

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.10.002

## 转向杆系空间结构非线性建模与分析\*

古玉锋<sup>1</sup> 吕彭民<sup>1</sup> 单增海<sup>2</sup> 曹蕾蕾<sup>1</sup>

(1. 长安大学道路施工技术装备教育部重点实验室, 西安 710064; 2. 徐工集团徐州重型机械有限公司, 徐州 221004)

**摘要:** 运用空间 RSSR 四杆机构的旋转矢量法, 建立了某 8×4 型重卡双前轴转向杆系的空间结构非线性模型。以方向盘转角为输入, 各转向轮转角为输出, 依据角位移传递的过程将转向杆系分解为 6 个空间 RSSR 四杆机构, 分别建立每个 RSSR 四杆机构的运动模型, 再进行综合得到各转向轮的转角关系。仿真与试验结果表明: 空间模型相对于平面投影模型一、二轴右轮 Ackerman 转角误差分别降低 50% 和 28.6%; 与试验值相比, 各转向轮转角误差中, 空间模型最大转角误差为 1.8°, 平面投影模型最大转角误差为 3.9°, 在方向盘的整个转角范围内, 空间模型具有更高的分析精度, 该空间模型清晰地表示了各构件运动的数学关系, 可以为悬架与转向杆系的运动干涉分析以及转向杆系的优化设计提供理论依据。

**关键词:** 转向杆系 空间 RSSR 四杆机构 旋转矢量法 空间模型

**中图分类号:** U463 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)10-0007-08

## 引言

转向杆系的建模精度直接影响各转向轮的转角误差、左右转向力的均匀性、悬架与转向杆系的运动干涉<sup>[1-2]</sup>, 这些因素都对轮胎磨损、转向轻便性乃至操纵稳定性有重要影响。已有文献中转向杆系的模型可分为<sup>[3]</sup>平面投影模型和多体动力学模型。平面投影模型<sup>[4-5]</sup>一般采用数学解析的方法建立, 建模过程复杂, 但模型揭示了转向杆系内部各构件之间的连接及运动关系, 各参数之间的数学关系明晰; 多体动力学模型<sup>[6-8]</sup>一般采用 ADAMS 软件建立, 建模过程简单, 但模型各构件参数之间的关系隐含于模型之中。在优化设计方面, 由于转向杆系几何参数较多, 经常出现不收敛的问题, 采用数学解析的方法更有利于复杂优化算法的使用<sup>[9-10]</sup>, 但平面投影模型本身不够精确; ADAMS 模型由于本身优化算法的局限性<sup>[11-13]</sup>, 复杂的多目标优化算法则需借助外部程序<sup>[14-15]</sup>, 但 ADAMS 模型本身具有一定的精度。

综合已有文献可知, 目前对转向杆系的优化研究较多, 而对于转向杆系本身数学建模方面的理论研究相对较少。实际中转向杆系可分解为若干空间 RSSR 机构<sup>[16]</sup>, 而空间 RSSR 机构是最基本的空间铰链四连杆机构之一<sup>[17]</sup>, 为此本文将根据实车情况, 以某 8×4 型重卡双前轴转向杆系为例, 利用空

间 RSSR 机构分析与综合的理论对转向杆系进行建模, 为工程实际提供设计参考。

## 1 转向杆系结构分析

图 1 为 8×4 型重卡双前轴转向杆系的典型结

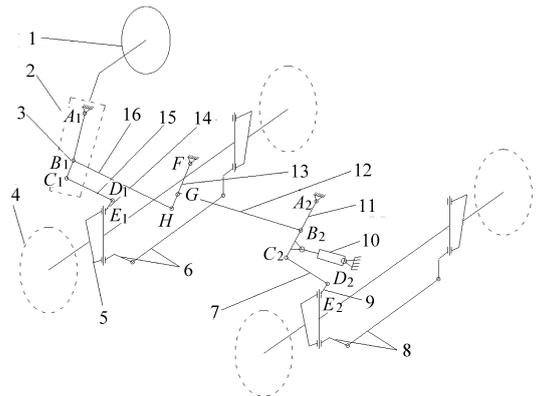


图 1 某 8×4 重卡双前轴转向杆系

Fig. 1 Double front axle steering linkage of an 8×4 type heavy duty truck

1. 方向盘 2. 转向机 3. 一轴摇臂 4. 车轮 5. 转向节 6. 一轴转向梯形 7. 二轴直拉杆 8. 二轴转向梯形 9. 二轴转向节臂 10. 二轴转向助力缸 11. 二轴摇臂 12、16. 中间连杆 13. 中间摇臂 14. 一轴转向节臂 15. 一轴直拉杆

构, 由整体式转向梯形机构和摇臂机构组成。图 2 为转向机的安装角度, 转向机由于整车布置要求而与车架侧翼面垂直方向夹角为  $\varepsilon$ 。图 3 为实车摇臂

收稿日期: 2013-11-02 修回日期: 2014-01-21

\* 国家自然科学基金资助项目(1120203)和中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(CHD2011TC134)

作者简介: 古玉锋, 讲师, 博士后, 主要从事汽车底盘系统动力学研究, E-mail: guyufeng@chd.edu.cn

通讯作者: 吕彭民, 教授, 博士生导师, 主要从事车辆-道路耦合动力学研究, E-mail: lpmin@chd.edu.cn

机构,图4为转向杆系 Pro/E 模型。由图3和图4可知:一轴摇臂通过转动副与转向机(车架)相连,中间摇臂和二轴摇臂通过转动副与车架相连;中间连杆1布置要绕开板簧前支架,中间连杆2布置要绕开阻尼器,同时中间连杆又要避免在转向过程中与转向轮发生干涉,因此实际的中间连杆并非一直杆,而在中间进行了折弯,连杆两端不在同一纵向平面内,分别与摇臂用球副连接。由图2和图4可知:一轴纵拉杆和二轴纵拉杆两端也不在同一纵向平面内,其分别与一、二轴转向节臂通过球副连接。一、二轴左右梯形臂分别绕各自的主销转动,由于左右主销倾角不同,梯形机构的运动也为空间四杆机构运动,梯形臂与横拉杆之间也采用球副连接。

