

遥控全向调平山地履带拖拉机设计与性能试验

孙景彬^{1,2} 楚国评^{1,2} 潘冠廷^{1,2} 孟 宠^{1,2} 刘志杰^{1,2} 杨福增^{1,3}

(1. 西北农林科技大学机械与电子工程学院, 陕西杨凌 712100;
2. 农业农村部北方农业装备科学观测实验站, 陕西杨凌 712100;
3. 黄土高原土壤侵蚀与旱地农业国家重点实验室, 陕西杨凌 712100)

摘要: 针对传统拖拉机坡地行驶及作业时稳定性差、安全性不高、操纵复杂等问题,设计了一种遥控全向调平山地履带拖拉机(简称山地拖拉机)。首先,在分析山地拖拉机调平原理的基础上,提出基于平行四杆机构的车身横向调平方案和基于双车架机构的纵向调平方案;其次,对山地拖拉机的全向调平装置、行走系、基于静液压驱动装置(HST)的无级调速传动系统、多功能液压系统、坡地适应液压悬挂装置等关键部件进行设计和相应的匹配选型;最后,对山地拖拉机进行了整机性能试验。试验表明,拖拉机在0°~15°的横向坡地和0°~10°的纵向坡地可以实现车身横、纵向的调平,有效提高了拖拉机坡地行驶和作业的稳定性和安全性;拖拉机可实现0~8 km/h的无级调速,满足平地行驶、爬坡、等高线作业等多种工况的速度要求;可遥控实现山地拖拉机行车、制动、转向、全向(横向和纵向)调平、农具升降及姿态调整等动作,极大地提高了操纵的便捷性;山地拖拉机的接地比压为0.025 MPa,在松软路面和沼泽地均具有良好的通过性;山地拖拉机的转向机动性能良好,最小转弯半径为1 728 mm,可适应丘陵山地相对狭小的坡地作业环境;山地拖拉机的平地偏驶率为5.5%,在15°坡地车身调平后的偏驶率为5.75%,小于车身未调平时偏驶率8.62%,均满足相应国家标准(≤6%)要求;液压悬挂装置的最大提升力为8.2 kN,满足基本的作业需求;坡地旋耕的耕深稳定性满足国家标准(≥85%)要求。

关键词: 丘陵山地;履带拖拉机;遥控;调平;性能试验

中图分类号: S219.2 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2021)05-0358-12 **OSID:** 

Design and Performance Test of Remote Control Omnidirectional Leveling Hillside Crawler Tractor

SUN Jingbin^{1,2} CHU Guoping^{1,2} PAN Guanting^{1,2} MENG Chong^{1,2} LIU Zhijie^{1,2} YANG Fuzeng^{1,3}

(1. College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi 712100, China
2. Scientific Observing and Experimental Station of Agricultural Equipment for the Northern China, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Yangling, Shaanxi 712100, China
3. State Key Laboratory of Soil Erosion and Dryland Farming on Loess Plateau, Yangling, Shaanxi 712100, China)

Abstract: Aiming at the problems of difficult leveling, poor stability, complex operation and poor safety of traditional tractor in slope operation, a kind of omnidirectional leveling hillside crawler tractor (abbreviated as hillside tractor) was developed. Firstly, based on the analysis of the leveling principle of hillside crawler tractor under condition of slope, the lateral leveling scheme based on parallel four-bar mechanism and the longitudinal leveling scheme based on double frame mechanism were proposed. Secondly, the key components of the hillside tractor (omnidirectional leveling device, walking system, stepless speed regulation drive system based on hydrostatic drive (HST), multi-functional hydraulic system, slope adaptive hydraulic suspension device) were selected, designed and created. Finally, the performance test of hillside tractor was carried out. The test results showed that the vehicle body leveling could be realized on the 0°~15° lateral slope and 0°~10° longitudinal slope, which could effectively improve the stability and safety of the slope driving and operation; the stepless speed regulation of 0~

收稿日期: 2021-01-27 修回日期: 2021-02-23

基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFD0700503)和陕西省科技重大专项(2020zdzz03-04-01)

作者简介: 孙景彬(1992—),男,博士生,主要从事丘陵山地智能农机装备研究, E-mail: sunjingbin0208@163.com

通信作者: 杨福增(1966—),男,教授,博士生导师,主要从事丘陵山地智能农机装备研究, E-mail: yfz0701@163.com

8 km/h could be realized, which could meet the speed requirements of flat driving, climbing, contour line operation and other working conditions; the driving, braking, steering, and omnidirectional (lateral and longitudinal) leveling of hillside tractor and posture adjustment of farm tools could be realized by remote control, which greatly improved the convenience of operation; the ground pressure of hillside tractor was 0.025 MPa, which indicated that it had good trafficability on soft road and swamp; the steering performance of hillside tractor was good, and the minimum turning radius was 1 728 mm, which could be used in relatively narrow slope working environment such as hilly areas; the flat deviation rate of hillside tractor was 5.5%, and the deviation rate after leveling on 15° slope was 5.75%, which was less than 8.62% without tractor leveling, and all met the requirements of corresponding national standard ($\leq 6\%$); the maximum lifting force of the hydraulic suspension device was 8.2 kN, which can meet the operation requirements; the stability of rotary tillage depth on slope land met the national standard ($\geq 85\%$). The research result had a good reference for the research and development of agricultural machinery in hilly areas.

Key words: hillside; crawler tractor; remote control; leveling; performance test

0 引言

我国丘陵山区坡耕地居多,地面高低不平,传统农业装备的行驶及作业稳定性较差,极易发生侧滑甚至倾翻,引发严重的安全事故^[1-3]。因此,亟需设计具备全向姿态调整功能的遥控型山地拖拉机,从而提高其稳定性、操纵便捷性及驾驶人员的安全性。

国外对山地农机调平系统的研究起步较早,HAUN^[4]发明了适用于割草机的调平机构,该机构可使割草机车身始终保持水平状态。约翰迪尔公司研发了适用于坡地作业的联合收获机调平系统,该系统具有较好的稳定性^[5]。但上述两种调平系统均不适用于在山区作业的动力机械。AHMADI^[6]设计了一种拖拉机动态调平模型,研究了在位置扰动下速度、坡度及地轮摩擦因数对横向稳定性的影响。LEONARD等^[7]研究了一种车辆自动调平系统,通过采集车身倾角信息完成车身的姿态调整,但该系统仅能实现车辆的静态调平。上海交通大学和山东五征集团联合研制了一种具有姿态主动调整系统的山地轮式拖拉机,具有较好的坡地适应性^[8]。彭贺等^[9-10]研制了基于液压缸驱动的轮式拖拉机车身四点调平机构,进行了运动学和动力学的仿真分析,由此设计了一套车身自调平控制系统,并进行了相关试验验证。刘平义等^[11-12]设计了一种适用于丘陵山地的自适应调平底盘,通过动态调平减小底盘的侧倾角和俯仰角,但其动力偏小。文献[13-16]研发了具有调平机构的小型履带拖拉机,通过对行走系增加液压差高装置来实现车身的横向调平,提高了拖拉机在横向坡地的抗侧滑、抗倾翻性能。上述研究大部分处于理论分析和模型研究阶段。因此研发具有良好牵引性、越障性和坡地适应性的山地拖拉机对解决丘陵山区的动力瓶颈问题至关重要。

履带拖拉机具有牵引附着性能好、越障能力强

等优点,在丘陵山区具有较好的适应性。本文通过分析拖拉机调平原理,提出履带拖拉机全向调平方案,对关键部件进行设计和匹配选型,并最终完成整机研发,通过试验对整机性能进行验证。

