

10.16638/j.cnki.1671-7988.2022.004.022

某车型减小最小转弯半径优化及验证

张道权, 程翔, 柯为, 唐皓冲

(广州汽车集团股份有限公司 汽车工程研究院, 广东 广州 511434)

摘要: 在底盘平台化大趋势下, 年款车型的底盘基本沿用。但随着人们对整车性能如机动性等提出了更高的要求, 此时需要在原平台基础上, 在保证改动量最小化基础上进行分析及实车验证, 以满足市场要求。文章在影响因素理论分析基础上, 结合整车开发范围定义, 最终针对某款车型选定增大转向器行程方案, 并完成理论分析及实车验证, 仅花费数万元的修模代价, 即实现对最小转弯半径优化, 解决了市场抱怨问题。

关键词: 年款车型; 机动性; 最小转弯半径; 转向器行程; 理论分析; 实车验证

中图分类号: U467 **文献标识码:** B **文章编号:** 1671-7988(2022)04-92-04

Optimization and Verification of Reducing Minimum Turning Radius of a Vehicle

ZHANG Daoquan, CHENG Xiang, KE Wei, TANG Haochong

(Automotive Engineering Institute, Guangzhou Automobile Group Co., Ltd., Guangdong Guangzhou 511434)

Abstract: In the general trend of chassis platformization, the chassis of model year models is basically in use. But with the higher requirements for the performance of the vehicle, such as mobility, it is necessary to analyze the original platform and minimize the amount of changes, and verify the real vehicle to meet the market requirements. Based on the theoretical analysis of the influencing factors and the definition of the whole vehicle development scope, this paper finally selects the scheme of increasing the travel of the steering gear, and completes the theoretical analysis and real vehicle verification. It only costs tens of thousands of yuan to repair the model, that is, to optimize the minimum turning radius and solve the problem of market complaints.

Keywords: Model year; Mobility; Minimum turning radius; Steering gear travel; Theoretical analysis; Real vehicle verification

CLC NO.: U467 **Document Code:** B **Article ID:** 1671-7988(2022)04-92-04

随着城市汽车保有量增大, 城市道路越来越拥堵, 人们对车辆机动性提出了更高的要求。公司某车型上市四年后, 陆续收到最小转弯半径过大的抱怨, 故在该车型年款开发时 (开发范围定义底盘系

统基本沿用), 提出优化最小转弯半径的课题, 在改动代价最小化的前提下, 由 5.53 m 降至 5.3 m。

1 最小转弯半径定义及影响因素

1.1 最小转弯半径定义

最小转弯半径指转向盘转到极限位置, 汽车以最

作者简介: 张道权 (1986—), 本科, 研究方向为底盘系统数据集成。

低稳定车速转向行驶时,外侧车轮的中心在支承平面上滚过的轨迹圆半径。它表征汽车通过狭窄弯曲地带或绕过不可越过的障碍物的能力。转弯半径越小,汽车的机动性越好。

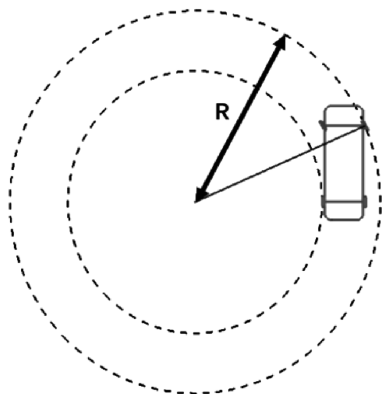


图1 最小转弯半径示意

1.2 最小转弯半径影响因素

由汽车设计可知,最小转弯直径计算公式如下:
按外轮转角计算:

$$R_{\min 1} = \frac{L}{\sin \beta} + l \quad (1)$$

按内轮转角计算:

$$R_{\min 2} = \sqrt{\left(\frac{L}{\sin \alpha}\right)^2 + K^2} + 2 \frac{L \cdot k}{\tan \alpha} + l \quad (2)$$