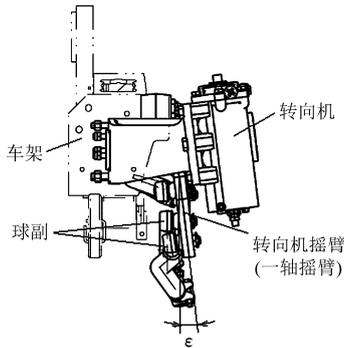


图2 转向机的安装角度

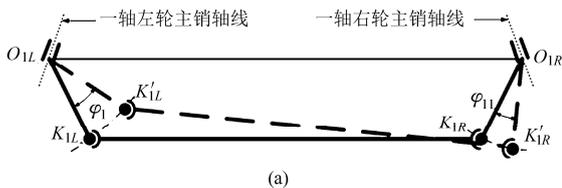
Fig. 2 Steering gear installation angle



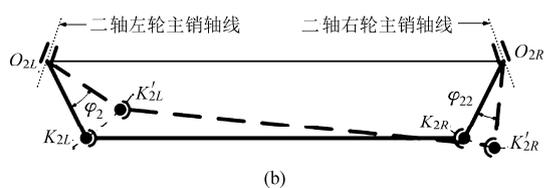
图3 摇臂机构

Fig. 3 Vehicle swing arm mechanism

根据以上分析,8×4型重卡双前轴转向杆系可分解为6个空间RSSR四连杆机构(图1)。一、二轴梯形机构为2个空间RSSR四连杆机构,如图5所示,原动件和从动件为左、右梯形臂,机架为各转



(a)



(b)

图5 梯形机构模型

Fig. 5 Trapezoidal mechanism model

(a) 一轴梯形机构模型 (b) 二轴梯形机构模型

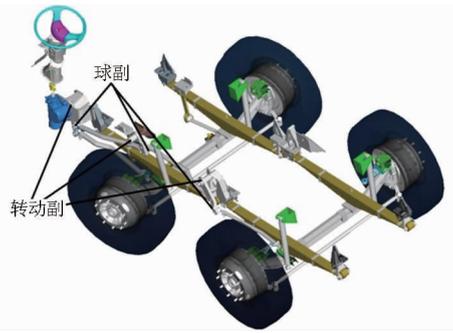


图4 双前轴转向杆系 Pro/E 模型

Fig. 4 Double front axle steering linkage Pro/E model

向轴。摇臂机构为4个空间RSSR四连杆机构,如图6所示。一轴摇臂至一轴转向节臂的四连杆机构,原动件和从动件为一轴摇臂和一轴转向节臂,机架为车架和转向轴(图6a);一轴摇臂至中间摇臂的四连杆机构,原动件和从动件为一轴摇臂和中间摇臂,机架为车架(图6b);中间摇臂至二轴摇臂的四连杆机构,原动件和从动件为中间摇臂和二轴摇臂,机架车架(图6c);二轴摇臂至二轴转向节臂的四连杆机构,原动件和从动件为二轴摇臂和二轴转向节臂,机架为车架和转向轴(图6d)。

图中  $\varphi_1$ 、 $\varphi_2$  ——一、二轴左转向节转过的角度

$\varphi_{11}$ 、 $\varphi_{22}$  ——一、二轴右转向节转过的角度

$\varphi_{10}$ 、 $\varphi_{20}$  —— $E_1D_1$ 、 $E_2D_2$  的初始角度

$\theta_{10}$  —— $A_1C_1$  的初始角度

$\theta_1$  —— $A_1C_1$  转过的角度

$\theta_{20}$  —— $A_1B_1$  的初始角度

$\theta_2$  —— $A_1B_1$  转过的角度

$\theta_{30}$  —— $FH/FG$  的初始角度

$\theta_3$  —— $FH/FG$  转过的角度

$\theta_{40}$  —— $A_2B_2/A_2C_2$  的初始角度

$\theta_4$  —— $A_2B_2/A_2C_2$  转过的角度

$\varepsilon$  —— $A_1C_1/A_1B_1$  与车架垂直面的夹角

## 2 转向杆系数学建模

转向杆系数学模型的建立采用图7所示的转角位移传递过程:方向盘的运动通过转向机传递至一轴摇臂,由此分为两路,一路通过一轴纵拉杆传至一轴转向机构,另一路通过摇臂机构传至二轴转向机

