

全履带模块化无人农用动力底盘设计与仿真

高巧明¹ 潘 栋¹ 张 星¹ 邓绯怡¹ 黄东辉¹ 王连其²

(1. 广西科技大学广西汽车零部件与整车技术重点实验室, 柳州 545616;

2. 广西合浦县惠来宝机械制造有限公司, 北海 536100)

摘要: 针对丘陵山地等非结构化路面和复杂多样的作物生长环境,为了提高丘陵山地农业机械化率,在传统铰接式山地拖拉机传动系的设计基础上,设计了一款全履带模块化无人农用动力底盘;同时为改善农机的通过性和稳定性,设计了全履带车辆行走系统,并结合无人农用动力底盘的整体搭建,对履带行动装置基架与主动轮支撑件进行结构与拓扑优化分析;为提高整机使用率设计了前置农具挂载模块的快接装置和带 PTO 三点悬挂装置,通过更换不同机具可实现不同作业;为改善机动性,对无人农用动力底盘转向装置进行了设计,通过电机补偿动力差速转向,可实现驱动底盘的原地转向;最后对整机实现了数字化自动化改造,为将来的智能化制造奠定技术基础。

关键词: 丘陵山地; 全履带动力底盘; 挂载模块; 差速转向; 数字化

中图分类号: S219.2; S232.3 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2020)S2-0561-10

Design and Simulation of Entire Track Modular Unmanned Agricultural Power Chassis

GAO Qiaoming¹ PAN Dong¹ ZHANG Xing¹ DENG Feiyi¹ HUANG Donghui¹ WANG Lianqi²

(1. Guangxi Key Laboratory of Automobile Component and Vehicle Technology, Guangxi University of Science and Technology, Liuzhou 545616, China

2. Guangxi Hepu Huilaibao Machinery Manufacturing Co. Ltd., Beihai 536100, China)

Abstract: To improve the agricultural mechanization rate, an entire-track modular unmanned agricultural power chassis with reasonable cost and convenient maintenance was presented based on the structure of the traditional articulated mountain tractor drive train for the unstructured roads such as mountains and hills and the complex and diverse crop growth environment. Meanwhile, in order to improve the passing performance and stability performance, the structure and topology optimization analysis of the crawler walking device base frame and the driving wheel support of chassis walking system were carried out. Furtherly, the quick-connect device of the farm implements mounting module and the three-point linkage with PTO were designed. The quick-connect device can be used to replace different attachments to achieve different operations of the whole machine to improve the utilization rate of the whole machine. The differential steering device with motor compensation power can realize in-situ steering and improve the mobility of unmanned agricultural power chassis. Finally, the digital automation transformation was realized for the future intelligent manufacturing.

Key words: hills and mountains; entire track power chassis; mounting module; differential steering; digital

0 引言

我国丘陵山地面积 6.66 亿 hm^2 , 占国土总面积的 69.4%, 丘陵山地环境复杂, 地块小、作物种类多, 作业危险性大, 导致其农业机械化率长期低于平

原地区, 随着农业机械设备机械化与智能化的快速发展, 急需提高农机的作业效率和作业安全性^[1]。国外山地作业中使用多种小型遥控动力底盘, 例如 QUATRAC、ROBO 与 FLAILBOT 等厂家生产的底盘, 其特点是以液压系统作为核心、动力输出口多、

收稿日期: 2020-08-16 修回日期: 2020-09-20

基金项目: 国家自然科学基金项目(51805312)、广西科技计划项目(桂科 AC17129042)和广西科技大学研究生教育创新计划项目(GKYC202004)

作者简介: 高巧明(1975—), 男, 高级工程师, 主要从事农业机械化关键技术与装备、图像模式识别研究, E-mail: walkergao@163.com

小型机具挂接方便,但由于液压系统零部件精度高、成本昂贵,该机型在国内的普及尚需时日。

在对国内外快速挂载装置与履带式车辆转向机构的深入研究中,关于快速挂载装置,文献[2]设计了一种双框三点挂钩快速挂载装置,文献[3]发明了一种挂钩三角形排布式快速挂载装置,文献[4]发明了一种连接合页设置的多功能挂载装置,文献[5]设计了一种带有自锁装置的挂载机构。国内外关于履带式车辆转向机构主要的转向形式有4种:双电机轴输入与两半轴输出的差速转向^[6],单边制动转向、切边制动转向与差速转向机构的差动转向^[7-8],双电机耦合驱动转向和双功率液压机械差速转向^[9-11]。

本文在此背景下设计适应丘陵山地等非结构路面作业的全履带无人农用动力底盘,在传统拖拉机传动系统基础上进行改进,以满足多种液压动力、机械动力输出的要求。同时使用电动机械双功率差速转向机构,降低操作人员对拖拉机的控制难度,前置属具挂载模块可挂载多种属具,后置三点悬挂系统可以满足一般拖拉机属具使用,以增加农用动力底盘的适用范围,实现一机多用。

1 全履带模块化无人农用动力底盘

1.1 整机系统布置

全履带农用动力底盘主要由驱动系统、电源模块、控制模块、传感器模块、前悬挂、后悬挂,通信模块组成。系统组成如图1所示。

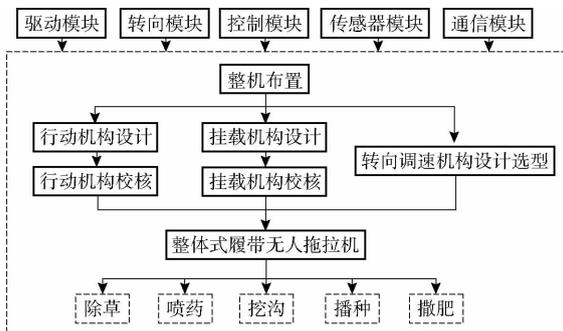


图1 系统组成框图

Fig.1 System block diagram

全履带模块化无人农用动力底盘结构总成三维立体图如图2所示,前端为模块化挂载属具,动力底盘基架装配液压快接头,为前端属具提供动力,动力底盘使用柴油发动机,发动机连接变速箱与PTO,三点悬挂位于动力底盘后侧,车体内安装有通信模块、电源模块、传感器模块与整车控制系统。

