

线控独立转向-悬架导向机构的设计与分析

陈辛波^{1,2}, 梁 栋¹, 武晓俊¹, 黄 露¹

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 同济大学 新能源工程中心, 上海 201804)

摘要: 为了消除车轮跳动过程中悬架导向机构与转向杆系的干涉, 实现精确独立转向, 提高系统集成度, 使无驱动半轴传动的全轮线控独立转向电动汽车前后轮采用相同的独立悬架-转向轮模块化结构, 提出了一种一体化线控独立转向-悬架导向机构。根据空间机构学理论推导出该导向机构运动分析公式, 利用 MATLAB 分析了单一变量对悬架动力学参数的灵敏度, 确定优化设计变量。运用 ADAMS/Car 建立该导向机构的虚拟样机模型, 在 ADAMS/Insight 模块中对其进行运动学灵敏度分析, 找出关键优化设计变量并对其优化, 改善悬架运动性能。

关键词: 线控独立转向机构; 双横臂悬架; 灵敏度分析; 动力学参数; 优化设计

中图分类号: U463

文献标志码: A

Design and Analysis of Suspension Guiding Mechanism of Independent Steer-by-wire System

CHEN Xinbo^{1,2}, LIANG Dong¹, WU Xiaojun¹, HUANG Lu¹

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Clean Energy Automotive Engineering Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: In order to eliminate the interference between steering linkage and suspension guiding mechanism and to achieve accurate independent steering motion as well as to improve system integrated level and use the same independent suspension / in-wheel motor module on both front and rear wheels of four wheels steering electric vehicles without axle shafts, an integrated system of the independent steer-by-wire system and the suspension guiding mechanism is presented. The formulas for the kinematic analysis of the suspension are derived based on the theory of spatial mechanism, and a sensitivity analysis of the single variables to the suspension kinematic parameters is done by using MATLAB. The virtual prototype model of the suspension guiding mechanism is established by using ADAMS/Car. The optimization variables

are selected out according to the analysis results on MATLAB. A sensitivity analysis of the suspension guiding mechanism is made in the ADAMS/Insight, then the critical optimization design variables are found out. The suspension guiding mechanism is optimized according to the analysis results above. The kinematic performance of the suspension is improved.

Key words: independent steer-by-wire mechanism; double wishbone suspension; sensitivity analysis; kinematic parameters; optimization design

近年来, 汽车工业的高速发展和车速的提高, 使汽车操纵稳定性越来越重要。四轮转向技术是一种最常见的改善汽车操纵稳定性的底盘控制技术^[1]。随着计算机控制技术的进步, 线控转向技术的开发与正在成为现代汽车技术发展的重要方向^[2]。线控全轮独立转向电动汽车的最大优势在于, 通过计算机控制, 可实现绕任意一点旋转, 或沿任一方向平移等功能^[3]。线控独立转向车辆的机动性、操纵稳定性以及安全性大大优于传统前轮转向车辆。因此, 开发结构紧凑、具有大转角的线控独立转向机电一体化机构系统成为其关键技术之一^[2]。

为此, 本文提出了一种基于齿轮传动的一体化线控独立转向-悬架导向机构系统^[4], 可适用于各种独立转向的情况, 通过空间运动学分析和虚拟样机技术的运用, 实现了结构紧凑、转向角范围达 $\pm 90^\circ$ 的设计。悬架的结构特点对操纵稳定性和平顺性的影响至关重要^[5]。双横臂独立悬架因其优异的性能而广泛用于现代汽车中, 因此本文将结合双横臂悬架对一体化线控独立转向-悬架导向机构系统进行分析设计^[6]。各转向轮采用双横臂悬架时, 车轮的主销后倾角、主销内倾角和外倾角以及轮距将随车轮

收稿日期: 2013-05-04

基金项目: 国家自然科学基金(51375344)

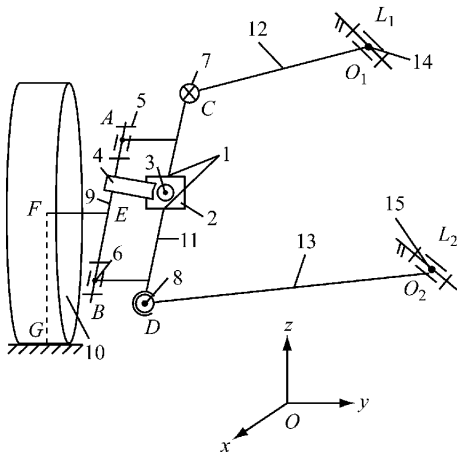
第一作者: 陈辛波(1962—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为机构学及其应用、汽车底盘与传动机构学、新能源汽车驱动技术等。E-mail: austin_1@163.com

