doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.S2.051

大型轮式收获机械转向轮定位参数完整解算*

李 皓 谢 斌 吕黄珍 毛恩荣 朱忠祥 宋正河 (中国农业大学现代农业装备优化设计北京市重点实验室,北京100083)

摘要:基于多体动力学理论,研究建立了一套适应于大型轮式收获机械特点的转向轮定位参数完整解算模型。分别从转向梯形优化设计和整机稳态响应特性两个层面,对所建立的完整解算模型与传统的简化模型进行了对比分析。由分析结果可知,传统的转向梯形优化设计模型在车轮偏转角较小时与完整解算模型的分析结果相近,但在车轮偏转角较大时,2个模型的分析结果差距较大。另外,通过理论分析和实验验证表明,传统的简化单轨模型在描述大型轮式收获机械稳态响应特性时具有一定的局限性,所建立的转向轮定位参数完整解算模型可以更精确地描述其稳态响应特性。

关键词:大型轮式收获机械 转向轮定位参数 稳态响应特性 完整解算 中图分类号: S225.31 文献标识码: A 文章编号:1000-1298(2013)S2-0273-05

Calculation of Parameters of Steering Wheel Alignment for Large Wheeled Harvesters

Li Hao Xie Bin Lü Huangzhen Mao Enrong Zhu Zhongxiang Song Zhenghe (Beijing Key Laboratory of Optimized Design for Modern Agricultural Equipment, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: A specific mathematical model to obtain the parameters of steering wheel alignment for large wheeled harvesters was proposed in light of multi-body dynamics technique. A comparison between the proposed model and the traditional ones was made in terms of the optimization design of steering geometry and the performance of steady-state cornering response. Results showed that both models could reach a similar computing value in the small range of steering angles. However, for large steering angles, the proposed one was more appropriate to express the steering characteristics. Through theoretical analysis and experiment validation, it was limited to adapt traditional simplified bicycle model to depict handling stability of large wheeled harvesters. Therefore, the proposed model demonstrated its unique accuracy in the calculation of parameters of steering wheel alignment for large wheeled harvesters.

Key words: Large wheeled harvester Parameters of steering wheel alignment Steady-state cornering response Calculation

引言

大型轮式收获机械在田间作业过程中需要经常 改变行驶方向,由于大型轮式收获机械的工作部件 在底盘的前部,同时主要部件的质量也分布在底盘 的前部,所以大型轮式收获机械多采用前轮驱动、后 轮转向的布置方案^[1]。后轮转向的主要缺陷是,转 向时后轮的回正力矩为负,即转向完全没有回正作 用,转向角自行增大^[2]。在轮式收获机械中,受整 机结构功能的限制,只能采用后轮转向的形式,其转 向回正是通过大的转向轮立轴后倾角和大的车轮外 倾角来实现的。

收稿日期: 2013-07-02 修回日期: 2013-07-18

^{*&}quot;十二五"国家科技支撑计划资助项目(2011BAD20B01)和中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2013QJ018)

作者简介:李皓,博士生,主要从事车辆系统动力学及地面车辆力学研究,E-mail: dragonlihao@126.com

通讯作者:宋正河,教授,博士生导师,主要从事农业装备数字化设计技术研究, E-mail: songzhenghe@ cau. edu. cn

目前,在进行转向梯形优化设计、车辆操纵稳定 性分析时,多对转向轮定位参数的影响作二维简化 处理或忽略,以使用较少的参数对车辆的操纵稳定 性进行描述。当前此类研究主要集中在汽车工程领 域,文献[3]对汽车主销定位参数的解算做了详细 的推算,文献[4]提出了应用汽车悬架 K&C 特性试 验台转向试验数据解算主销定位参数的方法,并应 用 ADAMS 软件仿真及试验数据对提出的解算方法 进行了验证。针对大型轮式收获机械的转向定位参 数完整解算方法的研究比较欠缺。

