

自激振动旋耕刀设计与减扭降耗性能分析

肖茂华¹ 钮 约¹ 汪开鑫¹ 朱烨均¹ 周俊博¹ 马如清²

(1. 南京农业大学工学院, 南京 210031; 2. 江苏富捷刀业有限公司, 盐城 224700)

摘要:为实现旋耕作业减扭降耗,在国标 IT245 旋耕刀基础上设计了一种自激振动旋耕刀装置,对其工作原理进行了阐述。通过运动受力分析,完成了其大弹簧参数选型与弹簧心轴腰型孔设计。基于 DEM-MBD 技术,建立土壤-旋耕刀相互作用仿真模型,分析 5 种刀轴转速下国标旋耕刀与自激振动旋耕刀所受三向阻力与扭矩变化规律。仿真试验中,刀轴转速为 150、200 r/min 时,减阻降扭效果不明显;转速为 250、300 r/min 时,自激振动旋耕刀相比国标旋耕刀的减阻降扭效果较好,垂向阻力分别降低 6.96%、10.41%,且平均扭矩降低率较大,分别为 9.80% 和 19.63%,而转速达到 350 r/min 时,减阻降扭效果下降。通过对 2 种旋耕刀仿真与土槽试验的平均扭矩进行分析,得出了国标旋耕刀与自激振动旋耕刀平均扭矩变化曲线的相关系数,分别为 0.997 与 0.998,基本验证了 DEM-MBD 耦合仿真模型的准确性。对土槽试验中采集的 Y 向(耕作时刀刀振动主要发生方向)振动加速度数据进行频域分析表明,随着刀轴转速的增加,Y 向功率谱密度幅值总体呈上升趋势,转速达到 300 r/min 时,激振频率达到装置 Y 向的固有频率附近,此时发生共振,Y 向功率谱密度幅值达到最大值。即此时旋耕刀获得最大能量,扭矩降低幅度最大,减扭降耗的效果最佳。

关键词: 自激振动旋耕刀; 减扭; DEM-MBD 耦合; 频域分析; 功率谱密度

中图分类号: S222.3 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2022)11-0052-12

OSID:



Design of Self-excited Vibrating Rotary Tiller and Analysis of Its Performance in Reducing Torsion and Consumption

XIAO Maohua¹ NIU Yue¹ WANG Kaixin¹ ZHU Yejun¹ ZHOU Junbo¹ MA Ruqing²

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China

2. Jiangsu Fujie Blade Industry, Co., Ltd., Yancheng 224700, China)

Abstract: In order to reduce torsion and consumption in rotary tillage operation, a self-excited vibration rotary blade device was designed based on the national standard IT245 rotary blade, and its working principle was described. Through the analysis of motion force, the selection of large spring parameters and the design of waist hole of spring spindle were completed. Based on DEM-MBD technology, the simulation model of soil rotary tiller interaction was established, and the variation law of three-dimensional resistance and torque of national standard and self-excited vibration rotary tiller under five knife shaft speeds was analyzed. In the simulation test, the effect of drag reduction and torque reduction was not obvious at the low speed when the cutter shaft speed was 150 r/min and 200 r/min. When the rotating speed was 250 r/min and 300 r/min, the self-excited vibration rotary blade had better drag and torque reduction effect than the national standard rotary blade. The vertical resistance was reduced by 6.96% and 10.41%, respectively, and the average torque reduction rate was larger, which were 9.80% and 19.63%, respectively. When it reached 350 r/min, the drag and torque reduction effect was reduced. By analyzing the average torque of two kinds of rotary tiller simulation and soil tank test, the correlation coefficients of the national standard and the average torque curve of self-excited vibration rotary tiller were obtained, which were 0.997 and 0.998, respectively, which basically verified the accuracy of DEM-MBD coupling simulation model. The frequency domain analysis of the vibration

收稿日期: 2022-05-21 修回日期: 2022-08-23

基金项目: 江苏省自然科学基金项目(BK20210407)、江苏省苏北科技专项(SZ-YC202111)和江苏省现代农机装备与技术示范推广项目(NJ2020-35)

作者简介: 肖茂华(1981—),男,教授,主要从事智能农机装备研究,E-mail: xiaomaohua@njau.edu.cn

acceleration data in the Y-direction collected in the soil trough test showed that with the increase of the rotating speed of the cutter shaft, the amplitude of the Y-direction power spectral density generally showed an upward trend. When the rotating speed reached 300 r/min, the excitation frequency reached near the natural frequency of the installation in the Y-direction. At this time, resonance occurred, and the amplitude of the Y-direction power spectral density reached the maximum value. At this time, the rotary tiller obtained the maximum energy. The torque reduction was the largest, and the effect of reducing torque and consumption was the best.

Key words: self-excited vibration rotary tiller; torque reduction; DEM – MBD coupling; frequency-domain analysis; power spectral density

0 引言

土壤旋耕作业可打碎土层结构,疏松土壤表面,有利于减轻农作物生长发芽的土壤阻力,为作物提供更多的空气与光照条件^[1-3]。但作业时土壤条件较差,导致传统旋耕刀阻力大、功耗高^[4-8]。方会敏等^[9]通过离散元法 (DEM) 构建出秸秆-土壤-旋耕刀相互作用的三维仿真试验模型,得到了旋耕刀作业时的受力变化规律。刘好等^[10]基于离散元法和多体动力学 (MBD) 实现了刀辊耕作的仿真分析,并依托土槽试验研究相同工况下刀轴扭矩变化情况,为旋耕刀的相关优化提供了参考。

良好的机械振动可有效减小土壤阻力,提高减扭降耗效果,近年来机械振动理论被逐渐引入到农耕机具中^[11-13]。其中,基于自激振动理论的振动深松机构,由于可实现相同降阻条件下更低的功耗,受到国内外专家学者的格外关注^[14-15]。MA 等^[16]根据沿海地区高碱度和高湿度的特点,设计了自激振动式深松机,运用 LS – DYNA 显式动力学分析软件分别模拟了非振动和振动下的工作过程,分析研究了深松作用机理和土壤的应力变化,以及土壤破碎对土壤振动的作用机理。周华等^[17]基于滑切和自激振动减阻的原理,设计了滑切型自激振动深松装置,减阻效果为 15.45% ~ 20.05%。RAZZAGHI 等^[18]选用了新的数学模型来分析一些关键设计参数对振动耕作农具性能的影响,主要引入了无量纲术语以识别设计参数对工具性能的影响。而目前基于自激振动理论设计的旋耕刀研究相对较少。

功率为扭矩和转速的乘积,转速一定时,扭矩越小,功耗越小。为进一步减扭降耗,已有学者对振动式触土农具的振动特性进行了研究^[19]。张倩倩^[20]对自激振动旋耕刀在土壤振动切削时的振动加速度信号进行频谱分析,在一定程度上揭示了土壤振动减扭机理。现有文献对自激振动旋耕刀所受阻力、扭矩和振动变化关系的相关研究较少。

本文拟在国标 IT245 旋耕刀上设计一种自激振动旋耕刀装置,通过运动受力分析,对其大弹簧参数

选型与弹簧心轴腰型孔进行设计。借助 DEM – MBD 耦合仿真,分析自激振动旋耕刀与国标旋耕刀在不同刀轴转速下的三向阻力与扭矩变化情况,然后进行土槽试验验证仿真结果,最终通过对自激振动旋耕刀 Y 向振动信号的频域分析,探究自激振动旋耕刀减扭降耗的变化规律。

1 自激振动旋耕刀装置设计

1.1 自激振动旋耕刀结构与原理分析

1.1.1 整体结构设计

基于多数学者在振动式耕作机械的研究成果以及结合现有国标 IT245 旋耕刀,采用 SolidWorks 三维软件对自激振动旋耕刀装置进行三维建模,整个装置如图 1 所示。