通讯作者: 梁 栋(1990—), 女, 硕士生, 主要研究方向为汽车底盘与控制。E-mail: ldaisy1122@163.com

上下跳动而变化,影响悬架的动力学性能进而影响整车性能.为此,本文以空间机构学理论^[7]为基础,分析了采用一体化线控独立转向-悬架导向机构的车轮的主销后倾角、主销内倾角和外倾角以及轮距在车轮上下跳动过程中的变化.同时,建立机构的虚拟样机模型进行仿真分析.根据分析结果,对该悬架导向机构进行优化,改善悬架的运动学性能.

1 一体化线控独立转向-悬架导向机构

线控转向系统采用转向电机作为动力源.一体化线控独立转向-导向机构系统将转向电机集成到悬架导向机构中,结构紧凑、集成度高.本研究在转向传动系统中引入蜗轮蜗杆转换传动方向,提出了图 1 所示的一种线控独立转向机构原型.图中, O_1 为上横臂摆动中心; O_2 为下横臂摆动中心; L_1 为上横臂摆动轴线; L_2 为下横臂摆动轴线; A 为转向主销上点; B 为转向主销下点; C 为上横臂外侧铰链中心; D 为下横臂外侧铰链中心; E 为主销、车轮轴线交点; F 为车轮中心; G 为车轮接地点.



1—转向电机安装座;2—转向电机;3—蜗杆;4—蜗轮;5,6,14,15—转动铰;7—虎克铰;8—球铰;9—转向主销;10—车轮;11—转向支承;12—上横臂;13—下横臂

图 1 一体化线控独立转向-悬架导向机构系统及其结构简图

Fig.1 Structure diagram of suspension guiding mechanism of an integrated independent steer-by-wire system

图 1 中,转向电机安装座 1 固定于转向支承 11 上,转向电机 2 固定在转向电机安装座 11 上,蜗杆 3 与转向电机 2 的输出轴固联,蜗轮 4 与转向主销 9 固联,其轴线方向与转向主销方向共线.转向主销 9 通过转动铰 5 和 6 与转向支承 11 连接,转向支承 11 的上下端分别通过虎克铰 7、球铰 8 与上横臂 12、下

横臂 13 连接.考虑到完整蜗轮占用的空间较大,通过合理设计可以使用半蜗轮甚至扇形断面蜗轮作为转向传动部件.

转向电机 2 的转动经蜗杆 3、蜗轮 4 变换为车轮 10 绕转向主销 9 的转向运动.通过角位移计检测转向角、单片机实时控制转向电机所需的目标转向运动,可以完全消除由车轮上下跳动引起的附加干涉转向和前束变化.机构具有两个自由度,分别为车轮绕转向主销的转动和车轮的上下跳动.

2 悬架导向机构运动分析的数学模型

在建立一体化线控独立转向-悬架导向机构的虚拟样机模型前,有必要深入了解其空间运动关系.如图 1 所示,以左右轮中心连线在地面的投影点为原点, x 轴指向车辆后方, y 轴指向驾驶员右侧, z 轴垂直地面向上,建立坐标系 $Oxyz$.按空间机构学理论^[7]建立如下数学模型(推导过程从略).

2.1 导向机构各点坐标计算

已知初始位置各点坐标向量为 $O_1 = [x_{O_1}, y_{O_1}, z_{O_1}]^T$, $O_2 = [x_{O_2}, y_{O_2}, z_{O_2}]^T$, $A_0 = [x_{A_0}, y_{A_0}, z_{A_0}]^T$, $B_0 = [x_{B_0}, y_{B_0}, z_{B_0}]^T$, $C_0 = [x_{C_0}, y_{C_0}, z_{C_0}]^T$, $D_0 = [x_{D_0}, y_{D_0}, z_{D_0}]^T$, $E_0 = [x_{E_0}, y_{E_0}, z_{E_0}]^T$, $F_0 = [x_{F_0}, y_{F_0}, z_{F_0}]^T$, $G_0 = [x_{G_0}, y_{G_0}, z_{G_0}]^T$; 轴线 L_1, L_2 的方向余弦 $U_1 = [U_{1x}, U_{1y}, U_{1z}]^T$, $U_2 = [U_{2x}, U_{2y}, U_{2z}]^T$.

