

# 基于转向试验的车辆主销定位参数完整解算\*

郭孔辉 李 宁 景立新

(吉林大学汽车仿真与控制国家重点实验室, 长春 130025)

**【摘要】** 受前轮转向轴几何结构的影响, 车轮轮心及轮胎印迹中心的位置随车轮左右转动而变化。如果在悬架结构未知的情况下能够根据车轮运动计算出主销定位参数, 将有利于悬架设计。提出了应用汽车悬架 KnC 特性试验台转向试验数据解算主销定位参数的方法, 定位参数包括: 主销内倾角、主销后倾角、主销后倾距、主销偏移距、轮心主销纵向偏移距及轮心主销侧向偏移距。应用 Adams 仿真结果及试验数据对提出的解算方法进行了验证, 误差在允许范围内, 解算方法满足使用要求。

**关键词:** 车辆 悬架运动学 车轮定位参数 解算

**中图分类号:** U463.33 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)10-0001-05

## Calculation of Vehicle Kingpin Positional Parameters Based on Steering Test

Guo Konghui Li Ning Jing Lixin

(State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130025, China)

### Abstract

Both tire contact point and wheel center is changed with rightward and leftward of vehicle steering by the effect of geometry of steering axis. It's benefit to calculate steering axis geometry by wheel movement for suspension design. A vehicle suspension Kinematics and Compliance (KnC) facility was used to get steering test data, such as kingpin inclination angle, caster angle, caster trail, scrub radius, spindle trail and kingpin offset at wheel center. The method was validated by the simulating result of Adams and test data, and errors were within the allowable range. The solution method met the requirement.

**Key words** Vehicle, Suspension kinematics, Positional parameters of wheel, Calculation

### 引言

汽车悬架 KnC 特性试验台是测量悬架运动学特性的准静态试验设备。它模拟汽车悬架跳动、车身侧倾、车轮与地面的水平作用力及力矩, 测量车轮定位参数的变化特性、悬架和轮胎的刚度特性, 通过转向试验测量转向系统特性。试验台安装有六分力传感器及车轮六自由度位移测量机构。此试验台直接反映车辆运行过程中车轮定位参数的变化特性, 是悬架系统开发的重要工具。

利用悬架 KnC 特性试验台在转向试验中测得的车轮六自由度位移能够解算完整的主销定位参数。文献[1]在主销定位参数解算方法上做了许多工作, 但缺乏验证工作。

本文应用多体动力学理论, 对车轮绕主销运动进行研究, 推导一套主销定位参数解算公式, 并进行验证。

### 1 车轮位移测量机构

目前汽车悬架 KnC 特性试验台生产厂家较多, 形式多种多样<sup>[2-5]</sup>。KnC 特性试验台安装的车轮六自由度位移测量机构主要有两种形式。

图1是英国 ABD 公司开发的 KnC 试验台, 采用拉线式位移传感器测量车轮六自由度位移变化。测量机构主要包括 5 根拉绳及固定拉绳的测量盘。车轮可以相对测量盘绕 Y 轴转动, 安装在测量盘上的光电编码器测量车轮旋转角度, 得到车轮转动角; 沿 X、Z 轴的拉线分别测量轮心的纵向及垂向位移,

收稿日期: 2011-01-16 修回日期: 2011-03-06

\* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2006AA110103)

