

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2021.07.043

# 高地隙三角履带底盘多体动力学建模与试验

扈凯 张文毅 李坤 刘宏俊 祁兵

(农业农村部南京农业机械化研究所, 南京 210014)

**摘要:** 三角履带底盘具有高地隙、接地压力小、机动性好等优点, 多体动力学分析是研究履带底盘运动特性的重要方法。以高地隙三角履带底盘为研究对象, 建立了履带底盘各组件和车体总成的拓扑结构模型, 分析了各部分之间的约束和运动关系; 采用运动学和动力学手段分析了履带底盘行驶和爬坡的运动过程, 构建了承重轮与履带接触模型、履带张紧力模型和履带-软地面接触模型; 建立了高地隙三角履带底盘的三维模型, 采用谐波叠加法构建了B级路面(水泥硬质路面)和E级路面(农田软质路面)的路谱, 并进行了模型仿真与测试验证。结果表明, 在硬质路面和农田软质路面上, 所构建模型的平均速度误差率均小于1.50%, 行驶偏移量误差分别为5.68%、4.89%, 平均俯仰角误差不大于3%, 说明高地隙三角履带底盘多体动力学模型具有较高的精度。

**关键词:** 三角履带; 农机底盘; 多体动力学; 拓扑结构; 试验

中图分类号: TH113 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2021)07-0386-09

OSID:



## Multi-body Dynamics Modeling and Experiment of Triangular Tracked Chassis with High Ground Clearance

HU Kai ZHANG Wenyi LI Kun LIU Hongjun QI Bing

(Nanjing Research Institute of Agricultural Mechanization, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Nanjing 210014, China)

**Abstract:** Triangular crawler chassis has the advantages of high ground clearance, low grounding pressure, good maneuverability, etc. Multi-body dynamics analysis is an important method to study the dynamic characteristics of crawler chassis. The triangular crawler chassis with high ground clearance was studied and its topological structure model and car body assembly were constructed. The constraints and motion relationship between the various parts were analyzed. The motion state of the tracked chassis in the driving and climbing process was studied. The contact model between load-bearing wheel and crawler, the crawler tension model and the contact model between crawler and soft ground were deduced and analyzed. The road spectra of class B-level road (cement hard ground pavement) and class E-level road (farmland soft soil surface) were established by harmonic superposition method. Then multi-body dynamics simulation and experiment verification were conducted. The results showed that the average speed error rate of the established model was less than 1.50%. The distance offset error of hard road was 5.68%, and that of soft soil road was 4.89%. The average pitch angle error was no more than 3%. The data indicated that the established multi-body dynamics model of triangular crawler chassis had high accuracy. The research conclusions and methods can be extended to the dynamic investigation of other tracked chassis.

**Key words:** triangular crawler; chassis of agricultural machinery; multi-body dynamics; topological structure; experiment

## 0 引言

履带底盘具有接地比压小、机动性好、转向灵活

等特点<sup>[1-3]</sup>, 三角履带底盘在保留了上述优势的基础上, 进一步提高了离地间隙, 因此在丘陵山地、水田区域被广泛采用<sup>[4-5]</sup>。三角履带底盘结构较为复

收稿日期: 2021-04-08 修回日期: 2021-05-10

基金项目: 农业农村部南京农业机械化研究所级重点项目(CAAS-NRAM-SJ-201903)和国家重点研发计划项目(2017YFD0700704)

作者简介: 扈凯(1990—), 男, 助理研究员, 博士生, 主要从事机电液一体化技术研究, E-mail: njkf1030@163.com

通信作者: 张文毅(1966—), 男, 研究员, 主要从事农业机械研究, E-mail: zwy-yxkj@163.com

杂,加工制造成本高<sup>[6-7]</sup>,多采用虚拟样机技术进行前期设计和优化。但由于履带底盘拓扑结构复杂,难以准确分析履带与其轮系的受力、运动关系及构建履带路面接触模型,且路谱的不确定性进一步增加了建模难度<sup>[8-11]</sup>,因此履带底盘多体动力学模型的精度一直难以达到要求。

近年来,国内外学者对履带底盘多体动力学的研究主要集中在爬坡越障性能分析、行驶平顺性优化、行驶系统与履带张紧力数学模型构建等方面<sup>[12-17]</sup>。刘好等<sup>[18]</sup>对小型农用履带底盘进行多体动力学建模分析,建立了履带底盘运动学方程,并对模型的驱动力转矩、行驶速度、履带张紧力等参数进行了仿真。潘冠廷等<sup>[19]</sup>分析了小型山地履带拖拉机爬坡越障性能,求解了最大越障高度的计算公式,并进行了正交试验和单因素变量试验,结果表明,越障速度、坡度角和拖拉机质心位置对履带拖拉机最大越障高度有显著影响。马星国等<sup>[20]</sup>以高速履带车辆为研究对象,建立了整车动力学模型,获得了履带张紧力、承重轮法向力的仿真结果,仿真数据与理论计算基本吻合。

本文以高地隙三角履带底盘为研究对象,建立履带底盘各组件和车体总成的拓扑结构模型,分析各部分之间的约束和运动关系,推导履带与地面、履带与其轮系的受力关系,采用谐波叠加法构建 B 级路面(水泥硬质路面)和 E 级路面(农田软质路面)的路谱,并建立高地隙三角履带底盘的多体动力学模型,对模型进行仿真和履带底盘测试试验。