车轮跳动时,引入控制模块使车轮前束角不变,上下摆臂绕各自轴线摆动,则点 A, B, C, D, E 之间的相对位置不变,点 A, B, E, F 之间的相对位置也不变,分别构成刚体 1 和 2.过点 A, B 分别作平行于平面 xOy 的直线交直线 CD 于点 M, N ,初始位置二者坐标向量为 $M_0 = [x_{M_0}, y_{M_0}, z_{M_0}]^T$, $N_0 = [x_{N_0}, y_{N_0}, z_{N_0}]^T$.建立固结于刚体 1 的分别以点 M, N 为原点,三个坐标轴分别与坐标系 $Oxyz$ 的三个坐标轴平行的坐标系 $Mxyz$ 和 $Nxyz$,建立固结于刚体 1 的分别以点 M, N 为原点且 z 轴正向沿着向量 \vec{DC} 、 y 轴平行于平面 yOz 的右手坐标系 $Mx'y'z'$ 和 $Nx'y'z'$.建立固结于刚体 2 的以点 E 为原点,三个坐标轴分别与坐标系 $Oxyz$ 的三个坐标轴平行的坐标系 $Exyz$,再建立固结于刚体 2 的以点 E 为原点且 z 轴正向沿着向量 \vec{BA} 、 y 轴平行于平面 yOz 的右手坐标系 $Ex'y'z'$.下摆臂摆动 α_2 角后,各点坐标如下:

点 D 坐标向量为

$$D = Q_1(D_0 - O_1) + O_1 \quad (1)$$

式中: Q_1 为坐标变换矩阵

$$Q_1 = \begin{bmatrix} 2(q_0^2 + q_1^2) - 1 & 2(q_1q_2 - q_0q_3) & 2(q_1q_3 + q_0q_2) \\ 2(q_1q_2 + q_0q_3) & 2(q_0^2 + q_1^2) - 1 & 2(q_2q_3 - q_0q_1) \\ 2(q_1q_3 - q_0q_2) & 2(q_2q_3 + q_0q_1) & 2(q_0^2 + q_1^2) - 1 \end{bmatrix}$$

$q_0 = \cos(\alpha_2/2), q_1 = U_{1x} \sin(\alpha_2/2), q_2 = U_{1y} \cdot \sin(\alpha_2/2), q_3 = U_{1x} \sin(\alpha_2/2).$

下摆臂摆动角 α_2 时,上摆臂摆动角 α_1, α_2 和 α_1 之间存在定量关系. 以 α_1 代替 α_2 , 以 U_1 代替 U_2 , 以 C_0 代替 D_0 , 代入式(1)中, 得到点 D 坐标向量 D . 根据定比分点公式可以确定点 M, N 的坐标向量 M, N . 计算得到点 A, B 的坐标向量

$$A = T_M^{-1} T_{M0} [A_0 - M_0] + M \quad (2)$$

$$B = T_N^{-1} T_{N0} [A_0 - N_0] + N \quad (3)$$

式中: T_M 为车轮跳动后由 $Mxyz$ 坐标系到 $Mx'y'z'$ 坐标系的变换矩阵; T_{M0} 为车轮跳动前由 $Mxyz$ 坐标系到 $Mx'y'z'$ 坐标系的变换矩阵; T_N 为车轮跳动后由 $Nxyz$ 坐标系到 $Nx'y'z'$ 坐标系的变换矩阵; T_{N0} 为车轮跳动前由 $Nxyz$ 坐标系到 $Nx'y'z'$ 坐标系的变换矩阵.

由定比分点公式确定点 E 的坐标向量 E . 实际系统中引入控制模块, 使车轮跳动时前束角不发生变化. 点 F 的坐标向量 F 由以下条件确定:

$$|\vec{FA}| = |\vec{F_0A_0}| \quad (4)$$

$$|\vec{FB}| = |\vec{F_0B_0}| \quad (5)$$

$$\arctan\left(\frac{x_E - x_F}{y_E - y_F}\right) = \arctan\left(\frac{x_{E_0} - x_{F_0}}{y_{E_0} - y_{F_0}}\right) \quad (6)$$

车轮接地点 G 的坐标向量 G , 根据汽车结构特点, 可由以下约束条件确定^[8]:

$$|\vec{GF}| = |\vec{G_0F_0}| \quad (7)$$

$$\vec{GF} \cdot \vec{EF} = 0 \quad (8)$$

轮胎接地点是车轮圆周曲线的最低点, 利用优化算法根据式(7)和(8)即可求得坐标向量 G .

