

农用底盘轮距可调式转向机构*

刘平义 王振杰 李海涛 宋英杰 魏文军 张绍英

(中国农业大学工学院, 北京 100083)

摘要: 针对农用底盘轮距随农作物行距变化而适应性调整的技术需求, 基于现有梯形转向机构、平行四边形机构, 研究轮距调整联动转向原理, 提出轮距调整和转向独立或同时进行的轮距可调式转向机构方案, 确定关键参数和转向误差计算方法。设计了一种轮距可调式农用底盘, 参照现有底盘相关参数并结合我国部分农作物行距分布情况, 确定前桥轮距可调式转向机构关键参数并以最小轮距为基本轮距优化, 分析不同轮距时的转向误差, 计算结果表明: 轮距调整后转向误差仍能满足农田作业转向要求。

关键词: 农用底盘 转向机构 轮距可调

中图分类号: TH112; S232.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)06-0044-05

Design of Steering Mechanism with Adjustable Wheel Track

Liu Pingyi Wang Zhenjie Li Haitao Song Yingjie Wei Wenjun Zhang Shaoying

(College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: The mechanical work such as weeding, spraying and fertilization requires the chassis should move along the crops' row spacing. Since the row spacing of different crops is various and the row spacing of the same crop in different regions or by different planted methods are also not uniform, there are some problems such as poor flexibility, difficult passing ability, and tendency to destroy the crops when the existing agricultural vehicles running. So the agricultural chassis' wheel track should be adjustable basing on the different crop spacings, during which the steering must be difficult. At present, steering has been solved by hydraulic drive, servo control the turning wheel, or servo motor control the turning wheel, which are more complicated. According to the demand for the chassis' adjustable wheel track varying with different row spacings, the linkage principle of wheel track and steering was researched. Based on the Ackerman steering and parallelogram mechanism, the steering mechanism with adjustable wheel track was proposed in which the wheel track adjustment and steering can be completed independently and simultaneously, and the calculation method of key parameters and steering error were ascertained. A kind of agricultural chassis with adjustable wheel track was designed which included steering mechanism with adjustable wheel track on front bridge, adjustable wheel track mechanism and driving system on rear bridge. Basing on the characteristic of mechanism movement and the criterion of mechanical design, considering the present related chassis and the crop planting mode of China, the key parameters of the chassis has been determined. And the key parameters of steering mechanism with adjustable wheel track on front bridge were determined and optimized by taking minimum wheel track as basic wheel track. The steering error calculation results in different wheel tracks showed that the chassis' adjustable wheel track and steering performance could meet the agricultural needs.

Key words: Agricultural chassis Steering mechanism Adjustable wheel track

收稿日期: 2014-06-08 修回日期: 2014-09-02

* 国家自然科学基金资助项目(51405494)和中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2014QJ001)

作者简介: 刘平义, 副教授, 主要从事机械设计及理论研究, E-mail: liupingyi@cau.edu.cn

引言

我国农作物种植范围广,南北方种植种类多而且差异大,不同农作物行距不同、同种农作物种植区域或方式不同、行距也不相同。除草、喷药以及施肥等田间管理机械化要求农用动力底盘沿农作物行距行走作业,要求底盘轮距能随农作物行距变化而进行适应性调整,且在轮距调整前、后均能顺利转向^[1-2]。目前已经具备轮距调整功能的农用动力底盘多采用液压驱动、伺服控制转向车轮满足转向条件,或者伺服电机控制转向车轮满足转向条件^[3-6],其控制系统比较复杂,可靠性差。本文通过研究轮距调整联动转向机构原理,设计一种轮距可调式转向机构,分析其性能和转向特性。

1 轮距可调式转向机构设计

以现有梯形转向机构为基础,利用平行四边形机构的平动特性^[7-14],设计一种轮距可调式转向机构^[15],如图1所示,应用在轮距可调式底盘上,能适应底盘大幅度轮距调整,结构简单、工作稳定可靠、成本低。

