

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2020.003

新型高效的悬架架构设计方法

谭侃伦¹, 李阳洒², 刘 强¹, 王 健¹

(1.重庆长安汽车股份有限公司,重庆 400000;2.中国汽车工程研究院股份有限公司,重庆 401120)

摘要:传统的悬架架构设计方法使用多体动力学仿真进行大量试错,因此对时间及人力需求高,但效果不稳定。针对该问题建立的新方法首先应用新型解析算法设计悬架硬点,再应用基于ADAMS及MATLAB二次开发的自动化软件设计弹性件。相比传统方法,新方法效率提升约8倍。新方法还包含一套性能参数管控标准,能系统性地判断135项悬架运动学及整车动力学性能参数的优劣,以此指导设计。相比传统方法依靠设计人员经验判断参数优劣,新方法更全面、精准和稳定,更能确保设计质量。

关键词:悬架;KC特性;底盘性能;车辆动力学

中图分类号:U463.1

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2021)04-001-09

Innovative and effective method of suspension concept design

TAN Kanlun¹, LI Yangsa², LIU Qiang¹, WANG Jian¹

(1. Chongqing Changan Automobile Co., Ltd., Chongqing 400000, P. R. China;

2. China Automotive Engineering Research Institute Co., Ltd., Chongqing 401120, P. R. China)

Abstract: The traditional method of suspension concept design requires a large number of trials and errors by using multibody simulations. It has thus high demand for time and manpower but the results are unstable. To solve these problems, a new method containing two steps has been developed. A novel analytical method is first applied to design hardpoints, and then elastic parts are designed using a secondary developed software based on ADAMS and MATLAB. Compared with the traditional method, the new method improves the development speed by about eight times. The new method also includes a control standard of 135 parameters of suspension kinematics and vehicle dynamics. It can judge the pros and cons of concepts and thus guide the design. Compared to the traditional method for parameter judgment, which relies on the experience of designers, the new method is more comprehensive, accurate and stable, leading to a higher design quality.

Keywords: suspension; K&C; chassis performance; vehicle dynamics

悬架架构设计是指通过设定硬点的位置及关键弹性件的性能参数,如弹簧、减震器、缓冲块、衬套,使悬架的刚性及弹性运动学性能(K&C: kinematics and compliances)达到目标;除此以外还需分析该架构方案

收稿日期:2020-02-03 **网络出版日期:**2020-03-11

基金项目:重庆市留学人员回国创业创新支持计划(CX2019160)。

Supported by Venture & Innovation Support Program for Chongqing Overseas Returnees (CX2019160).

作者简介:谭侃伦(1984—),男,重庆长安汽车股份有限公司高级工程师,博士,主要从事汽车底盘及车辆动力学研究,
(E-mail)tankanlun@hotmail.com。

是否有潜力在完成性能匹配后达成整车的乘坐及操控性能目标。传统的悬架架构设计方法应用动力学仿真软件,通常是 ADAMS,建立悬架和整车模型并计算悬架 K&C 和整车乘坐及操纵性能。设计人员借助 ADAMS 仿真试错各种硬点布置及弹性件参数,找出一个合适的方案^[1-2]。

传统方法在工程实践中暴露出 2 个问题。第 1 是速度慢^[1,3]。以长安汽车为例,首轮悬架架构分析包含 ADAMS 建模、仿真、结果后处理、结果分析及报告制作等多项工作,它需要两位熟练工程师共同工作近 10 个工作日,后续还需要 5 至 10 轮优化,每轮需要约 2 个工作日,所需的时间及人力消耗很大。在悬架设计后期,由于零部件布置及结构刚度等限制,前期拟定的架构方案还将反复修改,进一步消耗时间及人力。第 2 是设计人员难以判断悬架架构的总体性能优劣。ADAMS 仿真输出的悬架 K&C 和整车乘坐及操控性能结果包含数百项参数,多数参数以曲线图形式呈现。设计人员需要丰富的经验才能通过这些庞杂的图表判断出架构方案的总体性能水平。该问题在方案优化过程中表现得极为突出,对一个或几个目标参数的优化常会劣化其他的参数,而这种负面交互作用经常被掩盖在大量的图表中而未被识别出来,造成性能隐患和设计反复^[3-5]。