1 山地履带拖拉机调平原理分析

横向稳定性是指拖拉机在横向斜坡不发生横向滑移和倾翻的性能,主要由横向极限滑移角和横向极限倾翻角表示。山地拖拉机在坡度为 α (图1所示)的横向斜坡上受力包括:车架自重 G_0 和行走系重力 G_1 、斜坡对坡下履带支撑力 N_1 、斜坡对坡上履带支撑力 N_2 以及坡下履带所受摩擦力 Z_1 、坡上履带所受摩擦力 Z_2 。

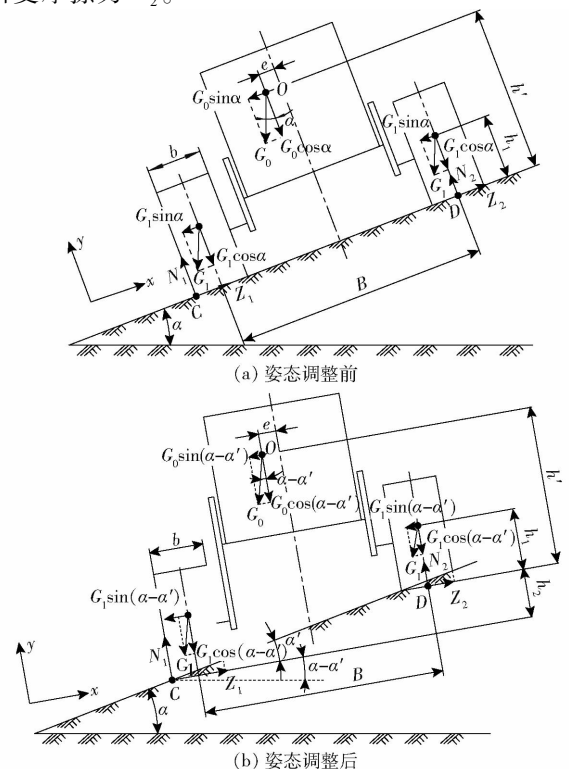


图1 山地拖拉机横向斜坡受力分析
Fig.1 Force analysis of hillside tractor on lateral slope

山地拖拉机在横向斜坡上不产生横向滑移的最大坡度称为拖拉机的横向极限滑移角,表示为 α_1 。

①当拖拉机处于横向坡度 $\alpha \leq \alpha_1$ (图 1a)的斜坡上时,拖拉机不会发生横向滑移。

②当拖拉机处于横向坡度 $\alpha > \alpha_1$ (图 1a)的斜坡上时,此时拖拉机将发生横向滑移。

③当拖拉机横向姿态调整 α' 后, $\alpha - \alpha' < \alpha_1$ (图 1b),拖拉机不会发生横向滑移。

因此,通过拖拉机的横向姿态调整可有效提高其横向坡地的抗侧滑能力,从而提高横向稳定性。

山地拖拉机在横向斜坡上不产生横向倾翻的最大坡度称为拖拉机的横向极限倾翻角,表示为 α_2 。对点 C 求合力矩可得

$$\sum M_C = N_2(B + 0.5b) + G_0 \sin \alpha h' + 2G_1 \sin \alpha h_1 - G_0 \cos \alpha (0.5B + 0.5b - e) - G_1 \cos \alpha (B + b) = 0$$

(1)

因此

$$N_2 = [G_0 \cos \alpha (0.5B + 0.5b - e) + G_1 \cos \alpha (B + b) - G_0 \sin \alpha h' - 2G_1 \sin \alpha h_1] / (B + 0.5b)$$

(2)

式中 B ——山地拖拉机轨距,mm
 b ——山地拖拉机履带宽度,mm
 h' ——姿态调整前车架重心至坡地垂直高度,mm
 h_1 ——姿态调整前行走系重心至坡地垂直高度,mm
 e ——山地拖拉机重心偏移量,mm

山地拖拉机不发生横向倾翻的条件是 $N_2 \geq 0$,即

$$\alpha \leq \arctan \frac{(G_0 + 2G_1)(0.5B + 0.5b) - G_0e}{G_0h' + 2G_1h_1}$$

(3)

由式(3)可知,横向坡度越大,拖拉机发生倾翻的可能性越大,故应尽可能通过横向姿态调整装置来实现车身的调平,从而消减因坡度引入而导致拖拉机失稳的可能性。

如图 2 所示,当山地拖拉机处于坡度为 β 的纵向斜坡时,采用基于“双车架机构”的纵向调平方案,上层车架和下层车架共同组成双车架结构,纵向调平时,纵向调平油缸的活塞杆伸长,带动上层车架围绕后桥半轴旋转,实现山地拖拉机的纵向调平。

2 整机结构与主要技术参数

遥控全向调平山地拖拉机主要由行走系统、全向调平装置、驱动系统(发动机、HST、驱动后

桥)、坡地适应液压悬挂装置、遥控系统等组成,如图 3 所示。

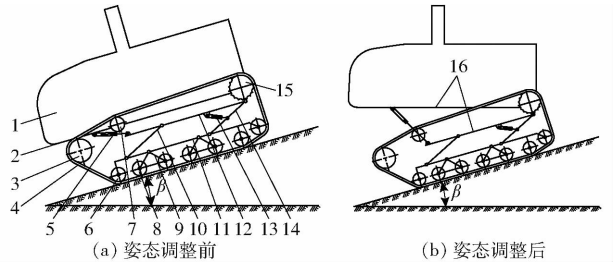


图 2 山地拖拉机纵向调平原理图

Fig. 2 Longitudinal leveling principle of hillside tractor

1. 拖拉机机体 2. 上层车架 3. 履带张紧轮 4. 履带 5. 纵向调平油缸 6. 固定轮 7. 拖带轮 8. 浮动轮 9. 浮动轮支架 10. 从连杆 11. 台车架 12. 下层车架 13. 横向调平油缸 14. 主连杆 15. 驱动轮 16. 双车架机构

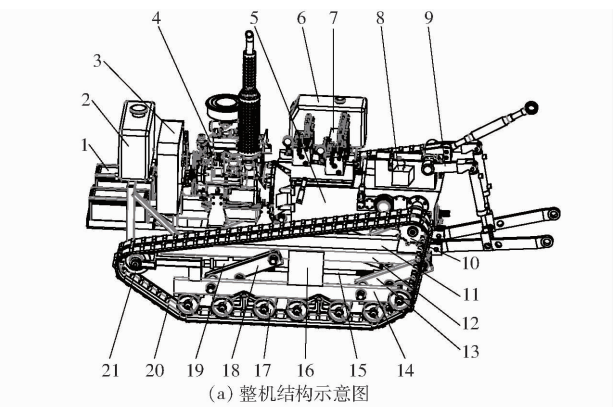


图 3 遥控全向调平山地拖拉机

Fig. 3 Remote control omnidirectional leveling hillside tractor

1. 蓄电池 2. 液压油箱 3. 冷却器 4. 发动机 5. 变速箱 6. 油箱 7. 液压系统 8. 遥控信号接收装置 9. 坡地适应液压悬挂装置 10. 驱动轮 11. 上层车架 12. 下层车架 13. 从连杆 14. 台车架 15. 拉杆 16. 液压张紧装置 17. 支重轮 18. 主连杆 19. 张紧油缸 20. 履带 21. 导向轮

