

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.06.016

联合收获机原地转向变速器设计*

陈霓¹ 王志明¹ 陈德俊¹ 李红阳² 胡华东² 熊永森¹

(1. 金华职业技术学院机电工程学院, 金华 321000; 2. 浙江四方集团公司, 永康 321315)

摘要: 为提高联合收获机的机动性和工作效率, 设计了由湿式摩擦片离合器传递反转动力的原地转向行走变速器并进行试验研究。结果表明: 正、反转动力转换柔和传递可靠, 理论转向半径为零; 与传统单边制动转向机构相比, 作相同角度转向时, 转向行程比后者下降了 50%, 转向功耗比后者下降 41.43%, 并减轻了对田间地表的破坏。原地转向技术的应用, 可减少田间作业空行程, 提高机器机动性, 从而提高了联合收获机的整机技术水平。

关键词: 联合收获机 变速器 原地转向 设计

中图分类号: S219.032.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)06-0084-04

Design of Pivot Steering Transmission for Combine Harvester

Chen Ni¹ Wang Zhiming¹ Chen Dejun¹ Li Hongyang² Hu Huadong² Xiong Yongsen¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Jinhua Polytechnic, Jinhua 321000, China

2. Zhejiang Sifang Group Co., Yongkang 321315, China)

Abstract: In order to improve flexibility and operation efficiency of combine harvester, a pivot steering transmission was designed and tested. A clutch system with wet friction plate was used to transmit the positive and negative power. Results showed that the exchange between forward rotation power and reverse rotation power was soft and reliable. Theoretical turning radius of combine harvester was zero. When steering at the same angle, the turning stroke and power consumption were reduced by 50% and 41.43% respectively, compared with traditional turning mechanism in one side brake. It could also reduce the damage to soil. The pivot steering transmission could reduce the idle stroke of field working and improve intelligence of combine harvester.

Key words: Combine harvester Transmission Pivot steering Design

引言

水稻联合收获机普遍采用橡胶履带式行走机构, 为提高作业效率和机动性, 减少作业中的空行程, 要求行走变速器具有优越的转向性能, 小田块作业时尤为如此。实现原地转向是提高联合收获机转向性能的有效手段。现有履带式联合收获机变速器均按单侧履带完全制动获得最小转向半径的方案设计。制动履带完全制动引起严重括土、破坏土壤且产生制动功耗。若能使两则履带一正一反运转, 则可实现理论半径为零的原地转向, 不但缩小转向半径, 并且能克服制动履带因滑移拥土而增大阻力的

缺点^[1]。20世纪70年代, 湖北潜江机械厂等单位曾开展了正、反转行星机构行走变速箱用于联合收获机的研究, 因结构复杂、质量大而未被应用。姚世琼等设计了行星机构和摩擦元件相结合的正、反转行星机构并进行试验研究^[2]。黄海东等对原地转向时履带板的运动轨迹进行了分析, 认为转向角度大于90°后, 转向时剪切土壤阻力矩下降^[3]。曹付义等对液压-机械双功率流行星齿轮差速转向机构进行了试验研究, 建立了运动方程和转矩方程^[4]。迟媛等设计了由3套行星系组成的履带车辆差速式液力机械双功率流转向机构, 由发动机输出的功率分成液压和机械2股功率流, 机械一股用于直行, 液

收稿日期: 2012-05-07 修回日期: 2012-08-04

* 浙江省科技重大专项工程农业资助项目(2007C12077)

作者简介: 陈霓, 副教授, 主要从事机电一体化与农业机械研究, E-mail: cyiny@163.com

压一般用于转向^[5]。日本洋马农机株式会社开发了采用2个液压马达的方向盘式转向机构,其中一个用于直行,另一个用于转向,可操纵方向盘使两侧履带反向运动,实现机器原地转向^[6]。上述研究,对原地转向技术的意义都作了充分肯定,但至今少见有产品在水稻联合收获机上应用,究其原因可能是其设计与当前广泛应用的水稻联合收获机履带式行走变速箱缺乏技术衔接。为此本文对原地转向变速箱进行设计。

