DOI: 10.3901/JME.2018.02.150

基于熵权 TOPSIS 方法的整车动力学性能 多目标优化*

蒋荣超¹ 刘大维¹ 王登峰²

(1. 青岛大学机电工程学院 青岛 266071;

2. 吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室 长春 130022)

摘要: 为提高汽车行驶平顺性和操纵稳定性等整车动力学性能优化匹配效率, 提出基于 TOPSIS(Technique for ordering preferences by similarity to ideal solution, TOPSIS)方法的设计变量筛选策略。首先建立考虑下控制臂和扭转梁柔性的整车刚柔耦合虚拟样机模型, 并通过下控制臂和扭转梁自由模态试验以及整车行驶平顺性和操纵稳定性实车道路试验验证所建整车刚柔耦合模型的正确性。采用试验设计方法研究下控制臂和扭转梁各结构参数分别对前后悬架性能的影响程度, 提出基于熵权法和 TOPSIS 方法的结构综合贡献系数计算方法, 以此为评价指标筛选出对悬架性能影响较大的结构参数作为整车性能匹配优化的设计变量, 结合 Kriging 近似模型和 NSGA-II 算法(Elitist non-dominated sorting genetic algorithm, NSGA-II)对整车行驶平顺性和操纵稳定性进行多目标优化设计, 获取 Pareto 最优解集, 并确定出前后悬架系统的优化方案。研究结果表明, 与优化前相比较, 悬架系统优化后的整车行驶平顺性和操纵稳定性均有所提高, 能够实现汽车性能的整体改善。

关键词: 行驶平顺性; 操纵稳定性; 变量筛选; 结构综合贡献系数; 多目标优化

中图分类号: U463

Multi-objective Optimization of Vehicle Dynamics Performance Based on Entropy Weighted TOPSIS Method

JIANG Rongchao¹ LIU Dawei¹ WANG Dengfeng²

(1. College of Mechanical and Electronic Engineering, Qingdao University, Qingdao 266071;

2. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022)

Abstract: In order to improve optimization efficiency of vehicle dynamics performance including ride comfort and handling stability, a design variable selection strategy is proposed based on TOPSIS(Technique for ordering preferences by similarity to ideal solution, TOPSIS) method. The full vehicle rigid-flexible coupling model with flexible lower control arm and twist beam is firstly established and then validated by modal test data of the lower control arm and twist beam in a free-free configuration and the road test data of ride comfort and handling stability. On this basis, the design of experiment(DOE) method is employed to study the effects of structure parameters of lower control arm on front suspension performance, and structure parameters of twist beam on rear suspension performance, respectively. Furthermore, the calculation method of integrated structural contribution coefficient is presented based on TOPSIS method coupled with entropy measurement. The structure parameters with high integrated structural contribution coefficient are determined as design variables for vehicle performance optimization. Then, the Kriging surrogate model and NSGA-II(Elitist non-dominated sorting genetic algorithm) are adopted to perform the multi-objective optimization of ride comfort and handling stability. The Pareto optimal set is found and one of the optimal solutions is determined as the optimization program for the front and rear suspension system. The results indicate that the ride comfort and handling stability of the vehicle equipped with optimized suspensions get a considerable improvement compared to the original vehicle. It demonstrated that an overall improvement of the vehicle performance can be achieved by the proposed multi-objective optimization method.

Key words: ride comfort; handling stability; variable selection; integrated structural contribution coefficient; multi-objective optimization

* 山东省自然科学基金(ZR2017PEE004)和国家自然科学基金(51475248)资助项目。20170122 收到初稿, 20170817 收到修改稿

0 前言

汽车悬架系统将车轮和车身进行弹性连接,可以衰减由路面不平度引起的振动与冲击,确保汽车的行驶平顺性;同时控制和约束车轮,使汽车可以按照驾驶员的操纵意图行驶,并且能够抵抗汽车受到的外界干扰而使其行驶稳定,保证汽车的操纵稳定性^[1-2]。因此,通过优化悬架系统参数以实现行驶平顺性和操纵稳定性等整车动力学性能的最佳匹配,是汽车悬架开发设计中的关键技术,国内外学者对此做了大量的研究工作。**KANG** 等^[3]采用弹性动力学分析法对悬架系统的橡胶衬套等弹性元件进行优化,确定了衬套的最优刚度值。**GONCALVES** 等^[4]通过减小悬架阻尼和增大前悬架弹簧刚度,使整车行驶平顺性达到了最优,再以平顺性为约束条件,优化了整车操纵稳定性。**林逸**等^[5]研究了独立悬架中橡胶元件特性与汽车行驶平顺性和操纵稳定性的关系,得到了改善汽车动力学性能的途径。**刘士士**等^[6]以整车的操纵稳定性和行驶平顺性达到最佳匹配为目标,采用协同优化的响应面算法对整车的悬架刚度、减震器阻尼和稳定杆扭转刚度进行优化,改善了整车操纵稳定性和行驶平顺性。