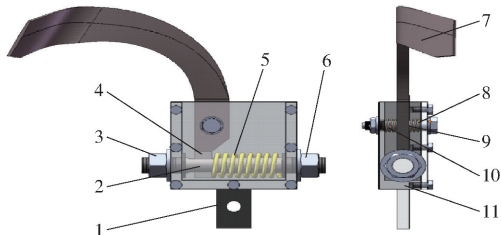


图 1 自激振动旋耕刀三维模型图

Fig. 1 Self-excited vibration rotary tiller

1. 刀座 2. 弹簧心轴 3. 调节螺母 A 4. 刀柄附加体 5. 大弹簧 6. 调节螺母 B 7. 国标 IT245 旋耕刀 8. 刀柄孔轴 9. 小弹簧 A 10. 小弹簧 B 11. 装置壳体

自激振动旋耕刀主要是由弹簧心轴中的腰型孔与旋耕刀刀柄附加体进行配合,大弹簧一端与旋耕刀刀柄附加体接触,另一端紧压橡胶垫片使其与壳体接触,弹簧心轴两端与壳体采用调节螺母进行配合。通过对调节螺母 A 与 B 的调节,实现弹簧心轴腰型孔与刀柄附加体之间轴向相对位置的变化。旋耕刀刀柄孔与孔轴采用间隙配合,小弹簧 A、B 与刀柄孔轴同心配合且分别位于旋耕刀刀柄与装置外壳之间。旋耕作业时,在大弹簧、小弹簧 A 以及小弹簧 B 的作用下,旋耕刀实现绕轴小幅度转动,实现自激振动,装置壳体将整个自激振动旋耕刀进行固定封装。

1.1.2 工作原理

固定在刀辊上的自激振动旋耕刀作业时,围绕刀辊做周期性转动,伴随着自激振动旋耕刀在土壤中所处位置的不同,其受阻力与扭矩也在不停变化^[21]。为便于分析,将其主要作业状态分为 5 部分,如图 2 所示。为了便于比较不同状态的刀具变化,将 5 种状态的回转半径固定在一条指向作业前进方向的参考线上,图中 V 为旋耕机工作时的前进速度(m/s); ω 为旋耕机刀轴转速(r/min); R 为自激振动旋耕刀的回转半径(mm); φ 为回转半径与前进方向参考线正向的夹角(刀具相位角,°); α 为刀柄附加体纵向与大弹簧轴向的夹角(°); H 为最大耕深(mm)。当自激振动旋耕刀刚转动还未与土壤发生接触时,其扭矩与所受阻力近似为 0, $\alpha_1 = 90^\circ$, 相位角为 φ_1 , 大弹簧处于自然状态。伴随旋耕刀转动,侧切刀先进入土壤中并处于纵向切土状态,随着刀轴继续转动,其扭矩将继续增大,切削阻力从旋耕刀传递到刀柄附加体,使大弹簧产生压缩, α 开始减小, $\alpha_2 < \alpha_1$, 相位角为 φ_2 。当旋耕刀处于最大切土深度 H 时,扭矩将出现最大值,刀柄附加体与心轴腰型孔边缘刚性接触,从而阻止大弹簧进一步压缩, α 减小至最小值, $\alpha_3 = 80^\circ$, 此时,大弹簧受压至极限位置,有助于减轻扭矩,降低阻力,相位角 $\varphi_3 = 90^\circ$ 。当旋耕刀转过最大耕深后,主、侧切刀慢慢脱离与土壤切削状态,扭矩逐渐降低,此时大弹簧从压缩状态回弹到自然状态, α 逐渐变大, $\alpha_4 > \alpha_3$, 相位角为 φ_4 。最后,随着旋耕刀继续转动,主切刀完全离开土层,扭矩逐渐减至 0, $\alpha_5 = 90^\circ$, 相位角为 φ_5 , 旋耕刀在大弹簧作用下回复到初始位置。需要说明的是,耕作作业的任意时刻,旋耕刀遇到局部坚硬土壤或者石块,根据自激振动原理,旋耕刀可产生相应的偏转和收缩以降低磨损、减小阻力和输入扭矩,即也会压缩大弹簧受压甚至达极限位置,不限于至最大切土深度 H 一种情况。相位角作为旋耕作业重要的参数,直接影响旋耕刀与土壤的接触状态,导致其所受阻力与扭矩的不同,图中 φ 取值范围为 $26^\circ \sim 146^\circ$ 。

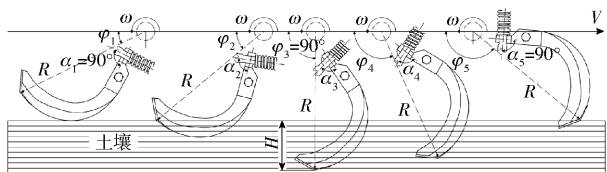


图 2 自激振动旋耕刀工作状态

Fig. 2 Working state of self-excited vibration rotary blade

1.2 关键部件设计

1.2.1 大弹簧参数设计选型

旋耕刀在土壤耕作时主要受到水平、垂直以及

侧向阻力,但是水平阻力是最主要的影响阻力,且随着刀轴转速的增加而上升^[22]。垂直阻力通过旋耕刀施加力于土壤,其大小主要由耕深决定^[21]。旋耕刀所受合力在侧向的分解会得到一个力,这就是侧向阻力。侧向阻力随着转速的增加在一定范围内会产生波动,但是变化程度较平稳。将受力位置选为正切刃,本文中定义自激振动旋耕刀三向阻力方向分别为:水平阻力方向为 X 向、垂直阻力方向为 Y 向、侧向阻力方向为 Z 向。

自激振动旋耕刀在工作时受力分析如图 3 所示。图中 F_x 、 F_y 、 F_z 分别为旋耕刀受到土壤的水平阻力、垂直阻力与侧向阻力(N); M 为驱动力矩(N·m)。

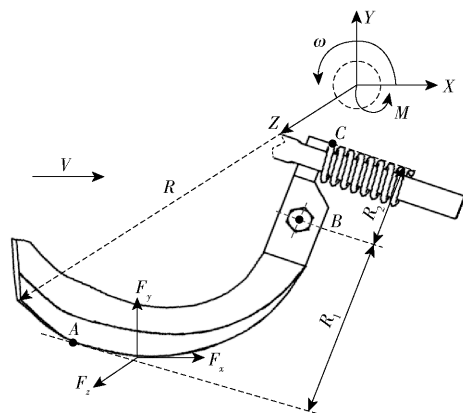


图 3 自激振动旋耕刀受力分析图

Fig. 3 Stress analysis diagram of self-excited vibration rotary blade

大弹簧的相关参数是根据作业时旋耕刀所载荷范围来确定的,旋耕刀在工作中主要受水平阻力的影响,因缺乏不同转速下旋耕刀所受合力分析的相关文献,同时通过自激振动装置原理可得,该装置对水平阻力影响较小,因此本文综合参考水平阻力与合力来确定耕作时旋耕刀所载荷范围。通过文献[8-9, 23]以及前期旋耕刀离散元仿真试验可知,在耕作过程中土壤对旋耕刀主切刃与侧切刃的阻力 F 的最大值范围为 200 ~ 300 N。图 3 中点 A 为旋耕刀正切刃,点 B 为旋耕刀刀柄孔圆心,点 C 为旋耕刀刀柄附加体左下顶点,经过计算得出 R_1 与 R_2 之比约为 2.26,根据力学原理,得到大弹簧所受最大载荷 F_1 计算公式为