1 基本结构和工作原理

为使驱动轮一正一反旋转实现机器原地转向,行走变速箱必须具备两路独立的动力。本设计在液压马达动力输入变速箱后将其分为A、B两路正、反转动力,A路正转动力由驱动齿轮经中央传动齿轮及右、左两侧牙嵌离合器齿轮向两侧(或一侧)传送正转动力;B路反转动力由与驱动齿轮位于同一轴上的右或左反转驱动齿轮驱动,经右或左换向齿轮、右或左反转离合器齿轮和右或左牙嵌离合器齿轮向右或左侧传送反转动力。当向右原地转向时,只需操纵右侧拨叉向右移,使右侧牙嵌离合器与中央传动齿轮分离后与右侧反转离合器结合,反转动力即由右牙嵌离合器齿轮经右传动齿轮使右驱动轮反向运转。牙嵌离合器啮合深度4 mm,拨叉在液压操纵下可在机器运行状态中平顺分离与啮合。由于驱动齿轮和右反转驱动齿轮齿数相等,中央传动齿轮和右反转离合器齿轮齿数相等,故可使左、右驱动轮转速相等,方向相反,实现机器向右原地转向。若仅使右牙嵌离合器与中央传动齿轮分离而不与右反转离合器结合,即仅使用A路动力,则右侧履带靠惯性前行,速度下降,机器向右转大弯;若仅使用A路动力且左、右牙嵌离合器始终与中央传动齿轮结合,则左、右驱动轮转速相同,方向相同,机器可稳定直行。总之,仅仅使用A路动力时,机器直行或转大弯;同时使用A、B两路动力时,左、右驱动轮转动方向相反,转速相等还可操纵一侧拨叉使该履带作不同程度反转获得不同回转半径或作稳定原地转向,以上工况均由一操纵杆左、右倾斜操纵完成。反转离合器的设计是本设计的关键。原地转向机构传动原理图(局部)如图1所示,各种工况传动路线如表1所示。

2 反转离合器基本参数

2.1 计算转矩

机器原地转向时,由发动机传来的B路动力扭矩由反转离合器在土壤附着条件允许条件下传递,

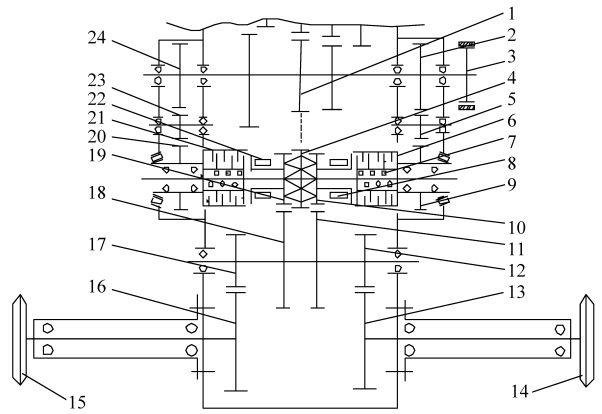


图1 原地转向机构传动原理图(局部)

Fig. 1 Transmission principle scheme of pivot steering mechanism

1. 驱动齿轮 2. 右反转驱动齿轮 3. 制动器 4. 中央传动齿轮
5. 右换向齿轮 6. 右反转离合器 7. 右压缩弹簧 8. 右拨叉
9. 右反转离合器齿轮 10. 右牙嵌离合器齿轮 11. 右传动齿轮
12. 右减速齿轮 13. 右末级齿轮 14. 右驱动轮 15. 左驱动轮
16. 左末级齿轮 17. 左减速齿轮 18. 左传动齿轮 19. 左牙嵌离合器齿轮
20. 左反转离合器齿轮 21. 左反转离合器 22. 左拨叉
23. 左换向齿轮 24. 左反转驱动齿轮

表1 不同工况下变速器传动路线

Tab. 1 Routes of transmission under different conditions

工况	履带	传动路线 (齿轮代号)	牙嵌 离合器	反转 离合器
直行	左,正转	(1)→(4)→(19)→(18)→ (17)→(16)→(15)	合	分
	右,正转	(1)→(4)→(10)→(11)→ (12)→(13)→(14)	合	分
转大弯 (向右)	左,正转	同于直行工况	合	分
	右,无动力	(1)→(4)	分	分
原地转 (向右)	左,正转	同于直行工况	合	分
	右,反转	(2)→(5)→(9)→(10)→ (11)→(12)→(13)→(14)	分	合