当下汽车市场竞争激烈,对产品更新速度和产品力的要求越来越高,底盘研发人员亟须一种新的设计方法,以提升悬架架构设计的速度和质量。

1 长安汽车悬架架构设计新方法

为解决上述问题,长安汽车构建了一套新型高效的悬架架构设计方法。它包含 3 个模块:1)硬点设计模块;2)弹性件设计模块;3)底盘性能参数管控标准。硬点设计模块采用新型的悬架运动学实时算法,并将该算法程序化为“长安汽车悬架设计辅助软件(CA-SD)”。该软件仅需悬架硬点而无须其他任何弹性件及结构件信息,便可在数毫秒内精准算出悬架方案的刚性运动学性能。弹性件设计模块集成现有的车辆动力学仿真软件 ADAMS 和数据处理软件 MATLAB,并基于它们进行二次开发,拓展为“长安汽车动力学自动分析软件(CA-AutoKC)”。该软件仅需“填表式”操作,即可自动建立悬架及整车多体动力学模型、运行典型工况仿真并进行结果后处理。性能参数管控标准是新方法的核心,它内嵌在上述两个软件中,用以评判方案的性能水平。该标准通过对底盘性能经典理论、对标数据库及应规避问题数据库的挖掘及提炼,探明了性能参数的重要度、关联性及合理取值范围。利用该标准可将传统方法中庞杂的性能参数曲线图转化为简洁的数值报告,并以优、良、差 3 个等级直观地标定出 135 项重要性能参数的水平。硬点设计模块和弹性件设计模块解决了传统方法速度慢的问题,性能参数管控标准解决了传统方法设计质量不稳定的问题。利用新方法,即便是缺乏动力学仿真基础及底盘开发经验的人员也能在短时间内正确地搭建、判断和优化方案,极大提升了悬架架构设计的速度和质量。

长安汽车悬架架构设计方法属于应用创新,它以汽车底盘开发一线的问题和需求为牵引,通过应用新理论、集成现有技术,解决研发实践中的瓶颈问题。在创新难度上,新方法的 3 个模块(CA-SD、CA-AutoKC、底盘性能参数管控标准)技术集成性及复杂性高,依托 5 位专职人员及若干协同人员耗时 2 a 建成。在先进性上,新方法属国内首创、国际领先水平。在经济贡献上,新方法首先极大提高了设计效率。它将首轮方案设计的耗时从传统方法的 2 名工程师 10 个工作日压缩到 1 名工程师约 2.5 个工作日,速度提升约 8 倍;为长安汽车缩减 3 名动力学仿真工程师岗位,每年节省人力成本约 70 万元。新方法还能规避性能参数误判、漏判的情况,显著提高产品质量。长安欧尚 X7 为首款采用新方法设计的车型,其底盘舒适性及操稳性在汽车之家同级车系对比口碑排行中均高居第 2 名,助推 X7 上市即爆款,月销超万辆,带来了数以亿元计的经济效益。

2 硬点设计模块

2.1 硬点设计的原理与基础理论

硬点设计模块的原理是实时的悬架运动学解析算法。从 20 世纪 70 年代起,底盘工程师就尝试通过硬点位置来实时计算悬架的复杂运动^[6-7],该设想在过去几年取得巨大的进展,绝大多数主流悬架类型的全部刚性运动学性能和部分弹性运动学性能都可以通过硬点构筑的方程组快速、精确求解^[8-12]。下文以五连杆后

悬的车轮跳动为例简述其计算原理。

如图 1 所示为五连杆悬架运动机构简图,它在某个状态下(如静载状态)的所有硬点位置都已知。解析算法从计算轮心 w 的瞬时速度着手,它包含轮心的线速度 v_w 及角速度 ω_w 2 个三维向量,共 6 个标量,即

$$(\mathbf{v}_w, \boldsymbol{\omega}_w) = (v_{wx}, v_{wy}, v_{wz}, \omega_{wx}, \omega_{wy}, \omega_{wz})。 \quad (1)$$

