DOI:10.16515/j.cnki.32-1722/n.2018.01.0008

# 基于 NSGA- II 的汽车悬架优化设计及振动分析

智淑亚<sup>1</sup>,秦东方<sup>2</sup>,郭 语<sup>1</sup>

(1.金陵科技学院机电工程学院,江苏 南京 211169;2.江苏大学汽车与交通工程学院,江苏 镇江 212013)

摘 要:为了改善燃油车改装为电动汽车的振动问题,以某电动汽车麦弗逊前悬架为研究对象,利用动力学软件 ADAMS/Car,建立悬架系统仿真试验模型,得出双轮同向激励下的仿真结果。与实验数据相比,对不满足设计 要求的参数,采用改进型非支配排序遗传算法 NSGA-II进行多目标优化,得到 Pareto 最优解集,表明悬架结构 设计的合理性。再对整车进行动态仿真分析并优化,结果表明该悬架能有效提高整车的振动特性。

关键词:悬架;ADAMS;NSGA-Ⅱ;优化;振动分析 中图分类号:U463.33 文献标识码:A

**文献标识码:**A **文章编号:**1672-755X(2018)01-0033-04

# Optimal Design and Vibration Analysis of Vehicle Suspension Based on NSGA-I

ZHI Shu-ya1, QIN Dong-fang2, GUO  $Yu^1$ 

(1. Jinling Institute of Technology, Nanjing 211169, China; 2. Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

**Abstract**: In order to improve the vibration in the process of the conversion of fuel vehicles to electric vehicles, the Macpherson front suspension of an electric car was studied. A simulation model of the suspension system had been built through the use of dynamic software ADAMS/ Car. The simulation results of parallel wheel travel experience were obtained. Compared with the experimental data, the improved non-dominated sorting genetic algorithm NSGA-II was applied to optimize the parameters which did not meet the design requirements, and the optimal solution set of Pareto was obtained, which showed the rationality of the suspension structure design. The dynamic simulation analysis and optimization of the whole vehicle were carried out. The results showed that the suspension can effectively improve the vibration characteristics of the whole vehicle.

Key words: suspension; ADAMS; NSGA-II; optimization; vibration analysis

目前电动汽车大多由燃油车改装而成,改装后因零部件布置发生改变,导致汽车质量与质心位置改 变。悬架系统若布置不合理,汽车将会出现摆振现象,从而降低操纵稳定性和乘坐舒适性。近年来,汽车 悬架系统的多目标优化研究很多,传统的多目标优化算法约束条件较苛刻,且求解过程复杂,优化算法迭 代求解不能很好地收敛<sup>[1]</sup>。本文通过对电动汽车麦弗逊式前悬架的仿真结果与实验数据对比,对不符合 要求的参数主销内倾角和前束角进行优化,采用改进型非支配排序遗传算法 NSGA-II (Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm)建立多目标优化的数学模型,求得 Pareto 最优解。

## 1 悬架模型建立及仿真分析

由汽车四轮定位仪测得某电动汽车悬架的初始定位参数如表1所示。

表1 某电动汽车悬架的初始定位参数

前轮外倾角/(°)	前轮前束角/(°)	主销后倾角/(°)	主销内倾角/(°)
-1.0	0.1	5.04	12.61

#### 1.1 悬架模型的建立

考虑汽车的动力学特性,设麦弗逊悬架为多刚体系统,各零部件连接运动副的摩擦力忽略不计,对悬架系统进行简化,设置悬架硬点坐标,利用 ADAMS/Car 建立悬架系统模型。

#### 1.2 振动仿真试验及分析

选择双轮同向激励进行麦弗逊悬架仿真试验,即给予两车轮相同方向和大小的激励。设仿真步数为 100步,车轮跳动行程为-100~100 mm<sup>[2]</sup>。模拟高低不同的路面,使悬架分别处于上、下极限位置时,得 出各硬点坐标以及各定位参数的变化范围。前轮四个主要定位参数仿真结果如表2所示。