反转离合器的计算转矩^[1-7]为

$$T_j = \beta \frac{0.5 m_s g \varphi r_d}{i_m \eta_m \eta_q} \quad (1)$$

- 式中 β ——转向离合器储备系数,取 1.4
 m_s ——联合收获机使用质量,取 2 800 kg
 g ——重力加速度,取 9.8 m/s²
 φ ——橡胶履带与土壤附着系数,取 0.8
 r_d ——驱动轮半径,取 0.105 m
 i_m ——最终传动比,取 6.57(转向轴至驱动轮)
 η_m ——最终传动效率,取 0.98
 η_q ——履带驱动段效率,取 0.93

将上述数据代入式(1)得 $T_j = 282.28 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

2.2 反转离合器摩擦片内、外半径

根据文献[7]

$$R_2 = 0.86 \sqrt[3]{\frac{T_j}{z\varepsilon[q](1-c^2)(1+c)}} \quad (2)$$

式中 R_2 ——反转离合器摩擦片外半径, mm

z ——摩擦片对数, 一般 10~12 个, 取 12

$[q]$ ——摩擦片许用单位压力, 纸基摩擦片, 取 1 MPa

c ——摩擦片内、外径之比, $c = 0.7 \sim 0.8$, 取 0.72

ε ——摩擦因数, 取 0.12

代入数据可求得 $R_2 = 53.32$ mm, 取 55 mm。摩擦片内径 $R_1 = cR_2 = 0.72 \times 55 = 36$ mm, 取 36 mm。

3 原地转向运动学和动力学分析

3.1 履带速度和整机回转角速度

假设两侧土壤条件相同, 履带运动时无滑转和滑移, 则有

$$v_1 = -v_2 \quad (3)$$

$$\omega = \frac{2v_1}{B} \quad (4)$$

式中 v_1 ——左履带前进速度, m/s

v_2 ——右履带后退速度, m/s

B ——左、右履带中心距, m

ω ——原地转向角速度, rad/s

3.2 受力分析

原地转向与常规转向一样, 主要受到 3 种力的作用, 即正、反转履带的驱动力 P_1 和 P_2 ; 正、反转履带所受的滚动阻力 F_1 和 F_2 和转向阻力矩 M_μ 。经测定, 重心偏移 $d = 10.71$ mm, $e = 51.75$ mm, 如图 2 所示。

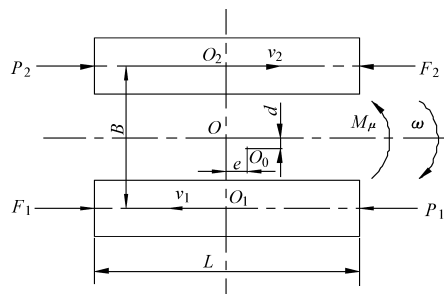


图 2 原地转向履带速度和受力

Fig. 2 Force and speed of pivot steering

$$P_1 - P_2 - F_1 + F_2 = 0 \quad (5)$$

$$(P_1 + P_2) \frac{B}{2} - (F_1 + F_2) \frac{B}{2} - M_\mu = 0 \quad (6)$$

式中 M_μ ——转向阻力矩, N·m

由于重心偏向 O_1 履带, 故有

$$F_1 = \frac{m_s f}{2} \left(1 + \frac{2d}{B} \right) \quad (7)$$

$$F_2 = \frac{m_s f}{2} \left(1 - \frac{2d}{B} \right) \quad (8)$$

式中 f ——滚动阻力系数, 取 0.11

解式(6)可求得

$$P_1 = F_1 + \frac{M_\mu}{B} \quad (9)$$

$$P_2 = -F_2 - \frac{M_\mu}{B} \quad (10)$$

$$M_\mu = 2 \left(\int_0^{\frac{L}{2}+x_0} \mu q x dx + \int_0^{\frac{L}{2}-x_0} \mu q x dx \right) \quad (11)$$

将 $q = \frac{m_s}{2L}$ 代入式(11)并积分得

$$M_\mu = \frac{\mu m_s L}{4} \left[1 + \left(\frac{2x_0}{L} \right)^2 \right] \quad (12)$$

式中 x_0 ——机器重心 O 纵向偏移, $x_0 = e$

L ——履带接地长度, $L = 1.35$ m

μ ——转向阻力系数, 稻麦茬地取 $\mu = 0.7$

将前述数据代入式(7)~(12), 得 $F_1 = 1540.89$ N, $F_2 = 1478.82$ N, $P_1 = 7987.59$ N, $P_2 = -7961.52$ N, $M_\mu = 6482.7$ N·m。