为求解这 6 个未知标量,需要构筑 6 个方程。

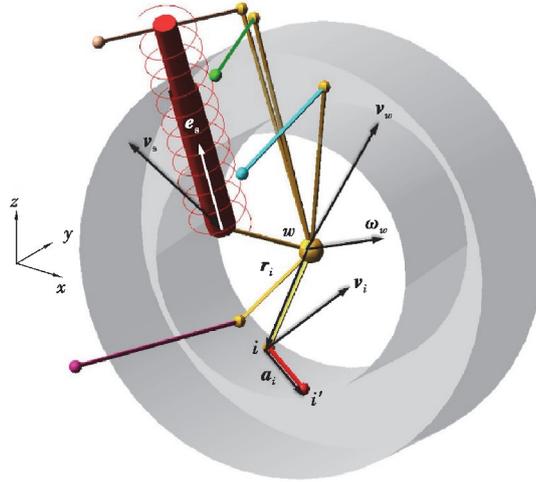


图 1 五连杆悬架中硬点的速度状态

Fig. 1 Velocity state of hardpoints in five-link Suspension

悬架羊角刚度极大,因此可以理想化为刚体。所有悬架连杆的外侧球头及衬套都连接在羊角上,因此这些连杆外侧点都可以视为羊角上的点,它们的运动与羊角运动相同。进一步把车轮除滚动外的运动抽象为轮心的运动,它也与羊角运动一致。运动学中有下述定理:已知刚体上任意一点的瞬时线速度和角速度,可以求出该刚体上任意点的瞬时速度。因此可以通过轮心点的 6 个速度分量推导出 5 根连杆的外侧点的线速度 v_i , 即

$$\mathbf{v}_i = \mathbf{v}_w + \boldsymbol{\omega}_w \times \mathbf{r}_i, \quad (2)$$

式中:下标 i 取值 1 到 5,分别表示 5 根连杆; \mathbf{r}_i 指从轮心指向连杆外侧点的位置向量。计算悬架刚性运动学性能时,所有的连杆都视为刚体,即连杆的不可伸缩,该特性可表达为

$$\mathbf{v}_i \cdot \mathbf{a}_i = \mathbf{v}'_i \cdot \mathbf{a}_i, \quad (3)$$

式中: \mathbf{v}'_i 指连杆内侧点的线速度; \mathbf{a}_i 指从连杆外侧点指向内侧点的位置向量。该公式表示同一根连杆的内侧和外侧点的瞬时速度在连杆方向上的投影是相等的,即连杆在运动中的长度恒定不变。更进一步假设车身不动,即连杆的内侧点不动

$$\mathbf{v}'_i = 0。 \quad (4)$$

将式(2)(3)(4)合并得到

$$(\mathbf{v}_w + \boldsymbol{\omega}_w \times \mathbf{r}_i) \cdot \mathbf{a}_i = 0, \quad (5)$$

式(5)仅包含轮心的线速度和角速度共 6 个未知量,其中的位置向量 \mathbf{r}_i 及 \mathbf{a}_i 都已知,可通过硬点得到。

五连杆悬架中的 5 根连杆提供 5 个如式(5)所示的结构相似的方程,为解出式(1)中的 6 个未知标量还需要一个方程,该方程由弹簧提供,即

$$(\mathbf{v}_w + \boldsymbol{\omega}_w \times \mathbf{r}_s) \cdot \mathbf{e}_s = v_s。 \quad (6)$$

式(6)与前述 5 个方程的不同之处在于弹簧的长度是变化的。定义弹簧的伸缩速度为标量 v_s ,它的值可以人为设定,其大小只影响悬架跳动的快慢,并不影响悬架运动的轨迹。 v_s 在数学上等于弹簧下点的线速度向量 \mathbf{v}_s 在弹簧的单位方向向量 \mathbf{e}_s 上的投影。