由于实车的转向系统车轮转角 α 、 β 不完全符合阿克曼几何学,使得 $R_{\min 1}$ 、 $R_{\min 2}$ 不完全一致,实际的最小转弯半径为其中间值。

$$R = \frac{R_{\min 1} + R_{\min 2}}{2} \quad (3)$$

其中, R 为最小转弯半径,单位为m; L 为车轴距,单位为m; K 为车轮距,单位为m; l 为主销距,即车轮中心面与主销中心线间的距离,单位为m; α 为内轮最大转角,单位为度; β 为外轮最大转角,单位为度。

同时根据经验,也可通过几何法对公式法的最小转弯半径进行校核。

如图2所示,根据整车尺寸及车轮转角参数,在CAD上建立几何图形,其中 B 点为外轮过轮心垂直线与后轴线的交点, B' 点为内轮过轮心垂直线与后轴交点,在 BB' 点找到 O 点,其中 O 点使 $\angle BAO = \angle B'A'O$,则 OA 即为几何法得到的最小转弯半径。

综上,最小转弯半径主要与整车轴距、整车轮距、车轮内外转角、主销拖距相关。

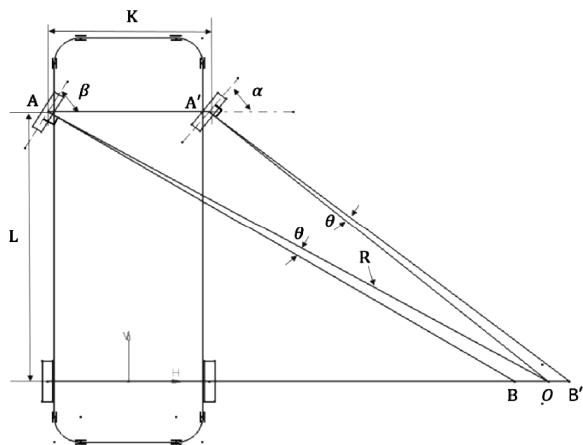


图2 最小转弯半径几何法

1.3 影响因素敏感度

公司某车型原参数, $L=2.7$ m, $K=1.6$ m, $l=0.04$ m, $\alpha=38^\circ$, $\beta=31^\circ$,代入公式(1) — (3),得到 $R_{\text{公式}}=5.527$ m。

利用几何法校核,得 $R_{\text{几何}}=5.539$ m,可见与几何法校核的最小转弯半径基本一致。

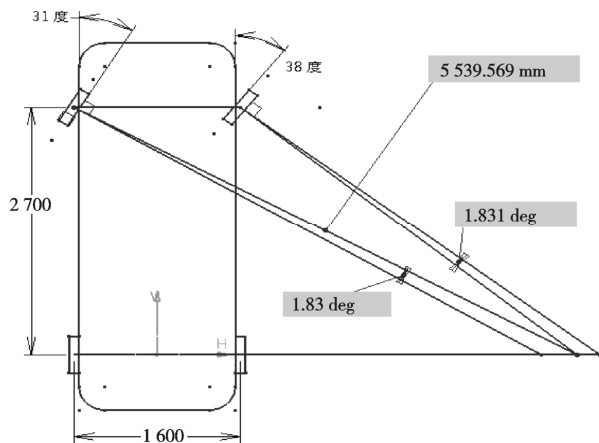


图3 某车何法最小转弯半径(几何法)

1.3.1 轴距敏感度

该车型其他参数保持不变,根据公式(1) — (3),代入可知,轮距由2.7 m减小到2.52 m,即减小0.18 m,则转弯半径由5.57 m减小到5.3 m,即减小0.27 m,影响敏感度高。

1.3.2 车轮转角敏感度

该车型其他参数保持不变,根据公式(1) — (3),代入可知,内轮转角由 38° 增大到 40.5° ,外轮转角由 31° 增大到 32.5° ,即角度变化约 2° ,转弯半径由5.53 m减小到5.3 m,即减小0.27 m,影响敏感度高。

