

农用仿形履带式动力底盘设计与试验*

赵建柱 王枫辰 于 斌 王德成
(中国农业大学工学院, 北京 100083)

摘要: 设计了一种具有仿形功能的农用动力底盘。该底盘由机架、悬架系统、导向轮、驱动轮、支重轮、传动装置、履带及控制系统等组成。每个减振装置上装有螺旋弹簧液压减振器,其摆臂能够随地面不平度的变化以及底盘承重情况,在车架一侧纵向平面内摆动,悬架系统具有变刚度的特性。1:4模型底盘试验表明,其满载最大爬坡度约为60%,最高作业速度可达3 km/h,在非道路场所行驶时具有良好的地面仿形、平顺性和通过性。

关键词: 农业机械 动力底盘 履带式 仿形

中图分类号: S219.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)09-0020-05

引言

自走式农业机械行驶环境为田间或山地等非道路场合,行驶条件较为恶劣,开发具有良好通过性和行驶平顺性的自走式农业机械很有必要^[1-2]。

履带是一种被各种农用自走式机械广泛采用的行走装置形式。大多数履带式车辆或自走式机械的行走装置都由导向轮、托轮、支重轮、驱动轮及履带等几部分构成^[3]。它具有对土壤的单位面积压力小、对土壤的附着性能好,以及不易打滑等优点,在非道路场合,尤其是田间或山地等工况下具有较好的通过性,牵引效率也较高。传统履带式底盘虽然具有较好的通过性能,但在行驶平顺性能上还有较大提升空间^[4]。良好的行驶平顺性能可以大大改善作业者的工作条件,提高作业质量,改善行驶安全性,并能延长整车或整机使用寿命^[5-6]。悬架系统的结构形式在很大程度上决定了其通过性和行驶平顺性^[7-9]。

鉴于此,本文提出一种具有新型悬架系统的履带式动力底盘,以实现整机的地面仿形,并具有良好的减振效果,从结构设计上进一步提高农用履带式动力底盘的通过性和行驶平顺性能。

1 方案原理设计

1.1 地面仿形原理

动力底盘的悬架系统结构如图1所示。两套相同的悬架系统对称地安装在机架两侧以实现动力底

盘的地面仿形。每侧悬架侧板上装有5套独立的减振装置,即动力底盘上的每一个支重轮都单独具有一套螺旋弹簧液压减振器。

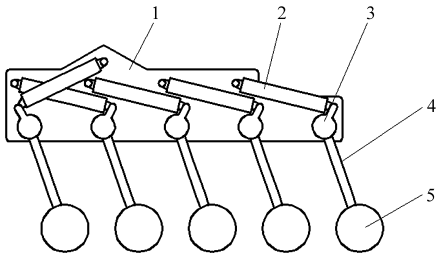


图1 悬架系统结构示意图
Fig.1 Structure of the suspension

1. 侧板 2. 螺旋弹簧液压减振器 3. 摇臂 4. 支重曲柄 5. 支重轮

仿形原理如图2所示。在行驶方向的纵向平面,当动力底盘遇到凸形、凹形以及波纹形路面,如图2a、2b、2c,在螺旋弹簧液压减振器的作用力和整机重力作用下,单侧的5个支重轮根据地形自行调整,带动摆臂在机架纵向平面内摆动,使得单侧的5个支重轮根据地形自行调整,实现在纵向路面内的仿形。在横向平面,如图2d,两侧的悬架系统相互独立地调整支重轮位置,从而实现在横向路面的仿形。

1.2 减振原理设计与建模

在全地仿形的基础上,拟从悬架系统的结构上实现动力底盘的变刚度,以提高其行驶平顺性能。

根据悬架系统结构,建立数学模型。为了证明此种悬架系统可实现变刚度的可行性,假设力以恒

收稿日期: 2014-02-22 修回日期: 2014-03-20
* 公益性行业(农业)科研专项经费资助项目(201203024)
作者简介: 赵建柱,副教授,主要从事车辆地面动力学研究,E-mail: zhjzh@cau.edu.cn
通讯作者: 王德成,教授,博士生导师,主要从事牧草机械研究,E-mail: wdc@cau.edu.cn

