

肖洋轶, 杨锐, 李航, 等. 联合收获机割台拨禾装置的设计与运动学仿真[J]. 华中农业大学学报, 2020, 39(4): 156-162.

DOI: 10.13300/j.cnki.hnlkxb.2020.04.021

联合收获机割台拨禾装置的设计与运动学仿真

肖洋轶, 杨锐, 李航, 徐红梅, 田鹏

华中农业大学工学院/农业农村部长江中下游农业装备重点实验室, 武汉 430070

摘要 以某联合收获机割台的拨禾装置为研究对象, 基于 Pro/E 软件建立其几何模型并导入 ADAMS 进行合理简化, 添加约束、载荷和驱动得到其虚拟样机模型, 并在此基础上进行运动学仿真。通过建立不同驱动, 对不同工况下的拨禾装置进行仿真分析, 获得拨禾装置的作用范围等相关参数。结果表明, 只有当拨禾轮的拨禾速比 $\lambda > 1$ 时, 运动轨迹才为余摆线, 形成闭合扣环从而使弹齿能够向后推送作物茎秆; 当拨禾轮的拨禾速比为 1.55 时, 拨禾轮作用程度最接近最佳作用程度, 此时可以避免不必要的落粒损失且满足正常工作要求; 拨禾轮的最大和最小前移距离都随拨禾速比的增大而增大, 禾轮的前移范围为 0.00~0.38 m。

关键词 联合收获机; 拨禾装置; 偏心拨禾轮; 拨禾速比; 虚拟样机; ADAMS

中图分类号 S 225.3 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2020)04-0156-07

目前, 联合收获机逐渐代替单一的收割机与脱粒机, 广泛用于农业生产, 同时联合收获机的发展也更趋于通用化, 使得对其各个装置、部件的研究更加深入^[1-2]。收割属于联合收获机的重要作业过程, 主要由割台完成, 其作用为切割作物, 并将作物输送至脱粒装置。割台由拨禾装置、切割器和分禾器等组成, 其中, 拨禾装置对于提高收割台的工作质量、减少损失、改善机器对倒伏作物的适应性具有重要意义。

王刚^[3]通过调整包括拨禾轮在内的部分结构与作业参数, 可以实现联合收获机的通用, 提高作业效率。伍文杰^[4]对油菜联合收获机拨禾轮安装高度以及转速等参数进行研究分析, 得到各参数对割台损失的影响, 分析得出拨禾装置的最佳工作参数, 优化后可大大降低收割损失。张建^[5]利用虚拟样机技术, 设计出配备有侧向倾斜式输送机构的 4M-2 型马铃薯联合收获机, 该机型可同时进行收获、集薯 2 个工作过程, 提高了收获效率。吴修远等^[6]以玉米收获机械为例, 利用虚拟 ADAMS 进行仿真设计, 提供了具体设计流程。云善良等^[7]利用 ADAMS 仿真软件, 对拨禾装置进行仿真设计, 其设计方法可大大缩短产品设计时间, 降低设计成本。Xie 等^[8]

提出一种用于联合收获机割台高度控制的两自由度控制器, 对于割台的高度控制及割台设计有重要研究意义。针对拨禾轮的具体参数, Baruah 等^[9]对拨禾轮的功率需求进行研究, 建立其功率需求模型, 优化拨禾轮的设计。此外, 加拿大的 WCC8570 自走式联合收获机, 配备了 9700 型 7.6 m 刚性割台和 9750 型 6.1 m 挠性割台, 拨禾轮驱动、升降、前后调节等采用了电液联合控制, 具有综合损失小、工作效率高等特点; 德国的 E516 全液压大型联合收获机的拨禾轮采用 1 个单向的棘轮机构传递动力, 可以实现连续工作, 不停旋转, 大大提高了联合收获机的工作效率。综上所述, 国外对联合收获机的研究起步较早, 机器利用率以及工作可靠性较强。与国外相比, 我国针对联合收获机的研究起步较晚, 技术成熟度不够。近年来, 许多学者以拨禾轮结构、运动以及设计参数为出发点, 利用虚拟样机技术对联合收获机的拨禾装置进行优化设计, 为割台拨禾装置的优化设计提供新的思路。本研究以某谷物联合收获机的割台拨禾装置为研究对象, 利用其整车参数设计一种拨禾装置, 并对关键部件进行校核, 旨在为联合收获机割台的优化设计提供一定的参考。

收稿日期: 2019-07-14

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51875230); 湖北省自然科学基金项目(2017CFC817)