至此得到的 6 个方程构建起一个有唯一解的线性方程组。为方便电脑求解,它可表示为矩阵乘法形式

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{b}, \quad (7)$$

其中 x 包含轮心的瞬时角速度和线速度 6 个未知量, 即

$$x = (v_{wx}, v_{wy}, v_{wz}, \omega_{wx}, \omega_{wy}, \omega_{wz})^T,$$

A 是 6×6 的系数矩阵, 它的所有元素都能通过已知的硬点位置得到

$$A = \begin{pmatrix} A_{11} & \cdots & A_{16} \\ \vdots & & \vdots \\ A_{61} & \cdots & A_{66} \end{pmatrix}.$$

b 为常数项向量, 它包含已知的弹簧硬点信息及预设的弹簧伸缩速度, 即

$$b = (0, 0, 0, 0, 0, v_s \cdot |e_s|).$$

图 2 总结了解析计算悬架刚性运动学的整个流程。第 1 步, 通过任意一个状态的硬点信息构筑式(7)所示的方程组, 并求解出该状态下轮心的瞬时速度。第 2 步, 利用已知的轮心瞬时速度和式(2)求出其他硬点的瞬时速度。第 3 步, 将所有硬点的瞬时速度乘以一个微小的时间增量得出该时间增量内硬点的位移, 再加上原状态的硬点位置, 就得出新状态的硬点位置。将这个过程进行多次循环, 可以得出悬架在所有状态的硬点位置, 即悬架的运动轨迹。利用这些硬点信息, 可以求出所有悬架刚体运动学参数。该解析计算法有着极高的精度, 其结果与 ADMAS 仿真结果相比偏差小于 2%^[3]。由于该方法的计算量小, 使用普通办公电脑也能在数毫秒内完成运算。

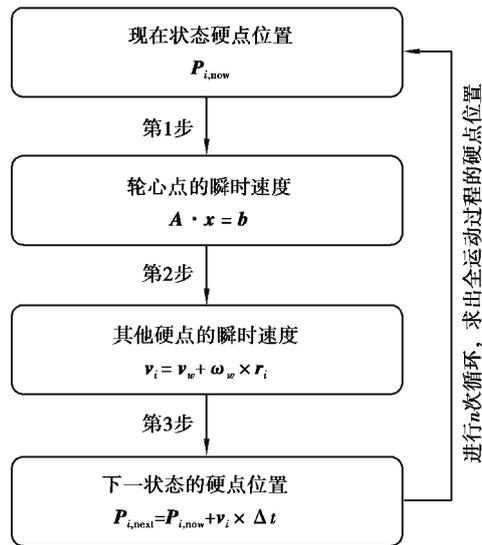


图 2 悬架运动学的解析计算流程

Fig. 2 Analytical calculation process of suspension kinematics

2.2 硬点设计的程序与应用

上述解析算法已被部分国际领先的主机厂及零部件商程序化并应用, 如采埃孚搭建 AKSIS 软件辅助设计双横臂前悬架及五连杆后悬架^[8], FLB 搭建 FASTCON 软件辅助设计扭力梁后轴^[13]。长安汽车两年来逐步消化、扩展并应用新算法, 搭建出拥有自主知识产权的“长安汽车悬架设计辅助软件(CA-SD)”^[12]。对比 AKSIS 及 FASTCON, CA-SD 不仅可处理双横臂前悬架、五连杆后悬架和扭力梁后轴, 还能计算中国市场上最为常见的麦佛逊前悬架及刀锋臂四连杆后悬架。

图 3 为 CA-SD 麦佛逊前悬架硬点设计模块的使用界面。设计人员在左侧“填表式”输入初始方案并运行计算, 程序将实时算出它的刚性运动学性能并将重要的参数显示在右侧表格里。性能数值后有 3 种颜色的指示灯, 绿色表示性能优秀; 黄色表示合格, 可酌情优化也可保留现状; 红色表示不合格, 必须优化。指示灯背后的判定逻辑即性能参数管控标准将在后文详细阐述。借助这套指示灯, 设计人员可以快速判断方案的质量并确定优化目标, 通过对初始输入进行修改, 在极短的时间内大量试错, 最终找到一个优秀的方案(即

