架 K&amp;C 试验

以部分同向轮跳试验结果为例，列举部分试验结果如下图所示，其中红线为试验结果，蓝线为仿真结果。由试验和仿真对比结果来看，试验曲线与仿真曲线大致是吻合的，说明利用 Adams/Car 搭建的动力学模型具有足够的仿真精度。从试验结果的曲线可以看出，该悬架垂向刚度大致是线性的，前束角和外倾角变化量均在  $0.5^\circ$  以内，车轮定位参数变化量较小，车轮侧向位移变化量在 10mm 以内，可进行适当优化。

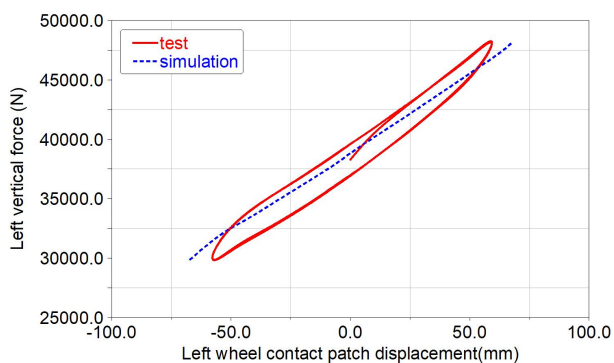


图 12 左悬架垂向刚度曲线

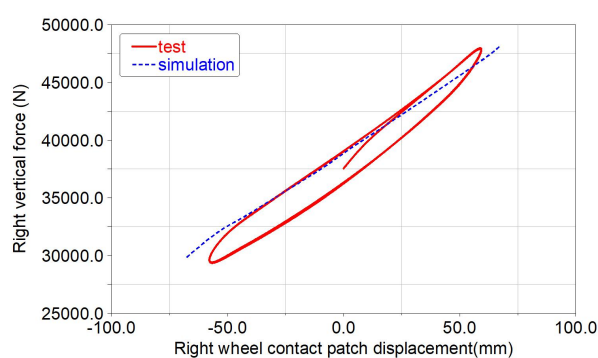


图 13 右悬架垂向刚度曲线

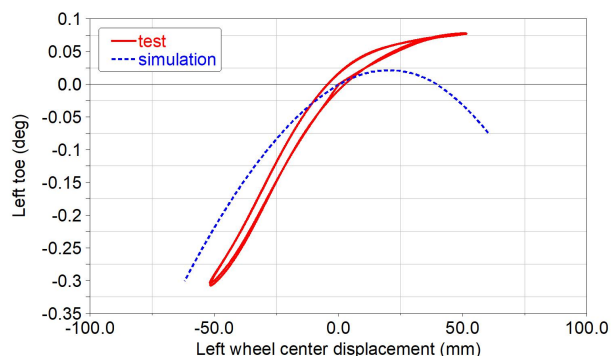


图 14 左前束角变化曲线

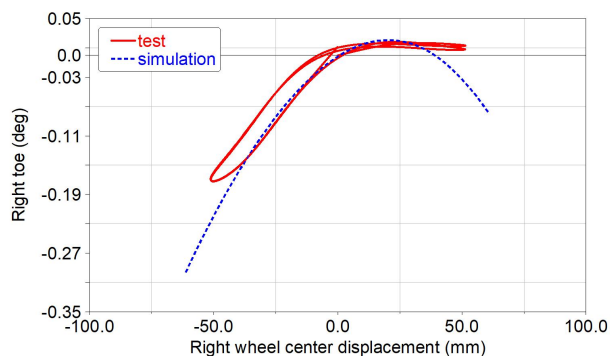


图 15 右前束角变化曲线

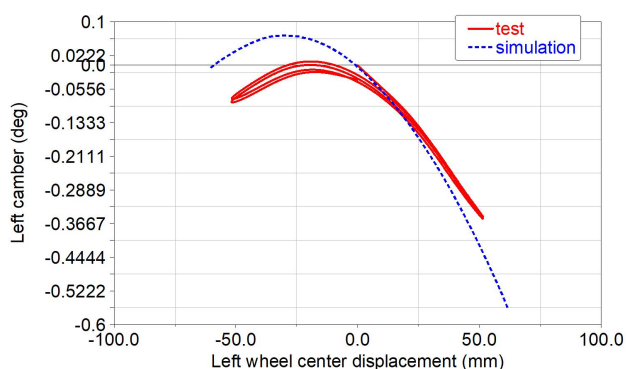


图 16 左外倾角变化曲线

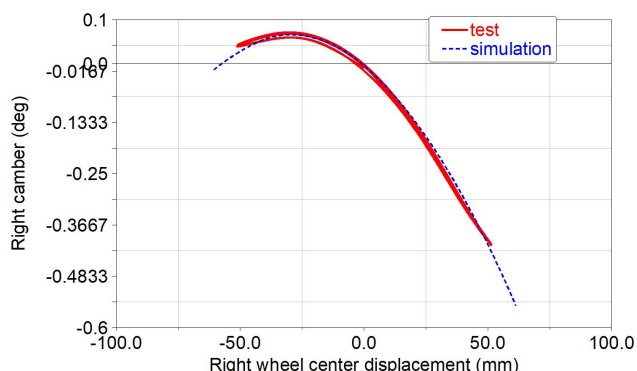


图 17 右外倾角变化曲线

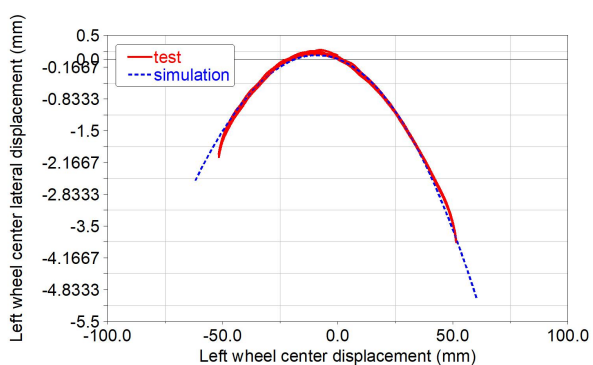


图 18 左轮侧向位移变化曲线

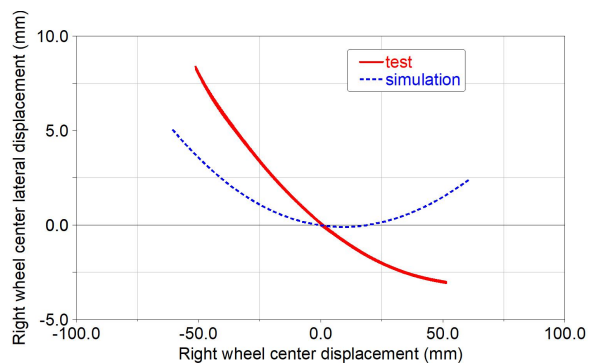


图 19 右轮侧向位移变化曲线

## 2 橡胶衬套刚度对悬架刚度的影响

当悬架进行轮跳或受到力加载时，橡胶衬套会发生相应的变形，而恰恰是这种变形的存在影响着悬架的性能。橡胶衬套作为一种弹性元件，可被看成是一个拥有六个方向刚度的弹簧，可以通过自己的变形去承受一定的力和力矩。因此，橡胶衬套会在悬架的某些方向上增大悬架刚度，而在其他方向上减小悬架刚

