

往复式切割装置摆环机构的刚柔耦合仿真及分析

史增录^{1,2},唐学鹏^{1,2},鄢金山^{1,2},张学军^{1,2},周伟权¹

(1.新疆农业大学机电工程学院,新疆 乌鲁木齐 830052;2.新疆农业工程创新设计重点实验室,新疆 乌鲁木齐 830052)

摘要:摆环机构是往复式切割装置的动力传动机构,其结构参数直接影响割刀的运动特性。应用 Solidworks 软件建立了摆环机构的参数化模型。将三维模型导入 ADAMS 中,创建了摆环机构的刚柔耦合仿真模型,分析了割刀的位移、速度、加速度等运动学参数。利用函数功能,在割刀上添加了作业中的负载及惯性力,以分析导杆、摆轴的受力和力矩。通过分析,割刀的速度最大达 $2.12\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$,最大加速度达 $103.66\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$,导杆两端最大受力分别为 724.25N 和 928.02N,摆轴承受的最大力和力矩分别为 919.26N 和 $25.4\text{N} \cdot \text{m}$,可为摆环机构的惯性力平衡、关键部件的结构分析和可靠性的研究提供技术支撑。

关键词:摆环机构;ADAMS;刚柔耦合;仿真

中图分类号:S223.5 **文献标识码:**A

Rigid-flexible coupling simulation and analysis of sway ring mechanism in reciprocating cutting device

Shi Zeng-lu^{1,2}, Tang Xue-peng^{1,2}, Yan Jin-shan^{1,2}, Zhang Xue-jun^{1,2}, Zhou Wei-quan¹

(1. Electromechanical Engineering College, Xinjiang Agricultural University, Urumqi, Xinjiang 830052, China

2. Laboratory for Agricultural Engineering Equipment Innovative Design of Xinjiang, Urumqi, Xinjiang 830052, China)

Abstract: The swing ring mechanism is the power transmission outfit for the reciprocating cutting device, and its structural parameters will be directly affected the motion characteristics of the cutter. The parameterized model of the swing ring mechanism is established by using solidworks software. The three-dimensional model is introduced into the ADAMS, set up the rigid-flexible coupling simulation model for the sway ring mechanism, and analyzed the kinematic parameters of the cutter movement, velocity, acceleration and so on. Utilizing the function's function, the working load and inertial force was added in the cutter operation to analyze the shaft force and torque of the guide-bar and pendulum. Through the analysis, the cutter speed is up to 2.12, the maximal acceleration is up to 103.66, the maximal force at the two ends of guide-bar were 724.25 and 928.02 respectively, the maximal force and torque beared by the pendulum shaft were 919.26 and 25.4 respectively. These can be provided the technical support for the research on structural analysis and reliability of the inertial force balance and the key components of the swinging ring mechanism.

Keywords: sway ring mechanism; ADAMS; rigid-flexible coupling; simulation

联合收获机械的广泛运用是促进农业经济发展的重要手段。切割装置是收获机械的关键部件之一,有往复式和圆盘式两种。往复式切割装置的传动机构有曲柄连杆机构、曲柄滑块机构、摆环机构、行星齿轮机构等多种传功机构^[1]。由于农牧业机械的作业环境恶劣,工况复杂,对机械的强度、刚

度及其它性能有特别的要求^[2],因摆环机构结构紧凑、力学性能好、占空间小,连杆长度短等优点而被广泛运用于收获机械。

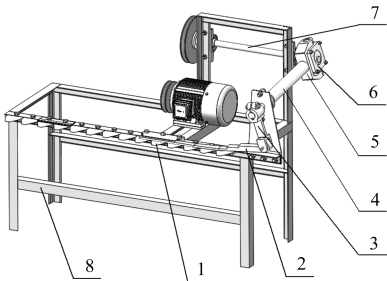
目前,对摆环机构运动学和动力学的理论计算,以及摆环机构的仿真分析已有相关的研究,但对其进行刚柔耦合仿真分析的研究较少。所以,运