悬架结构件硬点位置和结构刚度等参数的变化会引起悬架系统性能的改变,进而影响到整车行驶平顺性和操纵稳定性^[7]。综合考虑悬架弹性元件和阻尼元件参数以及悬架结构件参数,进行整车行驶平顺性和操纵稳定性的优化改进,能够实现整车性能的最优匹配。然而,考虑所有悬架系统参数进行整车性能优化匹配,会致使优化效率比较低,影响产品设计开发周期。因此,在研究悬架系统结构参数对悬架性能影响的基础上,采用 TOPSIS 方法对悬架系统结构参数进行筛选,确定出对悬架系统性能影响较大的结构参数,并将其作为设计变量进行整车性能寻优分析,可大幅提高整车性能优化匹配的效率,具有重要的工程实用价值。

本文以装配麦弗逊式前悬架和扭转梁式后悬架的某 A0 级轿车为研究对象,结合有限元和多体动力学理论建立考虑下控制臂和扭转梁柔性的整车刚柔耦合虚拟样机模型,并通过下控制臂和扭转梁自由模态试验以及整车行驶平顺性和操纵稳定性实车道路试验验证所建整车刚柔耦合模型的正确性。采用试验设计方法研究下控制臂和扭转梁各结构参数分别对前后悬架性能的影响程度,提出基于熵权法和 TOPSIS 方法的结构综合贡献系数计算方法,并以此为评价指标筛选出对悬架性能影响较大的结构

参数作为整车性能匹配优化的设计变量,结合近似模型技术和 NSGA-II 算法对整车行驶平顺性和操纵稳定性进行多目标优化,以实现汽车动力学性能的整体改善。

1 整车刚柔耦合模型的建立

1.1 下控制臂和扭转梁有限元建模

在有限元前处理软件中,对前悬架下控制臂和后悬架扭转梁三维几何模型进行适当简化,并选用壳单元对其进行网格划分,通过局部调整使其网格质量满足要求,得到下控制臂和扭转梁的有限元模型如图 1 所示。

图 1 有限元模型

为验证有限元模型的准确性,采用锤击法对下控制臂和扭转梁分别进行自由状态下的模态试验分析,测量获取其自由模态参数,试验过程中通过橡皮软绳将样件悬吊起来,使其处于自由状态,如图 2 所示。

图 2 模态试验现场

对建立的下控制臂和扭转梁有限元模型分别进行自由模态仿真分析,并将仿真结果与试验结果进行对比,表 1 给出了下控制臂和扭转梁前 6 阶非刚体自由模态频率的仿真分析与试验结果。

表 1 下控制臂和扭转梁固有频率仿真与试验结果对比

阶次	下控制臂/Hz		相对误差 (%)	扭转梁/Hz		相对误差 (%)
	仿真值	试验值		仿真值	试验值	
1	212.0	204.7	3.4	40.6	42.1	3.7
2	246.1	235.7	4.2	65.7	68.5	4.3
3	396.9	378.8	4.6	99.0	99.9	0.9
4	715.6	674.1	5.8	102.3	106.1	3.7
5	928.4	909.5	2.0	137.2	139.8	1.9
6	994.9	970.2	2.5	169.1	167.2	1.1

通过表 1 可以发现,下控制臂和扭转梁前 6 阶固有频率的仿真计算值与试验值基本一致,最大相对误差分别为 5.8%和 4.3%,说明所建下控制臂和

扭转梁有限元模型是准确合理的。

1.2 整车刚柔耦合建模

建模车辆为某 A0 级轿车, 其整车基本参数如表 2 所示。利用有限元软件 MSC.Patran/Nastran 对下控制臂和扭转梁有限元模型进行处理, 求解得到包含质量、节点位置和模态等信息的模态中性文件 (Modal neutral file, MNF), 将其导入 Adams/Car 软件中, 即可生成用于多体动力学仿真分析的柔性体模型^[8]。将下控制臂和扭转梁柔性体模型分别导入前后悬架子系统, 通过外部节点完成与其他部件的约束连接, 再根据各子系统间的拓扑关系, 利用通讯器完成车身、前悬架、后悬架、轮胎、转向系、制动系和动力总成等子系统的装配连接, 最终得到轿车整车刚柔耦合多体动力学模型如图 3 所示。