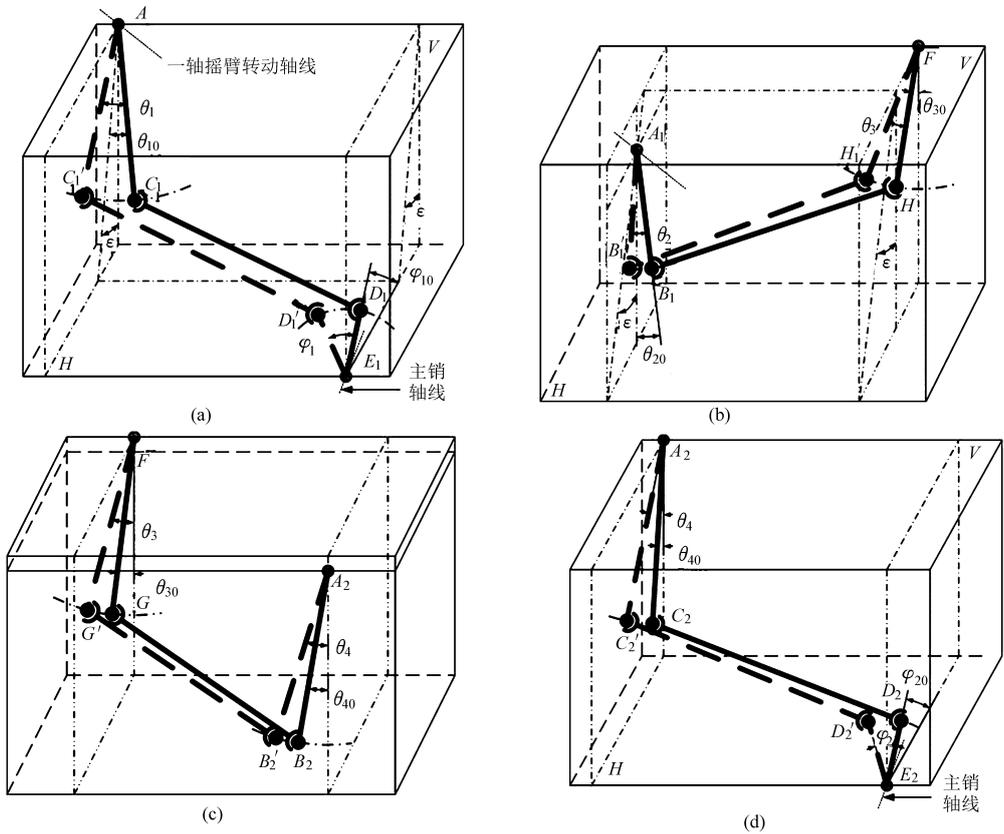


图 6 摇臂机构模型

Fig. 6 Swing arm mechanism model

(a) 一轴摇臂机构模型 (b) 中间摇臂机构模型 1 (c) 中间摇臂机构模型 2 (d) 二轴摇臂机构模型

构。建模时首先应用球面坐标法计算车轮转角与转向节臂转角的关系;其次建立梯形机构模型,计算左右车轮的转角关系;再次建立摇臂机构模型,计算前后车轮的转角关系,最后将三者联合起来可计算得各车轮的转角关系。

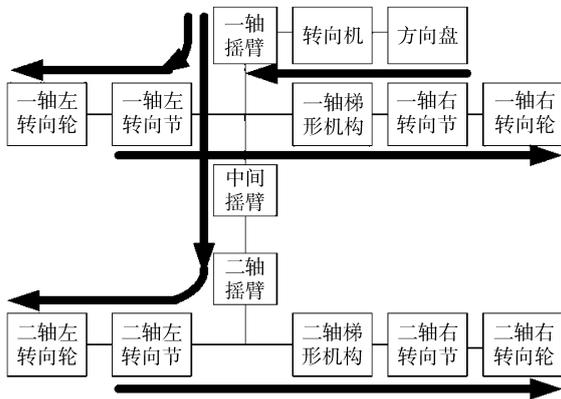


图 7 各转向轮转角位移传递过程

Fig. 7 Angular displacement transfer path

2.1 坐标系的规定

坐标系的规定需考虑 Pro/E、Matlab 软件获取同一模型参数的方便,规定如下:

$x$  轴正方向为汽车前进的相反方向, $y$  轴正方向指向汽车右侧, $z$  轴正方向垂直向上,坐标原点  $o$  取在一轴中心线所在垂直平面、汽车中心线所在的垂

直平面及车架下翼面的交点。各构件旋转角位移的正负号依据坐标系确定,逆时针旋转为正,顺时针旋转为负。

2.2 关于梯形底角的定义

图 8 所示为车轮未转向时一轴转向梯形机构,  $O_{1L}$  和  $O_{1R}$  分别为左右转向梯形臂的旋转中心,假设梯形臂  $O_{1L}K_{1L}$  及  $O_{1R}K_{1R}$  分别与左右主销轴线垂直,设  $K_{1L0}$  点为  $O_{1L}K_{1L}$  转至  $yoz$  平面内时的梯形臂球销中心,设  $O_{1L}K_{1L0}$  与  $oy$  轴的夹角为  $\gamma_{10}$ ,定义  $O_{1L}K_{1L}$  与  $O_{1L}K_{1L0}$  的夹角  $\gamma_1$  为一轴梯形底角。

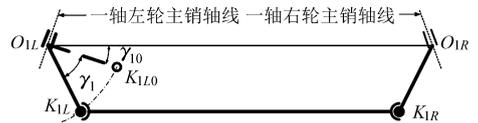


图 8 一轴转向梯形机构

Fig. 8 First axle trapezoidal mechanism

2.3 模型推导

忽略各运动副的间隙,假设各杆件均为刚性,各摇臂旋转中心  $A_1$ 、 $F$ 、 $A_2$  点坐标已知,并假设车轮轴线与主销轴线的交点坐标已知,该交点将主销分为上下两段,分别称为上半主销及下半主销,且上半主销及下半主销长度均已知。

图 9a 为一轴左轮、转向节臂、梯形臂、主销的定位关系,  $W_{1L}$  点为车轮轴线与主销轴线的交点,设

$W_{1L}$ 点的坐标为  $(x_{W1L}, y_{W1L}, z_{W1L})$ , 设  $W_{1L}E_1 = L_{1U}$ 、 $W_{1L}E_{1L} = L_{1D}$ ; 图 9b 为一轴左轮主销空间矢量图, 以一轴左轮主销中心为原点建立坐标系  $O_L X_L Y_L Z_L$ , 先将坐标系  $O_L X_L Y_L Z_L$  绕  $O_L Y_L$  轴逆时针旋转  $\gamma$  角得到坐标系  $O_L X'_L Y_L Z'_L$ , 而后再将坐标系  $O_L X'_L Y_L Z'_L$  绕  $O_L X'_L$  轴顺时针旋转  $\delta$  角得坐标系  $O_L X'_L Y'_L Z'_L$ , 其中  $O_L Z'_L$  即为一轴左轮主销轴线方向; 图 9c 为一轴左主销轴线与车轮轴线关系的球面坐标系,  $OB$  为主销轴线,  $O$  为主销旋转中心,  $\varphi_1$  为转向节臂转角,  $\alpha_1$  为一轴左轮转角,  $A \sim E$  各点在半径为 1 的球面上,  $\alpha$  为车轮外倾角,  $\beta$  为主销内倾角,  $\gamma$  为主销后倾角。