无红色项且绝大多数参数为绿色项)。如图 3 中的示例,通过对初始方案的 5 处修改,见图中左侧红色框格,最终的方案成功规避掉了所有红灯问题。CA-SD 还能在数秒内自动生成更详细的报告,它包含性能参数的曲线图,如图 4 所示例的轮跳前束角图。借助该报告,设计人员能更全面地评估方案,特别是识别和观察非线性程度高的参数,做出更精准的判断。



图 3 硬点设计模块(CASD),麦佛逊前悬架设计示例

Fig. 3 Module of hardpoint design (CA-DS), design example of a McPherson front suspension

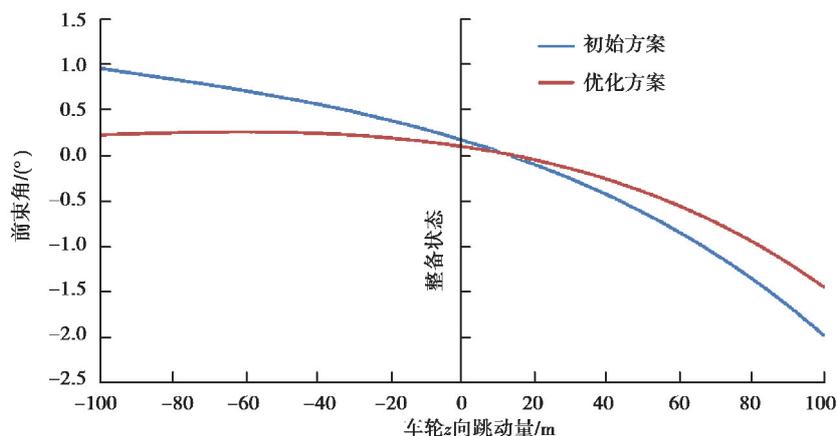


图 4 CA-SD 性能曲线示例

Fig. 4 Example performance curves of CA-SD

3 弹性件设计模块

利用硬点设计模块确定好硬点布置后,悬架的结构件如连杆、羊角及副车架等就可以按流程启动设计;与此同时,为达成悬架弹性运动学性能和整车乘坐舒适及操控稳定性能,也应启动底盘弹性件的设计。传统的底盘弹性件设计需要大量的人力物力及时间进行 ADAMS 建模、仿真、结果后处理等工作。由于弹性件和底盘性能之间的定量关联在理论上仍未研究透彻,因此还无法建立精准快速的数学表达进行求解。新方法仍需使用仿真软件,但基于 ADAMS 及 MATLAB 进行二次开发,集成为“长安汽车动力学自动分析软件(CA-AutoKC)”。该软件将传统上需要专业 CAE 技能的建模仿真工作转变为“傻瓜”式填表操作,并将烦琐的、易出错的数据后处理及报告制作工作转变为自动化的后台过程。

图 5 所示为 CA-AutoKC 搭建整车模型的界面。它需要的输入信息有:

- 硬点设计模块已确定好的硬点信息。
- 载荷、质心、簧上质量、簧下质量、轮轴距等整车信息。
- 弹簧、稳定杆、减震器、衬套、缓冲块等弹性件的性能特性曲线。

文件名称	整车	
	前悬	后悬
cdb文件存放的目录	E:\matlab\DynamicDevelopmentSystem\KCAuto\CDB.cdb	
项目 cdb 文件名	CDB	
整车 SPMM(模型文件名)	VEHICLE_SPMM	
装配组合文件名	FS	RS
悬架子系统名称	front_suspension	rear_suspension
弹簧名称	FRONT_SPRING	REAR_SPRING
稳定杆单元 1 的文件名	FRONT_ARB.nrr_1_arb	REAR_ARB.nrr_1_arb
减震器名称	FRONT_DAMPER	REAR_DAMPER
Adams 目标地址	D:\MSC.Software\Adams_x64\2015\common\mdi.bat	

参数	整车	
	前悬	后悬
轮距	1612.00	
轴距	2900.00	
簧下质量	120.00	110.00
满载轴荷	1158.00	1150.00
弹簧预载	4760	3880
前束	0.17	0.0
外倾	-0.5	-0.1
方向盘转角(单边)	513.0	

cdb文件存放的目录是否已将单斜杠'\ '更改为双斜杠'\\'
 弹簧文件夹下是否已建立一个刚度为0.01的弹簧特性文件
 文件名为spring_rate_0.01.spr

