

面向平顺性的某 SUV 车型扭转梁式 后悬架衬套刚度优化*

高晋, 黄心泉, 杨秀建

(昆明理工大学 交通工程学院, 云南 昆明 650500)

摘要: 针对某 SUV 车型, 在 ADAMS/Car 软件中建立整车仿真模型, 基于等效动力学方法, 在模拟粗糙水泥砼路面的随机路面谱工况下进行平顺性仿真, 对底盘质心处的垂直方向加速度进行分析。针对该种工况, 通过 ADAMS/Insight 模块对整车模型扭转梁式后悬架的衬套刚度参数进行平顺性优化仿真, 生成了平顺性优化方案, 再使用该优化方案在其他工况下进行平顺性仿真分析, 验证其对于多种不同工况的适应性, 结果显示该平顺性优化方案在试验所考虑的几种工况下均具有可行性。

关键词: 汽车; SUV 车型; 橡胶衬套; 线刚度; 平顺性

中图分类号: U463.33

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2017)01-0001-07

扭转梁悬架因其结构简单、制造成本低且安装方便而在轿车后悬架中被广泛使用。扭转梁悬架由 2 个纵向摆臂和 1 个弹性扭转梁组成, 两纵臂分别通过橡胶衬套与车身相连, 扭转梁在 2 个车轮跳动时起到稳定杆作用。目前, 主要采用等效动力学等方法, 通过建立刚柔耦合模型研究扭转梁悬架的结构参数与悬架运动特性的关系并进行参数优化。

文献[1]利用 DOE 方法分析了衬套安装角度在整车的设计空间对悬架特性的影响, 并以操纵稳定性为优化目标, 实现了衬套安装角度和操纵稳定性指标的多目标协同优化。文献[6]在 ADAMS 环境下对比分析了 2 种扭转梁悬架建模方法的特点。文献[7]分析比较了某实车前双横臂悬架安装的液压衬套与传统橡胶衬套对整车行驶平顺性的影响, 得出在 A、B 级路面上使用液压衬套时车辆的平顺性更好, 凸块路面使用液压衬套时平顺性较差, 对 D 级路面则变化很小。文献[8]针对某型轿车, 在 ADAMS/Car 软件中建立整车仿真模型, 在三角形单脉冲输入路面上进行平顺性仿真, 对整车底盘垂直方向加速度进行了分析; 通过 ADAMS/Insight 模块进行整车优化设计, 对整车前后悬架参数进行了优化仿真, 使整车乘坐舒适性得到提高, 并验证了在脉冲输入路面上利用 ADAMS/Car 进行优化仿真的可行性。

上述文献针对扭转梁悬架的运动学特性进行研

究, 针对某些具体工况给出了平顺性优化方案, 但对于优化方案在不同工况下的适应性较少进行验证, 无法保证所生成优化方案对于车辆可能行驶的各类工况都有较广的适用范围。该文针对模拟粗糙水泥砼路面的随机路面谱工况生成某实车模型扭转梁式后悬架的平顺性优化方案, 并将变动前后的车辆模型在多种工况下的平顺性进行对比, 以确定优化方案是否对不同工况具有较广泛的适应性。

1 车辆及道路模型的选取和建立

某 SUV 整车模型见图 1。整车模型置于四柱试验台上, 其主要参数见表 1。

为进行整车平顺性仿真, 通过 ADAMS/Car Ride 插件所提供的路面轮廓发生器建立道路模型。路面轮廓发生器是基于 Sayers 数字模型的路面生成工具。Sayers 模型认为路面轮廓的空间功率谱密度与空间频率 n 存在如下函数关系:



图 1 试验所用整车模型

* 基金项目: 昆明理工大学人才培养资助项目(KKSY201402065)

表1 试验所用整车模型参数

参数名称	前悬架参数	后悬架参数
轴重/kg	1 034	615
弹簧自由长度/mm	395	380
弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	21	26
轮胎自由半径/mm	316.7	316.7
轮距/mm	1 515	
轴距/mm	2 620	
质心高度/mm	526	

$$G_d(n) = G_e + \frac{G_s}{(2\pi n)^2} + \frac{G_a}{(2\pi n)^4} \quad (1)$$

式中: G_e 为白噪声的空间功率谱密度幅值; G_s 为白噪声的速度功率谱密度幅值; G_a 为白噪声的加速度功率谱密度幅值。

在路面谱生成器中,通过设置路面空间功率谱密度幅值、速度功率谱密度幅值和加速度功率谱密度幅值等参数生成路面谱文件。表2为Sayers模型中路面的轮廓的参数示例。

表2 Sayers模型路面不平度参数

路面类型	G_e	G_s	G_a
光滑沥青路面	0.000	6	0.00
一般沥青路面	0.000	12	0.17
粗糙沥青路面	0.003	20	0.20
光滑水泥砼路面	0.000	1	0.00
一般水泥砼路面	0.100	20	0.25
粗糙水泥砼路面	0.100	35	0.30