$$F_1 = \frac{R_1}{R_2} F \quad (1)$$

式中 R_1 ——点 A 到点 B 的距离,mm

R_2 ——点 B 到点 C 的距离,mm

F ——旋耕刀所受阻力最大值,N

通过计算得出大弹簧所受最大载荷 F_1 的范围为 452 ~ 678 N。在旋耕过程中大弹簧工作应力必须在弹性极限范围内,不能产生永久性变形。

自激振动旋耕刀振动来源于弹簧的形变,因此需要将弹簧进行柔性化处理,最终建立自激振动旋耕机刚柔混合体三维模型,如图 5 所示。

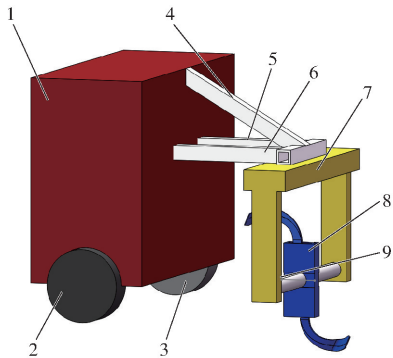


图 5 自激振动旋耕机刚柔混合体简化模型
Fig. 5 Simplified model of rigid flexible mixture of self-excited vibration rotary cultivator
1. 台车 2. 左地轮 3. 右地轮 4. 上拉杆 5. 右拉杆 6. 左拉杆 7. 旋耕机 8. 自激振动旋耕刀 9. 刀辊

2.2 离散元模型建立

采用 EDEM 软件进行离散元分析,为兼顾计算机分析时间与仿真效果,土壤颗粒直径设置为 8 mm^[28],采用网格法生产其模型,其密度 ρ 为 1 850 kg/m³,仿真土槽尺寸为 2 400 mm × 900 mm × 300 mm,土壤颗粒总体数量为 3.0 × 10⁵ 个。

本次仿真采用 Hertz - Mindlin with Bonding 模型,此模型在粘结土壤破碎的过程中具有很好的应用效果,它能在土壤颗粒中产生一定的约束,这种土壤间的约束能对土壤产生切向和法向的运动阻力,直到颗粒彼此间的力达到破坏约束作用时,土壤颗粒间才会产生作用。土壤的法向粘结力 F_n 、法向力矩 M_n 、切向粘结力 F_τ 和切向力矩 M_τ 计算式为

$$\delta F_n = -v_n S_n A \delta t_i \tag{4}$$

$$\delta F_\tau = -v_\tau S_\tau A \delta t_i \tag{5}$$

$$\delta M_n = -\omega_n S_n J \delta t_i \tag{6}$$

$$\delta M_\tau = -\omega_\tau S_\tau \frac{J}{2} \delta t_i \tag{7}$$

其中 $A = \pi R_b^2 \quad J = \frac{1}{2} \pi R_b^4$

式中 A ——接触区域面积,m²
 R_b ——粘结半径,mm
 J ——截面极惯性矩,m⁴
 S_n 、 S_τ ——颗粒法向、切向粘结刚度,N/m³
 v_n 、 v_τ ——颗粒法向、切向速度,m/s
 ω_n 、 ω_τ ——颗粒法向、切向角速度,rad/s
 δt_i ——时间步长,s

模型中主要存在 5 个粘结参数:颗粒法向粘结刚度 S_n 、切向粘结刚度 S_τ ;粘结颗粒法向临界应力

$\delta_{\max}$ 、切向临界应力 $\tau_{\max}$ 以及颗粒粘结半径 R_b 。在土壤颗粒半径确定的情况下,通过材料的密度与土壤含水率可得出粘结半径 R_b ^[29]。其余 4 个粘结参数、各材料性能参数与接触参数如表 1 所示。

表 1 材料性能参数与接触参数
Tab. 1 Material performance parameters and contact parameters

材料性能与接触参数	数值
65Mn 钢密度/(kg·m ⁻³)	7 860
65Mn 钢剪切模量/Pa	7.9 × 10 ¹⁰
65Mn 钢泊松比	0.3
土壤密度/(kg·m ⁻³)	1 850
土壤泊松比	0.38
土壤剪切模量/Pa	1 × 10 ⁶
土壤-土壤静摩擦因数	0.6
土壤-土壤滚动摩擦因数	0.4
土壤-土壤恢复系数	0.6
土壤-65Mn 静摩擦因数	0.6
土壤-65Mn 滚动摩擦因数	0.05
土壤-65Mn 恢复系数	0.6
土壤粘结半径/mm	8.0
土壤法向粘结刚度/(N·m ⁻³)	5 × 10 ⁷
土壤切向粘结刚度/(N·m ⁻³)	9 × 10 ⁷
土壤法向粘结临界应力/Pa	5 × 10 ⁵
土壤切向粘结临界应力/Pa	5 × 10 ⁵

2.3 DEM - MBD 耦合仿真试验

在 RecurDyn 中设置简化模型的前进速度为 0.5 m/s,用来模拟旋耕试验的前进速度^[30],调整刀辊高度设定耕深为 100 mm,刀轴转速分别为 150、200、250、300、350 r/min。

旋耕机工作状态分为正转和反转,参考文献[20],反转作业时旋耕刀的切土过程是自下而上,在切削张力作用下,土壤强度相对较低,会更易因破裂而失效,故仿真模型设置为反转。

此外,还需将此三维模型中的自激振动旋耕刀换成国标 IT245 旋耕刀,重复上述步骤,作为仿真对比试验。最后,将在 RecurDyn 中生成 Wall 文件的模型导入 EDEM 中,并启动激活状态,实现两款软件之间的实时耦合仿真分析。

整个仿真时长设为 3 s,共分为 2 部分:0 ~ 1 s 内通过颗粒工厂生成仿真所需的 3.0 × 10⁵ 个土壤颗粒;在 1 ~ 3 s 内旋耕机前进速度设置为 0.5 m/s,耕深设置成 100 mm,刀轴转速分别设置成上述 5 种,进行仿真分析。设置数据保存频率为 0.001 s,2 种旋耕刀对比仿真试验共进行 10 次,在最后的 SOLUTION 模块中采集数据,主要截取 1 ~ 3 s 阻力与扭矩数据,进行分析并绘制相关变化曲线,耦合

