

根茎类作物单摆铲栅收获装置驱动转矩特性研究

万里鹏程^{1,2} 李永磊^{1,2} 黄金秋^{1,2} 宋建农^{1,2} 董向前^{1,2} 王继承^{1,2}

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 农业农村部土壤-机器-植物系统技术重点实验室, 北京 100083)

摘要: 单摆铲栅收获装置的驱动转矩为4组单体转矩的耦合叠加且随负载周期变化,最大驱动转矩及转矩波动度直接影响了拖拉机功率匹配与功率利用效率。为研究收获装置驱动转矩特性,在工作单体受力分析基础上建立了单体转矩、驱动转矩、比功耗解析方程,结合离散元仿真分析了收获装置驱动转矩时域响应特点:单体转矩呈现每周周期双峰、相邻周期强弱变化规律,受组间振动平衡与土壤粘塑性作用,驱动转矩呈现每周周期双峰、相邻周期微变的规律,峰值约为单体转矩的1.2~2.3倍。为明确相关参数对驱动转矩的影响,开展了四因素三水平Box-Behnken仿真试验,建立了最大驱动转矩、转矩波动度、比功耗预测数学模型,仿真试验结果表明:振幅、振动频率、挖掘深度、前进速度、振幅与振动频率交互项均是最大驱动转矩、比功耗的主要影响因素,振动频率、挖掘深度对转矩波动度有较大影响。甘草收获田间试验结果表明:当挖掘深度为450~500 mm时(工况1),驱动转矩呈现每周周期双峰、相邻周期强弱变化的规律,最大驱动转矩为797.17 N·m、转矩波动度为2.54、比功耗为122.06 kJ/m³、收净率为96.42%;当挖掘深度为350~400 mm时(工况2),最大驱动转矩较工况1下降约39.44%,转矩波动度下降约27.95%,比功耗与收净率基本不变。该研究可为单摆铲栅收获装置结构参数优化及根茎作物振动减阻节能收获研究提供参考。

关键词: 根茎; 收获; 仿真; 单摆铲栅; 驱动转矩

中图分类号: S225.7 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2022)S1-0191-10

Driving Torque Characteristics of Oscillating Slat Shovel for Rhizome Crops Harvest Device

WAN Lipengcheng^{1,2} LI Yonglei^{1,2} HUANG Jinqiu^{1,2} SONG Jiannong^{1,2} DONG Xiangqian^{1,2} WANG Jicheng^{1,2}

(1. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China

2. The Soil-Machine-Plant Key Laboratory, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Beijing 100083, China)

Abstract: The driving torque of the oscillating slat shovel harvesting device is determined by four groups of single torque coupling, and the maximum driving torque and torque fluctuation directly affect the power matching and effective power output of the tractor. Analytical equations and discrete element simulation were used to analyze the characteristics of the driving torque waveform of the harvesting device. The single torque showed a double peak per cycle and the strength of adjacent cycles. Due to the vibration balance between groups and soil viscoplasticity, the driving torque showed a double peak per cycle and a slight change in adjacent cycles. The peak value was about 1.2~2.3 times of the single torque. The maximum driving torque, torque fluctuation and specific power consumption were taken as the driving torque characteristics and influencing factors of the harvesting device. Based on the force analysis of the working monomer, the monomer torque, driving torque and specific power consumption were established as the indexes, and the four-factor and three-level Box-Behnken simulation experiment was carried out. The experimental results showed that the amplitude, vibration frequency, excavation depth, forward speed, and the interaction term between amplitude and vibration frequency had significant influence on the maximum driving torque. Under the fixed working condition, when the amplitude was 8~10 mm and the vibration frequency was 8~9.67 Hz, the maximum driving torque had a better value. The vibration

收稿日期: 2022-06-28 修回日期: 2022-08-13

基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFD0701605、2016YFD070030202)

作者简介: 万里鹏程(1996—),男,博士生,主要从事土壤耕作与根茎作物节能收获技术研究,E-mail: wanll9600@qq.com

通信作者: 李永磊(1984—),男,副教授,博士生导师,主要从事土壤耕作与根茎作物节能收获研究,E-mail: liyl0393@cau.edu.cn

frequency, excavation depth and their interaction were the main factors affecting the torque ripple. Under fixed conditions, when the vibration frequency was 8.67 ~ 10.67 Hz, the torque ripple had a better value, and the excavation depth can be 350 ~ 450 mm. The vibration frequency, amplitude, forward velocity, excavation depth, and the interaction term between vibration frequency and forward velocity were the most important factors affecting the specific power consumption. Under fixed conditions, when the forward velocity was 0.35 ~ 0.45 m/s, and the vibration frequency was 7.67 ~ 9.67 Hz, there was a numerical optimal value of specific power consumption. The field test results of liquorice harvester showed that when the excavation depth was 450 ~ 500 mm (condition 1), the driving torque showed a double peak per cycle and the adjacent strength changed, the maximum driving torque was 797.17 N·m, the torque fluctuation was 2.54, the specific power consumption was 122.06 kJ/m³, and the liquorice harvest rate was 96.42%. With the excavation depth reduced to 350 ~ 400 mm (condition 2), the strong and weak cycles of driving torque were not obvious. Compared with condition 1, the maximum driving torque was decreased by about 39.44%, and the torque fluctuation was decreased by about 27.95%, and the specific power consumption was basically the same. The oscillating slat shovel harvesting device had good torque balance ability, which can provide reference for the research on vibration drag reduction and energy saving harvesting of rhizome crops, especially deep rhizome crops harvesting equipment.

Key words: rhizome; harvesting; simulation; oscillating slat shovel; driving torque

0 引言

根茎作物是中国重要的经济作物,机械化收获是制约相关产业发展的薄弱环节^[1-4]。根茎作物收获时通常由收获铲挖掘土壤,由升运链等部件分离土壤与根茎,从而完成收获作业^[5-8]。根茎作物特别是甘草、黄芪等深根茎作物收获时耕作阻力大、作业功耗高、收获效率低,节能高效收获是产业发展重大需求^[9-11]。

在农机具减阻减耗高效作业方面,国内外学者开展了大量研究^[12-14]。李霞等^[15]分析了深松铲的结构和运动过程,建立了受迫振动深松铲数学模型并研制了受迫振动深松机,该机减阻效果明显;李明军等^[16]应用液压振动技术设计了一种液压强迫式振动深松单体,降低了深松作业时的牵引阻力;杨发展等^[17]设计了格栅式振动挖掘铲,研发了全液压悬挂式单行山药收获机。在拖拉机驱动转矩研究方面,谢斌等^[18]搭建了电动拖拉机传动试验平台,分别进行了牵引性能、带载启动等试验,明确了电动拖拉机有效驱动转矩范围;唐琦军等^[19]基于柴油机燃油控制策略的转矩模型,得到了该柴油机各工况的空燃比和喷油时刻与转矩的定量关系。

单摆铲栅收获装置是前期基于曲柄摇杆机构摇杆变幅变向振动技术、组间振动平衡技术创新研发的铲栅一体轻筒收获装置,基于该收获装置研发了木薯、甘草等收获机械并开展了田间试验,试验结果表明该装置具有减阻降耗、作业高效等应用潜力,但其结构参数有待进一步优化^[20-24]。该装置由4组平衡配置的工作单体组成,工作时拖拉机动力输出轴输出动力驱动各工作单体完成根茎-土壤的挖掘

与分离,驱动转矩为4组单体转矩的耦合叠加且受到各单体负载变化及组间交互作用的影响。受到复杂变化负载的影响,驱动转矩具有较大的波动并呈现出不均匀的周期变化规律,最大驱动转矩及转矩波动度直接影响了配套拖拉机的功率匹配及功率利用效率。

为明确单摆铲栅收获装置驱动转矩特性,本文拟在工作单体受力分析基础上建立单体转矩、驱动转矩、比功耗解析方程,结合离散元仿真分析单体转矩、驱动转矩的时域响应;建立单摆铲栅收获装置 EDEM-MBD 耦合仿真模型,以最大驱动转矩、转矩波动度、比功耗为指标开展驱动转矩特性影响因素仿真试验,以期获得振幅、振动频率、前进速度、挖掘深度等工作参数对单摆铲栅驱动转矩特性的影响规律;通过甘草收获田间试验获得实际工况下驱动转矩的变化规律。