表 2 前轮四个主要定位参数仿真结果

前轮外倾角/(°)	前轮前束角/(°)	主销后倾角/(°)	主销内倾角/(°)
$-1.56 \sim 1.75$	$-1.41 \sim 1.46$	4.28~6.01	9.80~13.32

由仿真结果与实验数据比较得知,前轮外倾角和主销后倾角符合设计要求,不再优化;主销内倾角、前 束角变化范围较大,因此这两个参数需进行优化。

### 2 基于遗传算法的多目标优化

#### 2.1 Pareto 最优解

采用非支配排序遗传算法 NSGA-II 进行多目标优化时,各子目标可能会相互冲突,通过协调、折中各子目标,使各子目标函数尽量都达到最优,形成一个最优解集合,即 Pareto 最优解<sup>[2]</sup>。针对多目标最小化问题,Pareto 最优解的数学表达式为:

$$\iint \operatorname{Min}[f_1(X), f_2(X), \cdots, f_n(X)]$$

$$h_k(X) = 0, k = 1, 2, \cdots, k$$

其中  $f_i(X)$ 为目标函数,  $X = (X_1, X_2, \dots, X_P)$ 为 P 维向量,  $h_k(X) = 0$  为目标函数的约束。任意设定两变 量  $X, X^* \in U,$ 若  $X^* \in U$ ,且不存在  $X \in R$ ,使  $f_i(X) \leq f_i(X^*)$ ,则  $X^*$ 为 Pareto 最优解。

#### 2.2 优化目标

悬架的各定位参数由硬点布置来决定,硬点设计对悬架系统的运动及动力特性起着关键作用,也是整 车架构的基础。根据优化设计目标,将硬点作为设计变量,将减小前轮各定位参数的变化范围作为优化目 标。初选悬架系统的设计变量:减震器上止点(top\_mount),下控制臂前点(lca\_front)、后点(lca\_behind) 和外点(lca\_outer),转向横拉杆的内点(tierod\_inner)和外点(tierod\_outer)。将这6个硬点作为设计变 量,此时在 X、Y、Z 三个坐标方向上共有18个设计变量因子;将主销内倾角、前束角作为目标函数。

#### 2.3 设计变量灵敏度

针对多目标多参数优化问题,首先对18个设计变量因子进行灵敏度分析,然后找出对优化目标影响 最大的因子,作为主要设计变量,再通过灵敏度分析确定最终的优化变量。

为了使设计变量因子和目标函数响应的拟合更精确,利用 ADAMS/Car 与 Isight 进行联合优化,依次对 每个目标函数进行迭代计算,得到拟合结果,再根据结果,分析各影响因子对目标函数的灵敏度,得到主销内 倾角和前束角灵敏度影响因子,及硬点坐标所对应的定位参数的响应百分比。主销内倾角和前束角的灵敏 度影响因子如图1、图2所示。根据得出的灵敏度影响因子,分别选取主销内倾角和前束角影响因子最大的3 种共6个因子:lca\_outer\_y,z,tierod\_ inner\_z,tierod\_outer\_z,top\_mount\_y,z,作为优化设计变量。

#### 2.4 多目标遗传算法优化

NSGA-Ⅱ是目前多目标优化设计最具有代表性的方法之一。采用快速非劣排序法及简单的拥挤算子,使准 Pareto 解域中的个体可以均匀地分散到整个 Pareto 解域,对于求解 Pareto 解集,不仅能提高收

敛速度和寻优能力,保证优良种群不被丢弃以及种群的多样性,而且各目标可以相互协调,使之均能达到 最优,同时 NSGA-Ⅱ具有探索性好、搜索率高等特点,可有效提高优化结果精度<sup>[3]</sup>。

建立优化的悬架系统数学模型为:

 $\begin{aligned} & \text{Min(Toeobject)} \\ & \text{Min(Camberobject)} \\ & \text{Min(Casterobject)} \\ & \text{Min(Kingpin_inclobject)} \\ & X_i - 10 \leqslant X_i \leqslant X_i + 1, \ i = 1, 2, \cdots, 10 \end{aligned}$ 

