

跨式油茶果收获机履带底盘行走液压系统设计与试验

杜小强^{1,2} 宁晨¹ 杨振华³ 马锒宏^{1,2} 贺磊盈^{1,2} 韩鑫涛¹

(1. 浙江理工大学机械工程学院, 杭州 310018; 2. 浙江省种植装备技术重点实验室, 杭州 310018;
3. 龙泉市菇源自动化设备有限公司, 龙泉 323700)

摘要: 跨式油茶果收获机在丘陵山地作业时需要较大的牵引力,且要求行走平稳。本文基于机液联合仿真技术对跨式油茶果收获机底盘行走液压系统进行设计,以达到动力匹配及行走性能较优的目的。在 RecurDyn 软件中建立了跨式收获机履带底盘虚拟样机模型,采用谐波叠加法构建了 B 级路面谱,仿真分析了跨式履带底盘直线行驶和差速转向的动力学特性。通过 AMESim 与 RecurDyn 软件对收获机行走系统进行机液联合仿真,研究底盘在直线行驶与差速转向工况时行走马达液压特性。研制了全液压驱动的跨式油茶果收获机,进行了地面直线行驶与差速转向测试,结果表明:底盘直线行驶偏移率为 1.7%;直线行驶时,行走马达流量稳定在 23 L/min,压力稳定在 1.5 MPa;差速转向时,行走马达流量稳定在 22 L/min,压力在 2~12 MPa 范围内波动,验证了跨式履带底盘行走液压系统的稳定性。

关键词: 油茶果收获机; 跨式履带底盘; 液压系统; 联合仿真

中图分类号: S225.93

文献标识码: A

文章编号: 1000-1298(2023)03-0139-09

OSID:



Design and Experiment of Hydraulic System for Crawler Chassis of Straddle Type *Camellia oleifera* Fruit Harvester

DU Xiaoqiang^{1,2} NING Chen¹ YANG Zhenhua³ MA Zenghong^{1,2} HE Leiying^{1,2} HAN Xintao¹

(1. School of Mechanical Engineering, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China

2. Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology of Zhejiang Province, Hangzhou 310018, China

3. Longquan Guyuan Automation Equipment Co., Ltd., Longquan 323700, China)

Abstract: Aiming at the problem of walking power and stability of the straddle *Camellia oleifera* fruit harvester, a set of chassis walking hydraulic system of the straddle *Camellia oleifera* fruit harvester with better power matching and walking performance was designed based on the mechanical-hydraulic co-simulation technology. The virtual prototype model of the straddle type crawler chassis was established in RecurDyn software, and the B-level road spectrum was constructed by using the harmonic superposition method. The dynamic characteristics of the crawler chassis in straight-line driving and differential steering were simulated and analyzed. The mechanical and hydraulic co-simulation of the traveling system of the crawler chassis was carried out to study the hydraulic characteristics of the traveling motor under straight-line driving and differential steering conditions by AMESim and RecurDyn software. A straddle type *Camellia oleifera* fruit harvester driven by four-wheel triangular crawler was manufactured, and the straight-line driving and differential steering tests on road were carried out. The deviation rate of the chassis straight-line driving was 1.7%. The flow rate of the traveling motor was stable at 23 L/min and the pressure was stable at 1.5 MPa when traveling along a straight line. The flow rate of the traveling motor was stable at 22 L/min, and the pressure was fluctuated within the range of 2~12 MPa during differential steering test. The results verified the stability of the traveling hydraulic system of the straddle type crawler chassis.

Key words: *Camellia oleifera* fruit harvester; straddle type crawler chassis; hydraulic system; co-simulation

收稿日期: 2022-06-30 修回日期: 2022-08-09

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFD2202103)、国家自然科学基金项目(31971798)、浙江省“领雁”研发攻关计划项目(2022C02057)、浙江省重点研发计划项目(2019C02065)、浙江省 151 人才培养计划项目和浙江省高校中青年学科带头人培养项目

作者简介: 杜小强(1978—),男,教授,博士,主要从事机械设计与理论研究,E-mail: xqiangdu@zstu.edu.cn

0 引言

油茶是我国传统的木本油料树种,具有很高的综合利用价值,对促进林农经济收益、乡村振兴和维护国家粮油安全具有重大意义。我国油茶种植面积及产量逐年递增,但人工采收劳动力大、成本高、作业效率低,阻碍了油茶产业快速发展,因此实现油茶机械化采收对油茶产业的发展具有重要意义^[1-2]。油茶果收获机根据振动方式^[3-8]分为夹持式、胶辊式、击打式;根据作业方式,分为旁侧式和跨式^[9-11]。目前对旁侧式油茶果收获机研究较多,跨式收获机研究较少。跨式收获机相比于旁侧式收获机具有工作效率高,不受空间局限影响等优点。目前跨式收获机已经应用于红枣、蓝莓、枸杞等果实收获领域,具有较好的采收效果。油茶果收获机相比于上述收获机尺寸更大,更重,且油茶林大多位于丘陵山地,因此跨式底盘的行走系统需要更大的牵引力,且要求行走平稳。采用液压传动相较于机械传动和电气传动有着更加显著的优势^[12],其具有大扭矩输出、无级调速、结构简单、方便布置和过载保护等优点^[13-14]。此外跨式油茶果收获机的底盘驱动轮采用三角履带轮能减轻整机重量以及相比于轮式及一字履带具有更好的通过性^[15-17],更适合于丘陵山地崎岖不平的农田作业环境。本文对三角履带轮跨式油茶果收获机行走液压系统进行设计,通过机液联合仿真技术^[18-20]实时实现机械系统模型和液压系统模型之间的信息交换和传递,研究底盘直线行驶和差速转向工况时液压系统特性,通过便携式液压测试仪对底盘行走液压系统进行测试,将试验结果与仿真结果对比,验证仿真结果的合理性。

1 底盘结构与工作原理

1.1 底盘结构

跨式油茶果振动收获机的底盘主要由龙门式车架、固定配件、履带轮组成,动力系统主要由柴油机、信号控制柜、油泵、液压油箱、冷却器、同步阀和换向阀组成。该油茶果收获机配备两套独立的液压系统,一套用于底盘行走,一套用于击打和收集。两套液压系统工作站相似,为了提高底盘的稳定性,降低整机重心及让重心保持在整机中心位置,将两套独立的液压系统分别安装在龙门式车架两侧腰线处,如图1所示。