参照表2中粗糙水泥砼路面的参数自动生成整车平顺性仿真所需随机路面谱(见图2)。

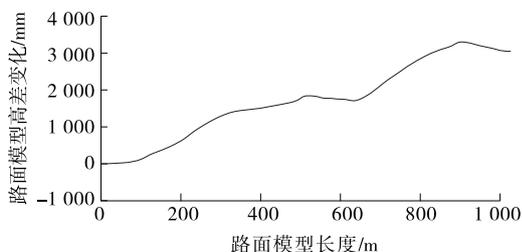


图2 试验所用路面谱模型

取40、60和80 km/h这3种车辆常用行驶速度,使用试验所用整车模型在所生成的随机路面谱上跑动,得出3种速度下整车质心处垂向加速度均方根 ACC_z 的值(见图3)。

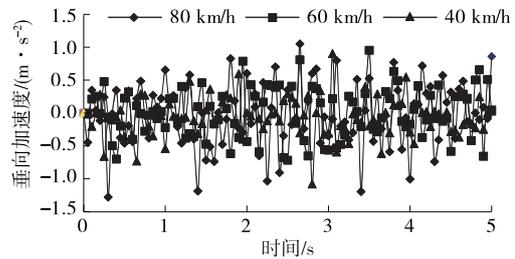


图3 3种车速下整车质心处垂向加速度曲线

由图3可知:40、60和80 km/h速度下,整车质心处垂向加速度均方根值分别为0.299 9、0.378 3、0.482 3 m/s²,80 km/h时整车质心处垂向加速度均方根值最大,对乘客舒适性影响也最大。故平顺性仿真主要针对80 km/h速度下的状况。

2 灵敏度分析及待优化参数的确定

该整车模型的前悬架为麦弗逊式悬架,后悬架为扭转梁式悬架,这里主要针对后悬架对整车行驶平顺性的影响进行分析,并对后悬架作出改进,形成平顺性优化方案。

悬架与车身(或车架)连接处的衬套具有衰减来自路面或车轮不平衡激励的作用,故改变后悬架衬套的刚度将对整车行驶平顺性产生一定影响。该车型后悬架的左右两侧各有10个衬套,安装于纵臂、上下控制臂、减震器和前束调节杆等悬架的不同位置。其中一个衬套因固定于轮毂上而对行驶平顺性影响不大,故暂时不予考虑,将其余衬套(悬架每侧共9个)全部作为分析对象。鉴于衬套的径向线刚度、轴向线刚度对于悬架运动学的影响比扭转刚度大,对所有衬套各方向扭转刚度均暂不考虑,仅考虑各衬套X、Y径向线刚度和Z轴向线刚度。试验所用车辆模型前后悬架的结构见图4(后悬架的扭转梁结构未标出)。

为了与ADAMS软件中的零部件名称保持一致,纵臂衬套简称为pt1衬套,上控制臂内外衬套分别简称为pt6衬套、pt10衬套,下控制臂内外衬套分别简称为pt2衬套、pt55衬套,减震器上下衬套分别简称为pt100衬套、pt40衬套,前束调节杆内外衬套分别简称为pt44衬套、pt15衬套。

需指出的是,安装于左后、右后两处悬架相对应位置的衬套,其同向刚度在软件分析中会被视为相互独立的2个变量;但为了使优化结果具有工程实际意义,在生成优化方案时,左后、右后悬架相对应位置的衬套,其各向刚度的原始数值设为左右相同,

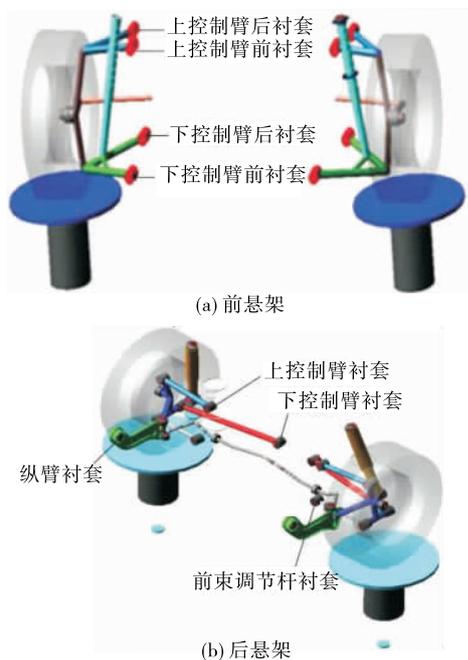


图 4 车辆前后悬架结构

在参数改动时也只左右作出同样的变动。

为了解衬套参数的改变对整车行驶平顺性的影响,先进行定性分析,改变衬套的某些参数并观察参数改变后整车行驶平顺性的变化。pt1 衬套 X 径向线刚度减少 20% 前后整车质心处垂向加速度对比见图 5、Y 径向线刚度减少 20% 前后整车质心处垂向加速度对比见图 6, pt6 衬套 X 径向线刚度减少 20% 前后整车质心处垂向加速度对比见图 7。