## 1 多体动力学模型

### 1.1 拓扑结构分析

高地隙三角履带底盘由车体和履带行走装置组成,车体包括发动机、座椅总成、车架、油箱等,履带行走装置主要包括驱动轮、承重轮、导向轮、橡胶履带、张紧器等。以某高地隙三角履带底盘为研究对象,底盘主要技术指标如下:整机空载质量 1 945 kg;最大爬坡度 25°;整机长、宽、高分别为 3 400、1 430、1 580 mm;履带总长度为 2 350 mm,驱动轮 2 个,承重轮 10 个,前后导向轮各 2 个,其中前侧导向轮受张紧器的作用。在建模过程中,将整个车体简化为一个刚性部件,仅考虑履带、车体和地面之间的相互作用。根据简化后的各部分之间的约束关系建立履带底盘拓扑结构,如图 1 所示,各部分之间的力和运动副如表 1 所示。

### 1.2 履带底盘运动学分析

在分析履带底盘运动学时,作如下假设:履带底

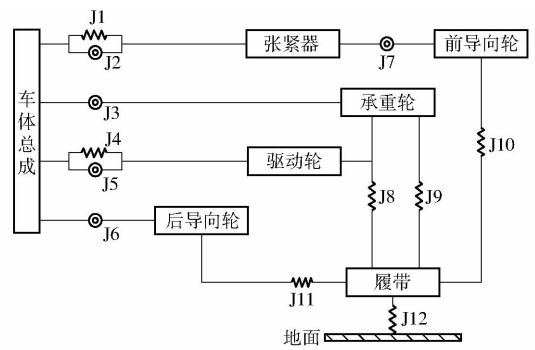


图 1 履带底盘拓扑结构图

Fig. 1 Topology structure diagram of crawler chassis

表 1 力和运动副

Tab. 1 Force and joints

编号	含意	数量
J1	张紧力	2
J2	平移运动副	2
J3	旋转运动副	10
J4	驱动力矩	2
J5	旋转运动副	2
J6	旋转运动副	2
J7	旋转运动副	2
J8	接触力	2
J9	接触力	2
J10	接触力	2
J11	接触力	2
J12	接触力	2

盘由左侧履带、右侧履带和车体 3 部分组成;车体与行走部件之间无相对运动;履带长度在行驶过程中不改变;履带与履带轮之间不存在滑移。图 2 为履带底盘运动示意图。

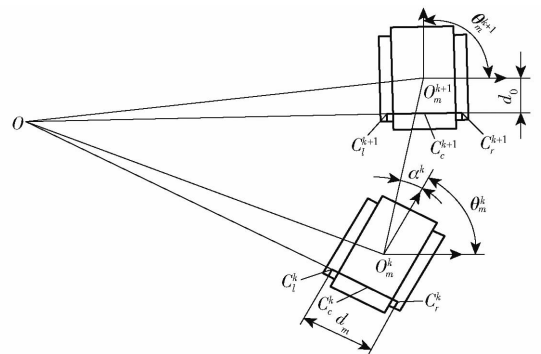


图 2 履带底盘运动过程示意图

Fig. 2 Diagram of tracked chassis movement process

履带底盘的运动方程为

$$\Delta x_m = x_m^{k+1} - x_m^k = l_{O_m^k O_m^{k+1}} \cos(\theta_m^k + \alpha^k) \quad (1)$$

$$\Delta y_m = y_m^{k+1} - y_m^k = l_{O_m^k O_m^{k+1}} \sin(\theta_m^k + \alpha^k) \quad (2)$$

$$\Delta \theta_m = \theta_m^{k+1} - \theta_m^k \quad (3)$$

式中  $x_m^k, x_m^{k+1}$ —— $k, k+1$  时刻,履带底盘质心  $x$  方向坐标, m

$y_m^k, y_m^{k+1}$ —— $k, k+1$ 时刻,履带底盘质心  $y$  方向坐标, m

$\theta_m^k, \theta_m^{k+1}$ —— $k, k+1$ 时刻,履带底盘的方向角, rad

$\alpha^k$ ——履带前进方向与运动轨迹的夹角, rad

$\Delta x_m$ ——底盘质心  $x$  方向的位移, m

$\Delta y_m$ ——底盘质心  $y$  方向的位移, m

$l_{O_m^k O_m^{k+1}}$ —— $O_m^k$  与  $O_m^{k+1}$  之间的距离, m

同时,定义履带底盘的广义坐标为

$$Z = (x_m, y_m, \theta_m) \quad (4)$$

对公式(4)求导,同时运用极限理论和瞬态运动分析理论<sup>[21]</sup>可得

$$\dot{Z} = (\dot{x}_m, \dot{y}_m, \dot{\theta}_m) = \begin{bmatrix} \frac{r \cos \theta_m}{2} - \frac{d_0 r \sin \theta_m}{d_m} & \frac{r \cos \theta_m}{2} + \frac{d_0 r \sin \theta_m}{d_m} & \frac{r \cos \theta_m}{2} - \frac{d_0 \sin \theta_m}{d_m} & \frac{r \cos \theta_m}{2} + \frac{d_0 \sin \theta_m}{d_m} \\ \frac{r \sin \theta_m}{2} + \frac{d_0 r \cos \theta_m}{d_m} & \frac{r \sin \theta_m}{2} - \frac{d_0 r \cos \theta_m}{d_m} & \frac{\sin \theta_m}{2} + \frac{d_0 \cos \theta_m}{d_m} & \frac{\sin \theta_m}{2} - \frac{d_0 \cos \theta_m}{d_m} \\ \frac{r}{d_m} & -\frac{r}{d_m} & \frac{1}{d_m} & -\frac{1}{d_m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_r \\ \dot{q}_l \\ \dot{s}_{rx} \\ \dot{s}_{lx} \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中  $r$ ——履带驱动轮半径, m