度。此外，关于悬架刚度在各个方向上的要求也是不同的，既不是越刚越好，也不是越软越好。在某些方向上，希望悬架刚度尽可能提高，而在某些方向，希望悬架刚度尽可能降低。本章主要研究橡胶衬套刚度对悬架各向刚度的影响。

### 2.1 橡胶衬套刚度对悬架垂向刚度的影响

利用 Adams/Car 进行同向轮跳工况的仿真，对比了有橡胶衬套和没有橡胶衬套情况下，悬架垂向刚度的差异。如下图所示，其中红线为有橡胶衬套加载曲线，绿线为没有橡胶衬套加载曲线，由结果曲线可以看出，没有橡胶衬套的悬架垂向刚度略为减小，由原来的 140N/mm 降为 120N/mm，橡胶衬套对垂向刚度的贡献率大致 14%。而在轮跳过程中，弹簧为主要受载元件，所以在垂向刚度的调整方面应以弹簧为主。

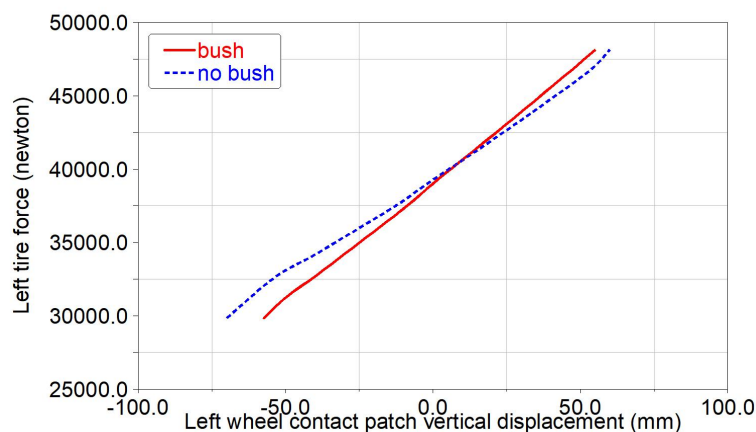


图 20 悬架垂向刚度特性曲线

为了进一步研究橡胶衬套各向刚度对悬架垂向刚度的影响，对橡胶衬套的各项刚度进行了灵敏度分析，灵敏度分析结果如下表所示。从灵敏度分析结果的数值来看，橡胶衬套各向刚度对垂向刚度的影响较小。在橡胶衬套各向刚度中，扭转方向的刚度影响最大，这主要是因为轮跳过程中，橡胶衬套主要受扭转变形。因此若要略微减小悬架垂向刚度，可从减小橡胶衬套扭转刚度的角度考虑。

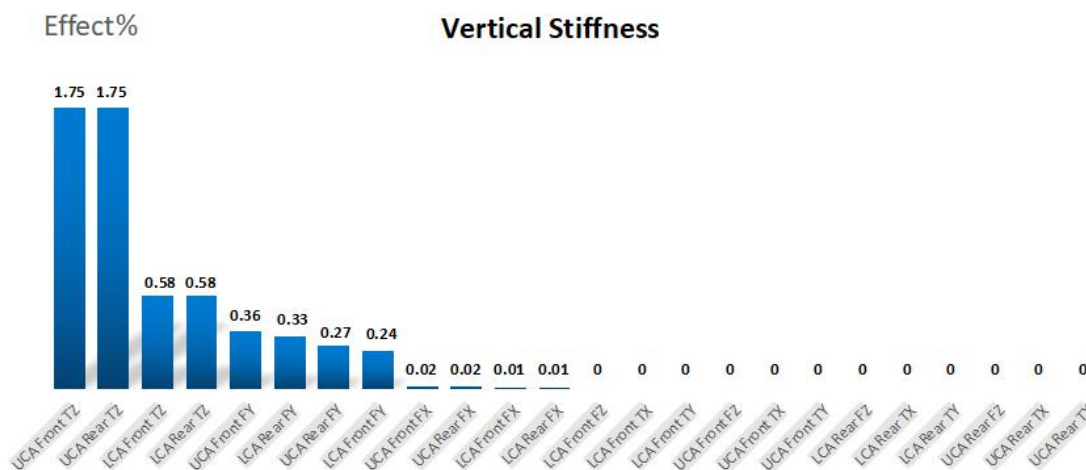


图 21 橡胶衬套刚度对垂向刚度影响的灵敏度分析图

### 2.2 橡胶衬套刚度对悬架纵向刚度的影响

利用 Adams/Car 进行了同向纵向力工况的仿真，对比了有橡胶衬套和没有橡胶衬套情况下，悬架纵向刚度的差异。如下图所示，其中红线为有橡胶衬套，绿线为没有橡胶衬套，从曲线可以看出，没有橡胶衬套时，悬架纵向几乎是刚性的，橡胶衬套的使用大幅度降低了悬架的纵向刚度，对于减缓制动时车身的纵向冲击有着重要的作用。



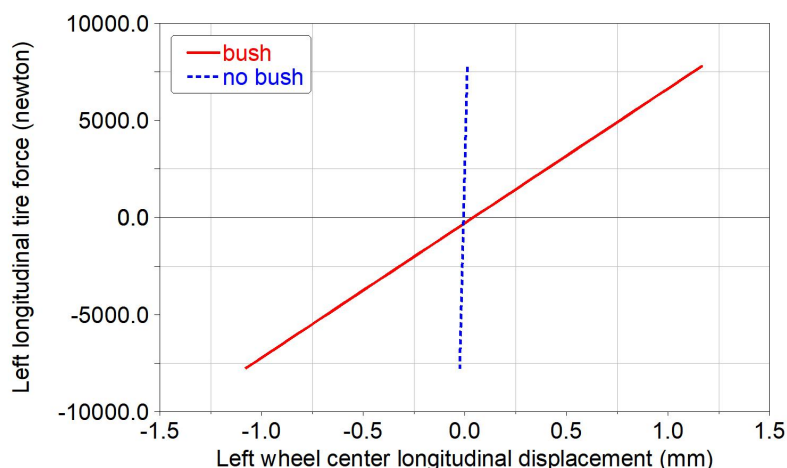


图 22 悬架纵向刚度特性曲线

由以上曲线可以看出，橡胶衬套对悬架纵向刚度影响极大，因此搞清楚橡胶衬套各向刚度对悬架纵向刚度的影响将显得尤为重要。对橡胶衬套的各向刚度进行相应的灵敏度分析，结果如下图所示。由结果可以看出，橡胶衬套 Y 向刚度和 Z 向刚度对悬架纵向刚度影响较大，这与悬架纵向力加载时，橡胶衬套主要受 Y 向和 Z 向力有关，相关橡胶衬套受载会在下文阐述。因此，悬架纵向刚度在设计时，应着重考虑橡胶衬套 Y 向刚度和 Z 向刚度，即径向刚度和轴向刚度。