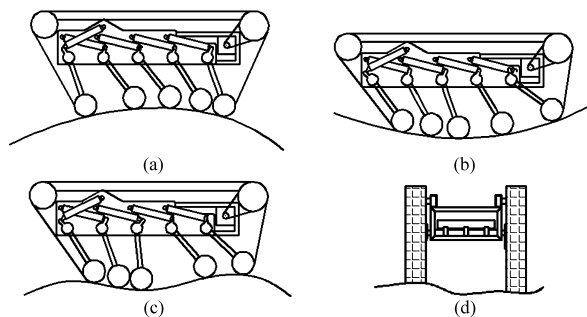


图2 仿形原理示意图

Fig. 2 Profiling principle

- (a) 凸型路面行驶 (b) 凹形路面行驶
(c) 波纹形路面行驶 (d) 横向路面行驶

定速度加载,则模型可忽略液压减振器阻尼力的变化,螺旋弹簧设为理想定刚度以简化模型。单套螺旋弹簧液压减振器受力简化模型如图3所示。

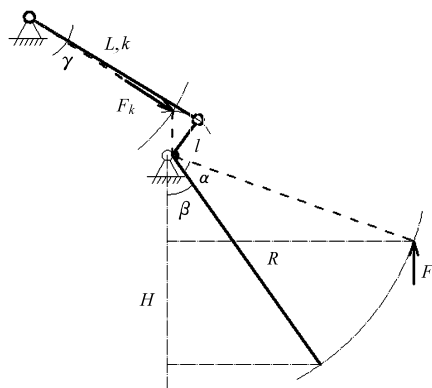


图3 受力简化模型

Fig. 3 Simplified mechanical model

已知螺旋弹簧自然长度 $L = 150 \text{ mm}$, 此速度下减振器等效刚度 $k = 16.9 \text{ N/mm}$, 摇臂长 $l = 45 \text{ mm}$, 支重曲柄长 $R = 240 \text{ mm}$ 以及曲柄与竖直方向初始角度 $\beta = \pi/6$, 螺旋弹簧与摇臂初始位置垂直。

当整套系统受地面 F 作用力时, 曲柄和摇臂绕支点逆时针旋转 α 角, 弹簧在被压缩的同时顺时针旋转 γ 角。由力平衡, 得

$$F = \frac{(F_y - F_k)l \cos \alpha}{R \sin(\alpha + \beta)} \quad (1)$$

$$\text{其中} \quad F_y = k' \alpha \quad (2)$$

式中 F_y ——减振器预紧力和阻尼力之和
 k' ——比例系数

根据几何关系, 由于 γ 角较小, 则

$$F_k = kl \sin \alpha \quad (3)$$

将式(2)、(3)代入式(1)中, 得

$$F(\alpha) = \frac{(k' \alpha - kl \sin \alpha)l \cos \alpha}{R \sin(\alpha + \beta)} \quad (4)$$

由几何关系, 可得曲柄垂直移动距离为

$$H(\alpha) = R(\cos \beta - \cos(\alpha + \beta)) \quad (5)$$

由式(4)、(5)可得整机在竖直方向上等效刚

度为

$$K_{eq}(H) = 10 \frac{dF}{dH} = 10 \left[\frac{k' \sin(\alpha + \beta) - \alpha \cos(\alpha + \beta)}{\sin^2(\alpha + \beta)} - \frac{kl^2 (\cos 2\alpha \sin(\alpha + \beta) + \sin(\beta - \alpha))}{2R^2 \sin^2(\alpha + \beta) \sqrt{1 - \left(\cos \beta - \frac{H}{R}\right)^2}} \right] \quad (6)$$