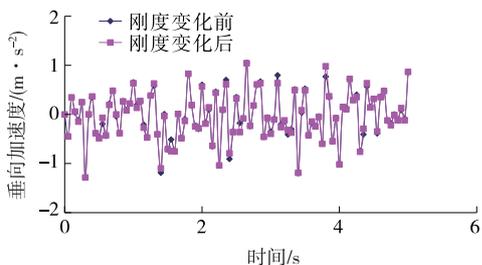


图 5 pt1 衬套 X 径向线刚度减少 20% 前后整车质心处垂向加速度对比

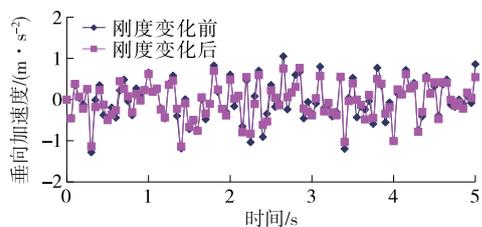


图 6 pt1 衬套 Y 径向线刚度减少 20% 前后整车质心处垂向加速度对比

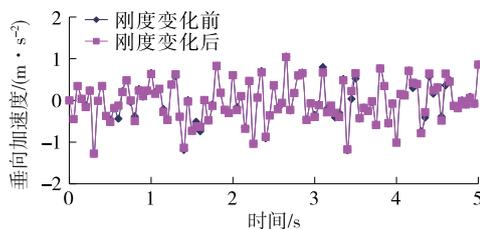


图 7 pt6 衬套 X 径向线刚度减少 20% 前后整车质心处垂向加速度对比

由图 5~7 可知:pt1 衬套 X 径向线刚度减少 20% 后,整车质心处垂向加速度均方根值为 0.4826 m/s^2 ,而参数改变之前整车质心处垂向加速度均方根值为 0.4823 m/s^2 。pt1 衬套 Y 径向线刚度减少 20% 后,整车质心处垂向加速度均方根值为 0.4316 m/s^2 ,而参数改变前整车质心处垂向加速度均方根值为 0.4823 m/s^2 。pt6 衬套 X 径向线刚度减少 20% 后,整车质心处垂向加速度均方根值为 0.4859 m/s^2 ,而参数改变前整车质心处垂向加速度均方根值为 0.4823 m/s^2 。说明各衬套刚度的变化均会对整车质心处垂向加速度产生一些影响,后悬架每侧 9 个衬套的 X、Y 径向线刚度和 Z 轴向线刚度对整车质心处垂向加速度的影响均需全面考虑。

为得出对于垂向加速度均方根值这一设计目标影响更大的参数,使用 ADAMS/Insight 模块进行定量分析,即灵敏度分析。方法如下:将待优化参数在 ADAMS/Insight 模块中设为设计因素,使用整车和路面谱模型进行平顺性仿真分析,得到各设计变量对于垂向加速度均方根值的灵敏度。因变量不是完全线性的,变量取值以刚度变化值和刚度初始值比例系数代替初始设计方案中的取值,以 1 为中心值向两端扩展得到约束范围。所有衬套各向刚度的变化范围均为初始值基础上正负各 50%。

初定的候选待优化参数共 27 个,因电脑计算性能的限制,无法在一次灵敏度分析中运算完毕,故第一步灵敏度分析将 27 个参数分为 3 组,分别进行 3 次灵敏度分析。第一组灵敏度分析参数包含 pt1 衬套、pt15 衬套和 pt44 衬套的径向和轴向刚度,第二组包含 pt2 衬套、pt40 衬套和 pt100 衬套的径向和轴向刚度,第三组包含 pt6 衬套、pt10 衬套和 pt55 衬套的径向和轴向刚度。因后悬架在几何形状和质量分布上均为左右完全对称,只对一侧的悬架进行灵敏度分析。在正式生成平顺性优化结果之前,在相关公式和表格中以符号代替平顺性优化设计中的

各待优化参数: k_{1LY} 代表左侧 pt1 衬套的 Y 径向线刚度, k_{1RY} 代表右侧 pt1 衬套的 Y 径向线刚度,以此类推。第一步灵敏度分析(只针对左后悬架的各衬套)的 3 次分析结果见表 3~5。

根据表 3~5,3 组参数中各自灵敏度值最高的参数分别为 pt1 衬套 Y 径向刚度、pt2 衬套 Y 径向刚度和 pt55 衬套 Y 径向刚度,故确定这 3 个参数为待优化参数。此外,pt1 衬套 X 径向刚度、pt40 衬