3.3 原地转向功率消耗

联合收获机原地转向时, 发动机功率主要消耗于克服转向时的总阻力矩, 故有

$$N_\omega = M_Z \omega = (F_1 + F_2) \frac{B}{2} + M_\mu \quad (13)$$

式中 N_ω ——原地转向功率消耗, kW

M_Z ——转向总阻力矩, N·m

转向时机器降速, 设 $v_1 = v_2 = 0.5$ m/s, $\omega = 1$ rad/s 将数据代入得 $N_\omega = 7.99$ kW。

3.4 原地转向位移方程和运动仿真

履带式联合收获机原地转向时, 两侧履带一正一反转, 履带上某履节 A_0B_0 从接触地面到离开地面, 其上任一点相对于地面(静坐标系 xOy)的运动即绝对运动, 是该点相对于机架(动坐标系 $x'O'y'$)的相对运动和机架上与该点重合的点相对于地面的牵连运动($\theta = \omega t$)的合成(图 3)。其位移方程为

$$\begin{cases} x = x' \cos \theta - y' \sin \theta \\ y = x' \sin \theta + y' \cos \theta \end{cases} \quad (14)$$

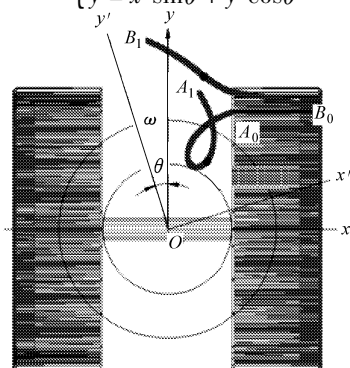


图 3 原地转向履带节 A_0B_0 两端点运动轨迹

Fig. 3 Trace of A_0B_0 of pivot steering

其中 $x' = x_1 \quad y' = y_1 - v_i t \quad \theta = \omega t$
 式中 x' ——该点在动坐标轴 x' 上的投影
 y' ——该点在动坐标轴 y' 上的投影
 θ ——动、静坐标系相应坐标轴的夹角
 x_1 ——两坐标重合时该点在 x 轴投影
 y_1 ——两坐标重合时该点在 y 轴投影
 t ——时间
 v_i ——原地转向时履带速度, $i = 1, 2$

以轨距 $B = 1\ 000\ \text{mm}$, 接地长度 $L = 1\ 350\ \text{mm}$, $x_1 = 400\ \text{mm}$, $y_1 = 675\ \text{mm}$, $\omega = 1\ \text{rad/s}$, $v_i = 0.5\ \text{m/s}$, 将这些参数代入建模并仿真, 其运动轨迹如图 3 所示。绕扣 A_0A_1 为 A_0 点的运动轨迹, 曲线 B_0B_1 为 B_0 点的运动轨迹。

4 原地转向特征分析

4.1 理论转弯半径为零且转向行程短

机体中心投影与回转中心的距离称为转向半径。原地转向时, 回转中心与机体中心投影重合, 因此理论转向半径为零。若以单侧履带中心线与回转中心的距离作为转向半径, 常规转向机构以单侧履带制动来实现最小半径转向, 其转向半径轨距为 B , 原地转向半径为 $0.5B$ 。如轨距均为 $1\ \text{m}$ 的联合收获机以最小转弯半径作 180° 转向时, 原地转向机构履带行程为 $0.785\ \text{m}$, 常规转向机构履带行程为 $1.57\ \text{m}$, 是原地转向的 2 倍, 因此原地转向可减少作业时的空行程, 提高时间利用率并节约能耗。

4.2 转向时对土壤破坏减少

常规转向机构在湿田作单边制动转向时, 被制动履带在田面上拖动、积泥, 不但增大了转向阻力, 且破坏了地表土壤(图 4 中 F 区域), 而原地转向时则不会出现此类情况(图 4 中 E 区域)。

4.3 减小转向功耗

常规转向机构以完全制动单侧履带作最小半径转向, 消耗了制动功耗。单边完全制动时制动履带速度 $v_1 = 0$, 转向履带保持前进速度 $v_2 = 1\ \text{m/s}$, 全部驱动力 P_1, P_2 作用在转向侧履带 O_2 以克服转向阻力矩 M_μ , 假设传动与行走效率不变, 履带支承面无滑