1.2 全履带无人农用动力底盘通过性分析

全履带无人农用动力底盘的通过性是指动力底盘在各种道路条件下的通过能力,动力底盘通过性

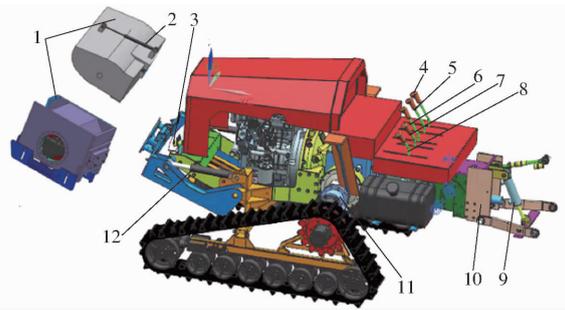


图2 全履带模块化无人农用动力底盘整机结构

Fig.2 Entire track modular unmanned agricultural power chassis structure

1.前置属具 2.前置属具调节液压缸 3.液压快接头 4.左右换挡 5.前进倒退挡位 6.低高速挡位 7.基架横梁液压缸升降挡位 8.制动挡位 9.后悬挂调节液压缸 10.PTO 11.差速转向机构 12.基架横梁液压缸

参数主要有最小离地间隙、接近角与离去角。

平地通过性是动力底盘在地面的通过能力,主要取决于动力底盘的履带结构参数;越障通过性是动力底盘在凹凸地面和跨越障碍物的性能^[12],动力底盘的接近角 $\chi = 45^\circ$,离去角 $\chi' = 30^\circ$,如图3所示。

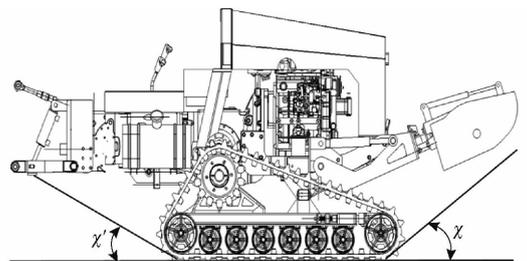


图3 动力底盘接近角和离去角

Fig.3 Power chassis approach angle departure anglechassis

综合考虑丘陵山地环境因素与整机的稳定性,确定设计目标:①车辆结构紧凑,越障能力强,操控简单,经济。②在丘陵山地灵活机动,可以搭载多种属具。③在动力底盘手动操作装置基础上加装无线遥控功能。总体技术参数如表1所示。

2 全履带农用动力底盘稳定性分析

全履带农用动力底盘在爬坡与跨沟等行驶过程的能力称为稳定性,动力底盘的行驶稳定性受性能参数、结构参数与环境地形的影响。

2.1 动力底盘纵向坡道稳定性

全履带农用动力底盘的稳定性采用极限倾翻角与极限滑移角表示^[13],当动力底盘在大坡度纵向坡道行驶,由于重力作用,车辆会倾翻;由图4可计算动力底盘上、下坡时的纵向极限倾翻角 α_1 和 α_2 。

全履带无人农用动力底盘纵向坡道极限倾翻角

$$\alpha_1 = \arctan \frac{L'_1}{h} \quad (1)$$

表 1 全履带无人农用动力底盘设计参数

Tab.1 Design parameters of entire tracked unmanned agricultural power chassis

参数	数值
长 × 宽 × 高/(mm × mm × mm)	2 700 × 1 420 × 1 200
节距 × 节数 × 宽度/(mm × mm × mm)	72 × 50 × 300
最小离地间隙/mm	410
接近角/(°)	45
离去角/(°)	30
最小使用质量/kg	1 500
作业宽度/mm	1 300
低速挡速度/(km·h ⁻¹)	0 ~ 5
高速挡速度/(km·h ⁻¹)	5 ~ 10
最大爬坡角/(°)	35
PTO 转速/(r·min ⁻¹)	540, 720
额定功率/kW	36.75
最大操控距离/m	300

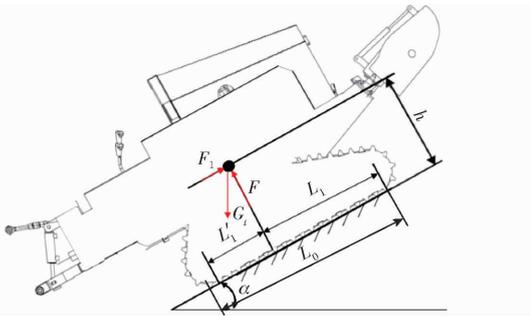


图 4 动力底盘纵坡受力图

Fig.4 Longitudinal force diagram of dynamic

$$\alpha_2 = \arctan \frac{L_1}{h} \quad (2)$$

式中 L_1 ——动力底盘重心到前支撑点的距离, mm
 L_1' ——动力底盘重心到后支撑点的距离, mm
 h ——重心离地高度, mm

农用动力底盘在斜坡上驻车的最大坡度角称为纵坡滑移角 α_{\max} 。

力平衡方程为

$$F_1 = G_i \sin \alpha \quad (3)$$

$$G_i \sin \alpha = \varphi G_i \cos \alpha \quad (4)$$

农用动力底盘不产生滑移现象的条件为

$$F_1 \geq G_i \sin \alpha \quad (5)$$

$$\alpha_{\max} = \arctan \varphi \quad (6)$$

式中 F_1 ——地面纵向附着力, N

G_i ——动力底盘重力, N

α ——纵坡坡度角, (°)

φ ——底盘附着系数, 取 0.42

当纵坡的角度大于 α_{\max} 时, 动力底盘在坡上出现滑动现象。

2.2 动力底盘横向坡道稳定性

全履带无人农用动力底盘在横向坡道行驶, 当

坡道倾斜角大于倾翻角临界值时, 车辆会发生倾翻或横向滑移, 农用动力底盘在斜坡上驻车的最大坡度角称为横坡滑移角 β_{\max} , 农用动力底盘横向坡道横坡受力图如图 5 所示。

