

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.08.011

# 后悬挂农具田间试验平台\*

乔晓东<sup>1</sup> 王晓燕<sup>1</sup> 颜华<sup>2</sup> 李洪文<sup>1</sup> 何进<sup>1</sup> 王庆杰<sup>1</sup>

(1. 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;

2. 中国农业机械化科学研究院现代农装科技股份有限公司, 北京 100083)

**摘要:** 为了解决现有后悬挂农具测试系统测试项目少和试验平台少的问题,在汲取其他试验平台设计经验的基础上,设计了一种牵引式多挡位后悬挂农具田间试验平台。根据静力学平衡原理,绘制了试验平台液压三点悬挂性能曲线;并在田间拖拉机、田间试验平台、试验平台悬挂2BDM-12型小麦对行播种机、试验平台悬挂2BMSF-12/6型免耕施肥播种机等4种工况下进行了转向操作性、行驶直线性和动力输出轴最高转速等功能试验。4种工况下转向操作性不变,加装试验平台后转向操作性、行驶直线性和最高转速虽有变化但在允许范围之内。试验结果表明该田间试验平台设计满足后悬挂农具田间试验功能要求。

**关键词:** 试验平台 后悬挂 静力学 测试参数

**中图分类号:** S22; S237 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)08-0063-06

## Field Experiment Platform for Rear Suspension

Qiao Xiaodong<sup>1</sup> Wang Xiaoyan<sup>1</sup> Yan Hua<sup>2</sup> Li Hongwen<sup>1</sup> He Jin<sup>1</sup> Wang Qingjie<sup>1</sup>

(1. Beijing Key Laboratory of Optimized Design for Modern Agricultural Equipment, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. Modern Agricultural Equipment Co., Ltd., Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences, Beijing 100083, China)

**Abstract:** According to the problems of few test projects and test platforms in the existing rear suspension testing system, a tractive rear suspension multi-position rear suspension field experiment platform was designed on the basis of the relative design experience. Based on the statics principles, the suspension performance curves of hydraulic pressure three points were drawn. The steering operational, driving linearity and power output shaft with the highest speed under tractor, experiment platform, experiment suspending 2BDM-12 wheat specific row no-till dill and experiment suspending 2BMSF-12/6 no-till dill were tested in the field. The results showed that the steering operational, driving linearity and power output shaft with the highest speed had some changes but within allowed limits under four conditions. Therefore field experiment platform met the requirements of the rear suspension equipment tests in the field.

**Key words:** Experiment platform Rear suspension Statics Test parameters

### 引言

后悬挂农具能增加拖拉机驱动轮垂直载荷,提高机组牵引性能,因此中小型土壤耕作、播种、栽植、植保等农具广泛采用该类型<sup>[1]</sup>。后悬挂农具的性能试验在样机优化设计、农具安全使用、机组合理配

备等方面具有重要意义。

农具性能试验分为土槽试验和田间试验<sup>[3-10]</sup>。土槽试验主要以电力作为动力来源,实现台车及试验设备的前进后退、上下浮动、左右偏移以及不同扭矩转速输出等运动。农具土槽试验既具有技术设备成熟、不受季节气候等自然环境因素影响等优点,又

收稿日期: 2012-12-24 修回日期: 2013-02-21

\* 国家自然科学基金资助项目(51175499)、公益性行业(农业)科研专项资助项目(200903009)和北京市自然科学基金资助项目(6112015)

作者简介: 乔晓东, 博士生, 主要从事现代农业装备与计算机测控研究, E-mail: b10209197@cau.edu.cn

通讯作者: 王晓燕, 教授, 博士生导师, 主要从事现代农业装备与计算机测控研究, E-mail: xywang@cau.edu.cn

具有土壤更换困难,恢复时间长,无法完全实现农具真实的田间作业环境等缺点,特别是无法进行机组油耗和尾气排放试验。目前,国内外研制的农具田间试验设备测试参数相对较少,文献[8~10]只是针对农具力学参数试验;农机综合测试仪也只能进行速度、油耗、牵引力、牵引功率的试验,同时油耗、牵引力、牵引功率试验需要一台辅助拖拉机,效率低<sup>[11]</sup>;拖拉机是农具田间试验的主要动力,多数拖拉机动力输出轴仅能提供2种不同转速,无法满足农具旋转部件优化设计试验要求。对于能够提供多种转速和扭矩,同时实时测试牵引功率、旋转功率、燃油消耗和尾气排放等主要性能参数的试验设备,国内外未见相关报道。