仿真模型如图 6 所示。

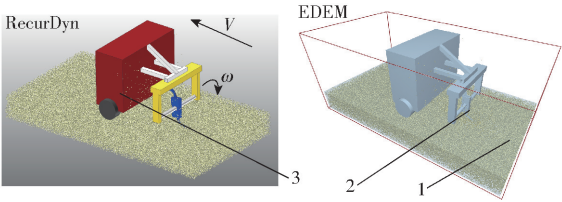


图 6 耦合仿真模型

Fig. 6 Coupled simulation model

1. 土壤模型 2. 自激振动旋耕刀装置 3. 台车

2.4 阻力结果分析

仿真试验得到 2 种旋耕刀所受三向阻力的变化

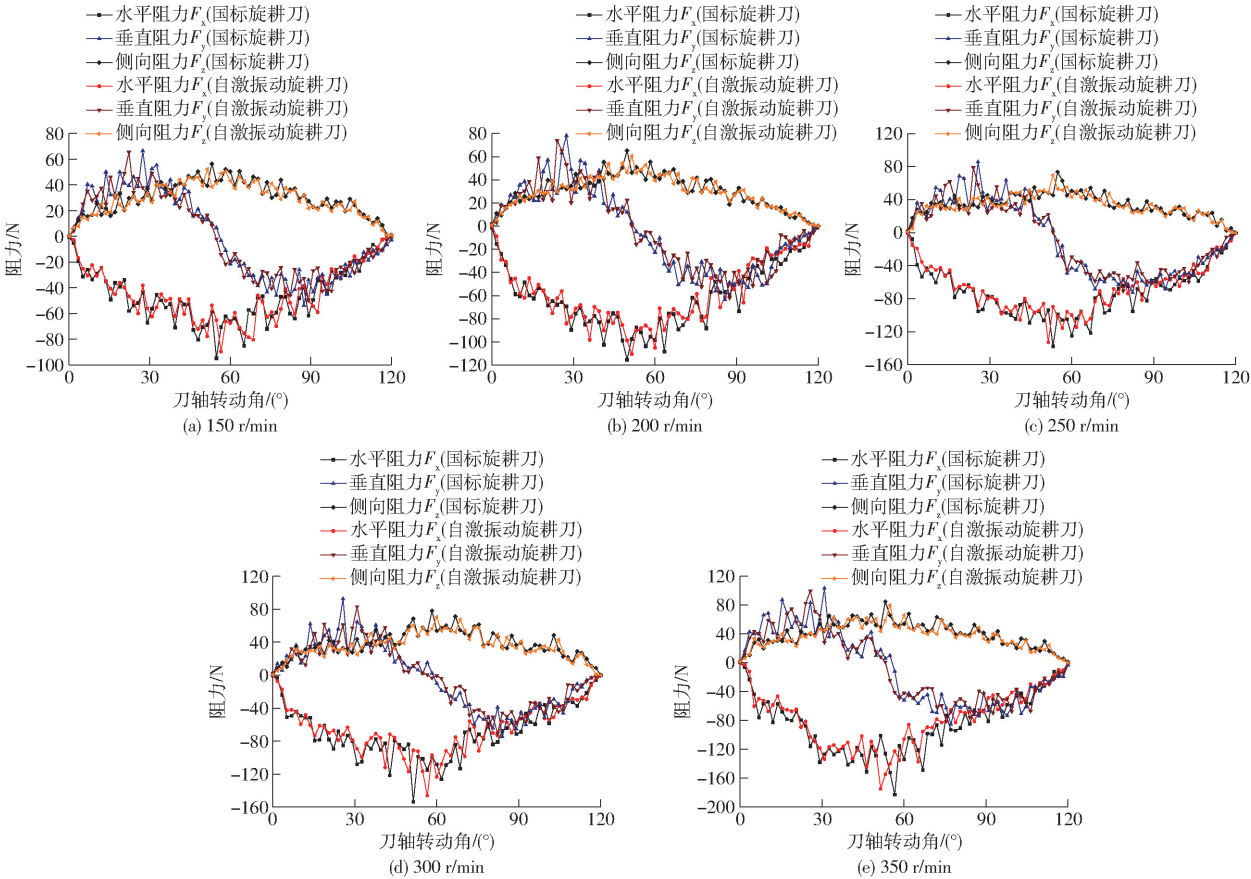


图 7 2 种旋耕刀在 5 种刀轴转速下三向阻力随刀轴转动角的变化曲线

Fig. 7 Variation curves of three-dimensional resistance value of two rotary tillers with rotation angle of cutter shaft at five rotating speeds of cutter shaft

自激振动旋耕刀作业时,其绝大部分振动发生在垂直土面的方向上,故重点分析垂直阻力的减阻情况。当刀轴转速为 150 r/min 时,自激振动旋耕刀垂直阻力较国标旋耕刀降低了 1.69%,分别为 65.33、66.45 N;当刀轴转速为 200 r/min 时,垂直阻力降低了 5.39%,分别为 73.91、78.12 N;当刀轴转速为 250 r/min 时,垂直阻力降低了 6.96%,分别为 78.75、85.71 N;当刀轴转速为 300 r/min 时,垂直阻力降低了 10.41%,分别为 83.16、92.82 N;当刀轴转速为 350 r/min 时,垂直阻力降低了 3.76%,分别为 99.48、103.37 N。

规律,其随刀轴转动角的变化曲线如图 7 所示。

在 5 种刀轴转速下 2 种旋耕刀旋转 120°,其水平阻力 F_x 数值一直为负,因为刀轴旋转方向与旋耕机前进方向相反,且实际受力方向与图 3 中坐标系反向;垂直阻力 F_y 呈先正后负的变化规律,主要是旋耕刀在达到最大耕深 H 的过程中向下切土,刀片受到垂直向上的阻力,与图 3 标注同向故为正值;当旋耕刀从最大耕深开始出土抛送土壤时,刀片受到垂直向下的力,为负值;侧向阻力 F_z 恒为正值,因为刀具一直受到内侧面的土壤指向刀体的阻力,且方向与图 3 标注同向。

2.5 扭矩结果分析

扭矩变化曲线如图 8 所示,结果表明,旋耕刀刀轴所受扭矩随着转速的增加而变大,即所需的功耗也会越多。旋耕刀在仿真过程中可分为 4 个阶段:①在旋耕刀未进入土壤时所受扭矩为 0,在刀轴转动下,侧切刃进入纵切状态,随着入土深度增加,扭矩增大,接着主切刃进入横切状态,在主、侧切刃与土壤共同作用时,扭矩出现骤然增加。②当旋耕刀到达最大耕深时,扭矩达到最大值。③旋耕刀越过最大耕深后,主、侧切刃逐渐退出土层,扭矩慢慢减小。④当主切刃完全退出土层时,在此过程中扭矩

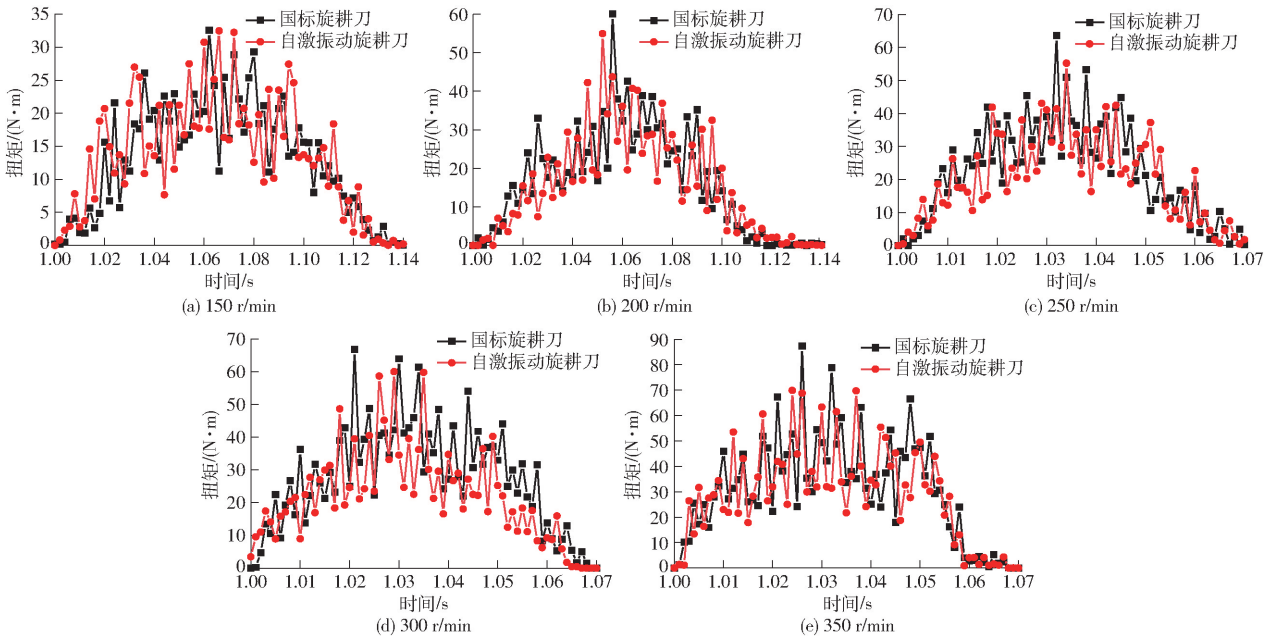


图8 2种旋耕刀在5种刀轴转速下所受扭矩变化曲线

Fig. 8 Torque variation curves of two types of rotary tillage knives at five types of knife shaft speeds