用计算机仿真技术进行摆环机构的运动学、动力学的刚柔耦合研究,为更真实、准确地研究摆环机构提供方法和依据^[3]。

1 摆环机构的工作原理及结构

1.1 主要结构

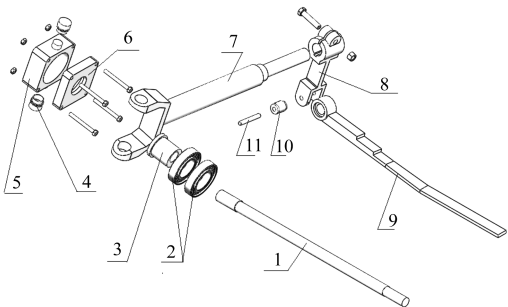
摆环机构的模型如图 1 所示,工作过程中将动力传输到主轴,带动主轴转动,通过摆环使得摆叉带动摆轴做往复转动,摆轴的往复转动驱动摆杆左右摆动,通过导杆带动割刀做往复运动^[4]。摆环机构的详细结构,如图 2 所示。



1.割刀;2.导杆;3.摆杆;4.摆轴;5.摆叉;6.摆环;7.主轴;8.机架
1.Cutter;2.Guide-bar;3.Swing link;4.Pendulum shaft;
5.Side vent;6.Sway ring;7.Spindle;8.Frame

图 1 往复式切割装置的结构图

Fig.1 Structrue diagram of reciprocating cutting device



1.主轴;2.轴承;3.轴套;4.滑环;5.摆环;6.轴承端盖;
7.摆轴;8.摆杆;9.导杆
1.spindle;2.bearing;3.shaft sleeve;4.slip ring;5.sway ring;
6.bearing clver;7.pendulum shaft;8.swing link;9.guide-bar

图 2 摆环机构详细结构图

Fig.2 Detailed structure diagram of sway ring mechanism

1.2 主要技术参数

往复式切割装置的主要技术参数如表 1 所示。

1.3 工作原理

摆环机构的结构简图如图 3 所示^[5]。该机构是空间六杆机构,以摆轴、主轴和摆环中心轴线的交点 O 为原点建立坐标系,主轴的 OX 轴和摆轴的 OD 垂直,摆环的轴线 OA 和主轴 OX 的夹角 α 为摆角。摆叉和摆轴固定连接,摆杆在 D 点固定安装在

摆轴上,导杆在 E 点和摆杆铰接,导杆另一端和割刀铆接在一起。

当主轴绕 OX 轴以 ωt 转动时,驱动摆环轴线 OA 绕 OX 轴旋转,使得摆环既绕自身轴线转动,又绕着摆轴的轴线摆动,带动摆杆绕着 D 点在平行于 XOY 的平面内摆动,通过导杆驱动割刀往复运动。

表 1 往复式切割装置的主要技术参数

Table 1 Main parameters of reciprocating cutting device

指标 Target	参数 Parameter	指标 Target	参数 Parameter
配套动力 Auxiliary power/kW	0.55	作业宽度 Film width/mm	1000
机具自重 Equipment weight/kg	55	切割器类型 Tape of cutter	Ⅱ型
外形尺寸(长×宽×高) Dimensions (legth×width×high)/mm	1150× 1300× 950	切割速度 Cutting speed /(m·s ⁻¹)	2.0
生产率 Productivity /(hm ² ·h ⁻¹)	0.54	相对作业速度 Relative operating speed/(km·h ⁻¹)	5.4

2 摆环运动特性分析

摆环机构是切割器割刀实现往复运动的动力传动机构,其结构参数直接影响割刀的运动特性。但摆环机构的运动轨迹复杂,为方便分析,依据图 1 建立了互相垂直的Ⅰ面和Ⅱ面,Ⅰ面平行于由 OX 、 CB 两直线组成的平面。如图 4 所示是摆环机构的运动分析图,据此得到摆叉分别在Ⅰ面、Ⅱ面上的投影,以解决转角与摆角之间的关系。

据摆环运动特性分析^[6],设摆环的初始位置为 AA ,当主轴转过 $\phi = \omega t$ 时,

$$OA = \rho = OA' \cos \varepsilon = R \cos \varepsilon \quad (1)$$

ρ 值通过椭圆的方程得

$$\frac{x^2}{R^2} + \frac{y^2}{R^2 \cos^2 \alpha} = 1 \quad (2)$$

$$\begin{cases} x = \rho \sin \\ y = \rho \cos \omega t \end{cases} \quad (3)$$

将式(3) 带入(2) 得

$$\rho = \frac{R}{\sqrt{1 + \tan^2 \alpha \cos^2 \omega t}} \quad (4)$$

据公式(1) 和公式(4) 得

$$\cos \varepsilon = \frac{\rho}{R} = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \alpha \cos^2 \omega t}} \quad (5)$$