1.2 工作原理

跨式油茶果收获机底盘采用液压马达驱动4个三角履带轮行驶,双联齿轮泵将柴油机的机械能转化为液压系统的压力能,液压系统驱动三角履带轮

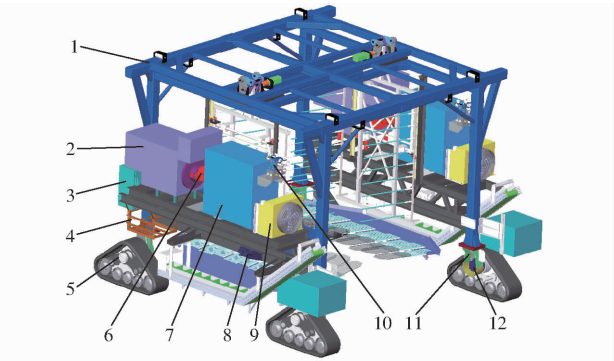


图1 跨式油茶果收获机底盘三维模型

Fig.1 3D model of chassis of straddle type *Camellia oleifera* fruit harvester

1. 龙门式车架 2. 柴油机 3. 信号控制柜 4. 蓄电池 5. 三角履带轮 6. 油泵 7. 液压油箱 8. 同步阀 9. 冷却器 10. 换向阀组 11. 固定配件 12. 液压马达

转动,通过电磁比例换向阀,控制液压马达的输入流量及方向,实现收获机在给定速度下前进、倒退、转向功能。跨式油茶果收获机底盘的主要技术参数如表1所示,最大爬坡角度20°,采用无线遥控。整机在直线行走时,4个履带轮的转速需保持一致,两侧履带轮均可通过正反转及差速实现整机转向。

表1 跨式油茶果收获机底盘主要技术参数

Tab.1 Technical parameters of chassis of straddle type *Camellia oleifera* fruit harvester

参数	数值/类型
整机尺寸(长×宽×高)/(mm×mm×mm)	3 965×3 850×2 800
整机质量/kg	5 000
配套动力/kW	50
驱动方式	四轮驱动
转向方式	差速转向
轮距/mm	3 120
轴距/mm	2 880
履带宽度/mm	250
履带接触地长度/mm	754
作业行驶速度/(km·h ⁻¹)	2

2 行走液压系统设计

2.1 液压系统原理

行走液压系统动力由柴油机及油泵提供,信号柜控制电磁阀工作,无线遥控器给信号柜发送信号执行工作指令。行走系统有4套三角履带轮,履带轮可无级调速,通过对底盘两侧履带轮不同速度的控制,可实现差速转向,亦可控制履带轮的正反转,实现底盘的前进后退功能。液压系统回路如图2所示,行走液压马达为双向变量马达,马达上有4个油口,分别为马达正反转的液压油进出口、马达排量控制油口及背压泄油口,马达的转速及方向通过控

制电比例换向阀的流经节口面积和阀芯位置,当电比例换向阀阀芯处于中位时,液压油直接流回油箱,阀芯处于左位或右位时,液压油流向行走液压马达。单侧2个行走液压马达与电比例换向阀油路之间连接同步阀来保证单侧两马达在压力不同的情况下获取相同流量^[21-22]。液压系统动力由柴油机和油泵提供。行走液压马达排量的控制油路主要由二位四通电磁换向阀、叠加式减压阀和电磁溢流阀组成。控制油路压力油由控制油路油泵提供。二位四通电磁换向阀主要起排量切换作用,失电供油,得电卸掉压力油。电磁溢流阀决定控制油路是否供油,对控制油路起到卸荷作用,底盘正常行走速度状态下,电磁溢流阀常开,控制油路不供油,行走液压马达排量为大排量。油路中的溢流阀作为系统的安全阀,在油路中起到负载保护作用,当负载超过溢流阀调定压力,液压油会通过溢流阀溢流回到油箱中,所有液压油最后均经过过滤器和冷却器回到油箱中。

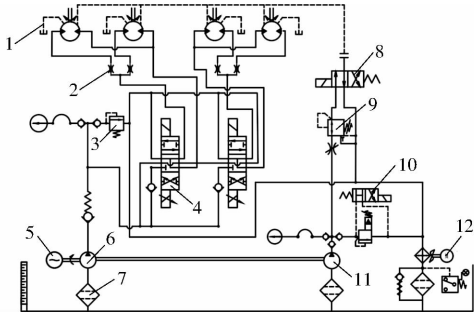


图2 液压系统原理图

Fig.2 Schematic of hydraulic system

1. 行走液压马达 2. 同步阀 3. 溢流阀 4. 电比例换向阀 5. 柴油机 6. 主油路油泵 7. 滤油器 8. 二位四通电磁换向阀 9. 叠加式减压阀 10. 电磁溢流阀 11. 控制油路油泵 12. 冷却器

2.2 主要动力元件计算选型

2.2.1 行走液压马达选型

选用的液压马达需要满足收获机在不同工况下的最大扭矩及最大行驶速度要求。根据工作条件可知,收获机坡道运行阻力最大,包括运行阻力、爬坡阻力、惯性阻力,有

$$F_t = mgf + mgsin\alpha + \delta m \frac{dv}{dt} \quad (1)$$

- 式中 F_t ——坡道运行阻力,N
 m ——整机质量,取5 000 kg
 f ——运行阻力系数^[23],为0.08~0.12,本文取0.12
 α ——最大爬坡角度,取20°
 δ ——质量增加系数,为1.14~1.3,本文取1.3
 dv/dt ——行驶加速度,取0.8 m/s²
 g ——重力加速度,取9.8 m/s²

行走液压马达所需转矩为

$$M = \frac{F_t R}{n\eta_1} \quad (2)$$

- 式中 M ——单个行走液压马达所需转矩,N·m
 n ——行走液压马达个数,取4
 R ——驱动轮半径,取0.18 m
 η_1 ——三角履带传动效率,取0.9