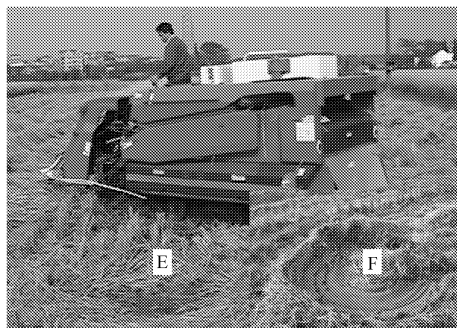


图 4 履带转向痕迹

Fig. 4 Turning trace

转和滑移, 其功率消耗^[1]

$$N_z = P(0.5 + \nu) v_2 \quad (15)$$

其中

$$P = P_1 + P_2 \quad (16)$$

$$\nu = \frac{M_\mu}{PB} \quad (17)$$

式中 P ——机器总驱动力, kN

ν ——转向参数

将前述数据代入式(17)可得 $\nu = 0.53$, 并代入式(15)得 $N_z = 12.3051 \times 1.03 \times 1 = 12.67\ \text{kW}$ 。

与原地转向功耗 $N_\omega = 7.99\ \text{kW}$ 相比, 单边制动转向的功耗增大了约 58.57%。

5 结论

(1) 利用摩擦片式离合器来传递反转动力, 可使单侧履带反转, 实现联合收获机原地转向。与当前广泛使用的稻麦联合收获机液压无级变速行走变速箱的技术衔接性好, 有利于快速转换应用。

(2) 原地转向的理论转向半径为零, 田间作业机动性好, 作相同角度转向时原地转向单侧履带的行程只有常规转向的 50%, 减少了空行程, 提高了时间利用率; 原地转向时两侧履带均处于行走状态, 故不会破坏土壤表层。

(3) 理论计算表明, 使用质量和轨距相同的 2 台联合收获机, 在相同挡位下, 理论转向半径为零的原地转向的转向功耗为 $7.99\ \text{kW}$, 而理论转向半径为轨距 B 的单边制动转向的转向功耗为 $12.67\ \text{kW}$, 比原地转向的功耗增大 58.57%。

参 考 文 献

- 1 机械电子工业部洛阳拖拉机研究所. 拖拉机设计手册:上册 [M]. 北京:机械工业出版社, 1994:287~290.
- 2 姚世琼. 水稻联合收获机转向机构的探讨[J]. 农业机械学报, 1989, 20(4):91~94.
- 3 黄海东, 吕俊伟, 程悦菽, 等. 履带板转向运动轨迹分析[J]. 农业机械学报, 1999, 30(1):23~27.
Huang Haidong, Lü Junwei, Cheng Yuesun, et al. Study on track turning trace [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1999, 30(1):23~27. (in Chinese)
- 4 曹付义, 周志立, 贾鸿社. 履带拖拉机液压机械双功率流差速转向机构设计[J]. 农业机械学报, 2006, 37(9):5~8.
Cao Fuyi, Zhou Zhili, Jia Hongshe. Design of hydromechanical double power differential steering mechanism for tracked tractor [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(9):5~8. (in Chinese)