表 2 整车基本参数

参数	数值
整备质量/kg	1 040
轴距/mm	2 390
前轮距/mm	1 470
后轮距/mm	1 480
轮胎规格	165/70 R14

图 3 整车刚柔耦合模型

1.3 整车模型的试验验证

为了确保所建整车刚柔耦合动力学模型的精度满足要求, 对其进行行驶平顺性和操纵稳定性仿真分析, 并与实车道路试验结果进行对比验证, 试验现场如图 4 和图 5 所示。

图 4 行驶平顺性试验加速度测点位置

图 5 稳态回转试验主要设备

参考国家标准 GB/T4970-2009《汽车平顺性试验方法》进行随机路面行驶平顺性仿真分析, 使整车刚柔耦合模型在满载状态下分别以 40、60、80 和 100 km/h 的车速在构建的 A 级路面上匀速直线行驶, 提取驾驶员座椅导轨处的三向振动加速度响应, 计算得到不同车速下座椅导轨处总加权加速度方均根值, 并将其与试验结果进行对比分析, 如图 6 所示。从图中可以看出, 座椅导轨处总加权加速度方均根值的仿真结果与试验结果基本一致, 最大相对误差不大于 8.6%, 说明该整车刚柔耦合模型可以比较准确的模拟所研究车辆的行驶平顺性。

图 6 座椅导轨处总加权加速度方均根值

稳态回转试验可以了解不同侧向加速度下汽车的稳态转向特性和稳态侧倾性能, 是考察汽车操纵稳定性的重要试验, 根据国家标准 GB/T6323-2014《汽车操纵稳定性试验方法》进行整车稳态回转仿真分析, 并提取仿真结果与试验结果进行对比, 图 7 给出了车身侧倾角随侧向加速度变化的仿真与试验结果。从图中可以看出, 车身侧倾角与侧向加速度关系曲线的仿真结果和试验结果基本吻合, 验证了所建整车刚柔耦合模型的准确性。

图 7 车身侧倾角随侧向加速度变化曲线

2 基于 TOPSIS 的悬架结构变量筛选

悬架特性参数与整车行驶平顺性和操纵稳定性密切相关, 为筛选用于整车性能优化的设计变量, 以悬架刚度、侧倾刚度、抗点头率、外倾角和前束角变化梯度为悬架性能评价指标, 采用正交试验设

计(Design of experiment, DOE)^[9]方法研究下控制臂结构参数和扭转梁结构参数分别对前后悬架性能的影响程度。

2.1 下控制臂结构参数对前悬架性能影响分析

选取下控制臂与转向节和副车架连接的三个铰接点(见图 1 中的外点、前点和后点)坐标、以及结构刚度共 10 个参数作为 DOE 的因素,硬点坐标初始值及上下各浮动 20 mm 作为 3 个水平,下控制臂结构刚度初始值及上下各浮动 20%作为 3 个水平,通过改变材料的弹性模量实现下控制臂刚度的变化,建立前悬架下控制臂结构参数进行 DOE 仿真分析的因素水平表,如表 3 所示(左右下控制臂参数对称,以左侧下控制臂为例)。

表 3 前悬架下控制臂结构参数及水平

水平	因素									
	外点坐标/mm			前点坐标/mm			后点坐标/mm			
	x	y	z	x	y	z	x	y	z	
	v_1	v_2	v_3	v_4	v_5	v_6	v_7	v_8	v_9	
1	-32.8	-723.0	-81.0	-5.0	-410.0	-77.0	221.9	-352.6	-72.3	0.8
2	-12.8	-703.0	-61.0	15.0	-390.0	-57.0	241.9	-332.6	-52.3	1.0
3	7.2	-683.0	-41.0	35.0	-370.0	-37.0	261.9	-312.6	-32.3	1.2

根据确定的前悬架下控制臂结构参数及其相应水平,选择正交表 $L_{27}(3^{10})$ 安排仿真分析,通过左右车轮平行跳动工况计算悬架刚度(K)、侧倾刚度(K_ϕ)和抗点头率(η),以及车轮外倾角和车轮前束角随轮跳的变化特性(camber_z , toe_z),采用同向侧向力工况计算车轮外倾角和车轮前束角随侧向力的变化特性(camber_Fy , toe_Fy),得到下控制臂各参数对所有悬架性能指标的贡献度,如图 8 所示。

图 8 下控制臂参数对前悬架性能指标的贡献度

从图中可以看出,因素 v_3 、 v_6 、 v_9 对悬架刚度特性和车轮定位参数等评价指标的贡献度均较大,说明下控制臂三个铰接点的垂向坐标对悬架性能有重要影响;剩余其他几个因素只对悬架刚度特性或车轮定位参数有较大影响,并且下控制臂同一参数对每个悬架性能指标的影响程度并不相同,很难直观的确定出对悬架性能影响较大的