1 装置结构与工作原理

1.1 总体结构

该装置主要由4组工作单体(a、b、c、d)及传动系统、机架等组成,总体结构如图1所示。每组工作单体包括激振装置和挖掘分离装置(图2),激振装置由偏心轴、连杆、摆杆、安装轴承座等组成,挖掘分离装置由铲架、挖掘铲、分离栅条等组成,铲架固定安装在摆杆上。工作单体b、c偏心轴的偏心量以及相位角相同,两者具有一致的运动规律,设计时为简化结构和优化配置,工作单体b、c采用共用铲架组成一体铲栅,为便于理论分析将它们视为2个工作单体。工作单体a、b、c、d偏心轴初始相位角依次为0°、180°、180°、0°。传动系统包括变速齿轮箱、传动轴、连轴器等。

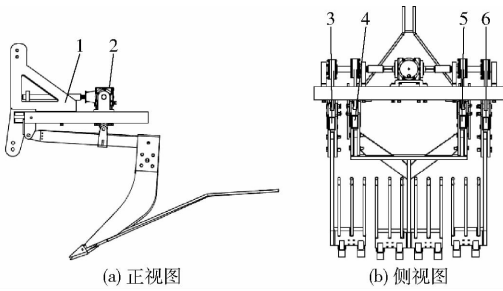


图 1 单摆铲栅收获装置结构图

Fig. 1 Structure diagrams of oscillating slat shovel harvesting device

1. 机架 2. 传动系统 3. 工作单体 a 4. 工作单体 b 5. 工作单体 c 6. 工作单体 d

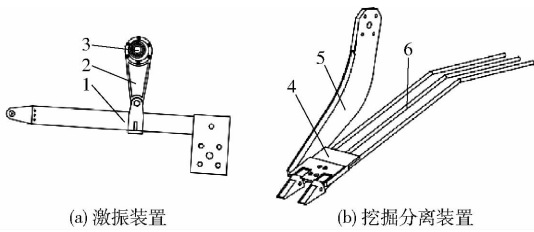


图 2 工作单体的激振装置和挖掘分离装置

Fig. 2 Excitation device and excavation separation device of single work device

1. 摆杆 2. 连杆 3. 偏心轴 4. 挖掘铲 5. 铲架 6. 分离栅条

1.2 工作原理

收获时拖拉机动力输出轴输出动力驱动 4 组工作单体工作,在挖掘铲切削与抬升作用下挖掘的土壤形成土堡,随着机组前进土堡受迫抬升后移,窜动的土堡在分离栅条的抖动抛掷作用下逐步破碎分散,从而完成根茎与土壤分离,松散土壤落铺到分离栅条下方,根茎经栅条末端落到地表。

各工作单体激振装置均可简化为结构参数相同的曲柄摇杆机构,挖掘分离装置安装在摆杆上并随摆杆摆动而抖动。因相邻工作单体 a 与 b、c 与 d 的相位角分别相错 180° (b 与 c 相位角相同且共用铲架),作业时两组相邻工作单体的挖掘铲与分离栅条交错抬升或下降,从而增强收获装置的土堡破碎分散与根茎土壤分离能力。驱动转矩为 4 组单体转矩的耦合叠加且受到各单体负载变化及相邻工作单体组间交互作用的影响。

2 驱动转矩分析

2.1 工作单体转矩

收获装置工作过程中挖掘分离装置受到极其复杂的土壤作用力,为简化计算暂不考虑组间交互作用力。因 4 组工作单体的运动规律与受力情况基本一致,本文以工作单体 a 为例进行理论分析。

将工作单体 a 受到的土壤作用力及挖掘分离装置重力、惯性力简化为合阻力 F_{Za} ,作用点为点 Z_a ,

如图 3 所示。在图示坐标系中, O 为原点(摆杆销接点),曲柄转动中心 O_1 的坐标为 $(530,326)$ mm,连杆 BC 长度 L_2 为 260 mm、有效摆杆长度 L_{1a} 为 534.6 mm;摆杆 OC 绕 O 摆动,将合阻力 F_{Za} 沿摆线法向及切向分解为切向分力 F'_{Za} 、法向分力 F''_{Za} 。

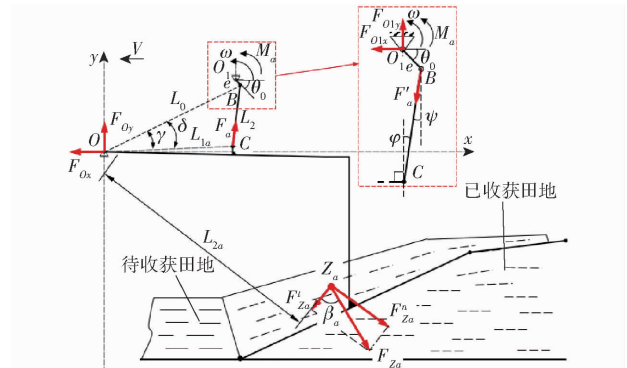


图 3 单摆铲栅工作单体受力分析

Fig. 3 Force analysis of single oscillating slat shovel

O 点坐标记为 $(0,0)$, O_1 点坐标记为 (x_{O_1}, y_{O_1}) , 则连杆连接点 B 位置方程组为

$$\begin{cases} x_B = x_{O_1} + e \cos \theta \\ y_B = y_{O_1} - e \sin \theta \end{cases} \quad (1)$$

$$\theta = \omega t + \theta_0 \quad (2)$$

其中 θ ——曲柄转角, $(^\circ)$

θ_0 ——曲柄转角初始值, $(^\circ)$

e ——曲柄长度, mm

ω ——曲柄角速度, rad/s

t ——作业时间, s

OB 与 x 轴夹角 δ 计算式为

$$\delta = \arctan \frac{y_B}{x_B} \quad (3)$$

根据余弦定理推导, OB 与 OC 夹角 γ 计算式为

$$\gamma = \arccos \frac{L_0^2 + L_{1a}^2 - L_2^2}{2L_0L_{1a}} \quad (4)$$

式中 L_0 —— OB 连接线长度, mm

L_{1a} ——有效摆杆长度, mm

OC 摆角 θ_c 计算式为

$$\theta_c = \delta - \gamma \quad (5)$$

得连杆销接点 C 位置方程组为

$$\begin{cases} x_c = L_{1a} \cos \theta_c \\ y_c = L_{1a} \sin \theta_c \end{cases} \quad (6)$$

根据向量夹角公式计算方法, BC 与 OC 垂线的夹角 φ 计算式为

$$\cos \varphi = \frac{-x_{O_1} \sin \theta_c + y_{O_1} \cos \theta_c - e \sin(\theta_c + \theta)}{\sqrt{(x_{O_1} + e \cos \theta - L_{1a} \cos \theta_c)^2 + (y_{O_1} - e \sin \theta - L_{1a} \sin \theta_c)^2}} \quad (7)$$

BC 与 y 轴夹角 ψ 余弦值计算式为

$$\cos\psi = \frac{L_{1a}\sin\theta_c - y_{O_1} + e\sin\theta}{\sqrt{(L_{1a}\cos\theta_c - e\cos\theta - x_{O_1})^2 + (L_{1a}\sin\theta_c + e\sin\theta - y_{O_1})^2}} \quad (8)$$

根据点 O_1 力矩平衡,单体力矩 M_a 计算式为

$$M_a = -eF'_a\cos\varphi\cos\theta \quad (9)$$

式中 F'_a ——曲柄拉力,N

连杆 BC 为二力构件,两端的摆杆拉力 F_a 与 F'_a 大小相等、方向相反, $F_a = -F'_a$ 。

根据点 O 力矩平衡,曲柄拉力 F'_a 计算式为

$$F'_a = \frac{F_{Za}\sin\beta_a L_{2a}}{L_{1a}\cos\psi} \quad (10)$$

式中 L_{2a} ——阻力臂长度,mm

β_a ——切向阻力角,(°)