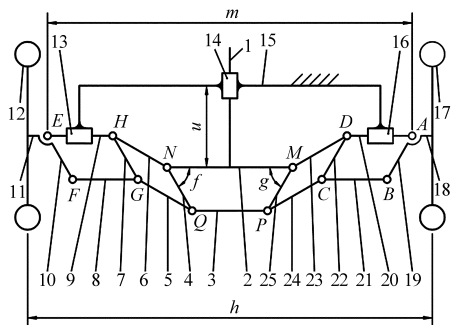


图1 轮距可调式转向机构简图

Fig.1 Steering mechanism with adjustable wheel track

1. 上拉杆 2. 底杆 3. 顶杆 4. 左腰杆 5. 左后连杆 6. 左前连杆 7. 左摆杆 8. 左平衡杆 9. 左导杆 10. 左转向节臂
11. 左转向节 12. 左车轮 13. 左横向滑道 14. 纵向滑道
15. 车架 16. 右横向滑道 17. 右车轮 18. 右转向节
19. 右转向节臂 20. 右导杆 21. 右平衡杆 22. 右摆杆 23. 右前连杆
24. 右后连杆 25. 右腰杆

等腰梯形 $MPQN$ 包括右腰杆、顶杆、左腰杆与底杆,两底角分别为 f, g , 此时 $f = g = \theta$, 底杆与纵向滑道距离为 u 。右转向节臂、右平衡杆、右摆杆与右导杆依次转动链接,形成右驱动平行四边形 $ABCD$, 右导杆与右横向滑道组成移动副。右前连杆、右后连杆分别与等腰梯形 $MPQN$ 、右驱动平行四边形 $ABCD$ 的 D, M 点及 C, P 点转动连接形成右联接平行四边形 $DCPM$ 。右转向节与右转向节臂呈 $(180^\circ - g)$ 角固连、共同绕 A 点转动,右转向节联接右车轮并

控制其方向。

同理,左驱动平行四边形 $EFGH$ 、左联接平行四边形 $HGQN$ 与右驱动平行四边形 $ABCD$ 、右联接平行四边形 $DCPM$ 以相同结构方式、相对等腰梯形 $MPQN$ 对称布置,左转向节与左转向节臂呈 $(180^\circ - f)$ 角固连、共同绕 E 点转动,左转向节联接左车轮并控制其方向。

车架左、右横向滑道共轴线运动并与纵向滑道运动轴线垂直且对称布置,上拉杆一端与底杆中点垂直固连且与纵向滑道组成移动副。上拉杆相对纵向滑道移动,左、右车轮轮距改变;左、右腰杆分别相对底杆绕 N, M 点转动,实现左、右车轮转向,转向机构轮距为 h 。

1.1 转向原理

轮距可调式转向机构可根据作业要求和地面状况,在轮距调整过程中及调定任意轮距后,外力矩驱动等腰梯形右腰杆相对底杆绕 M 点转动或左腰杆相对底杆绕 N 点转动,等腰梯形变形、两底角不等,实现左、右车轮转向。转向原理如图2所示,在外力矩驱动下,当 $f < g$ 时,底盘左转弯(图2a);在外力矩驱动下,当 $f > g$ 时,底盘右转弯(图2b);当等腰梯形底角 $f = g = \theta$ 时,左、右车轮直线行驶。底角 f, g 变化不影响左、右主销距离 m ,转向过程中 m 保持不变。

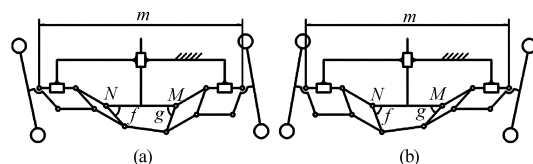


图2 转向原理

Fig.2 Steering principle

(a) 左转弯 (b) 右转弯

1.2 轮距调整原理

在外力驱动下,上拉杆相对车架纵向滑道移动,轮距可调式转向机构的左、右车轮相对上拉杆轴线对称运动、轮距能够进行无级调整,右前连杆与右导杆所呈角度 e 为驱动平行四边形四杆机构的压力角,传动角 $\gamma = 90^\circ - e$ 。