2.2 悬架动力学参数计算

通过以上分析计算可得:

车轮跳动量

$$h = z_G - z_{G_0} \quad (9)$$

主销后倾角

$$\beta = \arctan[(x_A - x_B)/(z_A - z_B)] \quad (10)$$

主销内倾角

$$\sigma = \arctan[(y_A - y_B)/(z_A - z_B)] \quad (11)$$

轮胎外倾角

$$\gamma = \arctan[(y_G - y_F)/(z_F - z_G)] \quad (12)$$

半轮距变化量

$$t = y_{G_0} - y_G \quad (13)$$

3 单一变量对悬架动力学参数的灵敏度分析

一体化线控独立转向-悬架导向机构的设计变量为图 1 中所示点 A, B, C, D 及上下横臂摆动轴线 L_1, L_2 的位置. 上下横臂摆动轴线位置分别由上横臂前点 M 、后点 N 的连线以及下横臂前点 P 、后点 Q 的连线确定. 以各点坐标值为设计变量, 共计 24 个. 悬架导向机构设计目标在于, 使悬架动力学参数在车轮跳动过程中的变化在合理的范围之内.

ADAMS/Insight 是 ADAMS 中的一个模块, 用户可以快速分析多个设计变量及试验, 细化系统直至达到最优性能. 在 ADAMS/Car 中建立一体化线控独立转向-悬架导向机构的虚拟样机模型, 进行轮跳行程为 ± 50 mm 的车轮同向跳动仿真试验, 可以利用 ADAMS/Insight 模块进行 24 个设计变量对试验中悬架动力学参数变化范围的灵敏度分析, 需要迭代运算 2^{24} 次, 耗时巨大, 对硬件的要求较高. 所以笔者根据式(1)~(13)建立的数学模型先对单一变量进行灵敏度分析, 确定对悬架动力学参数在车轮跳动过程中的变化范围影响较大的设计变量, 以指导在 ADAMS/Insight 中的优化设计.

编写 MATLAB 程序, 分析单一变量对车轮跳动过程中悬架动力学参数变化的影响, 结果如表 1 所示.

表 1 单一设计变量对车轮跳动过程中悬架动力学参数变化的灵敏度分析表(以绝对值计)

Tab.1 Sensitivity analysis of the single variables to variations of suspension kinematic parameters in wheel stroke(absolute value)

动力学参数	A			B			C			D			M			N			P			Q		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z
主销内倾角	H	N	N	H	N	N	L	H	H	H	N	H	N	L	H	N	L	H	N	N	H	N	N	H
主销后倾角	N	L	N	N	H	N	N	H	H	N	L	H	N	L	H	N	N	H	N	N	H	N	L	H
轮胎外倾角	N	N	N	N	N	N	N	H	H	H	N	H	N	L	H	N	L	H	N	N	H	N	N	H
半轮距变化	N	N	N	N	N	N	L	H	H	H	N	H	N	L	H	N	L	H	N	N	H	N	L	H

注: H—高; L—低; N—极低或无影响.

4 悬架模型的仿真和优化

在 ADAMS/Car 中建立一体化线控独立转向-悬架导向机构的虚拟样机模型. 如图 2 所示.

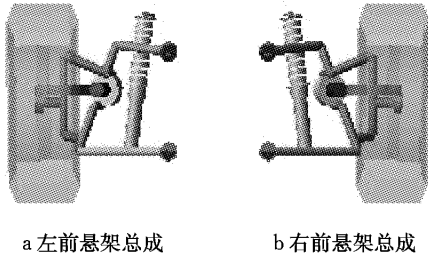


图 2 一体化线控独立转向-悬架导向机构 ADAMS 模型
Fig. 2 ADAMS model of the suspension guiding mechanism of an integrated independent steering-by-wire system

采用线控独立转向, 转向时轮胎的回正力矩为阻力矩, 所以设计初始主销内倾角及主销后倾角为 0, 希望车轮跳动时主销内倾角和主销后倾角的变化范围在 $\pm 1^\circ$ 之内; 设计初始前束角及轮胎外倾角为 0.