本文设计一种前部由拖拉机牵引、中间配置多级变速器、两侧配置多种试验仪器仪表及数据采集系统、后部配置具有三点悬挂功能的六分力试验装置,在多级变速器末端安装旋转型扭矩传感器多功能田间试验平台,并对其三点悬挂性能进行力学分析和曲线绘制;同时对试验平台进行田间试验验证。

## 1 整机设计与工作原理

### 1.1 整机设计

目前,拖拉机田间作业机组有牵引式、悬挂式和半悬挂式等类型。考虑到悬挂式试验平台消耗拖拉机功率大,影响机架后部液压三点悬挂系统提升性能及机组的纵向稳定性,而牵引式试验平台在工作或运输时,试验平台重量大都由本身的行驶轮承受,机组稳定性好,对不平地面适应性强<sup>[1]</sup>,故试验平台采用与拖拉机牵引装置联结的牵引架式,后部装配液压三点悬挂系统,以满足后悬挂农具试验作业要求。

后悬挂农具田间试验平台和雷沃欧豹 TD904 型轮式拖拉机配套使用,主要用于后悬挂农具田间性能试验。田间试验平台主要由牵引架、机架、行走机构、多级变速器、六分力试验装置和液压三点悬挂系统等构成,如图1所示。

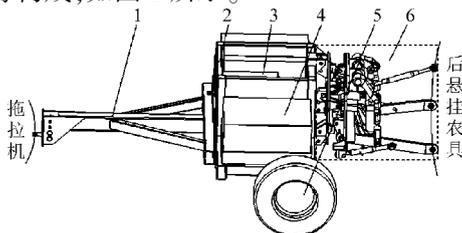


图1 田间试验平台结构示意图

Fig. 1 Structure of platform for field experiment

1. 牵引架 2. 机架 3. 多级变速器 4. 防尘柜 5. 行驶机构
6. 门架式液压三点悬挂六分力测试装置

整机主要结构参数为:整机结构质量 1 212 kg、外形尺寸 4 240 mm × 2 600 mm × 1 700 mm,配套动力 60 kW,最小离地间隙 405 mm,轮距 2 400 mm,系统最大提升力(悬挂点后 610 mm 处)20 kN,动力输出轴转速 0 ~ 1 000 r/min,16 挡。

### 1.2 工作原理

牵引架和多级变速器动力输入轴分别通过牵引销和万向节与拖拉机牵引装置及动力输出轴相连接,驱动行驶机构和多级变速器工作。旋转型扭矩传感器动力输入、输出轴分别通过万向节与多级变速器和农具动力输入轴连接,用于农具旋转部件输入扭矩和转速的试验。机架两侧分别配置防尘柜,各仪器仪表及数据采集系统等通过卡箍和胶垫固定在底部,达到防尘防震效果。六分力前门架通过3个柱状销与机架后部铰接。前后门架中间配置6个拉压传感器,实现农具3个相互垂直方向力和力矩的测试;三点悬挂配置在六分力试验装置后门架正后方,实现农具的挂接、升降及传递牵引力的功能。

## 2 关键部件设计

目前,田间测试系统动力输出轴转速通常采用现有拖拉机动力输出轴转速进行田间试验和作业,可选用转速较少,无法满足后悬挂农具田间旋转功率的测试。六分力测试通常需要在土槽中进行,为了在田间完成这两项测试和运输作业,本文设计一种满足一般后悬挂农具田间试验要求的多级变速器,并在六分力测试门架基础上进行液压三点悬挂系统杆件铰接点坐标设计。

### 2.1 多级变速器

为了满足后悬挂农具旋转部件性能试验要求,试验平台中部配置多级变速器,并分别通过万向节与雷沃欧豹 TD904 型轮式拖拉机动力输出轴和旋转型扭矩传感器连接。

#### 2.1.1 最大输入扭矩

多级变速器最大输入扭矩主要由配套雷沃欧豹 TD904 型轮式拖拉机动力输出轴最大输出扭矩及后悬挂农具田间试验作业要求等因素决定。

雷沃欧豹 TD904 型轮式拖拉机动力输出轴功率为 56.3 kW,转速为 540/1 000 (r/min),动力输出轴转速为 540 r/min 时扭矩最大,约为 996 N·m;文献[1]研究表明,在不同土壤状况下,旋耕机单位幅宽最大扭矩约为 740 N·m,考虑到机组在作业过程中,牵引功率的消耗和田间农具实际作业状况,试验平台选用最大输入扭矩为 750 N·m 的万里扬重卡“S”系列变速器。