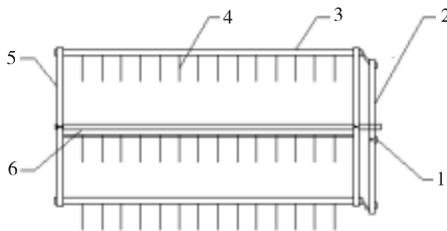
肖洋轶, 博士, 讲师. 研究方向: 现代农业装备设计与分析. E-mail: yyxiao@mail.hzau.edu.cn

通信作者: 徐红梅, 博士, 副教授. 研究方向: 农机装备振动舒适性分析与研究. E-mail: xhm790912@163.com

1 材料与方法

1.1 拨禾装置三维几何模型的建立

本研究针对约翰迪尔 C230 谷物联合收获机设计一种偏心拨禾轮(图 1)。偏心拨禾轮由弹齿轴、弹齿、主辐条、偏心辐盘、偏心辐条、拨禾轮主轴等部件组成^[10]。本研究中,偏心拨禾轮直径 $D=1\text{ m}$,转速 $n=37\text{ r/min}$;弹齿轴的半径 $d_1=30\text{ mm}$,长度 $L_1=5.4\text{ m}$;弹齿长度 $L=300\text{ mm}$,分布间距 $l=120\text{ mm}$,数目 $x=45$;拨禾轮主轴半径 $d_2=40\text{ mm}$,长度 $L_2=5.59\text{ m}$ 。依据以上设计参数,建立偏心拨禾轮各组件的三维几何模型,并根据偏心拨禾轮的工作原理,完成各组件的装配,建立联合收获机割台拨禾装置的三维几何模型,为后续偏心拨禾轮的虚拟样机建立提供基础。拨禾轮的三维几何模型如图 2 所示。



1. 偏心辐盘 Eccentric wheel disc; 2. 偏心辐条 Eccentric spokes; 3. 弹齿轴 Spring-tooth shaft; 4. 弹齿 Elastic tooth; 5. 主辐条 King spoke; 6. 拨禾轮主轴 Spindle of rell.

图 1 偏心拨禾轮结构简图

Fig.1 Mechanism of eccentric rell

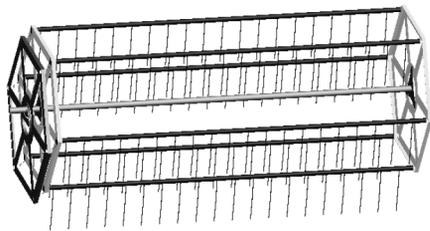


图 2 偏心拨禾轮装配图

Fig.2 Assembly drawing of eccentric rell

1.2 拨禾装置的虚拟样机建立

1) 偏心拨禾轮虚拟样机模型的简化。本研究主要针对拨禾轮运动状态及运动轨迹进行分析和研究,考虑到偏心拨禾轮的运动为前进运动及圆周运动的合成运动,所研究的运动轨迹由 6 个弹齿轴形

成,轨迹标记点为 6 个弹齿轴的轴心。由于轴心的轨迹和弹齿轨迹一样,二者没有相对运动。因此,忽略偏心拨禾轮的弹齿,将弹齿轴进行简化,其他部件保持不变,简化后的模型如图 3 所示。

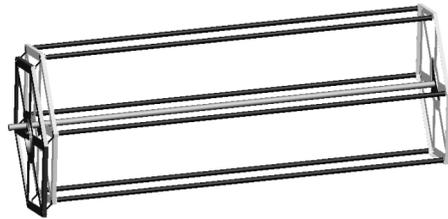


图 3 联合收获机偏心拨禾轮的简化

Fig.3 Simplification of eccentric rell of combine harvest

2) 偏心拨禾轮虚拟样机模型的建立。首先,将偏心拨禾轮的三维几何模型保存为 Parasolid 格式的中间文件,将其导入 ADAMS 中。其次,对导入 ADAMS 中的各个零部件进行属性设置和约束的添加。选择 stell 为模型材料,对虚拟样机模型整体进行材料设置,其密度为 $7\ 801\text{ kg/m}^3$ 、质量为 265 kg 。考虑到拨禾轮各部件间全部通过连接件相连接,可运用 ADAMS 中的布尔操作将拨禾轮模型相交的 2 个实体进行合并,依次选择弹齿轴、辐盘、偏心辐条、主轴、滚轮进行布尔合并,最后将其合并为 1 个整体。约束的定义如表 1 所示。

