

引用本文格式 郝朝会, 吴宗剑, 王留芳, 等. 工业大麻割铺机切割装置设计与试验[J]. 农业工程, 2025, 15(4): 81-87. DOI: 10.19998/j.cnki.2095-1795.202504314. HAO Zhaohui, WU Zongjian, WANG Liufang, et al. Design and experiment of cutting device for industrial hemp cutting and paving machine[J]. Agricultural Engineering, 2025, 15(4): 81-87.

## 工业大麻割铺机切割装置设计与试验

郝朝会<sup>1,2,3</sup>, 吴宗剑<sup>1</sup>, 王留芳<sup>4</sup>, 周涛<sup>3</sup>, 车磊<sup>3</sup>

(1. 新疆农业大学机电工程学院, 新疆 乌鲁木齐 830052; 2. 中农机(北京)科技发展有限公司, 北京 102206;  
3. 新疆工程学院, 新疆 乌鲁木齐 830052; 4. 上海交通大学学生创新中心, 上海 200240)

**摘要:** 针对工业大麻割铺机在割铺作业过程中切割装置振动大、易损坏、效率低等问题, 对切割装置进行运动学和动力学理论分析计算, 得到平衡惯性力的平衡块质量 6.672 kg。基于 ADAMS 软件进行仿真分析, 得到切割装置位移、速度、加速度运动曲线, 验证设计的正确性; 并得到惯性力数据, 其中  $x$ 、 $y$  方向惯性力在可靠范围内有一定幅度的增加, 但  $z$  方向惯性力降低 95.7%、惯性合力降低 15%。田间可靠性试验结果表明, 加装平衡块后首次故障时间提高 6 倍, 平均故障间隔时间提高 8 倍。经第三方检测整机平均故障间隔时间 60 h, 优于工业大麻标准规定值 40 h, 设计的切割装置合理, 所加平衡块能够有效提升切割装置效率, 满足我国工业大麻的机械化收割要求。

**关键词:** 工业大麻; 割铺机; 切割装置; 仿真分析

中图分类号: S225.9 文献标识码: A 文章编号: 2095-1795(2025)04-0081-07

DOI: 10.19998/j.cnki.2095-1795.202504314

## Design and experiment of cutting device for industrial hemp cutting and paving machine

HAO Zhaohui<sup>1,2,3</sup>, WU Zongjian<sup>1</sup>, WANG Liufang<sup>4</sup>, ZHOU Tao<sup>3</sup>, CHE Lei<sup>3</sup>

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Xinjiang Agricultural University, Urumqi Xinjiang 830052, China; 2. China Agricultural Machinery (Beijing) Technology Development Co., Ltd, Beijing 102206, China; 3. Xinjiang Institute of Engineering, Urumqi Xinjiang 830023, China; 4. Student Innovation Center, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

**Abstract:** Aiming at problems of large vibration, easy damage, and low efficiency of cutting device of industrial hemp cutting and paving machine during cutting and paving operation, kinematic and dynamic theoretical analysis and calculation were carried out on cutting device, and mass of balance block balancing inertia force was 6.672 kg. Based on ADAMS software for simulation analysis, displacement, velocity, and acceleration curves of cutting device were obtained to verify correctness of design. Inertial force data were obtained, in which inertial forces in  $x$  and  $y$  directions increased with a certain range, but inertial force in  $z$  direction was reduced by 95.7%, and inertial resultant force was reduced by 15%. Field reliability experiment results showed that the first failure time was increased by 6 times after adding balance weights, average failure interval was increased by 8 times. Average failure interval of whole machine detected by a third party was 60 hours, which was better than standard value of industrial hemp 40 hours. Designed cutting device was reasonable, and added balance block could effectively improve efficiency of cutting device and meet mechanized harvesting requirements of industrial hemp in China.

**Keywords:** industrial hemp, cutting and paving machine, cutting device, simulation analysis

收稿日期: 2024-10-16 修回日期: 2024-12-03

基金项目: 新疆维吾尔自治区 2022 年重点研发计划项目 (2022B02023-2); 新疆维吾尔自治区 2022 年博士后资助经费项目 (10062300211); 2023 年大学生创新创业训练计划项目 (202310994002、S202310994018)

作者简介: 郝朝会, 博士, 教授, 主要从事智能农机装备研究 E-mail: kkk-875@163.com

王留芳, 通信作者, 硕士, 高级工程师, 主要从事电机电器及其控制技术、智慧农业, 以及工程实践教学研究 E-mail: wlf276@sjtu.edu.cn

在线投稿  
www.d1ae.com

## 0 引言

工业大麻适应性强、易于种植且生长速度快，在纺织、造纸、医药、食品饲料、建筑材料和汽车装饰等领域，具有广阔的发展前景。2022年我国工业大麻种植面积约2.65万hm<sup>2</sup>，产量约14.5万t，黑龙江省是我国工业大麻主要种植区。据不完全统计，2019年黑龙江省纤维用工业大麻种植面积1.33万hm<sup>2</sup>，药用工业大麻种植面积0.13万hm<sup>2</sup>，种植面积及产量占全国的50%左右<sup>[1]</sup>。此外，吉林省、内蒙古自治区、安徽省、山东省、山西省和广西壮族自治区等地也有种植。工业大麻作为东北地区的重要经济作物，近年来种植面积逐步扩大。