由图 9b 可得

$$\delta = \arctan(\tan\beta\cos\gamma) \quad (1)$$

设一轴左转向轮主销轴线的单位矢量为  $(u_{1Lx}, u_{1Ly}, u_{1Lz})$ , 沿  $O_L Z'_L$  方向取单位长度, 则

$$\begin{cases} u_{1Lx} = \cos(\arctan(\tan\beta\cos\gamma))\sin\gamma \\ u_{1Lz} = \cos(\arctan(\tan\beta\cos\gamma))\cos\gamma \end{cases} \quad (2)$$

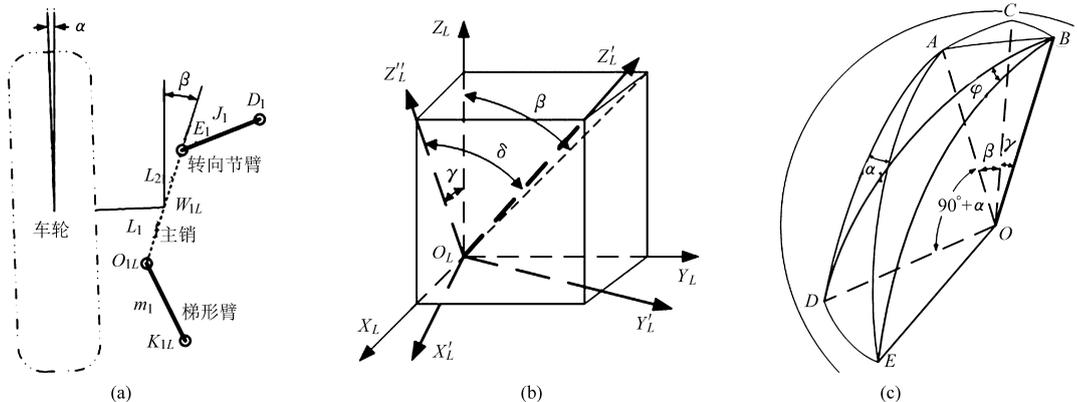


图 9 一轴左轮、转向节臂、梯形臂、主销的定位关系及其球面坐标系

Fig. 9 Spherical coordinate system and location relationship between the first axle left wheel, steering knuckle arm, trapezoidal arm and king pin

同理利用式(6)的方法可得其他各转向轮转角与转向节(转向节臂)转角的关系

$$\begin{cases} \beta_1 = g_2(\varphi_{11}, \alpha, \beta, \gamma) \\ \alpha_2 = g_3(\varphi_2, \alpha, \beta, \gamma) \\ \beta_2 = g_4(\varphi_{22}, \alpha, \beta, \gamma) \end{cases} \quad (7)$$

式中  $\beta_1$  —— 一轴右轮转角

$\alpha_2, \beta_2$  —— 二轴左、右轮转角

现以一轴梯形机构为例, 根据空间 RSSR 四杆机构的旋转矢量法<sup>[19-20]</sup> 计算一轴左右梯形臂的转角关系。首先依据梯形机构参数计算梯形臂的位置, 设  $m_1$  为梯形臂长, 由图 8 得

$$\begin{bmatrix} u_{1Lx} & u_{1Ly} & u_{1Lz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \cos\gamma_{10} \\ -\sin\gamma_{10} \end{bmatrix} = 0$$

$$u_{1Ly} = \sqrt{1 - u_{1Lx}^2 - u_{1Lz}^2} \quad (3)$$

同理可得一轴右主销轴线的单位矢量  $(u_{1Rx}, u_{1Ry}, u_{1Rz})$ , 设一、二轴主销定位参数相同, 则二轴左右轮主销单位矢量分别与一轴左右轮主销单位矢量相同。

根据式(2)和式(3)即可求得一轴转向节臂旋转中心  $E_1$  点、一轴左梯形臂旋转中心  $O_{1L}$  点的坐标

$$\begin{cases} x_{E1} = x_{W1L} + L_{1U}u_{1Lx} \\ y_{E1} = y_{W1L} + L_{1U}u_{1Ly} \\ z_{E1} = z_{W1L} + L_{1U}u_{1Lz} \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} x_{O1L} = x_{W1L} - L_{1D}u_{1Lx} \\ y_{O1L} = y_{W1L} - L_{1D}u_{1Ly} \\ z_{O1L} = z_{W1L} - L_{1D}u_{1Lz} \end{cases} \quad (5)$$

同理可求得一轴右梯形臂旋转中心坐标和二轴转向节臂及梯形臂旋转中心坐标。

由图 9c 运用球面三角形原理<sup>[18]</sup> 可得一轴转向节臂(转向节)转角输入下的左轮转角输出为

$$\alpha_1 = g_1(\varphi_1, \alpha, \beta, \gamma) \quad (6)$$

$$\gamma_{10} = \arctan \frac{u_{1Ly}}{u_{1Lz}} \quad (8)$$

$$\begin{cases} x_{K1L0} = x_{O1L} \\ y_{K1L0} = y_{O1L} + m_1 \cos\gamma_{10} \\ z_{K1L0} = z_{O1L} - m_1 \sin\gamma_{10} \end{cases} \quad (9)$$

令  $K_{1L0} = x_{K1L0}\mathbf{i} + y_{K1L0}\mathbf{j} + z_{K1L0}\mathbf{k}$ ,  $O_{1L} = x_{O1L}\mathbf{i} + y_{O1L}\mathbf{j} + z_{O1L}\mathbf{k}$  则

$$K_{1L} = R_{-\gamma_1, u_{O1L}}(K_{1L0} - O_{1L}) + O_{1L} \quad (10)$$

式中  $R_{-\gamma_1, u_{O1L}}$  —— 向量  $O_{1L}K_{1L0}$  绕矢量  $(u_{1Lx}, u_{1Ly}, u_{1Lz})$  转动  $-\gamma_1$  角的旋转变换矩阵