F_{Za} 由多力合成且动态变化,无法理论解析。 F_{Za} 及 M_a 可通过仿真试验获得。当工作单体 a 的传动轴横截面上作用有力矩 M_a 时,传动轴单体转矩 $T_a = M_a$,各工作单体转矩 T_i 计算式为

$$T_i = M_i = \begin{cases} -eF'_i\cos\varphi\cos\theta & (i \text{ 为 } a, d) \\ -eF'_i\cos\varphi\cos(\theta + \pi) & (i \text{ 为 } b, c) \end{cases} \quad (11)$$

应用 Matlab 软件编译公式(6)、(7),当振幅 A (曲柄长度 e) 为 9 mm、振动频率 f 为 8.67 Hz 时, $\cos\varphi$ 、 $\cos\psi$ 取值范围为 0.986 1~0.991 1、0.999 4~0.999 9,为简化计算,取 $\cos\varphi = \cos\psi = 1$,各工作单体曲柄拉力 F'_i 计算式为

$$F'_i = F_{Zi}\sin\beta_i L_{2i}/L_{1i} \quad (i \text{ 为 } a, b, c, d) \quad (12)$$

各工作单体转矩 T_i 计算式为

$$T_i = M_i = \begin{cases} -eF'_i\cos\theta & (i \text{ 为 } a, d) \\ -eF'_i\cos(\theta + \pi) & (i \text{ 为 } b, c) \end{cases} \quad (13)$$

2.2 驱动转矩

某时刻收获装置曲柄转矩作用分析如图 4 所示。

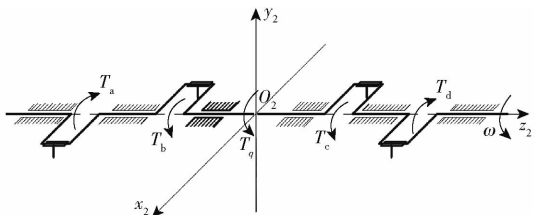


图 4 收获装置曲柄转矩作用分析

Fig. 4 Crank torque analysis of harvesting device

作业过程中,各单体所载荷荷波动变化,可得驱动转矩与合阻力及相关力臂间的数学关系为

$$T_q = -(T_a + T_b + T_c + T_d) = -2(F_{Zb}\sin\beta_b - F_{Za}\sin\beta_a)e\cos\theta L_{2a}/L_{1a} \quad (14)$$

当 $T_q \leq 0$ 时,单摆铲栅工作装置带动配套拖拉机输出轴转动,无能量消耗,当 $T_q > 0$ 为有效驱动转矩。驱动转矩均值 $\bar{T}_q$ 计算式为

$$\bar{T}_q = \sum_{j=1}^n T_{qj}/n \quad (T_{qj} > 0) \quad (15)$$

式中 T_{qj} ——第 j 个有效驱动转矩,N·m

n——驱动转矩数据个数

综合式(14)、(15)可知,驱动转矩的周期由曲柄角速度 ω 决定,数值与单摆铲栅收获装置的偏心距 e (振幅 A)、合阻力呈正相关,其中合阻力与收获装置的前进速度 V、挖掘深度 D 等因素正相关。

2.3 比功耗

收获装置作业功率 P_w 由驱动功率 P_d 与牵引功率 P_q 组成。驱动功率 P_d (kW) 计算式为

$$P_d = \frac{\bar{T}_q N_1}{9\,550} \quad (16)$$

式中 N_1 ——曲柄转速,r/min

平均牵引阻力 $\bar{F}_q$ 计算式为

$$\bar{F}_q = \sum_{u=1}^{n_1} F_{qu}/n_1 \quad (17)$$

式中 F_{qu} ——第 u 个牵引阻力,N

n_1 ——牵引阻力数据个数

牵引功率 P_q (kW) 计算式为

$$P_q = \bar{F}_q V/1\,000 \quad (18)$$

平均牵引阻力 $\bar{F}_q$ 与点 O 水平分力 F_{Ox} 近似相等。

比功耗 P_{wk} 为收获装置处理单位体积土壤的功耗,计算式为

$$P_{wk} = \frac{\bar{F}_q}{1\,000DBt} + \frac{\bar{T}_q N_1}{9\,550VDBt} \quad (19)$$

式中 B——作业幅宽,mm

D——挖掘深度,mm

2.4 驱动转矩时域响应

根据田间土壤条件及前期离散元法建模研究^[25-26],选用 EEPa 接触模型并设置仿真参数^[27-29],根据文献[25]建模方法与模型参数分别建立工作单体 a 与收获装置的 EDEM-MBD 耦合仿真模型。

2.4.1 单体转矩时域响应分析

为明确工作单体转矩时域响应特点,综合前期研究,选取工作单体的振幅 A 为 9 mm、振动频率 f 为 8.67 Hz、前进速度 V 为 0.35 m/s、挖掘深度 D 为深根茎作物(甘草)的最优挖深 500 mm。耦合仿真后,在 Recurdyn 绘图界面绘制单体转矩响应曲线如

图 5 所示。

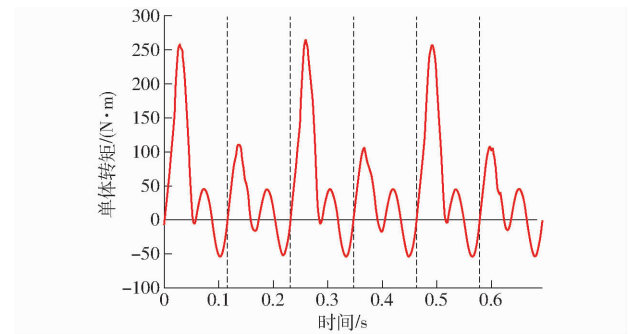


图 5 单体转矩仿真响应曲线

Fig. 5 Simulation response curve of single torque

单体转矩周期 0.115 s,相邻周期最大峰值分别为 257、119 N·m,前者是后者 2.16 倍,单体转矩响应曲线呈现每周期双波峰、相邻周期强弱变化规律。

根据仿真结果选取某周期单体转矩及其对应曲柄位置进行分析,如图 6 所示,该周期内响应曲线存在 4 个零点、2 个峰值。当曲柄处于位置 1(抬升阶段起点)和位置 4(切削阶段起点)时,有效力臂为 0,出现零点 1、零点 4;当曲柄处于位置 3(抬升阶段 7/8 行程处)和位置 6(切削阶段 2/5 行程处)时,合阻力为 0,出现零点 3、零点 6;当曲柄带动挖掘装置抬升土壤至位置 2(抬升阶段 3/8 行程处)时,抬升过程合阻力与有效力臂乘积存在极值,出现峰值 2;当曲柄带动挖掘装置越过最高点逐渐下降至位置 5

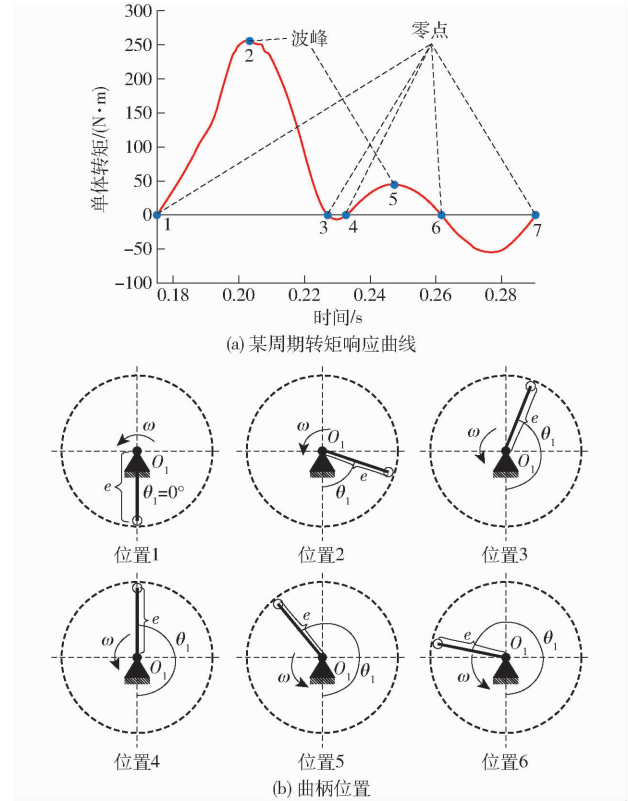


图 6 某周期单体转矩及其对应曲柄位置

Fig. 6 Single torque and corresponding crank position in a cycle

(切削阶段 1/5 行程处)时,下降过程合阻力与有效力臂乘积存在极值,出现峰值 5。

2.4.2 驱动转矩时域响应分析

为明确收获装置驱动转矩时域响应,综合前期研究,设置单摆铲栅收获装置的振幅 A 为 9 mm,振动频率 f 为 8.67 Hz,前进速度 V 为 0.35 m/s,挖掘深度 D 为 500 mm。仿真完成后在 Recurdyn 软件的绘图界面绘制驱动转矩响应曲线,如图 7 所示。