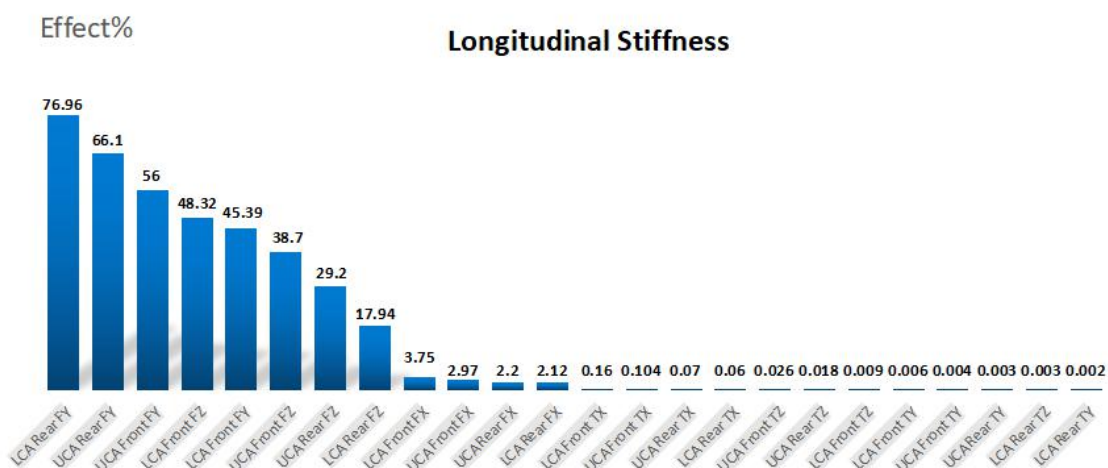


图 23 橡胶衬套刚度对纵向刚度影响的灵敏度分析图

### 2.3 橡胶衬套刚度对悬架侧向刚度的影响

利用 Adams/Car 进行了同向侧向力工况的仿真，对比了有橡胶衬套和没有橡胶衬套情况下，悬架侧向刚度的差异。如下图所示，其中红线为有橡胶衬套，绿线为没有橡胶衬套，从曲线可以看出，没有橡胶衬套时，悬架侧向几乎是刚性的，橡胶衬套的使用大幅度降低了悬架的侧向刚度。通常我们希望悬架的侧向刚度尽可能高以提高整车的操纵稳定性。

由下图曲线可以看出，橡胶衬套对悬架侧向刚度影响极大，因此搞清楚橡胶衬套各向刚度对悬架侧向刚度的影响将显得尤为重要。对橡胶衬套的各向刚度进行相应的灵敏度分析，结果如下图所示。由结果可以看出，橡胶衬套 Y 向刚度对悬架侧向刚度影响较大，这与悬架侧向力加载时，橡胶衬套主要受 Y 向加载，相关橡胶衬套受载会在下文阐述。因此，悬架侧向刚度在设计时，应着重考虑橡胶衬套 Y 向刚度，即径向刚度。

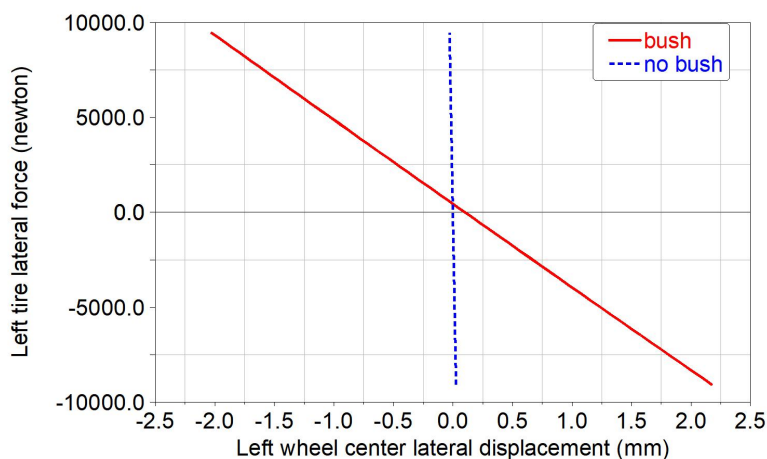


图 24 悬架侧向刚度特性

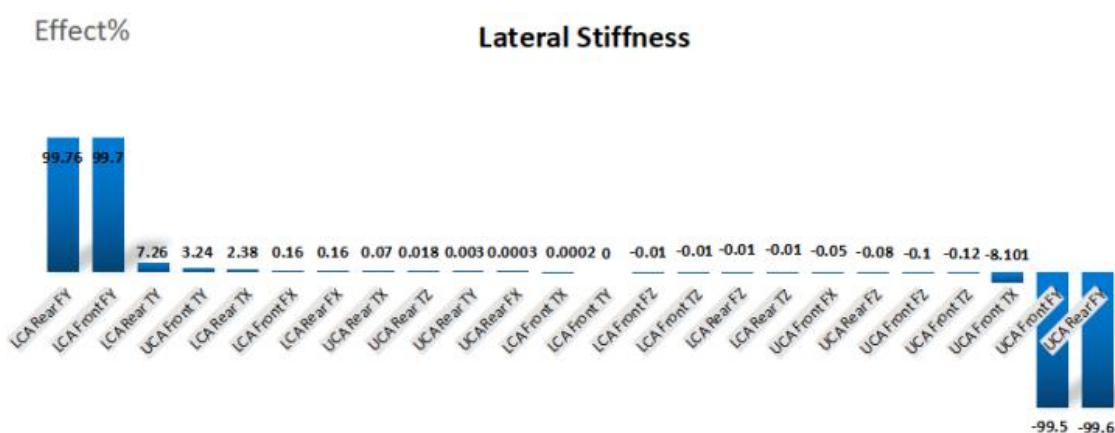


图 25 橡胶衬套刚度对侧向刚度影响的灵敏度分析图

### 3 客车用双横臂悬架载荷分析

如图 1 所示，客车用双横臂空气悬架与一般类型的双横臂悬架有所不同，一般的双横臂悬架，弹簧安装在上控制臂或下控制臂，而客车用双横臂空气悬架由于空气弹簧体积较大，空气弹簧一般安装在立柱上。由于这种布置形式，客车用双横臂悬架主要受拉伸或者压缩，这种布置形式，使得控制臂受力情况较好。在本节，对客车用双横臂悬架在垂向、纵向和侧向方向上进行了载荷分析。

#### 3.1 垂向加载分析

在进行双横臂悬架载荷分析之前，忽略控制臂水平方向以及侧向方向的倾角以简化分析过程。实际上控制臂的倾角也是非常小的。客车用双横臂悬架载荷分析图如下图 26 所示。由于空气弹簧不是直接安装在控制臂上，上下控制臂均可看成二力杆，因此，上下控制臂的所受的作用力只能沿着控制臂的方向。