本文基于多体动力学理论,对大型轮式收获机 械转向时转向立轴及车轮运动进行研究,推导出一 套用于后轮大转向轮立轴后倾角、外倾角转向系统 的参数解算公式,并与现有模型进行对比分析和验 证。

大型轮式收获机械转向轮定位参数完整 解算

大型轮式收获机械多采用静液压转向,由单杆转向液压缸驱动转向,造成左、右转向轮转向参数的 不对称^[5]。本文分析的大型轮式收获机械转向液 压缸布置靠近左侧转向轮。

转向轮定位参数包括转向节立轴内倾角 σ 、转向 节立轴后倾角 τ 、转向轮外倾角 γ 、转向轮前束 ΔW 、转 向节立轴偏置距 r_{σ} 、轮心立轴偏置距 q_{σ} 、转向节立轴后 倾拖矩 r_{τ} 以及轮心立轴后倾拖矩 q_{τ} 等^[6]。

1.1 左右转向轮转向运动分析

 $\delta_{\rm L} =$

图 1 所示为收获机械向右转向过程中左转向轮 定位参数示意图。图中, O_{L1} 为左立轴轴线与左转向 轮轴线的交点, O_{LP} 为左立轴轴线与左转向轮中分面 的交点, O_{LG} 为左转向轮中分面内以 O_{L} 为中心、与地 面相切的圆(近似取该圆的半径为转向轮滚动半径 r_e)的接地点, O_{LP} 为左转向节立轴轴线与地面的交 点。取 O_{L1-xyz} 坐标系(固连于车身上,右手坐标系), 原点位于点 O_{L1} , O_{L1-x} 轴垂直与地面且正向朝上, O_{L1-x} 轴平行于地面且正向指向车辆前进方向, O_{L1-y} 轴平行于地面且正向朝左。将 O_{L1-xyz} 坐标系(右手 坐标系)绕z轴逆时针旋转,得 O_{L1-xyz} 坐标系。经左 边变换,可得左转向轮转向过程中有

$$\begin{cases} \arctan \frac{k_{L2}\sin(\varphi_{L} - \delta_{0}') + k_{L1}k_{L3}\cos(\varphi_{L} - \delta_{0}') - k_{L1}k_{L4}\tan\lambda}{k_{L4}\cos(\varphi_{L} - \delta_{0}') + k_{L3}\tan\lambda} \\ \gamma_{L} = \arcsin((k_{L1}\sin(\varphi_{L} - \delta_{0}') - k_{L2}k_{L3}\cos(\varphi_{L} - \delta_{0}') + k_{L2}k_{L4}\tan\lambda)\cos\lambda) \end{cases}$$

同样,对右转向轮有

$$\begin{cases} \delta_{\mathrm{R}} = \\ \arctan \frac{k_{\mathrm{R2}} \sin(\varphi_{\mathrm{R}} + \delta_{0}') - k_{\mathrm{R1}} k_{\mathrm{R3}} \cos(\varphi_{\mathrm{R}} + \delta_{0}') + k_{\mathrm{R1}} k_{\mathrm{R4}} \tan \lambda}{k_{\mathrm{R4}} \cos(\varphi_{\mathrm{R}} + \delta_{0}') + k_{\mathrm{R3}} \tan \lambda} \\ \gamma_{\mathrm{R}} = \arcsin((k_{\mathrm{R2}} k_{\mathrm{R4}} \tan \lambda - k_{\mathrm{R1}} \sin(\varphi_{\mathrm{R}} + \delta_{0}') - k_{\mathrm{R2}} k_{\mathrm{R3}} \cos(\varphi_{\mathrm{R}} + \delta_{0}')) \cos \lambda) \end{cases}$$