$d_m$ ——左右两侧履带间距, m

$d_0$ ——履带底盘质心到左右两侧履带驱动轮中心连线的垂直距离, m

$q_r$ ——右侧履带驱动轮转角, rad

$q_l$ ——左侧履带驱动轮转角, rad

$s_{rx}$ ——右侧履带的滑动位移, m

$s_{lx}$ ——左侧履带的滑动位移, m

$F_t$ ——驱动力, N

$\alpha$ ——坡度, ( $^\circ$ )

根据作用在履带车辆的外力对后导向轮中心(点  $O_2$ )的力矩方程式,可推导出压力中心横坐标为

$$x_{o_1} = \frac{G a \cos \alpha + (F_f - F_t) h - F_y x_c - F_x y_c - G w \sin \alpha}{F_z} \quad (8)$$

式中  $x_{o_1}$ ——压力中心(点  $O_1$ )横坐标, m

$a$ ——质心沿坡面方向至后导向轮中心的垂直距离, m

$w$ ——质心到两导向轮中心连线的垂直距离, m

$x_c$ ——悬挂的工作部件垂直路面方向的作用力到后导向轮中心的垂直距离, m

$y_c$ ——悬挂的工作部件平行路面方向的作用力到后导向轮中心的垂直距离, m

$h$ ——后导向轮中心至坡面的垂直距离, m

压力中心的位置越靠近后导向轮,履带底盘的俯仰角越大,反之,履带底盘的俯仰角变小。压力中心的位置与履带底盘质心位置、悬挂的工作部件、运动状态、路面对履带支撑力等诸多因素相关。坡度越大,路面对履带底盘支撑反力的合力越大,公式(8)中分母变大,压力中心横坐标后移,履带底盘俯仰角变大;在悬挂工作部件时,重心后移,悬挂的工作部件对底盘的作用力变大,公式(8)中分子变小,压力中心横坐标后移,履带底盘俯仰角变大;当底盘处于加速状态时,驱动力大于摩擦阻力,公式(8)中分子变小,压力中心横坐标后移,履带底盘俯仰角变大。

#### 1.4 承重轮与履带接触模型

在履带底盘行驶的过程中,承重轮承担着车体的重力,还承受地面通过履带传递来的作用力,构建

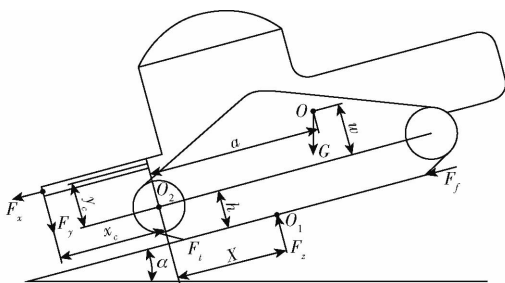


图3 爬坡过程受力图

Fig. 3 Force diagram of climbing process

在垂直路面方向和平行路面方向的受力平衡方程式分别为

$$F_z = G \cos \alpha + F_y \quad (6)$$

$$F_t = G \sin \alpha + F_f + F_x \quad (7)$$

式中  $F_z$ ——路面对履带底盘支撑反力的合力, N

$G$ ——整机重力, N

$F_x$ ——悬挂的工作部件平行于路面方向的作用力, N

$F_y$ ——悬挂的工作部件垂直于路面方向的作用力, N

$F_f$ ——摩擦阻力, N

承重轮与履带接触模型具有重要意义。承重轮与履带之间的接触模型可分为 3 种情况：承重轮悬空；承重轮与履带接触，而对应的履带部分不与地面接触；承重轮与履带接触，对应的履带部分与地面接触。对于第 1 种情况，承重轮只受重力。对于第 2 种情况，承重轮所受的力是履带板与承重轮之间作用力矢量的合力。第 3 种情况最为复杂，其受力分析如图 4 所示。

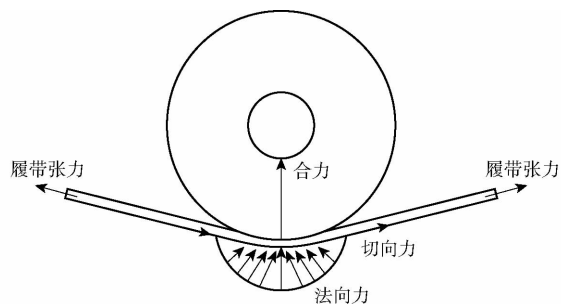


图 4 承重轮-履带-地面相互作用力

Fig. 4 Load-bearing wheel - track - ground interaction

地面对履带反作用力可以分解为法向分量和切向分量，法向分量可以表示为沉陷量与沉陷速度的函数，切向分量可以表示为法向分量与履带滑转速度或滑移速度的函数<sup>[22]</sup>，分别表示为

$$N = N(z, \dot{z}) \quad (9)$$

$$T = T(N, v_s) \quad (10)$$

式中  $N$ ——地面对履带反作用力的法向分量, N  
 $T$ ——地面对履带反作用力的切向分量, N  
 $z$ ——沉陷量, m  
 $\dot{z}$ ——沉陷速度, m/s  
 $v_s$ ——履带滑转速度或滑移速度, m/s

假设地面为硬质地面，则法向力和沉陷量之间的关系可简化为<sup>[22]</sup>

$$N = dz + j\dot{z} \quad (11)$$

同时，假设切向力在相同的滑移速度下与法向力之间呈线性关系，则切向力可简化为

$$T = \begin{cases} -\mu |N| & (v_s \neq 0) \\ 0 & (v_s = 0) \end{cases} \quad (12)$$

