

# 某车型转向系统力矩波动优化

王长明

(山东水利技师学院, 淄博 255000)

**【摘要】**为实现某车型十字轴万向节转向系统力矩波动优化,通过提取该车型CATIA三维数模中的转向系统关键硬点坐标,利用ADAMS/View软件建立转向系统简化仿真模型,在不改变转向系统安装硬点的条件下,仿真获得了可使转向系统力矩波动最小的传动轴相位角,主观评价及实车验证结果表明,仿真数据优化结果与理论计算结果一致,保证了转向系统力矩波动最小。

**关键词:**转向系统 十字轴万向节 力矩波动 传动轴 相位角

**中图分类号:**U461.4 **文献标志码:**A **DOI:**10.20104/j.cnki.1674-6546.20240088

## Improvement Design of Torque Fluctuation of the Vehicle Steering System

Wang Changming

(Shandong Technician College of Water Conservancy, Zibo 255000)

**【Abstract】**In order to optimize the torque fluctuation of the cross-axis universal joint steering system of a certain vehicle model,By extracting the coordinates of key hard points of the steering system in the CATIA three-dimensional digital model of this vehicle model, a simplified simulation model of the steering system is established by using ADAMS/View software.Under the condition of not changing the installation hard points of the steering system, the phase angle of the transmission shaft that can minimize the torque fluctuation of the steering system is obtained through simulation.The results of subjective evaluation and real vehicle verification show that the optimization result of simulation data is consistent with the theoretical calculation result, ensuring the minimum torque fluctuation of the steering system.

**Key words:** Steering system, Cross-axis universal joint, Torque fluctuation, Transmission shaft, Phase angle

**【引用格式】**王长明.某车型转向系统力矩波动优化[J].汽车工程师,2024(9):44-48.

WANG C M. Improvement Design of Torque Fluctuation of the Vehicle Steering System[J]. Automotive Engineer, 2024(9): 44-48.

## 1 前言

车辆转向时,转向系统中十字轴万向节产生的力矩波动会对操纵稳定性产生影响<sup>[1]</sup>。转向系统安装硬点确定后,该力矩波动只与中间轴相位角有关。某车型转向系统的驾驶性主观评价结果为力矩波动明显,但受成本和周期限制,转向系统安装硬点无法调整,只能通过调整相位角的方式进行优化<sup>[2]</sup>。

本文基于该车型转向系统关键硬点坐标,利用ADAMS/View软件建立系统简化仿真模型,

通过数据仿真获得传动轴最佳相位角,并按照仿真数据制作中间轴样件开展实车验证。

## 2 转向力矩波动原理

十字轴万向节两端拨叉平面之间的夹角称为相位角 $\psi$ ,如图1所示<sup>[3]</sup>。最佳相位角可将转向管柱带中间轴总成引起的力矩波动降到最小。

如图2所示,转向柱轴中心线与中间轴中心线形成平面I,中间轴中心线与转向器输入轴中心线形成平面II。平面I上的直线I围绕平面I与平面II的交线旋转,使直线I落到平面II内,形成的

锐角即为相位角 $\psi$ ,旋转方向(以形成锐角的方式旋转)为正,反之则为负。

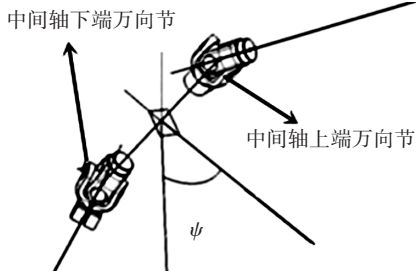


图1 相位角示意

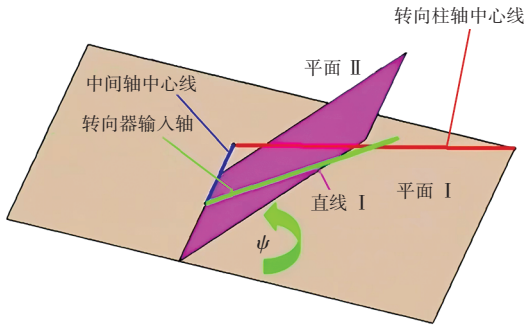


图2 相位角方向定义

转向传动机构等效夹角的计算公式为<sup>[4]</sup>:

$$\beta_e = \sqrt{[\beta_1^2 - \beta_2^2 \cos 2(\alpha + \psi)]^2 + \beta_2^4 \sin^2 2(\alpha + \psi)} \quad (1)$$