逐渐减小至0。

不同刀轴转速下,旋耕刀旋转一周所需时间不同,当在低转速下所需时间大于较高转速时,而本仿真中刀轴转速跨度较大,若都采用相同时间段的数据,误差较大。故将数据采集的时间段进行分类,当刀轴转速为150、200 r/min时,数据采集时间段为1~1.14 s,采集间隔为0.02 s,共71个数据点。当转速为250、300、350 r/min时,数据采集时间段为1~1.07 s,采集间隔为0.01 s,共71个数据点。最终,通过DEM-MBD耦合仿真得到自激振动旋耕刀与国标旋耕刀的扭矩变化如图8所示。

为进一步分析2种旋耕刀的扭矩规律,对仿真时刀轴扭矩从0到峰值,再到0整个过程中的扭矩取平均值得出平均扭矩,如表2所示。

表2 5种转速下2种旋耕刀平均扭矩仿真值

Tab.2 Simulation value of average torque of two rotary blades at five rotational speeds

旋耕刀类型	刀轴转速/(r·min ⁻¹)	平均扭矩/(N·m)
国标	150	12.88
	200	15.97
	250	22.15
	300	27.05
	350	30.37
自激振动	150	13.36
	200	15.20
	250	19.98
	300	21.74
	350	28.42

当刀轴转速为150、200 r/min时,自激振动旋耕

刀与国标旋耕刀平均扭矩数值相差无几,说明在低转速下自激振动旋耕刀的减扭效果不明显;转速达250、300 r/min时,自激振动旋耕刀的平均扭矩均小于国标旋耕刀,分别下降9.80%和19.63%;转速达到350 r/min时,自激振动旋耕刀相较国标旋耕刀平均扭矩变化不大,下降6.43%。

3 土槽试验

试验系统主要由电机、土槽台车、行走导轨、土槽、旋耕机、传动系统、液压系统、三点悬挂机构、传感器、数据采集系统以及计算机等组成。土槽尺寸(长×宽)为24 000 mm×3 000 mm。土槽台车尺寸(长×宽×高)为2 500 mm×3 000 mm×2 000 mm,其结构简图如图9a所示。

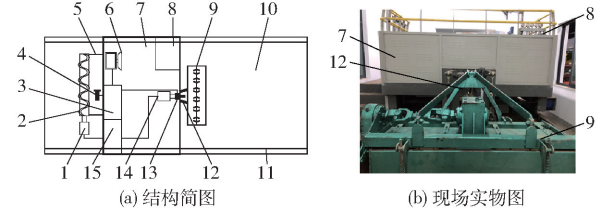


图9 土槽台车结构简图与现场实物图

Fig. 9 Structural diagram and site physical drawing of soil trough trolley

1. 牵引电机 2. 牵引装置 3. 数据采集系统 4. 三维力传感器
5. 传动系统 6. 计算机 7. 土槽台车 8. 液压系统 9. 旋耕机
10. 土槽 11. 行走导轨 12. 三点悬挂机构 13. 扭矩传感器
14. 输出电机 15. 电机控制箱

土槽台车三点悬挂后安装旋耕机,采用江苏清淮机械有限公司生产的1GKN-125型旋耕机。此旋耕机工作幅度为1 250 mm。整机尺寸(长×宽×

高) 为 920 mm × 1 482 mm × 1 052 mm, 作业速度范围为 0. 83 ~ 1. 39 m/s, 传动形式为中间传动, 现场实物如图 9b 所示。

3.1 土壤参数

土槽内的土壤为黏土(淤泥、黏土和沙质量分数分别为 47%、42% 和 11%), 取自南京市永宁镇。土壤经过调湿、夯实后, 控制每次旋耕试验时土壤参数保持一致, 土壤平均含水率 15% ~ 18%, 平均坚实度 $2.5 \times 10^5 \sim 3.0 \times 10^5$ Pa。

3.2 旋耕部分

本文所使用的自激振动旋耕刀装置为本课题组独立设计, 自激振动旋耕刀实物如图 10 所示。单个自激振动旋耕刀装置外壳的尺寸(长 × 宽 × 高)为 110 mm × 100 mm × 40 mm。



图 10 自激振动旋耕刀实物图

Fig. 10 Self-excited vibration rotary tiller

3.3 传感器部分

旋耕试验主要涉及扭矩转速传感器和加速度传感器。土槽台车三点悬挂输出功率主要由动力电机提供, 在动力电机输出轴上采用名科扭矩转速传感器, 型号为 MCK-H001, 扭矩量程为 1 000 N·m, 转速量程为 6 000 r/min, 精准度为 -0. 5% ~ 0. 5%, 环境温度为 -20 ~ 60℃。

自激振动旋耕刀在耕作时振动数据的采集需要通过加速度传感器, 本试验采用维特智能蓝牙无线加速度传感器, 型号为 WT901BLE5. 0C, 如图 11 所示, 尺寸为 51. 3 mm × 36 mm × 15 mm, 量程为(-16 ~ 16)g, 测量精度为 0. 01 g, 数据输出频率为 0. 1 ~ 200 Hz。

3.4 试验方法

单次试验在旋耕机的刀辊上安装 2 把旋耕刀, 旋耕机采用反转且刀轴转速设定为 150、200、250、300、350 r/min 共 5 挡, 前进速度恒为 0. 5 m/s, 耕深保持 100 mm, 测量自激振动旋耕刀在试验过程中刀轴所受的扭矩与旋耕刀所受 Y 向振动加速度。而后更换为国标旋耕刀重复上述试验流程。

土槽总长度为 24 m, 台车运行长度为 18 m, 试验时土槽两端各留出一定缓冲区, 中间 10 m 为数据

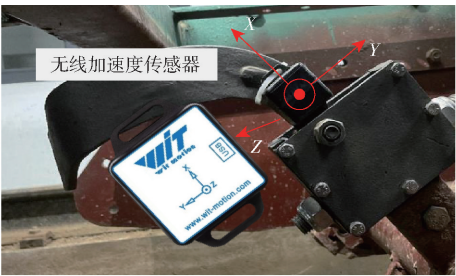


图 11 无线加速度传感器安装示意图

Fig. 11 Schematic of wireless acceleration sensor installation

采集区。每个作业工况进行 3 次重复试验, 取 3 次平均值作为每次工况的试验结果。试验现场如图 12 所示。

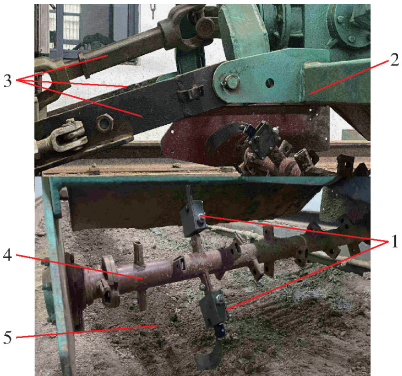


图 12 土槽旋耕试验

Fig. 12 Soil bin rotary tillage test

1. 自激振动旋耕刀装置 2. 旋耕机 3. 三点悬挂 4. 刀辊
5. 土槽

4 试验结果分析

4.1 碎土率

为了对比 2 种旋耕刀不同转速的碎土效果, 在测试区内随机选择测试点, 以 0. 5 m × 0. 5 m 的正方形木框在测试区内随机进行取土, 用塑料袋封存并标记, 在实验室内用标准筛网进行筛选, 筛出土块最长边大于 4 cm 的土块, 并求出碎土率^[31], 计算式为

$$C = \frac{M_0 - M_1}{M_0} \times 100\% \tag{8}$$

式中 C——碎土率, %

M_0 ——0. 5 m × 0. 5 m 面积内全耕层所有土块质量, g

M_1 ——0. 5 m × 0. 5 m 面积内全耕层最长边大于 4 cm 土块质量, g

每种转速 3 组试验结果取平均值后, 碎土率数据如表 3 所示, 当刀轴转速为 150、200 r/min 时, 自激振动旋耕刀相较于国标旋耕刀碎土率较为接近, 而转速在 250、300 r/min 时, 自激振动旋耕刀的碎土率明显上升, 且后者效果更好, 转速为 350 r/min 时,