计算

图 5 弹性件设计模块(CA-AutoKC),模型搭建界面

Fig. 5 Module of elastic component design (CA-AutoKC), interface of model building

借助这些输入,CA-AutoKC 控制 ADAMS 建立模型并运行悬架仿真(运动加载、力加载等)和整车仿真(直线加减速、稳态定圆、正弦扫频等)。完成仿真后,CA-AutoKC 控制 MATLAB 进行数据后处理,并利用内嵌的性能参数管控标准判定各项性能参数优劣并输出易于阅读理解的 EXCEL 报告。图 6 为 CA-AutoKC 输出的某车型报告局部,它示例了 14 项与操稳性能相关的后悬参数,数值栏的颜色与 CA-SD(图 3)中意义

相同。由于涉及企业机密,这里无法展示所有参数,但后文给出了性能管控标准的建立方法,读者可参考其建立适合自身的标准,打造自有车型的性能 DNA。

性能领域	序号	参数	工况	前/后悬	车辆类型	单位	某车型	载荷状态
1 操稳相关性能指标								
1.2 后悬								
	1.2.1	侧向力前束梯度	侧向力加载	后悬	全乘用	deg/kN	-0.030 1	两人载
	1.2.2	回正力矩前束	回正力加载	后悬	全乘用	deg/kN	0.869 2	两人载
	1.2.3	侧向力外倾梯度	侧向力加载	后悬	全乘用	deg/kN	-0.356 0	两人载
	1.2.4	侧向力轮心横向位移梯度	侧向力加载	后悬	全乘用	mm/kN	0.008 3	两人载
	1.2.5.1	侧向力侧倾中心高度	侧向力加载	后悬	轿车	mm	141.133 3	两人载
	1.2.5.2				MPV			
	1.2.5.3				SUV/轻卡			
	1.2.6	悬架侧倾刚度	反向轮跳	后悬	全乘用	N · m/deg	735.467 8	两人载
	1.2.7	弹簧杠杆比	平行轮跳	后悬	全乘用	1	0.628 8	两人载
	1.2.8	减震器杠杆比	平行轮跳	后悬	全乘用	1	0.892 9	两人载
	1.2.9	侧倾前束梯度	反向轮跳	后悬	全乘用	deg/100deg	-9.670 5	两人载
	1.2.10.1	侧倾外倾梯度	反向轮跳	后悬	轿车	deg/100deg	20.768 8	两人载
	1.2.10.2				MPV			
	1.2.10.3				SUV/轻卡			
	1.2.11.1	跳动外倾梯度	平行轮跳	后悬	独立悬架	deg/m	-17.616 6	两人载
	1.2.11.2				非独立悬架			
	1.2.12	抗举升角	纵向力加载	后悬	全乘用	deg	32.649 2	两人载
	1.2.13	纵向力前束梯度	纵向力加载	后悬	全乘用	deg/kN	0.099 6	两人载
	1.2.14	平行轮跳前束梯度	平行轮跳	后悬	全乘用	deg/m	7.656 8	两人载

图 6 CA-AutoKC 报告局部

Fig. 6 Part of the CA-AutoKC report

4 底盘性能参数管控标准

硬点设计模块和弹性件设计模块提升设计效率,底盘性能参数管控标准则提升设计质量。该标准主要有 3 方面的创新。第 1 是挑选出重要度高的底盘性能参数。传统的底盘性能参数数量众多,如长安汽车原有的悬架 K&C 及整车底盘性能报告共包含 400 多幅图表,其中许多参数重要度低,在实际设计中极少考察。管控标准对众多参数进行了系统的梳理,挑选出 135 项重要的常用参数进行管控,降低了方案评估的工作量。第 2 是将性能参数按作用领域划分为操控稳定性、乘坐舒适性、四轮定位及转向性 3 类。图 6 示例中列举了 14 项与操控稳定性强相关的后悬架 K&C 参数。这种划分实现了定性但不定量的主客观性能初步结合。第 3 是将传统的性能曲线数值化(取特定点的数值或特定区间的梯度),并探明合理的取值区间,细分为优秀、合格(可酌情优化)、不合格(必须优化)3 个等级。对比大量读图并依据经验判断的传统方法,新方法更直观高效,更能避免漏判错判,更能保证设计的质量。