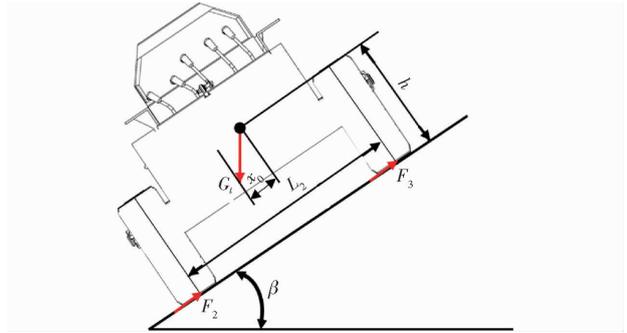


图 5 动力底盘横坡受力图

Fig.5 Force chassis transverse slope force diagram

车辆发生侧翻时, 右侧的反作用力为零, 侧翻角临界值 β 满足

$$h G_i \sin \beta = \frac{L_2}{2} G_i \cos \beta \quad (7)$$

$$\beta = \arctan \frac{L_2}{2h} \quad (8)$$

式中 L_2 ——履带轨距, mm

x_0 ——地面法向反作用力合力的横向偏移, mm

农用动力底盘在横坡上驻车时不发生滑移的最大坡度角为 β_{\max} 。

力平衡方程为

$$G_i \sin \beta = F_2 + F_3 \quad (9)$$

$$G_i \cos \beta = \mu (F_2 + F_3) \quad (10)$$

农用动力底盘不产生滑移现象的条件为

$$G_i \sin \beta \leq \mu G_i \cos \beta \quad (11)$$

$$\beta_{\max} = \arctan \mu \quad (12)$$

式中 μ ——地面附着系数, 取 0.67

F_2 ——左侧履带轮的地面横向附着力, N

F_3 ——右侧履带轮的地面横向附着力, N

3 关键装置的设计及仿真

3.1 驱动系统

全履带式驱动系统中柴油发动机连接变速箱, 变速箱连接电动机械双功率行星轮转向机构, 通过调节电动机换向改变履带拖拉机的转向, 电动机的转速决定拖拉机的转向角, 控制履带拖拉机实现差速转向。驱动控制原理如图 6 所示。

3.2 发动机选取

根据农用动力底盘挂载输出最大功率的属具计算农用动力底盘所需最大发动机功率^[14], 当挂载模块使用铧式犁时发动机需要输出最大功率 P_e 与挂

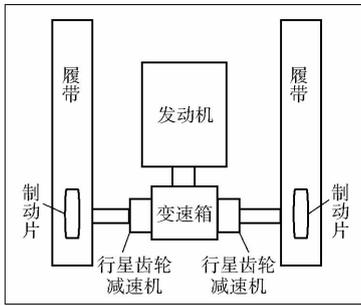


图6 驱动控制原理图

Fig. 6 Schematic of drive control

载模块液压缸升降需要的液压油泵输出最大功率之和,即运用农用动力底盘在丘陵地区耕地选取发动机,其中丘陵山地土壤平均比阻为60~70 kPa。

液压油泵所需功率 P_{ca} 为

$$P_{ca} = \frac{1.67Q_L P_{\max}}{100\eta_m} \quad (13)$$

式中 Q_L ——液压油泵理论排量, L/min

P_{\max} ——液压系工作压力, MPa

η_m ——液压泵机械效率,取0.85

牵引力 F_{Tb} 的计算公式为

$$F_{Tb} = 0.12zb_1 h_k k \quad (14)$$

式中 z ——犁铧数

b_1 ——单位铧宽度, cm

h_k ——耕深, cm

k ——土壤比阻, kPa

犁耕所需功率 P_{cb} 为

$$P_{cb} = \frac{F_{Tb} V_i}{\eta_{Tb}} \quad (15)$$

式中 η_{Tb} ——履带式车辆在土地中的牵引效率,取0.7

V_i ——履带式车辆在土地中的行走速度, km/h

由式(13)、(15)得

$$P_c = \frac{0.12zb_1 h_k k V_i}{\eta_{Tb}} + \frac{1.67Q_L P_{\max}}{100\eta_m} \quad (16)$$

考虑到功率储备、后端PTO、前端液压马达动力、极限工况与传输效率,当动力底盘以最大作业速度行驶,发动机可选择36.7 kW柴油发动机。在拖拉机作业时发动机转速可在额定转速范围内工作,农用动力底盘共有2个挡位。

3.3 履带选取

丘陵山地作业环境对作业车辆行驶要求较高,底盘在这种作业环境中应具有良好的通过性以及稳定性,履带式行动装置比轮式行动装置具备更好的牵引性能、接地比压、通过性以及稳定性,故采用全履带式行动装置^[15-16]。橡胶履带结构如图7所示。橡胶履带的基本参数为履带带宽 b_k 、有效接地长度



图7 橡胶履带结构图

Fig. 7 Rubber track structure drawing

L_0 、接地比压 P 和宽度与长度比,其中履带支撑板长度与履带带宽直接影响行走装置的牵引附着性能。

接地比压为

$$P = \frac{G_i}{2b_k L_0} \quad (17)$$

履带宽度与长度比满足

$$0.24 < \frac{b_k}{2L_0} < 0.28 \quad (18)$$

当动力底盘在水田耕作取 $b_k/(2L_0) = 0.25$ 时,可提高动力底盘牵引附着性能。

3.4 驱动轮设计及仿真

驱动轮通常由螺栓固定在轮毂上的齿圈组成。驱动轮的结构分为整体式、齿圈式与齿块式,该动力底盘采用整体式齿圈^[17]。

当农用动力底盘进行耕地作业时,驱动轮传递最大驱动力 F 为

$$F = 0.75G_i \quad (19)$$

每侧各有一个驱动轮传递扭矩。

驱动轮的抗弯矩强度 σ 为

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{0.75G_i h_a}{W} \leq [\sigma] \quad (20)$$