### 2.1.2 多级变速器输出转速

变速器输出转速等于输入转速与挡位比值。由于采用万向节与拖拉机动力输出轴连接,因此变速器输入转速与拖拉机动力输出轴转速相同,结合沃欧豹 TD904 型轮式拖拉机动力输出轴转速 540/1 000 (r/min) 和万里扬重卡“S”系列变速器型谱表,计算出该系列变速器输出转速。根据变速器最终输出转速分布均匀性,试验平台选择 8S90TB 型变速器。

### 2.2 门架式液压三点悬挂六分力测试装置

测试装置可以在对后悬挂农具进行 3 个相互垂直方向力和力矩测试的同时进行旋转功率的传递和测试,其中用于六分力测试的 6 个拉压传感器分别通过定位销铰接在前后门板支座上,门内留出足够空隙,保证旋转功率的传递和测试。门架式液压三点悬挂六分力测试装置主要由前后门架,6 个拉压传感器和液压三点悬挂系统组成,如图 2 所示。

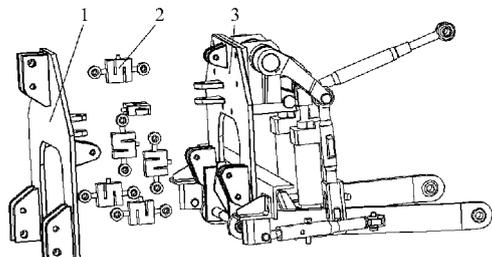


图 2 门架式液压三点悬挂六分力测试装置分解示意图

Fig. 2 Decomposition schematic of portal hydraulic three points suspension and six component testing device

1. 前门架 2. 拉压传感器 3. 液压三点悬挂及后门架

#### 2.2.1 动力输出轴间隙尺寸

试验平台由拖拉机动力输出轴(PTO)经中间多级变速箱及旋转型扭矩传感器为农具旋转工作部件提供动力,因此六分力测试装置前后支架采用门架形式。为避免受到可移动或可拆卸装置的限制,根据 GB/T 17126. 2—2009/ISO 5673 - 2:2005 及 GB/T 1592. 3—2008/ISO500 - 3:2004 规定,动力输出传动系的 PTO 周围空隙范围的尺寸应满足  $a_1, a_2 \geq 76$  mm,中心线位置左右偏置范围小于 25 mm,离地间隙  $h$  应满足:  $480 \text{ mm} \leq h \leq 800 \text{ mm}$ 。试验平台 PTO 安装位置如图 3 所示,其中矩形阴影区域为 PTO 中心线可安装位置。平台 PTO 与拖拉机、多级变速器、旋转型扭矩传感器 PTO 纵向位置重合,平台 PTO 中心线左右无偏置,距离门架竖直空隙  $a_1 = 150$  mm,左右空隙  $a_2 = 97$  mm,离地间隙  $h = 750$  mm,满足相关标准要求。

#### 2.2.2 液压三点悬挂系统铰接点中心坐标

为了实现后悬挂农具的挂接、升降及传递牵引力的功能,试验平台在六分力后门架配置液压三点

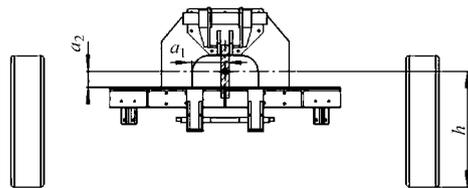


图 3 PTO 位置

Fig. 3 Position of PTO

悬挂系统。根据雷沃欧豹 TD904 型轮式拖拉机三点悬挂杆件及提升油缸规格参数和 GB/T 1593. 1—1996 要求,对各部件铰接点中心坐标进行了设计计算。以 2 个下铰点在地面投影中心为坐标原点,试验平台前进方向为 X 轴正方向,试验平台右侧为 Y 轴正方向,垂直向上为 Z 轴正方向,建立坐标系,如图 4 所示,在该坐标系下,各铰点坐标如表 1 所示。