作者简介: 郭孔辉, 教授, 博士生导师, 中国工程院院士, 从事汽车动态仿真与控制研究, E-mail: guokonghui@gmail.com

沿  $Y$  轴的 3 条拉线测量轮心的侧向位移、前束角及外倾角,最终得到车轮六自由度位移变化情况。

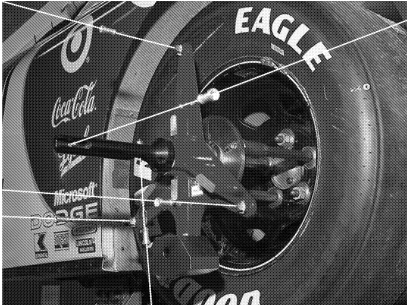


图1 ABD 试验台车轮位移测量系统

Fig.1 Wheel deflection measurement system of ABD

图2 是美国 MTS 公司开发的 KnC 试验台,采用单臂测量机构,包含 6 个旋转轴及相应的角度传感器测量车轮六自由度位移。

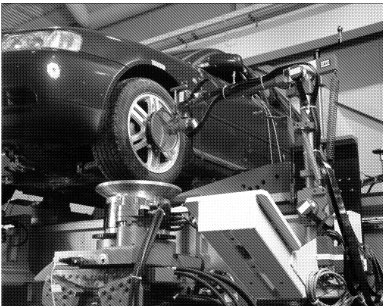


图2 MTS 试验台车轮位移测量系统

Fig.2 Wheel deflection measurement system of MTS

悬架 KnC 特性试验台直接测量车轮六自由度位移及车轮六分力,同时计算出轮胎印迹中心位移,得到轴距、轮距的变化值。根据轮心位移及印迹中心位移随车轮转向角的变化关系能够解算主销纵向及侧向偏移距,根据车轮角度变化关系能够解算主销角度。

## 2 主销角度参数解算方法

### 2.1 解算公式

车轮角度及位移与主销参数有如下对应关系:利用车轮外倾角  $\gamma$  随车轮转向角  $\delta$  的变化关系计算主销后倾角  $\tau$ ;利用车轮转动角  $\theta_c$  随车轮转向角  $\delta$  的变化关系计算主销内倾角  $\sigma$ ;利用名义印迹中心纵向位移  $K_x$  计算主销偏移距  $r_\sigma$ ;利用名义印迹中心侧向位移  $K_y$  计算主销后倾距  $r_\tau$ ;利用轮心纵向位移  $W_x$  计算轮心处主销侧向偏移距  $r_a$ ;利用轮心侧向位移  $W_y$  计算轮心处主销纵向偏移距  $n_\tau$ 。

主销定位参数计算公式为

$$\tau = \arctan \left( \frac{\sin\gamma_l - \sin\gamma_r}{2\sin\delta} \right) \quad (1)$$

$$\sigma = -\arctan \left( \frac{\sin\theta_{cl} - \sin\theta_{cr}}{2\sin\delta} \right) \quad (2)$$

$$r_\sigma = -\frac{K_{xl} - K_{xr}}{2\sin\delta} \quad (3)$$

$$r_\tau = -\frac{K_{yl} - K_{yr}}{2\sin\delta} \quad (4)$$

$$r_a = -\frac{W_{xl} - W_{xr}}{2\sin\delta} \cos\sigma \quad (5)$$

$$n_\tau = \frac{W_{yl} - W_{yr}}{2\sin\delta} \quad (6)$$

式中  $\gamma_l, \gamma_r$ ——车轮左转或右转后车轮外倾角  
 $\theta_{cl}, \theta_{cr}$ ——车轮左转或右转后车轮转动角  
 $K_{xl}, K_{xr}$ ——车轮左转或右转后名义印迹中心纵向位移  
 $K_{yl}, K_{yr}$ ——车轮左转或右转后名义印迹中心侧向位移  
 $W_{xl}, W_{xr}$ ——车轮左转或右转后轮心纵向位移  
 $W_{yl}, W_{yr}$ ——车轮左转或右转后轮心侧向位移

以上计算假定主销位置在转向过程中不变,因此本文解算方法不适用于多连杆悬架。

主销与车轮的空间位置关系如图3所示,点  $A$ 、 $B$  是主销上、下两个端点,点  $E$  是主销接地点,点  $C$  是轮胎接地印迹中心。点  $K$  固定在车轮上,随车轮一起运动,初始位置与  $C$  点重合;车轮转向时, $K$  点在车轮平面内转动  $\alpha$ 。