为获得不同拨禾速比下的运动轨迹与运动学特征,根据拨禾速比不同建立不同的驱动,进行拨禾轮的运动学仿真,其定义参数如表 2 所示。

2 结果与分析

2.1 拨禾轮运动轨迹的仿真与分析

拨禾轮的运动轨迹为其运动学仿真的重要研究内容,拨禾轮在不同速比下将产生不同的运动轨迹。因此,根据表 2 的 5 组数据建立拨禾轮的驱动,设置随机器运动的前进速度 v_m 、绕拨禾轮主轴旋转的圆周运动速度 v_b 以及拨禾速比 λ ,对拨禾轮进行运动学仿真,得到 5 组运动轨迹(图 4,以第 5 组为例)。

仿真结果显示,在拨禾轮的拨禾速比 $\lambda=1$ 时,拨禾轮的运动轨迹为普通摆线,其轨迹不形成闭合扣环。在该运动状态下,不能保证拨禾轮具有向后的绝对运动速度,因此无法实现向后推送作物茎秆并将茎秆推向割刀的工作要求,此时拨禾轮不对作

表 1 偏心拨禾轮约束明细

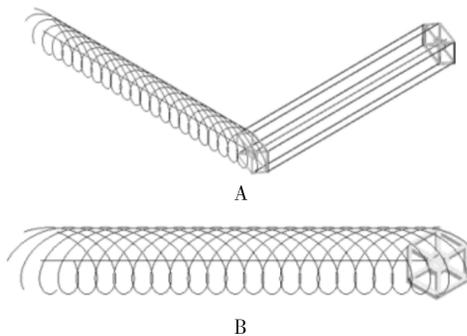
Table 1 Constraints details of eccentric rell

约束对象 Object of constraint		约束类型
对象 1 Object 1	对象 2 Object 2	Type of constraint
主辐盘 1 Plate 1	主轴 Spindle	布尔合并 Boolean merge
主辐盘 1 Plate 1	弹齿轴 1 Spring-tooth shaft 1	布尔合并 Boolean merge
主辐盘 1 Plate 1	弹齿轴 2 Spring-tooth shaft 2	布尔合并 Boolean merge
主辐盘 1 Plate 1	弹齿轴 3 Spring-tooth shaft 3	布尔合并 Boolean merge
主辐盘 1 Plate 1	弹齿轴 4 Spring-tooth shaft 4	布尔合并 Boolean merge
主辐盘 1 Plate 1	弹齿轴 5 Spring-tooth shaft 5	布尔合并 Boolean merge
主辐盘 1 Plate 1	弹齿轴 6 Spring-tooth shaft 6	布尔合并 Boolean merge
弹齿轴 6 Spring-tooth shaft 6	主辐盘 2 Plate 2	布尔合并 Boolean merge
弹齿轴 6 Spring-tooth shaft 6	偏心辐盘 Eccentric plate	布尔合并 Boolean merge
偏心辐盘 Eccentric plate	滚轮 1 Idler wheel 1	布尔合并 Boolean merge
偏心辐盘 Eccentric plate	滚轮 2 Idler wheel 2	布尔合并 Boolean merge

表 2 偏心拨禾轮驱动速度的定义

Table 2 Driving speed of eccentric rell

组别 Groups	作业速度/ (m/s) Working speed	拨禾轮圆周速度/(m/s) Peripheral speed of reel wheel	λ
第一组 Group 1	1.20	1.20	1.00
第二组 Group 2	1.20	1.00	0.83
第三组 Group 3	1.20	1.92	1.60
第四组 Group 4	1.50	2.40	1.60
第五组 Group 5	1.20	2.26	1.88



A: 轨迹立体图 Perspective view of the track; B: 轨迹主视图 Main view of the track. $v_m=1.20$ m/s, $v_b=2.26$ m/s, $\lambda=1.88$.

图 4 拨禾轮运动轨迹示例

Fig.4 Motion trail of eccentric rell

物茎秆产生作用,属于工作失效状态。在拨禾轮的拨禾速比 $\lambda < 1$ 时,拨禾轮的运动轨迹为短幅摆线,在该运动状态下,在任意时刻拨禾轮均不具有向后的绝对运动速度,同样无法实现向后推送作物茎秆并将茎秆推向割刀的工作要求,此时拨禾轮不对作物茎秆产生有效作用,也属于工作失效状态。

在拨禾轮的拨禾速比 $\lambda > 1$ 时,拨禾轮的运动轨迹为余摆线,其运动轨迹可以形成扣环,扣环内最大水平弦长以下的部分为拨禾轮的作用区域,当拨禾轮垂直进入作物丛后,产生向后的绝对运动速度。