行走液压马达理论排量为

$$V_m = \frac{2\pi M}{p\eta_2} \quad (3)$$

- 式中 V_m ——行走液压马达理论排量,mL/r
 p ——液压系统最大工作压力,取20 MPa
 η_2 ——行走液压马达机械效率,取0.9

行走液压马达除了满足履带轮最大转矩外,还需满足收获机小转矩高速工况下最大行驶速度3 km/h,由此可得,行走液压马达最大转速为

$$n_{\max} = \frac{1\,000v_{\max}}{60 \times 2\pi R} \quad (4)$$

- 式中 $n_{\max}$ ——行走液压马达最大转速,r/min
 $v_{\max}$ ——收获机最大行驶速度,km/h

将设计参数代入式(1)~(4)中计算得最大阻力为28 200 N,单个三角履带轮最大转矩为1 410 N·m,行走液压马达理论排量为492 mL/r,行走液压马达所需最大转速为44 r/min。最终确定选用ZTM03A集成式双速马达,主要参数为:最大排量864 mL/r、输出扭矩2 900 N·m、输出转速68 r/min、连续压力21 MPa、输入流量40 L/min。

2.2.2 液压泵与发动机选型

根据液压系统中所需的总流量及发动机转速确定液压泵型号,收获机在工作中分小转矩高速行驶和大转矩低速行驶两种情况,通过对比2种情况下系统所需总流量,确定系统所需总流量根据大转矩低速工况计算。本文选用的马达最大排量为864 mL/r,作业最大行驶速度为2 km/h,发动机转速为2 000 r/min,则液压泵输出流量为

$$Q_p = \frac{4V_r n_{\max}}{1\,000\eta_3} \quad (5)$$

$$V_p = \frac{1\,000Q_p}{n_f\eta_4} \quad (6)$$

- 式中 Q_p ——液压泵输出流量,L/min
 η_3 ——行走液压马达容积效率,取0.95
 V_r ——液压马达最大排量,mL/r
 V_p ——液压泵理论排量,mL/r
 n_f ——液压泵转速,r/min
 η_4 ——液压泵容积效率,取0.95

将参数代入式(5)、(6),计算得出液压系统所

需总流量为 107.32 L/min, 液压泵理论排量为 56.48 mL/r。最终确定选用 CBNL - F563/F510 - BFPR 型双联齿轮泵, 其主要参数为: 最大排量 63 mL/r、最大压力 25 MPa、最大转速 2 500 r/min。

液压泵驱动功率为

$$P_m = \frac{Q_p p_p}{60 \eta_m \eta_d \eta_4} \tag{7}$$

式中 P_m ——液压泵驱动功率, kW
 p_p ——液压泵工作压力, MPa
 η_m ——液压泵机械效率, 取 0.9
 η_d ——传动效率, 取 0.9

将参数代入式(7)计算得出液压泵的驱动功率为 46.49 kW, 由此确定发动机选用 ZH4105ZP 型四缸柴油机, 主要参数为: 输出功率 50 kW、质量 260 kg、转速 2 000 r/min, 内燃机冲程数为 4 冲程。

3 底盘动力学与行走液压系统仿真

3.1 底盘动力学仿真

3.1.1 底盘虚拟样机建立

在 RecurDyn 软件中建立跨式油茶果收获机的履带轮和车架模型。车架模型在 SolidWorks 中完成, 保存为 Parasolid 格式导入 RecurDyn 软件中, 履带轮建模则采用 RecurDyn 中 Toolkit Track 模块。按照国家标准^[24], 水泥路面属于 B 级路面, 采用 Matlab 软件编制出随机路面程序, 生成的 B 级路面谐波曲线如图 3 所示, 将生成的曲线坐标导入 RecurDyn 路面模型 Road data 中完成路面模型建立。

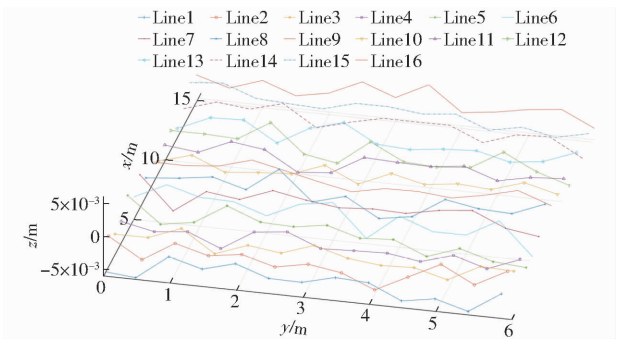


图3 B级路面谐波曲线

Fig.3 Harmonic curves of class B pavement

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, 设置履带与路面间动摩擦因数^[25]为 0.7, 履带轮与履带间动摩擦因数为 0.5。仿真分析底盘在硬质路面直线行驶和差速转向工况下的动力学特性, 仿真模型如图 4、5 所示。

3.1.2 直线行驶动力学特性分析

通过 RecurDyn 软件仿真模拟底盘直线行驶工况, 研究底盘直线行驶性能。根据底盘实际测试行

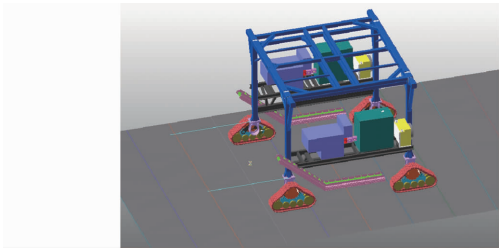


图4 底盘直线行走仿真模型

Fig.4 Chassis straight-line driving simulation model

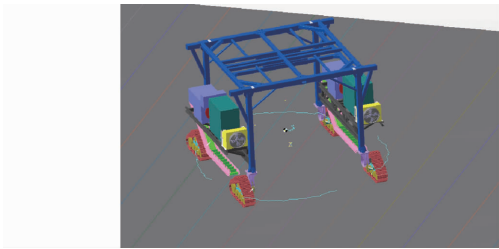


图5 底盘差速转向仿真模型

Fig.5 Chassis differential steering simulation model

驶速度, 定义驱动轮速度函数表达式为 step(time, 1, 0, 2, 180D), 即起动后 2 s 内, 驱动轮角速度从 0 加速到 3.14 rad/s, 再转为匀速转动, 仿真时长 10 s, 步数 500。仿真得到驱动轮扭矩变化如图 6 所示, 底盘起动时, 驱动轮扭矩存在突变, 2 s 前驱动轮扭矩约为 400 N·m, 2 s 后驱动轮扭矩约为 200 N·m。