式中: $\beta_e \in [0^\circ, 90^\circ)$ 为等效夹角, $\beta_1 \in [0^\circ, 90^\circ)$ 为转向柱轴与转向传动轴间的夹角, $\beta_2 \in [0^\circ, 90^\circ)$ 为转向传动轴与转向器输入轴间的夹角, $\alpha \in (-90^\circ, 90^\circ)$ 为转向柱轴和转向传动轴所在平面与转向传动轴和转向器所在平面之间的夹角, $\psi \in [-90^\circ, 90^\circ]$ 为转向传动轴相位角。

根据瞬时功率相等的条件,转向器输入转矩为:

$$T_2 = T_1(1 - \sin^2 \beta_e \cos 2\theta) / \cos \beta_e \quad (2)$$

式中: $T_2$ 为转向器输入转矩, $T_1$ 为转向轴输入转矩, $\theta$ 为转向轴转角。

由式(2)可得转向器的最大、最小输入转矩分别为:

$$T_{2\max} = T_1 / \cos \beta_e \quad (3)$$

$$T_{2\min} = T_1(1 - \sin^2 \beta_e) / \cos \beta_e = T_1 \cos \beta_e \quad (4)$$

由式(3)和式(4)可知,车辆转向力波动可描述为:

$$F(\beta_e) = (T_{2\max} - T_{2\min}) / T_1 = 1 / \cos \beta_e - \cos \beta_e \quad (5)$$

对式(5)求导可得:

$$\partial F(\beta_e) / \partial \beta_e = \sin \beta_e / \cos^2 \beta_e + \sin \beta_e > 0 \quad (6)$$

由式(6)可知, $F(\beta_e)$ 在 $[0^\circ, 90^\circ)$ 范围内为递增函数,即 $\beta_e$ 越小,车辆转向力矩波动 $F(\beta_e)$ 越小。

转向系统硬点确定后, $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 、 $\alpha$ 即确定,此时等效夹角 $\beta_e$ 只与中间轴相位角 $\psi$ 有关。理论上,等效

夹角为零时,转向系统没有力矩波动。因此,等效夹角越小,力矩波动越小<sup>[5]</sup>。

### 3 仿真模型建立及相位角优化

提取本文车型CATIA三维数模中的14个关键硬点坐标,如表1所示<sup>[6]</sup>。在ADAMS/View软件中建立转向系统6个简化部件。在模型运动分析时,不考虑部件的变形及部件之间的摩擦力对机械系统运动的影响,所有部件之间的约束副及其数量如表2所示,仿真模型如图3所示。

表1 关键硬点坐标

mm

硬点名称	X坐标	Y坐标	Z坐标
PT1	1 323.180 42	-280.768 31	670.837 79
PT2	888.890 37	-276.488 36	492.154 65
PT3	922.143 41	-281.484 02	467.833 28
PT4	902.108 66	-301.223 87	484.860 95
PT5	904.971 31	-260.312 73	478.510 07
PT6	905.516 89	-278.986 19	479.993 97
PT7	750.761 15	-158.766 04	224.072 41
PT8	723.467 74	-160.957 57	228.326 57
PT9	749.929 43	-192.171 75	223.541 62
PT10	722.785 87	-189.182 73	227.874 83
PT11	736.773 51	-173.974 38	225.973 61
PT12	734.370 61	-147.390 96	-2.696 42
PT13	1 323.180 42	-280.768 31	690.837 79
PT14	734.370 61	-187.390 96	-2.696 42

表2 转向系统运动副类型及约束自由度数量 个

运动副名称	运动副数量	约束自由度数量
固定副	2	6
转动副	2	5
万向副	2	4

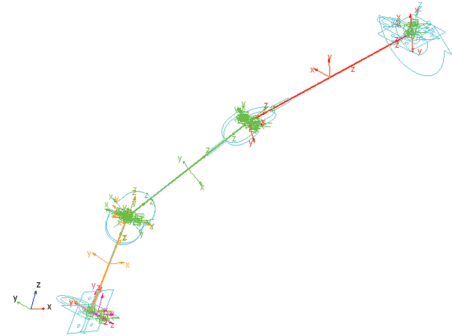


图3 转向系统简化仿真模型

计算可得系统的自由度为0,说明该模型具

有确定的相对运动,可以按照牛顿定律进行动力学分析<sup>[7]</sup>。对该仿真模型输出端旋转副施加正弦波驱动,模型仿真时间设置为2 s,得到仿真曲线。

通过调整转向中间轴两端万向节半轴夹角,可以改变力矩波动情况(角速度波动及转角波动同理)。在模型仿真中,设置输入端(转向盘端)角速度为恒定值,输出端(与转向器连接的第三段轴)角速度为变量,尽量减小其波动。