因此,在该运动状态下,拨禾轮可以实现向后推送作物茎秆并将茎秆推向割刀的工作要求,此时拨禾轮对作物茎秆产生有效作用,属于正常工作状态。

2.2 拨禾轮的运动学分析

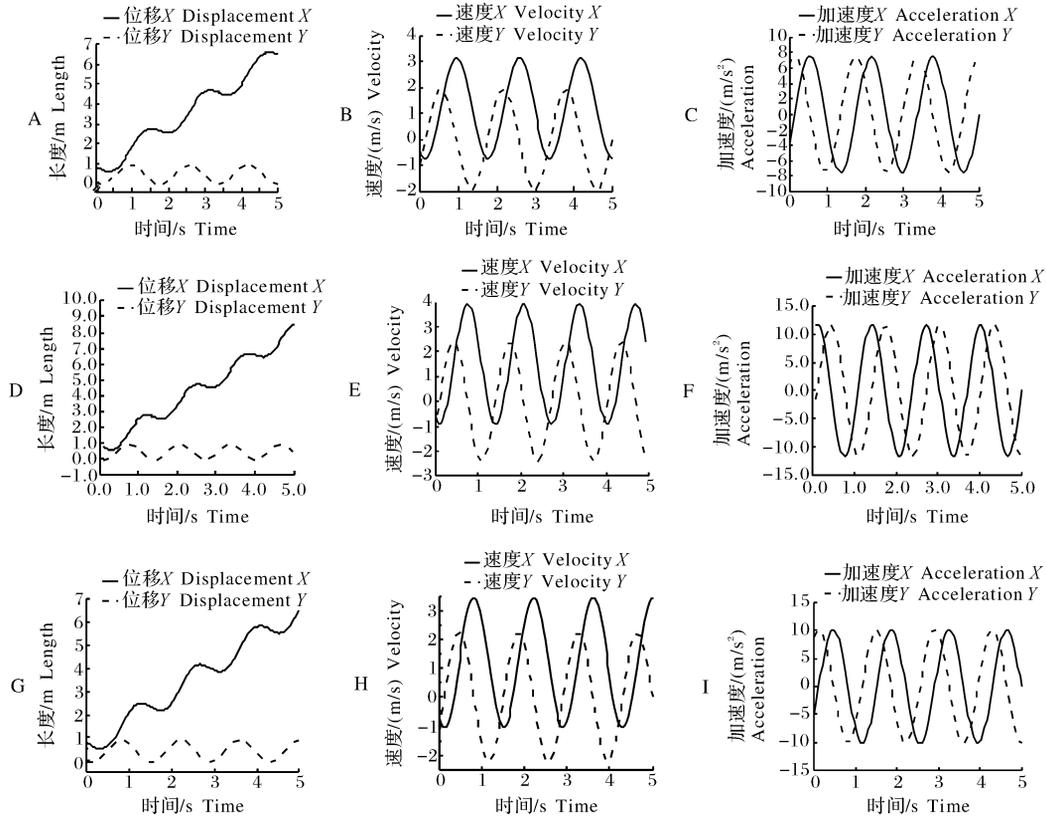
在拨禾轮的工作过程中,其运动为随机器移动的前进运动以及绕拨禾轮主轴旋转的圆周运动的合成运动,在拨禾速比 λ 不同的情况下,其运动状态呈现不同的变化规律。利用 ADAMS 的仿真后处理功能,对其进行运动学分析。当拨禾轮的拨禾速比 $\lambda \leq 1$,其轨迹无法形成闭合扣环,因此不具有向后的速度分量,无法推送作物茎秆。当拨禾轮的拨禾速比 $\lambda > 1$ 时,其运动轨迹可以形成闭合扣环。

由图 5 和图 6 可知,确定拨禾轮的拨禾速比后,应根据作物的生长特性与实际的作业条件,合理选择机器的前进速度以及拨禾轮转速。当机器前进速度一定,拨禾轮产生向后的绝对运动速度时,对作物的作用时间相同,但当拨禾速比增大时,拨禾轮的工作周期减小,且向后的绝对运动速度极值增大。因此,当机器前进速度相等、拨禾速比增大时,拨禾轮的工作效率增加,同时会对作物产生更大冲击。

2.3 拨禾轮的作用程度

为使拨禾轮达到最佳工作效果,降低作物损失率,需要选择最佳拨禾速比。为探究拨禾轮作用程度随拨禾速比 λ 的变化趋势,参照拨禾轮虚拟样机模型的仿真结果,计算其不同工况下的作用程度。

由图 7 可知,当割刀初始切割点位于拨禾轮轨迹闭合扣环中心线正下方时, Δx 为拨禾轮单次扶持并推送作物茎秆的作用范围,根据拨禾轮运动轨迹的几何关系可知:



A-C: $v_m = 1.20 \text{ m/s}$, $v_b = 1.92 \text{ m/s}$, $\lambda = 1.60$; D-F: $v_m = 1.50 \text{ m/s}$, $v_b = 2.40 \text{ m/s}$, $\lambda = 1.60$; G-I: $v_m = 1.20 \text{ m/s}$, $v_b = 2.26 \text{ m/s}$, $\lambda = 1.88$; A, D, G: 位移分析图 Displacement diagram; B, E, H: 速度分析图 Velocity diagram; C, F, I: 加速度分析图 Acceleration diagram.