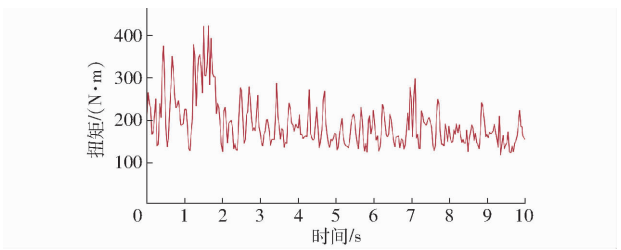


图6 驱动轮扭矩变化曲线

Fig.6 Torque variation curve of driving wheel

履带底盘的直线行驶特性与底盘结构及履带有关, 由于履带与轮齿啮合瞬间的相对速度变化, 引起冲击和动载荷, 产生多边形效应, 以及底盘重心不在其结构对称面上, 导致两侧履带接地比压不同, 从而造成履带轮转速差异, 最终导致底盘直线行驶时发生偏移。仿真结果显示, 底盘 10 s 内行驶 4.85 m, 底盘直线行驶横向偏移变化如图 7 所示, 纵坐标差值为底盘直线行走时横向偏移量, 结果表明横向偏移量为 2.5 cm。

3.1.3 底盘转向特性分析

四轮履带跨式底盘通过两侧驱动轮差速实现转向, 两侧履带轮转速大小相同, 方向相反时转弯半径最小。根据底盘转弯半径最小时的实际转速定义左侧前后履带轮的驱动函数表达式为 step(time, 1, 0, 2, + 180D), 右侧前后履带轮驱动函数表达式为 step(time, 1, 0, 2, - 180D), 仿真时长 20 s, 步数

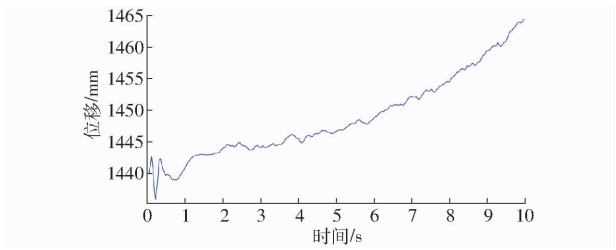


图 7 底盘横向位移变化曲线

Fig. 7 Lateral displacement variation curve of chassis

2 000。本文所设计的三角履带底盘与双轮固定式三角履带底盘不同^[21]，在差速转向工况下，本文所设计的履带轮会发生小角度摆动，而双轮固定式三角履带轮不会发生摆动。如图 8 所示，本文所设计的跨式底盘履带轮在差速转向过程中摆角变化范围为 $-2^{\circ} \sim 6^{\circ}$ 。图 9 为驱动轮扭矩仿真结果，表明跨式底盘在差速转向时，驱动轮扭矩变化波动较大，在 $2\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 上下波动，且大于底盘直线行驶时驱动扭矩。底盘差速转向时垂向加速度变化如图 10 所示，底盘垂向加速度与振动强度正相关，结果表明底盘在差速转向时会因履带轮摆角波动而产生振动，因此对跨式底盘的零部件设计及连接方式需考虑振动强度带来的影响，做好缓冲与防松措施。结合底盘垂向加速度仿真结果得知，跨式履带底盘在差速转向时，三角履带轮发生滑移且具有一定的摆幅角，导致前后履带接地比压差异，履带轮驱动扭矩存在一定波动。

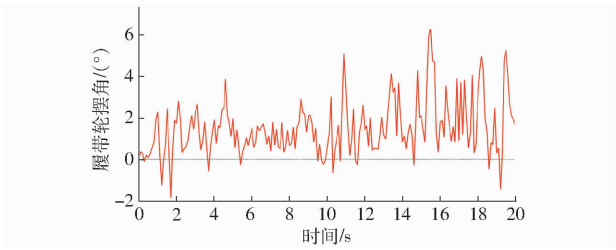


图 8 三角履带轮摆角变化曲线

Fig. 8 Swing angle variation curve of triangular track wheel

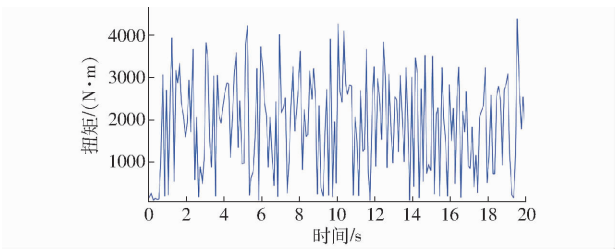


图 9 驱动轮扭矩变化曲线

Fig. 9 Torque variation curve of driving wheel

使用 RecurDyn 软件的轨迹标记功能，标记 4 个三角履带轮及底盘重心，观察其在差速转向时履带轮与重心的运动轨迹，通过底盘瞬时转动中心偏移量判断底盘转向稳定性^[26-29]。如果底盘瞬时转动

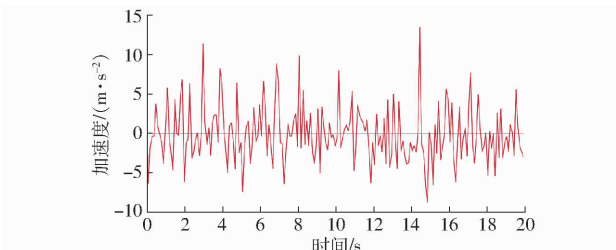


图 10 底盘垂向加速度变化曲线

Fig. 10 Vertical acceleration variation curve of chassis

中心与底盘接地形心的偏移量超出履带接地范围^[30]，转弯时就会出现侧滑等现象，不能稳定转向。底盘转向运动轨迹如图 11 所示，从底盘重心运动轨迹得知偏移量为 60 cm，且轨迹呈一条锯齿曲线，亦可得知底盘转向时存在一定振动。