因素。

2.2 扭转梁结构参数对后悬架性能影响分析

扭转梁结构形式、尺寸和刚度等参数对后悬架系统性能均有影响,选取扭转梁横梁的纵向安装位置、横梁开口朝向、横梁刚度、以及扭转梁与车身连接点的纵向和垂向坐标共 5 个参数作为 DOE 的因素。定义横梁初始状态的纵向位置为 0,初始值及前后各变化 20 mm 作为 3 个水平;横梁开口朝前为 -90° 、朝下为 0° 、朝上为 90° ,并将其选作 3 个水平;横梁刚度初始值及上下各浮动 20%作为 3 个水平,扭转梁与车身连接点纵向和垂向坐标的初始值及上下各浮动 20 mm 作为 3 个水平。构建后悬架扭转梁结构参数进行 DOE 仿真分析的因素水平表,如表 4 所示。

表 4 后悬架扭转梁结构参数及水平

水平	因素				
	横梁参数			与车身连接点坐标/mm	
	纵向安装位置/mm	开口朝向角/ $^\circ$	刚度系数	x	z
	v_{11}	v_{12}	v_{13}	v_{14}	v_{15}
1	-20	-90	0.8	1 980	-100
2	0	0	1.0	2 000	-80
3	20	90	1.2	2 020	-60

根据确定的后悬架扭转梁结构参数及其相应水平,选择正交表 $L_{18}(3^5)$ 安排后悬架性能的仿真计算,计算扭转梁各参数对所有悬架性能指标的贡献度,结果如图 9 所示。

图 9 扭转梁参数对后悬架性能指标的贡献度

从图中可以看出,扭转梁横梁开口朝向(因素 v_{12})和扭转梁与车身连接点垂向坐标(因素 v_{15})对后悬架刚度特性和车轮定位参数等性能指标均有较大影响,其他 3 个因素对每个悬架性能指标的贡献度大小各不相同,很难直观地判断各扭转梁结构参数对后悬架性能的影响程度。

2.3 基于 TOPSIS 的结构综合贡献系数计算方法

TOPSIS 方法可以将多响应问题转化为单响应问题进行研究^[10],将悬架零部件结构参数对悬架性

能指标的贡献度(绝对值)定义为 TOPSIS 方法的决策矩阵, 可表示为

$$\mathbf{X} = \begin{pmatrix} x_{11} & x_{12} & \cdots & x_{1n} \\ x_{21} & x_{22} & \cdots & x_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{m1} & x_{m2} & \cdots & x_{mn} \end{pmatrix} \quad (1)$$

式中, $x_{ij}, i=1,2,\dots,m; j=1,2,\dots,n$ 表示第 i 个结构参数对第 j 个性能指标的贡献度; m 为结构参数个数; n 为性能指标数量。

为方便对比分析, 对决策矩阵进行正则化处理, 计算公式为:

$$r_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^m x_{ij}^2}} \quad (2)$$

式中, r_{ij} 是 x_{ij} 正则化处理后的结果。

每个性能指标的重要程度往往不同, 可采用熵权法计算各评价指标的权重系数。系统的无序程度可通过信息熵进行描述, 某项性能指标的信息熵越小, 说明该指标提供的信息量越大, 在综合评价时所起的作用也越大, 权重应该越高^[11]。信息熵 e_j 的计算式为

$$e_j = -k \sum_{i=1}^m p_{ij} \ln p_{ij} \quad (3)$$

式中, $k=1/\ln m$ 是调节系数; $p_{ij} = r_{ij} / \sum_{i=1}^m r_{ij}$ 是对 r_{ij} 规范化处理的结果。

利用熵权法计算各性能指标的权重系数, 计算方法为

$$w_j = \frac{1 - e_j}{\sum_{j=1}^n (1 - e_j)} \quad (4)$$

考虑每个性能指标的权重系数, 对正则化结果 r_{ij} 进行加权, 得到加权正则化结果如下

$$v_{ij} = w_j r_{ij} \quad \sum_{j=1}^n w_j = 1 \quad (5)$$

式中, w_j 是第 j 个性能指标的权重系数。

TOPSIS 方法通过计算每个参数与理想和负理想解的距离对其进行排序, 理想解和负理想解可定义为

$$\begin{cases} A^+ = \{v_1^+, v_2^+, \dots, v_n^+\} \\ A^- = \{v_1^-, v_2^-, \dots, v_n^-\} \end{cases} \quad (6)$$