图 5 拨禾轮的运动分析

Fig.5 Motion analysis of eccentric rell

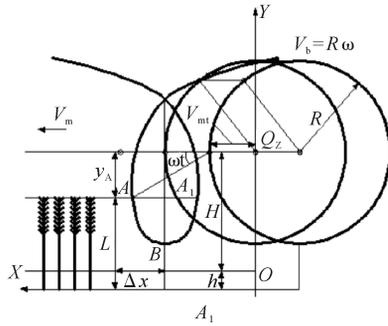


图 6 拨禾轮运动示意图

Fig.6 Motion diagram of eccentric rell

$$\Delta x = \frac{R}{\lambda} \left[\sin^{-1} \frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1} - \frac{\pi}{2} \right] \quad (1)$$

根据式(1),利用作用范围 Δx 与拨禾速比 λ 的计算关系,在 MATLAB 中建立相应的 M 文件,得到 Δx 随 λ 的变化曲线,从图 8 可以看出:作用范围随拨禾速比的增大而增大。

拨禾轮的作用程度 η' 由拨禾轮作用范围 Δx 与拨禾节距 S 所决定,它表示在拨禾轮扶持下切割作物的百分数,其数值为两者的比值,即:

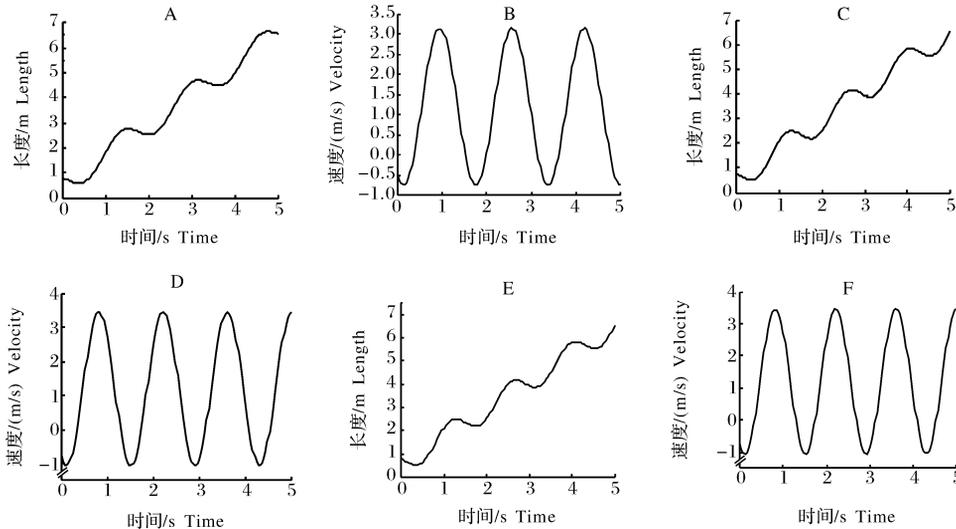
$$\eta' = \frac{\Delta x}{S} \quad (2)$$

拨禾轮每块拨禾板的拨禾节距 S 为:

$$S = v_m \frac{2\pi}{z\omega} = \frac{2\pi R}{z\lambda} \quad (3)$$

将拨禾轮半径 $R = 0.5 \text{ m}$ 、拨禾轮弹齿轴个数 $z = 6$ 、拨禾速比 $\lambda_1 = \lambda_3 = 1.60$ 和 $\lambda_2 = 1.88$ 分别代入式(3)可得,拨禾节距 $S_1 = S_3 = 0.327 \text{ m}$, $S_2 = 0.279 \text{ m}$,计算出作用程度分别为 $\eta'_1 = 0.336$ 、 $\eta'_2 = 0.538$ 、 $\eta'_3 = 0.336$ 。由于作物密度作用,一般拨禾轮的作用程度达到 0.3 就可以实现正常工作^[11]。当作用程度增大时,弹齿对于作物茎秆的冲击力增大,会引起不必要的落粒损失。针对本研究所设计的偏心拨禾轮,应该合理选用拨禾速比,使拨禾轮达到最佳作用程度,降低作物损失率。

综上所述,影响拨禾轮工作状态的重要因素为拨禾速比 λ ,而拨禾速比由机器前进速度以及拨禾轮转速决定,在本研究给定前进速度 v_m 以及拨禾轮转速 v_b 的情况下,各参数对于拨禾轮工作状态的影响



A,B: $v_m = 1.20 \text{ m/s}, v_b = 1.92 \text{ m/s}, \lambda = 1.60$; C,D: $v_m = 1.20 \text{ m/s}, v_b = 2.26 \text{ m/s}, \lambda = 1.88$; E,F: $v_m = 1.50 \text{ m/s}, v_b = 2.40 \text{ m/s}, \lambda = 1.60$.