其中  $\mu = \mu_0 (1 - e^{-\lambda |v_s|}) \quad (13)$

式中  $\mu$ ——摩擦因数  
 $\mu_0$ ——最大静摩擦因数  
 $\lambda$ ——系数，一般取 0.85  
 $d, j$ ——常数

切向力等于法向力与摩擦因数的乘积，方向与滑移或滑转的速度相反。

### 1.5 履带张紧力模型

履带底盘在行驶过程中，驱动轮输出驱动转矩，而承重轮、导向轮与履带接触面之间会产生摩擦力

以阻碍履带的运动，同时，受张紧器的影响，履带会受到动态张紧力的作用。而履带轮将履带分为多段，某个履带轮前后侧的动态张紧力计算公式为

$$F_q = \begin{cases} k_1 (b_{k-1} - b_0) & (b_{k-1} > b_0) \\ F_0 & (b_{k-1} = b_0) \end{cases} \quad (14)$$

$$F_w = \begin{cases} k_1 (b_{k+1} - b_0) & (b_{k+1} > b_0) \\ F_0 & (b_{k+1} = b_0) \end{cases} \quad (15)$$

式中  $F_q$ ——某个履带轮前侧所受的张紧力, N

$F_w$ ——某个履带轮后侧所受的张紧力, N

$k_1$ ——履带拉伸方向的刚度, N/m

$b_{k-1}$ ——履带轮前侧拉伸变形后履带长度, m

$b_{k+1}$ ——履带轮后侧拉伸变形后履带长度, m

$b_0$ ——静态时履带长度, m

$F_0$ ——静态时履带张紧力, N

考虑到履带和地面之间的相互作用，某个履带轮前后侧所受的动态张紧力为

$$F_w - F_q = T_w t \quad (16)$$

式中  $T_w$ ——某个履带轮切向力分量, N

$t$ ——单位向量，正负表示切向力方向

由上述分析可知，履带的动态张紧力受到履带的拉伸方向刚度和变形长度的影响，前者由履带的结构和材料决定，而后者较为复杂，受到张紧器作用力、地形、行驶速度等多个因素的影响。

### 1.6 履带-软地面接触模型

履带与硬地面的接触模型主要受履带对地面的穿透深度、摩擦因数、阻尼系数等因素的影响<sup>[22-23]</sup>，而履带与软地面的接触模型则更为复杂。履带底盘大多在软地面上行驶作业，建立履带-软地面接触模型尤为必要。

履带和软地面的正压力符合基于贝克的经典压力-沉陷关系模型<sup>[22]</sup>

$$p = \left( \frac{k_c}{b} + k_\varphi \right) \delta^s \quad (17)$$

式中  $p$ ——接地压力, Pa

$k_c$ ——土壤内聚变形模数, N/m<sup>n+1</sup>

$k_\varphi$ ——土壤内摩擦变形模数, N/m<sup>n+2</sup>

$s$ ——土壤变形指数

$b$ ——履带板宽度, m

$\delta$ ——履带板对地面的穿透深度, m

在软地面行驶过程中，履带对地面的压力使得地面沉降，继而产生了运动阻力，同时，履带会剪切地面，产生的剪切应力所引起的反力即为地面对履带的推力，纵向剪切应力和横向剪切应力表述式为（纵向为履带底盘前进方向，横向为履带底盘左右方向）

$$\tau_z = (c + \sigma \tan \theta) \left( 1 - \frac{1}{e^{RC_z/K}} \right) \quad (18)$$

$$\tau_h = (c + \sigma \tan \theta) \left( 1 - \frac{1}{e^{RC_h/K}} \right) \quad (19)$$

式中  $\tau_z$ ——纵向剪切应力, Pa  
 $\tau_h$ ——横向剪切应力, Pa  
 $c$ ——内聚力, Pa  
 $\sigma$ ——法向应力, Pa  
 $\theta$ ——内聚角, rad  
 $R$ ——承重轮半径, m  
 $C_z$ ——纵向阻尼系数  
 $C_h$ ——横向阻尼系数  
 $K$ ——土壤水平剪切变形模数

履带板受到来自软地面的纵向推力和横向推力为

$$F_r = b \int_0^L \left( c + \frac{Q \tan \theta}{bL} \right) \left( 1 - \frac{1}{e^{RC_z/K}} \right) dx \quad (20)$$

$$F_H = b \int_0^L \left( c + \frac{Q \tan \theta}{bL} \right) \left( 1 - \frac{1}{e^{RC_h/K}} \right) dx \quad (21)$$

式中  $F_r$ ——纵向推力, N  
 $F_H$ ——横向推力, N  
 $L$ ——履带板接地长度, m  
 $Q$ ——履带接地段法向负荷, N

## 2 仿真模型建立

### 2.1 底盘三维模型

构建某高地隙三角履带底盘的三维模型, 综合考虑各部分质量、连接装配关系、运动关系等因素, 所建立的模型如图 5 所示。由于底盘各部分的质量分布会影响仿真结果的精度, 所以对各部分的质量进行对比以消除误差, 实际底盘与底盘模型中各部分的质量如表 2 所示。