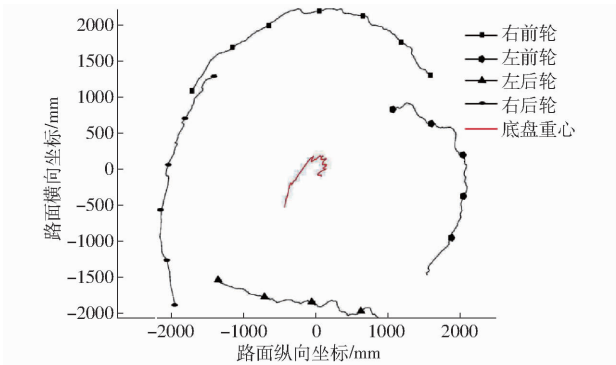


图 11 底盘差速转向运动轨迹

Fig. 11 Movement track during chassis differential steering

3.2 底盘行走液压系统机液联合仿真

根据跨式履带底盘行走液压系统的工作原理，在 AMESim 软件中建立底盘行走液压系统模型，与底盘虚拟样机模型耦合，建立履带底盘行走液压系统机液联合仿真模型，仿真分析履带底盘直线行驶与差速转向时行走马达液压特性变化情况。

3.2.1 行走液压系统模型

根据行走液压系统原理图，在 AMESim 软件中建立行走液压系统仿真模型，如图 12 所示，模型中包括液压元件、信号源、机械元件及 FMI 接口模块。信号源包括变量马达排量控制信号和比例换向阀控制信号，分别控制变量马达排量与比例换向阀流量开度及方向。使用 HCD 模块建立同步阀，实现同侧马达转速相同。角速度与扭矩分别为液压马达的输入与输出量，输入与输出端机械元件分别与 FMI 接口模块的输入、输出口连接，实现信息交互。根据确定的动力元件参数对模型相关参数进行设置，柴油机转速为 $2\,000\text{ r/min}$ ，油泵排量为 63 mL/r ，由于泵存在容积效率及机械传动效率，设置油泵排量为 50 mL/r 。液压马达最大排量为 864 mL/r 。比例换向阀控制信号分为 3 个阶段，第一阶段与 RecurDyn 仿真模型中对应，在 $0 \sim 1\text{ s}$ 内信号值为 0，换向阀处

于中间位,1~3 s 内信号值由 0 正比例上升至 40,3~10 s 内信号值保持 40,换向阀处于左位。创建软件接口,导出液压系统 fmu 文件输入到 RecurDyn 软件 cosim 接口中,运行 RecurDyn 仿真,仿真时长需与 AMESim 仿真时长保持一致,RecurDyn 仿真结束后,导出 fmu 文件输入到 AMESim 中,运行 AMESim 仿真,仿真界面同时自动打开,最终实现机液联合仿真。

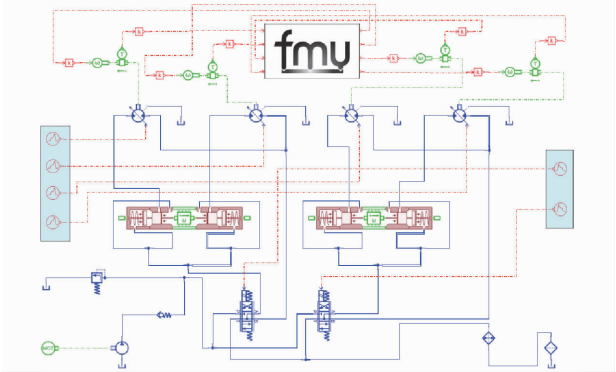


图 12 行走液压系统仿真模型

Fig. 12 Travelling hydraulic system simulation model

3.2.2 直线行驶液压特性

直线行驶工况下,底盘在 1 s 时刻起动,3 s 时刻到达匀速状态,图 13 为行走马达流量特性曲线,1~3 s 内,阀口逐渐增大,流量上升至 27 L/min,3~4 s 内流量小幅度下降至 24 L/min,随后流量稳定在 25 L/min。这是由于底盘在起动时,液压油冲入马达瞬间会产生冲击,形成湍流,导致流速大。当底盘匀速行驶时,流量趋于稳定。图 14 为行走马达压力特性曲线,底盘在起动时需要较大扭矩,液压油压力发生突变,当底盘匀速时,压力稳定在 1.8 MPa。

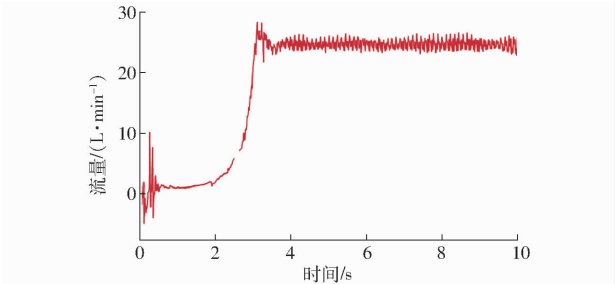


图 13 直线行驶工况马达流量特性曲线

Fig. 13 Motor flow characteristic curve under straight driving condition

3.2.3 差速转向液压特性

通过设置两侧行走马达回路中换向阀参数信号值正负,即可实现两侧履带轮速度大小相同,方向相反,底盘差速转向。图 15 为履带轮差速转向时,行走马达流量特性曲线。仿真结果表明,履带轮差速转向时,马达流量稳定在 23 L/min。通过 RecurDyn