由式(5)可得到

$$\alpha = \arccos \left(\cos \beta - \frac{H}{R} \right) - \beta \quad (7)$$

根据数学模型, 假设比例系数 k' 为 7.5, 可绘制 $K_{eq}-H$ 特性曲线, 如图4所示。

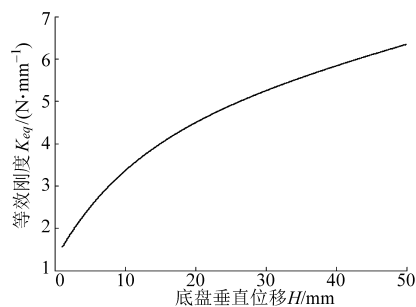


图4 刚度特性曲线

Fig. 4 Stiffness curve of machine

从建模求解结果可以看出, 该结构可实现整机在竖直方向上的非线性变刚度特性。通过限位销位置设计, 保证减振器在合理范围内工作, 并且避免减振器遭受过大冲击。

2 底盘设计

2.1 驱动形式及转向方式选择

本样机采用通过两侧履带的差速来实现转向。在转向半径要求较小时, 可以通过两侧履带反向动作实现原地转向^[10]。

动力底盘采用履带式。由于所选履带为挠性带, 受主、从动轮摩擦力作用, 挠性带绕入主动轮的一侧被进一步拉紧, 为紧边, 而另一侧被放松, 为松边^[11]。

考虑到动力底盘的全地仿形, 支重轮会随地形在机架纵向平面内左右摆动, 为保证履带始终紧贴支重轮, 防止掉带, 选择支重轮一侧履带为紧边, 即动力底盘为后轮驱动。

2.2 动力及传动设计

履带式动力底盘 1:4 模型样机设计满载质量 m 为 100 kg。考虑到样机运行工况为非道路环境, 最高作业车速 $v_{\max}$ 为 3 km/h, 以模拟真实样机实际低速工作。链传动比 i 为 6.7, 驱动轮半径 r 为 0.1 m。

各参数设计计算如下^[12-13]：

最高车速下,电动机转速为

$$n_{\max} = 8.3 \frac{iv_{\max}}{\pi r} \quad (8)$$

代入数据, $n_{\max}$ 为 531 r/min。

整机所需额定牵引力 F_Q 为

$$F_Q = G_{\varphi} \varphi_H \quad (9)$$

式中 G_{φ} ——整机附着重量

φ_H ——额定附着系数

履带式底盘 φ_H 取 0.80, 则 F_Q 为 784 N。

行驶阻力中忽略空气阻力等其他阻力, 为

$$F_K = G_{\varphi} \sin \theta + G_{\varphi} f \cos \theta \quad (10)$$

式中 θ ——爬坡角

f ——地面滚动阻力系数, 取 0.15

按照越野车设计要求, 设计满载最大爬坡度为 60%, 即 θ 约为 31° , 则行驶阻力约为 630.7 N, 小于额定牵引力 F_Q 。

行驶牵引功率为

$$P = n \frac{F_D v_T}{3600 \eta} \quad (11)$$

式中 n ——储备系数, 取 1.2

η ——传动效率, 取 0.9

v_T ——作业速度

取最高工作车速 $v_{\max}$, 即 3 km/h, 车轮驱动力 F_D 取额定牵引力 784 N。计算得牵引功率 P 为 0.88 kW。

根据上述计算结果, 选择两个额定电压 48 V、额定功率 500 W、额定最高转速 4 500 r/min、额定转矩 1.2 N·m 的无刷直流电动机, 分别从机架两侧单独驱动, 加装 4:1 减速机实现减速增矩。

2.3 机械结构设计

整机由机架、悬架系统、导向轮、驱动轮、支重轮、传动系统、履带及控制系统等组成。整车结构如图 5 所示。样机自然高度约 0.7 m, 宽 0.6 m, 长 1.2 m。