1.3.3 轮距敏感度

该车型其它参数保持不变,根据公式(1) — (3),代入可知,轮距由1.6 m减小到1.07 m,即较小0.53 m,

则转弯半径由 5.53 m 减小到 5.3 m, 即减小 0.27 m, 影响敏感度低。

1.3.4 主销距敏感度

乘用车主销拖距一般在 20 mm 至 100 mm 之间, 由公式 (1) (2) 可知, 对转弯半径影响甚微, 敏感度低。

表 1 转弯半径影响因素敏感度

序号	影响因素	影响因素 变化量	转弯半径 变化量	敏感度
1	轴距/m	0.18	0.27	高
2	车轮转角/度	2	0.27	高
3	轮距/m	0.53	0.27	低
4	主销拖距	乘用车主销拖距在 40 mm 左右, 对转弯半径影响甚微		低

综合分析, 轴距、车轮转角对最小转弯半径影响明显, 而轮距、主销拖距影响不明显。

2 优化方案选项分析

2.1 减小整车轴距

减小整车轴距, 明显优化最小转弯半径, 但轴距变化会影响到悬架或者车身改动, 而且压缩乘坐空间, 与该年款车身、悬架系统基本沿用的开发定义冲突, 故减小整车轴距不可行。

2.2 增大车轮转角

车轮转角主要与转向梯形和转向器行程相关。

2.2.1 转向梯形

转向梯形是为了保证转弯行驶时汽车的车轮均能绕同一瞬时转向中心作纯滚动运动, 其由转向拉杆内点及外点坐标决定, 影响着车轮内外转角。



图 4 转向梯形示意图

转向梯形优化涉及硬点的调整, 主要是转向拉杆内点及外点的坐标值, 则涉及到前副车架和制动器转向节变更, 另外转向梯形变化, 涉及到转向回正、转向力曲线等变化, 需进行整车性能的验证, 变更代价大, 故改变转向梯形方案不可行。

2.2.2 转向行程

在转向梯形确定的前提下, 增大转向器行程可增大车轮转角。经该车型转向梯形分析, 转向器行程 (单侧) 由 77 mm 增大至 80 mm, 则内轮转角由

38°增大到 40.5°, 外轮转角由 31°增大到 32.5°, 最小转弯半径由 5.53 m 减小到 5.3 m。

通过转向器行程限位面修模, 可增大转向器行程, 如图 5 所示, 一般壳体修模费用数万元, 改动代价较小, 故确定为该车型优化最小转弯半径的方案进行进一步验证。

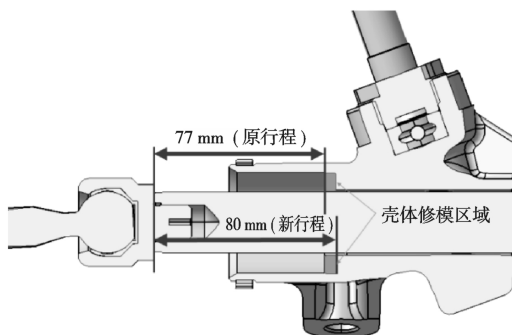


图 5 转向器增大转向行程示意图

3 优化方案布置可行性

3.1 布置可行性理论分析

车轮转角增大, 需重点验证车轮周边零部件间的间隙, 经校核中, 车轮与周边车身钣金、轮眉等间隙满足设计要求, 但转向拉杆与轮辋间隙不满足设计要求, 需进行风险评估。

3.1.1 DMU 运动仿真分析

数据样机 (Digital Mock-Up, DMU) 是 CATIA 中的一个重要模块, 在集成布置领域广泛应用, 通过模块中建立零部件的运动关系, 可校核相对运动零部件间的最小间隙。缺点是 DMU 模块中, 零部件为刚性, 如实际系统运动中有弹性体, DMU 中测量的运动间隙存在偏差。



图 6 DMU 校核转向器与轮辋间隙

3.1.2 ADAMS 动力学分析

ADAMS 动力学分析是指机械系统动力学自动分析 (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems), 该软件是美国机械动力公司 (Mechanical

