



麦弗逊悬架优化设计及其对摆振的影响

贺丽娟, 焦志勇

(天津科技大学机械工程学院, 天津 300222)

摘要: 以麦弗逊式独立悬架汽车为研究对象,依据多体系统动力学理论,利用 ADAMS/Car 建立 76 自由度整车模型,并利用 ADAMS/Insight 对麦弗逊前悬架进行优化设计.仿真实验表明:采用优化后的前悬架系统,可以使整车的高速摆振幅值明显减小,而且使整车操纵稳定性得以提高.

关键词: 汽车;麦弗逊悬架;前轮摆振;优化设计

中图分类号: U461

文献标志码: A

文章编号: 1672-6510(2009)05-0050-04

Macpherson Suspension Design Optimization and Influence on Automobile Front Wheel Shimmy

HE Li-juan, JIAO Zhi-yong

(College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Science & Technology, Tianjin 300222, China)

Abstract: An automobile model of 76 degrees of freedom was established with Macpherson independent suspension using ADAMS/Car by multi-body system dynamics theory. The optimal design of Macpherson suspension was completed by ADAMS/Insight. The result shows that the front wheel shimmy angle at high speed was decreased obviously and the steady state steering character was improved through the optimal design.

Keywords: automobile; Macpherson suspension; front wheel shimmy; optimal design

麦弗逊(Macpherson)式独立悬架是现代乘用车上广泛采用的一种悬架结构形式.如果悬架结构设计不合理,汽车行驶时会发生前轮摆振现象,使汽车的操纵稳定性变坏,增加有关零部件的动载荷,减少其使用寿命,降低汽车行驶的安全可靠性^[1].

前轮摆振现象作为汽车动力学中一个非常特殊的问题,至今仍旧普遍存在,因此受到国内外学术界的重视.以往应用非线性动力学理论对摆振进行定性及定量分析,需要用经典力学方法人工列写系统运动微分方程组,其计算求解过程适于研究具有较少自由度的自激型摆振^[2],而对于乘用车上的新问题前轮高速摆振,由于其振动性质与自激型摆振不同,所要考虑的影响因素也不尽相同,传统的建模方法难以实现系统多自由度的需求,而多体系统动力学理论为建立及求解复杂的汽车动力学模型提供了一个有力的

工具^[3].

本文采用多体系统动力学理论,利用机械系统动力学分析软件 ADAMS 2005 中的 ADAMS/Car 模块建立具有麦弗逊前悬架系统的整车模型,并且利用 ADAMS/Insight 模块对前悬架系统参数进行优化设计,达到减小摆振的目的,并同时兼顾整车操纵稳定性的改进.

1 整车多体动力学模型的建立

采用 ISO 坐标制建模,坐标系 OXYZ 固结于车身,其原点 O 位于两前轮轮心连线的中点前方 2 mm 处,X 轴平行于地面指向车辆前进的反方向;Y 轴平行于地面指向驾驶员右侧;根据右手法则,Z 轴垂直于地面指向上方.

收稿日期: 2009-06-02; 修回日期: 2009-06-30

基金项目: 天津科技大学引进人才科研启动基金资助项目(20080403)

作者简介: 贺丽娟(1979—),女,河北承德人,讲师,博士, helijuan@tust.edu.cn.

ADAMS/Car 的建模过程采用自下而上的顺序, 将各整车子系统模板模型添加力元素及模板之间的信号交换器, 分别建立前后悬架、转向系统、前后轮、传动系统、车身系统等子系统模型, 输入各个零部件的质量、转动惯量参数和各总成的结构参数, 将所有子系统进行装配, 建立一个精确的整车模型, 如图 1 所示. 模型质量为 1 060 kg, 轴距 2 471 mm, 前轮距 1 427 mm、后轮距 1 422 mm、轮胎型号 175/70R13.

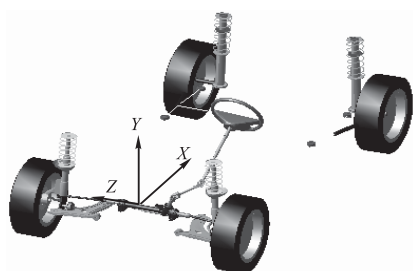


图 1 整车多体模型

Fig.1 Automobile multi-body model

根据式(1)计算系统自由度:

$$F = 6 \times n - m \quad (1)$$

式中: F 为自由度数; n 为物体数; m 为约束方程数.

对整个前悬架系统的运动学分析表明: 整个前悬架系统具有 5 个自由度, 分别为左右前悬架相对独立的上下运动、左右车轮绕各自轮毂轴相对独立的转动和共同绕主销的转向运动, 满足研究前轮摆振的基本条件.