轮距调整原理如图3所示,上拉杆相对车架纵向滑道向后移动、底杆与纵向滑道距离变大、轮距减小,底杆与纵向滑道距离最大为 u_1 ,对应最小轮距为 h_1 ,主销距离为 m_1 (图3a);反之,上拉杆相对车架纵向滑道向前移动、底杆与纵向滑道距离变小、轮距增大,当底杆与右导杆(或左导杆)共线时,底杆与纵向滑道距离最小为 u_2 ,对应最大轮距为 h_2 ,主销距离为 m_2 (图3b)。轮距调整过程中,等腰梯形两底角保持不变时,左、右车轮转向角不变。

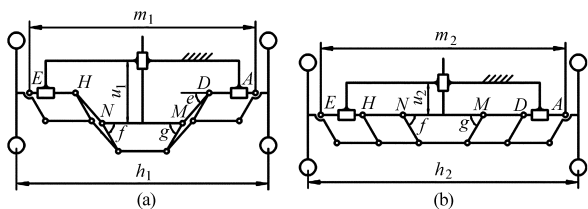


图3 轮距调整原理

Fig.3 Wheel track adjustment principle

(a) 轮距减小 (b) 轮距增大

轮距可调式转向机构,具有2个自由度,轮距调整和转向可独立完成也可同时进行。

2 轮距可调式农用底盘设计

轮距可调式农用底盘前轮转向、后轮驱动、前、后轮距可调,包括前桥、后桥,悬架以及车架等,如图4所示。前桥配置轮距可调式转向机构,后桥配置轮距无级调整机构,轮距调整原理与前桥相同。

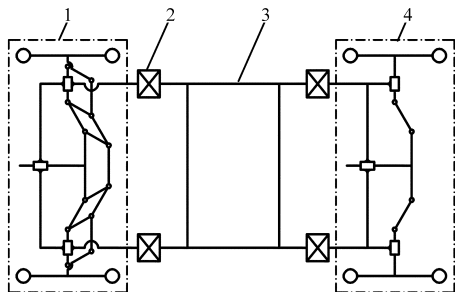


图4 轮距可调式农用底盘原理

Fig.4 Principle of agricultural chassis with adjustable wheel track

1. 前桥 2. 悬架 3. 车架 4. 后桥

2.1 前桥轮距可调式转向机构参数计算

前桥轮距可调式转向机构主要通过平行四边形机构平动来实现轮距调整^[16],机构参数直接影响转向机构的力学性能和轮距调整范围^[17]。

轮距由最大调整为最小极限值时,传动角 γ 最小值为 γ_{\min} ,右导杆相对滑道由最左端运动到最右端,右导杆长度可通过轮距调整范围确定。轮距可调式转向机构左右对称,左、右导杆长度相等,设 λ 为与导杆直径和滑道长度相关常数,则左、右导杆长 l_{EH} 、 l_{AD} 为

$$l_{EH} = l_{AD} = \frac{m_2 - m_1}{2} + \lambda \quad (1)$$

由于 $\gamma \geq \gamma_{\min}$,故 $e \leq 90^\circ - \gamma_{\min}$ 。参照图3b,可依据左、右前连杆在左、右导杆方向上的投影差值之和确定轮距调整范围。左、右前连杆长度相等,杆长 l_{MD} 、 l_{HN} 为

$$l_{MD} = l_{HN} = \frac{m_2 - m_1}{2(1 - \cos(90^\circ - \gamma_{\min}))} \quad (2)$$