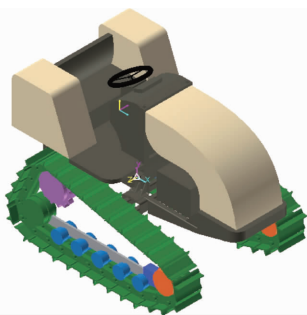


图 5 三角履带底盘模型

Fig. 5 Triangular crawler chassis model

由表 2 可知, 所构建的模型中各部件的质量与实际底盘的误差较小, 总质量误差为 45 kg, 误差率为 2.37%, 说明三维模型具有较好的精度。

### 2.2 路面谱模型

路面不平度具有随机、平稳和各态历经的特征,

表 2 实际底盘与所建的底盘模型中各部分质量

Tab. 2 Mass of each part in actual chassis and

部件	modeled chassis	
	实际底盘质量	底盘模型质量
发动机	345	342
左侧履带总成(履带、履带轮等)	356	376
机架	284	295
传动系(变速箱、传动轴等)	450	468
座椅总成(座椅、仪表盘等)	234	245
其他	231	219
合计	1900	1945

可以用平稳随机过程理论来构建路面谱, 通常把与道路垂直纵断面和道路表面的交线作为路面不平度的样本, 并通过样本的功率谱密度函数来描述。谐波叠加法是目前最常用的路谱生成方法, 其原理是假设路面高程为平稳、各态历经的高斯过程, 可以采用不同形式的三角级数来进行模拟, 本文采用谐波叠加法来生成路谱模型。

路面位移功率谱密度可表示为

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-2} \quad (22)$$

式中  $G_d(n)$ ——路面位移功率谱密度

$G_d(n_0)$ ——参考空间频率  $n_0$  下路面不平度系数

$n$ ——空间频率,  $m^{-1}$

利用平稳随机过程的特性, 在空间频率  $n_1$  和  $n_2$  之间的路面不平度方差  $\gamma$  为

$$\gamma = \int_{n_1}^{n_2} G_d(n) dn \quad (23)$$

进一步将  $n_1$  和  $n_2$  之间的频率空间划分为  $k$  个小区间, 每个小区间的中心频率为  $n_{mid-k}$  ( $k = 1, 2, \dots, n$ ), 第  $k$  个小区间对应的路谱不平度表示为

$$q_k(x) = \sqrt{2G_d(n_{mid-k}) \Delta n_k} \sin(2\pi n_{mid-k} x + \theta_k) \quad (24)$$

式中  $G_d(n_{mid-k})$ ——第  $k$  个小区间对应的路面不平度系数

$\Delta n_k$ ——第  $k$  个小区间的长度

$\theta_k$ ——相位角

将所有小区间的正弦波函数叠加起来, 即可获得随机位移输入。按照国标 GB 7031—2005《机械振动 道路路面谱测量数据报告》, 水泥路面属于 B 级路面, 软质路面属于 E 级路面, 采用数学软件编制出随机路面程序, 每间隔 0.25 m 生成一个数据点, 获取的 B 级路面和 E 级路面模型如图 6 所示。

### 2.3 路面参数设置

根据底盘试验的实际环境, 利用动力学软件构建水泥硬质路面和农田软质路面的模型, 两种路面

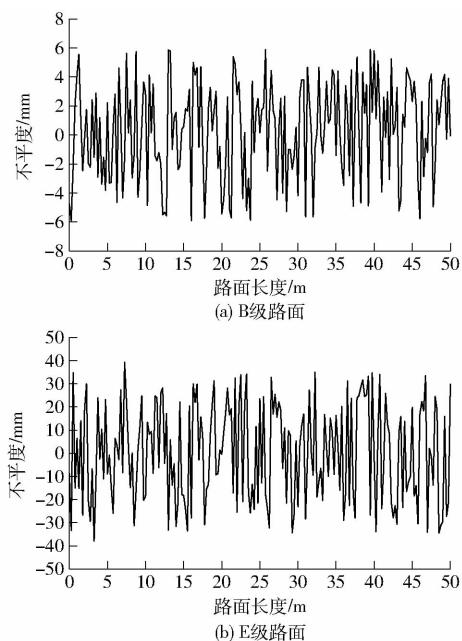


图 6 路面模型

Fig. 6 Road surface model

的特征参数如表 3 所示。在软件中,假设硬质路面不会因履带的碾压产生变形,采用刚体接触摩擦模型来模拟履带和地面之间的相互作用关系,在农田软质路面中,采用 1.6 节中分析的贝克经典压力-沉陷关系模型来模拟履带和地面之间的相互作用关系。

表 3 两种路面的特征参数

Tab. 3 Characteristic parameters of two pavements

路面类型	参数	数值
硬质路面	地面刚度/( $N \cdot m^{-1}$ )	10 000
	阻尼系数/( $N \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$ )	10.0
	最大摩擦因数	0.45
	路面变形指数	2.0
软质路面	土壤内聚变形模数/( $N \cdot m^{-n-1}$ )	4.127
	土壤内摩擦变形模数/( $N \cdot m^{-n-2}$ )	0.433
	路面变形指数	0.2
	内聚力/Pa	$6.895 \times 10^{-2}$
	内聚角/( $^\circ$ )	20
	下沉比率	0.05

### 3 仿真分析与试验验证

将三维模型导入动力学软件进行仿真,在软地面行驶仿真模型中建立 1.6 节中分析的贝克经典压力-沉陷关系模型,在硬地面行驶仿真模型中采用软件自带的刚体接触摩擦模型。将 2.2 节中构建的路面谱以 mat 文件格式导入形成多个坐标点,连接各个坐标点以形成路面模型,设置各部件之间的旋转副、固定副等运动关系和力学参数。仿真模型如图 7 所示。对高地隙三角履带底盘样机进行试验测