确定性能参数各等级的取值区间是建立管控标准的难点,它主要依据 3 个方面综合制定。第 1 是参考了现有的经典理论及标准^[14-15]。第 2 是参考对标数据库。长安汽车积累有丰富的对标车型主客观性能数据,通过统计和对比同类(如轿车、SUV、MPV 等)同级(如 SUV 细分为小型、紧凑型、中大型等)车辆的主观评价和客观参数值,可以划定客观性能参数的取值区间。图 7 示例为紧凑型 SUV 的侧倾梯度划分,它基于 15 款对标车型的实测值,定义侧倾梯度好于全体均值即小于 4.92 为优秀,介于全体均值与自主品牌均值间(4.92, 5.18)为可酌情优化,差于自主品牌均值即大于 5.18 为不合格。第 3 是参考应规避问题库。长安汽车在 35 a 的乘用车设计制造历史中沉淀了丰富的底盘应规避问题,其中的许多案例被量化并融入性能参数管

控标准中。以麦佛逊前悬车型的方向盘抖动问题为例,该问题有非常多的影响因子,其中之一是轮心主销横偏距。通过挖掘应规避问题库发现,两款抖动严重的车型的轮心主销偏距均大于 75 mm,而其他无问题车型的参数值较小。由此设定轮心主销偏距大于 75 mm 为不合格,以此管控后续车型。从应规避问题库得出的结论虽然理论论证较薄弱,但能有效地指导工程实践。

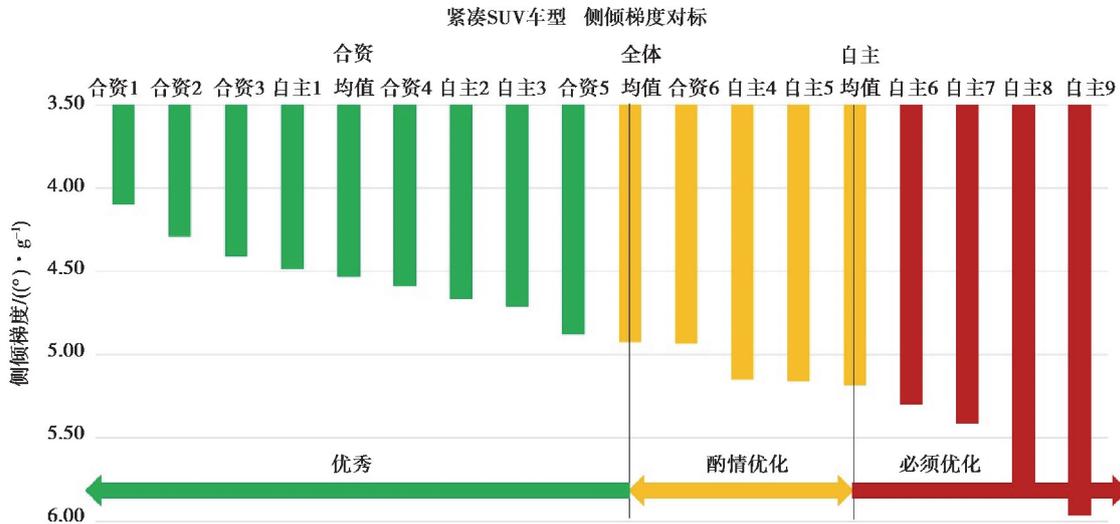


图 7 紧凑型 SUV 车型侧倾梯度管控逻辑

Fig. 7 Benchmarking of the roll gradient of compact SUVs

设计人员不应机械地遵照管控标准,而应将它视为参考,再结合工程实际(不仅是性能,也包含成本、质量、品控性、时间节点等方面)做出综合判断。此外,随着理论的进步、对标数据库和应规避问题数据库的丰富,管控标准也将不断调整和优化。