整机主要技术参数如表 1 所示。整机有 3 个工作挡位,其中 I 挡、II 挡为基本作业挡,III 挡用于运输或高速行驶。该机将静液压驱动装置(HST)与机械变速箱相结合,其中 HST 实现了整机的无级调速,满足山地多作业工况的速度需求;多挡传动可以保证整机具有较大范围的恒功率区,这样既可以保证低速挡位具备较高的牵引力,又可满足高速挡位具有较高的行驶速度,I、II、III 挡位下设计速度为 0~2.5 km/h、2.5~5 km/h、5~8 km/h。

表 1 整机主要技术性能参数

Tab.1 Main technical performance parameters of machine

参数	数值
整机质量/kg	1 644
作业速度/(km·h ⁻¹)	0~8
驱动轮半径/mm	103
配套犁铧数/个	2
长×宽×高/(mm×mm×mm)	2 300×1 235×1 200
履带接地长度/mm	1 400
履带宽度/mm	230
轨距/mm	1 050
最大爬坡度/(°)	20
最大等高线作业坡度/(°)	15
最小离地间隙/mm	180
最大遥控距离/m	100

3 关键部件设计

3.1 全向调平装置

提出一种山地拖拉机的全向调平方案,主要包括基于平行四杆机构的横向调平装置和基于双车架机构的纵向调平装置,以提高其坡地的抗侧滑、抗倾翻性能。

3.1.1 横向调平装置设计与运动学分析

通过平行四杆机构的变形所形成的高度差(图4所示)来实现拖拉机在坡地的横向调平,虚线表示拖拉机在倾角为α的斜坡上未调平的状态,实线表示山地拖拉机横向调平后的状态。调平过程中,左侧横向调平油缸充油,液压油推动活塞杆伸长来改变该侧主从连杆机构的支撑高度,此时车身左右两侧形成高度差Δ,进而保证车身在横向斜坡处于水平。

横向调平装置主要由台车架、从连杆、拉杆、下层车架、横向调平油缸、主连杆等组成,结构如图5a所示。主连杆、从连杆分别与台车架、下层车架通过销轴铰接,主连杆和从连杆之间通过拉杆铰接,横向调平油缸首尾分别与下层车架和主连杆铰接。台车架、从连杆、下层车架、主连杆构成平行四杆机构。横向调平油缸向主连杆提供动力,推动主连杆摆动,通过拉杆带动从连杆摆动,完成车身单侧的姿态调

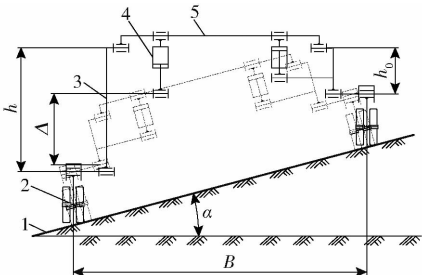


图 4 山地拖拉机横向调平原理图

Fig.4 Lateral leveling principle diagram of hillside tractor
1.斜坡 2.行走系 3.主从连杆机构 4.横向调平油缸 5.下层车架

整。车身两侧横向调平油缸同时动作可实现整机离地间隙的调整,提高通过性。

由图4知,当单侧调整油缸动作,车身横向姿态调整角(调平时该角等于坡度α)α'为

tanα' = (h - h₀)/B (4)

式中 h₀——姿态调整前主连杆有效高度,mm
h——姿态调整后主连杆有效高度,mm

对横向调平装置进行运动学分析,如图5所示,建立影响拖拉机横向姿态调整角的数学模型。

(1)姿态调整前运动学分析

由图5b知,姿态调整前主连杆有效高度为

h₀ = L₁sinθ₂ + L₂cosθ₃ (5)

其中

θ₂ = arccos (a² + L₁² - S₀²) / (2aL₁)
θ₃ = 3π/2 - θ₁ - θ₂

整理得

h₀ = L₁sin (arccos (a² + L₁² - S₀²) / (2aL₁)) + L₂cos (3π/2 - θ₁ - arccos (a² + L₁² - S₀²) / (2aL₁)) (6)

式中 L₁——主连杆-调平油缸铰接轴与主连杆-下层车架铰接轴间的距离,mm
L₂——主连杆-调平油缸铰接轴与主连杆-台车架铰接轴间的距离,mm
a——主连杆-下层车架铰接轴与调平油缸-下层车架铰接轴间的距离,mm

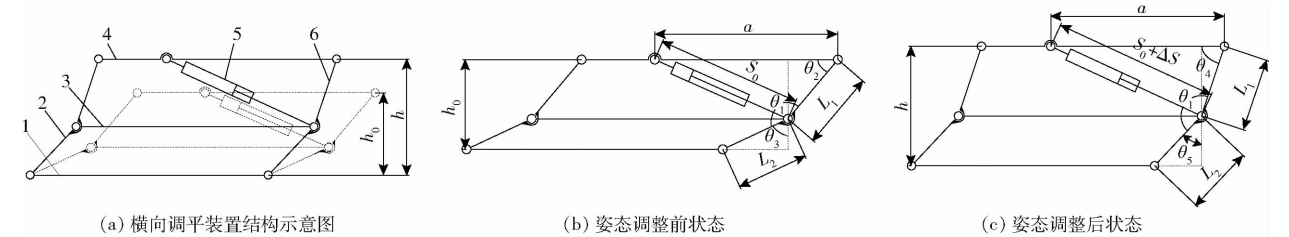


图 5 横向调平装置运动学分析

Fig.5 Kinematics analysis of lateral leveling device

1. 台车架 2. 从连杆 3. 拉杆 4. 下层车架 5. 横向调平油缸 6. 主连杆

- S_0 ——调平油缸安装距离,mm
- θ_1 ——主连杆结构角度, (°)
- θ_2 ——主连杆上端与下层车架夹角, (°)
- θ_3 ——主连杆下端沿竖直方向夹角, (°)

由式(6)得,横向调平油缸的安装距离 S_0 越小,姿态调整前主连杆的有效高度 h_0 越小,则拖拉机的重心高度越低。可得,横向调平油缸的安装距离不宜过小,否则会影响整机的通过性能。

(2)姿态调整后运动学分析

由图 5c 知,姿态调整后主连杆有效高度为

$$h = L_1 \sin \theta_4 + L_2 \cos \theta_5 \tag{7}$$

其中

$$\theta_4 = \arccos \frac{a^2 + L_1^2 - (S_0 + \Delta S)^2}{2aL_1}$$
$$\theta_5 = \frac{3}{2}\pi - \theta_1 - \theta_4$$

整理得

$$h = L_2 \cos \left(\frac{3\pi}{2} - \theta_1 - \arccos \frac{a^2 + L_1^2 - (S_0 + \Delta S)^2}{2aL_1} \right) + L_1 \sin \left(\arccos \frac{a^2 + L_1^2 - (S_0 + \Delta S)^2}{2aL_1} \right) \tag{8}$$

式中 ΔS ——横向调平油缸行程,mm

- θ_4 ——姿态调整后主连杆上端与下层机架夹角, (°)
- θ_5 ——姿态调整后主连杆下端与竖直方向夹角, (°)

联立式(4)、(6)、(8),得到车身横向姿态调整角 α' 与主连杆长度 L_1 和 L_2 、主连杆的结构角度 θ_1 、横向调平油缸的安装位置 a 、安装距离 S_0 、行程 ΔS 、整机轨距 B 的数学模型为

$$\alpha' = \arctan \left(\left(L_1 \sin \left(\arccos \frac{a^2 + L_1^2 - (S_0 + \Delta S)^2}{2aL_1} \right) - L_2 \cos \left(\frac{3\pi}{2} - \theta_1 - \arccos \frac{a^2 + L_1^2 - S_0^2}{2aL_1} \right) + L_2 \cos \left(\frac{3\pi}{2} - \theta_1 - \arccos \frac{a^2 + L_1^2 - (S_0 + \Delta S)^2}{2aL_1} \right) - L_1 \sin \left(\arccos \frac{a^2 + L_1^2 - S_0^2}{2aL_1} \right) \right) / B \right) \tag{9}$$