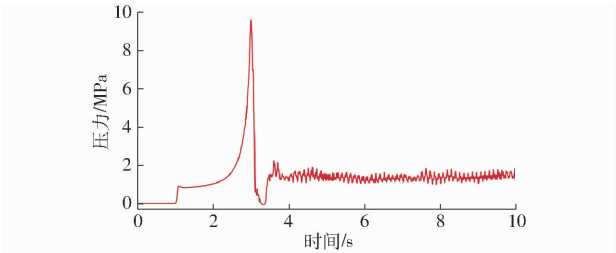


图 14 直线行驶工况马达压力特性曲线

Fig. 14 Motor pressure characteristic curve under straight driving condition

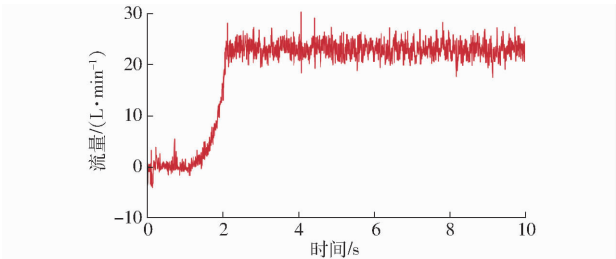


图 15 差速转向工况马达流量特性曲线

Fig. 15 Motor flow characteristic curve under differential steering condition

动力学仿真得知,四轮差速转向工况下,由于 4 个三角履带轮具有摆角功能,在转向滑移过程中,履带轮存在小角度摆幅振动,履带与地面接触面积及受力发生变化,驱动轮扭矩随之发生变化,因此底盘在差速转向过程中,行走马达中液压油压力存在波动,马达压力特性曲线如图 16 所示,压力在 2~14 MPa 范围内波动。但总体而言,底盘差速转向时行走马达供油流量稳定,液压系统性能良好。

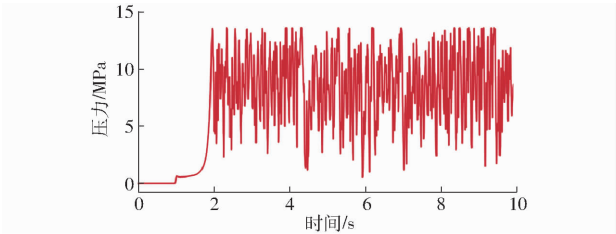


图 16 差速转向工况马达压力特性曲线

Fig. 16 Motor pressure characteristic curve under differential steering condition

4 底盘试验

4.1 直线行驶偏移量

对履带底盘在硬质路面的直线行驶偏移量进行试验,试验场地为浙江省金华市东方红林场国家油茶油桐良种基地。底盘直线行驶偏移量试验如图 17 所示,标记线以两侧前履带轮中心位置为起点,沿履带方向向前标记 20 m 作为终点,履带底盘以速度 0.56 m/s 前进,测试 5 次,底盘直线行驶过程中不得调整转向,达到终点位置后,测量记录初始与结束时履带轮与标记线距离。



图 17 直线行驶偏移量试验

Fig. 17 Straight line travel offset test

底盘直线行驶偏移量和偏移率计算式为

$$\Delta x = x_1 - x_2 \tag{8}$$

$$N = \frac{x_1 - x_2}{s} \times 100\% \tag{9}$$

式中 Δx ——偏移量, cm

x_1 ——始初轮与标线距离, cm

x_2 ——始末轮与标线距离, cm

N ——偏移率, %

s ——行程, cm

试验结果如表 2 所示,平均偏移量为 33.4 cm,偏移率为 1.17%。参考 GB/T 15370.4—2012《农业拖拉机通用技术条件 第 4 部分:履带拖拉机》中规定,履带底盘在干硬平整、纵横坡度不大于 1% 的路面上行驶偏移率应不大于 6%,本文试验得到跨式履带底盘直线行驶偏移率为 1.67%,满足国标规定要求。

表 2 直线行驶偏移量测试结果

Tab.2 Test results of straight-line travel offset

试验序号	偏移量/cm	行程/cm	偏移率/%
1	31	2 000	1.55
2	26	2 000	1.30
3	35	2 000	1.75
4	33	2 000	1.65
5	42	2 000	2.10

4.2 行走液压马达特性测试

本次试验主要测试直线行驶与差速转向工况下的行走液压马达特性。液压测试系统包括 Lero8 加固式便携 8 通道采集测试仪、涡轮流量传感器、压力传感器和传感器线缆。液压测试仪安装如图 18 所示,流量传感器测试位置为行走液压马达流量入口端,流量传感器进出口分别连接同步阀与液压马达,但流量传感器不直接接在同步阀出口,采用 1 根液压油管作为传感器与同步阀之间的缓冲管,减小液压油在元件处的冲击力。

底盘直线行驶运动状态下测得行走液压马达特性,如图 19、20 所示,测试结果显示,底盘启动时流量与压力均有突变,随后进入稳定状态。行走马达

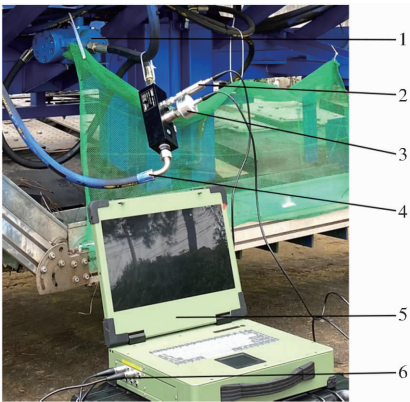


图 18 液压测试仪安装方法

Fig. 18 Installation method of hydraulic tester

1. 同步阀 2. 压力传感器 3. 涡轮流量传感器 4. 液压油管
5. Lero 加固式便携 8 通道采集测试仪 6. 传感器线缆

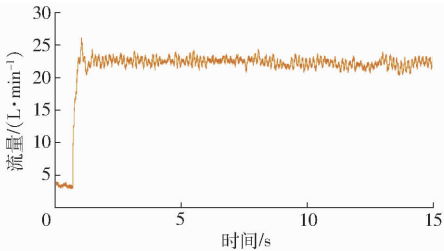


图 19 直线行驶工况马达流量特性曲线

Fig. 19 Motor flow characteristics curve under straight driving condition

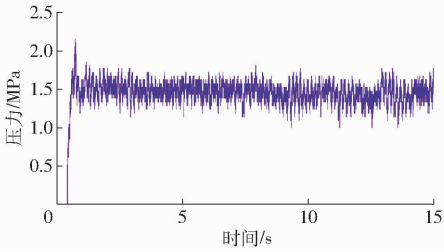


图 20 直线行驶工况马达压力特性曲线

Fig. 20 Motor pressure characteristics curve under straight driving condition

进口流量稳定在 23 L/min,压力稳定在 1.5 MPa,从马达液压特性分析得出底盘行走性能稳定。计算得出履带轮直线行驶时驱动扭矩为 185 N·m,试验结果与仿真值接近,流量相差 2 L/min,压力相差 0.3 MPa。