轮距可调式转向机构轮距最大时,左、右前连杆

以及左、右导杆共线。已知 l_{EH} 、 l_{AD} 、 l_{MD} 和 l_{HN} ,则等腰梯形 $MPQN$ 底杆长 l_{MN} 为

$$l_{MN} = m_2 - 2l_{AD} - 2l_{MD} \quad (3)$$

2.2 转向误差分析

理想状态下,底盘车轮转角满足Ackerman转向原理。以图5所示右转为例,内轮转角为 α ,外轮转角为 β 。

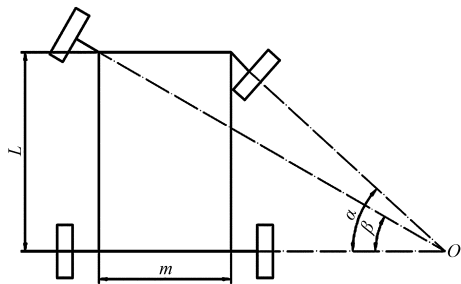


图5 底盘转向原理

Fig.5 Steering of chassis

如图5所示,内轮转角 α 应大于外轮转角 β ,根据几何关系得

$$\cot\beta - \cot\alpha = \frac{m}{L} \quad (4)$$

由式(4)得

$$\alpha = \operatorname{arccot}\left(\cot\beta - \frac{m}{L}\right) \quad (5)$$

转向过程中,当外轮转角为 β 时,转向机构输出内轮实际转角为 α' ,等腰梯形 $MPQN$ 变为 $MP'Q'N$,如图6所示。其中, ζ 为梯形转向机构传动角, $\alpha' = \theta - g$ 、 $\beta = f - \theta$,令 $l_{MN} = k$ 、 $l_{NQ} = r$ 。

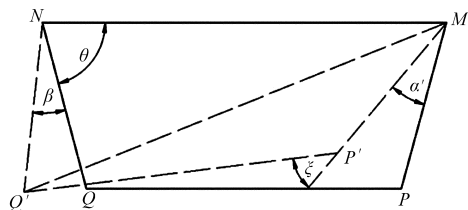


图6 等腰梯形结构变化

Fig.6 Change of isosceles trapezoid structure

由等腰梯形 $MPQN$ 得

$$l_{QP} = k - 2r\cos\theta \quad (6)$$

在 $\triangle Q'NM$ 中,由余弦定理得

$$l_{Q'M}^2 = k^2 + r^2 - 2kr\cos(\theta + \beta) \quad (7)$$

$$r^2 = k^2 + l_{Q'M}^2 - 2kl_{Q'M}\cos(\angle NMQ') \quad (8)$$

在 $\triangle Q'MP'$ 中,由余弦定理得

$$s^2 = l_{Q'M}^2 + r^2 - 2l_{Q'M}r\cos(\angle Q'MP') \quad (9)$$

由式(6)~(9)消去 l_{QP} 、 $l_{Q'M}$,整理得

$$\angle NMQ' = \arccos \frac{k - r\cos(\theta + \beta)}{\sqrt{r^2 + k^2 - 2kr\cos(\theta + \beta)}} \quad (10)$$

$$\angle Q'MP' = \arccos \frac{2k\cos\theta - r\cos 2\theta - k\cos(\theta + \beta)}{\sqrt{r^2 + k^2 - 2kr\cos(\theta + \beta)}} \quad (11)$$

由此得 $\alpha' = \theta - \angle NMQ' - \angle Q'MP' =$

$$\theta - \arccos \frac{k - r \cos(\theta + \beta)}{\sqrt{r^2 + k^2 - 2kr \cos(\theta + \beta)}} -$$

$$\arccos \frac{2k \cos \theta - r \cos(2\theta) - k \cos(\beta + \theta)}{\sqrt{r^2 + k^2 - 2kr \cos(\theta + \beta)}} \quad (12)$$

轮距可调式转向机构内轮转角的实际与理论差值为转角误差 δ , 即

$$\delta = \alpha' - \alpha \quad (13)$$

由式(13)可知, 对于轮距可调式农用底盘, 通过设计条件和分析计算确定主销距离 m 、轴距 L 、外轮转角 β 和等腰梯形底边 k 后, 以等腰梯形底角 θ 、腰长 r 为变量, 通过计算得到转角误差 δ 。

2.3 后桥驱动原理

底盘后轮轮距可调, 整个后桥驱动系统轴向距离应配合后轮轮距调整而改变, 工作原理如图7所示。

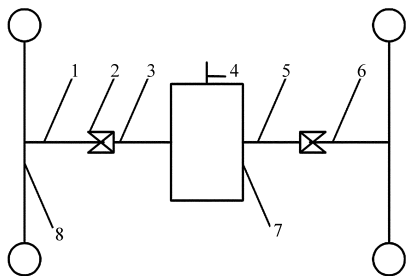


图7 后桥驱动原理

Fig. 7 Driving principle of rear axle

1. 左驱动轴 2. 花键副 3. 左输出半轴 4. 输入轴 5. 右输出半轴 6. 右驱动轴 7. 差速器 8. 车轮

差速器左、右输出半轴分别通过花键副与左、右驱动轴联接, 配合完成轮距调整的同时传递扭矩。当底盘水平正常前进时, 动力通过输入轴, 经差速器分流后, 分别由左、右输出半轴通过花键副与左、右驱动轴联接驱动左、右车轮, 实现动力传递。当底盘转向时, 差速器内行星齿轮工作, 根据转向角度调节两侧车轮转速, 实现差速转向。当底盘轮距调整时, 通过花键副实现轮距调整并保持动力传递。