由式(9)得,当拖拉机的轨距 B 为定值且横向调平油缸的安装位置 a 确定时,车身的横向姿态调整角 α' 与主连杆长度 L_1 和 L_2 、主连杆的结构角度 θ_1 、横向调平油缸的安装距离 S_0 及行程 ΔS 有关。因此,综合考虑整机重心高度、通过性能以及横向姿态调整角大于 15° 的要求,最终确定主连杆长度 $L_1 = 275 \text{ mm}$, $L_2 = 185 \text{ mm}$, 主连杆结构角度 $\theta_1 = 150^\circ$, 横向调平油缸的安装距离 $S_0 = 460 \text{ mm}$, 行程 $\Delta S = 230 \text{ mm}$ 。

3.1.2 纵向调平装置设计

山地拖拉机的纵向姿态调整是基于双车架机构来实现的,结构如图 6 所示。纵向调平油缸首尾与下层车架和上层车架铰接;固定轴座板一端与上层车架固连,另一端与固定轴座固连,固定轴座与变速箱驱动轴固连;旋转轴座板一端与下层车架固连,另一端与旋转轴座固连,旋转轴座可绕变速箱驱动轴旋转。纵向姿态调整时,由纵向调平油缸提供动力,上层车架绕旋转轴座旋转一定角度,实现纵向姿态调整。

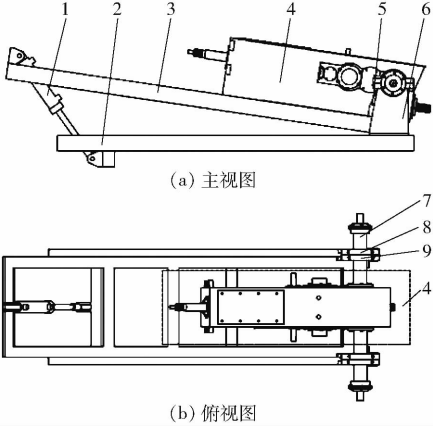


图 6 纵向调平装置结构简图

Fig. 6 Structure of longitudinal leveling device

- 1.纵向调平油缸 2.下层车架 3.上层车架 4.变速箱 5.固定轴座板 6.旋转轴座板 7.变速箱驱动轴 8.旋转轴座 9.固定轴座

3.2 行走系

山地拖拉机行走系结构如图 7 所示。

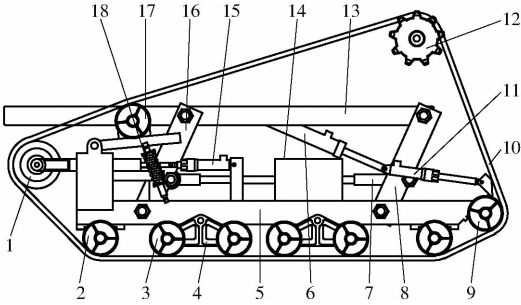


图 7 行走系结构图

Fig. 7 Structure diagram of walking system

- 1.导向轮 2.承重轮 3.浮动轮 4.浮动轮支架 5.台车架 6.纵向调平油缸 7.拉杆 8.主连杆 9.张紧轮 10.履带 11.张紧油缸 I 12.驱动轮 13.下层车架 14.基于蓄能器的履带张紧装置 15.张紧油缸 II 16.从连杆 17.托带轮 18.张紧弹簧

山地拖拉机横向姿态调整时,驱动轮随着下层车架的升高而升高,导致履带的包络形状发生变化,此时,张紧油缸 I 和张紧油缸 II 通过液压油管与基于蓄能器的履带张紧装置连接,组成了封闭循环的

液压系统。张紧油缸Ⅱ的活塞杆与导向轮连接,活塞杆伸缩实现履带的张紧调节。

参照《拖拉机设计手册(上册)》^[17],对行走系主要参数:山地拖拉机轨距、履带接地长度、宽度进行计算。

山地拖拉机轨距为

$$B=0.08\sqrt[3]{m_j} \tag{10}$$

式中 m_j ——拖拉机结构质量,设计时取 1 800 kg

履带接地长度经验计算公式为

$$\frac{L_0}{B}=1.15\sim1.39 \tag{11}$$

式中 L_0 ——履带接地长度,mm

履带宽度计算经验公式为

$$\frac{b}{L_0}=0.18\sim0.24 \tag{12}$$

经计算得到山地拖拉机的轨距 $B=973\text{ mm}$,结合文中驱动后桥的相关参数,轨距设计最终取值 1 050 mm;为提高履带拖拉机的纵向稳定性,接地长度尽可能取大一些,由式(11)计算履带接地长度,取值 1 400 mm;由式(12)计算得履带宽度为 252 mm,在消除履带与传动系统位置干涉的前提下,最终选型履带宽度为 230 mm。

3.3 传动系统

3.3.1 静液压驱动系统总体设计

根据调速方式不同,静液压驱动系统分为变量泵-定量马达、定量泵-变量马达、变量泵-变量马达等不同的搭配方式。定量泵-变量马达调速回路具有恒功率调速优点,特别适用于车辆具有恒功率负载要求的液压系统^[18-19]。因此,本文采用变量泵-定量马达的静液压驱动方案,结构如图 8 所示。

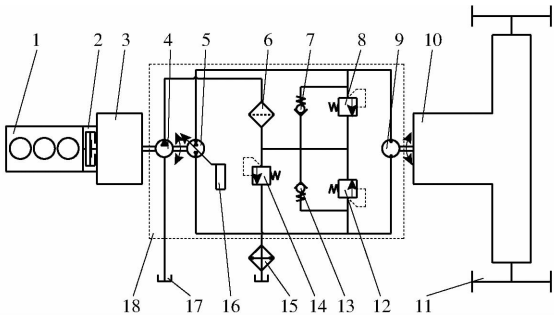


图 8 驱动系统原理图

Fig. 8 Structure diagram of driving system

- 1. 发动机 2. 离合器 3. 分动箱 4. 补油泵 5. 柱塞变量泵
- 6. 过滤器 7. 单向阀Ⅰ 8. 溢流阀Ⅰ 9. 双向液压马达 10. 驱动后桥
- 11. 驱动轮 12. 溢流阀Ⅱ 13. 单向阀Ⅱ 14. 溢流阀Ⅲ 15. 散热器
- 16. 斜盘调整机构 17. 油箱 18. 静液压驱动装置(HST)

驱动系统基本工作原理:发动机的动力经过离

合器,在分动箱增速作用下,驱动柱塞变量泵转动,从而带动双向液压马达转动,双向液压马达后部连接有驱动后桥,降速增扭后将动力传递到驱动轮。通过操纵斜盘调整机构,实现柱塞变量泵排量和流向的调节,从而改变双向液压马达的转速和转向,进而实现拖拉机行驶速度和行进方向的调整。驱动系统中,单向阀Ⅰ和溢流阀Ⅰ,单向阀Ⅱ和溢流阀Ⅱ分别组成正反向高压溢流系统,起到过压保护的作用。补油泵、过滤器和溢流阀Ⅲ组成低压补油系统,用于补充系统液压油的泄漏量,并防止发生气蚀现象。散热器用于系统降温,防止系统温度过高损坏液压元件。