其优化流程如图 3 所示。



# 3 优化结果分析

#### 3.1 优化前后设计变量对比

将上述 6个设计变量进行优化,经反复迭代计算,可得到优化的硬点坐标值(表 3)。

表 9 使点生你优化前后对比						
硬点坐标情况	lca_outer_y	lca_outer_z	tierod_inner_z	tierod_outer_z	top_mount_y	top_mount_z
优化前	-650	150	300	300	-503.8	800
优化后	-640	150.88	299.99	300.01	-513.8	810

表 3 硬点坐标优化前后对比

根据优化后的硬点坐标值,重新布置设计悬架系统结构,以及建立悬架动力学模型并进行设计计算。

#### 3.2 优化前后目标变量对比

经过多次迭代拟合运算,优化目标定位参数主销内倾角和前束角均在约束范围内收敛,得到目标函数的 Pareto 最优解集。主销内倾角的变化范围由优化前的 9.80~13.32°减小为 8.18~10.7°(图 4),符合设计要求。前束角优化的变化范围由优化前的-1.41~1.46°减小为-0.96~1.29°(图 5),符合设计要求。随着车轮跳动行程的变化定位参数均有不同程度的减小,表明悬架几何空间优化后其运动特性有所改善。



## 4 整车振动特性仿真分析

为分析比较优化前后的悬架对整车振动性能的影响,在 ADAMS 中将优化前后的悬架分别模拟装配 到整车上,利用 ADAMS/Car 创建一平坦路面,并设置一路障,模拟汽车匀速行驶。分别测得底盘垂直加 速度和车身垂直速度的变化情况如图 6、图 7 所示。

优化后垂直加速度明显减小。0.69 s时,加速度由一0.490 g 变为一0.199 g;0.95 s时,加速度由 -0.225 g 变为一0.138 g。可见波动幅度减小。衰减幅度和速度增大。

车身垂直速度峰值均减小,0.56 s 时,峰值速度变为 421.11 mm • s<sup>-1</sup>;0.62 s 时变为 270.28 mm • s<sup>-1</sup>; 0.83 s 时由 51.41 mm • s<sup>-1</sup>减小为 11.36 mm • s<sup>-1</sup>。可见车身垂直速度变化幅度减小,衰减幅度和速度增大。

由上述分析可知,悬架本身的振动特性得到改善,且整车在垂直方向的速度和加速度均趋于减少,振动可得到较快衰减,可见整车的振动特性得到改善<sup>[4]</sup>。



## 5 结 语

以某电动汽车麦弗逊前悬架为研究对象,利用 ADAMS/Car 建立悬架仿真模型,对悬架主要目标定 位参数采用改进型非支配排序遗传算法 NSGA-II 进行多目标优化,得到 Pareto 最优解集,优化后的主销 内倾角和前束角的变化范围比优化前减小,体现出 NSGA-II 算法得出的优化结果精度提高。将优化后的 悬架装配于整车上,对整车进行振动仿真分析。仿真结果表明,不仅悬架本身的振动特性得到提高,而且 整车在垂直方向的速度和加速度均趋于减少,振动衰减较快,整车的振动特性得到有效改善。

#### 参考文献:

[1] 刘伟,史文库,方德广.汽车动力学分析及悬架子系统优化设计[J].哈尔滨工业大学学报,2013,44(3):96-100

[2] 饶江,胡树根,宋小文. 汽车悬架优化过程的 Pareto 最优解[J]. 机电工程,2010,27(6):28-31

[3] 何志刚,陈阳,盘朝奉. 基于 NSGA- II 算法的麦弗逊悬架多目标优化[J]. 广西大学学报,2016,41(6):1807-1814

[4] 陈黎卿,王继先,郑泉.基于 ADAMS 的悬架系统与整车匹配优化设计[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版),2006,29 (7):814-817

第 34 卷