随着工业大麻产业的快速发展，对其收获环节的机械化需求也日益迫切。切割装置作为工业大麻割铺机实现高效收获的关键部件，其在作业过程中的高速回转运动和往复运动产生的惯性力如不能合理地平衡，会导致割台甚至整机产生剧烈振动，加速割铺机损坏，影响切割的精度和质量，降低割铺机的使用寿命。

为减小往复运动产生的惯性力，国内外研究人员从结构方面开展大量研究。贾瑞昌等<sup>[2]</sup>介绍，日本久保田稻麦联合收获机将单刀杆改为双刀杆，并且通过两个曲柄连杆机构进行双边驱动，而运动过程中，两组刀杆运动相反，从而抵消传动机构部分惯性力。KROES S等<sup>[3]</sup>创建双圆盘割刀数学理论模型，并给出不漏割及避免切割前刀盘刀刃与茎秆接触的条件。GUARNIERI A等<sup>[4]</sup>构建以曲柄滑块机构作为往复单动刀切割器传动机构的集中质量模型，对其运动方程进行计算分析，得到运动和转矩的周期性不稳定性远大于割刀交替惯性力的影响，是往复式切割系统运行不稳定的主要来源；同时得到降低机构运行不稳定的最优运行速度，此外还发现割刀的切割阻尼会随着运行速度提高有所降低，对类似切割系统振动及切割质量提供一种优化方案。吴明亮等<sup>[5]</sup>基于Matlab的Simulink振动模型进行冲击振动仿真分析，得到最佳的曲柄平衡块质量、三角摆块平衡块质量和两者质心位置。梁方等<sup>[6]</sup>对曲柄连杆机构、摆环机构、曲柄摆杆机构等往复式割草机传动装置进行振动仿真分析，为往复式割草机设计提供减小机械振动与惯性力的方法。李自皓等<sup>[7]</sup>利用Solidworks软件建立三维模型，基于ANSYS有限元仿真软件分析对茎秆剪切断裂过程进行仿真分析。唐斌等<sup>[8]</sup>应用ADAMS软件直观地分析切割器工作过程，进行切割器的运动学原理和动力学分析，得到切割过程中切割力变化规律等。

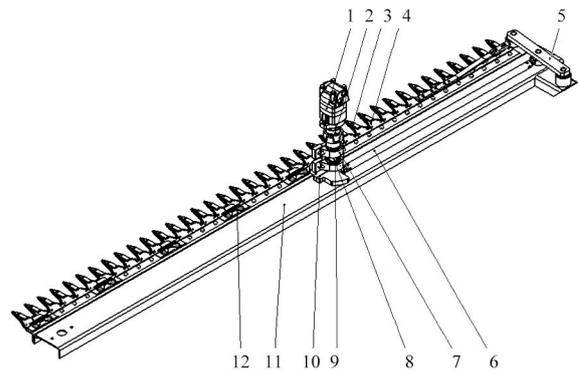
综上所述，国内外在切割装置惯性力平衡的研究方面取得一定的成果，但未有针对工业大麻割铺机切

割装置的惯性力平衡进行系统研究，本研究借鉴高秆作物切割装置的研究经验，结合工业大麻作物的特点，采用理论分析与仿真分析相结合的方法，通过理论计算，以及ADAMS运动学分析、动力学分析，进行工业大麻割铺机切割装置的惯性力平衡与仿真研究，为工业大麻割铺机的研究提供参考和借鉴<sup>[9-15]</sup>。

## 1 切割装置结构与工作原理

### 1.1 结构

切割装置是割铺机的重要工作部件，用于切割大麻植株，位于分禾装置的下方，并与机架连接，包括切割器、驱动装置。根据工业大麻植株特性，选定往复式切割器、动刀和护刃器结构，其具有结构简单、切削效率高、工作质量好、使用可靠、不会漏割及易配套等特点，能够满足工业大麻机械化收获要求。驱动装置为液压驱动装置，为往复式切割器提供动力。切割装置结构如图1所示。



1. 液压马达 2. 联轴器 3. 护刃器 4. 动刀片 5. 连接板 6. 连杆 7. 轴承座 8. 轴 9. 转轴 10. 平衡块 11. 支撑架 12. 压刃器