由于在车轮跳动中, 悬架导向机构各个构件之间的运动有很强的耦合性, 为此, 有必要分析在多个设计变量同时发生变化时, 各设计变量对轮跳过程中悬架动力学参数的影响. 根据表 1 的结果, 筛选出上横臂外点 y, z 坐标、下横臂外点 x, z 坐标、上下横臂 4 个内点的 z 坐标共计 8 个硬点坐标值为设计变量, 变动范围为 ± 5 mm. 在 ADAMS/Insight 中对筛选出的 8 个硬点坐标值进行灵敏度分析, 迭代计算 256 次, 各坐标变量对各悬架动力学参数的影响如表 2 所示.

表 2 各设计变量对悬架动力学参数的灵敏度分析
Tab. 2 Sensitivity analysis of the design variables to suspension kinematic parameters

设计变量	灵敏度			
	主销内倾角	主销后倾角	轮胎外倾角	半轮距变化
下横臂外点 z 坐标	-22.31	4.73	-22.78	17.48
下横臂前点 z 坐标	12.01	-0.38	12.00	-9.17
下横臂后点 z 坐标	14.02	-6.03	14.57	-10.88
上横臂外点 z 坐标	24.65	-8.93	24.48	14.19
上横臂前点 z 坐标	-13.88	4.31	-13.61	-7.24
上横臂后点 z 坐标	-13.01	2.60	-13.11	-7.95
上横臂外点 y 坐标	6.14	8.96	6.08	3.00
下横臂外点 x 坐标	-1.87	-0.01	-1.88	1.47

根据表 2 结果修改各坐标变量的值, 完成对该一体化线控独立转向-悬架导向机构的设计及优化.

优化后悬架动力学参数变化如图 3~6 所示.

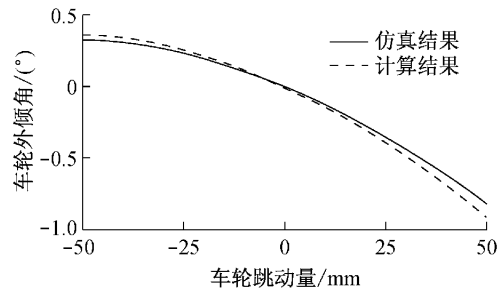


图 3 车轮外倾角随车轮跳动的变化
Fig. 3 Camber fluctuation in wheel stroke

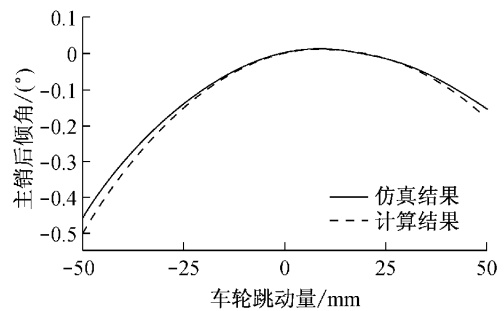


图 4 主销后倾角随车轮跳动的变化
Fig. 4 Caster fluctuation in wheel stroke

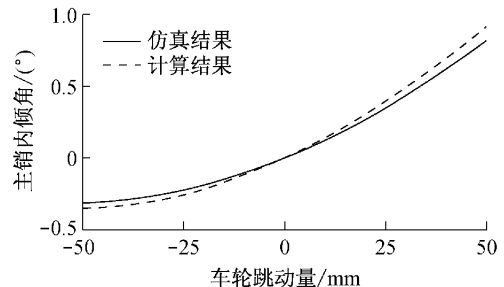


图 5 主销内倾角随车轮跳动的变化
Fig. 5 Kingpin inclination angle in wheel stroke

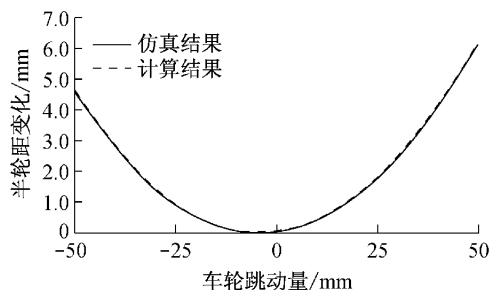


图 6 半轮距变化随车轮跳动的变化
Fig. 6 Tread delta fluctuation in wheel stroke

从图 3~6 可以看出, 根据本文建立的数学模型计算悬架动力学参数的变化与虚拟样机模型的仿真结果基本一致. 在车轮跳动量 ± 50 mm 的范围内, 轮胎外倾角变化范围约为 $-0.9^\circ \sim 0.4^\circ$, 主销后倾角变