3.3.2 发动机选型

山地拖拉机需要适应运输、犁耕、播种等多种复杂作业工况,犁耕是最基本而又功耗大的作业,拖拉机牵引力的确定首先要满足犁耕作业要求,因此,按照犁耕作业来确定山地拖拉机的最大牵引力。山地拖拉机犁耕作业受力情况如图 9 所示。

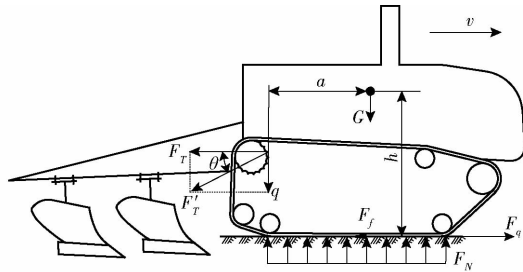


图 9 山地拖拉机犁耕作业时受力分析

Fig. 9 Forced diagram of hillside tractor ploughing operation

整机在工作过程中受到的阻力主要是牵引阻力 F_T (由于 θ 较小,故忽略 F'_T 竖直方向上的分力 q)和行驶阻力 F_f ,因此功率主要消耗在由驱动力 F_q 克服牵引阻力 F_T 和行驶阻力 F_f 上^[17]。此外,由于拖拉机的行车、制动、转向、姿态调整、农具的升降及其姿态调整是靠液压控制方式完成的,因此有部分功率消耗于液压回路上,故有

$$P_N \geq \frac{F_{TN}v}{3.6\eta_T} + P_y \tag{13}$$

其中

$$v = (1 - \delta)v_i \tag{14}$$

$$P_y = \frac{p_c Q}{60\eta_p} \tag{15}$$

式中 P_N ——发动机额定功率,W

F_{TN} ——额定牵引力,N

v ——作业挡下的实际作业速度,km/h

δ ——拖拉机滑转率,农用履带拖拉机取 0.04

v_i ——作业挡下的理论作业速度,取 4 km/h

η_T ——牵引效率,取 0.75

P_y ——液压系统所消耗功率, W
 p_c ——液压操纵系统压力, 农业机械中一般为中低压, 取 10 MPa
 Q ——齿轮泵排量, 取 24 L/min
 η_p ——液压系统效率, 取 0.93

在犁耕作业时, 考虑工作条件和农具变化所引起的犁耕阻力的变化, 一般保留 10% ~ 20% 的储备牵引力^[17], 而牵引阻力 F_T 为本机悬挂两铧翻转犁作业所受到的平均阻力, 因此

$$F_{TN} = (1.1 \sim 1.2) F_T = (1.1 \sim 1.2) k b_n h_n \quad (16)$$

式中 k ——犁耕比阻, 轻质土壤一般取 50 kPa^[17]
 b_n ——犁耕幅宽, 实测值为 700 mm
 h_n ——犁耕深度, 实测值为 350 mm

联立式(13) ~ (16), 代入相关数值计算得 F_{TN} 为 13.48 ~ 14.70 kN, $P_N \geq 25.21$ kW。

故选用常柴 ZN390B 型柴油发动机, 主要参数为: 额定功率 26.5 kW, 额定转速 2 400 r/min, 最大扭矩 128.1 N·m。

3.3.3 HST 匹配

HST 主要由液压泵和液压马达等元件组成, 匹配计算时, 首先完成液压马达的选取。液压马达参数的确定主要包括转速和排量, 采用角功率法确定马达参数^[20-21], 拖拉机角功率为

$$P_{jj} = \frac{F_{TN} V_{K_{max}}}{3\,600} \quad (17)$$

式中 P_{jj} ——山地拖拉机角功率, kW
 $V_{K_{max}}$ ——最大理论速度, km/h
马达角功率为

$$P_{mj} = \frac{P_{jj}}{\eta z} \quad (18)$$

式中 η ——马达与后续传动系统的传动效率, 取 0.95
 z ——马达个数, 此处取 1

将最大牵引阻力(14.70 kN)及最大理论速度(8 km/h)代入式(17), 得山地拖拉机角功率为

$$P_{jj} = \frac{F_{TN} V_{K_{max}}}{3\,600} = \frac{14\,700 \times 8}{3\,600} = 32.67 \text{ kW}$$

则马达角功率为

$$P_{mj} = \frac{P_{jj}}{0.95} = \frac{32.67}{0.95} = 34.39 \text{ kW}$$

马达排量确定公式为

$$P_{mj} \leq \frac{0.95 p_{max} V_{mmax} n_{mmax}}{60\,000} \quad (19)$$

式中 p_{max} ——系统最高压力, MPa
 V_{mmax} ——马达最大排量, mL/r
 n_{mmax} ——马达最大理论转速, r/min

为保证系统可靠性和使用寿命, 液压系统最高压力通常以元件最高标定压力为准, 参考农业机械压力设定方面的经验, 最高压力定为 32 MPa, 马达理论最大转速取 3 000 r/min, 可得马达排量需大于 22.6 mL/r。据此选用贵州力源公司生产的 LY-HPVMF-28-L-02 型 HST, 主要参数如表 2 所示。

表 2 HST 主要参数

Tab.2 Main parameters of HST

参数	数值	参数	数值
变量泵排量/(mL·r ⁻¹)	0 ~ 28	额定压力/MPa	21
马达排量/(mL·r ⁻¹)	28	最高压力/MPa	32
补油泵排量/(mL·r ⁻¹)	7	理论额定输出转矩/(N·m)	93.6
最高输入转速/(r·min ⁻¹)	3 000	最大输出转矩/(N·m)	151.6
输出转速/(r·min ⁻¹)	0 ~ 3 000	理论总效率/%	≥73

3.3.4 驱动后桥匹配

假设静液压驱动系统没有容积效率损失, 山地拖拉机与地面之间无相对滑转, 此时山地拖拉机的行驶速度等于驱动轮的圆周速度, 因此, 其理论行驶速度为

$$v_t = \frac{0.12 \pi n r_d}{i_p i_m} \quad (20)$$

式中 n ——发动机额定转速, r/min
 i_p ——分动箱传动比
 i_m ——定量马达到驱动半轴的传动比
 r_d ——驱动轮半径, mm

然而, 拖拉机实际作业过程中, 存在系统容积效率的损失以及拖拉机的滑转。根据流量连续性方程及传动关系, 拖拉机作业挡下的实际作业速度为

$$v = \frac{v_t \eta_{pv} \eta_{mv} q_p (1 - \delta)}{q_m} = \frac{0.12 \pi r_d \eta_{pv} \eta_{mv} n q_p (1 - \delta)}{q_m i_m i_p} \quad (21)$$

式中 η_{pv} ——变量泵容积效率
 η_{mv} ——定量马达容积效率
 q_p ——变量泵排量, mL/r
 q_m ——定量马达排量, mL/r

已知山地拖拉机最大作业速度为 8 km/h, 发动机额定转速为 2 400 r/min, 驱动轮半径为 0.103 m, 变量泵容积效率取 0.93, 定量马达容积效率取 0.93, 滑转率取 0.04, 可得 $i_m i_p \approx 9.67$ 。

由于 HST 变量泵最高输入转速为 3 000 r/min, 为了使该转速与发动机额定转速匹配, 分动箱传动比应为 0.8, 故马达到驱动半轴的最小传动比应为 12.09。据此选用浙江湖州双力公司 XL-80 型驱动后桥, 主要技术参数: 最大输入转速 2 400 r/min, 挡位