图1 切割装置结构

Fig. 1 Schematic of cutting device structure

### 1.2 工作原理

曲柄通过传动部分与动力源紧密连接，在动力驱动下做连续的旋转运动。连杆的一端与曲柄相连，另一端与扩展连接杆相接；扩展连接杆与切割部分连接，可将切割部分的行程、速度等按照一定的比例进行扩大，并在连杆的带动下做往复直线运动。这一过程将曲柄连杆机构中曲柄的圆周运动转化为刀杆的往复运动，切割夹在动刀片和定刀片之间的工业大麻。

## 2 切割装置平衡分析

### 2.1 运动分析

为方便计算，切割器运动分析如图2所示。

由图2可得矢量方程

$$\vec{OA} + \vec{AB} = \vec{OB} \quad (1)$$

A点坐标

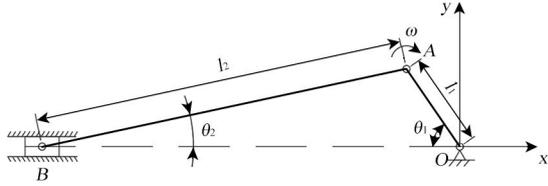


图2 切割装置运动分析

Fig. 2 Cutting device motion analysis

$$\begin{cases} x_A = -l_1 \cos \theta_1 = -l_1 \cos \omega t \\ y_A = l_1 \sin \theta_1 = l_1 \sin \omega t \end{cases} \quad (2)$$

对A点坐标求导可得A点速度

$$\begin{cases} x'_A = \theta'_1 l_1 \sin \theta_1 = \omega l_1 \sin \omega t \\ y'_A = \theta'_1 l_1 \cos \theta_1 = \omega l_1 \cos \omega t \end{cases} \quad (3)$$

对A点速度求导可得A点加速度

$$\begin{cases} x''_A = (\theta'_1)^2 l_1 \cos \theta_1 = \omega^2 l_1 \cos \theta_1 \\ y''_A = -(\theta'_1)^2 l_1 \sin \theta_1 = -\omega^2 l_1 \sin \theta_1 \end{cases} \quad (4)$$

B点坐标

$$\begin{cases} x_B = x_A - l_2 \cos \theta_2 = -l_1 \cos \omega t - l_2 \cos \theta_2 \\ y_B = y_A - l_2 \sin \theta_2 = l_1 \sin \omega t - l_2 \sin \theta_2 = 0 \end{cases} \quad (5)$$

对B点坐标求导可得B点速度

$$\begin{cases} x'_B = \theta'_1 l_1 \sin \theta_1 + \theta'_2 l_2 \sin \theta_2 = \omega l_1 \sin \omega t + \theta'_2 l_2 \sin \theta_2 \\ y'_B = \theta'_1 l_1 \cos \theta_1 - \theta'_2 l_2 \cos \theta_2 = \omega l_1 \cos \omega t - \theta'_2 l_2 \cos \theta_2 = 0 \end{cases} \quad (6)$$

对B点速度求导可得B点加速度

$$\begin{cases} x''_B = (\theta'_1)^2 l_1 \cos \theta_1 + l_2 [\theta''_2 \sin \theta_2 + (\theta'_2)^2 \cos \theta_2] \\ \quad = \omega^2 l_1 \cos \theta_1 + l_2 [\theta''_2 \sin \theta_2 + (\theta'_2)^2 \cos \theta_2] \\ y''_B = 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中  $l_1$ ——曲柄长度，取 20 mm

$l_2$ ——连杆长度，取 1 200 mm

$\omega$ ——曲柄角速度，rad/s

$t$ ——时间，s

$\theta_1$ ——曲柄转过角度，(°)

$\theta_2$ ——连杆与x轴方向夹角，(°)

## 2.2 平衡惯性力理论计算

由偏置曲柄滑块机构组成的往复式切割器，其曲柄和连杆作回转运动、切割器动刀与连杆作往复运动时皆会产生不平衡惯性力，从而引起割铺机振动。曲柄转速越快，所产生的不平衡惯性力和振动越大，会使切割器的零件和割台产生变形甚至是破坏，降低机械强度、寿命和切割质量。为此需要对割刀的惯性力进行平衡。在曲柄对面配装平衡块，利用平衡块的离心力来平衡曲柄的离心惯性力和割刀的部分往复惯性力。为了研究方便，设连杆质量的2/3随割刀做直线往复运动，1/3随曲柄做圆周运动，受力分析如图3所示<sup>[12]</sup>。