3 不同轮距时转向误差分析

3.1 前桥轮距可调式转向机构参数设计

参照现有轮距可调农用动力底盘相关参数并结合我国部分农作物行距分布情况, 进行前桥轮距可调式转向机构参数设计。

(1) 轮距

约翰迪尔 4630 型自走式喷雾机窄段轮距调整范围为 1 830 ~ 2 240 mm, 我国华北平原玉米和棉花行距为 600 mm、黑龙江地区玉米行距为 650 mm 和 700 mm, 本文将轮距调整范围限定为 $1\ 800 \leq h \leq$

2 100 mm, 以满足 2 个地区玉米和棉花等作物跨 3 行, 以及行距 500 mm 的作物跨 4 行的作业需求^[17]。定义最小轮距 $h_1 = 1\ 800$ mm 为基本轮距, 作为底盘的道路高速行驶轮距, 以此对转向机构进行优化设计。

(2) 轴距

底盘轮距由主销距离 m 、轮胎宽度 b 和主销安装距离 l_z 组成, 由于底盘作业环境多为松软非道路路面, 选定 8.3-20 型农用拖拉机人字纹轮胎, 轮胎宽度 b 为 210 mm。主销安装距离 l_z 为 60 mm, 可得 $m_1 = 1\ 470$ mm, $m_2 = 1\ 770$ mm。

底盘轴距 L 和轮距 h 满足

$$h = KL \quad (14)$$

式中, $0.55 \leq K \leq 0.64$ 。取 $K = 0.6$ ^[18], 由式(14)得轴距 $L = 3\ 000$ mm。

(3) 关键机构参数确定

已知 m_1, m_2 , 考虑到轮距调整并不频繁, 取 $\gamma_{\min} = 30^\circ$, $\lambda = 138$ mm, 根据式(1)得 $l_{EH} = l_{AD} = 288$ mm, 根据式(2)得 $l_{MD} = l_{HN} = 300$ mm, 根据式(3)得 $l_{MN} = k = 594$ mm。

前桥轮距可调式转向机构最小轮距 h_1 为常用轮距, 以最小轮距进行转向机构参数优化。选取等腰梯形为优化对象, r 和 θ 为设计变量^[19]。参考实际常用转向机构, 确定边界约束条件为 $65^\circ \leq \theta < 90^\circ$, $r \geq 120$ mm。

为保证等腰梯形具有良好的传动性能, 根据相关设计经验^[20], 确定性能约束为

$$180^\circ - \arccos \frac{2 \cos \theta (r \cos \theta - K) + K \cos(\theta + \beta_{\max})}{K - 2r \cos \theta} \geq \zeta_{\min} \quad (15)$$

ζ_{\min} 为梯形转向机构传动角 ζ 的最小值, 根据机械设计准则, $\zeta_{\min} = 40^\circ$ 。

优化设计转向机构最终目的为使车轮尽量纯滚动, 内轮实际转角和理论转角误差尽量小。根据车轮转角频繁性和转向误差关系要求, 引入加权函数 $\omega(\beta_i)$, 即

$$\omega(\beta_i) = \begin{cases} 1.5 & (0^\circ < \beta_i \leq 10^\circ) \\ 1 & (10^\circ < \beta_i \leq 20^\circ) \\ 0.5 & (20^\circ < \beta_i \leq \beta_{\max}) \end{cases} \quad (16)$$

目标函数为内轮理论转角 α_i 与实际转角 α'_i 之间相对误差平方的均值, 即

$$f = \frac{1}{n} \omega(\beta_i) \sum_{i=1}^n \left(\frac{\alpha'_i - \alpha_i}{\alpha_i} \right)^2 \quad (17)$$