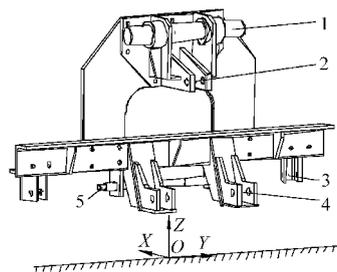


图 4 液压三点悬挂装配坐标示意图

Fig. 4 Coordinate schematic of hydraulic hitch system

1. 提升臂轴心 2. 上铰点 3. 限位杆铰点 4. 提升油缸下支点 5. 下铰点

表 1 液压三点悬挂装配铰点坐标

Tab. 1 Hydraulic three points suspension assembly

hinged point coordinates		mm	
铰点	X	Y	Z
左、右下铰点	0	±250	530
上铰点	-250	0	952
限位杆铰点	0	±590	530
提升油缸下支点	-278	±250	514
左、右提升臂轴心	-144	±210	1 133

### 3 试验平台液压三点悬挂性能

试验平台依据雷沃欧豹 TD904 型轮式拖拉机设计,拖拉机、试验平台及后悬挂农具受力分析示意图如图 5、6 所示。

(1) 避免前轮胎超载的农具最大质量为

$$m_{\max/l} = \frac{F'(d+e) + m_c g e}{(f+y)g} \quad (1)$$

其中  $F' = -F$   $F = \frac{N_{t1}(a+b) - m_t g b}{c}$

式中  $m_{\max/l}$ ——避免前轮胎超载的农具最大悬挂质量

$F'$ ——拖拉机对试验平台垂直方向合力

- $d$ ——牵引点至试验平台质心水平间距  
 $e$ ——试验平台质心至其轮胎水平间距  
 $m_c$ ——试验平台结构质量  
 $f$ ——试验平台轮胎中心至下悬挂点(下拉杆水平时)水平间距  
 $y$ ——下悬挂点(下拉杆水平时)至农具质心水平间距  
 $F$ ——试验平台对拖拉机垂直方向合力  
 $N_{d1}$ ——地面对拖拉机前轮胎垂直合力  
 $a$ ——拖拉机质心至前轮胎中心水平间距  
 $b$ ——拖拉机质心至后轮胎中心水平间距  
 $m_t$ ——拖拉机结构质量  
 $c$ ——拖拉机后轮胎中心至牵引点水平间距