同理  $K_{1R} = R_{\gamma_1, u_{O1R}}(K_{1R0} - O_{1R}) + O_{1R} \quad (11)$

式中  $R_{\gamma_1, u_{O1R}}$  —— 向量  $O_{1R}K_{1R0}$  绕矢量  $(u_{1Rx}, u_{1Ry}, u_{1Rz})$  转动  $\gamma_1$  角的旋转变换矩阵

式(10)和式(11)的向量即表示了梯形臂的位置。其次依据图 5 计算左右梯形臂的转角关

系, 横拉杆  $K_{1L}K_{1R}$  为刚体, 可得位移约束条件矩阵方程

$$\begin{aligned} & (\mathbf{K}_{1L}\mathbf{P} - \mathbf{K}_{1R}\mathbf{P})^\top (\mathbf{K}_{1L}\mathbf{P} - \mathbf{K}_{1R}\mathbf{P}) = \\ & (\mathbf{K}_{1L} - \mathbf{K}_{1R})^\top (\mathbf{K}_{1L} - \mathbf{K}_{1R}) \end{aligned} \quad (12)$$

式中  $\mathbf{K}_{1L}\mathbf{P}$ ——点  $K'_{1L}$  处的位置矢量

$\mathbf{K}_{1R}\mathbf{P}$ ——点  $K'_{1R}$  处的位置矢量

且有

$$\begin{cases} \mathbf{K}_{1L}\mathbf{P} = \mathbf{R}_{\varphi_{1,uO1L}}(\mathbf{K}_{1L} - \mathbf{O}_{1L}) + \mathbf{O}_{1L} \\ \mathbf{K}_{1R}\mathbf{P} = \mathbf{R}_{\varphi_{11,uO1R}}(\mathbf{K}_{1R} - \mathbf{O}_{1R}) + \mathbf{O}_{1R} \end{cases} \quad (13)$$

式中  $\mathbf{R}_{\varphi_{1,uO1L}}$ ——向量  $\mathbf{O}_{1L}\mathbf{K}_{1L}$  绕矢量  $(u_{1Lx}, u_{1Ly}, u_{1Lz})$  转动  $\varphi_1$  角的旋转变换矩阵

$\mathbf{R}_{\varphi_{11,uO1R}}$ ——向量  $\mathbf{O}_{1R}\mathbf{K}_{1R}$  绕矢量  $(u_{1Rx}, u_{1Ry}, u_{1Rz})$  转动  $\varphi_{11}$  角的旋转变换矩阵

将式(13)代入式(12)化简可得

$$\mathbf{P}_{T1} \cos \varphi_{11} + \mathbf{Q}_{T1} \sin \varphi_{11} + \mathbf{R}_{T1} = 0 \quad (14)$$

其中

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_{T1} &= (\mathbf{K}_{1L}\mathbf{P} - \mathbf{O}_{1R})^\top (\mathbf{I} - \mathbf{Q}_{1uO1R})(\mathbf{K}_{1R} - \mathbf{O}_{1R}) \\ \mathbf{Q}_{T1} &= (\mathbf{K}_{1L}\mathbf{P} - \mathbf{O}_{1R})^\top \mathbf{P}_{1uO1R}(\mathbf{K}_{1R} - \mathbf{O}_{1R}) \\ \mathbf{R}_{T1} &= (\mathbf{K}_{1L}\mathbf{P} - \mathbf{O}_{1R})^\top \mathbf{Q}_{1uO1R}(\mathbf{K}_{1R} - \mathbf{O}_{1R}) + \\ & \frac{1}{2} \{ (\mathbf{K}_{1L} - \mathbf{K}_{1R})^\top (\mathbf{K}_{1L} - \mathbf{K}_{1R}) - \\ & (\mathbf{K}_{1L}\mathbf{P} - \mathbf{O}_{1R})^\top (\mathbf{K}_{1L}\mathbf{P} - \mathbf{O}_{1R}) - \\ & (\mathbf{K}_{1R} - \mathbf{O}_{1R})^\top (\mathbf{K}_{1R} - \mathbf{O}_{1R}) \} \\ \mathbf{P}_{1uO1R} &= \begin{bmatrix} 0 & -u_{1Rz} & u_{1Ry} \\ u_{1Rz} & 0 & -u_{1Rx} \\ -u_{1Ry} & u_{1Rx} & 0 \end{bmatrix} \\ \mathbf{Q}_{1uO1R} &= \begin{bmatrix} u_{1Rx}^2 & u_{1Rx}u_{1Ry} & u_{1Rx}u_{1Rz} \\ u_{1Rx}u_{1Ry} & u_{1Ry}^2 & u_{1Ry}u_{1Rz} \\ u_{1Rx}u_{1Rz} & u_{1Ry}u_{1Rz} & u_{1Rz}^2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (15)$$

通过求解矩阵方程(14)即可得

$$\varphi_{11} = 2 \arctan \frac{-\mathbf{Q}_{T1} - \sqrt{\mathbf{P}_{T1}^2 + \mathbf{Q}_{T1}^2 - \mathbf{R}_{T1}^2}}{\mathbf{R}_{T1} - \mathbf{P}_{T1}} \quad (16)$$

式(16)即为  $\varphi_{11}$  与  $\varphi_1$  的函数关系, 同理可得二轴左右梯形臂转角之间的关系

$$\varphi_{22} = g_5(\varphi_2, m_2, \gamma_2) \quad (17)$$

式中  $m_2$ ——二轴梯形臂长

$\gamma_2$ ——二轴梯形底角

一轴摇臂旋转中心单位矢量为

$$(u_{A1x}, u_{A1y}, u_{A1z}) = (0, \cos \varepsilon, -\sin \varepsilon) \quad (18)$$