经三角函数转化后得

$$\sin \varepsilon = \sqrt{1 - \cos^2 \varepsilon} = \frac{\tan \alpha \cos \omega t}{\sqrt{1 + \tan^2 \alpha \cos^2 \varepsilon t}} \quad (6)$$

3.3 关键部件柔性化和求解计算

完成摆环机构各部件的约束后,在主轴上施加 $500\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 的驱动转速,在进行 ADAMS 的求解计算,设置仿真的时间为 0.25s 、步长为 500 步。

此时求解计算提示仿真失败 (simulation operation failed),原因在于摆环机构实际工作中,摆杆是绕着摆轴和摆杆的铰接点摆动,摆杆下端不是直线运动,通过导杆的弹性变形来补偿摆杆摆动过程中垂直方向的位移差,来实现割刀的往复运动。因此在仿真分析时,必需将导杆进行柔性化,才能进行虚拟仿真分析。

在 ADAMS2013 中可将刚性部件直接进行柔性化操作。先选中导杆部件,直接单击右键,选择柔性化 (make flexible),新建柔性体,导杆材料选用 65Mn,其弹性模量为 $2.11 \times 10^{11} \text{N} \cdot \text{m}^{-2}$,密度为 $7.82 \times 10^3 \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$,泊松比为 0.288^[10]。网格划分时选用的单元类型为 solid,经过划分后导杆共有 237 个节点,603 个单元,如图 7 所示为导杆柔性化后的网格划分模型。完成导杆的柔性化,可进行摆环机构的刚柔耦合仿真分析。

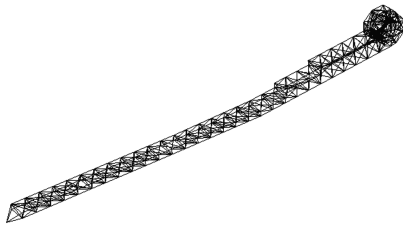


图 7 导杆网格划分的模型

Fig.7 The model of devided guide-bar grid

4 仿真分析

由摆环机构的运动特性及理论分析,设计条件为输入转速 $500\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$,摆环斜套中心线与主轴中心线的夹角(称为摆角)为 15° ,仿真结束后,从后处理器模块绘制和输出一系列仿真结果^[11]。图 8 是割刀在水平方向运动的位移变化曲线,图 9 是割刀在水平方向运动的速度、加速度变化曲线。图 10 是摆轴的角速度和角加速度变化曲线。