式中, A^+ 和 A^- 分别表示理想解集和负理想解集。

整车性能优化时需选择对悬架性能指标贡献度较大的结构参数, 因此, 理想解和负理想解计算方

法为

$$\begin{cases} v_j^+ = \max_i \{v_{ij}, j=1,2,\dots,n\} \\ v_j^- = \min_i \{v_{ij}, j=1,2,\dots,n\} \end{cases} \quad (7)$$

式中, v_j^+ 和 v_j^- 分别表示第 j 个性能指标下的理想解和负理想解。

每个结构参数与理想解和负理想解之间的距离可使用欧氏距离计算, 即

$$\begin{cases} S_i^+ = \sqrt{\sum_{j=1}^n (v_{ij} - v_j^+)^2} \\ S_i^- = \sqrt{\sum_{j=1}^n (v_{ij} - v_j^-)^2} \end{cases} \quad (8)$$

式中, S_i^+ 和 S_i^- 分别表示第 i 个参数与理想解和负理想解的距离。

每个参数对悬架性能的结构综合贡献系数可定义为其与负理想解的相对接近度, 即

$$C_i = \frac{S_i^-}{S_i^+ + S_i^-} \quad (9)$$

式中, C_i 是第 i 个参数对悬架性能的结构综合贡献系数, 其数值越大, 说明下控制臂和扭转梁结构参数对悬架性能的影响程度越大。

2.4 下控制臂和扭转梁结构参数变量筛选

为了确定出对前后悬架性能有较大影响的下控制臂和扭转梁结构参数, 通过计算下控制臂和扭转梁结构参数分别对前后悬架性能的结构综合贡献系数对其进行排序, 分析各参数对悬架性能的影响程度, 从而筛选出用于整车性能匹配优化的设计变量。参照 TOPSIS 方法分别将图 6 和图 7 中的贡献度分析结果取绝对值后转化为决策矩阵, 并利用熵权法计算前后悬架各性能指标的权重系数, 计算结果如表 5 所示。对决策矩阵进行正则化和加权后得到加权决策矩阵, 在此基础上确定出每个性能指标的理想解和负理想解, 再根据公式(8)计算每个参数与理想解和负理想解之间的欧氏距离, 进而得到下控制臂参数和扭转梁参数分别对前后悬架性能的结构综合贡献系数, 计算结果如表 6 和表 7 所示。

表 5 悬架性能指标的权重系数

性能指标	前悬架		后悬架	
	熵	权重系数	熵	权重系数
K	0.901 7	0.047 4	0.555 1	0.147 3
K_ϕ	0.867 6	0.063 9	0.505 9	0.163 6
η	0.600 8	0.192 7	0.617 1	0.126 8
camber_z	0.651 9	0.168 0	0.607 3	0.130 0
toe_z	0.580 2	0.202 6	0.556 9	0.146 7
camber_Fy	0.791 4	0.100 7	0.566 5	0.143 5
toe_Fy	0.534 8	0.224 6	0.570 6	0.142 1

表 6 下控制臂参数的结构综合贡献系数计算结果

参数	与理想解 距离 S^+	与负理想解 距离 S^-	结构综合贡献 系数	排序
v_1	0.065 0	0.054 1	0.454 1	3
v_2	0.077 3	0.032 8	0.297 8	7
v_3	0.049 4	0.051 5	0.510 6	2
v_4	0.083 2	0.008 4	0.091 9	9
v_5	0.079 1	0.039 0	0.330 6	5
v_6	0.046 5	0.064 8	0.582 4	1
v_7	0.086 9	0.003 8	0.042 1	10
v_8	0.084 4	0.010 4	0.109 9	8
v_9	0.073 1	0.036 4	0.332 1	4
v_{10}	0.069 5	0.031 8	0.313 9	6

表 7 扭转梁参数的结构综合贡献系数计算结果

参数	与理想解 距离 S^+	与负理想解 距离 S^-	结构综合贡献 系数	排序
v_{11}	0.236 4	0.132 2	0.358 7	3
v_{12}	0.116 4	0.220 0	0.654 0	1
v_{13}	0.219 6	0.078 4	0.263 1	5
v_{14}	0.220 1	0.104 1	0.321 1	4
v_{15}	0.126 5	0.205 4	0.618 8	2

根据表 6 中下控制臂各参数对前悬架性能的结构综合贡献系数的大小, 筛选出对前悬架性能有较大影响的 7 个参数用于整车性能匹配优化, 分别是下控制臂外点纵向、横向和垂向坐标、前点横向和垂向坐标、后点垂向坐标, 以及下控制臂刚度。通过表 7 可以很直观地确定出扭转梁的每个参数对后悬架性能的影响程度, 可见 5 个参数对后悬架性能均有较大影响, 但考虑到整车性能优化过程中扭转梁横梁开口朝向变化是连续的, 为简化安装工艺, 不将其作为整车性能匹配优化的设计变量。因此, 选取扭转梁横梁纵向安装位置、横梁刚度、车身连接点的纵向和垂向坐标用于整车性能优化。