图 5 整机结构图

Fig. 5 Structure of dynamic chassis

两侧悬架系统上共装有 10 套减振装置。每套系统基本结构及组成包括: 一组预先根据设计参数

调整好预紧力的螺旋弹簧液压减振器, 推压片, 垫块, 支重曲柄, 支重轮, 限位块等。

悬架系统固连在机架上, 驱动电动机通过链传动驱动齿形带轮。齿形履带、导向轮及支重轮上均开有纵向同辙槽, 以保证驱动轮、导向轮和支重轮的同辙, 防止掉带。

2.4 控制系统设计

模型样机采用蓝牙遥控。通过单片机发送指令实现样车的启停、调速和转向等控制操作。

模型样机电控系统总体上分为上位机和下位机两部分。上位机包括单片机最小系统、电位计、按键、A/D 转换芯片 ADC0804、蓝牙发射端等, 用于发出控制信号。其中通过按键实现样机的启停, 利用电位计实现样机无级调速。下位机包括单片机最小系统、直流电动机驱动板和蓝牙接收端。

3 样机试验

对样机进行全地仿形效果试验、爬坡试验以及振动试验等以验证样机性能。选择闲置草地和空闲农田作为相关试验场所。整机仿形及相关性能试验如图 6 所示。

选用加速度传感器及 8 通道数据采集器进行样车三轴向平顺性试验, 试验方法参照 GB/T 4970—2009 进行, 试验系统实物如图 7 所示。

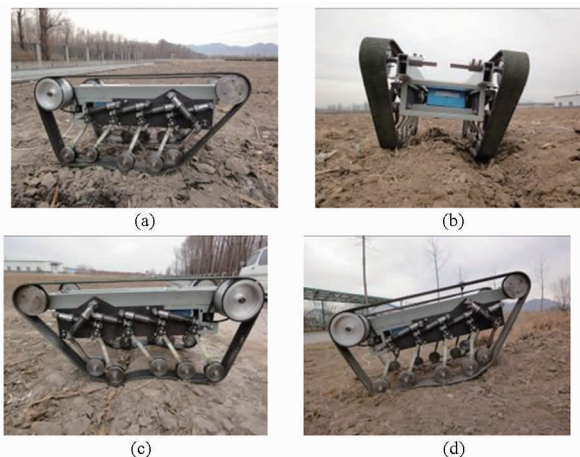


图 6 仿形及性能试验

Fig. 6 Profiling and performance test

(a) 波纹形路面试验 (b) 横向路面试验

(c) 凸型路面试验 (d) 爬坡试验

试验时, 在 F 级路面上分别以 1、2、3 km/h 速度进行测试。底盘前、中、后 3 个位置分别装有 3097A2、3273A2 型加速度传感器。测试时间约为 15 s, 数据取中间段 8 s。图 8 为样机中间测点在 F 级路面上以 3 km/h 车速行驶时三轴向加速度振动曲线。按样机前进方向为 X 轴方向建立右手直