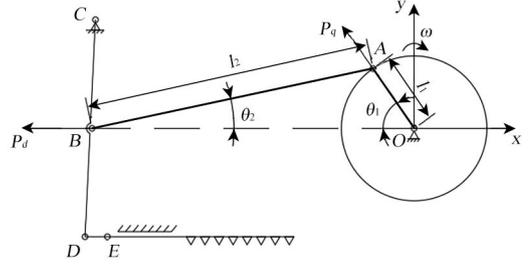


图3 切割装置受力分析

Fig. 3 Cutting device stress analysis

曲柄离心惯性力  $P_c$  为

$$P_c = m_c \omega^2 l_1 \quad (8)$$

割刀往复惯性力  $P_g$  为

$$P_g = m_g \omega^2 l_1 \cos \theta_1 \quad (9)$$

连杆惯性力  $P_e$  为

$$P_e = \frac{1}{3} m_e \omega^2 l_1 + \frac{1}{3} m_e \omega^2 l_1 \cos \theta_1 \quad (10)$$

式中  $m_c$ ——曲柄质量，取 0.70 kg

$m_d$ ——割刀质量，取 8.48 kg

$m_e$ ——连杆质量，取 3.29 kg

整个机构离心惯性力  $P_q$  为

$$P_q = \left( m_c + \frac{1}{3} m_e \right) \omega^2 l_1 \quad (11)$$

整个机构往复惯性力  $P_d$  为

$$P_d = \left( m_c + \frac{2}{3} m_e \right) \omega^2 l_1 \cos \theta_1 \quad (12)$$

离心惯性力平衡：在曲柄对面增配质量为  $m_b$  的平衡块，使其产生的惯性力与  $P_q$  平衡。即

$$m_b \omega^2 l_p = \left( m_c + \frac{1}{3} m_e \right) \omega^2 l_1 \quad (13)$$

则平衡机构离心惯性力所需平衡块质量  $m_b$  为

$$m_b = \frac{l_1}{l_p} \left( m_c + \frac{1}{3} m_e \right) \quad (14)$$

式中  $l_p$ ——平衡块与曲柄转动中心的距离，选取  $l_p=15$  mm，则  $m_b=2.4$  kg

往复惯性力平衡：仍在曲柄对面配装平衡块，设其质量为  $m_p$ ，其产生的离心惯性力的水平分力与往复惯性力正好平衡，受力分析如图4所示。

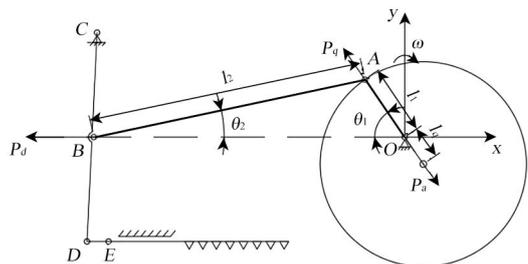


图4 切割装置加平衡配重后受力分析

Fig. 4 Cutting device with added balance weights stress analysis

平衡块平衡往复惯性力后, 会增大垂直惯性力, 因此常采用部分平衡往复惯性力的方法 ( $\lambda=0.25\sim 0.50$ ), 取  $\lambda=0.3$ , 即

$$m_p \omega^2 l_p \cos \theta_1 = \lambda \left( m_d + \frac{2}{3} m_e \right) \omega^2 l_1 \cos \theta_1 \quad (15)$$

则平衡机构往复惯性力所需平衡块质量  $m_p$  为

$$m_p = \frac{l_1}{l_p} \lambda \left( m_d + \frac{2}{3} m_e \right) \quad (16)$$

经计算  $m_p=4.272$  kg。

综上所述, 平衡惯性力所需平衡块质量  $m=m_p+m_b=6.672$  kg。

### 3 ADAMS 运动学仿真分析

#### 3.1 仿真分析设置

通过 Solidworks 对工业大麻割铺机切割装置各部件进行三维实体建模, 并完成各部件之间装配, 导入到 ADAMS 中, 如图 5 所示。并设置旋转驱动转速 400 r/min、仿真时间 1 s、步长 100 ms。

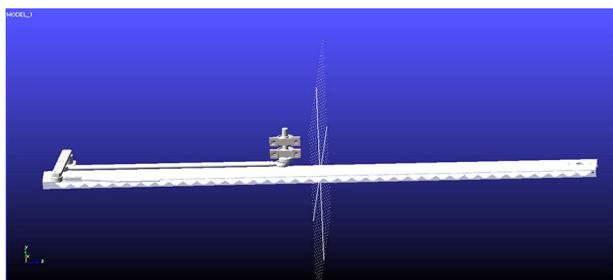


图 5 ADAMS 切割装置模型  
Fig. 5 ADAMS cutting device model

#### 3.2 仿真模型验证

分析运动特性, 找到割刀的位移与速度关系。

$$\begin{cases} z = -l_1 \cos \omega t \\ v_z = l_1 \omega \sin \omega t = \omega \sqrt{l_1^2 - z^2} \\ a_z = l_1 \omega^2 \cos \omega t \end{cases} \quad (17)$$