中间摇臂及二轴摇臂旋转中心的单位矢量为

$$(u_{F_x}, u_{F_y}, u_{F_z}) = (u_{A2x}, u_{A2y}, u_{A2z}) = (0, 1, 0) \quad (19)$$

同理利用式(2)~(5)及式(12)~(16)的方法, 可得图 6 所示的摇臂机构各构件的转角关系

$$\begin{cases} \theta_1 = g_6(\varphi_1, \varphi_{10}, J_1, \theta_{10}, r_1) \\ \theta_3 = g_7(\theta_2, \theta_{20}, r_2, \theta_{30}, r_3) \\ \theta_4 = g_8(\theta_3, \theta_{30}, r_3, \theta_{40}, r_4) \\ \varphi_2 = g_9(\theta_4, \theta_{40}, r_4, \varphi_{20}, J_2) \end{cases} \quad (20)$$

式中  $J_1, J_2$ ——一、二轴转向节臂  $E_1D_1, E_2D_2$  长度

$r_1$ ——一轴摇臂  $A_1C_1$  长度

$r_2$ —— $A_1B_1$  长度

$r_3$ ——中间摇臂  $FH$  长度

$r_4$ —— $FG$  长度  $r_5$ —— $A_2B_2$  长度

$r_6$ ——二轴摇臂  $A_2C_2$  长度

式(20)与式(14)~(16)的表示方法类似, 且  $\theta_1 = \theta_2$ ,  $F$  点、 $G$  点、 $H$  点在同一中心线上,  $A_2$  点、 $B_2$  点、 $C_2$  点在同一中心线上。

依据式(6)、(7)、(16)、(17)、(20)即可得各转向轮的转角关系, 设转向机的传动比为  $i_w$ , 从而可以计算出方向盘转角与各转向轮转角的关系。

### 3 车轮转角分析

首先, 分别以一、二轴左转向轮为基准对右转向轮进行转角误差分析, 结果如图 10 和图 11 所示, 转

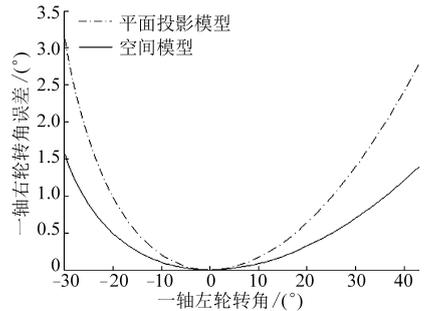


图 10 一轴右轮转角误差

Fig. 10 First axle right wheel deflection error

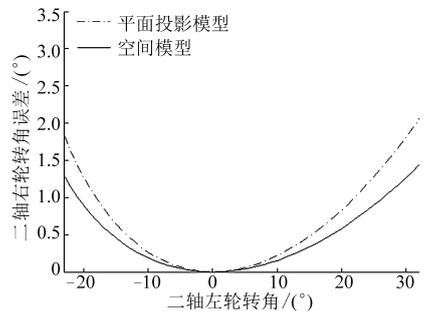


图 11 二轴右轮转角误差

Fig. 11 Second axle right wheel deflection error

向轮转角误差是指实际转角与 Ackerman 转角的差值, 这里的实际转角由方向盘输入并通过仿真得到, 模型参数如表 1 所示。由图 10 可知: 在一轴左转向轮转角  $-30^\circ \sim 42^\circ$  (整车指标) 范围内, 空间模型误差均小于平面投影模型误差, 在最大转角处, 空间模型误差仅为  $1.56^\circ$  和  $1.34^\circ$ ; 由图 11 可知: 在二轴左

转向轮转角  $-22.8^{\circ} \sim 32^{\circ}$  (按照整车指标依据空间模型仿真得到) 的整个范围内, 空间模型误差小于

平面投影模型误差, 在最大转角处, 空间模型误差仅为  $1.25^{\circ}$  和  $1.4^{\circ}$ 。

表 1 模型参数

Tab. 1 Model parameters

参数	$r_1/\text{mm}$	$\theta_{10}/(^{\circ})$	$r_2/\text{mm}$	$\theta_{20}/(^{\circ})$	$r_3/\text{mm}$	$r_4/\text{mm}$	$\theta_{30}/(^{\circ})$	$r_5/\text{mm}$	$r_6/\text{mm}$	$\alpha/(^{\circ})$	$\beta/(^{\circ})$
数值	279.5	-4.9	210	-10	210	135	0	190	315	1	5
参数	$\theta_{40}/(^{\circ})$	$J_1/\text{mm}$	$\varphi_{10}/(^{\circ})$	$J_2/\text{mm}$	$\varphi_{20}/(^{\circ})$	$m_1/\text{mm}$	$\gamma_1/(^{\circ})$	$m_2/\text{mm}$	$\gamma_2/(^{\circ})$	$\gamma/(^{\circ})$	$L_{1U}, L_{1D}/\text{mm}$
数值	0	260	0	260	0	230.7	74.2	225.8	69.9	1	93, 160

其次, 以方向盘转角为输入, 对各转向轮转角输出进行试验验证, 试验用转向轮定位测试仪及方向盘参数测试仪分别如图 12 和图 13 所示, 结果如图 14 ~ 17 所示。仿真及试验结果如表 2 所示。方向盘的极限转角范围为  $-870^{\circ} \sim 820^{\circ}$ , 由图 14 ~ 17 及表 2 可知: 在整个转角范围内, 空间模型与平面投影模型相比, 仿真结果与试验结果更加接近; 与试验值相比, 空间模型的最大转角(左右转)误差: 一轴左轮为  $1.8^{\circ}$  和  $0.89^{\circ}$ 、一轴右轮为  $0.77^{\circ}$  和  $0.65^{\circ}$ 、二轴左轮为  $0.98^{\circ}$  和  $0.92^{\circ}$ 、二轴右轮为  $0.97^{\circ}$  和  $1.1^{\circ}$ , 平面投影模型的最大转角(左右转)误差: 一轴左轮为  $3.9^{\circ}$  和  $3.04^{\circ}$ 、一轴右轮为  $3.5^{\circ}$  和  $1.58^{\circ}$ 、二轴左轮为  $1.87^{\circ}$  和  $3.38^{\circ}$ 、二轴右轮为  $3.57^{\circ}$  和  $2.77^{\circ}$ , 空间模型误差更小; 由图 10 和图 14 可知, 在方向盘转角极限位置时, 转向轮的实际转角输出略高于整车指标。