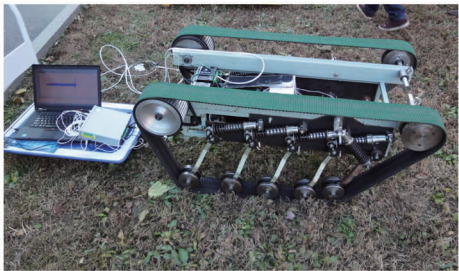


图7 平顺性能试验
Fig.7 Test of ride comfort

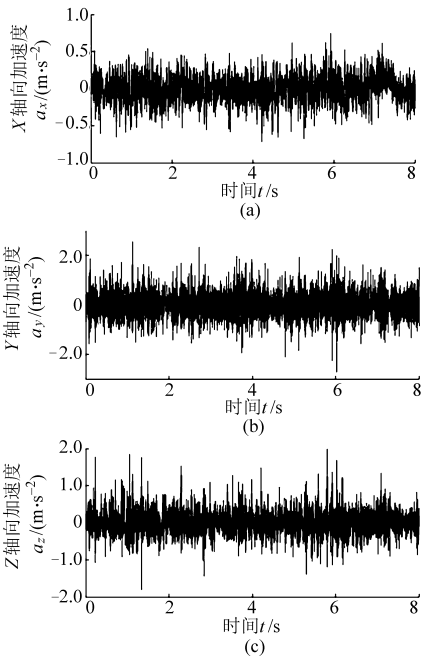


图8 中间测点三轴向振动加速度曲线
Fig.8 Three axial vibration acceleration curve of intermediate measuring point
(a) X 轴向振动加速度 (b) Y 轴向振动加速度
(c) Z 轴向振动加速度

角坐标系。

选择加权加速度均方根值进行平顺性评价。加权加速度均方根值为^[14]

$$a_w = \left[\int_{0.5}^{80} W^2(f) G_a(f) df \right]^{\frac{1}{2}} \tag{12}$$

参 考 文 献

1 骆清国,张永锋,袁伟. 履带车辆动力传动系统性能综合评价[J]. 兵工学报,2005,26(3):413-417.
Luo Qingguo, Zhang Yongfeng, Yuan Wei. Comprehensive evaluation of power-train performance for tracked vehicles[J]. Acta Armamentarii,2005,26(3):413-417. (in Chinese)

2 Janarthanan B, Padmanabhan C, Sujatha C. Longitudinal dynamics of a tracked vehicle: simulation and experiment[J]. Journal of Terramechanics,2012, 49(2): 63-72.

3 王克运,张相洪,史力晨,等. 履带车辆越障过程的动力学仿真[J]. 兵工学报,2005,26(5):577-583.
Wang Keyun, Zhang Xianghong, Shi Lichen, et al. Dynamic simulation of tracked vehicle across obstacle [J]. Acta Armamentarii, 2005,26(5):577-583. (in Chinese)

4 于杨,魏雪霞,张永发. 履带车辆悬挂系统振动的半主动控制与仿真[J]. 兵工学报,2007,28(11):1281-1286.
Yu Yang, Wei Xuexia, Zhang Yongfa. Semi-active control and simulation of suspension systems for tracked vehicles[J]. Acta Armamentarii,2007,28(11):1281-1286. (in Chinese)

式中 f ——频率 $G_a(f)$ ——加速度功率谱密度
 $W(f)$ ——频率加权函数

表1 为样机3个测点在F级路面上以不同速度行驶的加权加速度均方根值。

表1 F级路面下各个测点加权加速度均方根值
Tab.1 Weighted RMS acceleration of measuring points on F grade road m/s^2

位置	车速/($km \cdot h^{-1}$)		
	1	2	3
车头	0.064	0.119	0.179
车身中部	0.098	0.102	0.142
车尾部	0.069	0.100	0.156

试验结果表明,样机满载可爬最大爬坡度为60%,爬坡试验如图6d所示。地面仿形效果如图6a、6b、6c所示,在波纹形路面、凹凸路面上,样机仿形效果良好,并充分保证了车轮的驱动能力。车轮随地形变化相对底盘产生的最大高度差为50 mm(由限位销控制)。

从样机检测点三轴向加速度曲线图中看出,X轴向,即样机前进方向加速度值较小,绝对值基本不超过 $0.5 m/s^2$,说明测试过程前进车速平稳;在Y轴和Z轴向上,加速度绝对值基本不超过 $2.0 m/s^2$,在纵向和横向两个方向上平顺性良好。从表1中可以看出,加权加速度均方根值相对较小^[15],平顺性良好,且随着车速的变化而变化。

4 结束语

研究了一种具有新型悬架系统的履带式动力底盘,可以实现全地仿形并具有良好的减振效果。模型求解表明该结构可使得整机在竖直方向上具有非线性刚度,从理论上证明了其具有良好的减振性能。在结构设计和参数计算的基础上,制作出了1/4模型样机。通过一系列的性能试验,表明样机具有良好的通过性和行驶平顺性。