其中

$$\begin{cases} k_{L1} = \sin\tau_L \quad k_{L2} = \cos\tau_L \\ k_{L3} = \frac{\tan\sigma_L}{\sqrt{1 + \tan^2\sigma_L + \tan^2\tau_L}} \\ k_{L4} = \frac{1}{\cos\tau_L \sqrt{1 + \tan^2\sigma_L + \tan^2\tau_L}} \\ k_{R1} = \sin\tau_R \quad k_{R2} = \cos\tau_R \\ k_{R3} = \frac{\tan\sigma_R}{\sqrt{1 + \tan^2\sigma_R + \tan^2\tau_R}} \\ k_{R4} = \frac{1}{\cos\tau_R \sqrt{1 + \tan^2\sigma_R + \tan^2\tau_R}} \\ k_{R4} = \frac{1}{\cos\tau_R \sqrt{1 + \tan^2\sigma_R + \tan^2\tau_R}} \\ \vec{x} \oplus \gamma_L \gamma_R - \vec{x} \cdot \vec{x} \cdot \vec{x} \in \vec{y} \in \vec{y} \cdot \vec{y} \in \vec{y} \cdot \vec{x}$$

$$\delta_{L}$$
、 δ_{R} ——左、右车轮前束角, rad

- λ ——转向轮轴线与转向轮中心 O_{L} 至立轴 垂线的夹角, rad
- δ₀[']— 收获机械直行时,与立轴轴线垂直的
 坐标系中立轴轴线与转向轮轴线的交点和立轴轴线与转向轮中分面的交点
 连线与 *x* 轴夹角(顺时针方向),rad

$$\varphi_L, \varphi_R$$
——左、右转向节立轴相对于直线行
驶位置的转角变化量, rad



during right steering

(a) 垂直于导向轮中分面接地线的铅垂面视图

(b) 平行于导向轮中分面接地线的铅垂面视图

1.2 转向桥运动分析

(1)

图 2 为转向桥在收获机械右转向时的运动分析 简图。由于转向轮定位参数的影响,在转向过程中, 左、右转向轮定位参数将会发生变化。设转向桥绕

(2)



(a)车辆横垂面视图 (b)车辆纵垂面视图

摇摆轴的摆动角度为 ζ_x(绕固连于转向桥的坐标系 的 x 轴顺时针方向为正, x 轴正向为收获机械前进 方向),则立轴的定位参数(后倾角和内倾角)可以 通过下列坐标变换得到转向过程中左、右立轴内倾 角和后倾角的变化为

$$\begin{cases} \tau_{\rm L} = \tau_{\rm R} \approx \tau \\ \sigma_{\rm L} = \sigma - \zeta_{\rm r} \\ \sigma_{\rm R} = \sigma + \zeta_{\rm r} \end{cases}$$
(4)