车轮外倾角  $\gamma$ 、主销内倾角  $\sigma$ 、主销后倾角  $\tau$ 、主销偏移距  $r_\sigma$ 、主销后倾距  $r_\tau$ 、轮心主销侧向偏移距  $r_a$ 、轮心主销纵向偏移距  $n_\tau$  正方向如图3所示。车轮绕主销的转角为  $\theta$ 。

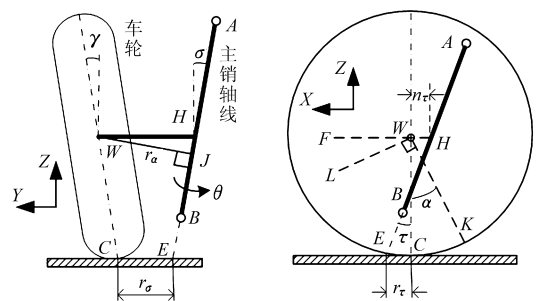


图3 主销位置图

Fig.3 Kingpin positions

车轮外倾角为  $\gamma$ ,将车轮转动角定义为  $WL$  与水平平面的夹角  $\theta_c$ ,根据图3的几何关系可得: $\sin\alpha = \sin\theta_c / \cos\gamma \approx \sin\theta_c$  ( $\gamma \in [-4^\circ, 4^\circ]$ )。

为了方便公式推导,表1列出了 KnC 试验台参数与 Adams 变量及本文变量符号间的对应关系。

### 2.2 主销后倾角解算

应用主销角度表示的主销轴线  $AB$  方向矢量为  $[-\tan\tau, \tan\sigma, 1]^T / \sqrt{1 + \tan^2\tau + \tan^2\sigma}$ ,绕主销转动  $\theta$  的坐标转换矩阵<sup>[6]</sup>为

表 1 参数对应表  
Tab. 1 Parameter list

KnC 参数	Adams 变量	变量符号
车轮转向角	steer_angle	$\delta$
车轮外倾角	camber_angle	$\gamma$
车轮转动角	用户自定义	$\theta_c$
印迹中心纵向位移	tire_contact_point.	$C_x$
(轴距变化)	base_change	
印迹中心侧向位移	tire_contact_point.	$C_y$
(轮距变化)	track_change	
名义印迹中心纵向位移	用户自定义	$K_x$
名义印迹中心侧向位移	用户自定义	$K_y$
轮心纵向位移	wheel_travel_base	$W_x$
轮心侧向位移	wheel_travel_track	$W_y$
主销后倾角	caster_angle	$\tau$
主销内倾角	kingpin_incl_angle	$\sigma$
主销偏移距	scrub_radius	$r_\sigma$
主销后倾距	caster_moment_arm	$r_\tau$
轮心主销侧向偏移距	steer_axis_offset. lat	$r_a$
轮心主销纵向偏移距	steer_axis_offset. lon	$n_\tau$

$$A = [f \quad g \quad h] =$$

$$2 \begin{bmatrix} e_0^2 + e_1^2 - \frac{1}{2} & e_1 e_2 - e_0 e_3 & e_1 e_3 + e_0 e_2 \\ e_1 e_2 + e_0 e_3 & e_0^2 + e_2^2 - \frac{1}{2} & e_2 e_3 - e_0 e_1 \\ e_1 e_3 - e_0 e_2 & e_2 e_3 + e_0 e_1 & e_0^2 + e_3^2 - \frac{1}{2} \end{bmatrix}$$

其中

$$\mathbf{e} = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \end{bmatrix} = \frac{\sin \frac{\theta}{2}}{\sqrt{1 + \tan^2 \tau + \tan^2 \sigma}} \begin{bmatrix} -\tan \tau \\ \tan \sigma \\ 1 \end{bmatrix} \quad e_0 = \cos \frac{\theta}{2}$$