速比 23.36/16.46/12.16,分动箱传动比 0.8,牙嵌式转向方式。

3.4 多功能液压系统

3.4.1 液压系统工作要求

液压系统作为山地拖拉机姿态调整及农具作业的关键部件,很大程度上决定了整机的综合性能。液压系统应满足的功能要求主要包括:山地拖拉机的行驶、制动,左、右转向,横向调平、纵向调平,三点悬挂装置的升降,以及农具的左、右姿态调整等。

3.4.2 液压系统组成

按照山地拖拉机的功能需求,设计了如图 10 所示的多功能液压系统。

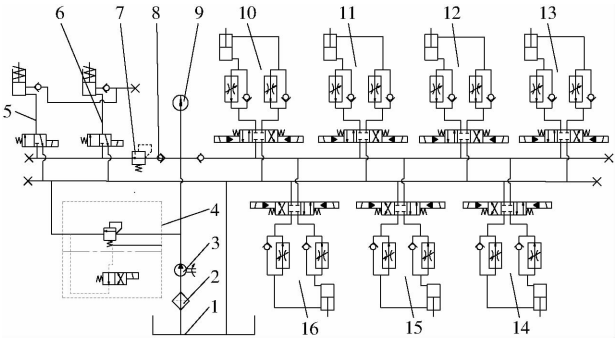


图 10 多功能液压系统原理图

Fig. 10 Schematic of multifunctional hydraulic system

- 1. 油箱 2. 过滤器 3. 液压泵 4. 两位电磁溢流阀 5. 左侧转向油路 6. 右侧转向油路 7. 减压阀 8. 单向阀 9. 液压表
- 10. 左侧横向调平油路 11. 右侧横向调平油路 12. 纵向调平油路 13. 三点悬挂提升油路 14. 悬挂左调平油路 15. 悬挂右调平油路 16. 农具油路

3.5 遥控系统

遥控系统主要包括控制器发射端和接收端,发射端由按键组合电路、编码模块、无线发射模块组成,接收端由无线信号接收模块、解码控制模块、继电器驱动模块等组成,结构如图 11 所示。

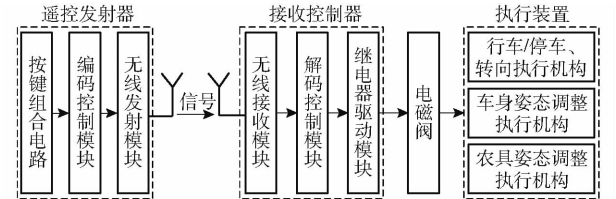


图 11 遥控系统结构框图

Fig. 11 Structure of remote control system

信号发射端和接收端均以 M430f135 微处理器为核心,实现指令的编码和解码,并对各路电磁阀进行控制,无线收发模块的频率范围为 310 ~ 331 MHz,控制距离达 100 m 以上,采用 SDT-S-112LMR 型继电器。操作人员按键发射遥控信号,通过无线接收模块接收,接收控制器中央处理单元处理接收信号,从而控制电磁阀通电,相应地执行装

置动作,最终实现山地拖拉机的行车、制动、转向、车身全向(横向和纵向)姿态调整、农具姿态调整等动作指令。

3.6 坡地适应液压悬挂装置

采用三点悬挂装置实现拖拉机与农具的挂接,如图 12 所示,上提升油缸采用双作用缸,其两个油口接到液压阀块的油口,上提升油缸的活塞杆伸缩可实现提升臂的升降,进而实现农具的整体升降;农具调平油缸两端分别与提升臂和下拉杆铰接,其油口与液压阀块的油口通过快速换接接头相连,左右对称布置的调平油缸的活塞杆伸缩实现农具左/右侧的单独升或降^[22],山地拖拉机姿态调整的同时实现农具姿态的坡地仿形调整。

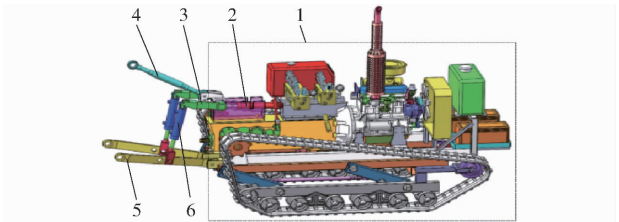


图 12 液压悬挂装置结构图

Fig. 12 Structure of hydraulic suspension device

- 1. 拖拉机 2. 上提升油缸 3. 提升臂 4. 上拉杆 5. 下拉杆
- 6. 农具调平油缸

4 整机性能试验

4.1 山地拖拉机全向调平测试

本文设计的山地拖拉机在横向、纵向能够调平的极限角度设计值分别是 15°和 10°,因此对其在 0°~15°的横向坡地和 0°~10°的纵向坡地调平性能进行测试,其中,设定姿态调整后的车身倾斜角度处于 -1°~1°范围内为合格,超调为“+”,欠调为“-”。遥控车身左、右两侧的横向调平油缸及车身前侧的纵向调平油缸动作,分别完成车身横向调平试验和纵向调平试验(图 13),采用角度仪测量姿态调整前后车身的倾斜角度,测试结果如表 3 所示。

由表 3 可知,在“左侧横向调平”测试项目中,满足 15°的设计要求,但是此时车身处于“未调平”状态(不处于 -1°~1°的规定合格范围内)。同理,“右侧横向调平”测试项目中,车身右侧最大可以调整 15.65°;“纵向调平”测试项目中,车身纵向最大可以调整 10.25°。因此,该山地拖拉机处于 0°~15°的横向坡地或处于 0°~10°的纵向坡地上时,分别可以通过横向姿态调整装置和纵向调平装置实现车身的横向、纵向(即全向)调平,满足基本的设计要求。



图 13 山地拖拉机全向调平测试试验场景

Fig. 13 Ominidirectional leveling test of hillside tractor

表 3 全向调平测试结果

Tab. 3 Test results of omnidirectional leveling

测试项目	姿态调整前 倾斜角/(°)	姿态调整后 倾斜角/(°)	车身状态
左侧横向调平	6. 25	0. 55	调平
	9. 35	0. 35	调平
	14. 15	-0. 65	调平
	16. 85	1. 70	未调平
右侧横向调平	5. 30	-0. 35	调平
	10. 55	0. 20	调平
	13. 60	0. 50	调平
	16. 70	1. 05	未调平
纵向调平	3. 00	0. 15	调平
	5. 50	0. 40	调平
	8. 35	-0. 25	调平
	11. 45	1. 20	未调平

4.2 接地比压

山地拖拉机的接地比压用平均接地比压 q 来表示,直接影响拖拉机的通过性能^[23]。履带拖拉机接地比压 q 的计算公式^[24]为

$$q=\frac{G_s}{2bL_0}$$

(22)

式中 G_s ——山地拖拉机的使用重力,取 16 440 N
可得 $q=\frac{16\,440}{2\times230\times1\,410}\approx0.025\text{ MPa}$ 。

根据上述结果(接地比压为 0.025 MPa)和评价指标值^[24],可得该机在松软地面和泥炭沼泽地均具

有良好的通过性。

4.3 偏驶率试验

偏驶率是评价拖拉机操纵性能的一个重要指标,如果拖拉机的偏驶率高,需要频繁地对其行驶方向进行调整,使驾驶人员劳动强度增加,转向机构磨损加剧;同时,山地拖拉机在坡地行驶的直线性会严重影响其作业的质量,若偏驶率高,会使得耕作质量降低^[25]。因此,对该山地拖拉机在平地 and 坡地的偏驶率进行了测试。