碎土率再度接近。

表 3 土槽试验碎土率

Tab. 3 Soil crushing rate of soil bin test %

刀轴转速/ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	碎土率	
	国标旋耕刀	自激振动旋耕刀
150	70.54	71.25
200	73.08	73.86
250	76.71	78.96
300	79.84	81.65
350	77.03	78.60

4.2 平均扭矩

将每种转速的 3 组试验结果取平均值,得到国标旋耕刀与自激振动旋耕刀的平均扭矩如表 4 所示。

表 4 土槽试验中 2 种旋耕刀所受平均扭矩

Tab. 4 Average torque of two rotary blades in soil bin test $\text{N}\cdot\text{m}$

刀轴转速/ ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	单次试验平均扭矩		平均扭矩	
	国标旋耕刀	自激振动旋耕刀	国标旋耕刀	自激振动旋耕刀
150	13.98	14.46	13.90	14.40
	13.49	13.88		
	14.22	14.86		
200	18.10	17.40	18.15	17.49
	18.92	18.14		
	17.43	16.92		
250	25.40	21.74	25.71	22.39
	25.60	22.46		
	26.12	22.98		
300	32.35	25.89	32.45	26.05
	32.97	26.51		
	31.87	25.74		
350	36.25	36.09	36.63	35.74
	37.09	35.02		
	36.66	36.12		

由表 4 可得,作业工况相同时,随着刀轴转速增加,平均扭矩逐渐增大的趋势与旋耕刀实际扭矩变化情况一致。

刀轴转速为 150、200 r/min 时,土槽试验所得 2 种旋耕刀平均扭矩接近,说明低转速的降扭效果不明显;转速为 250、300 r/min 时,自激振动旋耕刀平均扭矩均低于国标旋耕刀,降低率分别为 12.91% 和 19.72%;当转速为 350 r/min 时,平均扭矩降低率的降幅较小,只有 2.43%。

由于土槽台车中各个传动部件间存在摩擦以及干扰扭矩,因此实际试验时采集到的扭矩存在偏差,试验值总是大于仿真值。理想状态下,土槽台车输出扭矩等于所有旋耕刀所受扭矩总和。若将试验中

存在的干扰因素近似视为一组常量,故台车采集模块上的扭矩数据近似为刀辊上 2 把旋耕刀的扭矩之和。

如图 13 所示,国标旋耕刀仿真与试验平均扭矩变化曲线相关系数为 0.997 且最大相对误差为 16.3%,自激振动旋耕刀的曲线相关系数为 0.998 且最大相对误差为 17.4%,基本验证了构建的 DEM-MBD 耦合仿真模型的准确性,进一步验证了仿真试验与实际土槽试验结果的一致性。

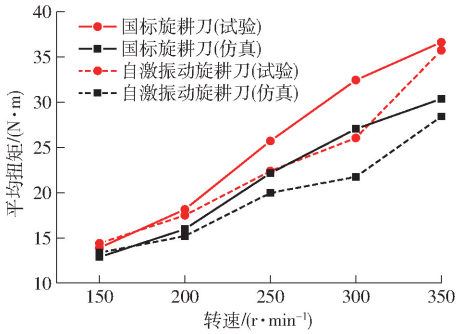


图 13 2 种旋耕刀仿真与试验平均扭矩变化趋势

Fig. 13 Simulation and experimental average torque variation trend of two rotary blades

4.3 振动信号频域分析

振动信号的频域分析是指将复杂的信号分割成不同区域段的简单信号,本文主要对自激振动旋耕刀的 Y 向振动信号进行功率谱密度分析^[32]。

为了得到自激振动旋耕刀 Y 向的固有频率,首先通过 ANSYS Workbench 对整个装置结构进行模态分析。引入三维模型、设置零部件材料、进行网格剖分后,对刀座添加固定约束,设置模态分析的阶数为 6 阶,在 SOLUTION 解算模块中对应每个阶数添加总变形量。通过模态分析可得 1~6 阶振型的固有频率和最大变形量,如表 5 所示。

表 5 装置模态分析结果

Tab. 5 Device modal analysis results

阶次	固有频率/Hz	最大变形量/mm
1	0.41	0.155
2	10.28	1.031
3	15.43	1.391
4	27.84	1.134
5	34.04	1.812
6	37.25	1.699

为了验证自激振动旋耕刀模态分析的准确性,将装置固定后对 Y 向采用锤击法得到其振动加速度信号,再采用快速傅里叶变换 (Fast Fourier transform, FFT) 得到其固有频率为 15.28 Hz,与模态分析时 3 阶固有频率 15.43 Hz 较为一致。

由于自激振动旋耕刀装置在耕作时振动主要发

生在刀刃垂直土面的方向(Y 向),本文只针对 Y 向的振动加速度信号进行分析处理。将采集所得 Y 向的振动加速度时域信号通过 Matlab 进行数据处理,并通过五点三次平滑法进行平滑预处理,得到更为精确的时域信号图,通过对 5 种刀轴转速下自激

振动旋耕刀 Y 向振动加速度信号的时域信号图进行功率谱密度分析,可以得到其在各个频率点的功率分布,从而得到能量幅值最大时的频率与其对应的刀轴转速,5 种刀轴转速下功率谱密度如图 14 所示(图中 $g=9.8\text{ m/s}^2$,作为振动加速度单位)。

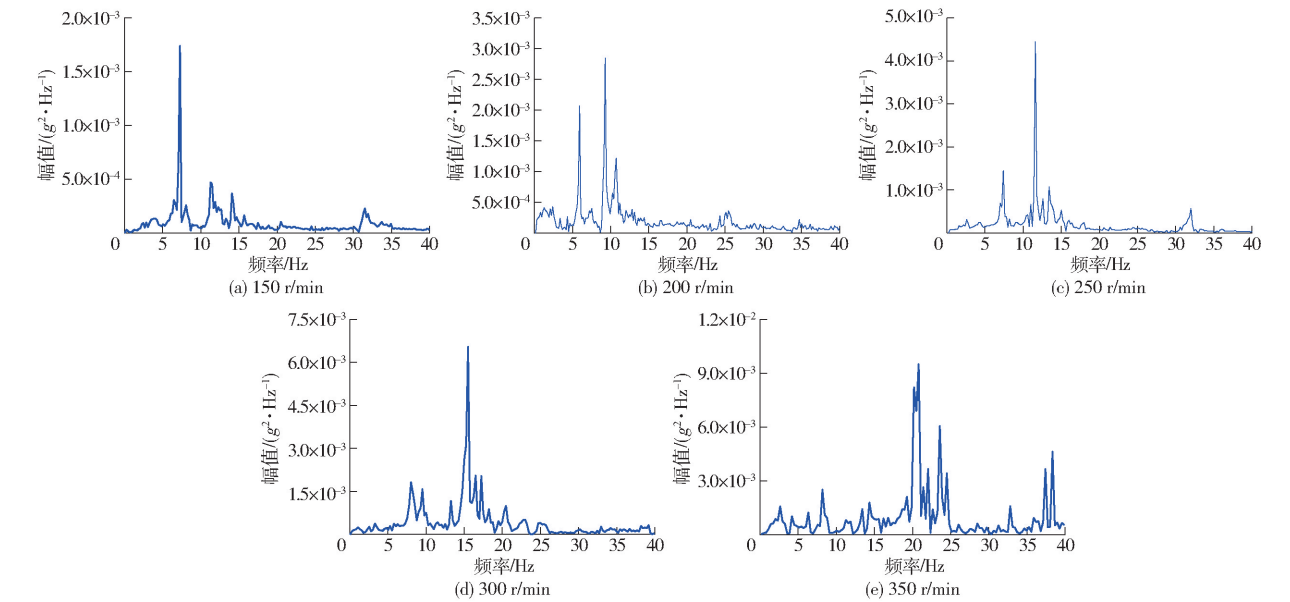


图 14 5 种刀轴转速下自激振动旋耕刀 Y 向振动加速度功率谱密度

Fig. 14 Power spectral density of Y -direction vibration acceleration of self-excited vibration rotary tiller at five knife shaft speeds