3 整车性能多目标优化

3.1 优化问题的定义

综合考虑通过 TOPSIS 方法筛选的下控制臂和扭转梁结构参数, 以及前后悬架弹簧刚度、减震器阻尼和前悬架横向稳定杆扭转刚度等参数, 确定出 16 个设计变量用于整车性能多目标优化, 根据前后悬架布置和相关约束定义各设计变量的初始值及其取值范围如表 8 所示。其中, 刚度和阻尼使用比例系数表示, 对称硬点坐标均以左侧为例。

表 8 设计变量初始值及取值范围

	设计变量	符号	初始值	下限	上限
下控制臂	外点纵向坐标/mm	x_1	-12.8	-32.8	7.2
	外点横向坐标/mm	x_2	-703.0	-723.0	-683.0
	外点垂向坐标/mm	x_3	-61.0	-81.0	-41.0
	前点横向坐标/mm	x_4	-390.0	-410.0	-370.0
	前点垂向坐标/mm	x_5	-57.0	-77.0	-37.0
	后点垂向坐标/mm	x_6	-52.3	-72.3	-32.3
	刚度系数	x_7	1.0	0.8	1.2
扭转梁	横梁纵向安装位置/mm	x_8	0.0	-20.0	20.0
	横梁刚度系数	x_9	1.0	0.8	1.2
	车身连接点纵向坐标/mm	x_{10}	2 000.0	1 980.0	2 020.0
	车身连接点垂向坐标/mm	x_{11}	-80.0	-100.0	-60.0
	弹簧刚度系数	x_{12}	1.0	0.8	1.2
前悬架	减振器阻尼系数	x_{13}	1.0	0.8	1.2
	横向稳定杆刚度/N·m·deg ⁻¹	x_{14}	16.0	12.8	19.2
后悬架	弹簧刚度系数	x_{15}	1.0	0.8	1.2
	减振器阻尼系数	x_{16}	1.0	0.8	1.2

综合考虑行驶平顺性和操纵稳定性, 以前后悬架系统参数为设计变量进行整车性能多目标优化的数学模型可描述为

$$\begin{aligned}
 &\text{find } \mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_{16})^T \\
 &\left\{ \begin{array}{l} \min \{a_v(\mathbf{x}), \phi_{\max}(\mathbf{x})\} \\ \text{s.t. } 1.0 \leq f_f \leq 1.5 \\ \quad 1.0 \leq f_r \leq 1.5 \\ \quad 0.7 \leq f_f/f_r \leq 1.0 \\ \quad 0.2 \leq \zeta_f \leq 0.4 \\ \quad 0.2 \leq \zeta_r \leq 0.4 \\ \quad 2.5^\circ \leq \phi_{0.4g} \leq 4^\circ \\ \quad 0 \leq \delta_{0.5g} \leq 3.5^\circ \\ \quad \mathbf{x}_L \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{x}_U \end{array} \right. \quad (10)
 \end{aligned}$$

式中, $\mathbf{x}$ 是设计变量; $a_v(\mathbf{x})$ 是 B 级路面激励下车速 60 km/h 时驾驶员座椅地板处总加权加速度方均根值; $\phi_{\max}(\mathbf{x})$ 是车速 80 km/h 的双移线工况下最大车身侧倾角; f_f 和 f_r 分别是前后悬架系统偏频; ζ_f 和 ζ_r 分别是前后悬架系统阻尼比; $\phi_{0.4g}$ 是侧向加速度为 0.4g 时车身侧倾角; $\delta_{0.5g}$ 是制动减速度为 0.5g 时车身的前俯角; $\mathbf{x}_L$ 和 $\mathbf{x}_U$ 分别是设计变量取值下限和上限。

3.2 近似模型的建立及误差分析

为了提高优化效率, 利用 Kriging 近似模型代替动力学仿真模型来表达设计变量与响应之间的关系, 采用最优拉丁方试验设计方法在设计变量取值范围内均匀随机采样, 为保证近似模型精度, 选取

160个样本点拟合各响应的 Kriging 近似模型。可利用决定系数 R^2 对拟合得到的近似模型进行误差分析^[12], 其表达式为

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n_{test}} (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^{n_{test}} (y_i - \bar{y})^2} \quad (11)$$