式中  $z$ ——割刀在  $z$  轴方向位移, mm

$v_z$ ——割刀在  $z$  轴方向速度, mm/s

$a_z$ ——割刀在  $z$  轴方向加速度, mm/s<sup>2</sup>

动刀片运动速度  $v_z$  和位移  $z$  是椭圆方程式关系

$$\frac{v_z^2}{l_1^2 \omega^2} + \frac{z^2}{l_1^2} = 1 \quad (18)$$

当  $z=\pm l_1$  时, 曲柄连杆运动到死点位置, 割刀运动到极点位置, 此时割刀的速度为 0, 加速度为最小值  $-\omega^2 l_1$ ; 随着曲柄的转动, 割刀位移和速度逐渐加大; 当  $z=0$  时, 曲柄连杆运动到中点位置时, 割刀速度达到最大值  $\omega l_1$ , 而此时加速度为 0。

通过 ADAMS 对该模型进行仿真验证, 按照已设

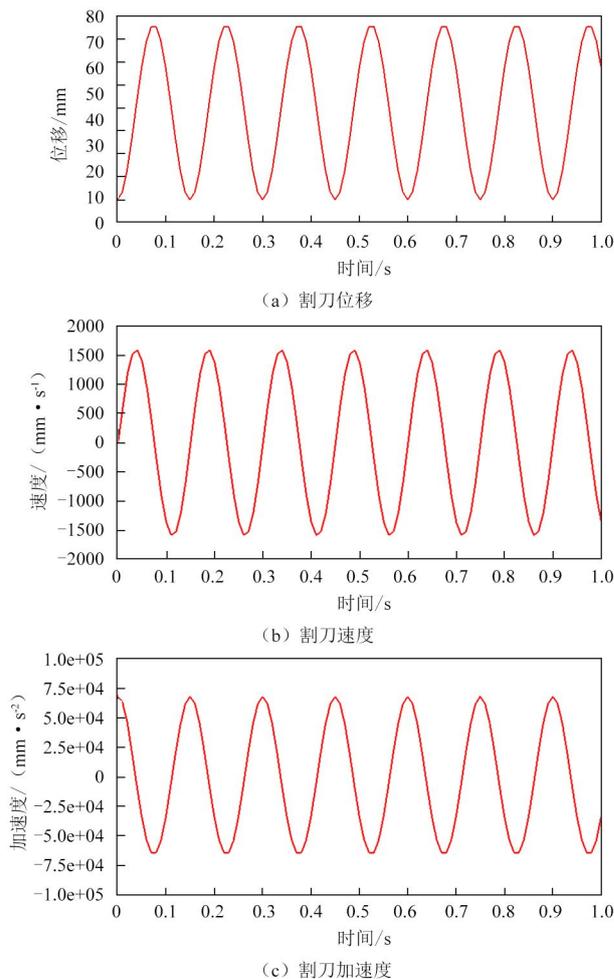


图 6 割刀运动随时间变化曲线  
Fig. 6 Cutter movement over time curve

置的参数进行运动仿真, 割刀运动曲线如图 6 所示。以  $z$  轴方向作为割刀运动方向。

由图 6a 可知, 随着时间的变化, 割刀位移相对于其初始位置的变化呈现正弦曲线规律, 正弦曲线的峰谷极点值即为动刀片两个不同方向的最大位移量。通过最大值与最小值的差值可以计算动刀片有效行程 75 mm。

由图 6b 和图 6c 可知, 当曲柄匀速转动时, 连杆带动割刀做往复运动, 可将其速度变化近似看做正弦变化。割刀加速度也可近似看做正弦曲线规律。

为直观地观察动刀片在运动过程中其位移、速度、加速度之间的关系, 通过 ADAMS 仿真得到其运动曲线如图 7 所示。

由图 7 可知, 动刀片有效行程 75 mm, 动刀片最大速度值出现在曲柄与连杆垂直处, 0 速度值出现在动刀片的最大位移处或初始点。在切割开始时动刀片的加速度为最大值, 切割完成时为最小值, 当曲柄和连杆为垂直状态时其加速度为 0。该模型仿真结果符合理论分析结果, 可通过该模型进行惯性力平衡的进一步仿真分析。