图 7 拨禾轮作用程度分析图

Fig.7 Effect degree analysis diagram of the reel

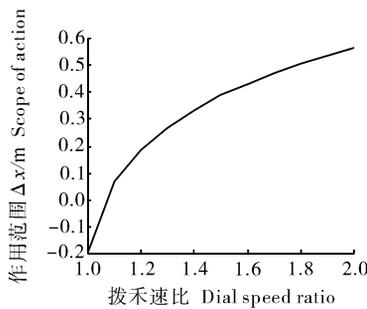


图 8 Δx 随 λ 的变化曲线

Fig.8 Variation curve of Δx versus λ

响如表 3 所示。由表 3 可知,当拨禾速比 λ 一定时,拨禾轮的作用程度一定,但当拨禾轮在给定拨禾速比 1.60 以及 1.88 的工作条件下,其作用程度均大于 0.3,都会产生不必要的落粒损失,因此,以拨禾速比为 1.60 为最大值,考虑拨禾速比 λ 在 1.5~1.6 的范围(0.1 分度)内时,使拨禾轮作用程度达到 0.3 的最佳拨禾速比。给定机器前进速度为 1.2 m/s,以拨禾速比 λ 为变量,改变拨禾轮转速值,利用拨禾轮在不同运动状态下,其运动轨迹在闭合扣环最大水平弦长以下运动时的位移 Δx 与根据拨禾速比计算所得的拨禾节距 S ,得出使拨禾轮达到最佳作用程度的拨禾速比为 0.3。

2.4 拨禾轮的前移范围

在拨禾轮的工作过程中,常常需要根据实际工作条件与作物的生长特性对拨禾轮进行位置调整。通常认为拨禾轮主轴在割刀初始切割位置正上方为拨禾轮的正中位置,当其位于正中位置时,拨禾轮对

表 3 不同 λ 值下拨禾轮的工作状态

Table 3 Working condition of eccentric reel under different speed ratio

作业速度/ (m/s) Working speed	拨禾轮圆周 速度/(m/s) Peripheral speed of reel wheel	λ	工作状态 Working state	作用程度 Degree of action
1.20	1.20	1.00	失效 Invalid	/
1.20	1.00	0.83	失效 Invalid	/
1.20	1.92	1.60	失效 Invalid	0.336
1.50	2.40	1.60	正常 Normal	0.336
1.20	2.26	1.88	正常 Normal	0.538

被割作物会产生向上带起的作用,引起带草,为了满足拨禾轮的作业要求,使其在正中位置时仍然可以稳定推送作物,使作物茎秆倒向输送机,拨禾轮主轴的最大前移距离^[12]为:

$$B'_{\max} = \frac{D \sqrt{(\lambda^2 - 1)}}{2\lambda} \quad (4)$$

此外,还需要选择其他方式对拨禾轮位置进行调整,使其同时满足垂直入禾以及稳定推送的作业要求。如图 9 所示, t_1 时刻,拨禾轮主轴位于 O_1 处,弹齿位于 A_1 处,割刀位于 C_1 处,作用于 a 点处的作物。此时弹齿已经高于弹齿运动轨迹的最低点 N ,没有将拨禾轮进行前移调整之前,弹齿位于轨迹最低点 N 处时,割刀应位于 N 点正下方,当弹齿位于作物茎秆重心位置以下时(重心位置一般在穗头顶部向下 1/3 处),拨禾轮的安装高度应满足 $H = R + \frac{2}{3}(L - h)$,但在拨禾轮的实际工作中,这样确定安

装高度 H 是不合理的。因此,认为在 t_1 时刻,弹齿作用于作物茎秆重心位置以下,可以满足清扫割台并稳定向后推送作物茎秆,同时满足垂直入禾的工作条件,此时 O_1 与 C_1 的水平距离即拨禾轮主轴与割刀的水平距离为 B'_{min} ,一般小于最大前移距离 B'_{max} ,根据几何关系,其数值为:

$$B'_{min} = \sqrt{R^2 - \left[\frac{1}{3}(L-h) + \frac{R}{\lambda} \right]^2} \quad (5)$$