使车轮绕主销分别左转和右转  $\theta$ , 根据车轮外倾角的变化, 解算主销后倾角。

车轮旋转轴  $HW$  的方向矢量  $\mathbf{m}$  初始值为  $[0, \cos \gamma_0, -\sin \gamma_0]^T$ , 那么车轮旋转轴  $HW$  绕主销转动后, 方向矢量  $\mathbf{m}$  变为

$$\begin{aligned} \mathbf{m} &= A [0 \quad \cos \gamma_0 \quad -\sin \gamma_0]^T = \\ &\cos \gamma_0 \mathbf{g} - \sin \gamma_0 \mathbf{h} \approx \mathbf{g} \\ \mathbf{m} &= [\mathbf{m}_1, \mathbf{m}_2, \mathbf{m}_3] \end{aligned}$$

车轮绕主销转角  $\theta$  与车轮转向角  $\delta$  的关系为

$$\sin \delta = -\mathbf{m}_1 = -2(e_1 e_2 - e_0 e_3)$$

简化得

$$\sin \delta \approx \sin \theta / \sqrt{1 + \tan^2 \tau + \tan^2 \sigma} \quad (7)$$

根据外倾角的定义

$$\sin \gamma = -\mathbf{m}_3 = -2(e_2 e_3 + e_0 e_1)$$

消除式中关于  $\theta$  的偶数项得

$$\sin \gamma \approx \frac{\tan \tau \sin \theta}{\sqrt{1 + \tan^2 \tau + \tan^2 \sigma}} \quad (8)$$

根据式(8)得到车轮左转或右转后车轮外倾角与主销后倾角之间的关系

$$\begin{cases} \sin \gamma_l = \frac{\tan \tau \sin \theta_l}{\sqrt{1 + \tan^2 \tau + \tan^2 \sigma}} \\ \sin \gamma_r = \frac{\tan \tau \sin \theta_r}{\sqrt{1 + \tan^2 \tau + \tan^2 \sigma}} \end{cases} \quad (9)$$

令  $-\theta_r = \theta_l = \theta$ , 即车轮左转和右转角度大小相等, 符号相反, 将式(9)相减, 并考虑式(7), 得到

$$\sin \gamma_l - \sin \gamma_r = \frac{\tan \tau (\sin \theta_l - \sin \theta_r)}{\sqrt{1 + \tan^2 \tau + \tan^2 \sigma}} = \tan \tau (\sin \delta_l - \sin \delta_r)$$

最终得到主销后倾角计算公式

$$\tau = \arctan \left( \frac{\sin \gamma_l - \sin \gamma_r}{2 \sin \delta} \right)$$

### 2.3 主销内倾角解算

以  $H$  点为原点, 线段  $WF$  的方向矢量  $\mathbf{n}$  初始值为  $[1, 0, 0]^T$ , 车轮绕主销分别左转、右转  $\theta$ , 记录车轮转动角  $\theta_c$  的变化, 解算主销内倾角。

方向矢量  $\mathbf{n}$  绕主销转动  $\theta$  后变为

$$\begin{aligned} \mathbf{n} &= A [1 \quad 0 \quad 0]^T = \mathbf{f} \\ \mathbf{n} &= [\mathbf{n}_1, \mathbf{n}_2, \mathbf{n}_3] \end{aligned}$$

根据车轮转动角  $\theta_c$  的定义, 有

$$\begin{aligned} \sin \theta_c = \mathbf{n}_3 &= 2(e_1 e_3 - e_0 e_2) = \\ &= \frac{-2 \tan \tau \sin^2 \frac{\theta}{2}}{1 + \tan^2 \tau + \tan^2 \sigma} - \frac{\sin \theta \tan \sigma}{\sqrt{1 + \tan^2 \tau + \tan^2 \sigma}} \quad (10) \end{aligned}$$