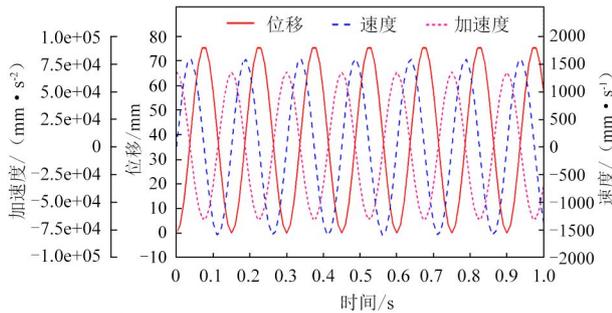


图7 动刀片运动曲线

Fig. 7 Moving blade motion curve

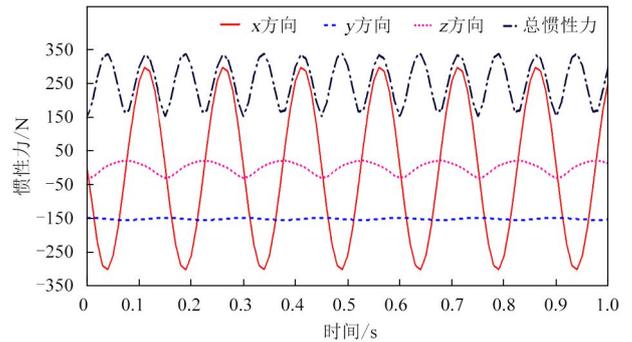


图10 平衡后惯性力曲线

Fig. 10 Inertial force curve after balancing

### 3.3 平衡前仿真

按照已设置的参数进行仿真, 可得到切割装置转轴在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向及总惯性力曲线, 如图 8 所示。

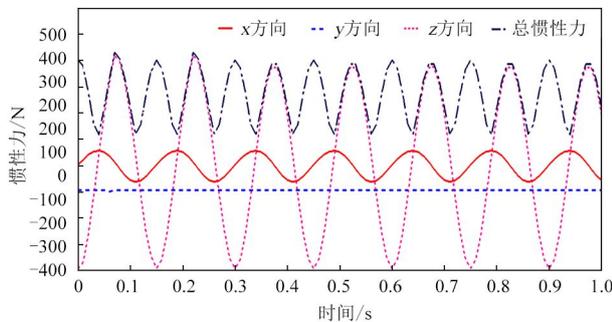


图8 平衡前惯性力曲线

Fig. 8 Inertial force curve before balancing

由图 8 可知, 切割装置转轴在  $x$  方向惯性力较小, 而  $z$  方向惯性力远大于  $x$  方向惯性力, 并且数值变化范围较大, 极不稳定。总惯性力最大值 400 N。

### 3.4 平衡后仿真

通过对切割装置平衡分析计算, 设计出合理的平衡块质量, 并装配到切割装置, 如图 9 所示。再通过 ADAMS 仿真分析计算得到平衡后切割装置转轴上  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向惯性力及总惯性力, 平衡后仿真结果如图 10 所示。

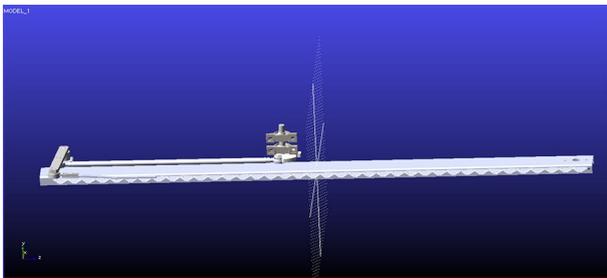


图9 平衡后切割装置模型

Fig. 9 Cutting device model after balancing

由图 10 可知, 切割装置转轴在  $x$  方向惯性力较小, 而  $z$  方向惯性力远大于  $x$  方向惯性力, 并且数值变化范围较大, 极不稳定。总惯性力最大值 340 N。

对比平衡前后  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向惯性力及总惯性力变化曲线, 结果如图 11 所示。

由图 11 可知, 切割装置  $x$ 、 $y$  方向惯性力有一定幅度的增加, 但  $z$  方向惯性力最大值从 470 N 减小至 20 N, 降低 95.7%; 总惯性力最大值从 400 N 减小至 340 N, 降低 15%。表明配装所设计平衡块质量能够达到平衡切割装置所产生惯性力的效果。

## 4 田间试验

### 4.1 试验说明

参照 GB/T 8097—2008《收获机械 联合收割机试验方法》、GB/T 5262—2008《农业机械试验条件 测定方法的一般规定》和 Q/CP XDNZ0001—2020《大麻割铺机》规定的试验方法进行田间可靠性试验, 主要验证切割装置的可靠性。

2020—2022 年的采收季 (8—11 月), 在黑龙江省齐齐哈尔市克山县古北乡、西城乡、北联镇等进行田间可靠性试验和性能检测, 由国家农机具行业检测中心进行机器技术参数和性能测定, 大麻种植基地田间调查结果如表 1 所示。

### 4.2 试验结果

依据工业大麻割铺机标准要求, 对 2020 年工业大麻采收季可靠性试验数据进行跟踪采集, 田间可靠性试验如图 12 所示。

按大麻割铺机额定作业功率对工业大麻进行正常采收作业, 作业时间和班次以 Q/CP XDNZ0001—2020《大麻割铺机》规定为准, 统计故障时间和故障类型, 对切割装置故障单独统计。作业中切割装置故障现场状况如图 13 所示, 田间可靠性试验结果如表 2 所示。