底盘差速转向时,测试得到行走马达的液压特性曲线如图 21、22 所示,测试结果显示,液压油压力具有较大波动,这与履带底盘差速转向动力学特性有关。履带底盘差速转向主要依托履带与地面之间滑移实现,由于在滑移过程中,履带接地压力发生变化,导致履带轮转动所需扭矩不同,液压油压力产生较大波动,波动范围在 2 ~ 12 MPa。此外,流量波动较小,稳定在 22 L/min,表明试验过程中,虽然履带接地压力实时发生变化,但液压油仍能连续供油,履

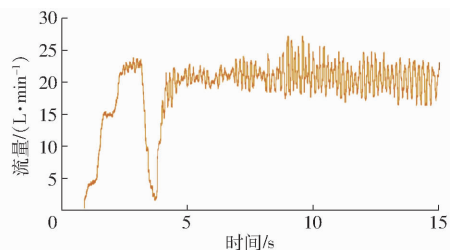


图 21 差速转向工况马达流量特性曲线

Fig. 21 Motor flow characteristics curve under differential steering condition

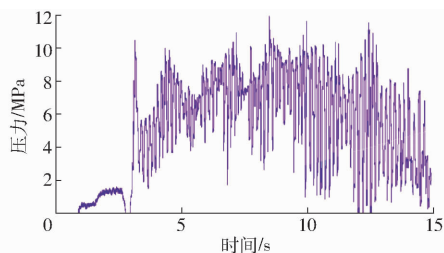


图 22 差速转向工况马达压力特性曲线

Fig. 22 Motor pressure characteristics curve under differential steering condition

带轮正常转动,表明该套行走液压系统差速转向性能较为稳定。

5 结论

(1) 通过对跨式油茶果收获机履带底盘 RecurDyn 动力学仿真及试验,验证三角履带轮跨式结构底盘直线行驶具有稳定性。差速转向工况下,具有摆角功能的履带底盘会发生振动,对驱动轮扭矩产生波动影响。

(2) 基于 AMESim 与 RecurDyn 软件对跨式履带底盘实现机液联合仿真,更加真实地反映履带底盘行走液压系统在不同工况下的液压特性。结果表明履带底盘差速转向工况下,行走马达液压系统可以克服底盘振动和驱动轮扭矩波动,液压系统供油流量稳定。

(3) 通过跨式履带底盘行驶试验测试直线行驶和差速转向时行走马达的液压特性,与仿真结果对比,验证了仿真模型建立的准确性及液压系统的稳定性。

参 考 文 献

- [1] 王金凤,谭新建,吴喜昌,等. 我国油茶产业发展现状与对策建议[J]. 世界林业研究, 2020, 33(6): 80–84.
WANG Jinfeng, TAN Xinjian, WU Xichang, et al. Development status and suggestions of camellia industry in China[J]. World Forestry Research, 2020, 33(6): 80–84. (in Chinese)
- [2] 伍德林,杨俊华,刘芸,等. 我国油茶果采摘装备研究进展与趋势[J]. 中国农机化学报, 2022, 43(1): 186–192.
WU Delin, YANG Junhua, LIU Yun, et al. Research progress trend of camellia fruit picking equipment in China[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2022, 43(1): 186–192. (in Chinese)
- [3] 饶洪辉,张立勇,黄登昇,等. 电动胶辊旋转式油茶果采摘执行器设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(9): 115–120.
RAO Honghui, ZHANG Liyong, HUANG Dengsheng, et al. Design and test of motor-driven picking actuator of camellia fruit with rotate rubber roller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(9): 115–120. (in Chinese)
- [4] 伍德林,袁嘉豪,李超,等. 扭梳式油茶果采摘末端执行器设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(4): 21–32.
WU Delin, YUAN Jiahao, LI Chao, et al. Design and experiment of twist-comb end effector for picking camellia fruit[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(4): 21–32. (in Chinese)
- [5] 高自成,赵凯杰,李立君,等. 悬挂振动式油茶果采摘执行机构设计与试验[J]. 农业工程学报, 2019, 35(21): 9–15.
GAO Zicheng, ZHAO Kaijie, LI Lijun, et al. Design and experiment of suspended vibratory actuator for picking *Camellia oleifera* fruits[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(21): 9–15. (in Chinese)
- [6] 伍德林,傅立强,曹成茂,等. 摇枝式油茶果采摘机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(11): 176–182.
WU Delin, FU Liqiang, CAO Chengmao, et al. Design and experiment of shaking-branch fruit picking machine for camellia fruit[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(11): 176–182. (in Chinese)
- [7] 饶洪辉,黄登昇,王玉龙,等. 液压驱动式油茶果采摘机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2019, 50(5): 133–139.
RAO Honghui, HUANG Dengsheng, WANG Yulong, et al. Design and experiment of hydraulic-driven camellia fruit picking machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(5): 133–139. (in Chinese)
- [8] 饶洪辉,王玉龙,李庆松,等. 油茶果分层采收装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(10): 203–211.
RAO Honghui, WANG Yulong, LI Qingsong, et al. Design and experiment of camellia fruit layered harvesting device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(10): 203–211. (in Chinese)
- [9] ASHKAN H, AIDA H D, NAGHMEH R, et al. A decision support system for agricultural machines and equipment selection: a case study on *Olive* harvester machines[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2018, 148: 207–216.
- [10] YU Pengcheng, LI Changying, TAKEDA F, et al. Measurement of mechanical impacts created by rotary, slapper, and sway blueberry mechanical harvesters[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2014, 101: 84–92.
- [11] FRANCISCO J C, MANUEL P R, GREGORIO L B, et al. Development of a telemetry and yield-mapping system of *Olive* harvester[J]. Sensors, 2015, 15: 4001–4018.
- [12] 高自成,李立君,李昕,等. 齿梳式油茶果采摘机采摘执行机构的研制与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(10): 19–24.
GAO Zicheng, LI Lijun, LI Xin, et al. Development and test of picking actor in camellia fruit picking machine of tooth comb type[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(10): 19–24. (in Chinese)