最终数据圆整, 得 $\theta = 75.6^\circ$, $r = 120$ mm。

3.2 不同轮距转向误差分析

根据转向误差式(13),已知轴距 L 、外轮转角 β 和等腰梯形底边长 k 、底角 θ 、腰长 r 等,计算轮距可调式农用底盘在不同轮距时的转向误差,以验证整个轮距调整范围内底盘转向准确性和可靠性。

以最小轮距为基本轮距进行机构参数优化,底盘在最小轮距状态下,转向性能最佳,转向误差最小。在底盘轮距调整过程中轴距恒定,在轮距调整范围1 800~2 100 mm内,以100 mm为步长,通过Matlab计算轮距在1 800、1 900、2 000、2 100 mm下,外轮转角 $0^\circ \sim 30^\circ$ 变化时内轮转角误差曲线如图8所示。

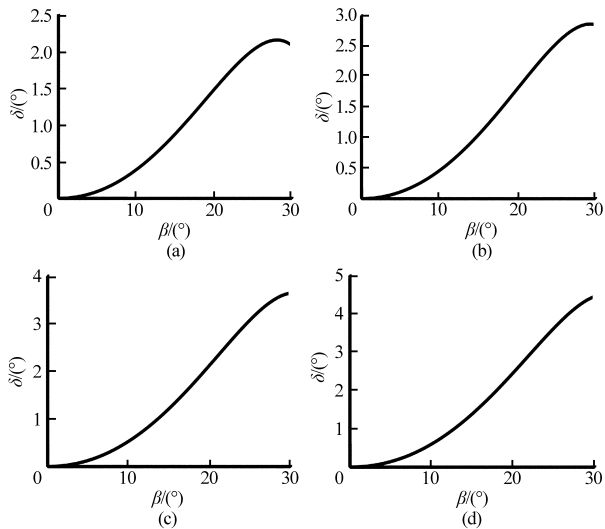


图8 不同轮距的转向误差曲线

Fig. 8 Steering error curves of different wheel tracks

- (a) 轮距 $h = 1\ 800\ \text{mm}$ (b) 轮距 $h = 1\ 900\ \text{mm}$
(c) 轮距 $h = 2\ 000\ \text{mm}$ (d) 轮距 $h = 2\ 100\ \text{mm}$

首先分析相同轮距时,内轮转角误差与外轮转角的变化关系。图8a所示底盘基本轮距(最小轮距)时,外轮转角 $0^\circ \sim 10^\circ$ 为频繁使用区域,内轮转角误差最大值 0.4° ,转向准确度最高;外轮转角 $10^\circ \sim 20^\circ$ 为常用区域,内轮转角误差最大值 1.3° ,转向准确度较高;外轮转角 $20^\circ \sim 30^\circ$ 为不常用最大转角范围,内轮转角误差最大值 2.1° ,内轮转向准确

度降低,但能很好实现转向。图8b~8d也表明同一轮距时,内轮转角误差随外轮转角增大而增大。

其次分析底盘在轮距调整范围内,不同轮距时的内轮转角误差变化规律。如图8所示,轮距为1 800 mm时,最大转角误差为 2.1° ;轮距为1 900 mm时,最大转角误差为 2.9° ;轮距调整到2 000 mm时,最大转角误差为 3.6° ;轮距调整到2 100 mm时,最大转角误差为 4.5° ;因此,在轮距调整范围内,底盘的转向误差随轮距增大而增大。

基于底盘最小轮距为基本轮距进行机构参数优化设计,则最小轮距时转向性能最好;相同轮距时,转向误差随转向角增大而增大;不同轮距时,对于相同转向角的转向误差随轮距增大而增大。本文设计底盘最大轮距时转角误差达到 4.5° ,由于农用动力底盘田间作业时转向精度要求不高,因此仍满足转向要求。设计底盘时,若基本轮距取值为 $(h_1 + h_2)/2$,最大和最小轮距时转向误差相应减小。

4 结论

(1) 研究轮距调整联动转向原理,基于梯形转向机构、平行四边形机构,设计一种轮距可调式转向机构,具有2个自由度,轮距调整和转向可独立完成也可同时进行,提高了农用底盘在田间作业的适应性。