式中 W ——抗弯截面模量, MPa

h_a ——齿轮齿顶高, mm

M ——弯曲力矩

$[\sigma]$ ——弯矩应力,取500~1000 MPa

主动轮分度圆直径 D 为

$$D = l / \sin \frac{180^\circ}{n} \quad (21)$$

式中 n ——主动轮齿数

l ——履带节距, mm

根据驱动轮受到的驱动扭矩,建立ANSYS有限元分析模型,分析驱动轮在加载外载荷与边界条件下的变形效果。最大变形量为0.025 mm时其变形量满足工况要求,最大等效应力为102 MPa,小于其材料的屈服强度,驱动齿轮变形量等效力图如图8、9所示。

3.5 支重轮、诱导轮与张紧轮参数的确定

农用动力底盘在山地丘陵不平路面作业,且多

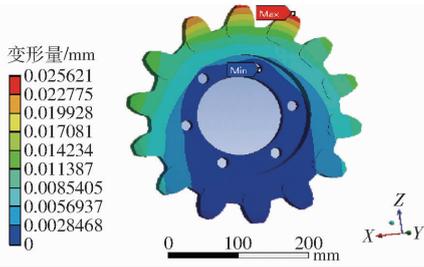


图 8 驱动齿轮最大变形量效果图

Fig. 8 Effect of maximum deformation of drive gear

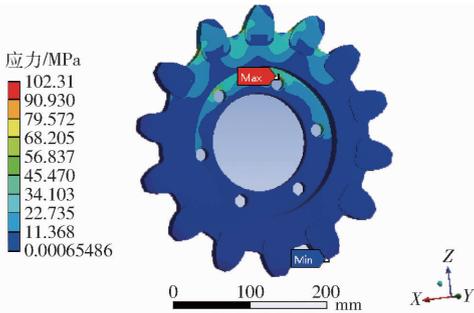


图 9 驱动齿轮最大等效应力效果图

Fig. 9 Maximum equivalent stress of driving gear

为砂石路,行动装置需要较小的平均接地比压,支重轮的压力要分配均匀,所以支重轮应采用多支点结构^[18]。

考虑到整机实际工况以及履带的设计要求,履带节距、周长与行动装置的布置关系为

$$\begin{cases} s = 2.5l \\ d = 2.0l \end{cases} \quad (22)$$

式中 d ——支重轮直径, mm

s ——承重轮间距, mm

支重轮总成模型如图 10 所示。



图 10 支重轮总成模型

Fig. 10 Model of bearing wheel assembly

诱导轮与张紧轮用于保证履带按照预定的轨迹转动,防止跑偏和脱带等情况发生。同时利用张紧装置来移动诱导轮调节橡胶履带的张紧度,所有诱导轮也是行动装置的张紧轮。诱导轮与张紧轮总成模型如图 11 所示。

3.6 基架横梁结构设计、拓扑优化与仿真

基架横梁是履带式动力底盘行动装置中其他零件受力的承载体。悬臂支撑式结构简单,主要应用于轻型和中型履带轮中,本文设计的轻型履带拖拉机为悬臂支撑式。基架横梁模型如图 12 所示。



图 11 诱导轮与张紧轮总成模型

Fig. 11 Model of induction wheel and tensioning wheel assembly

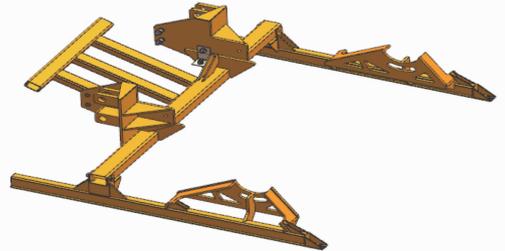


图 12 基架横梁结构图

Fig. 12 Structural drawing of foundation frame beam

对主动轮支撑板进行拓扑优化分析,根据既定的受力条件分析出最佳受力结构,材料剔除比例为 40%,能够保证结构强度的条件下实现零件的轻量化^[19]。主动轮支撑板结构图如图 13 所示。

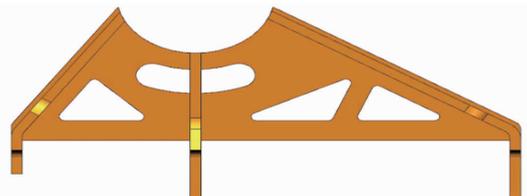


图 13 主动轮支撑板结构图

Fig. 13 Driving wheel supports stiffened composition

基架横梁是拖拉机的主要承载部件,车辆在持续行驶中承受冲击和振动,一般在设计中会留出较大的强度储备,基架所选材料为 Q345 钢,板材厚度取 10 mm。

$$[\sigma_1] = \frac{\sigma_s}{S} \quad (23)$$

式中 σ_s ——材料屈服强度, MPa

S ——安全系数,取 1.5

$[\sigma_1]$ ——应许应力,取 230 MPa

建立 ANSYS 有限元分析模型,根据整车参数对整体基架结构的载荷情况进行受力分析,在正常载荷下的平坦路面行驶时,基架的最大应力 σ_{\max} 仅为 52 MPa,最大变形量仅为 0.007 mm,基架横梁仿真最大变形量如图 14 所示。

$$\sigma_{\max} < [\sigma_1] \quad (24)$$

最大应力主要集中在中间 2 个肋板截面倒角处,应力为 52.03 MPa,小于材料的屈服强度最大应力(图 15)。

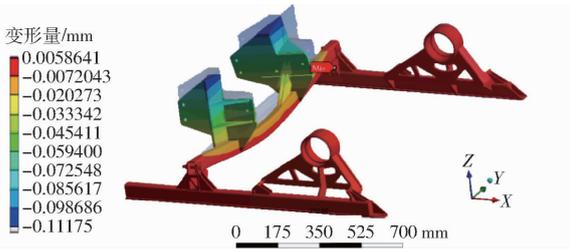


图14 基架横梁最大变形量效果图

Fig. 14 Effect drawing of maximum deformation of base frame beam

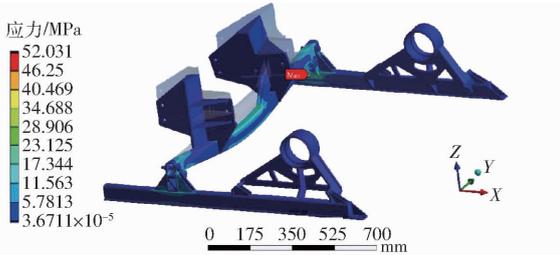


图15 基架横梁最大应力效果图

Fig. 15 Effect drawing of maximum stress of base frame beam

4 转向机构

4.1 电动机械双功率差速转向原理

全履带式农用动力底盘的转向机构决定了动力底盘的整体操控性能。考虑履带式农用动力底盘转向的稳定、滑移与滑转,降低全履带式农用动力底盘的操控性、复杂性,对液压机械式双功率转向机构^[20]做出改进,与电动机结合。电动机械双功率差速转向机构能够有效解决传统履带拖拉机转弯半径大,传动效率低等问题,该转向机构结构简单,转向稳定,动力底盘可实现绕原点360°转弯,履带在转向过程中实现差速纯滚动,转向灵活、操作简单、维护方便。