式中 ζ_r —转向轴与地面的夹角,rad

$$\sigma_{L}$$
、 σ_{R} ——收获机械在转向时左、右立轴的
内倾角, rad

 τ_{L} 、 τ_{R} ——左、右立轴在收获机械转向时的后倾角,rad

- σ——收获机械在直行时立轴的内倾角(左、
 右立轴的内倾角相等),rad
- τ——收获机械在直行时立轴的后倾角(左、
 右立轴的后倾角相等),rad

1.3 各定位参数的完整解算

由图 1、2 的几何关系,并联立式(1)~(4),求 解可得转向过程中大型轮式收获机械各转向轮定位 参数的变化关系式为

$$\zeta_{r} \approx \frac{e^{i}\sigma\left[\cos(\varphi_{L}-\delta_{0}')-\cos(\varphi_{L}-\delta_{0}')\right] + \sin\tau\sin(\varphi_{L}-\delta_{0}')}{\sqrt{1+\cos^{2}\sigma\tan^{2}\tau}} + \sin\tau\sin(\varphi_{L}-\delta_{0}')\right] \cos\lambda}{\sqrt{1+\cos^{2}\sigma\tan^{2}\tau}}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\tan\lambda - (\sigma + \zeta_{r})\cos\tau\cos(\varphi_{R}+\delta_{0}')}{\sqrt{1+\cos^{2}\sigma\tan^{2}\tau}} - \sin\tau\sin(\varphi_{R}+\delta_{0}')\right] \cos\lambda}{\sqrt{1+\cos^{2}\sigma\tan^{2}\tau}} \right\}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_{L} \approx \arcsin\left(\left(\cos\tau\sin(\varphi_{L}-\delta_{0}') + \frac{(\sigma - \zeta_{r})\sin\tau\cos(\varphi_{L}-\delta_{0}') - \tan\tau\tan\lambda}{\sqrt{1+\cos^{2}\sigma\tan^{2}\tau}}\right)\cos\lambda}\right) \\ \delta_{R} \approx \arcsin\left(\left(\cos\tau\sin(\varphi_{R}+\delta_{0}') - \frac{(\sigma + \zeta_{r})\sin\tau\cos(\varphi_{R}+\delta_{0}') - \tan\tau\tan\lambda}{\sqrt{1+\cos^{2}\sigma\tan^{2}\tau}}\right)\cos\lambda}\right) \\ \delta_{R} \approx \arcsin\left(\left(\cos\tau\sin(\varphi_{R}+\delta_{0}') - \frac{(\sigma + \zeta_{r})\sin\tau\cos(\varphi_{R}+\delta_{0}') - \tan\tau\tan\lambda}{\sqrt{1+\cos^{2}\sigma\tan^{2}\tau}}\right)\cos\lambda}\right) \\ \delta_{R} \approx -\sin^{2}\left(\left(\cos\tau\sin(\varphi_{R}+\delta_{0}') - \frac{(\sigma + \zeta_{r})\sin\tau\cos(\varphi_{R}+\delta_{0}')}{\sqrt{1+\cos^{2}\sigma\tan^{2}\tau}}\right)\cos\lambda}\right) \\ \delta_{R} \approx -\sin^{2}\left(\left(\cos\tau\sin(\varphi_{R}+\delta_{0}') - \frac{(\sigma + \zeta_{r})\sin\tau\cos(\varphi_{R}+\delta_{0}')}{\sqrt{1+\cos^{2}\sigma\tan^{2}\tau}}\right)\cos\lambda}\right) \\ \delta_{R} \approx -\cos^{2}\left(\left(\cos\tau\sin(\varphi_{R}+\delta_{0}') - \frac{(\sigma + \zeta_{r})\cos^{2}(\varphi_{R}+\delta_{0}')}{\sqrt{1+\cos^{2}\sigma\tan^{2}\tau}}\right)\cos\lambda}\right) \\ \delta_{R} \approx -\cos^{2}\left(\left(\cos\tau\cos(\varphi_{R}+\delta_{0}') - \frac{(\sigma + \zeta_{r})\cos^{2}(\varphi_{R}+\delta_{0}')}{\sqrt{1+\cos^{2}\sigma\tan^{2}\tau}}\right)\cos\lambda}\right) \\$$

(6)

- 式中 e——转向轮轮心至转向轮轴线与立轴轴线 交点的距离,m h_{z1}——转向桥摇摆轴轴线与地面的距离,m H_{z1}——摇摆轴轴线至左、右转向轮轴线在相 应立轴轴线上交点连线的距离,m
- B_r——左、右转向轮轴线与相应立轴轴线交 点间的距离,m
- B_{rL}、B_{rR}——左、右转向轮轴线与相应立轴轴 线的交点至与摇摆轴轴线之间 的水平距离,m

2 与传统简化模型的对比分析

2.1 转向梯形优化设计对比分析

转向梯形的优化设计通过对比左、右车轮转角 关系与阿克曼转角之间的误差大小作为优化目 标^[7]。基于 Matlab/Simulink 软件,以某现有机型为 实例,对比分析时忽略转向轮定位参数和本文的完 整解算方法在优化设计过程的运用。