消除式(10)中关于  $\theta$  的偶数项, 并考虑式(7), 应用 2.2 节的方法得到车轮转动角与主销内倾角之间的关系

$$\begin{aligned} \sin \theta_{cl} - \sin \theta_{cr} &= \frac{-\tan \sigma (\sin \theta_l - \sin \theta_r)}{\sqrt{1 + \tan^2 \tau + \tan^2 \sigma}} = \\ &= -\tan \sigma (\sin \delta_l - \sin \delta_r) \end{aligned}$$

最终得到主销内倾角计算公式

$$\sigma = -\arctan \left( \frac{\sin \theta_{cl} - \sin \theta_{cr}}{2 \sin \delta} \right)$$

### 3 主销位置参数解算方法

根据名义印迹中心位移计算主销接地点位置; 根据轮心位移计算轮心处主销位置。

#### 3.1 主销偏移距与主销后倾距

为了方便计算, 将  $E$  设为原点, 记录车轮绕主销接地点  $E$  转动后  $K$  点(初始位置与  $C$  点重合)的位移变化, 解算主销偏移距, 方法如下:

车轮转向过程中, 轮心垂直位移在 2 mm 左右, 主销位置变化很小, 因此假设  $E$  点位置不变。以  $E$

点为原点, 线段  $EK$  的位置矢量  $\mathbf{K}$  初始值为  $[-r_\tau, r_\sigma, 0]^T$ , 车轮绕主销转动  $\theta$  后线段  $EK$  位置为

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_z \end{bmatrix} = \mathbf{A} \begin{bmatrix} -r_\tau \\ r_\sigma \\ 0 \end{bmatrix} = -r_\tau \mathbf{f} + r_\sigma \mathbf{g}$$

其中

$$\begin{cases} K_x = -2r_\tau \left( e_0^2 + e_1^2 - \frac{1}{2} \right) + 2r_\sigma (e_1 e_2 - e_0 e_3) \\ K_y = -2r_\tau (e_1 e_2 + e_0 e_3) + 2r_\sigma \left( e_0^2 + e_2^2 - \frac{1}{2} \right) \end{cases} \quad (11)$$

主销偏移距  $r_\sigma$  与名义印迹中心纵向位移有关, 主销后倾距  $r_\tau$  与名义印迹中心侧向位移有关。去掉式(11)中关于转角  $\theta$  的偶数项得

$$\begin{cases} K_x = -r_\sigma \frac{\sin\theta}{\sqrt{1 + \tan^2\tau + \tan^2\sigma}} \\ K_y = -r_\tau \frac{\sin\theta}{\sqrt{1 + \tan^2\tau + \tan^2\sigma}} \end{cases} \quad (12)$$

根据 Adams 仿真结果或悬架 KnC 试验数据中印迹中心位移、车轮负载半径  $R$ 、车轮转动角  $\theta_c$  及车轮转向角  $\delta$  计算名义印迹中心位移, 公式为

$$\begin{cases} K_x = C_x - R \sin\theta_c \cos\delta \\ K_y = C_y - R \sin\theta_c \sin\delta \end{cases}$$

应用 2.2 节的方法, 比较车轮左转与右转时名义印迹中心位移变化, 计算主销偏移距及主销后倾距, 公式为

$$K_{x_l} - K_{x_r} = -\frac{r_\sigma (\sin\theta_l - \sin\theta_r)}{\sqrt{1 + \tan^2\tau + \tan^2\sigma}} = -r_\sigma (\sin\delta_l - \sin\delta_r)$$

$$K_{y_l} - K_{y_r} = -\frac{r_\tau (\sin\theta_l - \sin\theta_r)}{\sqrt{1 + \tan^2\tau + \tan^2\sigma}} = -r_\tau (\sin\delta_l - \sin\delta_r)$$

最终得到主销偏移距与主销后倾距

$$r_\sigma = -\frac{K_{x_l} - K_{x_r}}{2\sin\delta} \quad r_\tau = -\frac{K_{y_l} - K_{y_r}}{2\sin\delta}$$