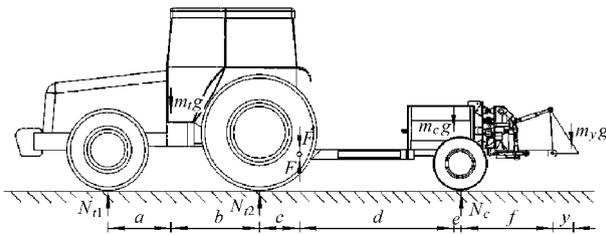


图5 后悬挂田间试验平台及农具受力分析示意图

Fig. 5 Force analysis of rear suspension test platform and farm equipment

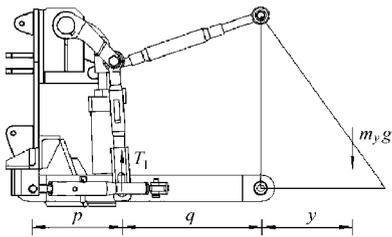


图6 下拉杆受力分析示意图

Fig. 6 Force analysis of down rod

(2) 保证拖拉机行驶安全的后轴载荷所确定的农具最大质量为

$$m_{\max 2} = \frac{F'(d+e) + m_c g e}{(f+y)g} \quad (2)$$

其中  $F' = -F$   $F = \frac{m_t g a - N_{d2}(a+b)}{a+b+c}$

式中  $m_{\max 2}$ ——保证拖拉机行驶安全的后轴载荷所确定的农具最大悬挂质量

$N_{d2}$ ——地面对拖拉机后轮胎垂直合力

(3) 避免试验平台轮胎超载的农具最大质量为

$$m_{\max 1} = \frac{N_c(d+e) - m_c g d}{(d+e+f+y)g} \quad (3)$$

式中  $m_{\max 1}$ ——避免试验平台轮胎超载的农具最大悬挂质量

$N_c$ ——地面对试验平台轮胎垂直合力

(4) 由液压悬挂系统最大提升力确定的能全行程提升的最大农具质量为

$$m_{\max 2} = \frac{T_1(p+q+610)}{(p+q+y)g} \quad (4)$$

式中  $m_{\max 2}$ ——液压悬挂系统最大提升力确定的能全行程提升的最大悬挂农具质量

$T_1$ ——提升杆对下拉杆(下拉杆水平时)垂直合力,取 20 kN

$p$ ——下铰点(下拉杆水平时)至提升杆作用点水平间距,取 610 mm

$q$ ——提升杆作用点(下拉杆水平时)至下悬挂点水平间距

由雷沃欧豹 TD904 型轮式拖拉机参数可知:  $m_t = 4\,155$  kg,  $a = 891$  mm,  $b = 1\,475$  mm,  $c = 260$  mm, 拖拉机前轮胎在 230 kPa 时,设计最大承受载荷 1 215 kg,假设保证拖拉机行驶安全的后轴载荷为拖拉机结构质量的 20%;由试验平台的设计安装测量可知:  $m_c = 1\,212$  kg,  $d = 281$  mm,  $e = 113$  mm,  $f = 1\,317$  mm,  $p = 344$  mm,  $q = 527$  mm,试验平台轮胎在 630 kPa,双轮胎最大设计承受载荷 3 000 kg,液压系统最大提升能力(悬挂点后 610 mm 处)为 20 kN,将以上数据代入式(1)~(4),可分别求得试验平台在以上 4 种临界状况下最大悬挂农具  $m_{\max}$  与质心距下悬挂点  $y$  关系曲线如图 7 所示。

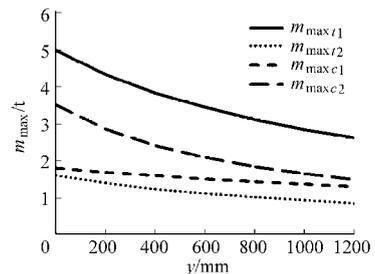


图7 最大悬挂质量  $m_{\max}$  与  $y$  的变化曲线

Fig. 7 Curves of the maximum mass and distance between centroid and suspension point

从图 7 中可以看出,在相同  $y$  情况下为保证拖拉机安全行驶的后轴载荷成为限制因素,且和其他临界状况下的  $m_{\max}$  相差较大,为此试验平台在拖拉机后轮胎位置选装了 540 kg 后配重,此时式(2)中试验平台对拖拉机垂直方向合力变为  $F = \frac{m_t g a - (N_{d2} + 540 \times 9.8)(a+b)}{a+b+c}$ ,增加配重后 4 种临界状况下最大悬挂农具  $m_{\max}$  与质心距下悬挂点  $y$  值关系曲线如图 8 所示。

从图 8 中可以看出,前轮胎超载安全系数最大;后三者在下悬挂点附近安全系数有一定差距,随着  $y$  的增加,安全系数趋于一致;试验平台轮胎超载安全系数最小,然而在距下悬挂点 610 mm 处,最大悬挂质量约为 1 470 kg,满足一般三点悬挂农具悬挂要求。

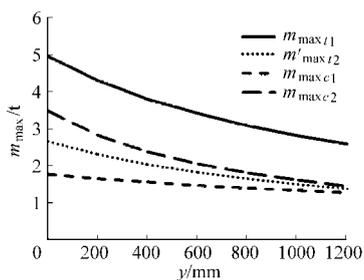


图8 增加配重后最大悬挂质量  $m_{\max}$  与  $y$  的变化曲线

Fig. 8 Curve of the maximum mass and distance between centroid and suspension point after weight increased

## 4 试验与结果

为验证后悬挂农具测试系统实用性,于2012年4月27日,在涑水县中国农业机械化科学研究院现代农业科技股份有限公司试验场,由中国农业大学工学院、现代农业科技股份有限公司及农业部农业机械试验鉴定总站共同进行了试验。

### 4.1 试验条件

分别以拖拉机、田间试验平台、试验平台悬挂2BDM-12型小麦对行播种机、试验平台悬挂2BMSF-12/6型免耕施肥播种机为对象,进行了田间转向操作性、变速器最高转速试验,4种方案分别以T1、T2、T3、T4表示。

2BDM-12型小麦对行免耕播种机整机主要参数为:结构质量1200 kg、外形尺寸1700 mm × 2400 mm × 1650 mm、质心距下悬挂点水平间距615 mm。

2BMSF-12/6型免耕施肥播种机整机主要参数为:结构质量780 kg、外形尺寸1520 mm × 2550 mm × 1330 mm、质心距下悬挂点水平间距520 mm。