图 12 转向轮定位测试仪

Fig. 12 Steering wheel location tester



图 13 方向盘参数测试仪

Fig. 13 Steering-wheel parameters tester

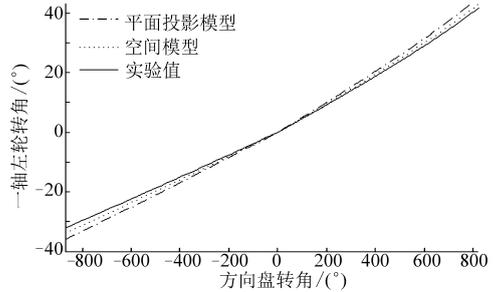


图 14 一轴左轮转角

Fig. 14 First axle left wheel deflection

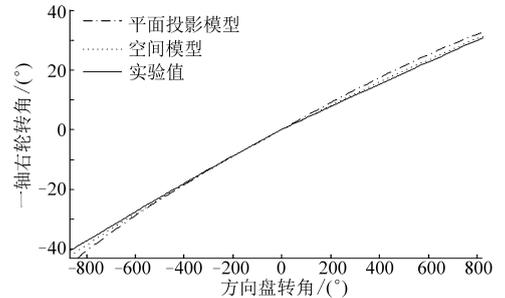


图 15 一轴右轮转角

Fig. 15 First axle right wheel deflection

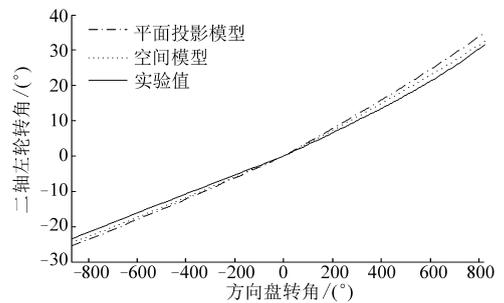


图 16 二轴左轮转角

Fig. 16 Second axle left wheel deflection

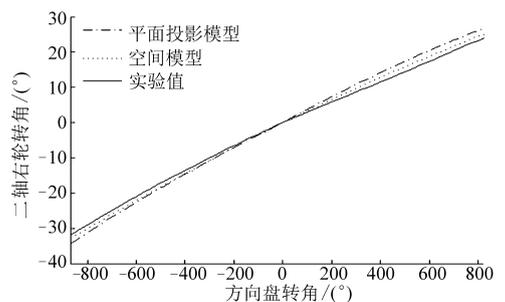


图 17 二轴右轮转角

Fig. 17 Second axle right wheel deflection

表 2 仿真及试验结果  
Tab. 2 Simulation and test results

项目	一轴左转向轮	一轴右转向轮	二轴左转向轮	二轴右转向轮
平面投影模型	-36 ~ 45.15	-45.35 ~ 32.17	-25.52 ~ 34.9	-35.51 ~ 26.67
空间模型	-33.9 ~ 43	-42.62 ~ 31.24	-24.63 ~ 32.44	-32.91 ~ 25
试验值	-32.1 ~ 42.11	-41.85 ~ 30.59	-23.65 ~ 31.52	-31.94 ~ 23.9

## 4 结论

(1) 对某 8×4 型重卡双前轴转向杆系进行了结构分析,根据实车结构将转向杆系分解为若干个空间 RSSR 四杆机构,并运用空间 RSSR 四杆机构的旋转矢量法,建立了该转向杆系的空间结构非线性模型。以方向盘转角为输入,对模型进行了仿真与试验验证,以 Ackerman 转角为参考,空间模型相对于平面投影模型一轴右轮转角误差降低 50%,二轴右轮转角误差降低 28.6%;以试验值为参考,各转向轮中,空间模型最大转角误差仅为 1.8°,而平面投影模型的最大转角误差为 3.9°,在整个转角范围内,空间模型误差均较小。

(2) 与 ADAMS 模型相比,本文所建转向杆系的空间模型既为理论模型,也具有一定的实际意义,模型清晰的表示了各构件运动的数学关系,有利于

采用复杂的优化算法进行多目标优化,将转向杆系进行分解,也有利于模块化设计;本文提供的方法也可以进行悬架与转向杆系的运动干涉分析,由于纵拉杆的两端连接球副不在同一纵向平面内,转向节臂与纵拉杆连接处随板簧跳动及绕纵拉杆另一端转动的两个弧线分别位于两个球面上,而摇臂、纵拉杆、转向节臂组成一空间 RSSR 四杆机构,再利用空间解析几何的方法即可精确分析这一干涉运动;本文方法由于能较精确地分析转角关系,因而也能精确计算转向传动比,实际中可以将转角误差、转向传动比及悬架运动与转向杆系的干涉作为多目标来对转向杆系进行优化,使得转向杆系的多目标优化更有意义。