(2) 轮距可调式农用底盘前桥配置轮距可调式转向机构、后桥配置轮距无级调节机构、采用后桥驱动,根据轮距可调式转向机构的运动特点和机械设计准则、参照我国部分地区农作物的种植行距及现有底盘参数、确定轮距可调式农用底盘关键机构参数,提出转向误差计算方法并选择最小轮距为基本轮距对机构进行优化。

(3) 基于底盘最小轮距为基本轮距进行机构参数优化设计,则最小轮距时转向性能最好;相同轮距时,转向误差随转向角增大而增大;不同轮距时,对于相同转向角的转向误差随轮距增大而增大。结果表明轮距调整和转向均满足实际使用要求。

参 考 文 献

- 高巧明,高峰,赖永裕,等. 具有平衡摇臂悬架的丘陵山区动力平台转向系统[J]. 农业机械学报,2014,45(3):13-19.
Gao Qiaoming, Gao Feng, Lai Yongyu, et al. Steering system design of hilly power chassis with balance rocker suspension[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(3): 13-19. (in Chinese)
- 魏文军,宋英杰,李海涛,等. 可调轮距的农用车辆底盘:中国,201110442586.3[P]. 2012-06-27.
- Benjamin Shamah, Michael D Wagner, Stewart Moorehead. Steering and control of a passively articulated robot[C]//Proceedings of SPIE—the International Society for Optical Engineering, 2001, 4571: 96-107.
- 杨福广,阮久宏,李贻斌,等. 4WD-4WS车辆横摆运动AFS+ARS+DYC模糊控制[J]. 农业机械学报,2011,42(10):6-12.
Yang Fuguang, Ruan Jiuhong, Li Yibin, et al. 4WD-4WS vehicle yaw control based on fuzzy logic control of AFS+ARS+DYC[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(10): 6-12. (in Chinese)