试验田尺寸约为35 m × 50 m,前茬作物玉米,土壤含水率约为15%~20%,土壤表面秸秆覆盖量约1.2 kg/m<sup>2</sup>。

### 4.2 试验方法

#### (1) 转向操作性

转向操纵性是指机组能按驾驶员期望的路径行驶的性能,包括转向机动性和行驶直线性。

转向机动性用拖拉机最小转向半径  $R_{\min}$  和最小转向圆半径  $R_{y\min}$  来评价。行驶直线性是指不操纵转向机构,机组能保持直线行驶的能力,用机组行驶一定距离后对原定方向偏移量  $P_{\max}$  来评价。

转向机动性,分别测试4种方案下,在机组田间

转弯时测定最小转向半径  $R_{\min}$  和最小转向圆半径  $R_{y\min}$ ,重复3次取最大值。

行驶直线性,分别测试4种方案下,机组保持5 km/h左右作业速度下,前进100 m,测定拖拉机后轮胎和平台轮辙发生的最大偏移量  $P_{\max}$ ,重复3次取最大值。

#### (2) 变速器最高转速

分别测试4种方案下,拖拉机静止状态与5 km/h作业过程中,拖拉机动力输出轴和多级变速器动力输出轴能达到的最高稳定转速  $n_{\max}$ ,重复3次取最小值。

### 4.3 试验结果与分析

试验结果如表2所示。试验结果表明:4种方案在地头转弯过程中,转向机动性指标一致,说明增加试验平台后机组转向机动性未发生变化。增加试验平台后,机组  $P_{\max}$  有不同程度的增加,其中T3、T4较大,其主要原因是由于农具制造安装偏差及机组质心上移,影响了机组整体纵向稳定性,然而满足一般田间运输要求。增加试验平台后,多级变速器动力输出轴最高稳定转速均较同条件下的拖拉机大,同时小于8S90TB型变速箱理论转速,机组作业转速均高于静止转速。

表2 4种方案田间性能测试结果对比

Tab. 2 Test results comparisons of four solutions

试验指标	T1	T2	T3	T4
$R_{\min}/m$	4.2	4.2	4.2	4.2
$R_{y\min}/m$	4.9	4.9	4.9	4.9
$P_{\max}/m$	98	102	113	108
$n_{\max}/r \cdot \min^{-1}$ (拖拉机静止)	1089	1187	1103	1108
$n_{\max}/r \cdot \min^{-1}$ (速度5 km/h)	1047	1104	1097	1058