对研究所需的整车动力学模型, 是将其刚性运动学模型为基础, 将具有弹性联结点的铰链处理为弹性铰链 (Bushing)^[4]. 需要注意的是, 弹性铰链定义了两个相对运动部件之间 6 个自由度的力的关系, 因此, 弹性铰链的引入会释放由刚性铰链所约束的自由度, 从而, 含柔性元素的多体模型的自由度不仅包括多刚体模型的自由度, 而且还包括由于弹性铰链的引入而释放的被约束的自由度, 使前悬架系统的自由度由 5 个增加到 35 个, 整车自由度为 76 个. 因此模型能够比较准确地模拟实际整车各个部件的功能情况, 模型在结构上与原车的结构比较接近, 可进行摆振、整车操纵稳定性的仿真实验.

2 前悬架系统参数的优化

麦弗逊悬架由于主销轴线位置在减振器与车身连接铰链中心和下控制臂与转向节连接铰链中心的连线上, 如果悬架结构设计不当, 当悬架在变形时, 主销轴线也随之改变, 前轮定位参数和轮距变化量可能

很大, 就会大大影响汽车产品的使用性能 (如转向沉重、摆振、轮胎偏磨等). 因此, 设计时导向机构在车轮的上下跳动过程中, 应不使前轮的定位参数变化过大, 车轮与导向机构应运动协调. 此外, 转向机构组成的系统是空间杆机构, 当转向梯形断开点位置选择不当时, 会造成横拉杆与悬架导向机构运动不协调, 汽车行驶时会出现前轮摆振现象, 破坏操纵稳定性, 加剧轮胎磨损^[5].

2.1 参数化分析方法

ADAMS/Insight 模块中主要是利用 DOE (Design of Experiments, DOE) 参数化分析方法对汽车各项性能进行优化分析. 传统的 DOE 是费时费力的, 使用 ADAMS 的 DOE 可以增加所得结果的可信度, 并且在获得结果的速度上比试错法或一次测试一个因子的实验更快^[6].

2.2 悬架优化设计方案

悬架优化设计的任务是, 在轮跳范围内确定悬架系统各硬点的位置坐标, 使目标函数达到理想值^[6]. 这里的硬点 (Hard Point) 是指各零件间连接处的关键几何定位点, 确定硬点就是在 ADAMS/Car 子系统坐标系内给出零件之间连接点的几何位置. 文中主要设计的 5 个硬点为: 麦弗逊前悬架的下控制臂前点 (lca_front)、下控制臂后点 (lca_rear)、下控制臂球头销 (lca_outer)、转向横拉杆内点 (tierod_inner)、转向横拉杆外点 (tierod_outer), 如图 2 所示.

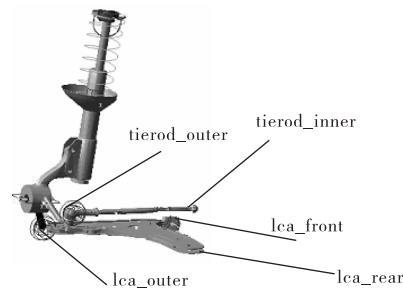


图 2 麦弗逊悬架硬点描述

Fig.2 Macpherson suspension hard points

2.2.1 选择优化目标

为了保证车辆整车稳定性, 主要选择主销后倾角 (caster_angle) 和前轮前束 (toe_in) 作为优化设计目标, 使车轮在上下跳动时, 主销后倾角和前轮前束的变化最小.

2.2.2 建立设计变量及约束条件

如图 2 所示, 将 lca_front、lca_rear、lca_outer、tierod_inner、tierod_outer 这 5 个坐标点的 15 个坐标值 (每个点有 X 、 Y 、 Z 三个方向坐标) 作为优化设计变量:

$$[P_i] = [X_i, Y_i, Z_i]^T \quad (i=1,2,3,4,5) \quad (2)$$

由于悬架各硬点位置要受到结构和布置条件的限制,因此确定约束条件为

$$\left. \begin{aligned} X_{\min} &\leq X_i \leq X_{\max} \\ Y_{\min} &\leq Y_i \leq Y_{\max} \\ Z_{\min} &\leq Z_i \leq Z_{\max} \end{aligned} \right\} \quad (i=1,2,3,4,5) \quad (3)$$

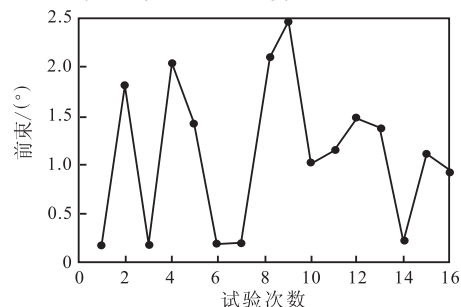
设每个坐标值的变动范围为 $-10 \sim 10$ mm.