以立柱转向节整体为研究对象，来自地面的垂向力会给悬架一个绕 X 向的力矩，为平衡该力矩，上控制臂会产生相应的侧向力  $F_T$ 。同时，下控制臂会产生相应的侧向力  $F_Q$  来平衡侧向力  $F_T$ 。因此悬架控制臂在受垂向力加载时，主要受侧向力。

如图 27 所示，为了分析控制臂衬套受力情况，以单个控制臂为研究对象，分析控制臂在受侧向时，橡胶衬套的受力情况。当控制臂外点受到侧向力  $F_O$  时，控制臂内点会产生  $F_{AY}$  和  $F_{BY}$  以平衡该侧向力，同时产生的纵向力  $F_{AX}$  和  $F_{BX}$  相互抵消。

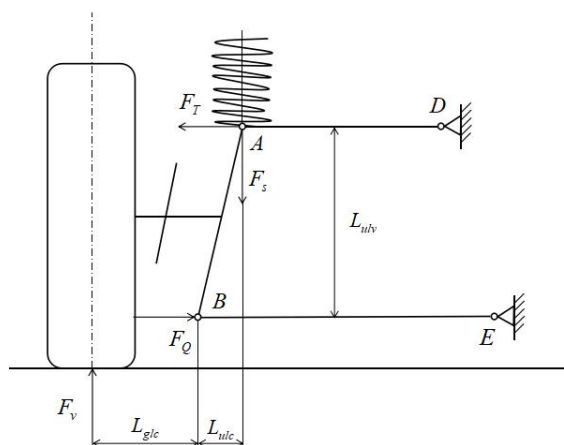


图 26 垂向加载分析

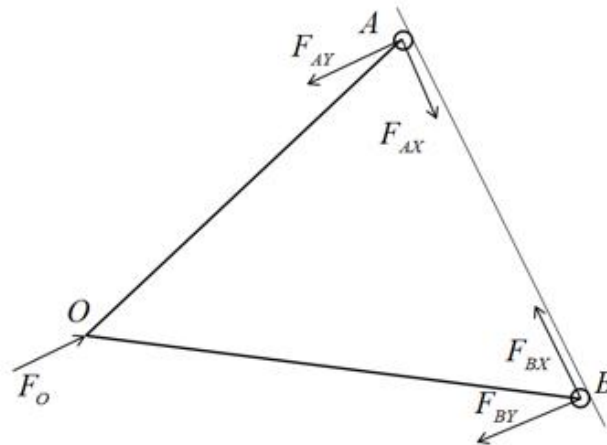


图 27 单个控制臂载荷分析（悬架垂向加载）

由上文分析可知，橡胶衬套在垂向加载时，主要受 Y 向和 X 向载荷（模型坐标系），因此再受载时其发生的变形也主要是在 Y 向和 X 向变形，而这两个方向的变形对悬架垂向变形贡献量较小，因此橡胶衬套无法对悬架垂向刚度产生大的影响。这与前文的分析是一致的。而 Y 向位移对车轮定位参数变化和车轮位移影响较大。因此橡胶衬套 Y 向刚度（橡胶衬套局部坐标系）对轮跳工况影响较大。而 X 向的变形（模型坐标系）相互抵消对悬架位移以及车轮定位参数均无明显影响，因此橡胶衬套 Z 向刚度（橡胶衬套局部坐标系）对轮跳工况影响不大。

### 3.2 纵向加载分析

与上文类似，为了简化分析过程，忽略主销内倾角、主销后倾角以及控制臂倾角，整体的受力情况如图 28 所示。

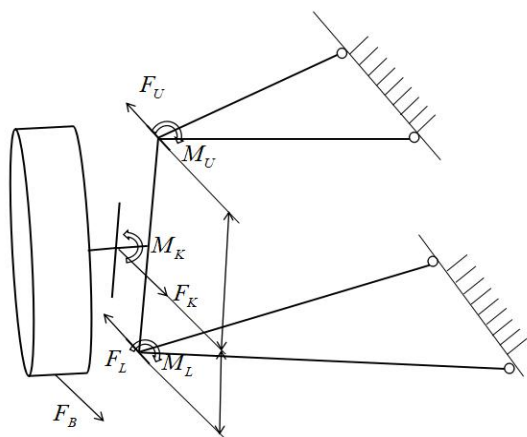


图 28 纵向加载分析

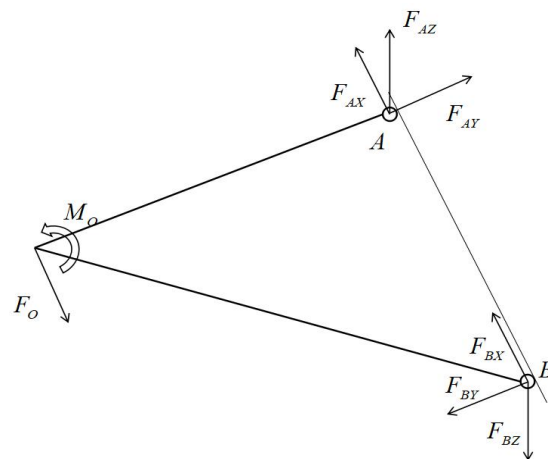


图 29 单控制臂载荷分析（悬架纵向加载）

由于控制臂外点与立柱是通过轴承，而不是球铰连接，使得控制臂外点可以承受沿 Y 向的力矩，因此上下控制臂产生的力矩  $M_U$  和  $M_L$  共同承担地面制动力  $F_B$  在轮心处的力矩  $M_K$ 。此时地面制动力等效为轮心处的力  $F_K$ 。而轮心处的力  $F_K$  由上下控制臂产生的沿 X 向的力  $F_U$  和  $F_L$  平衡。因此悬架在受纵向力加载时，单个控制受到沿 X 向的力和绕 Y 向的转矩。

如图 29 所示，为了分析控制臂衬套受力情况，以单个控制臂为研究对象，分析橡胶衬套的受力情况。当控制臂外点受到纵向力  $F_o$  时，控制臂内点会产生  $F_{AX}$  和  $F_{BX}$  以平衡该纵向力，同时产生的侧向力  $F_{AY}$  和



$F_{BY}$  相互抵消。而力矩  $M_O$  由控制臂内点产生的两个等大反向的力  $F_{AZ}$  和  $F_{BZ}$  平衡。因此，橡胶衬套在悬架纵向加载时，会受到 X 向、Y 向和 Z 向的载荷。

由上文分析可知，橡胶衬套在纵向加载时，主要受 Y 向、X 向和 Z 向载荷，因此再受载时其发生的变形也主要是在 Y 向、X 向和 Z 向变形（模型坐标系），而 Y 向和 X 向的变形对悬架的纵向位移影响较大，即橡胶衬套 Y 向和 Z 向刚度（橡胶衬套局部坐标系）对悬架纵向刚度影响较大。此外 Y 向和 X 向位移对车轮定位参数变化和车轮位移影响较大。因此橡胶衬套 Y 向和 Z 向刚度（橡胶衬套局部坐标系）对悬架纵向力加载下特性影响较大。而 Z 向变形（模型坐标系）对悬架纵向位移以及关注的前束、外倾等影响均不大，因此橡胶衬套 X 向刚度（橡胶衬套局部坐标系）对纵向力加载特性及纵向刚度影响较小。