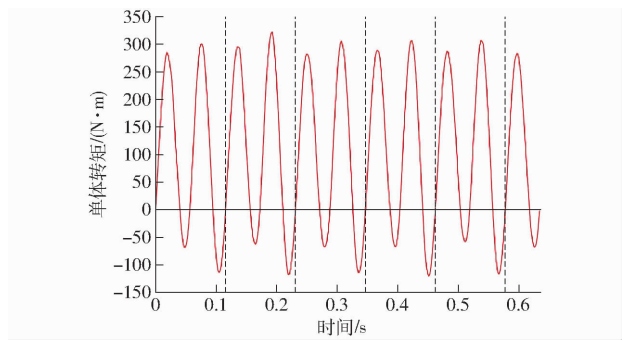


图 7 驱动转矩仿真响应曲线

Fig. 7 Simulation response curve of driving torque

驱动转矩周期 0.115 s,响应曲线呈每周期双峰、相邻周期微变规律,峰值约为单体转矩的 1.2~2.3 倍。

3 驱动转矩特性影响因素仿真分析

为进一步明确单摆铲栅收获装置的结构与工作参数对驱动转矩特性的影响规律,通过简化结构模型及根茎-土壤-工作部件互作关系,建立单摆铲栅收获装置-虚拟土槽 EDEM-MBD 耦合仿真模型,以最大驱动转矩、转矩波动度、比功耗为指标开展四因素三水平 Box- Behnken 仿真试验^[30]。

3.1 仿真模型与试验指标

采用与 2.4 节相同建模方法与模型参数,建立虚拟土槽(尺寸为 4 000 mm×1 600 mm×1 000 mm,挖掘深度为 300、400、500 mm 的试验组,土壤颗粒填充质量分别为 3 550、4 300、5 050 kg),收获装置 EDEM-MBD 耦合模型如图 8 所示。

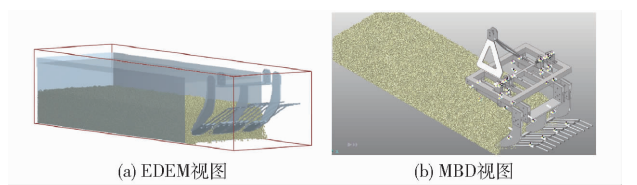


图 8 收获装置 EDEM-MBD 耦合模型

Fig. 8 EDEM-MBD coupling model of harvesting device

仿真结束,选择各工况稳定作业区长度 1 m,通过 Recurdyn 软件导出驱动转矩、牵引阻力等数据,仿真试验指标采用以下方法计算:

驱动转矩数据集中各周期的最大值均值为该工况下最大驱动转矩 T_{qmax} ,计算式为

$$T_{q\max}=\sum_{k=1}^mT_{q\max k}/m$$

(20)

式中 $T_{q\max k}$ ——第 k 个周期内驱动转矩最大值, $\text{N}\cdot\text{m}$
 m ——驱动转矩数据集中周期个数

驱动转矩数据集中大于0的驱动转矩为有效转矩,获得该工况下驱动转矩最大值 $T_{q\max}$ 与驱动转矩均值 $\overline{T}_q$,转矩波动度 K_{mb} 计算式为

$$K_{mb}=\frac{T_{q\max}-\overline{T}_q}{\overline{T}_q}$$

(21)

牵引阻力数据集由式 (17) 计算得平均牵引阻力 $\overline{T}_q$ 。获得平均牵引阻力 $\overline{F}_q$ 与驱动转矩均值 $\overline{T}_q$,由式 (19) 计算比功耗 P_{Wk} 。

3.2 试验设计

前期基于单摆铲栅收获装置设计了木薯收获机与甘草收获机,开展了木薯、甘草的田间收获试验,根据田间试验情况和其工作参数取值并结合文献[25]相关研究,以振幅、振动频率、前进速度、挖掘深度为试验因素,设计四因素三水平 Box - Behnken 试验,研究单摆铲栅收获装置的结构与工作参数对驱动转矩特性的影响规律。试验因素编码如表 1 所示,试验方案及结果如表 2 所示,其中, Y_1 、 Y_2 、 Y_3 分别表示最大驱动转矩、转矩波动度、比功耗。

表 1 Box - Behnken 试验因素编码

Tab.1 Box - Behnken experimental factor coding

编码	因素			
	振幅 X_1/mm	振动频率 X_2/Hz	前进速度 $X_3/(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	挖掘深度 X_4/mm
-1	7	6.67	0.20	300
0	9	8.67	0.35	400
1	11	10.67	0.50	500

3.3 试验因素影响分析

3.3.1 显著性检验与回归方程

(1)最大驱动转矩 $T_{q\max}$

方差分析如表 3 所示, X_1 、 X_2 、 X_3 、 X_4 、 X_1X_2 、 X_1^2 、 X_2^2 项达到极显著水平; X_1X_3 项达到显著水平; 其他各项均不显著,模型 $P<0.000\ 1$,该回归模型有效。将不显著项删除后得到最大驱动转矩回归方程

$$Y_1=619.1-102.46X_1-72.01X_2-183.14X_3+2.19X_4+5.71X_1X_2+32.58X_1X_3+4.17X_1^2+2.53X_2^2$$

(22)

由表 3 中 F 分析可知,各因素对最大驱动转矩 $T_{q\max}$ 影响显著性由大到小为 A 、 D 、 V 、 Af 、 A^2 、 f^2 、 VA 。

(2)转矩波动度 K_{mb}

方差分析表如表 4 所示, X_2 、 X_4 、 X_1^2 项达到极显著水平; X_3 、 X_2^2 项达到显著水平,其他各项均不显

表 2 试验方案及结果

Tab.2 Test scheme and results

试验号	因素				$Y_1/(\text{N}\cdot\text{m})$	Y_2	$Y_3/(\text{kJ}\cdot\text{m}^{-3})$
	$X_1/$ mm	$X_2/$ Hz	$X_3/$ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	$X_4/$ mm			
1	7	8.67	0.35	300	113.5	0.70	36.19
2	9	10.67	0.20	400	211.8	0.75	79.91
3	11	10.67	0.35	400	343.6	0.65	80.10
4	11	8.67	0.50	400	285.2	0.80	43.96
5	9	10.67	0.50	400	238.5	0.76	47.32
6	11	8.67	0.35	500	277.6	0.73	45.71
7	9	8.67	0.20	300	138.5	0.68	62.26
8	7	8.67	0.50	400	129.2	0.73	31.89
9	7	8.67	0.35	500	135.5	0.76	30.49
10	9	8.67	0.20	500	174.1	0.83	44.86
11	11	8.67	0.35	300	232.1	0.64	61.77
12	9	10.67	0.35	500	250.6	0.80	48.82
13	9	6.67	0.35	500	178.1	1.18	29.02
14	11	8.67	0.20	400	231.0	0.65	74.82
15	7	10.67	0.35	400	161.9	0.67	43.88
16	9	10.67	0.35	300	203.8	0.66	66.33
17	7	6.67	0.35	400	99.9	0.95	26.02
18	9	6.67	0.50	400	151.5	0.99	31.07
19	9	8.67	0.35	400	170.3	0.80	55.05
20	9	6.67	0.20	400	114.9	0.91	32.59
21	9	6.67	0.35	300	116.5	0.83	31.97
22	7	8.67	0.20	400	114.1	0.68	40.98
23	11	6.67	0.35	400	190.2	0.75	34.13
24	9	8.67	0.50	500	214.8	0.91	34.83
25	9	8.67	0.50	300	163.4	0.76	39.43