式中, n_{test} 为用于检验近似精度的样本点数量; $\hat{y}_i$ 和 y_i 分别为第 i 个样本点的近似模型预测值和实际响应值; $\bar{y}$ 为所有样本点实际响应值的平均值。

决定系数 R^2 的取值范围是[0, 1], 其值越接近于 1, 说明近似模型可信度越高。在设计空间内额外随机选取 20 个样本点对近似模型预测精度进行检验, 近似模型误差分析结果如表 9 所示, 其中总加权加速度方均根值和最大车身侧倾角的检验结果如图 10 所示, 可见各近似模型均满足精度要求。

表 9 近似模型误差分析结果

	$a_v(x)$	$\varphi_{\max}(x)$	f_f	f_r	ζ_f	ζ_r	$\varphi_{0.4g}$	$\delta_{0.5g}$
R^2	0.967 7	0.978 3	0.951 9	0.968 5	0.877 1	0.925 6	0.956 7	0.929 0

图 10 Kriging 近似模型精度检验

3.3 整车性能多目标优化

采用 Isight 优化平台将各性能指标计算组件集成在一起, 建立基于 Kriging 近似模型的整车行驶平顺性和操纵稳定性多目标优化分析模型, 如图 11 所示。为获得各项性能评价指标, 需要利用 Adams/Car 分别进行随机输入平顺性、双移线、制动以及前后悬架偏频仿真分析。

图 11 多目标优化分析模型

3.4 优化结果分析

采用 NSGA-II 算法对 Kriging 近似模型进行优化求解, 设置种群规模为 40, 进化代数为 60, 交叉概率为 0.85, 经过优化迭代计算, 得到整车行驶平顺性和操纵稳定性多目标优化问题的 Pareto 解集, 如图 12 所示。

图 12 Pareto 前沿

从图 12 中可以看出, 驾驶员座椅地板总加权加速度方均根值和最大车身侧倾角这两个目标函数很难同时达到最优, 均衡考虑两个目标函数的权重, 确定出整车性能多目标优化的优化方案(图 12), 其对应的前后悬架设计变量的优化结果如表 10 所示。根据设计变量的优化结果对整车刚柔耦合动力学模型进行调整, 通过仿真分析计算各项性能指标, 并将其与预测值进行对比, 如表 11 所示。从表中可以看出, 近似模型预测结果与仿真分析结果非常接近, 最大相对误差小于 9.85%, 进一步验证了所建近似模型的准确性。

表 10 设计变量的优化结果

设计变量	x_1/mm	x_2/mm	x_3/mm	x_4/mm	x_5/mm	x_6/mm	x_7	x_8/mm
优化结果	-10.44	-704.81	-62.75	-387.75	-54.26	-52.29	0.89	-1.78
设计变量	x_9	x_{10}/mm	x_{11}/mm	x_{12}	x_{13}	$x_{14}/[\text{N}\cdot\text{m}/(^{\circ})]$	x_{15}	x_{16}
优化结果	1.01	1 999.32	-82.25	0.87	0.90	15.86	1.11	1.14

表 11 优化结果的预测值和真实值对比结果

	$a_v(x)/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	$\varphi_{\max}(x)/^{\circ}$	f_f/Hz	f_r/Hz	ζ_f	ζ_r	$\varphi_{0.4g}/^{\circ}$	$\delta_{0.5g}/^{\circ}$
预测值	0.152 8	3.886 0	1.247 6	1.432 3	0.245 5	0.234 7	3.162 7	2.938 1
真实值	0.149 7	3.667 5	1.268 5	1.471 8	0.235 8	0.211 6	3.213 4	2.712 3
相对误差/%	2.05	5.62	-1.67	-2.76	3.93	9.85	-1.60	7.69

为验证整车性能优化匹配效果,利用修正后的整车刚柔耦合动力学模型在满载状态下进行 B 级随机路面输入的行驶平顺性仿真分析,计算得到 20~120 km/h 车速下驾驶员座椅导轨处总加权加速度方均根值,并通过 80 km/h 车速下的双移线仿真工况得到车身侧倾角的时间历程,将优化后整车性能的仿真结果与优化前结果进行对比分析,如图 13 和图 14 所示。

图 13 驾驶员座椅导轨处总加权加速度方均根值

图 14 车身侧倾角

通过图 13 可以看出,悬架系统参数优化后驾驶员座椅导轨处总加权加速度方均根值明显降低,车速 100 km/h 时的降低量最大,达到 7.42%,整车行驶平顺性得到了有效改善;通过双移线工况下车身侧倾角时间历程曲线的对比可发现,优化后车身侧倾角曲线峰值有所降低,说明改进的悬架系统使整车操纵稳定性有所提高。