### 3.3 侧向加载分析

与上文类似，为了简化分析过程，忽略控制臂倾角，整体的受力情况如图 30 所示。

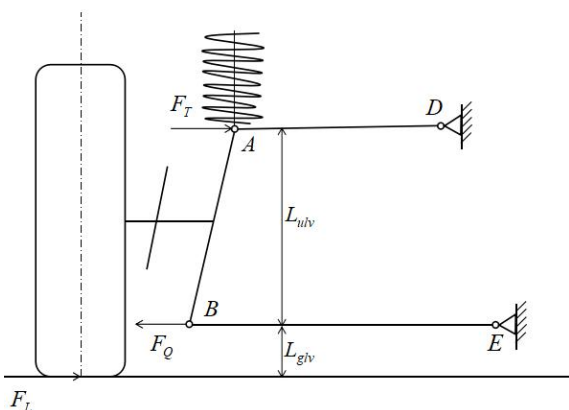


图 30 侧向力加载分析

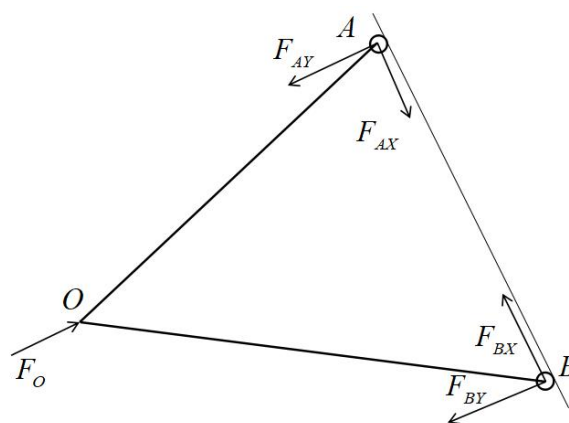


图 31 单个控制臂载荷分析（悬架侧向加载）

以立柱转向节整体为研究对象，来自地面的侧向力会给悬架一个绕 Y 向的力矩，为平衡该力矩，上控制臂会产生相应的侧向力  $F_T$ 。同时，下控制臂会产生相应的侧向力  $F_Q$  来平衡侧向力  $F_T$  和  $F_L$ 。因此悬架控制臂在受侧向力加载时，主要受侧向力。

如图 31 所示，为了分析控制臂衬套受力情况，以单个控制臂为研究对象，分析橡胶衬套的受力情况。当控制臂外点受到侧向力  $F_O$  时，控制臂内点会产生  $F_{AY}$  和  $F_{BY}$  以平衡该侧向力，同时产生的纵向力  $F_{AX}$  和  $F_{BX}$  相互抵消。因此，橡胶衬套在悬架侧向加载时，会受到 Y 向和 X 向的载荷。

由上文分析可知，橡胶衬套在侧向加载时，主要受 Y 向和 X 向载荷，因此再受载时其发生的变形也主要是在 Y 向、X 向变形（模型坐标系），而 Y 向的变形对悬架的侧向位移影响较大，即橡胶衬套 Y 向（橡胶衬套局部坐标系）对悬架侧向刚度影响较大。此外 Y 向位移对车轮定位参数变化和车轮位移影响较大。因此橡胶衬套 Y 向刚度（橡胶衬套局部坐标系）对悬架侧向力加载下特性影响较大。而 X 向的变形（模型坐标系）相互抵消对悬架位移以及车轮定位参数均无明显影响，因此橡胶衬套 Z 向刚度（橡胶衬套局部坐标系）对悬架侧向刚度和侧向力加载特性影响不大。

## 4 橡胶衬套刚度对 K&C 特性的影响

由于橡胶衬套在受载时会发生变形，因此车轮参数及车轮位移会发生变化。通常希望这些参数的变化尽可能小以提高整车的操纵稳定性和减小轮胎磨损。前文已经从载荷分析的角度，研究了橡胶衬套刚度对 K&C 特性的影响，为了验证前文的分析，对衬套刚度进行了相应的灵敏度分析。平行轮跳工况用来研究橡胶衬套刚度对 K 特性的影响，纵向力加载和侧向力加载用来研究橡胶衬套刚度对 C 特性的影响。

### 4.1 平行轮跳工况

为了研究橡胶衬套刚度对平行轮跳工况下悬架 K 特性的影响,进行了相应的灵敏度分析。灵敏度分析的设计变量为四个橡胶衬套的六向刚度,设计目标为前束角、外倾角、轴距和轮距。灵敏度分析的结果如表 1 所示。

表 1 橡胶衬套刚度对平行轮跳工况的影响

Sources	toe	camber	base	track	Sources	toe	camber	base	track
LCA Front FX	0.04	0.03	-0.12	0.04	LCA Rear FX	-0.26	0.04	0.26	0.04
LCA Front FY	-9.62	8.37	-24.99	14.58	LCA Rear FY	-55.6	10.36	64.96	16.68
LCA Front FZ	-0.56	0.01	1.15	0	LCA Rear FZ	-0.52	0.01	1.03	0
LCA Front TX	0	0	0	0	LCA Rear TX	0	0	0.01	0
LCA Front TY	0	0	0	0	LCA Rear TY	0	0	0	0
LCA Front TZ	-0.01	0.02	0.01	-0.03	LCA Rear TZ	-0.01	0.02	0.01	-0.03
UCA Front FX	0.06	0.03	0.02	-0.07	UCA Rear FX	0	0.03	-0.03	-0.06
UCA Front FY	-9.98	9.17	39.05	-18.34	UCA Rear FY	31.05	7.31	-46.81	-15.9
UCA Front FZ	-1.01	0.02	2.14	0	UCA Rear FZ	-1.01	0.02	2.2	0
UCA Front TX	0	0	0.01	0	UCA Rear TX	0	0	0	0
UCA Front TY	0	0	0	0	UCA Rear TY	0	0	0	0
UCA Front TZ	-0.05	0.11	0.07	-0.14	UCA Rear TZ	-0.05	0.11	0.07	-0.14

由灵敏度分析的结果可知,橡胶衬套的 Y 向刚度对平行轮跳工况下前束角、外倾角、轮距和轴距的变化有所影响。这与上文的分析时一致的,但是相比于轮跳时,由车轮运动引起的车轮定位参数及车轮位移的变化,悬架在垂向加载下引起车轮定位参数变化及车轮位移影响较小。

#### 4.2 纵向力加载工况

为了研究橡胶衬套刚度对纵向力加载工况下悬架 C 特性的影响,进行了相应的灵敏度分析。灵敏度分析的设计变量为四个橡胶衬套的六向刚度,设计目标为前束角、外倾角、轴距和轮距。灵敏度分析的结果如表 2 所示。