电动机械双功率差速转向机构传动原理如图16所示,变速箱输出齿轮与分流齿轮啮合,电动转向调速系统通过一副齿轮与左侧太阳轮啮合,通过两幅齿轮与右侧太阳轮连接,两侧的太阳轮分别与左右两侧行星齿轮啮合传动。

4.2 运动方程

动力底盘左右两侧驱动轮的转速为

$$\begin{cases} n_l = \frac{m \frac{n_0}{i_a i_f} + \frac{n_1}{i_1}}{(1+m) i_m} \\ n_r = \frac{m \frac{n_0}{i_a i_f} - \frac{n_1}{i_1}}{(1+m) i_m} \end{cases} \quad (25)$$

式中 n_0 ——变速箱输出轴转速, r/min

n_1 ——电动机输出轴转速, r/min

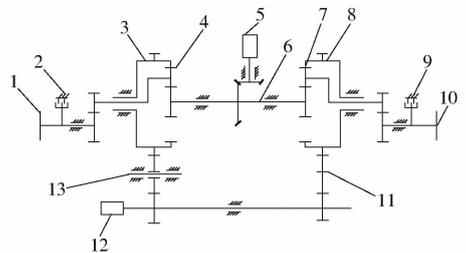


图16 电动机械双功率差速转向机构传动原理图

Fig. 16 Transmission schematic of double power differential steering mechanism for electromechanics

1. 左驱动轮 2. 左制动器 3. 左太阳轮 4. 左行星齿轮 5. 变速箱输出轴 6. 传动轴 7. 右行星齿轮 8. 右太阳轮 9. 右制动器 10. 右驱动轮 11. 右行星齿轮 12. 电动机 13. 齿轮

m ——齿圈与太阳轮的齿数比

i_a ——周转轮系总传动比

i_f ——定轴轮系总传动比

i_1 ——电动机到太阳轮传动比

i_m ——总传动比

n_l ——左驱动轮转速, r/min

n_r ——右驱动轮转速, r/min

当转向机构不工作时,发动机功率全部由变速箱传递到左右驱动轮上,动力底盘两侧履带沿直线行驶;当变速箱转速为零时,转向装置工作时,农用动力底盘绕原地旋转,转向机构电动机转速与转向半径关系如图17中蓝色曲线所示,当变速箱转速不为零时,农用动力底盘转向半径与电动机转速关系如图17中红色曲线所示。

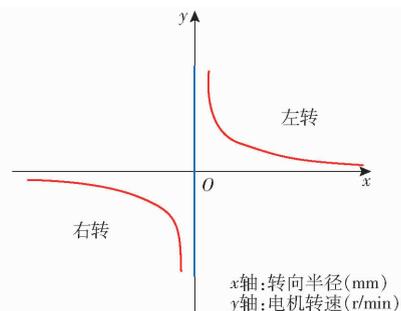


图17 电机转速与转向半径关系曲线

Fig. 17 Relationship curve between motor speed and steering radius

操作人员通过调节电动机的转速改变动力底盘的转向半径,实现农用动力底盘的直线行驶、左转与右转运动,此电动机械式双功率转向机构使得此动力底盘在丘陵山地地区作业具有极大的灵活性。

5 挂载与液压系统

5.1 属具挂载模块

属具挂载模块旨在提高农机的使用效率,满足

动力底盘能够进行多种作业的需求。其中对挂载模块的要求:快速换装、组合不同用途机具、满足不同机具姿态调整^[21]。针对不同的要求对属具挂载模块设计 3 部分装置:快换装置、液压抬升装置、前端作业装置。

5.2 快换装置设计及仿真

机具实现功能强大,满足多种作业环境,达到易维护、经济高效与通用性。挂载装置结构主要分为:牵引、三点悬挂与四点螺栓固定。为了满足各种机具的安装,保证挂载在动力底盘上的农具功能的完整性,现选取四点螺栓固定作为快换装置的接口,快换接头总装图如图 18 所示。

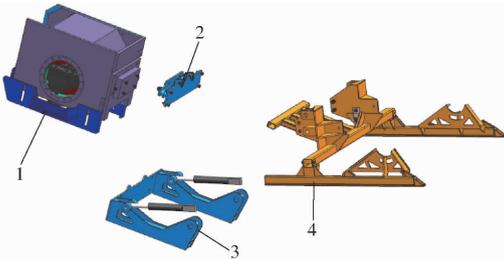


图 18 快换接头总装图

Fig. 18 Quick change interface assembly drawing

1. 前置属具 2. 快换接头 3. 前置液压调整装置 4. 基架横梁

四点螺栓固定通过在机器的主体部分有一个可以通过螺栓联接的挡板与即将要换装的农具进行联接配合,农具上也预留一块连接板,即快换装置。农具上面有双牙锁住,板上有螺纹孔,以便要配合时能起到旋住锁紧的目的。主体部分的挡板还连接着两个单活塞液压油缸,目的是为了使农具能够灵活的抬起和降下,顺利上坡,且能使农具与地面有可调整的离地间隙。

建立 ANSYS 有限元分析模型,变形量效果图如图 19 所示,最大变形量为 0.009 016 mm,认为其变形量满足工况要求,最大等效应力为 6.350 3 MPa 小于其材料的屈服强度,等效力图如图 20 所示。