分别在平地 and 坡地试验场上,标出山地拖拉机行驶的 25 m 长的边线以及测试区的起始、终止线,调整山地拖拉机的前进方向与边线方向平行,前支重轮中心线与测试区起始线重合并做好标记点 1,拖拉机以 1 km/h 的速度行驶,直至任一前支重轮中心抵达测试区间的终止线,停机并做好标记点 2,测量标记点 2 与标记点 1 的偏离距离即为偏移量 c 。记录每次试验的偏移量,重复 3 次试验,试验如图 14 所示,计算偏驶率

$$p=\frac{c}{l}\times100\%$$

(23)

式中 l ——测试区长度,mm



图 14 山地拖拉机偏驶率试验

Fig. 14 Deviation ratio test of hillside tractor

偏驶率试验结果如表 4 所示。由表 4 可知,该机在平地工况的平均偏驶率为 5.50%,小于国家标准规定的 6%,可见,该机的偏驶率满足国家标准要求。产生偏驶的主要原因是,拖拉机两侧的从动轮、支重轮安装位置存在一定误差以及履带的张紧程度

表 4 山地拖拉机偏驶率试验结果

Tab. 4 Deviation rate test result of hillside tractor

工况	序号	偏驶位移/ mm	平均偏驶 位移/mm	偏驶率/ %	平均偏 驶率/%
平地	1	1 382		5. 53	
	2	1 395	1 372	5. 58	5. 50
	3	1 340		5. 36	
15°坡地车身 未调平	1	2 071		8. 28	
	2	2 143	2 154	8. 57	8. 62
	3	2 250		9. 00	
15°坡地车身 调平后	1	1 428		5. 71	
	2	1 485	1 438	5. 94	5. 75
	3	1 400		5. 60	

不完全相同,即使两侧驱动轮输出相同转速,两侧履带的行驶情况也不完全相同^[25];此外,地面不平度、两侧履带附着性能的差异等也会造成拖拉机偏驶。该机在 15°坡地上未调平状态的平均偏驶率为 8.62%,大于平地的平均偏驶率 5.5%,且大于国家标准要求的 6%,可得坡地角度是影响拖拉机坡地行驶、作业直线性的关键因素。该机在 15°坡地上调平后行驶的平均偏驶率为 5.75%,符合国家标准要求,可得通过横向姿态调整装置完成车身调平,可有效提高拖拉机的坡地直线行驶性能。

4.4 最小转弯半径试验

最小转弯半径通常用来评价拖拉机的转向机动性,决定了拖拉机地头转向所需的空间距离^[26],按照 GB/T 3871.5—2006《转向圆和通过圆直径》进行了最小转弯半径的测试。拖拉机以 1.5 km/h 的速度稳定行驶后,遥控离合器单边制动,整机行驶一整圆后,测量转向轨迹上 4 个均布位置处(圆周上每隔 120°取一个点)的直径,用 D_1 、 D_2 、 D_3 、 D_4 表示,计算其均值 $\bar{D}$,分别实施向左、向右转向,试验如图 15 所示。最小转弯半径的测试结果如表 5 所示。



图 15 最小转弯半径测试
Fig. 15 Test of minimum turning radius

表 5 最小转弯半径测试结果

Tab.5 Test results of minimum turning radius mm						
转向	D_1	D_2	D_3	D_4	均值 $\bar{D}$	最小转弯半径 R_{min}
左转	3 500	3 400	3 550	3 560	3 456	1 728
右转	3 450	3 400	3 445	3 335		

由表 5 可得,本机最小转弯半径 R_{min} 小于整机的车身长度,说明该机转向机动性良好,可用于丘陵山地相对狭小的坡地作业环境。实际最小转弯半径与理论值 1 165 mm(理论转弯半径 $R = B + b/2$)有一定的误差,这主要是由于理论计算时忽略了内侧履带的滑移和外侧履带的滑转^[25]。

4.5 液压悬挂装置提升性能试验

参照 GB/T 15833—2007、GB/T 3871.4—2006 进行提升性能试验,如图 16 所示。试验时,停车制动并将车身前侧锚系在地面上,3 个悬挂点与专用框架连接,将悬挂提升行程分为间隔大致相等的 6

个等分区间,采用图 16b 所示的便携式测力装置测得每等分区间中的最大提升力,并记录相应液压压力,将最大提升力中的最小值修正到所规定的安全阀最小开启压力的 90% 时的相应值,此值为全提升行程中的最大提升力。



图 16 液压悬挂装置提升性能试验
Fig. 16 Performance test of hydraulic suspension device

悬挂装置最大提升力的测试结果如表 6 所示。

表 6 液压悬挂装置最大提升力测试结果
Tab.6 Test results of maximum lift capacity

序号	下拉杆离地高度区间/cm	平均提升力/kN
1	20 ~ 30	21.7
2	30 ~ 40	12.7
3	40 ~ 50	11.6
4	50 ~ 60	10.7
5	60 ~ 70	8.2
6	70 ~ 80	8.8

由表 6 可得,各等分区间中提升力的最小者为悬挂装置的最大提升力,故最大提升力为 8.2 kN,该液压悬挂装置满足基本的作业需求。

4.6 坡地旋耕试验

按照 GB/T 5668—2017 中的方法,在西北农林科技大学机械与电子工程学院坡地专用试验场进行了旋耕试验,如图 17 所示。土壤类型为壤质黏土,平均含水率 19.04%,10 cm 深度的土壤紧实度为 53.9 N/cm²。



图 17 山地拖拉机坡地旋耕试验
Fig. 17 Rotary tillage test of hillside tractor on sloping land

分别构建角度为 5°、10°、15°的 3 种坡地,设定机组前进速度 1.5 km/h,耕深 10 cm,旋耕完成后,将整个行程分为坡地较高侧与较低侧,分别测定每侧 20 个点的耕深并取均值,按照国家标准要求计算

耕深稳定性系数,结果如表 7 所示。

表 7 坡地旋耕试验结果

Tab.7 Results of rotary tillage test on sloping land

坡度/(°)	测区	耕深均值/cm	耕深稳定性系数/%
5	坡地较高侧	9.2	91.5
	坡地较低侧	10.8	92.4
10	坡地较高侧	8.5	89.5
	坡地较低侧	11.3	90.9
15	坡地较高侧	8.1	88.6
	坡地较低侧	11.8	90.1

由表 7 可得,该机坡地旋耕深度均匀性较好,说明坡地仿形悬挂装置可以较好地实现坡地仿形,但是存在坡地较高侧土壤向较低侧迁移的现象(即耕作侵蚀),主要原因是旋耕刀在抛土的过程中,土壤受到其自身重力沿着坡地斜向下的分力作用。

5 结论

(1)针对拖拉机坡地行驶及作业稳定性差、安

全性不高和操纵复杂等问题,通过分析调平原理,提出了一种山地履带拖拉机的全向调平方案。

(2)对山地拖拉机的全向调平装置、行走系、基于静液压驱动装置的无级调速传动系统、多功能液压系统、坡地适应液压悬挂装置等关键部件进行设计和匹配选型,并进行了整机性能试验。

(3)整机性能试验表明:拖拉机在 0°~15°的横向坡地和 0°~10°的纵向坡地可实现车身的调平;接地比压为 0.025 MPa,在松软地面和泥炭沼泽地均具有良好的通过性;行驶直线性较好,偏驶率分别为 5.50%(平地工况)和 5.75%(15°坡地工况车身调平后),满足国家标准要求(≤6%),并且横向调平可以有效提高山地拖拉机的坡地直线行驶性能;转向机动性能良好,最小转弯半径为 1 728 mm;液压悬挂装置的最大提升力为 8.2 kN,满足基本的作业需求;整机坡地旋耕的耕深稳定性满足国标要求(≥85%)。