2.2.3 选择实验策略

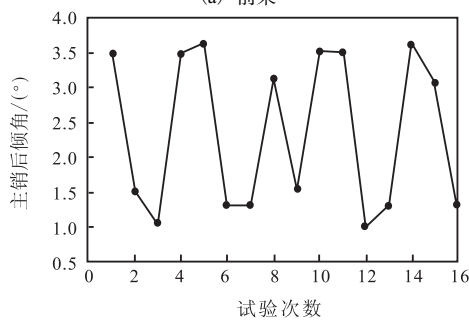
实验策略 Fractional Factorial 使用的是 Full Factorial 专门的子集,因而也被看作简化的 Factorial,它普遍用于筛选重要变量并主要用于两水平的因素,能够估计各因素对系统的影响. 采用此实验策略,对 15 个坐标值的分析,只需进行 16 次的部分实验计算,所得实验结果就很理想.

2.3 悬架优化结果及仿真实验

由 DOE 分析,得图 3 的仿真实验结果.



(a) 前束



(b) 主销后倾角

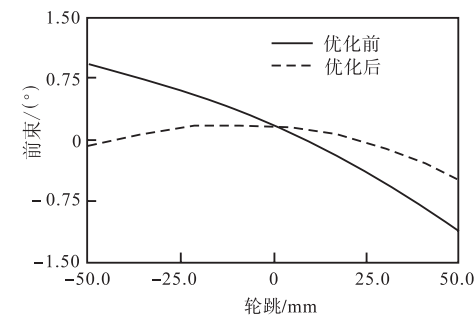
图 3 目标函数的仿真优化试验

Fig.3 Simulation experiment of objective function

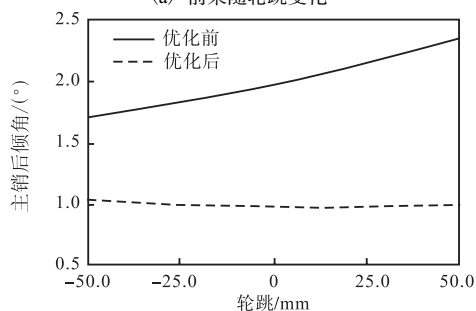
由图 3 可知,第 3 次实验中的前轮前束值和主销后倾角这两个目标函数的变化同时取较小值,满足汽车保持操纵稳定性和减小摆振的要求,因此取目标函数硬点坐标 $[P_i^3] = [X_i^3, Y_i^3, Z_i^3]^T$ ($i=1,2,3,4,5$) 作为优化值.

通过进行双侧车轮反向跳动 ± 50 mm 仿真实验,得悬架优化前后运动特性,如图 4 所示. 与原悬架相比,优化后的前轮前束和主销后倾角的最大值及变化范围都明显减小,前轮前束值的变化范围由原来的 2.16° 减小到 0.68° ,主销后倾角的变化范围由原来

的 0.65° 减小到 0.06° ,可见悬架的运动特性明显得以改善.



(a) 前束随轮跳变化



(b) 主销后倾角随轮跳变化

图 4 优化前后悬架的运动特性

Fig.4 Comparison of movement characteristic between original and optimized Macpherson suspension

3 前悬架优化设计对摆振的影响

3.1 优化前后整车系统抗摆振性能的仿真实验

仿真条件:汽车在空载状态下,右侧车轮轮辋上施加 100 g 不平衡质量,计算转向齿条轴向平动加速度的频率响应,以表征摆振的强烈程度. 分析汽车转向齿条轴向平动加速度响应随车速的变化关系,并与原车计算结果进行对比,如图 5 所示.

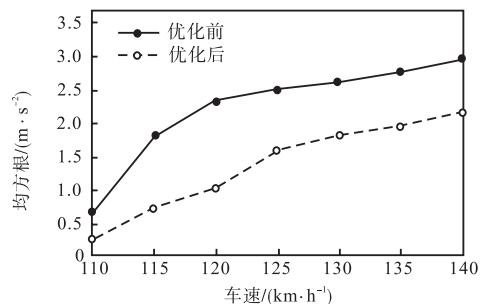


图 5 优化前后转向齿条轴向平动加速度响应均方根值随车速变化

Fig.5 Relationship of rack acceleration RMS and speed between original and optimized Macpherson suspension

由图 5 可知,采用优化后的悬架系统可以使整车的高速摆振幅值明显减小,均方根降幅最大的情况出现在车速为 120 km/h 时,此时原车的加速度均方

根值为 2.33 m/s^2 , 优化后该值减小为 1.03 m/s^2 , 降幅为 55.79% . 因此, 对悬架的部分硬点坐标进行的优化设计减小了前轮前束值和主销后倾角的最大值, 而且使前轮定位参数在车轮上跳和下落行程内的变化很小, 从而增加了系统抵抗外界激励干扰的能力.