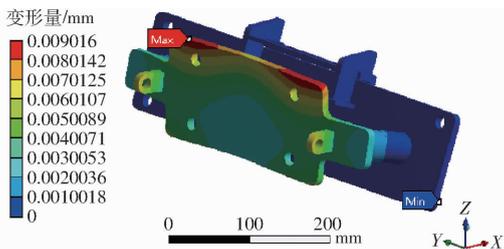


图 19 挂载模块最大变形量效果图

Fig. 19 Effect of maximum deformation of mount module

5.3 悬挂架装置设计及仿真

液压油缸支架安装在车架的前段,采用独立板结构,以保证农具能够充分调节姿态和农具作业效果。当农用动力底盘转场行驶,液压提升装置^[22]需

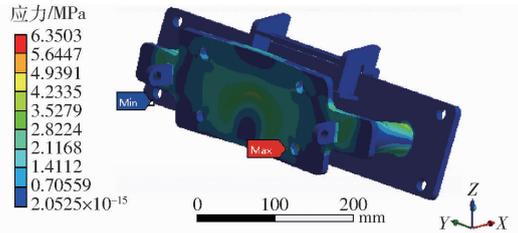


图 20 挂载模块最大应力效果图

Fig. 20 Effect diagram of maximum stress of mount module

提升农具,当提升装置提升角度大于 25°时,即可避免农具与地面产生碰撞。液压调整示意图如图 21 所示。

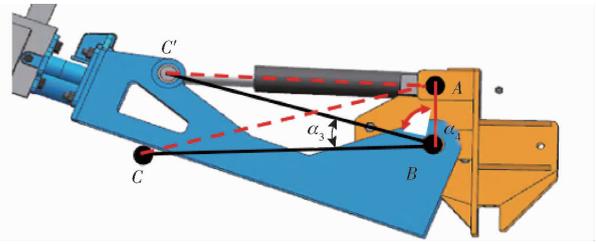


图 21 液压调整示意图

Fig. 21 Schematic of hydraulic adjustment

根据三角函数计算液压油缸伸缩量 AC 长度,当液压油缸 AC 收缩时,挂载在 C 端的农具被提升

$$\begin{cases} L_{AC'}^2 = L_{AB}^2 + L_{BC'}^2 - 2L_{AB}L_{BC'}\alpha_3 \\ \Delta L = L_{AC} - L_{AC'} \end{cases} \quad (26)$$

此时已知 $\alpha_3 = 25^\circ$, $L_{BC} = 120 \text{ mm}$, $L_{BC'} = 600 \text{ mm}$, $L_{AB} = 600 \text{ mm}$,代入式(26)得伸缩量 $\Delta L = 70 \text{ mm}$ 。

液压油缸是机具抬升或下降的关键部件,根据油缸伸缩量 ΔL 与前段作业装置质量选择液压油缸,选择一款质量最大的前端机具的质量作为选择液压油缸参数,农业机械液压执行器的设计压强 P_0 为 10 ~ 18 MPa。液压油缸推力 F_4 与拉力 F_5 计算式为

$$F_4 = \frac{\pi}{4D_1^2}P_1\eta_1 \quad (27)$$

$$F_5 = \frac{\pi}{4(D_1^2 - d_1^2)}P_2\eta_1 \quad (28)$$

式中 D_1 ——液压油缸内径,mm

d_1 ——活塞柱直径,mm

P_1 ——推侧动压强,MPa

P_2 ——拉侧动压强,MPa

η_1 ——液压油缸负载率,液压油缸实际力小于理论力, η_1 在惯性力小的环境取 80%,在惯性力大的环境取 60%

5.4 挂载模块分析与仿真

在丘陵山地、喀斯特地貌环境中,农田与地面中常有凸起的石块,将铧刨模块挂载在动力底盘前端,用以清除石块等坚硬杂物。

铣刨模块的主要工作部件是铣削转子,铣削转子在工作时,会通过高速旋转刀具,然后缓慢地与地面接触,清除路面缺陷或者进行维护工作的铣削进程。铣刨模块的铣刨深度是有需要的。它主要是通过机器上装载的自动调平装置,实现铣削深度的控制^[23]。铣刨机总装图如图22所示。

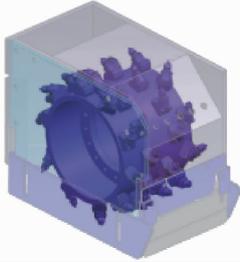


图22 铣刨机总装图

Fig. 22 General assembly drawing of milling machine

铣刨模块使用液压系统来驱动铣削转子的高速转动,常采用闭式的液压系统,优点是液压工作部件、铣削转子旋转等工作时,这些装置不会产生干涉。发动机通过输出转轴转动带动液压泵偏心轮,液压泵产生排量将机械能转换为液压能传到液压马达中驱动铣刨机作业。铣刨机设计参数如表2所示。

表2 铣刨机设计参数

Tab. 2 Design parameters of milling machine

参数	数值
铣刨鼓直径/mm	420
铣刨宽度/mm	460
铣刨深度/mm	175
作业速度/(m·min ⁻¹)	1~20
行走速度/(km·h ⁻¹)	0~10

铣削功率和铣削阻力

$$P_m = K_1 B h_p V \quad (29)$$

$$F_T = \frac{P_m}{u} = K_1 \frac{B h_p V}{u} \quad (30)$$

式中 P_m ——铣削功率, kW

K_1 ——铣削功率系数, 取 1.2×10^7

B ——铣刨宽度, mm

h_p ——铣刨深度, mm

u ——转鼓圆周速度, m/s

V ——作业速度, km/h

F_T ——铣削阻力, N

5.5 快换电控液压系统设计

快换电控液压系统是动力底盘联接与操控模块化属具的工作装置,液压系统驱动、控制液压缸的伸缩与机具液压马达的转动,通过平面密封液压快速接头可实现属具油路的快速更换。

液压系统控制结构原理^[24]如图23所示,该液压系统通过柴油发动机带动液压泵吸取经过过滤器的液压油到主油路中,支路1中二位四通阀控制与基架相连的液压缸,调节作业机具高度;支路2二位四通阀控制液压油通断,再通过PWM电路控制流量调节液压马达转速,液压马达转速反馈运用编码器;支路3中二位四通阀控制机具上液压缸的伸缩,对机具做角度调整;支路4中二位四通阀控制后端三点悬挂上液压缸的伸缩,对机具做角度调整;最后液压油经回路返回散热器,冷却后回到油箱,油箱的油压表与液位器可查看油箱内液压油的状态。