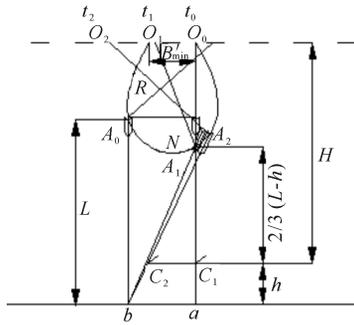


图 9 拨禾轮前移距离

Fig.9 Forward distance of eccentric reel

则同时满足垂直入禾以及清扫割台并稳定向后推送作物茎秆的工作要求的拨禾轮前移范围为 $B' > B'_{min}$,当 $R < H - \frac{2}{3}(L-h)$ 时,弹齿运动轨迹的最低位置已经作用在 $H - \frac{2}{3}(L-h)$ 上方,此时,认为 $B'_{min} = 0$ 。

由式(4)与(5)可以看出,影响拨禾轮前后移动范围 B'_{min} 与 B'_{max} 的主要参数为拨禾轮半径 R 、拨禾轮转速 λ 、作物高度 L 以及留茬高度 h ,其中除拨禾速比 λ 外,在同一工作过程中其他参数为确定值。为研究拨禾轮前后移动距离随拨禾速比 λ 的变化关系,利用 MATLAB 建立相应的 M 文件,按照前文中所设计的参数定义常量,得到 B'_{min} 与 B'_{max} 随拨禾速比 λ 的变化曲线,如图 10 所示。

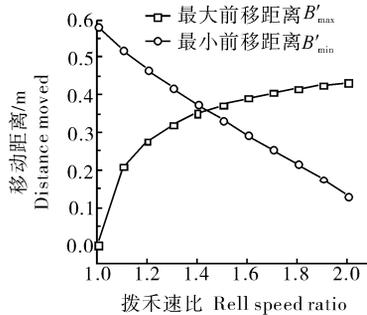


图 10 拨禾轮移动距离随 λ 的变化曲线

Fig.10 Variation curve of forward distance versus λ

由图 10 可知,当拨禾速比 λ 增大时, B'_{max} 不断增大;当拨禾速比 $\lambda < 2.3$ 时, B'_{min} 为 0,当 $\lambda > 2.3$ 时, B'_{min} 才为正值,当 $\lambda = 1.55$ 时, $B'_{max} = 0.38$ m。因此,为保证偏心拨禾轮可以满足垂直入禾及清扫割台并稳定推送作物茎秆的工作条件,应使 $0 < B' < 0.38$ m。当调整拨禾速比时,同时需要根据图 10 调整拨禾轮前移距离,以实现拨禾轮的正常工作。

3 讨论

本研究以偏心拨禾轮为研究对象,基于 Pro/E 软件建立其几何模型并导入 ADAMS 进行合理简化,添加约束、载荷和驱动得到其虚拟样机模型,并在此基础上进行运动学仿真。通过建立不同驱动模型,对不同工况下的拨禾装置进行仿真分析,从而得出拨禾装置的作用范围等相关参数。仿真结果表明,只有当拨禾轮的拨禾速比 $\lambda > 1$ 时,运动轨迹才为余摆线,形成闭合扣环,从而使弹齿能够向后推送作物茎秆;其次,当机器前进速度一定,拨禾速比增大时,拨禾轮的作用程度增大,拨禾轮的最佳拨禾速比为 1.55,此时最接近拨禾轮最佳作用程度(0.3),可以同时满足正常工作以及避免不必要的落粒损失的作业要求;最后,拨禾轮的最大和最小前移距离都随拨禾速比的增大而增大,并且当拨禾速比 $\lambda < 2.3$ 时,最小前移距离为 0。

本研究优化得到的拨禾轮最佳工作参数与调节范围,有利于减少作物损失率,提高联合收获机的整机性能,对于实现拨禾轮的正常工作,提升割台工作性能具有重要意义。但在拨禾轮主轴以及弹齿轴的设计过程中,还可根据拨禾轮主轴、弹齿轴的传动过程以及载荷分布对其进行设计与校核;后续研究可对虚拟样机模型进行优化,获得拨禾轮的调整参数,以避免作物“回弹”现象。

参考文献 References

[1] 彭靖叶,夏中州,李作栋,等.轮式联合收获机电控液压转向特性测试与分析[J].华中农业大学学报,2019,38(6):147-155. PENG J Y, XIA Z Z, LI Z D, et al. Test and analysis of mechanical and electrical control hydraulic steering characteristics of wheel combine harvester[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2019, 38(6): 147-155 (in Chinese with English abstract).