图 3 所示为转向过程中左、右转向轮转角之间 关系的仿真结果曲线,本文建立的完整解算精确模 型与传统的简化模型在车轮转角较直行位置±10° 范围内误差较小,均方根为 0.004 8 rad。整体评价 时,传统方法计算的设计值与理论值均方根为 0.102 3 rad,本文方法计算的设计值与理论值均方 根为 0.057 3 rad,两种方法计算的误差相差 43.9%。



2.2 稳态响应特性对比分析

运用本文建立的转向轮定位参数完整解算方法,基于四轮模型建立的考虑转向轮定位参数的大 型轮式收获机械稳态响应稳定性系数 *K* 为

$$K = \frac{L\left\{1 - \frac{2\left(c_{r_{\alpha}}\delta_{0} - c_{\gamma}\gamma_{0} - f_{Rr}\delta_{0}\right)h_{z10}}{B_{r} + 2l_{\sigma0}} - \frac{c_{r_{\alpha}}L_{f}\left(1 + \delta_{0}^{2}\right)}{c_{f_{\alpha}}\left(L_{f} - f_{Rf}h_{G}\right)}\left[1 + \frac{0.5B_{r}\delta_{0} + f_{Rf}\left(h_{G} - h_{z10}\right)}{L_{r}} + \frac{f_{Rr}h_{z10}}{L_{r}}\left(1 + \frac{B_{r}\delta_{0}^{2}}{L_{r} + 2l_{\sigma0}}\right)\right]\right\}}{c_{r_{\alpha}}gL_{f}\left[L\left(1 + \delta_{0}^{2}\right) - l_{\sigma0}\delta_{0}\right]\left[1 + \frac{L_{r} + 0.5B_{r}\delta_{0} + f_{Rf}\left(h_{G} - h_{z10}\right)}{L_{f} - f_{Rf}h_{G}} + \frac{f_{Rr}h_{z10}}{L_{f} - f_{Rf}h_{G}}\left(1 + \frac{B_{r}\delta_{0}^{2}}{L_{r} + 2l_{\sigma0}}\right)\right]\right]}$$

$$(77)$$

借鉴传统的忽略转向轮定位参数的单轨模型^[8]推导出的大型轮式收获机械稳态响应稳定性 系数 *K* 为

$$K = \frac{(C_{r_{\alpha}}L_{r} + C_{f_{\alpha}}L_{f})}{2C_{r_{\alpha}}^{2}L_{r}^{2} + C_{r_{\alpha}}C_{f_{\alpha}}(L_{f}^{2} + L)}$$
(8)

- 式中 $c_{f_{\alpha}}, c_{r_{\alpha}}$ 亚动轮和转向轮侧偏系数, 1/rad
 - L_r、L_r——收获机械质心 G 到收获机械前、后 轴的距离, m
 - L----收获机械轴距,m
 - f_{Rf} √f_{Rr} —— 驱动轮和转向轮的滚动阻力系数
 - c_{γ} ——转向轮的外倾侧偏系数,1/rad
 - h_c——重心离地高度,m
 - h_{z10}——直行时转向桥摇摆轴轴线与地面的 距离,m
 - *l*_{o0}——直行时转向轮轮胎印迹中心点至立 轴轴线与转向轮中分面交点距离,m

对比分析可知单轨模型的 K 值恒大于零,即由 传统的单轨模型可知,后轮转向的大型轮式收获机 械恒有过多转向的特性。四轮详细模型的 K 值有 大于零、等于零和小于零的情形。因此采用单轨模 型来描述后轮转向大型轮式收获机械不够准确。

基于某实例机型,运用单轨模型计算得出稳态 稳定性系数 K 为 3.056 × 10⁻⁷ s²/m²。

采用本文建立的四轮详细模型,仿真计算得出 稳态稳定性系数 K 为 2.349 × 10⁻⁷ s²/m²。

因此,在线性范围内,两轮模型和四轮模型的稳

定性系数都大于零,车轮具有过多转向,但其数值较 小,可以近似认为具有中性转向的特性。2种模型 的计算数值对比可知,忽略了转向轮定位参数的影 响,轮式收获机械稳态响应特性稳定性系数数值较 大,即向着过多转向的趋势增大。