试,在驱动轮处安装旋转编码器以获取实时转速,继而可获取整机实际行驶速度,编码器每转产生 600 个脉冲,同时,在拖拉机座椅下方安装有水平倾角传感器以获取底盘的俯仰姿态,由高精度数据采集卡采集水平倾角传感器输出的 0~5 V 电压。试验现场如图 8 所示。

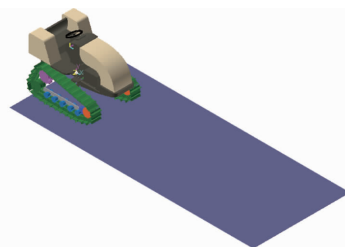


图 7 仿真模型

Fig. 7 Simulation model



(a) 硬质路面



(b) 软质路面

图 8 验证试验

Fig. 8 Verification experiment

#### 3.1 直线行驶速度

对高地隙三角履带底盘分别在硬质路面和软质路面的直线行驶速度进行仿真和试验测试,发动机油门固定在理论行驶速度 1.50 m/s 的位置,通过编码器的脉冲数计算出实际行驶速度。相较于轮式机械,履带对地面具有较好的附着能力,其在硬质路面的滑转率低于 1%,在软质路面滑转率低于 2.5%<sup>[24-25]</sup>,故试验测试不考虑履带打滑的影响。每间隔 0.20 s 采集一次数据,仿真步长设置为 0.20 s。仿真获取的行驶速度变化曲线如图 9 所示,测试获取的行驶速度变化曲线如图 10 所示。

由图 9 可知,在硬质路面上,仿真获取的平均速度为 1.486 m/s,最大速度为 1.511 m/s,最小速度为 1.462 m/s,标准差为 0.014 13 m/s。在软质路面上,仿真获取的平均速度为 1.492 m/s,最大速度为 1.540 m/s,最小速度为 1.432 m/s,标准差为

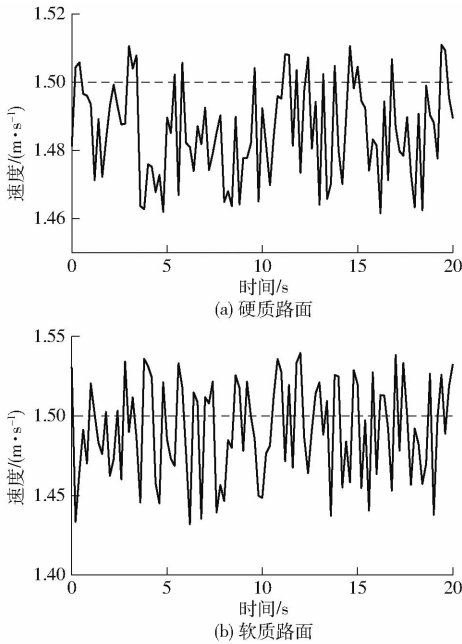


图9 行驶速度仿真变化曲线

Fig.9 Driving speed variation curves in simulation

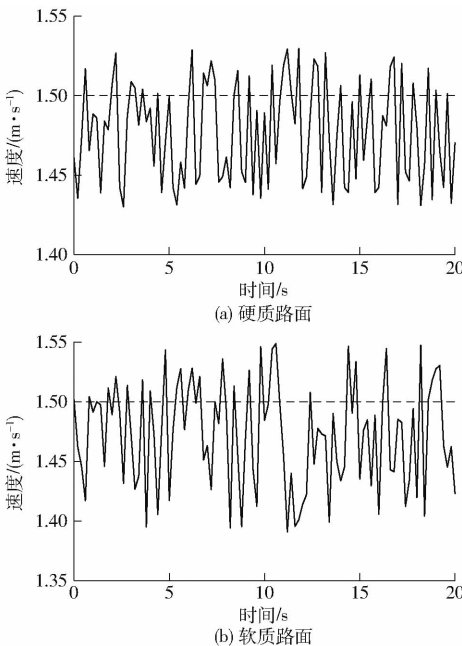


图10 行驶速度试验变化曲线

Fig.10 Driving speed variation curves in experiment

0.030 7 m/s。由图10可知,在硬质路面上,试验获取的平均速度为1.477 m/s,最大速度为1.530 m/s,最小速度为1.430 m/s,标准差为0.031 63 m/s。在软质路面上,试验获取的平均速度为1.472 m/s,最大速度为1.549 m/s,最小速度为1.391 m/s,标准差为0.043 98 m/s。实测的行驶平均速度略低于仿真的行驶平均速度,在硬质路面和软质路面的平均速度误差率均小于1.50%。当履带底盘在软质路面行驶时,速度的标准差较大,这意味着速度在一定范围内存在较大的波动。

### 3.2 直线行驶偏移量

对履带底盘分别在硬质路面和软质路面的直线行驶偏移量进行仿真和试验测试。试验设置如下:使用标记线以履带右前方地点为起点,沿着履带方向向前标定30 m作为终点;履带底盘以1.5 m/s速度前进;每种路面测试3次;驾驶员在初始时刻将方向调正,在行驶过程中不再对方向盘进行操作。仿真和试验测试数据如表4所示。

表4 行驶偏移量仿真和试验测试结果

Tab.4 Driving offset results in simulation and experiment

组别	硬质路面	软质路面
仿真1	1.72	2.58
仿真2	1.58	2.47
仿真3	1.67	2.54
平均值	1.66	2.53
试验测试1	1.78	2.59
试验测试2	1.82	2.71
试验测试3	1.67	2.69
平均值	1.76	2.66

由表4可知,在硬质路面上,仿真和实测的行驶偏移量为1.66 m和1.76 m,误差率为5.68%,在软质路面上,仿真和实测的行驶偏移量为2.53 m和2.66 m,误差率为4.89%。