### 3.2 轮心主销纵向与侧向偏移距

为了方便计算, 将  $H$  设为原点, 记录车轮绕主销转动后轮心  $W$  点的位移变化, 解算轮心处主销纵向及侧向偏移距, 方法如下:

轮心  $W$  坐标初始值为  $[n_\tau, r_a/\cos\sigma, 0]^T$ , 车轮绕主销转动  $\theta$  后得到轮心坐标

$$\begin{cases} W_x = 2n_\tau \left( e_0^2 + e_1^2 - \frac{1}{2} \right) + 2r_a (e_1 e_2 - e_0 e_3) / \cos\sigma \\ W_y = 2n_\tau (e_1 e_2 + e_0 e_3) + 2r_a \left( e_0^2 + e_2^2 - \frac{1}{2} \right) / \cos\sigma \end{cases}$$

消除式中偶数项, 应用 2.2 节的方法, 比较车轮左转与右转时轮心的位移变化, 计算轮心主销纵向与侧向偏移距。计算公式为

$$n_\tau = \frac{W_{y_l} - W_{y_r}}{2\sin\delta} \quad r_a = -\frac{W_{x_l} - W_{x_r}}{2\sin\delta} \cos\sigma$$

## 4 仿真及试验验证

将前悬架 Adams 模型的车轮位移及角度仿真结果作为已知输入, 利用上文推导的公式计算主销位置参数, 并与 Adams 模型结构参数比较, 证明解算方法的正确性。

图 4 与图 5 是 Adams 模型转向试验工况下左前轮位置及角度仿真数据。当主销角度或偏移距较小时, 数据曲线呈现抛物线形状, 说明仿真数据中偶函数影响较大, 对称选取曲线坐标点作差能够消除偶函数的影响。

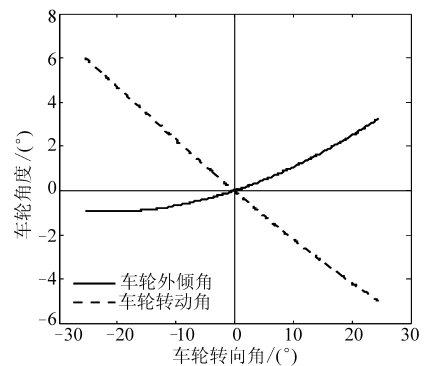


图 4 车轮角度变化特性仿真结果

Fig. 4 Simulation results of wheel angles change

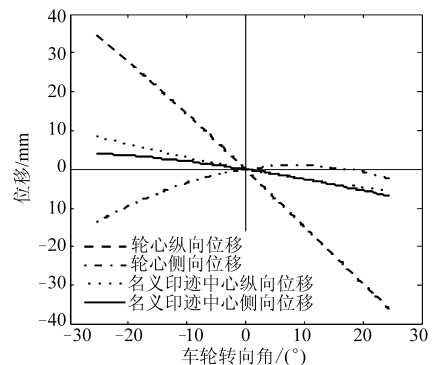


图 5 车轮位移变化特性仿真结果

Fig. 5 Simulation results of wheel displacement change

表 2 为利用车轮数据得到的计算结果与 Adams 悬架模型中的主销定位参数的对比情况: “设计值”为 Adams 悬架模型的结构参数数据; “解算值”为应用本文解算公式得到的主销定位参数数据, 角度最大误差为  $0.05^\circ$ , 偏移距最大误差为  $0.5 \text{ mm}$ 。表 2 对比结果说明, 本文计算方法可行。

采用英国 ABD 公司 SPMM 4000 型号悬架 KnC 特性试验台转向试验得到左前轮位移及角度测试数据, 如图 6、7 所示。虽然主销定位参数不同, 但是曲线形状分别与图 4、5 一致。由表 3 可见, 角度最大误差为  $0.01^\circ$ , 偏移距最大误差为  $0.5 \text{ mm}$ , 本文解算

