

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.10.006

打结器割绳脱扣机构与绕绳机构作用分析与改进设计

熊亚¹ 李海涛^{1,2} 陈龙健¹ 张绍英¹ 魏文军¹ 韩鲁佳¹

(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 中国农业大学现代农业装备优化设计北京市重点实验室, 北京 100083)

摘要: 针对打结器脱扣失效和刚性碰撞的问题, 分析割绳脱扣机构与绕绳机构的相互作用机理, 仿真刀臂的受力-形变, 得到刀臂沿打结嘴轴方向的刚度为 801.05 N/mm, 脱扣凹槽与打结嘴的过盈量合理设计范围应为 [0.38 mm, 0.59 mm]; 同时得到最大正压力下割刀在刀臂变形后与 Oxy 、 Oxz 和 Oyz 平面夹角变化分别为 0.659° 、 0.4759° 和 0.4555° , 这为割刀安装补偿量提供数据支持; 依据刚-柔碰撞原理, 设计一种弹性化打结嘴轴系, 仿真得到该轴系使脱扣凹槽-打结嘴首次接触力在脱扣和回程阶段分别比原轴系减小 46.3% 和 83.9%, 因此该方案可减轻碰撞, 同时具备提升脱扣率的优点, 最后成功试制样品, 实际打捆试验证明了该方案的可行性。

关键词: 打结器; 割绳脱扣机构; 绕绳机构; 相互作用分析; 改进设计; 仿真

中图分类号: S225.2⁺²; S817.11⁺⁵ **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)10-0044-07

Analysis and Modification of Interaction between Wiper Mechanism and Billhook Mechanism for Knotter

Xiong Ya¹ Li Haitao^{1,2} Chen Longjian¹ Zhang Shaoying¹ Wei Wenjun¹ Han Lujia¹

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

2. Beijing Key Laboratory of Optimized Design for Modern Agricultural Equipment, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: The purpose of this paper was to study and modify the interaction between wiper mechanism and billhook mechanism to solve wiping failure and rigid impact problems. Firstly, load-deformation of wiper was simulated. The results indicated that the stiffness of wiper along billhook shaft direction is 801.05 N/mm and the interference between wiper and billhook should be in the range from 0.38 mm to 0.59 mm. Furthermore, under the maximum pressure, the angles of knife that was mounted on wiper, were changed with Oxy plane, Oxz plane and Oyz plane, which were 0.659° , 0.4759° and 0.4555° , respectively, so it gives a data support for knife installing compensation. Based on rigid-flexible collision theory, a new improved design with elastic billhook shaft system was introduced. The new design used a compression spring that enables the billhook to move elastically and slightly along the shaft direction. Meanwhile, the new billhook system would not affect billhook bevel gear's movement, since the spring keeps the gear on its original position continuously. Simulation results demonstrated that the design could reduce initial contact force between wiper and billhook by 46.3% and 83.9% at wiping and return phases, respectively. Therefore, the design can decrease impact, and it has a theoretical advantage of increasing knotting rate. Finally, a prototype of the design was produced and its feasibility was verified by actual baling experiments.

Key words: knotter; wiper mechanism; billhook mechanism; interaction analysis; modification design; simulation

收稿日期: 2016-05-26 修回日期: 2016-07-30

基金项目: 长江学者和创新团队发展计划项目(IRT1293)

作者简介: 熊亚(1989—), 男, 博士生, 主要从事机械设计与理论研究, E-mail: coexy@cau.edu.cn

通信作者: 李海涛(1968—), 男, 副教授, 主要从事机械设计与理论研究, E-mail: lihaitao0402@163.com

引言

打结器是打捆机的核心部件,其结构复杂,工作环境恶劣^[1-3]。打结器工作时偶尔会出现被捆绳缠裹的现象,会引起打结嘴被折断、齿盘打齿以及刀臂变形等严重后果^[4]。导致这一现象的原因包括割绳失败和脱扣失效。李双^[3]仿真了打结嘴和刀臂之间的接触力,并对打结嘴和刀臂进行了强度分析和疲劳分析。熊亚等^[4-5]研究了割绳脱扣机构的设计依据与凸轮磨损。尹建军等^[6-9]研究了打结器动作参数匹配问题。张安琪等^[10-12]分析了捆绳张力和打结嘴受力。WRIGHT 等^[13]设计了新型倾斜式锯齿状割刀,具有防止捆绳滑移的作用。李慧^[14]对刀臂割刀的安装角和刃口角与割绳力关系进行了试验分析。但是目前还没有对割绳脱扣机构与绕绳机构相互作用及其对脱扣影响进行相关研究与改进设计的报道。