表 3 第一组参数灵敏度分析结果

设计变量名称	设计变量初值/(N·mm ⁻¹)	设计变量变化范围/(N·mm ⁻¹)	灵敏度值	灵敏度值百分比/%
k_{1LY}	500	250~750	0.121 4	25.49
k_{1LX}	330	165~495	$3.853 6 \times 10^{-3}$	0.81
k_{15LX}	9 000	4 500~13 500	$2.602 8 \times 10^{-3}$	0.55
k_{44LX}	9 000	4 500~13 500	$2.588 8 \times 10^{-3}$	0.54
k_{15LZ}	100	50~150	$4.894 0 \times 10^{-4}$	0.10
k_{44LY}	9 000	4 500~13 500	$4.560 5 \times 10^{-4}$	0.10
k_{1LZ}	200	100~300	$-1.300 2 \times 10^{-4}$	-0.03
k_{44LZ}	100	50~150	$1.245 9 \times 10^{-4}$	0.03
k_{15LY}	9 000	4 500~13 500	$-5.100 0 \times 10^{-5}$	-0.01

注:按灵敏度值的绝对值从高到低排列。下同。

表 4 第二组参数灵敏度分析结果

设计变量名称	设计变量初值/(N·mm ⁻¹)	设计变量变化范围/(N·mm ⁻¹)	灵敏度值	灵敏度值百分比/%
k_{2LY}	10 000	5 000~15 000	$4.128 8 \times 10^{-3}$	0.86
k_{40LY}	5 000	2 500~7 500	$2.092 0 \times 10^{-3}$	0.43
k_{40LZ}	1 000	500~1 500	$-8.538 1 \times 10^{-4}$	-0.18
k_{100LZ}	350	175~525	$8.022 4 \times 10^{-4}$	0.17
k_{40LX}	5 000	2 500~7 500	$-4.853 5 \times 10^{-4}$	-0.10
k_{2LX}	10 000	5 000~15 000	$-1.095 8 \times 10^{-4}$	0.02
k_{100LY}	1 000	500~1 500	$5.715 2 \times 10^{-5}$	0.01
k_{2LZ}	700	350~1 050	$-3.902 3 \times 10^{-5}$	-0.01
k_{100LX}	1 000	500~1 500	$-2.040 0 \times 10^{-6}$	-0.00

表 5 第三组参数灵敏度分析结果

设计变量名称	设计变量初值/(N·mm ⁻¹)	设计变量变化范围/(N·mm ⁻¹)	灵敏度值	灵敏度值百分比/%
k_{55LY}	10 000	5 000~15 000	$8.383 0 \times 10^{-3}$	1.75
k_{6LX}	14 000	7 000~21 000	$3.480 8 \times 10^{-3}$	0.73
k_{10LX}	14 000	7 000~21 000	$3.458 2 \times 10^{-3}$	0.72
k_{55LX}	10 000	5 000~15 000	$1.031 0 \times 10^{-3}$	0.22
k_{6LY}	14 000	7 000~21 000	$7.350 5 \times 10^{-4}$	0.15
k_{10LY}	14 000	7 000~21 000	$4.924 7 \times 10^{-4}$	0.10
k_{55LZ}	700	350~1 050	$-2.789 2 \times 10^{-4}$	-0.06
k_{10LZ}	700	350~1 050	$2.681 9 \times 10^{-4}$	0.06
k_{6LZ}	700	350~1 050	$9.581 9 \times 10^{-5}$	0.02

套Y径向刚度、pt6衬套X径向刚度、pt10衬套X径向刚度的灵敏度值虽不是各组中最高的,但其灵敏度绝对值也较高,故对这4个参数也应予以关注。但因pt1衬套的Y径向刚度已被确定为待优化参数,为了在电脑有限的计算能力范围内对数量尽可

能多的衬套进行优化,暂不考虑pt1衬套X径向刚度。选取pt40衬套Y径向刚度、pt6衬套X径向刚度和pt10衬套X径向刚度进行第二步灵敏度分析,选取其中灵敏度最大的2个参数作为待优化参数。第二步灵敏度分析结果见表6。

表6 第二步灵敏度分析结果

设计变量名称	设计变量初值/(N·mm ⁻¹)	设计变量变化范围/(N·mm ⁻¹)	灵敏度值	灵敏度值百分比/%
k_{10LX}	14 000	7 000~21 000	$3.272\ 8\times 10^{-3}$	0.68
k_{40LY}	5 000	2 500~7 500	$2.952\ 7\times 10^{-3}$	0.61
k_{40RY}	14 000	7 000~21 000	$-2.523\ 0\times 10^{-3}$	-0.52
k_{10RX}	14 000	7 000~21 000	$1.634\ 2\times 10^{-3}$	0.34
k_{6LX}	5 000	2 500~7 500	$1.612\ 8\times 10^{-3}$	0.34
k_{6RX}	14 000	7 000~21 000	$1.493\ 3\times 10^{-3}$	0.31