[2] 刘爽,徐红梅,周杰,等.基于模态的联合收获机车身框架振动特性分析与结构优化[J].华中农业大学学报,2018,37(3):108-116. LIU S, XU H M, ZHOU J, et al. Modal based vibration analysis and structural optimization of combine harvester body frame[J]. Journal of Huazhong Agricultural University,

- 2018,37(3):108-116(in Chinese with English abstract).
- [3] 王刚.联合收割机底盘与割台模块化接口及割台的研究设计[D].合肥:安徽农业大学,2014.WANG G. Research and design of modular interface of combine harvester chassis and header and header[D].Hefei:Anhui Agricultural University, 2014(in Chinese with English abstract).
- [4] 伍文杰.油菜联合收割机割台参数优化研究[D].北京:中国农业科学院,2018.WU W J. Research on parameter optimization of header of rape combine harvester[D].Beijing:Chinese Academy of Agricultural Sciences, 2018(in Chinese with English abstract).
- [5] 张建.4M-2型马铃薯联合收获机优化设计与仿真[D].兰州:甘肃农业大学,2008.ZHANG J. Optimal design and simulation of 4M-2 potato combine harvester[D].Lanzhou:Gansu Agricultural University,2008(in Chinese with English abstract).
- [6] 吴修远,刁培松,于红鹏,等.基于虚拟样机技术的玉米收获机分禾器仿真分析[J].农业装备与车辆工程,2009(1):31-33. WU X Y, DIAO P S, YU H P, et al. Simulation and analysis of corn harvester divider based on virtual prototype technology [J]. Agricultural equipment and vehicle engineering, 2009(1): 31-33(in Chinese with English abstract).
- [7] 云善良,张士新.基于虚拟样机技术的玉米收获机拨禾轮运动仿真分析[J].农业装备与车辆工程,2010(8):13-15. YUN S L, ZHANG S X. Simulation analysis of reel motion of corn harvester based on virtual prototype technology [J]. Agricultural equipment and vehicle engineering, 2010(8): 13-15(in Chinese with English abstract).
- [8] XIE Y, ALLEYNE A. Two degrees of freedom control for combine harvester header height control[C]//ASME 2012 5th Annual Dynamic Systems and Control Conference joint with the JSME 2012 11th Motion and Vibration Conference, 17 October 2012, Fort Lauderdale, Florida, USA. New York: ASME, 2012: 539-547.
- [9] BARUAH D C, PANESAR B S. Energy requirement model for a combine harvester, part I: development of component models [J]. Biosystems engineering, 2005, 90(1): 9-25.
- [10] 马世伦,赵春花,陈凯.小型牧草割压机拨禾轮的设计与试验研究[J].农业装备与车辆工程,2015,53(7):26-29. MA S L, ZHAO C H, CHEN K. Design and experimental research on the reel wheel of small pasture cutting machine [J]. Agricultural equipment and vehicle engineering, 2015, 53(7): 26-29(in Chinese with English abstract).
- [11] 董月亮.油菜联合收割机割台拨禾装置的运动仿真及试验研究[D].镇江:江苏大学,2008. DONG Y L. Movement simulation and experimental research on heading device of rape combine harvester [D]. Zhengjiang: Jiangsu University, 2008(in Chinese with English abstract).
- [12] 张孝安.农业机械设计手册[M].北京:中国农业科学技术出版社,2007. ZHANG X A. Agricultural machinery design manual [M]. Beijing: China Agricultural Science and Technology Press, 2007(in Chinese).

Design and kinematics simulation of pulling device on header of combine harvester

XIAO Yangyi, YANG Rui, LI Hang, XU Hongmei, TIAN Peng

College of Engineering, Huazhong Agricultural University/Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-Lower Yangtze River, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Wuhan 430070, China

Abstract A certain combine harvester cutting platform and grain allocation device was used to establish the geometric model based on Pro/E software and reasonably simplify by importing the model established into ADAMS. The virtual prototype model was obtained by adding constraints, loads and drives, and kinematics simulation was carried out on this basis. The range of the threshing device and other relevant parameters were obtained through the establishment of different drives and the simulation analyses of different working conditions of the threshing device. The results showed that only when the speed ratio was $\lambda > 1$, the motion trajectory was cycloid, forming a closed buckle so that the spring teeth can push the crop stalk backwards. When the reel ratio of the reel is 1.55, it is closest to the best effect of the reel, which can meet the working requirements of normal work and avoid unnecessary falling loss. The maximum and minimum forward movement distances of the reel increase with the increase of pull-grain speed ratio. The forward movement range of the reel is 0.00-0.38 m.

Keywords combine harvester; straw pulling device; eccentric reel; pull-grain speed ratio; virtual prototype; ADAMS

(责任编辑:陆文昌)