当功率谱密度幅值较大时,其能量也较大,碎土性能好。图 14a、14b、14c 表明,随着刀轴转速的增加, Y 向功率谱密度幅值也在增大,而刀轴转速较低时,激振频率没有达到装置 Y 向的固有频率,此时没有发生共振,功率谱密度幅值较低。当转速达到 300 r/min,激振频率达到装置 Y 向的固有频率附近时,发生共振, Y 向功率谱密度幅值达到最大值,如图 14d 所示。转速达到 350 r/min 时,激振频率远离装置 Y 向的固有频率,此时 Y 向功率谱密度幅值有所降低,如图 14e 所示。

4.4 扭矩与振动规律分析

通过对自激振动旋耕刀扭矩与 Y 向的振动规律进行分析,揭示自激振动旋耕刀减扭降耗的规律。由振动信号频域分析可知,在刀轴转速为 150 ~ 300 r/min 时,自激振动旋耕刀 Y 向功率谱密度幅值最大值随着转速的上升而增加,但在 350 r/min 时有明显降低趋势,平均扭矩降低率与功率谱密度幅值最大值关系如图 15 所示。

由图 15 可得,5 种刀轴转速下平均扭矩降低率与自激振动旋耕刀 Y 向功率谱密度幅值最大值呈正比关系。在刀轴转速为 150 ~ 300 r/min 时,随着转速的增加,平均扭矩降低率与功率谱密度幅值最大值均上升,且呈正比关系;转速为 350 r/min 时,平

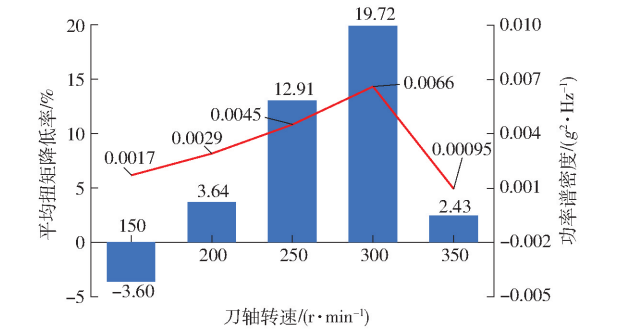


图 15 自激振动旋耕刀试验平均扭矩降低率与 Y 向功率谱密度关系图

Fig. 15 Relationship between average torque reduction rate of self-excited rotary blade and power spectral density in Y -direction

均扭矩降低率和 Y 向功率谱密度幅值最大值均有所下降。即在刀轴转速为 300 r/min 时自激振动旋耕刀获得最大能量,故其扭矩降低幅度最大,此时减扭降耗的效果最佳。

5 结论

(1)在国标 IT245 旋耕刀基础上设计了一种自激振动旋耕刀装置,对自激振动旋耕刀工作原理进行阐述;通过运动受力分析,对自激振动旋耕刀关键部件进行设计,包括大弹簧参数选型与弹簧心轴腰

型孔的设计。

(2)采用DEM-MBD耦合仿真技术,对2种旋耕刀在前进速度0.5 m/s、耕深100 mm下的作业过程进行了仿真研究。对垂直阻力与扭矩的仿真值进行分析后得出,刀轴转速为150、200 r/min时,减阻降扭效果不明显。250、300 r/min时,自激振动旋耕刀相比国标旋耕刀的减阻降扭效果较好,垂向阻力分别降低6.96%与10.41%,且平均扭矩降低率较大,分别为9.80%和19.63%,而达到350 r/min时,减阻降扭的效果下降。

(3)在相同工况下开展的土槽试验,获得了5种刀轴下2种旋耕刀扭矩变化的基本规律。对2种旋耕刀在5种刀轴转速下的仿真与试验的平均扭矩进行了分析,得出了国标旋耕刀与自激振动旋耕刀平均扭矩变化曲线的相关系数,分别为0.997与0.998,基本验证了DEM-MBD耦合仿真模型的准

确性,进而验证了仿真与土槽试验的一致性。

(4)土槽试验表明,随着刀轴转速的增加,Y向功率谱密度幅值总体呈上升趋势,但刀轴转速较低时,激振频率没有达到装置Y向的固有频率,此时没有发生共振,功率谱密度幅值较低。转速达到300 r/min时,激振频率达到装置Y向的固有频率附近,此时发生共振,Y向功率谱密度幅值达到最大值。当转速为350 r/min时,激振频率远离固有频率,此时Y向功率谱密度幅值有所降低。

(5)土槽试验表明,当刀轴转速150~300 r/min时,随着刀轴转速的增加,平均扭矩降低率与Y向功率谱密度幅值最大值均上升,呈正比关系;当刀轴转速350 r/min时,平均扭矩降低率和Y向功率谱密度幅值最大值均有所下降。综上,当刀轴转速为300 r/min时自激振动旋耕刀获得最大能量,故其扭矩降低的幅度最大,减扭降耗的效果最优。

参考文献

- [1] 张晋,陈伟,朱继平,等.旋耕机节能技术研究现状及展望[J].中国农机化学报,2021,42(7):182-189.
ZHANG Jin, CHEN Wei, ZHU Jiping, et al. Research status and the prospect of energy-saving technology of rotary tiller[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2021, 42(7):182-189. (in Chinese)
- [2] 贾洪雷,王万鹏,陈志,等.农业机械触土部件优化研究现状与展望[J].农业机械学报,2017,48(7):1-13.
JIA Honglei, WANG Wanpeng, CHEN Zhi, et al. Research status and prospect of soil-engaging components optimization for agricultural machinery[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(7):1-13. (in Chinese)
- [3] 杜兆辉,陈彦宇,张姬,等.国内外旋耕机械发展现状与展望[J].中国农机化学报,2019,40(4):43-47.
DU Zhaoxue, CHEN Yanyu, ZHANG Ji, et al. Development status and prospect of rotary tillage machinery at home and abroad[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2019, 40(4):43-47. (in Chinese)
- [4] 赵淑红,王加一,杨超,等.保护性耕作破茬碎土刀设计与试验[J].农业机械学报,2019,50(9):57-68.
ZHAO Shuhong, WANG Jiayi, YANG Chao, et al. Design and experiment of stubble breaking and soil breaking knife for conservation tillage[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(9):57-68. (in Chinese)
- [5] LI Bo, CHEN Ying, CHEN Jun. Modeling of soil-claw interaction using the discrete element method (DEM)[J]. Soil and Tillage Research, 2016, 158:177-185.
- [6] 郑侃,何进,李洪文,等.基于离散元深松土壤模型的折线破土刀深松铲研究[J].农业机械学报,2016,47(9):62-72.
ZHENG Kan, HE Jin, LI Hongwen, et al. Study on broken line soil breaking blade subsoiling shovel based on discrete element subsoiling soil model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(9):62-72. (in Chinese)
- [7] 郝建军,于海杰,赵建国,等.楔形减阻旋耕刀设计与试验[J].农业工程学报,2019,35(8):55-64.
HAO Jianjun, YU Haijie, ZHAO Jianguo, et al. Design and test of wedge drag reducing rotary tiller[J]. Transactions of the CSAE, 2019, 35(8):55-64. (in Chinese)
- [8] 肖茂华,汪开鑫,杨望,等.基于东方蜈蚣爪趾的仿生旋耕刀设计与试验[J].农业机械学报,2021,52(2):55-63.
XIAO Maohua, WANG Kaixin, YANG Wang, et al. Design and experiment of bionic rotary blade based on claw toe of *Gryllotalpa orientalis* Burmeister[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(2):55-63. (in Chinese)
- [9] 方会敏,姬长英,张庆怡,等.基于离散元法的旋耕刀受力分析[J].农业工程学报,2016,32(21):54-59.
FANG Huimin, JI Changying, ZHANG Qingyi, et al. Force analysis of rotary blade based on distinct element method[J]. Transactions of the CSAE, 2016, 32(21):54-59. (in Chinese)
- [10] 刘好,刘羽平,张拓.基于离散元与多体动力学的微耕机旋耕刀轴负荷分析[J].中国农业科技导报,2020,22(11):79-86.
LIU Yu, LIU Yuping, ZHANG Tuo. Load analysis of rotary tillage cutter shaft of micro cultivator based on discrete element and multi-body dynamics[J]. Journal of Agricultural Science and Technology, 2020, 22(11):79-86. (in Chinese)
- [11] 袁军.基于DEM-MBD耦合的自激振动深松机作业过程仿真分析与试验研究[D].长春:吉林大学,2022.
YUAN Jun. Simulation analysis and experimental study on operation process of self-excited vibration subsoiler based on DEM-MBD coupling[D]. Changchun: Jilin University, 2022. (in Chinese)
- [12] 王云霞,张东兴,杨丽,等.液压激振源自激振动深松机深松单体设计与试验[J].农业工程学报,2018,34(11):40-48.
WANG Yunxia, ZHANG Dongxing, YANG Li, et al. Design and test of subsoiling unit of hydraulic excitation source self-excited