根据表6,3个参数中pt6衬套X径向刚度灵敏度值最低,将其舍去。选取pt10衬套X径向刚度和pt40衬套Y径向刚度及前一步灵敏度分析中选定的pt1衬套Y径向刚度、pt2衬套Y径向刚度和pt55衬套Y径向刚度作为平顺性优化设计的待优化参数。

3 平顺性优化方案及其验证

因ADAMS/Car软件无法直接输出悬架动行程(动挠度)的参数值,只能通过悬架位移(静挠度与动挠度总和)参数值经过后处理才能得到。经初步研判,在模拟粗糙水泥砼路面的随机路面谱工况下,悬架位移(静挠度与动挠度的总和)的均方根值与悬架动挠度的均方根值大致呈正相关,即悬架位移均方根值增大则悬架动挠度均方根值也增大。同时,悬架位移适当减小,对提高悬架使用寿命具有积极作用。故生成优化方案时将悬架位移作为约束条件,使其适当减小。

ADAMS/Insight软件对试验车型整车质心处垂向加速度 ACC_z ,左后、右后悬架垂向位移 S_{LZ} 和 S_{RZ} 所作的线性拟合方程分别为:

$$ACC_z = 0.257\ 48 + 0.105\ 12k_{1LY} + 0.088\ 104k_{1RY} + 0.004\ 857\ 8k_{2LY} + 0.005\ 303\ 8k_{2RY} + 0.006\ 188k_{55LY} + 0.005\ 140\ 9k_{55RY} + 0.002\ 901\ 6k_{40LY} - 0.000\ 533\ 2k_{40RY} + 0.002\ 773\ 2k_{10LX} + 0.001\ 897\ 4k_{10RX}$$

$$S_{LZ} = 212.16 + 0.879\ 01k_{1LY} + 0.115\ 94k_{1RY} - 0.106\ 1k_{2LY} - 0.001\ 357\ 3k_{2RY} -$$

$$0.195\ 82k_{55LY} - 0.008\ 729\ 1k_{55RY} - 0.040\ 89k_{40LY} - 0.024\ 458k_{40RY} + 0.027\ 016k_{10LX} + 0.016\ 437k_{10RX}$$

$$S_{RZ} = 213.64 + 0.543\ 35k_{1LY} + 0.139\ 32k_{1RY} - 0.001\ 133\ 6k_{2LY} - 0.102\ 93k_{2RY} - 0.008\ 653\ 5k_{55LY} - 0.191\ 33k_{55RY} - 0.025\ 742k_{40LY} - 0.042\ 316k_{40RY} + 0.061\ 253k_{10LX} + 0.012\ 13k_{10RX}$$

设定 $S_{LZ} \leq 212.2\ \text{mm}$ 、 $S_{RZ} \leq 213.68\ \text{mm}$ 为约束条件,以 ACC_z 取得最小值作为优化目标,在MATLAB中编制线性规划程序进行计算,运算结果见表7。

表7 线性规划运算结果

变量名称	变量值	变量名称	变量值
k_{1LY}	0.500 0	k_{1RY}	0.500 0
k_{2LY}	1.118 9	k_{2RY}	0.500 0
k_{55LY}	1.500 0	k_{55RY}	1.024 2
k_{40LY}	0.500 0	k_{40RY}	1.500 0
k_{10LX}	0.500 0	k_{10RX}	0.500 0

虽然安装于左、右两侧悬架相对应位置的衬套的同向刚度在软件分析中会被视为相互独立的2个变量,但为了使优化结果具有工程实际意义,在生成优化方案时,左后、右后悬架相对应位置的衬套,不仅其各向刚度的原始数值为左右相同,且只能左右作出同样的变动,故对线性规划所得结果需进行处理。当左后、右后悬架相对应位置衬套的同向刚度

在 MATLAB 中的运算值不一致时,通过将两个值取平均数并保留两位小数的方式生成最终结果。根

据处理后的计算结果,代入各衬套刚度初值,得到最终优化方案(见表 8)。

表 8 最终优化方案

设计变量名称	设计变量初值	设计变量变化范围	优化后变量值
左侧 pt1 衬套 Y 径向线刚度	500	250~750	250
右侧 pt1 衬套 Y 径向线刚度	500	250~750	250
左侧 pt2 衬套 Y 径向线刚度	10 000	5 000~15 000	8 100
右侧 pt2 衬套 Y 径向线刚度	10 000	5 000~15 000	8 100
左侧 pt55 衬套 Y 径向线刚度	10 000	5 000~15 000	12 600
右侧 pt55 衬套 Y 径向线刚度	10 000	5 000~15 000	12 600
左侧 pt40 衬套 Y 径向线刚度	5 000	2 500~7 500	5 000
右侧 pt40 衬套 Y 径向线刚度	5 000	2 500~7 500	5 000
左侧 pt10 衬套 X 径向线刚度	14 000	7 000~21 000	7 000
右侧 pt10 衬套 X 径向线刚度	14 000	7 000~21 000	7 000