方法与此试验台解算方法接近。该试验台报告未给出轮心处主销位置参数。

表 2 仿真数据解算结果

Tab.2 Calculation results of simulation data

主销位置参数	设计值	解算值
主销后倾角/(°)	5.06	5.01
主销内倾角/(°)	12.68	12.71
轮心主销侧向偏移距/mm	81.46	81.71
轮心主销纵向偏移距/mm	13.22	12.96
主销偏移距/mm	16.30	16.17
主销后倾距/mm	13.26	13.12

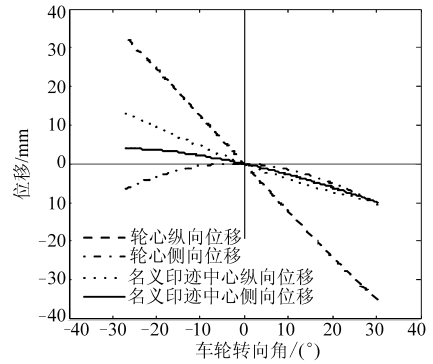


图 7 车轮位移变化特性测试结果

Fig.7 Test data of wheel displacement change

表 3 解算参数对比结果

Tab.3 Comparison of calculation results

主销位置参数	试验台报告值	本文方法结果
主销后倾角/(°)	2.40	2.40
主销内倾角/(°)	8.65	8.66
轮心主销侧向偏移距/mm		70.32
轮心主销纵向偏移距/mm		-2.35
主销偏移距/mm	24.44	24.66
主销后倾距/mm	13.73	14.14

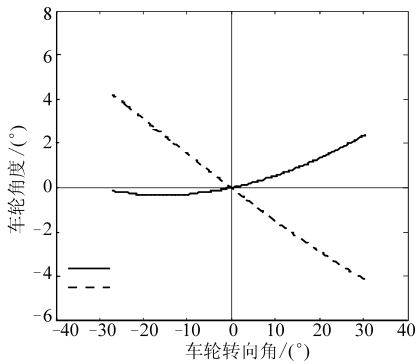


图 6 车轮角度变化特性测试结果

Fig.6 Test data of wheel angles change

### 5 结束语

应用多体动力学理论对车轮绕主销转动进行了研究,得到了车轮角度变化特性与主销定位角度的

内在关系,同时得到了车轮位移与主销偏移距的内在关系,推导出主销定位参数解算公式。

应用 Adams 仿真结果及 KnC 试验台测试结果对解算方法进行对比验证,结果表明解算方法误差在允许范围内。应用提出的解算方法在悬架结构未知的情况下根据车轮的运动数据解算主销定位参数,能够为汽车悬架设计提供帮助。

### 参 考 文 献

- 1 管欣,逢淑一,詹军,等. 基于转向几何试验的主销轴线角度和位置的解算[J]. 科学技术与工程,2009, 9(21):6 693 ~ 6 695.  
Guan Xin, Pang Shuyi, Zhan Jun, et al. The calculation of angle and position of the kingpin axis based on steering geometric test[J]. Science Technology and Engineering, 2009, 9(21):6 693 ~ 6 695. (in Chinese)
- 2 Tony Best, Steve J Needs. Design and operation of a new vehicle suspension kinematics and compliance facility[C]. SAE Paper 970096, 1997.
- 3 Peter Holdmann, Philip Köhn, Bertram Möller. Suspension kinematics and compliance measuring and simulation[C]. SAE Paper 980897, 1998.
- 4 Giancarlo Genta, Lorenzo Morello. The automotive chassis; volume 1: components design[M]. Berlin: Springer, 2009; 231 ~ 234.
- 5 Raymond L Hill. Suspension testing apparatus and method; US, 5569836[P]. 1996 - 10 - 26.
- 6 豪格 E J. 机械系统的计算机辅助运动学和动力学:第 1 卷 基本方法[M]. 刘兴祥,译. 北京:高等教育出版社,1996; 237 ~ 239.