改变仿真模型中十字轴两端的标记(Marker)点坐标值,调整中间轴相位角,找到转向系统力矩波动最小的某一区域(最小区域在 $\alpha \pm 5^\circ$ 范围内),再逐渐微调相位角,直至得到最优仿真结果<sup>[8]</sup>。由仿真结果可以看出,改变中间转向传动轴两端万向节交叉角度可明显减小角速度波动,且仿真效果较为显著,如图4所示。

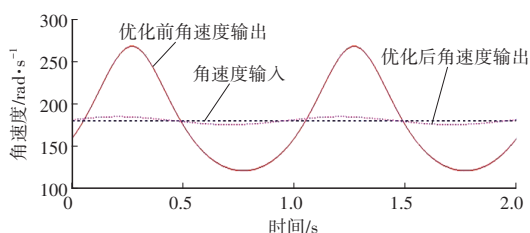


图4 仿真输出端角速度对比

#### 4 转向系统主观评价及K&C试验测试

该车型转向系统结构如图5所示,转向器为齿轮齿条式,电动助力随速可变,电子控制单元基于采集的车速信号控制转向盘力,转向盘为三幅式,直径370 mm,总圈数为3.53圈。轮胎规格为155/65 R13,前轴荷约为460 kg。

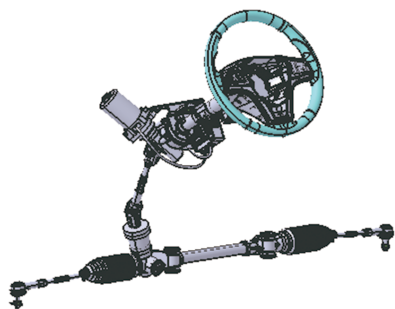


图5 某车型转向系统结构

经测试,该车型的驾驶性主观评价结果为转向力矩波动较为明显,与运动学与弹性运动学(Kinematics & Compliance, K&C)试验报告一致。转向力矩、转向传动比与转向盘转角的关系分别如图6、图7所示。

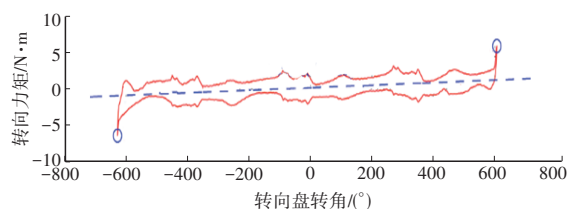


图6 转向力矩与转向盘转角的关系

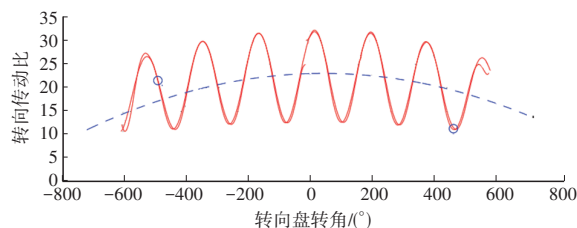


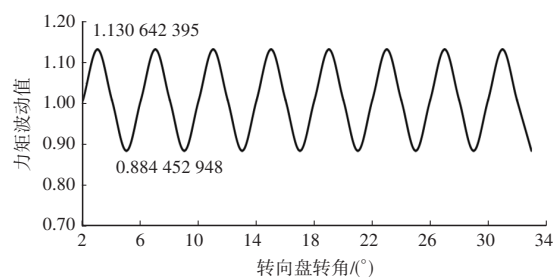
图7 转向传动比与转向盘转角的关系

#### 5 最优中间轴相位角理论验证

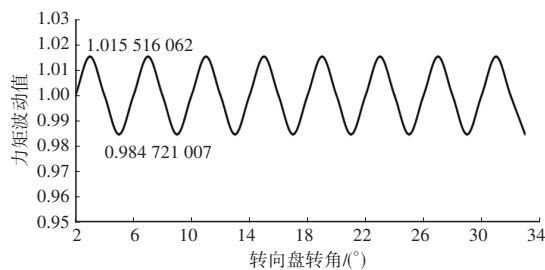
由该车型转向系统CATIA三维数模测得 $\beta_1$ 、 $\beta_2$ 、 $\alpha$ 、 $\psi$ ,依据力矩波动原理,代入相应数据可计算力矩波动。中间轴相位角优化前、后的数据如表3所示,转向盘转角与力矩波动情况如图8所示。