表 3 最大驱动转矩方差分析

Tab.3 ANOVA for maximum driving torque

变异来源	平方和	自由度	均方	F	P
模型	93 418.74	8	11 677.34	178.71	<0.000 1
X_1	54 082.61	1	54 082.61	827.69	<0.000 1
X_2	26 049.40	1	26 049.40	398.67	<0.000 1
X_3	3 273.60	1	3 273.60	50.10	<0.000 1
X_4	5 759.70	1	5 759.70	88.15	<0.000 1
X_1X_2	2 088.49	1	2 088.49	31.96	<0.000 1
X_1X_3	382.20	1	382.20	5.85	0.027 9
X_1^2	1 599.52	1	1 599.52	24.48	0.000 1
X_2^2	588.86	1	588.86	9.01	0.008 4
残差	1 045.46	16	65.34		
总和	94 464.21	24			

注:极显著 ($P<0.01$);显著 ($0.01<P\leqslant 0.05$);下同。

著,模型 $P<0.000\ 1$,该回归模型有效。

将除 X_3 项的不显著项删除后得到转矩波动度回归方程

$$Y_2=2.392\ 2-0.403X_2+0.25X_3+0.007\ 8X_4-0.000\ 8X_1^2+0.02X_2^2$$

(23)

由表 4 中 F 分析可知,各因素对转矩波动度 K_{mb} 的影响显著性由大到小为 f 、 D 、 A^2 、 f^2 、 V 。

表 4 转矩波动度方差分析

Tab. 4 ANOVA for torque fluctuation

变异来源	平方和	自由度	均方	<i>F</i>	<i>P</i>
模型	0.327 7	5	0.065 5	20.97	<0.000 1
<i>X</i> ₂	0.145 2	1	0.145 2	46.46	<0.000 1
<i>X</i> ₃	0.016 9	1	0.016 9	5.4	0.031 4
<i>X</i> ₄	0.073 6	1	0.073 6	23.56	0.000 1
<i>X</i> ₁ ²	0.050 9	1	0.050 9	16.29	0.000 7
<i>X</i> ₂ ²	0.017 1	1	0.017 1	5.48	0.030 3
残差	0.059 4	19	0.003 1		
总和	0.387 1	24			

(3) 比功耗 *P_{wk}*

方差分析如表 5 所示, *X*₁、*X*₂、*X*₃、*X*₄、*X*₃*X*₄、*X*₁*X*₂、*X*₁*X*₃、*X*₂*X*₃、*X*₁*X*₄、*X*₂*X*₄、*X*₁²、*X*₂²、*X*₃²、*X*₄² 项均达到极显著水平; 模型 *P* < 0.000 1, 该回归模型有效。

表 5 比功耗方差分析

Tab. 5 ANOVA for power consumption

变异来源	平方和	自由度	均方	<i>F</i>	<i>P</i>
模型	6 301.23	14	450.09	168.94	<0.000 1
<i>X</i> ₁	1 430.96	1	1 430.96	537.10	<0.000 1
<i>X</i> ₂	2 747.00	1	2 747.00	1 031.07	<0.000 1
<i>X</i> ₃	952.66	1	952.66	357.57	<0.000 1
<i>X</i> ₄	343.68	1	343.68	129.00	<0.000 1
<i>X</i> ₃ <i>X</i> ₄	40.96	1	40.96	15.37	0.0029
<i>X</i> ₁ <i>X</i> ₃	118.48	1	118.48	44.47	<0.000 1
<i>X</i> ₂ <i>X</i> ₃	241.34	1	241.34	90.58	<0.000 1
<i>X</i> ₁ <i>X</i> ₄	26.83	1	26.83	10.07	0.009 9
<i>X</i> ₂ <i>X</i> ₄	53.00	1	53.00	19.89	0.001 2
<i>X</i> ₁ <i>X</i> ₂	197.54	1	197.54	74.15	<0.000 1
<i>X</i> ₁ ²	58.38	1	58.38	21.91	0.000 9
<i>X</i> ₂ ²	54.53	1	54.53	20.47	0.001 1
<i>X</i> ₃ ²	22.13	1	22.13	8.31	0.016 3
<i>X</i> ₄ ²	131.70	1	131.70	49.43	<0.000 1
残差	26.64	10	2.66		
总和	6 327.87	24			

将不显著项删除后得到比功耗回归方程

$$Y_3 = -359.16 + 22.22X_1 + 27.15X_2 + 330.12X_3 + 0.69X_4 + 0.21X_3X_4 - 18.14X_1X_3 - 25.89X_2X_3 - 0.01X_1X_4 - 0.02X_2X_4 + 1.76X_1X_2 - 1.14X_1^2 - 1.1X_2^2 - 124.43X_3^2 - 0.000\,7X_4^2 \quad (24)$$

由表 5 中 *F* 分析可知, 各因素对比功耗的影响显著性由大到小为 *f*、*A*、*V*、*D*、*Vf*、*Af*、*D*²、*VA*、*A*²、*f*²、*Df*、*VD*、*DA*、*V*²。

3.3.2 各因素交互影响效应分析

(1) 最大驱动转矩 *T_{qmax}*

当 *D* 为 400 mm 和 *f* 为 8.67 Hz 时, 由图 9 可知, 若 *A* 固定, *T_{qmax}* 随速度 *V* 增加而逐渐增大; 若 *V* 固定, *T_{qmax}* 随着 *A* 的增加而增大, 且增幅逐渐增大; 综合仿真作业效果, *A* 为 8 ~ 10 mm、*V* 为 0.32 ~

0.44 m/s 时, *T_{qmax}* 存在较优值。当 *V* 为 0.35 m/s 和 *D* 为 400 mm 时, 若 *f* 固定, *T_{qmax}* 随 *A* 增大而增大; 若 *A* 固定, *T_{qmax}* 随 *f* 增大; 两个因素区间右端点 *T_{qmax}* 出现极值, 综合仿真作业效果, 当 *A* 为 8 ~ 10 mm、*f* 为 8 ~ 9.67 Hz 时, *T_{qmax}* 存在较优值。

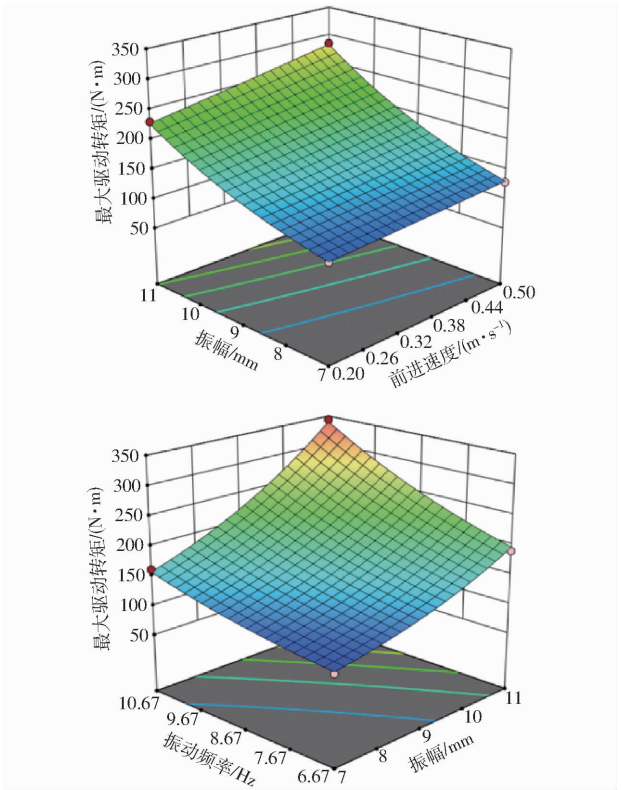


图 9 各因素对最大驱动转矩影响的响应曲面
Fig. 9 Response surface of each factor's effect on maximum drive torque