- Society of America Journal, 1981, 45A: 347 - 353.
- 20 Bremner J M. Nitrogen-total[M]//Sparks D L. Methods of soil analysis. Part 3. Chemical methods[M]. Madison, WI: SSSA, 1996, 5: 1085 - 1121.
- 21 Ma L, Ahuja L R, Ascough II, et al. Integrating system modeling with field research in agriculture: applications of the root zone water quality model (RZWQM)[J]. Advances in Agronomy, 2000, 71: 236 - 244.
- 22 Hanson J D, Rojas K W, Shaffer M J. Calibrating the root zone water quality model[J]. Agronomy Journal, 1999, 91(2): 171 - 177.
- 23 Cameira M R, Fernando R M, Ahuja L R, et al. Simulating the fate of water in field soil-crop environment[J]. Journal of Hydrology, 2005, 315(1-4): 1 - 24.
- 24 Liu X J, Ju X T, Zhang F S, et al. Nitrogen dynamics and budgets in a winter wheat-maize cropping system in the North China Plain[J]. Field Crops Research, 2003, 83(2): 111 - 124.
- 25 Yu Q, Li L H, Luo Q Y, et al. Year patterns of climate impact on wheat yields[J]. International Journal of Climatology, 2014, 34(2): 518 - 528.
- 26 李克南, 杨晓光, 刘园, 等. 华北地区冬小麦产量潜力分布特征及其影响因素[J]. 作物学报, 2012, 38(8): 1483 - 1493.
Li Kenan, Yang Xiaoguang, Liu Yuan, et al. Distribution characteristics of winter wheat yield and its influenced factors in North China[J]. Acta Agronomica Sinica, 2012, 38(8): 1483 - 1493. (in Chinese)
- 27 曹巧红, 龚元石. 应用 Hydrus-1D 模型模拟分析冬小麦农田水分氮素运移特征[J]. 植物营养与肥料学报, 2003, 9(2): 139 - 145.
Cao Qiaohong, Gong Yuanshi. Simulation and analysis of water balance and nitrogen leaching using Hydrus-1D under winter wheat crop[J]. Plant Nutrition and Fertilizer Science, 2003, 9(2): 139 - 145. (in Chinese)
- 28 Nie S W, Eneji A E, Chen Y Q, et al. Nitrate leaching from maize intercropping systems with N fertilizer over-dose[J]. Journal of Integrative Agriculture, 2012, 11(9): 1555 - 1565.
- 29 Asadi M E, Clemente R S, Gupta A D, et al. Impacts of fertigation via sprinkler irrigation on nitrate leaching and corn yield in an acid-sulphate soil in Thailand[J]. Agricultural Water Management, 2002, 52(3): 197 - 213.

~~~~~

(上接第 48 页)

- 5 阮久宏, 李贻斌, 荣学文, 等. 无人驾驶高速 AWID-AWIS 车辆运动控制研究[J]. 农业机械学报, 2009, 40(12): 37 - 42.  
Ruan Jiuhong, Li Yibin, Rong Xuewen, et al. Control of unmanned high-speed AWID-AWIS vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(12): 37 - 42. (in Chinese)
- 6 李文哲, 徐绮川. 汽车拖拉机学-底盘构造与车辆理论[M]. 北京: 中国农业出版社, 2005.
- 7 Masri B Baharom, Khalid Hussain, Andrew J Day, et al. Design of full electric power steering with enhanced performance over that of hydraulic power-assisted steering[J]. Proc IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2013, 227(3): 390 - 399.
- 8 Dannohl C, Muller S, Ulbrich H, et al.  $H_{\infty}$ -control of a rack-assisted electric power steering system[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(4-6): 527 - 544.
- 9 Tin Lunlam, Qian Huihuan, Xu Yangsheng, et al. Omnidirectional steering interface and control for a four-wheel independent steering vehicle[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2010, 15(3): 329 - 338.
- 10 Wang J M, Hsieh F. Vehicle yaw-inertia-and mass-independent adaptive steering control[J]. Proc IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2009, 223(9): 1101 - 1108.
- 11 Simionescu P A, Ilie Talpasanu. Synthesis and analysis of the steering system of an adjustable tread-width four-wheel tractor[J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(5): 526 - 540.
- 12 Zhang Z, Chau K, Wang T Z, et al. Analysis and stabilization of chaos in the electric-vehicle steering system[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2013, 62(1): 118 - 126.
- 13 Yoshihiro Takita. Drift turning of lateral guided vehicle with sensor steering mechanism (application of a variable kinetic friction model)[J]. 日本機械学会論文集: C 編, 2002, 68(675): 3170 - 3177.
- 14 Jian Xiaogang, Wang Yefeng, Yang Pengchun, et al. Schematic design and research on steering mechanism of drilling robot[M] // Frontier in Information Engineering for Mechanics and Materials, 2012: 317 - 321.
- 15 刘平义, 宣建敏, 李海涛, 等. 适应轮距调整车辆的转向机构: 中国, 201310395112.7[P]. 2013 - 12 - 25.
- 16 冯其波, 崔建英, 陈士谦. 基于平行四边形机构的车轮几何参数自动测量方法的研究[J]. 机械工程学报, 2004, 40(9): 190 - 194.  
Feng Qibo, Cui Jianying, Chen Shiqian. Novel method for automatically measuring geometric parameters of train wheels based on parallelogram mechanisms [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(9): 190 - 194. (in Chinese)
- 17 孙松林, 吴运强, 任述光. 变型拖拉机转向梯形机构参数最佳值的确定[J]. 湖南农业大学学报: 自然科学版, 2003, 29(2): 161 - 162.  
Sun Songlin, Wu Yunqiang, Ren Shuguang. Determination of optimum parameter s of steering trapezium mechanism of derivative tractor[J]. Journal of Hunan Agricultural University: Natural Sciences, 2003, 29(2): 161 - 162. (in Chinese)
- 18 窦玲静. 高地隙自走式喷雾机轮距可调式转向系统的设计与研究[D]. 北京: 中国农业机械化科学研究院, 2012.
- 19 马丽娜, 毛恩荣, 朱忠祥, 等. 轮式联合收获机转向桥壳优化设计[J]. 农业机械学报, 2013, 44(增刊 2): 283 - 287.  
Ma Li'na, Mao Enrong, Zhu Zhongxiang, et al. Optimized design of steering axle housing for wheeled combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(Supp. 2): 283 - 287. (in Chinese)
- 20 农琪, 谢亚冬. 基于 MATLAB 的叉车曲柄滑块式转向机构的优化设计[J]. 制造业自动化, 2010, 32(12): 78 - 79.