为验证优化方案的有效性,使用优化前后整车模型分别进行平顺性仿真试验。首先在此前设定的工况(模拟粗糙水泥砼路面的随机路面谱,匀速 80 km/h 行驶)下从整车质心处垂向加速度 ACC_z 和左后悬架处动挠度 S_{DRL} 两个角度进行验证。优化前后整车模型质心处垂向加速度均方根值 ACC_z 对比见图 8,左后悬架处动挠度 S_{DRL} 对比见图 9。

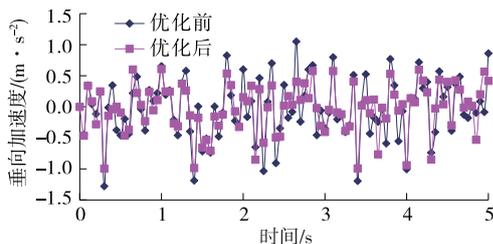


图 8 80 km/h 匀速下优化前后整车质心处垂向加速度对比

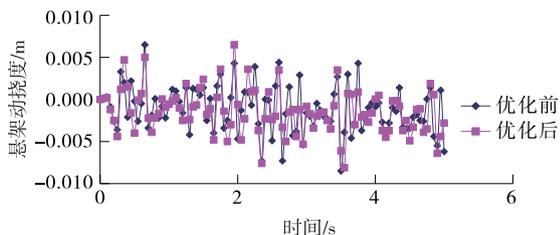


图 9 80 km/h 匀速下优化前后左后悬架动挠度对比

由图 8 可知:在 80 km/h 匀速下,优化后整车质心处垂向加速度均方根值从 0.4823 m/s^2 下降到 0.3915 m/s^2 ,比优化前下降 18.8%,优化取得了初

步效果。

由图 9 可知:在 80 km/h 匀速下,优化前,左后悬架处动行程(挠度)为 $-8.5 \sim 6.5 \text{ mm}$,均方根值为 3 mm;优化后,左后悬架处动行程(挠度)为 $-8.1 \sim 6.5 \text{ mm}$,均方根值仍为 3 mm,左后悬架处动行程(挠度)的均方根值和最大压缩量没有变化,最大拉伸量有所降低,有利于提升整车的操作稳定性,也有利于延长悬架使用寿命。

除此前设定的工况外,在其他工况下对优化方案进行验证,以确保优化方案对于试验车型有可能行驶的各种路况有尽可能大的适应范围。使用此前生成的道路模型,将车速改为匀速 60 km/h 进行仿真试验,优化前后整车质心处垂向加速度 ACC_z 和左后悬架处动挠度 S_{DRL} 对比分别见图 10、图 11。

由图 10 可知:在 60 km/h 匀速下,优化后整车质心处垂向加速度均方根值从 0.3783 m/s^2 下降到 0.3248 m/s^2 ,比优化前下降 16.5%,优化取得了初步效果。

由图 11 可知:在 60 km/h 匀速下,优化前,左

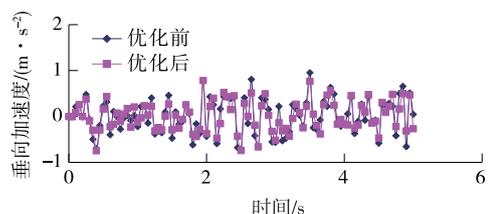


图 10 60 km/h 匀速下优化前后整车质心处垂向加速度对比

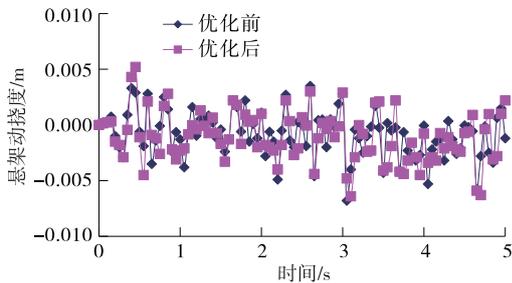


图 11 60 km/h 匀速下优化前后左右悬架动挠度对比

后悬架处动行程(挠度)为 $-6.8\sim 3.5$ mm,均方根值为 2.2 mm;优化后,左后悬架处动行程(挠度)为 $-6.4\sim 5.2$ mm,均方根值为 2.5 mm,左后悬架处动行程(挠度)的均方根值和最大压缩量均有所增加,最大拉伸量有所降低,但增加后左后悬架处最大压缩量仍属于较小水平,故没有影响。

下面改用幅值为 10 mm、起始频率为零、结束频率为 20 Hz、持续时间为 10 s的连续正弦波激振扫描作为四柱试验台的输入信号,对该优化方案进行验证。优化前后整车质心处垂向加速度 ACC_z 和左右悬架处动挠度 S_{DRL} 对比分别见图 12、图 13,左右轮处动载荷值对比见图 14。