表 2 橡胶衬套刚度对纵向力加载工况的影响

Sources	toe	camber	base	track	Sources	toe	camber	base	track
LCA Front FX	-4.28	1.9	-1.35	1.93	LCA Rear	-3.28	1.6	-1.35	1.93
LCA Front FY	29.3	94.03	-52.5	97.08	LCA Rear FY	-84.6	-96.4	-78.7	-97.9
LCA Front FZ	-65.2	-3.37	-44.9	0.246	LCA Rear FZ	-11.5	-1.24	-18.1	0.13
LCA Front TX	-0.18	0.0095	-0.13	-0.0012	LCA Rear TX	-0.03	-0.0053	-0.06	0
LCA Front TY	-0.01	0	-0.003	0	LCA Rear TY	-0.00	0	-0.00	0
LCA Front TZ	-0.00	-0.014	-0.0026	0.0042	LCA Rear TZ	-0.00	-0.019	-0.00	0.002
UCA Front FX	-8.1	-1.38	-2.98	0.51	UCA Rear FX	-3.6	0.33	-2.21	-0.5
UCA Front FY	-39.4	-95.5	-56.53	98.4	UCA Rear FY	-72.9	97.08	-67.0	-98.7
UCA Front FZ	-50.6	-2.19	-39.08	0.29	UCA Rear FZ	-22.3	-1.89	-29.5	0.12
UCA Front TX	-0.14	-0.007	-0.10	0.0022	UCA Rear TX	-0.06	-0.0045	-0.08	0
UCA Front TY	-0.01	0	-0.004	0	UCA Rear TY	-0.00	0	-0.00	0
UCA Front TZ	-0.07	-0.14	-0.027	0.019	UCA Rear TZ	-0.02	-0.114	-0.01	0.011

由灵敏度分析的结果可知,橡胶衬套的 Y 向刚度和 Z 向刚度对纵向力加载工况下前束角、外倾角、轮距和轴距的变化影响较大。这与上文的分析时一致的,因此橡胶衬套的 Y 向刚度(径向刚度)和 Z 向刚度(轴向刚度)对悬架纵向力加载下 C 特性影响较大。

#### 4.3 侧向力加载工况

为了研究橡胶衬套刚度对侧向力加载工况下悬架 C 特性的影响,进行了相应的灵敏度分析。灵敏度分析的设计变量为四个橡胶衬套的六向刚度,设计目标为前束角、外倾角、轴距和轮距。灵敏度分析的结果如表 3 所示。

由灵敏度分析的结果可知,橡胶衬套的 Y 向刚度对侧向力加载工况下前束角、外倾角、轮距和轴距的变化影响较大。这与上文的分析时一致的,因此橡胶衬套的 Y 向刚度(径向刚度)对悬架侧向力加载下 C 特性影响较大。

表 3 橡胶衬套刚度对悬架侧向力加载工况的影响

Sources	toe	camber	base	track	Sources	toe	camber	base	track
LCA Front FX	1.12	-0.168	0.20	-0.13	LCA Rear FX	-0.41	-0.23	-0.32	-0.16
LCA Front FY	-89.7	-99.55	96.4	-99.7	LCA Rear FY	-98.8	-99.5	-98.5	-99.7
LCA Front FZ	-7.3	-0.12	-2.74	0.026	LCA Rear FZ	-0.47	-0.05	-0.79	0.012
LCA Front TX	0.017	0	0.007	0	LCA Rear TX	-0.002	0	-0.004	0
LCA Front TY	0	0	0	0	LCA Rear TY	0	0	0	0
LCA Front TZ	-0.13	-0.076	-0.019	0.02	LCA Rear TZ	-0.02	-0.067	-0.016	0.009
UCA Front FX	-1.33	-0.12	-0.34	0.046	UCA Rear FX	0.062	0.0011	0.04	-0.00
UCA Front FY	-85.3	-98.4	-92.8	99.6	UCA Rear FY	95.67	-98.2	94.2	99.6
UCA Front FZ	-10.3	-0.18	-5.67	0.088	UCA Rear FZ	-3.4	-0.21	-4.93	0.09
UCA Front TX	-0.02	0	-0.014	0	UCA Rear TX	-0.007	0	-0.009	0
UCA Front TY	0	0	0	0	UCA Rear TY	0	0	0	0
UCA Front TZ	-1.4	-1.04	-0.31	0.115	UCA Rear TZ	-0.45	-1.34	-0.26	0.137

## 5 橡胶衬套刚度的多目标优化

本节，对橡胶衬套刚度进行了多目标优化，使悬架具有良好的 K&C 特性和合适的悬架刚度，由上文分析可知，对悬架 K&C 特性和悬架刚度影响较大的主要是橡胶衬套的 Y 向和 Z 向刚度（橡胶衬套局部坐标系），因此优化变量为四个橡胶衬套的 Y 向和 Z 向刚度。希望侧向力加载下前束角、外倾角、轴距和轮距变化量尽可能小。此外，希望纵向刚度在满足基本 C 特性下，刚度尽可能小以减小制动冲击。

### 5.1 优化问题陈述

橡胶衬套刚度对悬架垂向刚度影响较小，对悬架侧向刚度和纵向刚度影响较大。此外，橡胶衬套刚度对悬架 C 特性影响较大，对悬架 K 特性影响相对较小。因此将悬架侧向刚度、悬架纵向刚度以及侧向力加载和纵向力加载下的悬架 C 特性作为优化目标。

橡胶衬套 Y 向刚度对悬架纵向刚度和侧向刚度影响都大，而 Z 向刚度仅对纵向力加载下的悬架 C 特性和悬架纵向刚度有所影响。因此将四个橡胶衬套的 Y 向和 Z 向刚度作为优化变量。

通常，希望侧向刚度尽可能大以获得良好的操纵稳定性，纵向刚度尽可能小去降低纵向冲击，然而纵向刚度不能太小，过小的纵向刚度会使纵向力加载下悬架 C 特性变差。因此在允许的纵向力加载悬架 C 特性下，纵向刚度尽可能小。整个优化问题描述如下：

$$\begin{cases} \text{find } X = [X_1, X_2, \dots, X_8]^T \\ \min F_i(X), i = 1, 2, \dots, 7 \\ \text{s.t. } X^L \leq X \leq X^U \\ F_i(X)^L \leq F_i(X) \leq F_i(X)^U, i = 1, 2, \dots, 7 \end{cases}$$

式中， $X = [X_1, X_2, \dots, X_8]^T$  为设计变量，设计变量见表 4， $F_i(X)$  为目标函数， $F_1(X)$ ， $F_2(X)$ ， $F_3(X)$  分别为侧向力加载下前束角、外倾角和轮距的变化量； $F_4(X)$  为纵向刚度； $F_5(X)$ ， $F_6(X)$ ， $F_7(X)$  分别为纵向力加载下前束角、外倾角和轴距的变化量。 $X_L$  为优化变量下限， $X_U$  为优化变量上限，具体限制见表 4。 $F_i(X)^L$  为目标函数下限值， $F_i(X)^U$  为目标函数上限值，具体限值见表 5。