化范围约为 $-0.5^{\circ}\sim 0.2^{\circ}$,主销内倾角变化范围约为 $-0.4^{\circ}\sim 0.9^{\circ}$,半轮距变化范围约为 $0\sim 6.5\text{ mm}$,比较合理。

通过上述分析确定了一体化线控独立转向-悬架导向机构各设计参数之后,用 CATIA 软件对系统进行设计建模和运动干涉分析.系统的三维模型如图 7 所示.进行运动分析和干涉分析,对零件结构及电机位置优化,实现车轮 $\pm 90^{\circ}$ 转角.车轮左右旋转 90° 视图亦如图 7,可见满足设计要求。

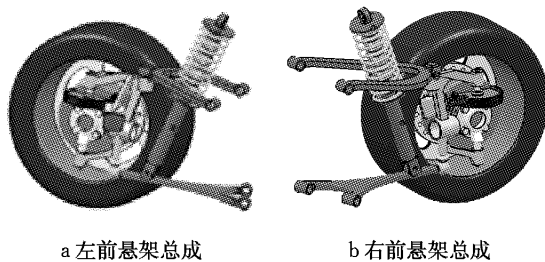


图 7 系统三维模型及车轮左右旋转 90° 运动分析图

Fig. 7 3D model of the system and motion analysis

5 结论

(1)提出了一种结构紧凑、集成度高,采用蜗轮蜗杆传动的一体化线控独立转向-悬架导向机构。

(2)采用空间机构坐标分析法分别分析了悬架导向机构的 24 个坐标值对车轮跳动过程中悬架动力学参数的灵敏度,确定 8 个关键设计变量.以此为基础,在 ADAMS/Car 中建立一体化线控独立转向-悬架导向机构的虚拟样机模型,调用 ADAMS/Insight 模块进一步对 8 个关键设计变量进行灵敏度分析.综合分析结果对悬架导向机构的硬点坐标进行优化,获得较好的悬架动力学性能。

(3)利用 CATIA 软件完成了系统的结构设计,得到转向角范围达 $\pm 90^{\circ}$ 的设计结果,它适用于无驱动半轴传动的全轮线控独立转向微型电动汽车。

参考文献:

- [1] Abe M. Vehicle dynamics and control for improving handling and active safety: from four wheel steering to direct yaw moment control [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 1999, 213 (2): 87.
- [2] 陈辛波,王伟,李良华,等. 双横臂悬架-万向节传动线控独立转向机构[J]. 同济大学学报:自然科学版,2007,35(3): 390. CHEN Xinbo, WANG Wei, LI Lianghua, *et al.* An independent steer-by-wire system based on universal joints for double wishbone suspension[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2007, 35(3): 390.
- [3] 卓桂荣,余卓平,陈辛波. 原地转向电动汽车参数化模型的建立[J]. 计算机集成制造系统,2005,11(5): 664. ZHUO Guirong, YU Zhuoping, CHEN Xinbo. Parameterized modeling of spot steering electric vehicle [J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2005, 11(5): 664.
- [4] 陈辛波,黄露,来鑫,等. 一体化线控独立转向-悬架导向机构系统:中国,201310061579.8[P]. 2013-05-08. CHEN Xinbo, HUANG Lu, LAI Xin, *et al.* The suspension guiding mechanism of an integrated independent steer-by-wire system: China, 201310061579.8[P]. 2013-05-08.
- [5] 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春:吉林科学技术出版社, 1991. GUO Konghui. Vehicle handling dynamics [M]. Changchun: Jilin Science and Technology Press, 1991.
- [6] 陈辛波,黄露,武晓俊,等. 一体化线控独立转向-双横臂悬架导向机构系统:中国,201320089054.0[P]. 2013-10-30. CHEN Xinbo, HUANG Lu, WU Xiaojun, *et al.* The double wishbone suspension guiding mechanism of an integrated independent steer-by-wire system: China, 201320089054.0 [P]. 2013-10-30.
- [7] 黄真. 空间机构学[M]. 北京:机械工业出版社,1991. HUANG Zhen. Spatial mechanism[M]. Beijing: China Machine Press, 1991.
- [8] 高翔,李江,程建平. 双横臂独立悬架导向机构运动学分析及优化[J]. 拖拉机与农用运输车,2008,35(1): 43. GAO Xiang, LI Jiang, CHENG Jianping. Kinematics analysis and structure parameter optimization of air suspension control bars for automobile[J]. Tractor & Farm Transporter, 2008, 35 (1): 43.