摆振特性并非孤立的汽车性能, 它与汽车操纵稳定性有着密切的关系. 前轮定位参数、转向系统参数、悬架系统参数等对汽车的操纵稳定性也有很大影响. 如减小主销后倾角可以减小摆振, 但是也减小了前轮的回正力矩, 使汽车失去稳态转向能力. 因此, 在控制摆振的同时应综合考虑汽车操纵稳定性.

3.2 优化前后整车操纵稳定性的仿真实验

3.2.1 角阶跃仿真实验条件的确定

按照国家标准 GB/T 6323.2—1994^[7]的规定, 进行角阶跃实验时, 实验车速按被试汽车最高车速的 70% 并四舍五入为 10 的整数倍确定, 由此, 确定仿真实验车速为 130 km/h . 稳态侧向加速度为 2.45 m/s^2 , 起跃时间为 0.15 s , 仿真记录时间为 10 s . 仿真过程中汽车前进速度的变化率不大于 5% .

3.2.2 优化实验结果的对比

如图 6 所示为悬架优化前后汽车横摆角速度响应的时间历程.

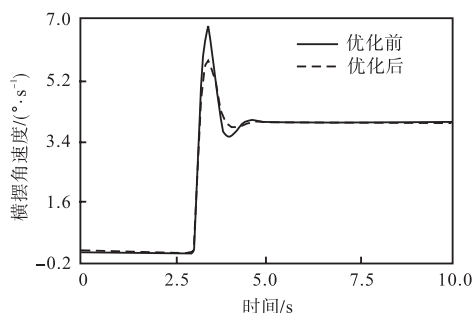


图 6 优化前后的汽车横摆角速度响应

Fig.6 Relationship of yaw and time between original and optimized Macpherson suspension

根据汽车行业标准 QC/T 480—1999^[8], 按侧向加速度为 2.45 m/s^2 时的汽车横摆角速度响应时间 t 进行评价计分. 评分按式 (4) 计算:

$$N_j = 60 + \frac{40}{t_{60} - t_{100}} \times (t_{60} - t) \quad (4)$$

式中: N_j 为汽车横摆角速度响应时间的评价计分值; t_{60} 为汽车横摆角速度响应时间的下限值, 0.2 s ; t_{100} 为汽车横摆角速度响应时间的上限值, 0.06 s ; t 为当侧向加速度值为 2.45 m/s^2 时, 汽车横摆角速度响应时间的实验值.

将系统优化前后的横摆角速度响应时间 0.161 s 、 0.16 s 分别代入式 (4), 得到系统优化前后横摆角速度响应时间的评价计分值分别为 71.14 和 71.42 .

由以上分析可知, 优化后的汽车系统横摆角速度的稳态及瞬态响应均得到了提高, 响应时间的评价计分值符合汽车行业标准 QC/T 480—1999 的规定, 并且理论上悬架系统还具有可以优化的空间.

4 结 论

采用多体系统动力学理论, 利用 ADAMS/Car 建立了具有麦弗逊前悬架系统的 76 自由度整车模型, 并利用 ADAMS/Insight 对前悬架系统参数进行了优化设计, 主要以主销后倾角和前轮前束值为优化目标, 以前悬架的部分硬点坐标为设计变量, 对悬架运动特性进行优化分析. 仿真实验表明: 采用优化后的前悬架系统, 可以使整车的高速摆振幅值明显减小, 而且使整车操纵稳定性也得以提高, 表明对前悬架的部分硬点坐标进行的优化, 不仅减小了前轮前束值和主销后倾角的最大值, 而且使前轮定位参数在车轮上跳和下落行程内的变化很小, 从而增加了系统抵抗外界激励干扰并保持汽车操纵稳定性的能力.

参考文献:

- [1] Dave Crolla, 喻凡. 车辆动力学及其控制[M]. 北京: 人民交通出版社, 2004.
- [2] 李胜. 分岔理论在汽车转向轮摆振机理及其控制策略研究中的应用[D]. 长春: 吉林大学, 2005.
- [3] 张云清, 项俊, 陈立平, 等. 整车多体动力学模型的建立、验证及仿真分析[J]. 汽车工程, 2006 (3): 287-291.
- [4] Olivier A B, Jesus R. Simulation of wheels in nonlinear, flexible multibody Systems[J]. Multibody System Dynamics, 2002, 4 (17): 407-438.
- [5] 方飞. 麦弗逊前独立悬架汽车的操纵稳定性研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2006.
- [6] 魏朋. 电动汽车悬架动力学研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2006.
- [7] 全国汽车标准化技术委员会. GB/T 6323.2—1994 汽车操纵稳定性试验方法·转向瞬态响应试验(转向盘转角阶跃输入)[S]. 北京: 中国标准出版社, 1994.
- [8] 全国汽车标准化技术委员会. QC/T 480—1999 汽车操纵稳定性指标限值与评价方法[S]. 北京: 国家机械工业局, 1999.