3 试验验证

试验验证主要从大型轮式收获机械稳态响应特 性进行验证。运用 GPS 实时差分定位技术原理^[9], 测量大型收获机械稳态圆周行驶时的稳定性特性。 参照国家标准 GB/T3871.19—2006《农业拖拉机 试验规程第 19 部分:轮式拖拉机转向性能》要求和 被试收获机械的最小转向圆半径,确定试验用转向 圆半径为 8.5 m。采用定转向盘转角连续加速的方 法进行试验^[10],为了消除初始圆周半径对稳态回转 试验的影响,被试收获机械须沿着较大半径的螺旋 线驶入转向圆周。试验路面为清洁硬路面,任意方 向的坡度不大于 2%。

采用高斯投影的方法把 GPS 采集的经纬度信息换算成大地坐标,并从 GPS 中 VTG 格式输出文件 中读出速度信息,试验结果选用精度较高的差分 GPS 信号。图 4 为某次试验的大型轮式收获机械转 向运动轨迹和车速。从图中可以看出,收获机械行 驶轨迹基本保持恒定的转向圆,尽量保持中性转向 特性,并有微小过多转向的趋势,与仿真结果比较接 近。



4 结论

(1)基于多刚体系统动力学建立了后轮单杆转 向液压缸静液压转向大型轮式收获机械转向轮定位 参数的完整解算模型。基于现有大型轮式收获机械 实例,从转向梯形优化设计与稳态响应特性两方面 对比分析了本文模型和传统模型。其中在进行转向 梯形优化设计时,在转向轮偏转角较小范围内,本文 的完整解算模型可近似为简化模型,在车轮大转角 时,本文所建立的模型更能准确反映其转向特性。

(2)分析大型轮式收获机械操纵稳定性时,传 统简化模型的结果具有一定的局限性,容易得出不 准确的结果。通过试验研究分析得出,由于大型轮 式收获机械的行驶速度较低,其稳态响应特性不明 显,被试大型轮式收获机械稳态转向行驶时的半径 基本保持不变,有一定的过多转向趋势,与计算结果 吻合。因此,在进行大型轮式收获机械操纵稳定性 分析时,不可忽略转向轮定位参数的影响。

参考文献

- 1 中国农业机械化科学研究院.农业机械设计手册:下册[M].北京:中国农业科学技术出版社,2007.
- 2 阿达姆·希摸托. 汽车行驶性能[M]. 黄锡朋,译. 北京:科学普及出版社,1992.
- 3 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)
- 4 郭孔辉,李宁,景立新. 基于转向试验的车辆主销定位参数完整解算[J]. 农业机械学报, 2011,42(10):1~5.
- Guo Konghui, Li Ning, Jing Lixin. Calculation of vehicle kingpin positional parameters based on steering test[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(10):1~5. (in Chinese)
- 5 Rosth M. Hydraulic power steering system design in road vehicles—analysis, testing and enhanced functionality[D]. Linkoping, Sweden: Linkoping University, 2007.
- 6 Stout B A, Cheze B. CIGR handbook of agricultural engineering:volume III[M]. Michigan: American Society of Agricultural Engineers, 1999.
- 7 Jazar R. Vehicle dynamics theory and application [M]. New York: Springer, 2008.
- 8 Gao D Y, Ogden R W. Nonlinear dynamics of a wheeled vehicle [M]. New York: Springer, 2005.
- 9 王乐.基于 GPS 的汽车操纵稳定性试验[J]. 农业机械学报,2007,38(12):199~200. Wang Le. The application of GPS in the research of vehicle handling and stability[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2007,38(12):199~200. (in Chinese)
- 10 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 长春:吉林科学技术出版社,1991.