Dynamics Inc., 现已并入美国 MSC 公司) 开发的虚拟样机分析软件。

ADAMS 动力学分析, 是在软件中建立零部件运动关系, 同时考虑柔性体影响因素, 校核零部件间的最小间隙。相对 DMU 校核, ADAMS 动力学分析更加接近实际状态, 但数据处理耗时大(网格化处理), 故一般只在 DMU 校核间隙不满足要求的情况下, 才需要进行动力学分析。其中, 动力学中采用的分析工况由主机厂定义, 如急加速、急减速、倒车过台阶等。

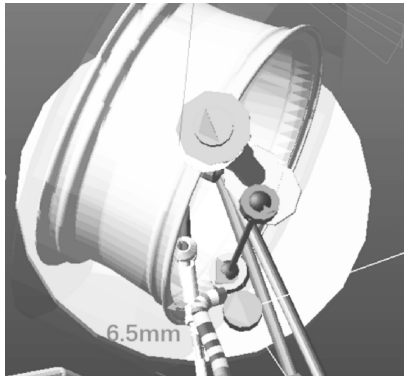


图 7 动力学校核转向器与轮辋间隙

3.1.3 尺寸链分析

DMU、动力学分析, 均是未考虑产品公差、装配公差的间隙, 故需要尺寸链分析其间隙的公差范围。理论上, 如动力学分析的最小间隙大于尺寸链公差, 则没有干涉的风险。

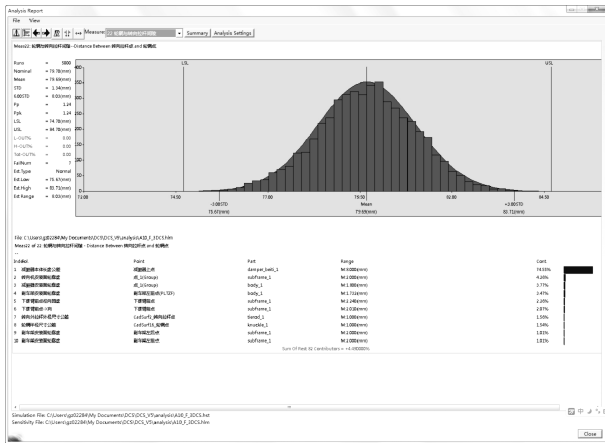


图 8 尺寸链公差分析

表 2 转向拉杆与轮辋理论分析间隙

序号	分析方法	间隙值
1	DMU	8.88
2	动力学	6.5
3	尺寸链	2.5

综上理论分析, 在考虑最恶劣工况、零部件弹性变形及产品尺寸装配公差后, 转向拉杆与轮辋最小间隙 2.5 mm, 干涉风险小。

3.2 布置可行性实车验证

根据动力学分析转向拉杆与轮辋最小间隙工况(即最恶劣工况), 即车辆转向极限, 20 km/h 车速倒车过 10 cm 高度台阶, 测量转向拉杆与轮辋间隙。



图 7 转向拉杆与轮辋最小间隙测量

实车测量最小间隙 6.8 mm, 与动力学仿真较为吻合, 干涉风险小。

最后, 该车型年款实施了转向器修模, 增大转向行程, 改善最小转弯半径, 以数万元的代价解决了市场抱怨问题。

4 结束语

在底盘平台化大趋势下, 年款车型的底盘基本沿用。但随着人们对整车性能如通过性等提出了更高的要求, 此时需要在原平台基础上, 在保证改动量最小化, 收益最大化基础上进行理论分析, 实车验证。

本文在开发范围小年款车型的年款车型中, 在理论分析及实车验证基础上, 对最小转弯半径进行优化, 以数万元的转向器行程修模代价, 解决了市场抱怨问题。

参考文献

- [1] 中国汽车工程学会. 汽车工程手册[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2010.
- [2] 余志生. 汽车理论第三版[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [3] 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001.
- [4] 刘宏新, 贾儒. CATIA 数字样机运动仿真技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2016.
- [5] 赵万忠, 王春燕, 董钊志, 等. 汽车动力转向技术[M]. 北京: 清华大学出版社, 2018.