由表 2 可知, 配装平衡块后可靠性得到有效提升, 首次故障时间提高约 6 倍, 平均故障间隔时间提高约 8 倍。经第三方检测整机平均故障间隔时间 60 h, 优于工业大麻标准规定值 40 h, 表明优化设计的工业大麻切割装置能够满足工业大麻采收技术要求, 达到较好的割铺效果。

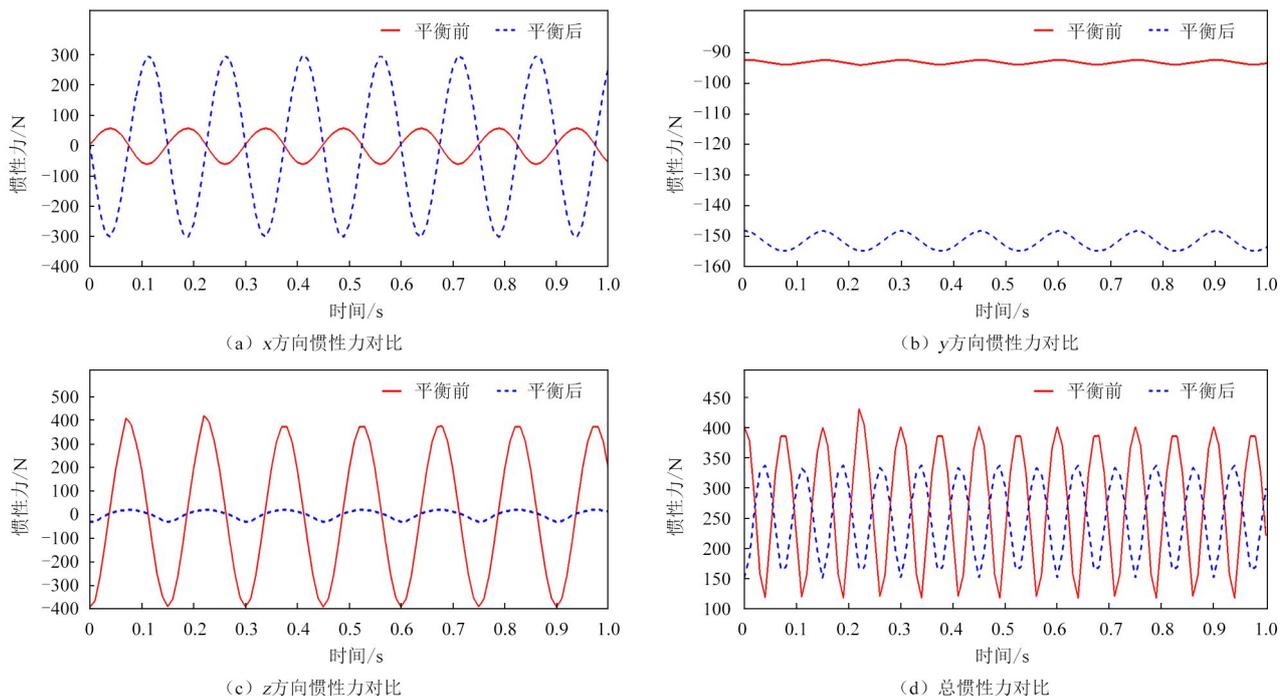


图 11 平衡前后惯性力对比曲线

Fig. 11 Comparison curve of inertial force before and after balancing

表 1 克山县大麻种植基地田间调查结果

Tab. 1 Field survey results of hemp planting base in Keshan County

项目	结果
大麻品种	汉麻 1 号
种植方式	机种条播
植株高度/mm	3 100
直径/mm	11
单株质量/g	16.3
行距/mm	12
种植密度/(株·m <sup>2</sup> )	289



图 13 切割装置固定轴故障现场

Fig. 13 Cutting unit fixed shaft failure site



图 12 田间可靠性试验

Fig. 12 Field reliability experiment

表 2 切割装置田间试验结果

Tab. 2 Cutting device field experiment results

项目	单位: h	
	首次故障时间	平均故障间隔时间
配装平衡块前	18.6	10.2
配装平衡块后	112.3	82.4

得到切割装置  $x$ 、 $y$  方向惯性力有一定幅度增加,但都在机器可靠性范围内;  $z$  方向惯性力降低 95.7%; 总惯性力降低 15%。表明所设计平衡块能够达到平衡切割装置所产生惯性力的效果。

田间可靠性试验表明,配装平衡块后首次故障时间提高约 6 倍,平均故障间隔时间提高约 8 倍,第三方检测整机平均故障间隔时间 60 h,优于工业大麻标准规定值 40 h。表明设计的切割装置合理,所配装平衡块能够有效提升切割装置效率,满足我国工业大麻的机械化收割要求。