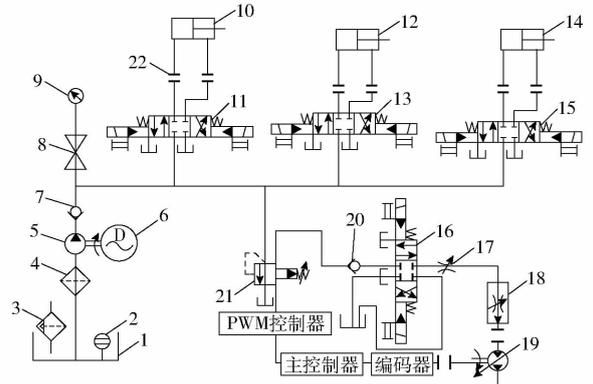


图23 整车液压系统图

Fig. 23 Vehicle hydraulic system diagram

1. 油箱
2. 液位器
3. 空气滤清器
4. 吸油滤清器
5. 液压泵
6. 柴油发动机
- 7、20. 单向阀
8. 压力表开关
9. 压力表
10. 前端属具液压缸
- 11、13、15、16. 三位四通阀
12. 基架横梁液压缸
14. 三点悬挂液压缸
17. 节流阀
18. 调速阀
19. 液压马达
21. 减压阀
22. 液压油快速接头

6 无人农用动力底盘行驶控制分析

无人农用动力底盘,驱动系统以1台36.7 kW柴油机为动力源,动力输出分为3路,为动力底盘行驶、后端PTO和液压泵提供动力。

电气系统通过遥控器将遥控信号发送到整车遥控信号接收器,动力底盘前进与倒退使用直线电机控制,转向通过电流控制转向电机转速,制动通过直线电机控制,液压缸的伸缩通过控制电磁液阀实现。各系统工作原理图如图24所示。

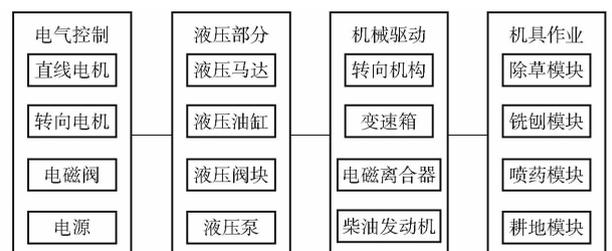


图24 整机系统工作原理图

Fig. 24 Operating principle system diagram of whole machine

全履带农用动力底盘使用无人驾驶遥控技术^[25], 操作员可以通过遥控手柄发射无线电信号对履带式农用动力底盘的行为进行控制。这种控制指令级别低于机载控制级别, 可实现双层控制。电动机械双功率差速转向可实现履带式农用动力底盘各个角度的转向, 柴油机为整机动力源, 蓄电池为电控系统供电。远程控制手柄功能指示如图 25 所示。

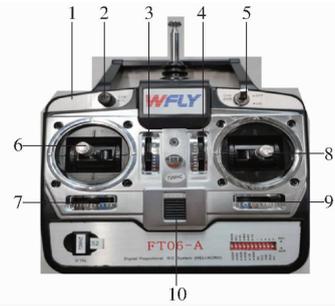


图 25 远程控制手柄功能指示图

Fig. 25 Remote control handle function diagram

1. 遥控器 2. 机具液压缸调节 3. 农具液压马达调节 4. PTO 调节 5. 紧急开关 6. 方向摇杆 7. 机架横梁液压缸升降 8. 油门与制动调节 9. 三点悬挂液压缸调节 10. 遥控器开关

7 结论

(1) 在传统铰接式山地拖拉机传动系基础上设计了一款全履带模块化无人农用动力底盘及相应的行走系统, 并对关键结构进行了仿真及拓扑优化分析, 结果表明动力底盘的行走装置稳定性良好。

(2) 研制了动力底盘的前置属具挂载模块的快接装置与带 PTO 的三点悬挂装置, 采用 ANSYS 对快接装置进行有限元分析得出设计的快装接头的可

靠性良好, 满足搭载不同农具所需的力学性能。

(3) 研制了无人农用动力底盘转向装置, 提出运用电机补偿动力差速转向, 调节电机的正反转即可实现履带动力底盘转向, 调节电机转速满足履带式无人农用动力底盘各种角度转向的需求。