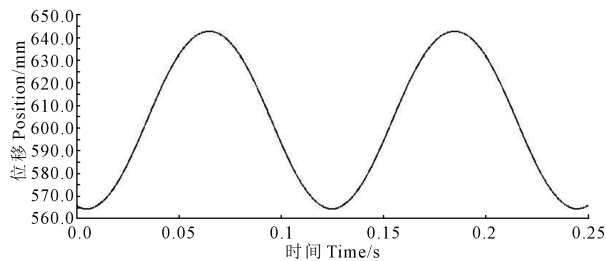


图 8 割刀质心的位移曲线

Fig.8 Curve of the shift displacement of the cutter senter of mass

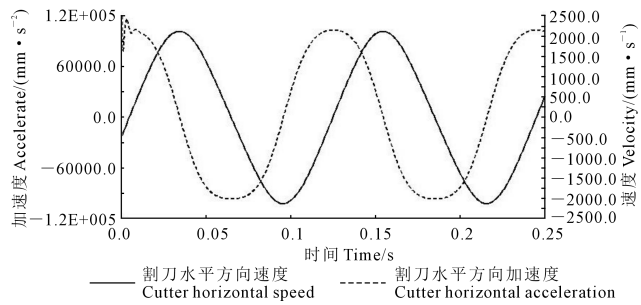


图 9 割刀水平方向的速度、加速度曲线

Fig.9 Curve the veliectiy and acceleration at the center of mass of the cutter

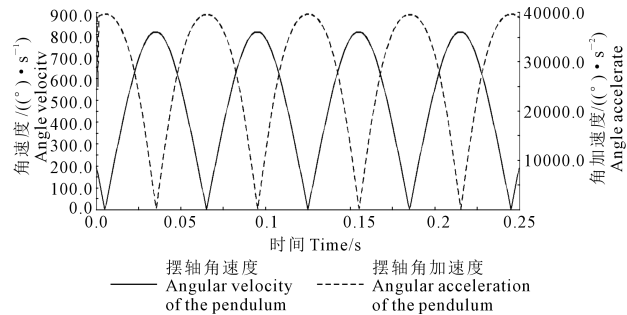


图 10 摆轴角速度、角加速度变化曲线

Fig.10 Curve of the angular veliectiy and angular acceleration at the center of mass of the pendulum shaft

为模拟切割装置真实的工作负载情况,在割刀上添加往复惯性力和农作物秸秆对割刀作用力。根据切割每平方米面积的小麦秸秆所需功率为 $100 \sim 200 \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{m}^{-2}$ ^[12],取其功率为 $200 \text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{m}^{-2}$,以设计的切割装置 1m 工作幅宽,行走速度 $1.5\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 计算,则秸秆对整个割刀的作用力为 300N 。根据 $F = -ma$ 计算,通过仿真计算割刀最大的加速度为 $116.74 \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$,则割刀和导杆在运动时的惯性力最大为 400N 。

应用 IF 函数将惯性力和切割阻力添加到割刀上,其函数定义为 $\text{IF}(\text{time}-0.005:700,700,\text{IF}(\text{time}-0.065:-700,-700,\text{IF}(\text{time}-0.125:700,700,\text{IF}(\text{time}-0.185:-700,-700,\text{IF}(\text{time}-0.245:700,700,\text{IF}(\text{time}-0.025:700,700,0))))))$,进行动力学的仿真分析。图 11 所示是导杆水平方向两端的受力变化。图 12、图 13 分别是摆杆对摆轴的力和力矩的变化图。

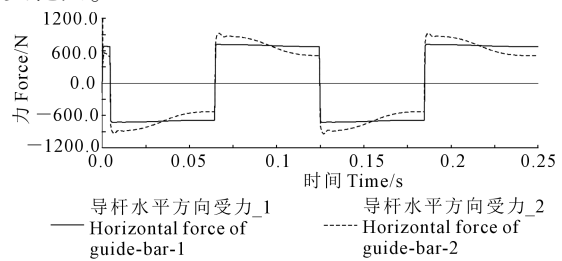


图 11 导杆水平方向两端受力变化曲线

Fig.11 Curve of the force at two end of the horizontal guide-bar

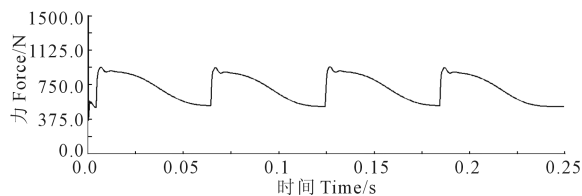


图 12 摆轴的受力变化

Fig.12 Force change of the pendulum shaft

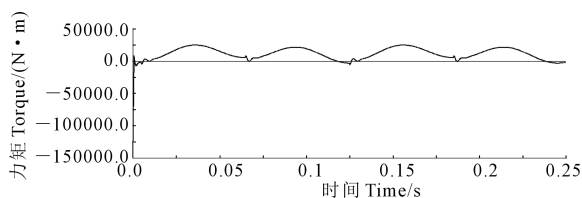


图 13 摆轴的力矩变化

Fig.13 Torque change of the pendulum shaft

5 仿真结果分析

通过摆环机构刚柔耦合仿真的分析,摆环的摆角为 15° 时,割刀最大的切割速度为 $2.12\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$,满足小型收获机切割速度的技术要求^[12]。割刀的加速度在 0s 时,最大达 $4900\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$,但在 0.001s 内其加速度降至 $91.46\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$,其后割刀未出现加速度值突变的情况;摆轴在 0s 时角加速度达 $679.59\text{r} \cdot \text{s}^{-2}$,但在 0.001s 内其加速度降至 $438.22\text{r} \cdot \text{s}^{-2}$,在 0.0015s 时角速度增至 $684.52\text{r} \cdot \text{s}^{-2}$,其后摆轴角加速度数值规律变化。