## 5 结束语

针对作业过程中的高速回转运动和往复运动所产生的惯性力会降低机器的使用寿命等问题,对切割装置进行运动学和动力学分析计算,得到平衡所产生惯性力的平衡块质量 6.672 kg。

基于 ADAMS 仿真软件对切割装置模型进行仿真,

## 参考文献

- [1] 曹海峰. 黑龙江省工业大麻生产机械化现状及研发建议[J]. 农机使用与维修, 2024(2): 74-76, 134.  
CAO Haifeng. Current situation and R & D suggestions for mechanization of industrial hemp production in Heilongjiang Province[J]. *Agricultural Machinery Using & Maintenance*, 2024(2): 74-76, 134.
- [2] 贾瑞昌, 赵华海. 收获机械切割器的技术进展[J]. 广东农机, 1999(3): 17-19.
- [3] KROES S, HARRIS H D. A kinematic model of the dual basecutter of a sugarcane harvester[J]. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 1995(62): 163-172.
- [4] GUARNIERI A, MAGLIONI C, MOLARI G. Dynamic analysis of reciprocating single-blade cutter bars[J]. *Transactions of the ASABE*, 2007, 50(3): 755-764.
- [5] 吴明亮, 罗海峰, 汤楚宙, 等. 往复式稻茬切割器振动分析与仿真[C]//中国农业工程学会. 纪念中国农业工程学会成立30周年暨中国农业工程学会2009年学术年会(CSAE 2009)论文集, 2009: 377-381.
- [6] 梁方, 王德成. 往复式割草机的振动特性的建模与对比研究[C]//中国农业工程学会. 中国农业工程学会2011年学术年会(CSAE 2011)论文摘要集, 2011: 9.
- [7] 李自皓, 罗海峰, 谢伟, 等. 基于ANSYS的油菜分段收获适期茎秆剪切力学特性分析[J]. 中国农机装备, 2024(2): 32-36.  
LI Zihao, LUO Haifeng, XIE Wei, et al. Analysis of shear mechanical properties of rapeseed stems during the optimal harvest period for segmented harvesting based on ANSYS[J]. *China Agricultural Machinery Equipment*, 2024(2): 32-36.
- [8] 唐斌, 袁建宁, 李显旺, 等. 工业大麻小型立式割台切割器运动分析与仿真[J]. 中国农机化学报, 2018, 39(9): 1-4  
TANG Bin, YUAN Jianning, LI Xianwang, et al. Kinematical analysis and simulation of cutter for hemp-type vertical cutting table[J]. *Journal of Chinese Agricultural Mechanization*, 2018, 39(9): 1-4.
- [9] 贺华鹏. 芦苇收割机割台关键部件参数优化研究[D]. 北京: 中国农业科学院, 2020.  
HE Huapeng. Parameter optimization study of key cutting platform parts for reed harvester[D]. Beijing: Chinese Academy of Agricultural Sciences, 2020.
- [10] 向伟, 马兰, 刘佳杰, 等. 工业大麻初加工技术及装备研究进展[J]. 中国农机化学报, 2022, 43(6): 96-103.  
XIANG Wei, MA Lan, LIU Jiajie, et al. Research progress on primary processing technology and equipment of industrial hemp[J]. *Journal of Chinese Agricultural Mechanization*, 2022, 43(6): 96-103
- [11] 张成田, 赵升吨, 王文文, 等. 新型模切机滑块运动特性及其惯性力特性研究[J]. 锻压装备与制造技术, 2021, 56(2): 7-12.  
ZHANG Chengtian, ZHAO Shengdun, WANG Wenwen, et al. Kinematics and dynamics analysis of working mechanism of symmetric dual-output die-cutting machine[J]. *China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology*, 2021, 56(2): 7-12.
- [12] 柴红伟. 联合收割机往复式切割器性能研究[J]. 农业机械, 2013(10): 131-136.
- [13] GAO X H, LIU Y G. Design, modeling and characteristics research of a novel self-air cooling reciprocating compressor[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2021, 128: 62-70.
- [14] ZHANG S M, ZHANG T, CHEN W S, et al. The development direction of electric air compressor for vehicle[C]//2020 3rd International Conference on Advanced Electronic Materials, Computers and Software Engineering, New York: IEEE, 2020: 720-722.
- [15] 赖晓, 何桂庆, 李尚平, 等. 甘蔗收获机切割系统轴向振动的试验研究[J]. 农业工程学报, 2021, 37(14): 12-20.  
LAI Xiao, HE Guiqing, LI Shangping, et al. Experimental research on the axial vibration of the cutting system for sugarcane harvesters[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2021, 37(14): 12-20.