- vibration subsoiling machine[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(11): 40–48. (in Chinese)
- [13] ASKARI M, SHAHGHOLI G, ABBASPOU – GILANDEH Y. New wings on the interaction between conventional subsoiler and paraplow tines with the soil: effects on the draft and the properties of soil[J]. Archives of Agronomy and Soil Science, 2019, 65(1): 88–100.
- [14] 张斌, 沈从举, 李承明, 等. 自激振动深松机关键部件仿真设计及试验[J]. 农机化研究, 2021, 43(10): 51–57, 63.
ZHANG Bin, SHEN Congju, LI Chengming, et al. Simulation design and test of key components of self-excited vibration subsoiler[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2021, 43(10): 51–57, 63. (in Chinese)
- [15] 屈通, 李霞, 汤明军, 等. 自激振动深松对土壤物理特性的影响[J]. 农机化研究, 2018, 40(12): 179–183.
QU Tong, LI Xia, TANG Mingjun, et al. Effect of self-excited vibration subsoiling on soil physical properties[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2018, 40(12): 179–183. (in Chinese)
- [16] MA Xing, WANG Shijie, WANG Heying. Vibration soil crushing mechanism of self-excited vibration subsoiler in coastal area[J]. Journal of Coastal Research, 2020, 103(1): 426–430.
- [17] 周华, 张文良, 杨全军, 等. 滑切型自激振动减阻深松装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2019, 50(5): 71–78.
ZHOU Hua, ZHANG Wenliang, YANG Quanjun, et al. Design and experiment of sliding cutting self-excited vibration drag reduction subsoiling device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(5): 71–78. (in Chinese)
- [18] RAZZAGHI E, SOHRABI Y. Vibratory soil cutting a new approach for the mathematical analysis[J]. Soil & Tillage Research, 2016, 159: 33–40.
- [19] 马星. 自激式振动深松机设计及试验研究[D]. 沈阳: 沈阳农业大学, 2016.
MA Xing. Design and experimental study of self-excited vibration subsoiler[D]. Shenyang: Shenyang Agricultural University, 2016. (in Chinese)
- [20] 张倩倩. 旋耕刀自激振动装置设计与试验研究[D]. 广州: 华南农业大学, 2018.
ZHANG Qianqian. Design and experimental study on self-excited vibration device of rotary tiller[D]. Guangzhou: South China Agricultural University, 2018. (in Chinese)
- [21] 熊平原, 杨洲, 孙志全, 等. 旋耕刀三向工作阻力试验及作业参数优化[J]. 农业工程学报, 2017, 33(19): 51–58.
XIONG Pingyuan, YANG Zhou, SUN Zhiqian, et al. Experiment on three-axis working resistances of rotary blade and working parameters optimization[J]. Transactions of the CSAE, 2017, 33(19): 51–58. (in Chinese)
- [22] PAL R, BHIMWAL J P, CHOUDHARY S. Effect of λ -ratio and depth of cut on draft fuel consumption, power consumption and field efficiency of an offset rotavator under different type of orchards[J]. Journal of Advances in Biology & Biotechnology, 2015, 3(2): 77–83.
- [23] 熊平原, 杨洲, 孙志全, 等. 基于离散元法的旋耕刀三向工作阻力仿真分析与试验[J]. 农业工程学报, 2018, 34(18): 113–121.
XIONG Pingyuan, YANG Zhou, SUN Zhiqian, et al. Simulation analysis and experiment for three-axis working resistances of rotary blade based on discrete element method[J]. Transactions of the CSAE, 2018, 34(18): 113–121. (in Chinese)
- [24] 中国国家标准化管理委员会. GB/T 2089—2009 普通圆柱螺旋压缩弹簧尺寸及参数(两端圈并紧磨平或制扁)[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [25] 王德伦, 马雅丽. 机械设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.
- [26] 赖庆辉, 贾广鑫, 苏微, 等. 基于 DEM – MBD 耦合的链勺式人参精密排种器研究[J]. 农业机械学报, 2022, 53(3): 91–104.
LAI Qinghui, JIA Guangxin, SU Wei, et al. Design and test of chain-spoon type precision seed-metering device for ginseng based on DEM – MBD coupling[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(3): 91–104. (in Chinese)
- [27] CATES A M, RUARK M D, HEDTCKE J L, et al. Long-term tillage, rotation and perennialization effects on particulate and aggregate soil organic matter[J]. Soil and Tillage Research, 2016, 155: 371–380.
- [28] SHI Shunwei, GAO Liang, CAI Xiaopei, et al. Effect of tamping operation on mechanical qualities of ballast bed based on DEM – MBD coupling method[J]. Computers and Geotechnics, 2020, 124: 103574.
- [29] 潘浩然. 基于离散元的双轴旋耕灭茬机设计及参数优化[D]. 镇江: 江苏大学, 2020.
PAN Haoran. Design and parameter optimization of double axis rotary tillage stubble cleaner based on discrete element[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2020. (in Chinese)
- [30] 袁军, 于建群. 基于 DEM – MBD 耦合算法的自激振动深松机仿真分析[J]. 农业机械学报, 2020, 51(增刊 1): 17–24.
YUAN Jun, YU Jianqun. Analysis on operational process of self-excited vibrating subsoiler based on DEM – MBD coupling algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2020, 51(Supp. 1): 17–24. (in Chinese)
- [31] 中国国家标准化管理委员会. GB/T 5668—2017 旋耕机[S]. 北京: 中国标准出版社, 2017.
- [32] 邓泽怀, 刘波波, 李彦良. 常见的功率谱估计方法及其 Matlab 仿真[J]. 电子科技, 2014, 27(2): 50–52.
DENG Zehuai, LIU Bobo, LI Yanliang. Common power spectrum estimation methods and their Matlab simulation[J]. Electronic Science and Technology, 2014, 27(2): 50–52. (in Chinese)