表3 中间轴相位角优化前、后数据 (°)

参数	$\beta_1$	$\beta_2$	$\alpha$	$\psi$	$\beta_e$
优化前	42.38	34.95	35.38	-65.5	42.6
优化后	42.38	34.94	35.38	-35.5	24.0



(a)优化前



(b)优化后

图8 转向盘转角与力矩波动值曲线

比较曲线的最大值与最小值,可计算出该车型中间轴相位角优化前、后的力矩波动比分别为21.77%和3.03%,优化后力矩波动比降低了约18.74个百分点,此时 $\alpha + \psi \approx 0$ ,已经是最优解。

## 6 实车验证

根据仿真数据进行样件改制并装车验证,中间轴新、旧样件对比如图9所示<sup>[9]</sup>。

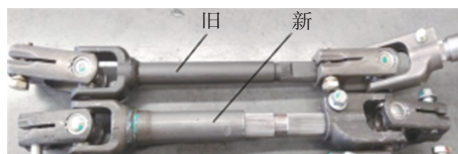


图9 不同相位角的中间轴

首先确保样车轮胎气压在要求范围内,然后断开转向助力系统的保险丝,用转向盘测试仪测量车辆原地转向时的力矩,实车测试如图10所示。



图10 实车测试

测试过程如下:同一位测试者左右均匀地原地将转向盘转至1/4圈、1/2圈、1圈、极限位置<sup>[10]</sup>,分别记录转向过程中的最大力矩,每项测试重复5次取平均值。更换中间轴样件前、后的力矩测试数据如表4所示。

表4 更换中间轴样件前、后的力矩测试数据 N·m

位置	1/4圈		1/2圈		1圈		极限	
	左	右	左	右	左	右	左	右
更换前	9.8	9.8	12.7	15.7	17.3	12.9	17.9	13.2
更换后	9.6	9.6	11.8	12.5	14.3	13.6	14.8	13.2

由表4可知,更换中间轴样件前,转向盘转1圈转向力矩波动比约为25.43%,更换中间轴样件后,力矩波动比降低至4.90%,改善效果较为明显。同时,中间轴样件更换后主观驾驶评价结果为力矩波动大幅降低,特别是原地转向时,几乎感受不到力矩波动。

此外,理论计算值较实车测试数据更为理想,因为实际测试中包含各部件球头间的摩擦、橡胶部件的变形影响及测试误差,但整体数据趋势吻合<sup>[11]</sup>,验证了仿真数据的正确性。

## 7 结束语

本文针对某车型的转向系统力矩波动问题,在不改变转向系统安装硬点的情况下,从CATIA三维数模中提取关键硬点坐标,基于ADAMS/View软件建立转向系统仿真简化模型,并通过在软件中调整中间轴两端标记点数值来改变中间轴相位角,最终确定转向系统力矩波动最小时的中间轴相位角。改进相位角的中间轴样件装车后,整车转向力矩测试结果表明,仿真模型的优化数据与理论计算结果基本一致,验证了本文仿真的正确性和有效性。

### 参考文献

- [1] 陈家瑞. 汽车构造(下册)[M]. 第3版. 北京:机械工业出版社, 2007.  
CHEN J R. Automotive Construction (Vol. 2) [M]. 3rd Edition. Beijing: China Machine Press, 2007.
- [2] 徐春梅. 双十字轴万向节转向系统力矩波动的优化设计[J]. 汽车实用技术, 2015(6): 33-35.  
XU C M. Optimum Design of Torque Fluctuation of Double-Cross-Joint Steering System[J]. Automobile Applied Technology, 2015(6): 33-35.
- [3] 高新华, 黄巨成. 基于代理模型的轿车转向柱力矩波动关系研究与优化[J]. CAD/CAM与制造业信息化, 2008(2/3): 66-67.  
GAO X H, HUANG J C. Research and Optimization of Torque Fluctuation Relationship of Car Steering Column Based on Proxy Model[J]. Digital Manufacturing Industry, 2008(2/3): 66-67.
- [4] 张华中, 张明旭, 马世友. 汽车转向力波动与转向传动轴相位角间关系的理论分析[C]// 第九届河南省汽车工程技术研讨会论文集. 许昌: 河南省汽车工程学会, 2012: 52-53.  
ZHANG H Z, ZHANG M X, MA S Y. Theoretical Analysis of the Relationship between the Fluctuation of Automobile Steering Force and the Phase Angle of the Steering Transmission Shaft[C]// The Ninth Technology Congress Proceedings of SAE-Henan. Xuchang: SAE-Henan, 2012: 52-53.
- [5] 冯帆, 刘优. 汽车转向传动轴相位角的设计[J]. 企业技术开发, 2016, 35(6): 6-7.  
FENG F, LIU Y. Design of Phase Angle of Automobile Steering Shaft[J]. Technological Development of Enterprise, 2016, 35(6): 6-7.
- [6] 章娟丽. 基于ADAMS/View的汽车转向系统力矩波动优化设计[J]. 汽车实用技术, 2018(9): 103-104+107.  
ZHANG J L. Optimization Design of Torque Ripple of