(2) 转矩波动度 *K_{mb}*

由表 4 可知, 各因素间对转矩波动度的交互影响均不显著, 振幅 *A* 与振动频率 *f* 的二次方项对转矩波动度影响显著。

(3) 比功耗 *P_{wk}*

影响比功耗最显著的两个交互项为 *Af* 与 *Vf*, 当 *V* 为 0.35 m/s 和 *D* 为 400 mm 时, 由图 10 可以看出, 若 *A* 固定, *P_{wk}* 随 *f* 增加而增大; 若 *f* 固定, *P_{wk}* 随 *A* 增加而增大; 综合仿真作业效果, 当 *A* 为 7 ~ 9 mm、*f* 为 7.67 ~ 9.67 Hz 时, *P_{wk}* 存在数值较优区间; 两个因素区间右端点 *P_{wk}* 出现极值。当 *A* 为 9 mm 和 *D* 为 400 mm 时, 若 *V* 固定, *P_{wk}* 随 *f* 增加而增大; 若 *f* 固定, *P_{wk}* 随 *V* 增加而减小; 综合仿真作业效果, 当 *V* 为 0.35 ~ 0.45 m/s、*f* 为 7.67 ~ 9.67 Hz 时, *P_{wk}* 存在较优值。

4 田间试验

4.1 试验条件与方法

作者团队基于单摆铲栅收获装置设计了 4GSZ -

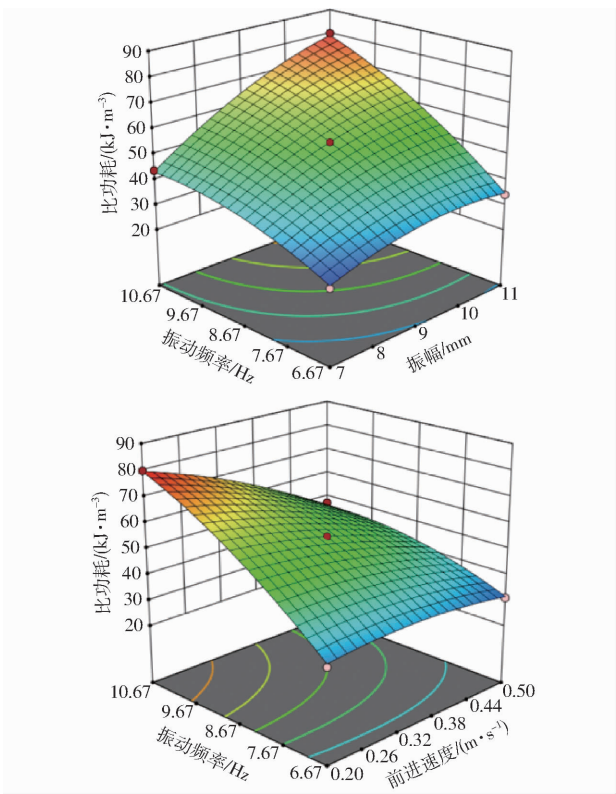


图 10 各因素对比功耗影响的响应曲面
Fig. 10 Response surface of each factor's effect on specific power consumption

145 型甘草收获机(作业幅宽 1 450 mm),于 2021 年 10 月在宁夏回族自治区吴忠市盐池县开展田间试验,试验田土壤含水率为 9.29%,具体试验条件与方法见文献[25],工作拖拉机为 JD6B-1404 型(输出轴转速 1 000 r/min,动力输出功率大于 87.6 kW),牵引拖拉机为 JD6B-1204 型(牵引功率大于 39 kW);其他试验仪器与设备包括 0CS-Y-5t 型拉力计、HP-DS8X25 型动态信号测试仪、XH60130 型集流环、铁锹、电子秤、秒表、钢板尺、编织袋、标签等,甘草收获田间试验如图 11 所示。



图 11 甘草收获田间试验
Fig. 11 Field experiment of liquorice harvest

1. 牵引拖拉机 2. 拉力计 3. 工作拖拉机 4. 动态信号测试仪
5. 集流环 6. 应变片 7. 甘草收获机

受田间试验条件限制,振幅、振动频率无法调节,根据预试验结果确定试验参数 A 为 9 mm、 f 为 9.4 Hz、 V 为 0.39 m/s,设置工况 1 的 D 为 450 ~ 500 mm,工况 2 的 D 为 350 ~ 400 mm,每个工况含

3 个试验测区,测区长度均为 10 m。驱动转矩采样频率为 500 Hz,获取各测区平均牵引阻力、驱动转矩均值等过程数据,最大驱动转矩、转矩波动度、比功耗、收净率等指标及过程数据通过以下方法获得:

(1) 过程数据

平均牵引阻力($\bar{F}_q$):根据拉力计获得牵引阻力数据集,由式(17)计算。

驱动转矩(T_q):采用全桥应变测定原理测定,在万向节布置一组全桥应变片,应变桥路形变信息经集流环传输至动态信号测试仪,进行数据采集与分析,驱动转矩 T_q 标定方程为

$$T_q = 0.008\bar{\varepsilon} - 2.955 \quad (25)$$

式中 $\bar{\varepsilon}$ ——有效形变量均值, μm

驱动转矩均值($\bar{T}_q$):根据动态信号测试仪获得测区内驱动转矩数据集,由式(15)计算。

(2) 指标数据

最大驱动转矩($T_{q\max}$):根据动态信号测试仪获得测区内驱动转矩数据集,由式(20)计算。

转矩波动度(K_{mb}):将最大驱动转矩、驱动转矩均值代入式(21)求得。

比功耗(P_{wk}):将过程数据平均牵引阻力、驱动转矩均值代入式(19)求得。

收净率(η):每个测区内捡拾裸露于地表的甘草(有效收获甘草)并称量,记为 m_1 ;随后用铁锹翻挖土壤查找遗留在土壤中的甘草(漏挖甘草)并称量,记为 m_2 。甘草收净率 η 计算式为

$$\eta = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \times 100\% \quad (26)$$

4.2 试验结果

不同工况的田间收获结果对比如图 12 所示。工况 1 土壤处理量大,甘草和土壤混合物所需分离时间长,分离栅末端混合物质量大(图 12a);分离栅尾部土壤聚合,相邻工作单体组间交互影响较强,驱动转矩波动度大,受复杂变化的土壤-铲栅作用力的影响,驱动转矩呈现每周期(0.106 s)双峰、相邻周期强弱变化的规律(图 12c)。工况 2 土壤处理量较小,甘草和土壤混合物所需分离时间短,分离栅末端混合物质量较小(图 12b);分离栅尾部土壤松散,相邻工作单体组间交互影响较弱,工作单体各周期受力较工况 1 均匀,驱动转矩呈现每周期(0.106 s)双峰、相邻周期微变的规律(图 12d),转矩响应曲线与仿真结果一致,为近似正弦波动。

试验结果如表 6 所示,工况 1 的最大驱动转矩为 797.17 N·m、转矩波动度为 2.54、比功耗为 122.06 kJ/m³、甘草收净率为 96.42%;工况 2 的最

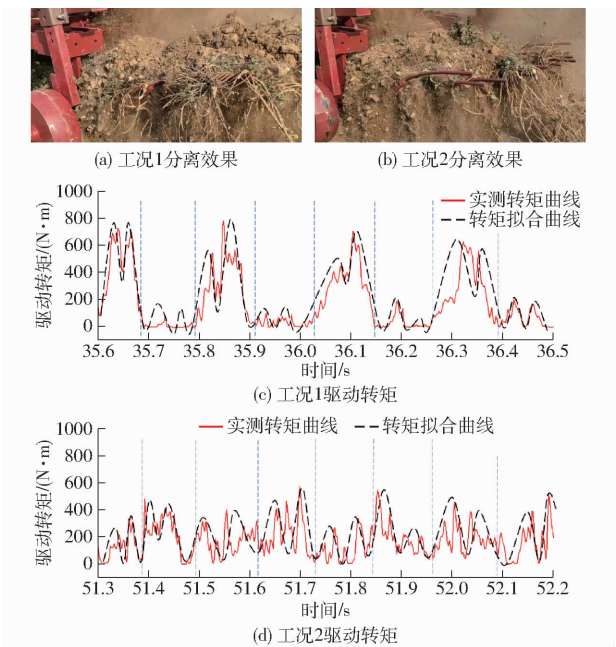


图 12 不同工况下试验结果

Fig. 12 Experiment results under different conditions

大驱动转矩为 482.77 N·m、转矩波动度为 1.83、比功耗为 114.41 kJ/m³、甘草收净率为 96.9%；工况 2 的最大驱动转矩较工况 1 下降约 39.44%，转矩波动度下降约 27.95%，比功耗与收净率指标基本保持不变。