GB/T 15370.4《农业拖拉机通用技术条件 第4部分:履带拖拉机》中规定,履带拖拉机在干硬平整、纵横坡度不大于1%路面上的跑偏量应不大于6%,本文仿真和测试的硬地面行驶的最大跑偏量分别为5.73%和5.86%,满足国标规定的要求。

### 3.3 爬坡过程俯仰角

对履带底盘行驶速度分别在1.0 m/s和1.5 m/s下在硬质路7.5°坡面爬坡过程中的俯仰角进行仿真和试验测试。在0~2 s的过程中,履带底盘速度由0均匀加速至1.0 m/s或1.5 m/s,在2~5 s的过程中,履带底盘速度稳定不变,采样和仿真计算步长均为0.1 s。俯仰角变化曲线如图11所示。

由图11可知,在速度1.0 m/s时,对于0~2 s的加速工况,俯仰角仿真平均值为7.936°,俯仰角实测平均值为8.173°,误差率为2.90%,对于2~5 s的匀速工况,俯仰角仿真平均值为7.672°,俯仰角实测平均值为7.823°,误差率为1.93%,仿真和实测的俯仰角最大值分别为8.246°和8.443°。在速度为1.5 m/s时,对于0~2 s的加速工况,俯仰角仿真平均值为8.155°,俯仰角实测平均值为8.400°,误差率为2.92%,对于2~5 s的匀速工况,俯仰角仿真平均值为7.805°,俯仰角实测平均值为

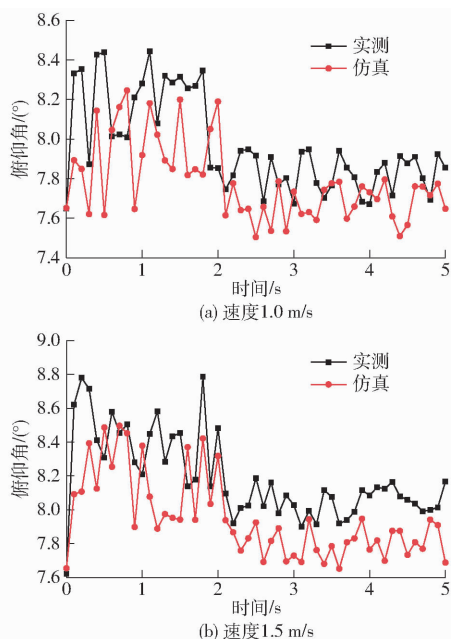


图 11 俯仰角变化曲线

Fig. 11 Pitch angle variation curves

8.044°, 误差率为 2.97%, 仿真和实测的俯仰角最大值分别为 8.497° 和 8.785°。综上所述, 当加速工

况时, 平均俯仰角的误差率相对较大, 但不超过 3.0%, 当速度为 1.0 m/s 匀速工况时, 平均俯仰角的误差率不大于 2.0%, 当速度为 1.5 m/s 的匀速工况时, 平均俯仰角的误差率不大于 3.0%。故仿真与实测的俯仰角吻合度较好, 所建立的多体动力学模型具有较高的精度。

## 4 结束语

以高地隙三角履带底盘为研究对象, 分析了各部件之间的受力和运动关系, 以理论分析、建模仿真和试验验证相结合的方法对履带底盘的动力学特性进行研究, 采用谐波叠加法构建了 B 级路面(水泥硬质路面)和 E 级路面(农田软质路面)的路谱, 并进行模型仿真与测试验证。结果表明: 在硬质路面和软质路面上, 平均速度误差率均小于 1.50%, 行驶偏移量误差分别为 5.68%、4.89%, 平均俯仰角误差率不大于 3%。试验表明, 所构建的高地隙三角履带底盘多体动力学模型具有较高的精度, 可用于理论仿真分析, 为履带底盘动力学分析与优化提供支撑。

## 参 考 文 献

- [1] 杨家军, 周晓军, 魏燕定, 等. 履带车辆试验台建模与控制方法[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 8-13. YANG Jiajun, ZHOU Xiaojun, WEI Yanding, et al. Test bed modeling and control method for track vehicle [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 8-13. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?flag=1&file\\_no=20130602&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20130602&journal_id=jcsam). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.06.002. (in Chinese)
- [2] 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 Jingsong, 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.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?flag=1&file\\_no=20160718&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.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)
- [3] 潘群林. 丘陵山地拖拉机前转向驱动桥的轻量化研究[D]. 成都: 西华大学, 2019. PAN Qunlin. Research on lightweight of front steering drive axle of tractor in hilly area [D]. Chengdu: Xihua University, 2019. (in Chinese)
- [4] 王炎林. 电动微耕机振动模型的建立与结构优化研究[D]. 重庆: 西南大学, 2019. WANG Yanlin. Study on the establishment of vibration model and structural optimization of electric microcultivator [D]. Chongqing: Southwest University, 2019. (in Chinese)
- [5] 潘群林, 廖敏, 陶金京, 等. 丘陵山地拖拉机整机轻量化技术研究[J]. 农机化研究, 2020, 42(3): 254-258. PAN Qunlin, LIAO Min, TAO Jinjing, et al. Research on lightweight technology of hillside tractor [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2020, 42(3): 254-258. (in Chinese)
- [6] 张拓. 小型山地履带底盘行驶性能仿真分析及试验研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2019. ZHANG Tuo. Simulation analysis and experimental study of the small farm crawler chassis for mountain [D]. Chongqing: Chongqing University of Technology, 2019. (in Chinese)
- [7] HU Kai, ZHANG Wenyi. Design and simulation for driving system and steering system of hydraulic chassis of rice transplanter [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2018, 10(10): 1-11.
- [8] HANIFAH R A, TOHA S F, HASSAN M K, et al. Power reduction optimization with swarm-based technique in electric power assist steering system [J]. Energy, 2016, 102: 444-452.
- [9] 雷志强. 履带式再生稻收割机底盘的设计与试验[D]. 武汉: 华中农业大学, 2017. LEI Zhiqiang. Design and performance experiment of a tracked chassis of harvester for ratoon rice [D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2017. (in Chinese)
- [10] 郭静. 高地隙水旱两用自走式喷雾机底盘动力传动系统的设计与研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2016.