## 5 结论

(1) 针对目前后悬挂农具田间测试现状,设计了一种牵引式后悬挂农具田间试验平台。机架中部配置多级变速器,并在机架两侧平台配置防尘柜,柜内安装测试仪器仪表。

(2) 根据我国拖拉机标准,进行了多级变速器扭矩和转速校核计算、动力输出轴间隙尺寸及液压三点悬挂连接点坐标设计,并根据静力学原理,计算绘制液压三点悬挂性能曲线。

(3) 在4种工况下对机组进行了转向操作性、行驶直线性及动力输出轴最高转速田间试验,满足一般后悬挂农具田间作业试验要求。

## 参 考 文 献

- 2 马明建,汪遵元,尹凤福,等. 移动式土壤工作部件性能参数测试系统[J]. 农业机械学报,2000,31(2):35~38.  
Ma Mingjian, Wang Zunyuan, Yin Fengfu, et al. Studies on the working components under soil performance parameter testing system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2000,31(2):35~38. (in Chinese)
- 3 王国华. 基于虚拟仪器的农机土槽测控系统[D]. 北京:中国农业大学,2002.  
Wang Guohua. Farm machinery test and control system based on virtual instrument on a soil bin[D]. Beijing:China Agricultural University,2002. (in Chinese)
- 4 王殿军. 土槽台车计算机自动控制系统研究[D]. 长春:吉林大学,2004.  
Wang Dianjun. Study on a computer automatic control system for soil bin trolley [D]. Changchun: Jilin University, 2004. (in Chinese)
- 5 吴俭敏,朱立成,米义,等. 新型土槽试验台的研制[J]. 农机化研究,2011,33(3):92~95.  
Wu Jianmin, Zhu Licheng, Mi Yi, et al. The development of the new soil bin test-bed [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2011,33(3):92~95. (in Chinese)
- 6 于艳,龚丽农,尚书旗. 农机土槽试验动力学参数测试系统的研制[J]. 农业工程学报,2011,27(增刊1):323~328.  
Yu Yan, Gong Linong, Shang Shuqi. Development of soil bin test dynamic parameters measurement system[J]. Transactions of the CSAE,2011,27(Supp. 1): 323~328. (in Chinese)
- 7 颜华,吴俭敏,林金天. 环形土槽微耕机试验平台设计[J]. 农业机械学报,2010,41(增刊):68~72.  
Yan Hua, Wu Jianmin, Lin Jintian. Design of micro-cultivator testing platform with annular soil bin[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2010,41(Supp.): 68~72. (in Chinese)
- 8 郑海燕,龚丽农,张磊. 农机具受力测试系统试验研究[J]. 青岛农业大学学报:自然科学版,2009,26(1):52~55.  
Zheng Haiyan, Gong Linong, Zhang Lei. Experimental study on measurement force system for agricultural implements [J]. Journal of Qingdao Agricultural University:Natural Science, 2009,26(1):52~55. (in Chinese)
- 9 Bentaher H, Hamza E, Kantchev G, et al. Three-point hitch-mechanism instrumentation for tillage power optimization [J]. Biosystems Engineering,2008,100(1):24~30.
- 10 Al-Jalil H F, Khdaif A, Mukahal W. Design and performance of an adjustable three-point hitch dynamometer[J]. Soil & Tillage Research, 2001,62(3~4):153~156.
- 11 陈浩. 北京一年两熟区固定道保护性耕作技术和配套免耕播种机研究[D]. 北京:中国农业大学,2008.  
Chen Hao. Study on controlled traffic conservation tillage and matched no-till planter in annual two crops region of Beijing[D]. Beijing: China Agricultural University, 2008. (in Chinese)

~~~~~

(上接第44页)

- 4 胡立教,陈军,朱忠祥,等. 虚拟现实系统中农业装备模型转换方法[J]. 农业机械学报,2010,41(4):90~94.  
Hu Lijiao, Chen Jun, Zhu Zhongxiang, et al. Transformation of agricultural equipment in virtual reality[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010,41(4):90~94. (in Chinese)
- 5 曾纪国,张艳,战守义. 基于PC的廉价主被动驾驶模拟器的设计与实现[J]. 系统仿真学报,2005,17(5):1092~1096.  
Zeng Jiguo, Zhang Yan, Zhan Shouyi. Design and implementation of low-cost PC-based active and passive driving simulator[J]. Journal of System Simulation, 2005, 17(5):1092~1096. (in Chinese)
- 6 陈定东,尹念东,李勋祥. 分布交互式汽车驾驶训练模拟系统[M]. 北京:科学出版社,2009.
- 7 张利峰,何其昌,李伟,等. 驾驶员疲劳测试驾驶模拟器系统研究[J]. 系统仿真学报,2009,21(增刊1):247~250.  
Zhang Lifeng, He Qichang, Li Wei, et al. Research on driving simulator for driver fatigue testing [J]. Journal of System Simulation,2009, 21(Supp. 1):247~250. (in Chinese)
- 8 Chen L D, Papelis Y, Weston G, et al. NADS at the university of IOWA: a tool for driving safety research[C]//Proceedings of the 1st Human-Centered Transportation Simulation Conference, IOWA, USA, 2001:1~14.
- 9 苑严伟,张小超,毛文华,等. 超低空无人飞行器虚拟现实技术实现与仿真[J]. 农业机械学报,2009,40(6):147~152.  
Yuan Yanwei, Zhang Xiaochao, Mao Wenhua, et al. Reality technology of ultra-low altitude UAV[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(6):147~152. (in Chinese)
- 10 Mining Magazine. Imitating the real world[J]. Mining Magazine, 2011(1):12~17.
- 11 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
- 12 Corke P I, Ridley P. Steering kinematics for a center-articulated mobile robot [J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation,2001,17(4): 215~218.
- 13 Joshua Marshall, Timothy Barfoot, Johan Larsson. Autonomous underground tramming for center-articulated vehicles [J]. Journal of Field Robotics, 2008, 25(6~7): 400~421.
- 14 Altafini C. Why to use an articulated vehicle in underground mining operations[C]//Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation, 1999,4:3020~3025.
- 15 张杨波. 基于OGRE图形渲染引擎的视景仿真技术的研究与实现[D]. 成都:电子科技大学,2006.  
Zhang Yangbo. Research on OGRE-based visual simulation technology and its implementation [D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2006. (in Chinese)