- 10 van Puyvelde D R, Young B R, Wilson M A, et al. Experimental determination of transverse mixing kinetics in a rolling drum by image analysis[J]. Powder Technology, 1999,106(3): 183 ~ 191.
- 11 Mellman J. The transverse motion of solids in rotating cylinders-forms of motion and transition behavior[J]. Powder Technology, 2001, 118(3): 251 ~ 270.
- 12 van Puyvelde D R, Wilson M A, Young B R, et al. Modelling transverse mixing in a rolling drum[J]. The Canadian Journal of Chemical Engineering, 2000,78(4): 635 ~ 642.
- 13 陈进,周韩,赵湛,等. 基于 EDEM 的振动种盘中水稻种群运动规律研究[J]. 农业机械学报,2011,42(10):79 ~ 83.
Chen Jin,Zhou Han,Zhao Zhan, et al. Analysis of rice seeds motion on vibrating plate using EDEM[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(10):79 ~ 83. (in Chinese)
- 14 李媛华. 基于离散元技术的球磨机参数优化研究[D]. 长春:吉林大学,2009.
Li Yuanhua. Study on the parameter optimization of ball mills based on the technology of distinct element method [D]. Changchun: Jilin University,2009. (in Chinese)
- 15 李洪昌,李耀明,唐忠,等. 风筛式清选装置振动筛上物料运动 CFD-DEM 数值模拟[J]. 农业机械学报,2012,43(2): 79 ~ 84.
Li Hongchang,Li Yaoming,Tang Zhong, et al. Numerical simulation of material motion on vibrating screen of air-and-screen cleaning device based on CFD-DEM[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(2):79 ~ 84. (in Chinese)
- 16 Wang R F, Li Z Y. Soybean drying characteristics in microwave rotary dryer with forced convection[J]. Frontiers of Chemical Engineering in China, 2009, 3(3): 289 ~ 292.
- 17 Wang R F, Li Z Y, Su W G, et al. Comparison of microwave drying of soybean in static and rotary conditions[J]. International Journal of Food Engineering, 2010, 6(2):12.
- 18 Wang R F, Li Z Y, Wu L, et al. Effects of MW-hot air parameters on drying soybeans[J]. Transactions of the TSTU, 2012, 18(1):115 ~ 127.
- 19 刘传云,张强,毛志怀. 大豆表观接触弹性模量的测定[J]. 粮食与饲料工业,2007(10):12 ~ 14.
Liu Chuanyun, Zhang Qiang, Mao Zhihui. Determination of apparent contact elastic modulus of soybean kernels[J]. Cereal & Feed Industry, 2007(10):12 ~ 14. (in Chinese)
- 20 Misra R N, Young J H. A model for predicting the effect of moisture content on the modulus of elasticity of soybeans[J]. Transactions on the ASAE, 1981,24(5): 1 241 ~ 1 338,1 347.
- 21 刘雪慧. 结构实验模型材料有机玻璃的某些机械性能的研究[J]. 西北工业大学学报,1965(2):47 ~ 57.
- 22 徐志宝. 基于离散元法的大豆碰撞过程仿真分析[D]. 长春:吉林大学,2006.
Xu Zhibao. Simulation analysis of collision process of soybean based on the DEM [D]. Changchun: Jilin University,2006. (in Chinese)
- 23 Henein H, Brimacombe J K, Watkinson A P. Experimental study of transverse bed motion in rotary kiln[J]. Metallurgical Transactions B,1983,14(2):191 ~ 205.

(上接第 87 页)

- 5 迟媛,蒋恩承. 履带车辆差速式转向机构性能试验[J]. 农业机械学报,2008,39(7): 15 ~ 17.
Chi Yuan, Jiang Encheng. Performance tests on differential steering mechanism of tracked vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(7):15 ~ 17. (in Chinese)
- 6 日高茂实. 强制デフ式操舵システムの開発:第1報 [J]. 農業機械学会誌, 2002,64(2):111 ~ 116.
- 7 翁家昌,高宗英,谭正三,等. 拖拉机构造、原理和计算[M]. 北京:中国工业出版社,1964:72 ~ 82.
- 8 镇江农业机械学院,洛阳农业机械学院. 拖拉机理论[M]. 北京:中国农业机械出版社,1981:123 ~ 141.
- 9 高行方. 几种中小型履带自走式水稻联合收割机转向机构的性能介绍[J]. 粮油加工与食品机械,1975(8):64 ~ 82.
- 10 陈霓,熊永森,胡华东,等. 联合收割机用零半径转向行走变速箱:中国,ZL 2010 1 0574927. 8[P]. 2012-12-19.
- 11 陈德俊,陈霓,马广,等. 履带式稻麦联合收割机 0 轴转向变速箱:日本,PCT/CN2011/077888[P]. 2012-05-31(WIPO).
- 12 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.
- 13 李勇,姚宗伟,王国强. 四履带车辆转向性能仿真研究[J]. 农业机械学报,2011,42(2): 34 ~ 38.
Li Yong, Yao Zongwei, Wang Guoqiang. Steering performance simulation of four-tracked vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(2): 34 ~ 38. (in Chinese)
- 14 张广庆,朱思洪,李伟华,等. 铰接摆杆式大功率拖拉机原地转向仿真与实验[J]. 农业机械学报,2012,43(10): 25 ~ 30.
Zhang Guangqing, Zhu Sihong, Li Weihua, et al. Simulation and experiment of in-situ steering of large wheel tractor with hinge swing link [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(10): 25 ~ 30. (in Chinese)
- 15 姚克恒,刘世豪,夏拥军,等. 开沟机作业功耗的正交试验分析及优化设计[J]. 排灌机械工程学报,2011,29(6): 529 ~ 535.
Yao Keheng, Liu Shihao, Xia Yongjun, et al. Orthogonal experiment analysis and optimization design for operation power of ditcher[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011,29(6): 529 ~ 535. (in Chinese)