本文针对脱扣失效和刚性碰撞问题,分析割绳脱扣机构与绕绳机构的相互作用机理,研究刀臂受力变形后脱扣凹槽和割刀的位置角度变化,设计弹性化打结嘴轴系以减轻碰撞并提高脱扣率,仿真验证改进前后碰撞接触力变化,最后试制改进轴系,进行实际打捆试验以验证方案的可行性。

1 研究背景及两机构的配合

1.1 研究背景

脱扣失效其中一个原因是:若打结嘴滚子压板压力过大,会导致绳环末端被紧咬而无法脱下,但这可以通过调节压板弹簧的压力来解决。而脱扣时,绳环若被脱扣凹槽与打结嘴下表面夹住甚至滑落到脱扣凹槽背面,也会导致无法顺利脱扣,这包含 2 种情况:打结器工作一段时间之后,脱扣凹槽会出现比较明显的磨损,脱扣凹槽的磨损和刀臂的弯曲变形均会导致脱扣凹槽与打结嘴下表面产生间隙从而夹住绳环;若绕绳后,绳环滑落在打结嘴上的位置靠近滚子一侧,则脱扣时,脱扣凹槽首次与打结嘴的接触位置可能刚好处于绳环位置,会导致绳环被脱扣凹槽和打结嘴夹住,如图 1 所示。为了在一定范围内避免磨损和变形而产生间隙对脱扣的影响以及使脱扣凹槽首次与打结嘴的接触位置高于绳环位置,安装时,刀臂上的脱扣凹槽需要与打结嘴下表面有一定的过盈量使其紧密配合,并且,过盈越大,则脱扣成功率越高。

根据文献[14]的试验,不考虑刀臂变形,割刀安装角 φ 为 0° 和割刀刃口角 θ 为 45° 时,割绳力和刃口长度均为最优。但实际工况下,过盈量会使高



图 1 脱扣凹槽与打结嘴夹住绳环

Fig. 1 Twine clamped by wiper and billhook

1. 打结嘴 2. 绳环 3. 脱扣凹槽

刚度的刀臂和打结嘴产生扭曲变形,从而会产生很大的正压力和摩擦力。刀臂变形和脱扣凹槽的磨损会影响脱扣凹槽与打结嘴的配合以及割刀的空间位置。刀臂结构复杂,很难通过理论计算得到其应力应变关系,因此,仿真研究刀臂受力对脱扣凹槽和割刀空间位置的影响十分必要,通过仿真可以确定脱扣凹槽与打结嘴的合适过盈范围,也可以利用割刀位置角度变化为其设置补偿量以获得最优割绳效果。

由于刀臂速度快,刀臂和打结嘴刚度过大,脱扣时脱扣凹槽与打结嘴会产生较大的刚体对刚体的碰撞,从而加剧脱扣凹槽与打结嘴的磨损和疲劳,降低零部件的使用寿命。不仅如此,过盈量在实际使用时并不容易调节,微小的偏差会带来较大的正压力和摩擦力变化,为保证紧密贴合往往会使其偏大,因而调节完成后的一段时间部件磨损严重。图 2 为连续工作约 10 h 后 RS3770 型打结器刀臂的脱扣凹槽磨损照片。



图 2 脱扣凹槽的磨损

Fig. 2 Wear of wiper

综上所述,在不影响打结嘴绕绳的情况下,寻找提高脱扣率并且减轻脱扣凹槽对打结嘴碰撞的方法具有实际意义。

1.2 两机构的配合

图 3 为打结嘴轴系剖视图,打结嘴轴依靠其下部的轴肩和与其固连的打结嘴锥齿轮下端面与机架配合实现轴向定位。蓝色的弧线为以刀臂轴中心线为中心点拟合打结嘴下表面中间段得到的曲线——

“打结嘴-刀臂圆弧”，由此可知打结嘴下表面中间段与脱扣凹槽的路径一样，均是以刀臂轴中心线为中心的圆弧，且测得其直径 d_m 为 260 mm。另外，从剖视图可以看出打结嘴尖端处曲线向上扬起，其设计目的是为了让回程时的脱扣凹槽顺利通过打结嘴返回到初始位置以免发生干涉。