由图 12 可知:在正弦波扫描输入下,优化后整车质心处垂向加速度均方根值从 $0.390\ 3$ m/s^2 下降到 $0.364\ 2$ m/s^2 ,比优化前下降 6.7% ,说明该优化方案在正弦波扫描输入工况下对降低整车质心处垂向加速度有一定作用。

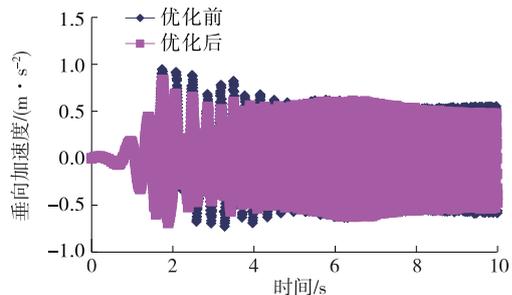


图 12 正弦波扫描输入下优化前后整车质心处垂向加速度对比

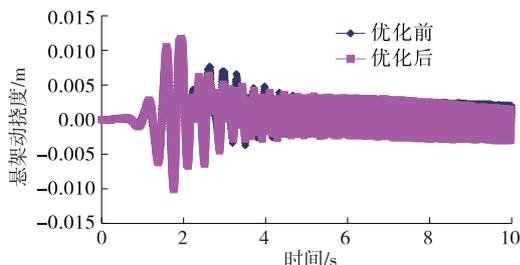


图 13 正弦波扫描输入下优化前后左右悬架动挠度对比

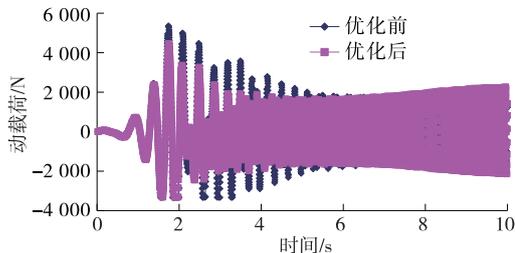


图 14 正弦波扫描输入下优化前后左右轮动载荷对比

由图 13 可知:在正弦波扫描输入下,优化前,左后悬架处动行程(挠度)为 $-8.1\sim 10.4$ mm,均方根值为 2.7 mm;优化后,左后悬架处动行程(挠度)为 $-10.1\sim 11.7$ mm,均方根值为 2.9 mm,左后悬架处动行程(挠度)的均方根值、最大压缩量和最大拉伸量均有所增加,但增加后左后悬架处最大压缩量和最大拉伸量远低于轿车悬架动挠度上限的推荐值($60\sim 90$ mm),故没有影响。

由图 14 可知:优化后后轮相对动载荷系数 σ_{Fd} (相对于静平衡位置的轮胎载荷变化的均方根值)从 $1\ 579.8$ N 减少到 $1\ 386.9$ N,比优化前下降 12.2% 。根据已有文献,当 $\sigma_{Fd}/G \leq 1/3$ 时,轮胎跳离地面的概率小于 0.15% ,可认为轮胎相对动载荷指标安全。该车型的后轴轴荷为 615 kg,后轴单侧车轮的静载荷为 $3\ 013.5$ N(按 $g=9.8$ N/kg 计算), σ_{Fd}/G 大于 $1/3$ 但不大于 $1/2$,说明该优化方案有利于降低后轮的相对动载荷系数。优化后,后轮跳离地面的概率大于 1% 但不大于 4.6% ,可认为后轮相对动载荷系数指标基本安全,只有在少数极端情况下会出现后轮跳离地面的危险状况。

4 结论

该文经过对试验整车模型后悬架各衬套刚度参数的灵敏度分析和线性回归方程的计算,针对随机不平路面谱(模拟粗糙水泥砼路面工况)生成了优化方案,并对所生成的优化方案在不同工况下的平顺性进行了验证。结果表明该优化方案在文中所考虑的数种工况下均具有一定的优化效果。在随机不平路面谱下,匀速 80 km/h 行驶时底盘质心处垂向加速度均方根值下降 18.8% ,匀速 60 km/h 行驶时底盘质心处垂向加速度均方根值下降 16.5% ;在正弦波扫描激振输入下,底盘质心处垂向加速度均方根值下降 6.7% ,且后轮动载荷下降 12.2% 。该优化方案对于改善整车平顺性有一定效果,对悬架动行程

(下转第 49 页)

参考文献:

- [1] 周一鸣,连嘉,吴晓.枢纽机场与腹地城市地面衔接研究[J].公路交通科技:应用技术版,2012(10).
- [2] 郝凯冰,徐阿鹏.基于机场的综合客运枢纽换乘需求与组织分析[J].交通信息与安全,2012,30(2).
- [3] Tom V M, Mohan S. Transit route network design using frequency coded genetic algorithm[J]. Journal of Transportation Engineering, 2003, 129(2).
- [4] Petrelli M. A transit network design model for urban areas[A]. Urban Transport X: Urban Transport and the Environment in the 21st Century[C]. 2004.
- [5] Y Lee, V R Vuchic. Transit network design with variable demand[J]. Journal of Transportation Engineering, 2005, 131(1).
- [6] Shrivastava P, O Mahony M. A model for development of optimized feeder routes and coordinated schedules: a genetic algorithms approach[J]. Transport Policy, 2006, 13(5).
- [7] Kuan S N, Ong H L, Ng K M. Solving the feeder bus network design problem by genetic algorithms and ant

colony optimization[J]. Advances in Engineering Software, 2006, 37(6).