- GUO Jing. Design and research of power transmission system for the chassis of high-clearance amphibious self-propelled sprayer [D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2016. (in Chinese)
- [11] 张炳南. 4WD高地隙喷雾机设计与运动控制研究[D]. 镇江:江苏大学,2019.  
ZHANG Bingnan. Design and motion control of 4WD high-clearance sprayer[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2019. (in Chinese)
- [12] 方子帆,朱陈,马振豪. 基于 AMESim 的液压分流集流阀的动态特性研究[J]. 三峡大学学报(自然科学版),2014,36(6):80-84.  
FANG Zifan, ZHU Chen, MA Zhenhao. Dynamic analysis of diverging and collecting valve based on AMESim[J]. Journal of China Three Gorges University (Natural Sciences), 2014, 36(6): 80-84. (in Chinese)
- [13] 王学良. 丘陵山地四履带底盘及自动调平装置的设计与试验[D]. 泰安:山东农业大学,2019.  
WANG Xueliang. Design and test of four track chassis and automatic leveling device in hilly and mountain areas[D]. Tai'an: Shandong Agricultural University, 2019. (in Chinese)
- [14] 杜蒙蒙,姬江涛,杜新武,等. 丘陵山区双履带式小型动力底盘的设计[J]. 农机化研究,2013,35(9):116-119,124.  
DU Mengmeng, JI Jiangtao, DU Xinwu, et al. Design of a small double-tracked power chassis used in mountainous areas[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2013, 35(9): 116-119, 124. (in Chinese)
- [15] 王宝山. 全液压驱动高地隙履带作业车设计研究[D]. 郑州:河南农业大学,2017.  
WANG Baoshan. Design and research of full hydraulic drive high clearance tracked vehicle [D]. Zhengzhou: Henan Agricultural University, 2017. (in Chinese)
- [16] 吕小荣,丁为民. 西南丘陵山区套作小型多功能底盘通过性的研究[J]. 华南农业大学学报,2014,35(5):108-111.  
LÜ Xiaorong, DING Weimin. A study of pass-ability of small multi-function chassis for intercropping in southwest hills[J]. Journal of South China Agricultural University, 2014, 35(5): 108-111. (in Chinese)
- [17] 扈凯,张文毅,余山山,等. 高速插秧机全液底盘驱动系统设计研究[J]. 现代制造工程,2018(7):141-145.  
HU Kai, ZHANG Wenyi, YU Shanshan, et al. Design of hydraulic chassis driving system of high-speed rice transplanter[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2018(7): 141-145. (in Chinese)
- [18] 刘好,张拓,谢铤,等. 小型农用履带底盘多体动力学建模及验证[J]. 农业工程学报,2019,35(7):39-46.  
LIU Yu, ZHANG Tuo, XIE Ni, et al. Multi-body dynamic modeling and verification of small agricultural crawler chassis[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(7): 39-46. (in Chinese)
- [19] 潘冠廷,杨福增,孙景彬,等. 小型山地履带拖拉机爬坡越障性能分析与试验[J/OL]. 农业机械学报,2020,51(9):374-383.  
PAN Guanting, YANG Fuzeng, SUN Jingbin, et al. Analysis and test of obstacle negotiation performance of small hillside crawler tractor during climbing process[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(9): 374-383. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?flag=1&file\\_no=20200943&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20200943&journal_id=jcsam). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2020.09.043. (in Chinese)
- [20] 马星国,潘仕卫,尤小梅,等. 履带行驶系统数学模型及张紧力计算[J]. 振动与冲击,2014,33(3):186-190.  
MA Xingguo, PAN Shiwei, YOU Xiaomei, et al. Mathematical models for a caterpillar driving system and its tension calculation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(3): 186-190. (in Chinese)
- [21] 雷扎 N 亚泽尔. 车辆动力学理论与应用[M]. 北京:机械工业出版社,2018:161-165.
- [22] 王红岩. 履带车辆虚拟样机技术及其应用[M]. 北京:国防工业出版社,2015:69-71.
- [23] 刘平义,王振杰,李海涛,等. 行星履带式农用动力底盘设计与越障性能研究[J/OL]. 农业机械学报,2014,45(增刊):17-23.  
LIU Pingyi, WANG Zhenjie, LI Haitao, et al. Design and overcoming obstacles ability research of tracked driving chassis with planetary structure[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(Sup. ): 17-23. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?flag=1&file\\_no=2014s103&journal\\_id=jcsam](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=2014s103&journal_id=jcsam). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.S0.003. (in Chinese)
- [24] 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,2014:380-381.
- [25] 李昊伦. 基于 PLC 的小型履带式农用动力底盘控制系统设计[D]. 保定:河北农业大学,2020.  
LI Haolun. Design of small crawler type agricultural power chassis control system based on PLC [D]. Baoding: Hebei Agricultural University, 2020. (in Chinese)