- [13] 李雪谊. 液压传动技术在工程机械中的应用[J]. 机械管理开发, 2021, 36(11): 294–295.
LI Xueyi. Application of hydraulic transmission technology in construction machinery[J]. Mechanical Management and Development, 2021, 36(11): 294–295. (in Chinese)
- [14] HENRI L, MOHAMMAD M A, REZA O, et al. Path-following controller for 4WDs hydraulic heavy-duty field robots with nonlinear internal dynamics[J]. IFAC, 2019, 52(8): 375–380.
- [15] 祝露, 王德成, 尤泳, 等. 履带式林间草带收割机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(4): 126–132.
ZHU Lu, WANG Decheng, YOU Yong, et al. Design and experiment of crawler-type grass belt harvester in forest[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(4): 126–132. (in Chinese)
- [16] SUN Yixin, XU Lizhang, JING Bo. Development of a four-point adjustable lifting crawler chassis and experiments in a combine harvester[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2020, 173: 1–11.
- [17] 迟媛, 张荣蓉, 任洁, 等. 履带车辆差速转向时载荷比受土壤下陷的影响[J]. 农业工程学报, 2016, 32(17): 62–66.
CHI Yuan, ZHANG Rongrong, REN Jie, et al. Steering power ratio affected by soil sinkage with differential steering in tracked vehicle[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(17): 62–66. (in Chinese)
- [18] 刘等卓, 王爱红, 牛雪梅, 等. 基于 Recurdyn 和 AMESim 的四配流窗口轴向柱塞马达多体动力学联合仿真分析[J]. 液压与气动, 2017, 41(12): 9–13.
LIU Dengzhuo, WANG Aihong, NIU Xuemei, et al. Multibody dynamics co-simulation and analysis based on RecurDyn and AMESim for four-assignment-window axial piston motor[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017, 41(12): 9–13. (in Chinese)
- [19] 郝驰宇, 冯广斌, 孙华刚, 等. 基于 Recurdyn 和 AMESim 的换挡离合器联合仿真及工作特性分析[J]. 机械传动, 2018, 42(9): 140–144.
HAO Chiyu, FENG Guangbin, SUN Huagang, et al. Co-simulation and operating characteristic analysis of shift clutch based on RecurDyn and AMESim[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(9): 140–144. (in Chinese)
- [20] 张蕊. 基于 AMESim 和 Recurdyn 的履带车转向系统联合仿真分析[J]. 现代机械, 2016, 7(6): 22–24.
ZHANG Rui. Co-simulation analysis of the steering system of tracked vehicle based on AMESim and RecurDyn[J]. Modern Machinery, 2016, 7(6): 22–24. (in Chinese)
- [21] CHONG Dongfeng, WANG Wanzhang, WANG Baoshan, et al. Design of vehicle track adjustment mechanism based on synchronous valve[J]. Procedia Engineering, 2017, 174: 843–849.
- [22] 金胜秋, 成凯, 王鹏宇. 基于 AMESim 的液压同步阀仿真分析及结构改进研究[J]. 液压与气动, 2009, 33(9): 64–68.
JIN Shengqiu, CHENG Kai, WANG Pengyu. Analyzing the capability and improving the structure of synchronization valve based on AMESim[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2009, 33(9): 64–68. (in Chinese)
- [23] 曾山, 黄登攀, 杨文武, 等. 三角履带式再生稻收割机底盘的设计与试验[J]. 吉林大学学报(工学版), 2021, 52(8): 1–9.
ZENG Shan, HUANG Dengpan, YANG Wenwu, et al. Design and test of the chassis of triangular crawler reclaiming rice harvester[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2021, 52(8): 1–9. (in Chinese)
- [24] GB/T 7031—2005 机械振动 道路路面谱测量数据报告[S]. 2005.
- [25] 刘好, 谢铨, 张拓. 小型山地履带底盘设计与仿真分析[J]. 机械设计, 2020, 37(6): 115–122.
LIU Yu, XIE Ni, ZHANG Tuo. Design and simulation of small crawler chassis for mountain areas[J]. Journal of Machine Design, 2020, 37(6): 115–122. (in Chinese)
- [26] 史青录, 孙逢春. 履带式车辆斜坡转向稳定性研究[J]. 农业机械学报, 2007, 38(7): 22–26.
SHI Qinglu, SUN Fengchun. Study on steering stability of tracked vehicles on ramp[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(7): 22–26. (in Chinese)
- [27] 孙逢春, 史青录, 郭汾, 等. 履带式车辆斜坡转向时的动力学特性[J]. 中国机械工程, 2007, 18(22): 2766–2771.
SUN Fengchun, SHI Qinglu, GUO Fen, et al. Characteristics of dynamics of tracked vehicles steering on ramp[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 18(22): 2766–2771. (in Chinese)
- [28] 岳锋, 王泽现, 郭勇, 等. 丘陵山地履带车辆转向性能研究综述[J]. 液压气动与密封, 2019, 39(9): 1–4, 7.
YUE Feng, WANG Zexian, GUO Yong, et al. Overview of tracked vehicle steering performance for hilly areas[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2019, 39(9): 1–4, 7. (in Chinese)
- [29] 孙逢春, 史青录, 翟丽, 等. 履带式车辆接地比压在斜坡转向时的变化分析[J]. 农业机械学报, 2006, 37(5): 14–18.
SUN Fengchun, SHI Qinglu, ZHAI Li, et al. Study on grounding pressure of tracked vehicles steering on ramp[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(5): 14–18. (in Chinese)
- [30] 韩振浩, 朱立成, 苑严伟, 等. 山地果园履带底盘坡地通过性能分析与优化设计[J]. 农业机械学报, 2022, 53(5): 413–421, 448.
HAN Zhenhao, ZHU Licheng, YUAN Yanwei, et al. Analysis of slope trafficability and optimized design of crawler chassis in hillside orchard[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(5): 413–421, 448. (in Chinese)