5 结论及展望

长安汽车悬架架构设计方法应用实时的解析算法设计硬点,应用二次开发的自动化多体动力学仿真软件设计弹性件,应用系统性的底盘性能参数管控标准判断悬架方案的性能优劣。相比较传统方法,新方法约 8 倍提升了设计效率并规避了性能错判漏判的情况。

应用新方法进行方案优化时仍需手动调整方案进行试错,后续可将多目标全局优化算法,如遗传算法,嵌入硬点设计模块(CA-DS)及弹性件设计模块(CA-AutoKC)中,使程序能在给定的设计边界中自动迭代优化,以进一步提升效率。底盘性能管控标准后续可继续向主客观评价相结合的方向深入,将客观性能参数与主观评价进行定量的对应,以进一步提高设计质量。

参考文献:

- [1] Ersoy M, Gies S. Fahrwerkhandbuch[M]. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.
- [2] Schramm D, Hiller M, Bardini R. Introduction[M]// Vehicle Dynamics. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2017: 1-15.
- [3] Fang X, Olschewski J, Tan K. Auslegungs- und Optimierungsmethode von Verbundlenkerachsen[M]// Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn. Siegen: VDI Verlag, 2019: 59-82.
- [4] Vivian B. Goals and challenges of future chassis developments-solving a multidimensional optimization problem[C]// 5th

- International Munich Chassis Symposium 2014, 2014: 3-5.
- [5] Vemireddy K, Dittmar T, Eckstein L, et al. Development of a driving dynamics-oriented suspension design during the early concept phase [M] // 6th International Munich Chassis Symposium 2015. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015: 233-255.
- [6] Matschinsky W. Bestimmung mechanischer Kenngrößen von Radaufhängungen[D]. Hannover: Universität Hannover, 1992.
- [7] Matschinsky W. Radführungen der Straßenfahrzeuge[M]. 3th ed. Berlin: Springer Verlag, 2007.
- [8] Albers A. Auslegungs- und Optimierungswerkzeuge für die effiziente Fahrwerkentwicklung[EB/OL]. [2020-01-28]. https://www.researchgate.net/publication/330925858_Auslegungs-_und_Optimierungswerkzeuge_fur_die_effiziente_Fahrwerkentwicklung.
- [9] Fang X F, Tan K L. Efficient concept design of twist beam rear axles[J]. Auto Tech Review, 2015, 4(2): 24-29.
- [10] Tan K L, Fang X F. Automatic concept design and optimization of twist beam axles[J]. Automotive and Engine Technology, 2018, 3(3/4): 141-158.
- [11] Fang X F, Tan K L. Analytical modelling of twist beam axles[J]. International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing, 2018, 13(1): 1.
- [12] 谭侃伦, 邓嘉庆, 唐倬, 等. 刀锋臂悬架运动学实时算法及其验证和应用[J]. 汽车工程, 2020, 42(12): 1665-1670.
Tan K L, Deng J Q, Tang Z, et al. Real time algorithm for blade arm suspension kinematics and its verification and application[J]. Automotive Engineering, 2020, 42(12): 1665-1670. (in Chinese)
- [13] Olschewski J, Fang X F, Tan K L. Fast conception (FastCon)-A tool for concept design and optimization of twist beam axles[C]//SAE Technical Paper Series. 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International, 2020: 1-10.
- [14] 中国国家标准化管理委员会. 汽车操纵稳定性术语及其定义: GB/T12549-2013[S/OL]. [2020-01-28]. 北京: 中国标准出版社, 2013.
Standardization administration of China. Automotive control lability and stability-Terms and definitions. GB/T12549-2013 [S/OL]. [2020-01-28]. Beijing: Standards Press of China, 2013. (in Chinese). <https://www.antpedia.com/standard/6799654-1.html>.
- [15] Road vehicles. Vehicle dynamics and road-holding ability Vocabulary: ISO 8855: 2011 [S/OL]. [2020-01-28]. <http://www.iso.org/standard/51180.html>.

(编辑 张 苹)