综上所述,挖掘深度大于 450 mm 时,土壤处理量增大,甘草和土壤混合物所需分离时间增长,分离栅末端混合物质量也相应增大,因分离栅尾部摆幅较大,相邻工作单体组间交互影响增强,引起驱动转矩强弱周期变化,甘草收获机最大驱动转矩、转矩波动度增幅较大。因此,挖掘深度大于 450 mm 的收获作业,需采用新结构、新方法增强混合物在铲栅工作面的通过性能,降低最大驱动转矩与转矩波动度数值,进一步满足深根茎作物振动减阻节能收获要求。

表 6 田间试验结果

Tab.6 Field experiment results

工况	测区	最大驱动转矩/(N·m)	转矩波动度	比功耗/(kJ·m ⁻³)	收净率/%
1	1	813.63	2.53	122.42	96.44
	2	747.81	2.74	116.67	97.22
	3	830.08	2.36	127.10	95.59
	平均值	797.17	2.54	122.06	96.42
2	1	480.53	1.67	117.06	96.42
	2	523.72	2.14	113.13	96.78
	3	444.05	1.67	113.05	97.51
	平均值	482.77	1.83	114.41	96.90

5 结论

(1)在单摆铲栅收获装置工作单体受力分析基础上建立了单体转矩、驱动转矩解析方程,分析了单体转矩、驱动转矩特性;驱动转矩时域响应分析结果表明:单体转矩响应曲线呈相邻周期波峰强弱变化,驱动转矩响应曲线呈现每周期双波峰的规律,峰值约为单体转矩的 1.2~2.3 倍。

(2)仿真试验结果表明:振幅、振动频率为影响最大驱动转矩最显著因素,当振幅为 8~10 mm,振动频率为 8~9.67 Hz 时,最大驱动转矩存在较优值;振动频率、挖掘深度为影响转矩波动度最主要因素;振动频率、振幅及振动频率与前进速度交互项为影响比功耗最主要因素,当前进速度为 0.35~0.45 m/s,振动频率为 7.67~9.67 Hz 时,比功耗存在较优值。

(3)田间试验结果表明:当挖掘深度为 450~500 mm 时,最大驱动转矩为 797.17 N·m、转矩波动度为 2.54、比功耗为 122.06 kJ/m³、收净率为 96.42%;当挖掘深度为 350~400 mm 时,最大驱动转矩为 482.77 N·m、转矩波动度为 1.83、比功耗为 114.41 kJ/m³、收净率为 96.9%。

参 考 文 献

[1] 王方艳,孙光全,尚书旗. 4CL-1 型自走式大葱联合收获机的研制[J]. 农业工程学报, 2019, 35(24): 39-47. WANG Fangyan, SUN Guangquan, SHANG Shuqi. Development of 4CL-1 self-propelled combine harvester for green onion [J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(24): 39-47. (in Chinese)

[2] 吕金庆,朱明芳,竹筱歆,等. 气吸式马铃薯播种机一体式风机优化设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(3): 80-90. LÜ Jinqing, ZHU Mingfang, ZHU Xiaoxin, et al. Optimal design and experiment of integrated fan of air suction potato planter [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(3): 80-90. (in Chinese)

[3] 陈有庆,胡志超,王申莹,等. 割秧后花生收获机捡拾装置设计与试验[J]. 农业工程学报, 2020, 36(16): 1-8. CHEN Youqing, HU Zhichao, WANG Shenying, et al. Design and experiments of pickup device of peanut harvester after cutting peanut straws [J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(16): 1-8. (in Chinese)

[4] 张兆国,王法安,张永成,等. 自走式三七收获机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(增刊): 234-240. ZHANG Zhaoquo, WANG Faan, ZHANG Yongcheng, et al. Design and experiment of self-propelled panax notoginseng harvester [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(Supp.): 234-240. (in Chinese)

[5] 申海洋,王冰,胡良龙,等. 4UZL-1 型甘薯联合收获机薯块交接输送机构设计[J]. 农业工程学报, 2020, 36(17): 9-17. SHEN Haiyang, WANG Bing, HU Lianglong, et al. Design of potato connecting and conveying mechanism for 4UZL-1 type sweet potato combine harvester [J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(17): 9-17. (in Chinese)

- [6] 刘兴, 杨珍, 薛建, 等. 马铃薯联合收获机械研究进展[J]. 农机化研究, 2022, 44(5): 259–263, 268.
LIU Xing, YANG Zhen, XUE Jian, et al. Research progress of potato combined harvesting machinery[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2022, 44(5): 259–263, 268. (in Chinese)
- [7] 孔令亮, 易栓. 马铃薯收获机升运收集装置的设计与研究[J]. 农业装备技术, 2021, 47(4): 37–39, 43.
KONG Lingliang, YI Shuan. Potato harvester lifting collection device design and research[J]. Agricultural Equipment Technology, 2021, 47(4): 37–39, 43. (in Chinese)
- [8] 陈小冬, 胡志超, 王冰, 等. 单垄单行甘薯联合收获机薯秧分离机构设计与参数优化[J]. 农业工程学报, 2019, 35(14): 12–21.
CHEN Xiaodong, HU Zhichao, WANG Bing, et al. Design and parameter optimization of sweet-potato-stalk separator for single row sweet potato combine harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(14): 12–21. (in Chinese)
- [9] 李涛, 李娜, 刘存根, 等. 薯类收获机挖掘深度自动控制系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2021, 52(12): 16–23.
LI Tao, LI Na, LIU Cungen, et al. Development of automatic depth control system employed in potato harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(12): 16–23. (in Chinese)
- [10] 李响. 胡萝卜联合收获机高效减阻松土铲结构设计与试验研究[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2020.
LI Xiang. Structural design and experimental study of high efficiency drag reducing shovel for carrot combine harvester[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2020. (in Chinese)
- [11] 王申莹, 胡志超, CHEN Charles, 等. 牵引式甜菜联合收获机自动对行系统设计与台架试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(4): 103–112.
WANG Shenyang, HU Zhichao, CHEN Charles, et al. Bench test and analysis on performance of autofollow row for traction sugar beet combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(4): 103–112. (in Chinese)
- [12] LIU Guoyang, XIA Junfang, ZHENG Kan, et al. Effects of vibration parameters on the interfacial adhesion system between soil and metal surface[J]. Soil and Tillage Research, 2022, 218: 105294.
- [13] 邢旭, 秦祯, 曹少波, 等. 麻山药收获机振动松土装置的设计[J]. 农机化研究, 2019, 41(7): 126–130.
XING Xu, QIN Zhen, CAO Shaobo, et al. Design of vibrating loosening device for yam harvester[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2019, 41(7): 126–130. (in Chinese)
- [14] 邓干然, 黄应强, 郑爽, 等. 振动链式木薯挖掘收获机的改进设计与试验[J]. 现代农业装备, 2018(3): 35–39.
DENG Ganran, HUANG Yingqiang, ZHENG Shuang, et al. Improved design and test of vibration chain cassava harvester[J]. Modern Agricultural Equipment, 2018(3): 35–39. (in Chinese)
- [15] 李霞, 张东兴, 王维新, 等. 受迫振动深松机性能参数优化与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(21): 17–24.
LI Xia, ZHANG Dongxing, WANG Weixin, et al. Performance parameters optimization and test of forced vibration subsoiler[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(21): 17–24. (in Chinese)
- [16] 李明军, 于家川, 王仁兵, 等. 液压强迫式振动深松单体设计与试验[J]. 中国农业大学学报, 2020, 25(6): 90–101.
LI Mingjun, YU Jiachuan, WANG Renbing, et al. Design and test of hydraulic forced vibration subsoiling monomer[J]. Journal of China Agricultural University, 2020, 25(6): 90–101. (in Chinese)
- [17] 杨发展, 杨云鹏, 李维华, 等. 悬挂式山药收获机振动挖掘碎土装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2020, 51(6): 104–111.
YANG Fazhan, YANG Yunpeng, LI Weihua, et al. Structural design and experiment on vibrating soil breaking device of mounted yam harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(6): 104–111. (in Chinese)
- [18] 谢斌, 张超, 陈硕, 等. 双轮驱动电动拖拉机传动性能研究[J]. 农业机械学报, 2015, 46(6): 8–13.
XIE Bin, ZHANG Chao, CHEN Shuo, et al. Transmission performance of two-wheel drive electric tractor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6): 8–13. (in Chinese)
- [19] 唐琦军, 常宏博, 蒋蕪, 等. 基于转矩模型的柴油机功率在线测试方法研究[J]. 农业机械学报, 2020, 51(增刊2): 571–578.
TANG Qijun, CHANG Hongbo, JIANG Pin, et al. Online measurement method of diesel engine power based on torque model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(Supp.2): 571–578. (in Chinese)
- [20] 张超. 组合挖掘振动栅式甘草收获机设计与试验研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2021.
ZHANG Chao. Design and experimental study of vibrating grid licorice harvester for combined excavation[D]. Beijing: China Agricultural University, 2021. (in Chinese)
- [21] 孙亚朋, 董向前, 宋建农, 等. 振动深松试验台作业参数减阻减振优化[J]. 农业工程学报, 2016, 32(24): 43–49.
SUN Yapeng, DONG Xiangqian, SONG Jiannong, et al. Operation parameters optimization of vibration subsoiling test bench[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(24): 43–49. (in Chinese)
- [22] 董向前, 宋建农, 王继承, 等. 草地振动松土机运动特性分析与振动频率优化[J]. 农业工程学报, 2012, 28(12): 44–49.
DONG Xiangqian, SONG Jiannong, WANG Jicheng, et al. The motion characteristics analysis and vibration frequency optimization of grassland vibration subsoiler[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(12): 44–49. (in Chinese)
- [23] 孙亚朋, 董向前, 宋建农, 等. 振动深松机多组振动深松铲自平衡性能及仿真分析[J]. 农业工程学报, 2018, 34(4): 92–99.
SUN Yapeng, DONG Xiangqian, SONG Jiannong, et al. The self-balancing performance and simulation analysis of multiple vibration subsoilers of vibration subsoilers[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(4): 92–99. (in Chinese)