(3) 文中为了简化模型,假设各构件为刚体,并忽略了运动副间隙,对于同时考虑这两方面影响的多轴转向杆系模型,将是下一步研究的目标。

## 参 考 文 献

- 1 Simionescu P A, Beale D, Talpasanu. Dynamic effect of the bump steer in a wheeled tractor[J]. Mechanism and Machine Theory, 2007,42(10):1352-1361.
- 2 Giancarlo Genta, Lorenzo Morello. The automotive chassis vol.2: system design[M]. German: Springer Netherlands, 2008.
- 3 古玉锋,方宗德,张国胜,等. 重型车辆多轴转向系统设计综述[J]. 汽车技术,2009(1):1-6.  
Gu Yufeng, Fang Zongde, Zhang Guosheng, et al. Design of heavy-duty truck multi-axle steering system [J]. Automobile Technology, 2009(1):1-6. (in Chinese)
- 4 Lin Jinggao, Yang Jue, Zhang Wenming. Comparative study on optimization design methods of steering mechanism[J]. Advanced Materials Research, 2012, 490-495; 2191-2195.
- 5 秦付军,张均富,龙进. 整体式转向机构的时变可靠性分析与综合[J]. 重庆大学学报,2013,36(7):32-39.  
Qin Fujun, Zhang Junfu, Long Jin. Analysis and synthesis of time-dependent reliability for integrated steering mechanisms[J]. Journal of Chongqing University, 2013,36(7):32-39. (in Chinese)
- 6 Catalin Alexandru. Dynamic analysis of the guiding mechanisms used for the rear axle of the commercial vehicles[J]. International Review of Mechanical Engineering, 2009,3(1):1-6.
- 7 Huang X Z, Zhang Y M. Reliability sensitivity analysis for rack-and-pinion steering linkages[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2010,132(7): 071012.
- 8 Zhao J S, Jin H Z, Zhao S, et al. Innovative concept design of an independent front suspension and steering system[J]. Proc. IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2010,224(12): 1487-1500.
- 9 Yao J, Angeles J. The kinematic synthesis of steering mechanisms[J]. Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering, 2000,24: 453-476.
- 10 韩军,陈高杰,李威,等. 复合转向机构优化设计与特性分析[J]. 农业机械学报,2012,43(2):16-25.  
Han Jun, Chen Gaojie, Li Wei, et al. Optimization design and characteristics analysis for combined steering mechanism[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(2):16-25. (in Chinese)
- 11 Daniel A. Mántarasa, Pablo Luquea. Virtual test rig to improve the design and optimisation process of the vehicle steering and suspension systems[J]. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 2012,50(10): 1563-1584.
- 12 Hanzaki A R, Rao P V M, Saha S K. Kinematic and sensitivity analysis and optimization of planar rack-and-pinion steering linkages[J]. Mechanism and Machine Theory, 2009,44(1): 42-56.

- 13 陈峰华. ADAMS 2012 虚拟样机技术从入门到精通[M]. 北京:清华大学出版社,2013:246-271.
- 14 汤修映,肖丹,刘岭,等. ADAMS、Pro/E 和 ANSYS 间数据的自动传输技术[J]. 农业机械学报,2011,42(6):193-197.  
Tang Xiuying, Xiao Dan, Liu Ling, et al. Data automatic transmission technology based on ADAMS, Pro/E and ANSYS[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(6):193-197. (in Chinese)
- 15 陈无畏,李欣冉,陈晓新,等. 车辆悬架中高频振动传递分析与橡胶衬套刚度优化[J]. 农业机械学报,2011,42(10):25-29.  
Chen Wuwei, Li Xinran, Chen Xiaoxin, et al. Middle-high frequency vibration transfer analysis of vehicle suspension and optimization of rubber bushings[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(10):25-29. (in Chinese)
- 16 何勇,顾玉莲,吴兴培. 空间 RSSR 机构向球面 4R 机构的转化[J]. 机械工程学报,2009,45(10):30-35.  
He Yong, Gu Yulian, Wu Xingpei. Transformation from spatial RSSR mechanism to spherical 4R mechanism[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009,45(10):30-35. (in Chinese)
- 17 Med Amine Laribi, Lotfi Romdhane, Said Zeghloul. Analysis and optimal synthesis of single loop spatial mechanisms[J]. Journal of Zhejiang University-Science A: Applied Physics & Engineering, 2011,12(9):665-679.
- 18 刘惟信. 机械最优化设计[M]. 北京:清华大学出版社,1993.
- 19 Chung W Y. Mobility analysis of RSSR mechanisms by working volume[J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2005, 127(1):156-159.
- 20 周勇,孙海刚. 某型空间 RSSR 机构的图解分析与设计[J]. 北京理工大学学报,2011,31(4):394-397.  
Zhou Yong, Sun Haigang. Analysis and design of spatial RSSR mechanism by graphic method[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2011,31(4):394-397. (in Chinese)

## Spatial Structural Nonlinear Modeling and Analysis of Steering Linkage

Gu Yufeng<sup>1</sup> Lü Pengmin<sup>1</sup> Shan Zenghai<sup>2</sup> Cao Leilei<sup>1</sup>

(1. Key Laboratory of Road Construction Technology and Equipment, Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, China

2. Xuzhou Heavy Machinery Co., Ltd., XCMG, Xuzhou 221004, China)

**Abstract:** Projection-to-plane model of the Steering linkage has low accuracy. Multi-body dynamics model is inconvenient to use complex optimization algorithm. To deal with these difficult problems, a spatial structural nonlinear modeling of the steering linkage in an  $8 \times 4$  type heavy duty truck was developed using the rotation vector method of the spatial RSSR four-rod mechanism. The steering-wheel angle was the model input, and the steering wheel deflection was the model output. The steering linkage was broken up into six spatial RSSR four-rod mechanisms according to the angular displacement transfer path. Through establishing each RSSR mechanism model and then integrating them, the angle relationship between the steering-wheel and steering wheels was acquired. The simulation and test results showed that the Ackerman deflection errors of the right steering wheels of the first and second steering axles reduced 50% and 28.6% respectively in the spatial model comparing with the projection-to-plane model. The results also showed that the maximal deflection error of the spatial model in all the steering wheels was  $1.8^\circ$  relative to the test results, while the error of the projection-to-plane model was  $3.9^\circ$ . In the whole steering-wheel angle, the spatial model had high accuracy. The spatial model described the mathematical relationship of each moving component in the steering linkage distinctly. The model may provide theoretical foundation for analyzing the moving interaction between the suspension and steering linkage and the optimal design of the steering linkage.

**Key words:** Steering linkage Spatial RSSR four-rod mechanism Rotation vector method Spatial model