- Automobile Steering System Based on ADAMS/View[J]. Automobile Applied Technology, 2018(9): 103-104+107.
- [7] 陈立平, 张云清, 任卫群, 等. 机械系统动力学分析及ADAMS应用教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.  
CHEN L P, ZHANG Y Q, REN W Q, et al. Mechanical System Dynamics Analysis and ADAMS Applications[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2005.
- [8] 王海波, 刘红领, 孙礼, 等. 基于Adams/Car汽车转向系统力矩波动优化分析[J]. 计算机辅助工程, 2013, 22(增刊1): 75-78.  
WANG H B, LIU H L, SUN L, et al. Optimization Analysis of Torque Fluctuation of Automobile Steering System Based on Adams/Car[J]. Computer Aided Engineering, 2013, 22(S1): 75-78.
- [9] 王长明, 李丽君, 王怀谦, 等. 某微型纯电动车转向系统力矩波动优化改进[J]. 汽车实用技术, 2020(4): 19-21.  
WANG C M, LI L J, WANG H Q, et al. Torque Tipple Optimization Improvement of Steering System of a Mini Electric Vehicle[J]. Automobile Applied Technology, 2020(4): 19-21.
- [10] 王用. 客车转向传动系统力矩波动的改进设计[J]. 客车技术与研究, 2017, 39(5): 23-25.  
WANG Y. Improved Design of Torque Fluctuation of Bus Steering System[J]. Bus & Coach Technology and Research, 2017, 39(5): 23-25.
- [11] 廖林清, 李楠, 任志鹏, 等. 某车型转向系力矩波动分析[J]. 机械设计与制造, 2018(6): 126-129.  
LIAO L Q, LI N, REN Z P, et al. Analysis of Torque Fluctuation in Steering System of a Certain Vehicle[J]. Machinery Design & Manufacture, 2018(6): 126-129.
- (责任编辑 白 夜)
- 修改稿收到日期为2024年4月3日。

(上接第43页)

- YAN W J. Research on Modeling and Control Algorithm of Electric Power Steering System[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2019.
- [8] 谷成, 邓念, 张成宝, 等. 基于冗余EPS的力矩叠加控制架构对比与优化[J]. 上海汽车, 2020(2): 58-62.  
GU C, DENG N, ZHANG C B, et al. Comparison and Optimization of Torque-Overlay Control Architecture Based on Redundant EPS[J]. Shanghai Auto, 2020(2): 58-62.
- [9] 陈强, 高天智, 何宛芯, 等. 基于汽车电动助力转向系统的原理研究[J]. 汽车实用技术, 2021(16): 186-188.  
CHEN Q, GAO T Z, HE W X, et al. Based on the Principle Research of Electric Power Steering System[J]. Automobile Applied Technology, 2021(16): 186-188.
- [10] 王超, 贾军涛, 冯子亮. 汽车电动转向器动力学建模和控制参数整定[J]. 科技通报, 2020(1): 88-92.  
WANG C, JIA J T, FENG Z L. Dynamic Modeling and Control Parameter Tuning of Automotive Electric Power Steering[J]. Bulletin of Science and Technology, 2020(1): 88-92.
- [11] 李德正. 电动助力转向系统建模与控制策略研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2020.  
LI D Z. Research on Modeling and Control Strategy of Electric Power Steering System[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2020.
- (责任编辑 白 夜)
- 修改稿收到日期为2024年7月8日。