表 4 设计变量及约束条件

变量名	下限值	初始值	上限值
上控制臂前衬套 Y 向刚度系数	0.6	1	1.4
上控制臂后衬套 Y 向刚度系数	0.6	1	1.4

下控制臂前衬套 Y 向刚度系数	0.6	1	1.4
下控制臂后衬套 Y 向刚度系数	0.6	1	1.4
上控制臂前衬套 Z 向刚度系数	0.6	1	1.4
上控制臂后衬套 Z 向刚度系数	0.6	1	1.4
下控制臂前衬套 Z 向刚度系数	0.6	1	1.4
下控制臂后衬套 Z 向刚度系数	0.6	1	1.4

表 5 目标函数约束条件

目标函数	取值范围
前束角变化量 (侧向加载)	$toe_c \leq 0.5^\circ$
外倾角变化量 (侧向加载)	$camber_c \leq 1^\circ$
轮距变化量 (侧向加载)	$track_c \leq 10mm$
纵向刚度	$K_{sl} = 6000N/mm$
前束角变化量 (纵向加载)	$toe_b \leq 0.7^\circ$
外倾角变化量 (纵向加载)	$camber_b \leq 0.5^\circ$
轴距变化量 (纵向加载)	$base_b \leq 10mm$

### 5.2 分析工具和优化方法

通过将 Adams/Car、Matlab 和 Isight 联合，利用多目标粒子群算法对橡胶衬套刚度进行优化。Isight 由于具备易于集成多种软件的优点，广泛应用于多领域设计优化中。多目标粒子群算法具有概念简单、易于实现和快速收敛的优点，广泛用于求解多目标问题。

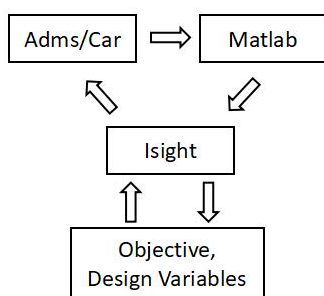


图 32 Isight 优化流程

### 5.3 优化结果

优化后的刚度因子如表 6 所示，下控制臂的 Y 向刚度因子增大而 Z 向刚度因子减小。上控制臂的 Z 向刚度因子减小。将优化后的刚度因子输入到 Adams/Car 中与优化前的仿真结果进行对比，如图 33 所示。从优化结果可以看出，前束角、外倾角和轮距的变化量均减小，从而具有良好的操纵稳定性。悬架纵向刚度略微降低以减小制动时纵向冲击。纵向力加载下前束角、外倾角和轴距的变化均在约束范围内。

表 6 优化前后衬套刚度因子变化

变量名	初始值	优化值
上控制臂前衬套 Y 向刚度系数	1	1
上控制臂后衬套 Y 向刚度系数	1	1
下控制臂前衬套 Y 向刚度系数	1	1.3
下控制臂后衬套 Y 向刚度系数	1	1.19
上控制臂前衬套 Z 向刚度系数	1	0.63
上控制臂后衬套 Z 向刚度系数	1	0.64
下控制臂前衬套 Z 向刚度系数	1	0.93
下控制臂后衬套 Z 向刚度系数	1	0.89



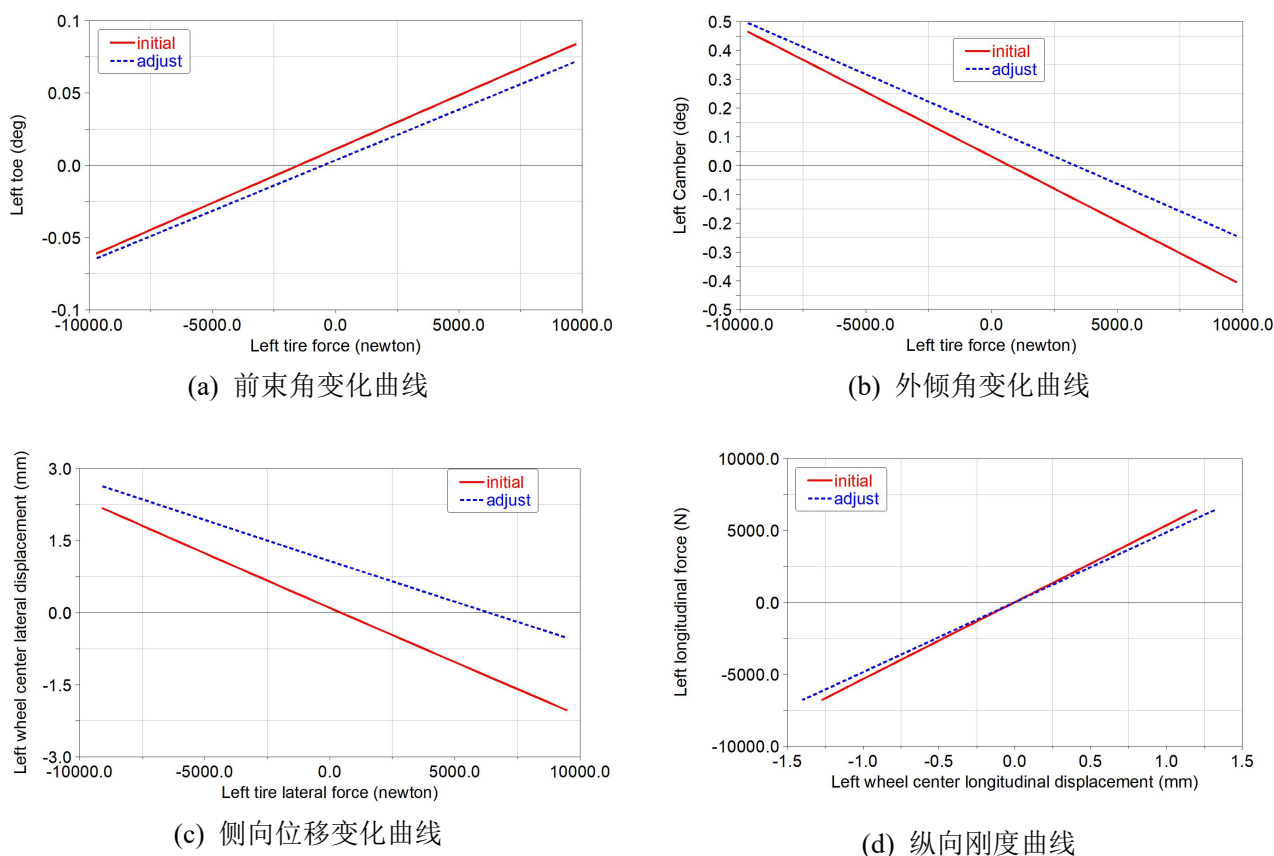


图 33 优化结果

表 7 纵向力加载优化前后参数变化

Parameters	Initial	Optimal	Requirem
$Toe_b$	0.666	0.697	$\leq 0.7^\circ$
$Camber_b$	0.0869	0.0898	$\leq 0.5^\circ$
$base_b$	8.162	8.49	$\leq 10mm$

## 6 结论

本研究有如下结论：

橡胶衬套刚度对悬架侧向刚度和纵向刚度有着重要的影响，但是对悬架垂向刚度影响较小。每个衬套的 Y 向刚度（径向刚度）对悬架侧向刚度和纵向刚度影响较大，Z 向刚度（轴向刚度）主要影响悬架纵向刚度，而 TZ 向刚度（扭转刚度）则主要影响悬架垂向刚度。