参 考 文 献

- [1] 姜心禄, 池忠志, 李旭毅, 等. 发展丘陵山地农机化存在的问题与对策[J]. 中国农机化, 2012, 33(6): 12-14. JIANG Xinlu, CHI Zhongzhi, LI Xuyi, et al. Question and solution for development of agriculture mechanization in hill and mountainous region[J]. Chinese Agricultural Mechanization, 2012, 33(6): 12-14. (in Chinese)
- [2] ROCA J, COMELLAS M, PIJUAN J, et al. Development of an easily adaptable three-point hitch dynamometer for agricultural tractors. Analysis of the disruptive effects on the measurements [J]. Soil and Tillage Research, 2019, 194: 104323.
- [3] SAUERMAN N, JOHAN N. Three point suspension of a tractor: EP2783559 [P]. 2014-10-29.
- [4] 尹全权, 尹怀鹏, 雷晓英. 中耕机多功能挂接器: CN205093110U [P]. 2016-03-23.
- [5] 贾朝阳, 田伟, 薛金林, 等. 拖拉机快速挂接器设计[J]. 中国农机化学报, 2020, 41(6): 131-136. JIA Chaoyang, TIAN Wei, XUE Jinlin, et al. Design of tractor fast hanger[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2020, 41(6): 131-136. (in Chinese)
- [6] 石志标, 刘江, 高峰, 等. 基于新型双功率流差速转向机构的履带车辆转向性能[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2019, 50(4): 864-872. SHI Zhibiao, LIU Jiang, GAO Feng, et al. Steering performance of tracked vehicle based on mechanical differential steering mechanism with twin driving[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2019, 50(4): 864-872. (in Chinese)
- [7] 李耀明, 陈劲松, 梁振伟, 等. 履带式联合收获机差速转向机构设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(7): 127-134. LI Yaoming, CHEN Jinsong, LIANG Zhenwei, et al. Design and experiment of differential steering mechanism for track combine harvester [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(7): 127-134. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160718&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.07.018. (in Chinese)
- [8] 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.
- [9] 盖江涛, 黄守道, 周广明, 等. 双电机耦合驱动履带车辆自适应滑模转向控制[J]. 兵工学报, 2015, 36(3): 405-411. GAI Jiangtao, HUANG Shoudao, ZHOU Guangming, et al. Adaptive sliding mode steering control of double motor coupling drive transmission for tracked vehicle [J]. Acta Armamentari, 2015, 36(3): 405-411. (in Chinese)
- [10] 曹付义, 王军, 周志立, 等. 东方红 1302R 拖拉机液压机械差速转向机构的功率分析[J]. 农业工程学报, 2005, 21(3): 99-102. CAO Fuyi, WANG Jun, ZHOU Zhili, et al. Power analysis of hydro-mechanical differential turning mechanism of Dongfanghong 1302R tractor[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(3): 99-102. (in Chinese)
- [11] ZHAO Wanzhong, ZHOU Xiaochuan, WANG Chunyan, et al. Energy analysis and optimization design of vehicle electro-hydraulic compound steering system[J]. Applied Energy, 2019, 255: 113713.
- [12] 王忠群, 梁建, 曹光乔, 等. 科学适度发展南方丘陵山地农机化[J]. 中国农机化, 2011, 32(2): 3-8. WANG Zhongqun, LIANG Jian, CAO Guangqiao, et al. Developing agricultural mechanization scientifically and moderately on

- the hilly lands in the south of China[J]. Chinese Agricultural Mechanization, 2011, 32(2): 3-8. (in Chinese)
- [13] 高巧明, 高峰, 周文海, 等. 采用平衡摇臂悬架的移动平台稳定性分析[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(增刊2): 288-294, 300.
GAO Qiaoming, GAO Feng, ZHOU Wenhai, et al. Stability analysis of hilly power platform with balance rocker suspension [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(Supp. 2): 288-294, 300. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=2013s254&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.S2.054. (in Chinese)
- [14] 种昆, 李洪迁, 李政平, 等. 丘陵山地姿态调整轮式拖拉机的设计与仿真[J]. 农机化研究, 2021, 43(1): 247-251.
CHONG Kun, LI Hongqian, LI Zhengping, et al. Design and simulation of wheel tractor with full attitude adjustment in hilly and mountain areas[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2021, 43(1): 247-251. (in Chinese)
- [15] 王品健, 谢晖, 王杭燕, 等. 履带式车辆通过性能仿真及乘员安全分析[J]. 兵器材料科学与工程, 2020, 43(2): 30-36.
WANG Pinjian, XIE Hui, WANG Hangyan, et al. Passing performance simulation and occupant safety analysis of tracked vehicles[J]. Ordnance Material Science and Engineering, 2020, 43(2): 30-36. (in Chinese)
- [16] ARVIDSSON J, WESTLIN T H, KELLER M, et al. Rubber track systems for conventional tractors-effects on soil compaction and traction[J]. Soil and Tillage Research, 2011, 117: 103-109.
- [17] 张东宝. 履带式底盘驱动轮设计研究与应用[J]. 煤炭技术, 2018, 37(3): 223-225.
ZHANG Dongbao. Design research and application of driving wheel in crawler chassis[J]. Coal Technology, 2018, 37(3): 223-225. (in Chinese)
- [18] 丁肇, 李耀明, 任利东, 等. 履带式行走机构压实作用下土壤应力分布均匀性分析[J]. 农业工程学报, 2020, 36(9): 52-58.
DING Zhao, LI Yaoming, REN Lidong, et al. Distribution uniformity of soil stress under compaction of tracked under carriage [J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(9): 52-58. (in Chinese)
- [19] 袁敏, 曹凤红, 郑才国, 等. 纯电动矿用卡车车架拓扑优化设计[J]. 煤矿机械, 2017, 38(9): 75-77.
YUAN Min, CAO Fenghong, ZHENG Caiguo, et al. Topological optimization design for frame of electric mining truck[J]. Coal Mine Machinery, 2017, 38(9): 75-77. (in Chinese)
- [20] 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)
- [21] 河北铠特农业机械有限公司. 一种可在工作状态调整农具的拖拉机后悬挂装置: 201921333522.8[P]. 2020-05-08.
- [22] 孙维方, 郑相周, 王涛. 一种高速插秧机悬挂机构的动力学特性分析[J]. 广东农业科学, 2014, 41(17): 180-184.
SUN Weifang, ZHENG Xiangzhou, WANG Tao. Dynamics analysis of a type of high speed transplanter hanging mechanism[J]. Guangdong Agricultural Science, 2014, 41(17): 180-184. (in Chinese)
- [23] 李书涵. 沥青路面圆形坑槽铣刨机总体设计及性能研究[D]. 西安: 长安大学, 2013.
LI Shuhan. Overall design and performance study of the circular pothole milling for asphalt pavement[D]. Xi'an: Changan University, 2013. (in Chinese)
- [24] 王喆, 马蓉, 尤文宽, 等. 拖拉机电液提升机构设计与仿真[J]. 中国农机化学报, 2014, 35(1): 175-179.
WANG Zhe, MA Rong, YOU Wenkuan, et al. Tractor electric-hydraulic hoisting mechanism design and simulation[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2014, 35(1): 175-179. (in Chinese)
- [25] 阳帅, 蒋蕪, 胡文武, 等. 履带式拖拉机可视遥控驾驶系统的设计及试验[J]. 湖南农业大学学报(自然科学版), 2016, 42(5): 561-566.
YANG Shuai, JIANG Pin, HU Wenwu, et al. Design and experiment of a visual remote control driving system for crawler tractor [J]. Journal of Hunan Agricultural University(Natural Sciences), 2016, 42(5): 561-566. (in Chinese)