[9] LUNDVALL O, STRÖMBERG N, KLARBRING A. A flexible multi-body approach for frictional contact in spur gears[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 278(3): 479–499.

[10] CHEN Zaigang, SHAO Yimin. Dynamic simulation of spur gear with tooth root crack propagating along tooth width and crack depth[J]. Engineering Failure Analysis, 2011, 18(8): 2149–2164.

[11] CHEN Zaigang, ZHAI Wanming, SHAO Yimin, et al. Analytical model for mesh stiffness calculation of spur gear pair with non-uniformly distributed tooth root crack[J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 66: 502–514.

[12] RYALI Lokaditya, TALBOT David. A dynamic load distribution model of planetary gear sets[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 158: 104229.

[13] LIU Changzhao, YIN Xiansong, LIAO Yinghua, et al. Hybrid dynamic modeling and analysis of the electric vehicle planetary gear system[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 150: 103860.

[14] KIM Jung Hyeon, KIM KyeongUk, WU Yonggen. Analysis of transmission load of agricultural tractors [J]. Journal of Terramechanics, 2000, 37(3): 113–125.

[15] KIM Yong-Joo, CHUNG Sun-Ok, CHOI Chang-Hyun. Effects of gear selection of an agricultural tractor on transmission and PTO load during rotary tillage[J]. Soil and Tillage Research, 2013, 134: 90–96.

[16] 方在华,周志立,杨铁皂,等. 犁耕和旋耕作业发动机载荷的统计特性[J]. 农业工程学报, 2000, 16(4): 85–87.

FANG Zaihua, ZHOU Zhili, YANG Tiezao, et al. Statistical properties of working load of engine in plowing and rototilling[J]. Transactions of the CSAE, 2000, 16(4): 85–87. (in Chinese)

[17] 舒锐志,魏静,秦大同,等. 多源驱动/传动系统机电耦合建模及同步特性研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(7): 63–73.

SHU Ruizhi, WEI Jing, QIN Datong, et al. Multi-source drive/transmission system electromechanical coupling modeling and synchronization characteristic research[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(7): 63–73. (in Chinese)

[18] 张立军,司杨,余卓平. 燃料电池轿车动力传动系统非线性动态特性仿真分析[J]. 机械工程学报, 2009, 45(2): 62–67.

ZHANG Lijun, SI Yang, YU Zhuoping. Numerical investigation into nonlinear dynamical characteristics of fuelcell vehicle powertrain system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(2): 62–67. (in Chinese)

[19] 王自超,翟婉明,陈再刚,等. 考虑齿轮传动系统的重载电力机车动力性能研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(6): 48–54.

WANG Zichao, ZHAI Wanming, CHEN Zaigang, et al. Dynamic performance of heavy-haul electric locomotive considering effect of gear transmission system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(6): 48–54. (in Chinese)

[20] 周驰,王琪,丁炜琦,等. 输入转矩对驱动桥系统动力学特性的影响[J]. 机械工程学报, 2016, 52(2): 134–143.

ZHOU Chi, WANG Qi, DING Weiqi, et al. Dynamics of drive axle system with effects of input torque [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(2): 134–143. (in Chinese)

[21] 孙刚,任尊松,辛欣,等. 高速动车组齿轮传动系统振动特性[J]. 机械工程学报, 2019, 55(18): 104–111.

SUN Gang, REN Zunsong, XIN Xin, et al. Dynamics of gear transmission system of high-speed vehicle [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(18): 104–111. (in Chinese)

[22] LIANG Xihui, ZHANG Hongsheng, LIU Libin, et al. The influence of tooth pitting on the mesh stiffness of a pair of external spur gears[J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 106: 1–15.

(上接第 200 页)

[24] 徐光浩. 双行振动式木薯收获机关键部件设计与试验研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2022.

XU Guanghao. Design and experimental research on key components of double-row vibrating cassava harvester[D]. Beijing: China Agricultural University, 2022. (in Chinese)

[25] 万里鹏程,李永磊,赵虎,等. 根茎类作物单摆铲栅收获装置渐变抛掷特性[J]. 农业工程学报, 2021, 37(24): 9–21.

WAN Lipengcheng, LI Yonglei, ZHAO Hu, et al. Gradient throwing characteristics of oscillating slat shovel for rhizome crop harvesters[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(24): 9–21. (in Chinese)

[26] 万里鹏程,李永磊,苏辰,等. 基于 EEPA 接触模型的土壤耕作特性模拟及颗粒球型影响分析[J]. 中国农业大学学报, 2021, 26(12): 193–206.

WAN Lipengcheng, LI Yonglei, SU Chen, et al. Simulation of soil tillage characteristics based on EEPA contact model and analysis of influence of particle sphere type[J]. Journal of China Agricultural University, 2021, 26(12): 193–206. (in Chinese)

[27] THAKUR S C, MORRISSEY J P, SUN J, et al. Micromechanical analysis of cohesive granular materials using the discrete element method with an adhesive elasto-plastic contact model[J]. Granular Matter, 2014, 16(3): 383–400.

[28] 王宪良,钟晓康,耿元乐,等. 基于离散元非线性弹塑性接触模型的免耕土壤参数标定[J]. 农业工程学报, 2021, 37(23): 100–107.

WANG Xianliang, ZHONG Xiaokang, GENG Yuanle, et al. Construction and parameter calibration of the nonlinear elastoplastic discrete element model for no-tillage soil compaction[J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(23): 100–107. (in Chinese)

[29] 张锐,韩佃雷,吉巧丽,等. 离散元模拟中沙土参数标定方法研究[J]. 农业机械学报, 2017, 48(3): 49–56.

ZHANG Rui, HAN Dianlei, JI Qiaoli, et al. Study on calibration method of sandy soil parameters in discrete element simulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(3): 49–56. (in Chinese)

[30] 闻德生,孙立杰,席冰,等. 双斜盘多排式轴向柱塞马达转矩特性分析[J]. 农业机械学报, 2020, 51(6): 420–426.

WEN Desheng, SUN Lijie, XI Bing, et al. Output torque characteristics analysis of double swash plate multi-row axial piston motor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(6): 420–426. (in Chinese)