参 考 文 献

[1] 郑永军,江世界,陈炳太,等.丘陵山区果园机械化技术与装备研究进展[J/OL].农业机械学报,2020,51(11):1-20.
ZHENG Yongjun, JIANG Shijie, CHEN Bingtai, et al. Review on technology and equipment of mechanization in hilly orchard [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(11):1-20. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20201101&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.11.001. (in Chinese)

[2] 齐文超,李彦明,张锦辉,等.丘陵山地拖拉机车身调平双闭环模糊 PID 控制方法[J/OL].农业机械学报,2019,50(10):17-23,34.
QI Wenchao, LI Yanming, ZHANG Jinhui, et al. Double closed loop fuzzy PID control method of tractor body leveling on hilly and mountainous areas[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(10):17-23,34. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20191002&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.10.002. (in Chinese)

[3] 张锦辉,李彦明,齐文超,等.基于神经网络 PID 的丘陵山地拖拉机姿态同步控制系统[J/OL].农业机械学报,2020,51(12):356-366.
ZHANG Jinhui, LI Yanming, QI Wenchao, et al. Synchronous control system of tractor attitude in hills and mountains based on neural network PID[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(12):356-366. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20201239&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.12.039. (in Chinese)

[4] HAUN R D. Mower deck leveling system; 20150296711[P].2015-10-06.

[5] HOEHN K W, TOMPSON W L. Remotely adjustable disk leveling system; 4809786[P]. 1989-03-07.

[6] AHMADI I. Dynamics of tractor lateral overturn on slopes under the influence of position disturbances; modle development[J]. Journal of Terramechanics, 2011,48(5):339-346.

[7] LEONARD K E, WOODY V O. Automatic leveling system; US6106402[P]. 2000-08-22.

[8] 齐文超,李彦明,陶建峰,等.丘陵山地拖拉机姿态主动调整系统设计与实验[J/OL].农业机械学报,2019,50(7):381-388.
QI Wenchao, LI Yanming, TAO Jianfeng, et al. Design and experiment of active attitude adjustment system for hilly area tractors[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019,50(7):381-388. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20190742&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.07.042. (in Chinese)

[9] 彭贺,马文星,王忠山,等.丘陵山地拖拉机车身调平控制仿真分析与试验[J].吉林大学学报(工学版),2019,49(1):157-165.
PENG He, MA Wenxing, WANG Zhongshan, et al. Control system of self-leveling in hilly tractor body through simulation and experiment[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2019, 49(1):157-165. (in Chinese)

[10] 彭贺,马文星,赵恩鹏,等.丘陵山地轮式拖拉机车身调平系统设计与物理模型试验[J].农业工程学报,2018,34(14):36-44.

- PENG He, MA Wenxing, ZHAO Enpeng, et al. Design and physical model experiment of body leveling system for roller tractor in hilly and mountainous region[J]. Transactions of the CSAE, 2018,34(14):36-44. (in Chinese)
- [11] 刘平义,王春燕,李海涛,等. 丘陵山区农用仿形行走动态调平底盘设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2018,49(2):74-81.
LIU Pingyi, WANG Chunyan, LI Haitao, et al. Terrain adaptive and dynamic leveling agricultural chassis for hilly area[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018,49(2):74-81. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20180210&flag=1&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.02.010. (in Chinese)
- [12] 刘平义,彭凤娟,李海涛,等. 丘陵山区农用自适应调平底盘设计与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2017,48(12):42-47.
LIU Pingyi, PENG Fengjuan, LI Haitao, et al. Design and experiment of adaptive leveling chassis for hilly area[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017,48(12):42-47. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20171205&flag=1&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.12.005. (in Chinese)
- [13] 王涛,杨福增,王元杰. 山地拖拉机车身自动调平控制系统的设计[J]. 农机化研究, 2014,36(7):232-235.
WANG Tao, YANG Fuzeng, WANG Yuanjie. Design of body automatic leveling control system of hillside tractor[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2014,36(7):232-235. (in Chinese)
- [14] 刘恒培,杨福增,刘世,等. 差高机构对微型履带山地拖拉机稳定性的影响[J]. 拖拉机与农用运输车,2013,40(1):18-21.
LIU Hengpei, YANG Fuzeng, LIU Shi, et al. Influence of differential height mechanism on the stability of micro-crawler mountain tractors[J]. Tractors and Agricultural Vehicles, 2013,40(1):18-21. (in Chinese)
- [15] 张季琴,杨福增,刘美丽,等. 山地微耕机液压差高装置的设计[J]. 拖拉机与农用运输车, 2011, 38(3):92-93.
ZHANG Jiqin, YANG Fuzeng, LIU Meili, et al. Design of an hydraulic difference in elevation equipment used in mountainous micro-tiller[J]. Tractors and Agricultural Vehicles, 2011, 38(3):92-93. (in Chinese)
- [16] 张战文. 微型履带山地拖拉机稳定性能研究[D]. 杨凌:西北农林科技大学,2011.
ZHANG Zhanwen. Research on stability of micro-hillside caterpillar tractor[D]. Yangling: Northwest A&F University, 2011. (in Chinese)
- [17] 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.
- [18] 王意. 车辆与行走机械的静液压驱动[M]. 北京:化学工业出版社,2014.
- [19] 杨世平,余浩,刘金刚,等. 液压挖掘机动力系统功率匹配及其节能控制[J]. 机械工程学报,2014,50(5):152-160.
YANG Shiping, YU Hao, LIU Jingang, et al. Research on power matching and energy saving control of power system in hydraulic excavator[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014,50(5):152-160. (in Chinese)
- [20] 魏玉莹. 工程车辆三变量驱动系统控制研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2015.
WEI Yuying. Analysis of control strategy based on construction vehicle three-variable drive system[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015. (in Chinese)
- [21] 赵立军,魏玉莹,刘清河,等. 发动机-变量泵-变量马达驱动系统分层控制[J]. 北京航空航天大学学报, 2015, 41(8):1416-1421.
ZHAO Lijun, WEI Yuying, LIU Qinghe, et al. Hierarchical control of engine-variable pump-variable motor drive system[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2015,41(8):1416-1421. (in Chinese)
- [22] WANG Y J, YANG F Z, PAN G T, et al. Design and testing of a small remote-control hillside tractor[J]. Transactions of the ASABE, 2014,57(2):363-370.
- [23] 洛阳拖拉机研究所. 机械工程手册[M]. 北京:机械工业出版社,1978.
- [24] 刘彤,许纯新. 橡胶履带车辆接地压力分布[J]. 工程机械,1995(2):11-18,40.
LIU Tong, XU Chunxin. Ground pressure distribution of rubber tracked vehicle[J]. Construction Machinery and Equipment, 1995(2):11-18,40. (in Chinese)
- [25] 王元杰,刘永成,杨福增,等. 温室微型遥控电动拖拉机的研制与试验[J]. 农业工程学报,2012,28(22):23-29.
WANG Yuanjie, LIU Yongcheng, YANG Fuzeng, et al. Development and test of tiny remotely controlled electric tractor for greenhouses[J]. Transactions of the CSAE, 2012,28(22):23-29. (in Chinese)
- [26] 迟媛,蒋恩臣. 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):14-17.
CHI Yuan, JIANG Enchen. Performance tests on differential steering mechanism of tracked vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(7):14-17. (in Chinese)