4 结论

(1) 以某 A0 级轿车为研究对象,建立了考虑下控制臂和扭转梁柔性的整车刚柔耦合虚拟样机模型,并通过下控制臂和扭转梁自由模态试验以及整车行驶平顺性和操纵稳定性实车道路试验验证所建整车刚柔耦合模型的正确性。

(2) 采用试验设计方法分析了下控制臂和扭转梁各结构参数分别对前后悬架性能的影响程度,提

出了基于熵权法和 TOPSIS 方法的结构综合贡献系数计算方法,筛选出了对悬架性能影响较大的下控制臂和扭转梁结构参数。

(3) 综合运用 Kriging 近似模型技术和 NSGA-II 优化算法,对整车行驶平顺性和操纵稳定性进行了多目标优化,得到了 Pareto 最优解集,确定了前后悬架系统的优化方案。

(4) 通过仿真分析对比了优化前后的整车性能,结果表明:整车行驶平顺性和操纵稳定性均有所提高,实现了汽车动力学性能的整体改善。

参 考 文 献

- [1] 米奇克 M. 汽车动力学[M]. 北京:清华大学出版社, 2012.
- [2] MITSCHKE M. Vehicle dynamics[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2012.
- [3] 蒋荣超. 轿车悬架零部件性能匹配与轻量化多目标优化方法研究[D]. 长春:吉林大学, 2016.
- [4] JIANG Rongchao. Research on lightweight multi-objective optimization method and performance matching for car suspension components[D]. Changchun: Jilin University, 2016.
- [5] KANG J S, YUN J R, LEE J M, et al. Elastokinematic analysis and optimization of suspension compliance characteristics[C]// SAE Technical Paper, 1997.
- [6] GONCALVES J P C, AMBROSIO J A C. Road vehicle modeling requirements for optimization of ride and handling[J]. Multibody System Dynamics, 2005, 13(1): 3-23.
- [7] 林逸, 陈欣, 王望予. 独立悬架中的橡胶减振元件对汽车性能的影响[J]. 吉林大学学报, 1993, 23(3): 18-26.
- [8] LIN Yi, CHEN Xin, WANG Wangyu. The influence of rubber elements in independent suspension on vehicle performance[J]. Journal of Jilin University, 1993, 23(3): 18-26.
- [9] 刘士士, 谷正气, 伍文广, 等. 基于响应面方法的车辆多目标协同优化[J]. 中南大学学报, 2012, 43(7): 2586-2592.
- [10] LIU Shishi, GU Zhengqi, WU Wenguang, et al. Multi-objective collaborative optimization of vehicle based on response surface methodology[J]. Journal of Central South University, 2012, 43(7): 2586-2592.
- [11] 陆建辉, 周孔亢, 郭立娜, 等. 电动汽车麦弗逊前悬架设计及参数优化[J]. 机械工程学报, 2012, 48(8): 98-103.
- [12] LU Jianhui, ZHOU Kongkang, GUO Lina, et al. Design and parametric optimization of McPherson front suspension of electric vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(8): 98-103.
- [13] 蒋荣超, 王登峰, 秦民, 等. 基于疲劳寿命的轿车后悬

- 架扭转梁轻量化设计[J]. 吉林大学学报, 2016, 46(1): 35-42.
- JIANG Rongchao, WANG Dengfeng, QIN Min, et al. Lightweight design of twist beam of rear suspension of passenger car based on fatigue life[J]. Journal of Jilin University, 2016, 46(1): 35-42.
- [9] MITRA A C, SONI T, KIRANCHAND G R, et al. Experimental design and optimization of vehicle suspension system[J]. Materials Today: Proceedings, 2015, 2(4): 2453-2462.
- [10] HWANG C L, YOON K. Multiple attribute decision making: methods and applications[M]. Springer-Verlag, New York, 1981.
- [11] WANG Dengfeng, JIANG Rongchao, WU Yinchong. A hybrid method of modified NSGA-II and TOPSIS for lightweight design of parameterized passenger car sub-frame[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(11): 4909-4917.
- [12] 龙腾, 刘建, WANG G G, 等. 基于计算试验设计与代理模型的飞行器近似优化策略探讨[J]. 机械工程学报, 2016, 52(14): 79-105.
- LONG Teng, LIU Jian, WANG G G, et al. Discuss on approximate optimization strategies using design of computer experiments and metamodels for flight vehicle design[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(14): 79-105.
-
- 作者简介: 蒋荣超(通信作者), 男, 1985 年出生, 博士, 讲师。主要研究方向为汽车系统动力学与控制、汽车轻量化设计理论与应用。
E-mail: jrch123@126.com