- [8] Ciaffi F, Cipriani E, Petrelli M. Feeder bus network design problem: a new metaheuristic procedure and real size applications[J]. Procedia-Social and Behavioral Sciences, 2012, 54.
- [9] 司徒炳强, 靳文舟. 合作与竞争条件下公交网络发车时间优化模型[J]. 公路交通科技, 2010, 27(6).
- [10] 戴帅, 陆化普, 胡启洲. 基于一体化的多层次公交线网优化研究[J]. 数学的实践与认识, 2011(1).
- [11] 刘文驰, 张建同, 王世进. 弹性需求下城市公交网络服务的优化[J]. 运筹与管理, 2012(2).
- [12] 刘海旭. 拥挤公交网络的出行费用可靠性[J]. 交通运输工程与信息学报, 2014, 12(1).
- [13] 杨阳梅. 高铁一公路旅游客运衔接网络设计模型与算法研究[D]. 长沙: 长沙理工大学, 2014.
- [14] 周筱兰. 临空经济与地区发展的空间关系研究: 以浦东机场周边地区为例[J]. 上海城市规划, 2011(4).

收稿日期: 2016-04-28

(上接第7页)

指标也有所改善, 是一个有效的优化方案。

参考文献:

- [1] 高晋, 牛子孺, 杨路, 等. 扭转梁悬架衬套安装角度与操稳性能协同优化[J]. 重庆大学学报: 自然科学版, 2014, 37(7).
- [2] 刘艳华. 轿车扭力梁后悬架的研究与开发[J]. 沈阳大学学报(自然科学版), 2006, 18(4).
- [3] Sista P, kang H T. Twist beam suspension design and analysis for vehicle handling and rollover behavior[R]. SAE Technical Paper, 2010.
- [4] Leal V, Landre J, Bitencourt R. Twist beam rear suspension-influences of the cross section member geometry in the elastokinematics behavior[R]. SAE Technical Paper, 2007.
- [5] Janarthanam B, Ghodekar S, Apte A. Virtual development of optimum twist beam design configuration for a new generation passenger car[R]. SAE Technical Paper, 2007.
- [6] 江浩斌, 李超, 徐兴, 等. 扭转梁式后悬架结构参数对侧倾振动影响[J]. 重庆交通大学学报: 自然科学版, 2012, 31(5).
- [7] 高晋, 牛子孺, 杨路, 等. 悬架控制臂液压衬套与整车平顺性关联分析[J]. 公路交通科技, 2015, 32(4).

- [8] 秦玉英, 桂军, 孙明浩, 等. 基于 ADAMS 的汽车平顺性建模仿真及优化[J]. 辽宁工业大学学报: 自然科学版, 2014, 34(1).
- [9] 邓小强, 邓雄志, 邱俊杰, 等. 汽车悬架橡胶衬套刚度特性分析方法的研究[J]. 客车技术与研究, 2016, 38(4).
- [10] 赵亮, 晏海军, 郭孔辉. 某扭转梁后悬架侧倾刚度的解算与优化[J]. 湖南大学学报: 自然科学版, 2014, 41(5).
- [11] 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).
- [12] 《汽车工程手册》编辑委员会. 汽车工程手册: 设计篇[M]. 北京: 人民交通出版社, 2001.
- [13] 侯广全, 刘浩, 何辉, 等. 基于负刚度理论的悬架系统设计及整车平顺性仿真分析[J]. 辽宁工业大学学报: 自然科学版, 2013, 33(1).
- [14] 李莉. 基于 ADAMS/Car 的某轿车平顺性仿真分析与改进[D]. 长春: 吉林大学, 2007.
- [15] 赵亮, 晏海军. 基于多目标遗传算法的扭转梁式后悬架分析与设计[J]. 中国机械工程, 2014(20).
- [16] 陈无畏, 李欣冉, 陈晓新, 等. 车辆悬架中高频振动传递分析与橡胶衬套刚度优化[J]. 农业机械学报, 2011, 42(10).
- [17] 王想亭. 某 SUV 整车平顺性的仿真分析及悬架参数优化[D]. 北京: 北京信息科技大学, 2011.

收稿日期: 2016-09-19