- 5 刘辉,符升平,项昌乐. 不平整路面履带车辆动力传动系统扭转随机激励研究[J]. 农业机械学报,2010, 41(12): 1-6.
Liu Hui, Fu Shengping, Xiang Changle. Torsional random excitation of tracked vehicle powertrain system caused by road roughness [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2010, 41(12): 1-6. (in Chinese)
- 6 张进秋,欧进萍,王光远,等. 车辆半主动隔振系统减振分析[J]. 哈尔滨工业大学学报,2003, 35(8): 912-915.
Zhang Jinqiu, Ou Jinping, Wang Guangyuan, et al. Vibration isolation analysis for vehicle semi-active control suspension systems [J]. Journal of Harbin Institute of Technology,2003, 35(8): 912-915. (in Chinese)
- 7 Ryu S, Park Y, Suh M. Ride quality analysis of a tracked vehicle suspension with a preview control [J]. Journal of Terramechanics,2011, 48(6): 409-417.
- 8 Solomon U, Padmanabhan C. Hydro-gas suspension system for a tracked vehicle: modeling and analysis [J]. Journal of Terramechanics,2011, 48(2): 125-137.
- 9 贾志绚,王军,孙大刚,等. 粘弹性悬架阻尼缓冲件温度场特性[J]. 农业机械学报,2010, 41(3): 25-28.
Jia Zhixuan, Wang Jun, Sun Dagang, et al. Characteristics of temperature field on damping buffers for viscoelastic suspensions [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2010, 41(3): 25-28. (in Chinese)
- 10 曹付义,周志立,贾鸿社. 履带车辆转向性能计算机仿真研究概况[J]. 农业机械学报,2007, 38(1): 184-188.
Cao Fuyi, Zhou Zhili, Jia Hongshe. Research summarization on simulation of turning performance of tracked vehicle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2007, 38(1): 184-188. (in Chinese)
- 11 吴宗泽. 机械设计师手册:上册[M]. 北京:机械工业出版社,2002.
- 12 王安和,郑立刚. 非线性悬挂履带车辆的响应计算[J]. 兵工学报,1985(3):39-47.
Wang Anhe, Zheng Ligang. Response computation for tracked vehicles with nonlinear suspension[J]. Acta Armamentarii,1985 (3):39-47. (in Chinese)
- 13 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社,2012.
- 14 喻凡,林逸. 汽车系统动力学 [M]. 北京:机械工业出版社,2008.
- 15 王国权,杨文通,徐先锋,等. 汽车平顺性的虚拟试验研究[J]. 上海交通大学学报,2003,37(11):1772-1775.
Wang Guoquan, Yang Wentong, Xu Xianfen, et al. Study of virtual vehicle ride comfort [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University,2003, 37(11): 1772-1775. (in Chinese)

Research on All-terrain Profiling Crawler Power Chassis

Zhao Jianzhu Wang Fengchen Yu Bin Wang Decheng

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

Abstract: To develop the passing ability and the ride comfort of crawler power chassis, a set of new suspension system was designed. Each suspension system has 5 separate damping units, and each one includes a hydraulic cylinder and a coil spring. The mathematic model was built according to the structure and mechanical properties of damping units. It was revealed from $K_{eq}-H$ curve drawn from the mathematic model that the suspension system had nonlinear stiffness characteristic. 1:4 crawler power chassis prototype and the performance tests were made. The chassis could achieve all-terrain profiling and its maximum grade ability was about 60%, its maximum speed was about 3 km/h. From the vibration acceleration curve, the absolute value of vibration acceleration was lower than 2.0 m/s^2 . The crawler power chassis with new suspension system is good in its passing ability and ride comfort.

Key words: Agricultural machinery Power chassis Crawler Profiling