通过研究悬架在不同加载下，各橡胶衬套主要受载形式，分析橡胶衬套刚度对悬架 K&C 特性的影响。由于悬架的控制臂在悬架受载时主要受到拉伸和压缩，橡胶衬套主要是一种径向受载的形式，因此橡胶衬套的径向刚度设计将显得尤为重要。

为了使悬架获得良好的 K&C 特性和合适的悬架刚度，对橡胶衬套刚度进行了多目标优化。优化后的悬架侧向力加载下具有良好的 C 特性，在满足纵向力加载下的 C 特性要求，悬架纵向刚度略微降低。

## 参考文献

- 1 L. Li, Y. Zhang, S. Wu, L. Chen, Optimization of Suspension Elastomeric Bushing Compliance Under Constraints of Handling, Ride and Durability, SAE Technical Paper 2010-468-483, 2010.
- 2 X.-T. Liu, H. Hu, Y. Yang, Performance Analysis of Rear Rubber Bushing Stiffness of Lower Control Arm on McPherson Suspension, International Conference on Apperceiving Computing & Intelligence Analysis IEEE, 2009.
- 3 J. Ambrósio, P. Verissimo, Sensitivity of a vehicle ride to the suspension bushing characteristics, Journal of Mechanical Science & Technology 1075-1082, 2009.
- 4 F. Ganzarolli, Front suspension LCA bushing optimization, SAE Technical Paper 2010-36-0248, 2010.
- 5 M. Bayani Khaknejad, A. Khalaj, Improving Understeering Behaviour of a Passenger Car via Rear Axle Bushing Optimisation, SAE Technical Paper 2013-01-0700, 2013.
- 6 W. Shi, C. Wang, Z. Li, Improving Light Bus Handling and Stability by Anti-roll Bar and Bushing Adjustment, SAE Technical Paper 2015-01-0026, 2015.
- 7 B.S. Kim, K.I. Bae, Optimal Rear Suspension Design for the Improvement of Ride Comfort and Suspension Noise, SAE Technical Paper 2012-01-0975, 2012.
- 8 K. Song, X. Chen, Functional Analysis of Bushing in Four-Link Suspension on K&C Characteristics Using Multibody Dynamics Method, International Mechanical Engineering Congress and Exposition ASME, 2012-88840, 2012.
- 9 C. Jung, H.-S. Kim, Optimization of Bushing Stiffness Using Numerical Approximation Model to Improve Automotive NVH Performance, SAE Technical Paper 2017-01-1804, 2017.
- 10 A. Atal, A. Shah, Design Methodology of New Generation Noiseless Antirroll Bar Bushes for Car Suspension, SAE Technical Paper 2015-26-0077, 2015.
- 11 雷雨成, 李峰, 橡胶衬套刚度对悬架系统影响的研究, 上海汽车 2004(11):30-31, 2004.
- 12 李欣冉, 陈晓新, 橡胶衬套对汽车悬架系统 NVH 性能影响研究, 合肥工业大学学报 35(5):581-584, 2012.
- 13 魏志刚, 陈效华, 橡胶衬套材料参数确定及有限元仿真, 机械工程学报 51(8):137-143, 2015.
- 14 梁良, 李小勇, 基于 Mooney-Rivlin 模型的车用橡胶衬套刚度计算及试验验证, 武汉大学学报(工学版), 2018.
- 15 邓雄志, 刘涛, 轿车底盘橡胶衬套半经验设计方法研究, 汽车技术, 2018.
- 16 陈宝, 代正莉, 汽车悬架衬套静动特性分析中缩径量影响研究, 噪声与振动控制 39(01):131-135, 2019.
- 17 吴赵佳, 侯永平, 随机振动条件下的橡胶衬套疲劳寿命预测, 汽车技术 2017(3):24-28, 2017.
- 18 轿车悬架橡胶衬套结构优化与设计方法研究, 华南理工大学, 2017.
- 19 高晋, 黄心泉, 面向平顺性的某 SUV 车型扭转梁式后悬架衬套刚度优化, 公路与汽运 2017(1):1-7, 2017.
- 20 赵雷雷, 周长城, 悬架轴对称橡胶衬套径向变形解析计算及试验, 中国科学:技术科学
- 21 苏瑞强, 丁渭平, 副车架计算模态分析中衬套刚度的当量方法, 噪声与振动控制 37(3):107-111, 2017.
- 22 易斌, 李根, 某型车辆扭转梁衬套疲劳耐久优化设计, 轻型汽车技术, 2017.
- 23 徐晓美, 石静, 后轮随动转向车辆非线性动力学特性研究, 科学技术与工程 18(5):112-117, 2018.
- 24 范士琦, 商用车悬架系统隔振特性分析研究, 吉林大学, 2017.
- 25 夏长高, 高晓辰, 基于 ADAMS/car 的双横臂悬架运动学和弹性运动学分析, 机械设计与制造, 2010.
- 26 杨波, 左曙光, 双横臂独立悬架导向机构硬点匹配设计, 机械设计与制造, 2010.
- 27 高晋, 牛子孺, 扭转梁悬架衬套安装角度与操稳性能协同优化, 重庆大学学报, 2014.
- 28 金鑫, 基于刚柔耦合模型的汽车悬架性能分析及优化, 合肥工业大学, 2016.

2017(2):22-30, 2017.

## Design and Optimization of Double Wishbone Suspension Bushings for Buses<sup>1)</sup>

Chen Xiaoyu<sup>\*.2)</sup>, Feng Xingxing<sup>+</sup>, Lv Tianqi<sup>+</sup>, Zhang Yunqing<sup>\*</sup>

<sup>\*</sup>( *The Chinese Society of Theoretical and Applied Mechanics, Beijing 100190, China* )

<sup>+</sup>( *Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China* )

**Abstract :** In recent years, due to the improvement of people's travel level requirements, the double wishbone air spring suspension is also widely used in buses to improve the handling and ride of the vehicle. The bushings are the important component of the suspension system, which has an important influence on the K&C characteristics of the suspension, the handling and the ride. However, in the field of buses, the design and research of bushings are still not perfect, especially in the design and optimization of bushing stiffness.

A multi-body dynamics model of the front suspension for a bus is established to study the influence of the stiffness of the bushings on the stiffness of the suspension. The initial selection and design of the bushing stiffness is carried out according to the requirements of the stiffness of the suspension. The load analysis of the double wishbone suspension is carried out to study the main loaded form and state of the bushings, which can help to study the influence of the bushing stiffness on the K&C characteristics. The results show that the radial stiffness and axial stiffness are the main factors, and the conclusion is consistent with the results of the sensitivity analysis.

Finally, with longitudinal loading and lateral loading case, the multi-objective optimization of the suspension is carried out to meet the stiffness requirements of the suspension and the optimal K&C characteristics.

**Key words:** Double wishbone suspension, Bushing, K&C characteristics, Bushing stiffness, Optimization