同时对应到导杆和割刀固定位置上的受力,在 0s 时受力达 14868.74N ,在 0.0005s 内其受力降至 362.74N ,随后导杆受力规律变化,最大受力为 724.25N ,摆轴对导杆的受力最大为 928.02N ;摆轴在 0s 时受力和力矩分别达 15844.06N 和 $-1.493 \times 10^2 \text{N} \cdot \text{m}$ 在 0.0015s 内力和力矩分别降至 551.68N 和 $-6.61\text{N} \cdot \text{m}$ 其后摆轴和摆杆连接处承受的力和力矩最大分别为 919.26N 和 $25.4\text{N} \cdot \text{m}$,且呈规律变化。

摆环机构工作过程中导杆在给割刀传送动力,驱动割刀往复运动的同时,自身也会存在较大变形,因此在进行摆环机构刚柔耦合仿真过程中,不仅有割刀、导杆自身重量引起的惯性力外,还有导杆柔性结构引起的启动冲击力,使得仿真初始阶段加速度、受力和力矩等参数跳跃较大。

6 结 论

摆环机构是往复式切割装置的关键部件,其性能的优劣直接影响到收获机的切割效率。通过分析研究摆环机构的结构、工作原理、运动特性,获取影响摆环机构性能的关键指标。利用 ADAMS 进行的摆环机构刚柔耦合仿真,并在割刀上添加作业过程中的工作负载和惯性力,分析摆环机构的运动学和动力学特性。

通过仿真分析,切割装置割刀的作业速度达 $2.12\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$,忽略起始的惯性力和冲击力,割刀的最大加速度达 $103.66\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$,摆轴的最大角加速度达 $691.95\text{r} \cdot \text{s}^{-2}$,满足切割器的作业要求。利用切割装置的作业负载和割刀速度反向的特性,添加割刀和导杆的惯性力和作业负载后,获得导杆两端最大受力分别为 724.25N 和 928.02N ,为导杆的强度和疲劳分析提供了准确的数据;摆轴承受的最大力和力矩分别为 919.26N 和 $25.4\text{N} \cdot \text{m}$,且受交变载荷作用。通过分析,可为摆环机构的惯性力平衡和关键部件的强度和疲劳校核提供支撑。

参 考 文 献:

- [1] 李宝筏.农业机械学[M].北京:农业出版社,2003.
- [2] 武志云,卢宜青,白振力.收获机械中摆环机构理论分析[J].内蒙古工业大学学报,1997,16(4):49-53.
- [3] 程梦子,陈子龙,何朝明.基于 ADAMS 的往复式切割机的柔性动力学分析[J].机床与液压,2016,44(11):138-140.
- [4] 谢珣,史景钊,李保谦,等.基于 ADAMS 的摆环机构运动仿真及优化设计[J].农机化研究,2015,(6):67-69.
- [5] 曹元寿.英汉农业机械工程词典[M].北京:中国农业出版社,1995:1101.
- [6] 吴守一.农业机械学(下册)[M].北京:机械工业出版社,1987:25.
- [7] 赵武云,史增录,戴飞,等.ADAMS2013 基础与应用实例教程[M].北京:清华大学出版社,2015:251-265.
- [8] 史增录,张学军,赵武云,等.4UX-550 型马铃薯挖掘机振动筛运动特性分析及仿真研究[J].甘肃农业大学学报,2013,48(03):156-160.
- [9] 史增录,赵武云,吴建民,等.4UX-550 型马铃薯收获机悬挂机组液耦合仿真[J].农业机械学报,2011,42(6):98-102.
- [10] 张能武,唐亚鸣.新编实用金属材料手册[M].济南:山东科学技术出版社,2010:543.
- [11] 赵红乔.摆环机构的动力学仿真及有限元分析[D].长沙:湖南大学,2010:26-33.
- [12] 北京农业工程大学.农业机械学第二册(下册)[M].北京:农业出版社,1997:24-36.