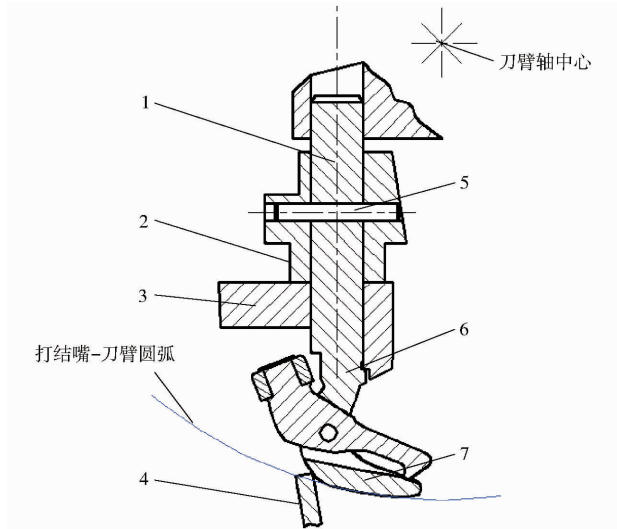


图3 打结嘴轴系剖视图

Fig. 3 Section drawing of billhook mechanism

1. 打结嘴轴 2. 打结嘴锥齿轮 3. 机架 4. 脱扣凹槽 5. 锥齿轮轴销 6. 轴肩 7. 打结嘴

2 刀臂受力-形变的仿真分析

2.1 刀臂的刚度与脱扣凹槽的位置变化

为了分析脱扣凹槽和割刀的空间位置在负载下的变化情况，本文利用有限元分析软件 ANSYS 13.0 对刀臂进行受力-形变分析，从而可以确定脱扣凹槽与打结嘴的合适过盈范围以及割刀位置角度的合适补偿量。

刀臂在割绳脱扣时的受力分析如图4所示，脱扣凹槽与打结嘴下表面接触产生正压力 E ，由于打结嘴下表面是以刀臂轴为中心的圆弧，所以 E 必经过圆心并指向圆外，脱扣凹槽与打结嘴会因此产生摩擦力 C_1 （沿“打结嘴-刀臂圆弧”的切线且与刀臂运动方向相反），拨绳时会有绳环阻力 C_2 ，也会受到割绳阻力 D ，均与刀臂运动方向相反，刀臂的另一端被滚子推动，设推力为 B 。

根据《纽荷兰 BC5070 小方捆打捆机说明书》，脱扣凹槽应与打结嘴下表面产生摩擦，且标准安装时摩擦力应该为 35.28 ~ 51.94 N ($g = 9.8 \text{ N/kg}$)。由于打结嘴为铬钢^[15]，根据本课题组的最新材料含碳量分析，刀臂为高碳钢，查表可知钢与钢的动摩擦因数为 0.1，因此，脱扣凹槽与打结嘴标准安装时的正压力 E 应为 352.8 ~ 519.4 N ($g = 9.8 \text{ N/kg}$)。同

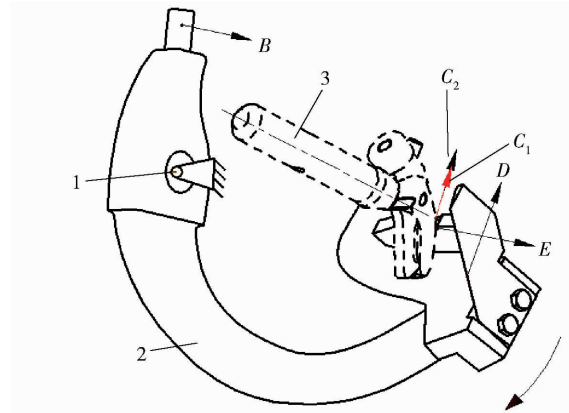


图4 刀臂受力分析图

Fig. 4 Force analysis diagram of wiper

1. 刀臂轴中心 2. 刀臂 3. 打结嘴轴

时根据材料设置刀臂密度为 7.81 g/cm^3 ，弹性模量为 200 GPa，剪切模量 79 GPa，泊松比 0.25。其边界条件和边界载荷的施加情况如图5所示，设置坐标系 y 沿打结嘴轴向下， x 为脱扣凹槽回程时的运动方向；刀臂绕刀臂轴转动，设为旋转副 A； C_1 和 C_2 方向一致，合并为 C ，其中 C_1 取其最大值 (51.9 N)， C_2 为估计值 (60 N)； E 也取最大值 (519.4 N)，同时不考虑绳环的影响； D 根据文献[10]试验结果，设定为 22 N；以上所有力均为刀臂的负载，不考虑刀臂加速度和轴孔旋转摩擦力等，刀臂滚子推力 B 以轴孔为中心形成的扭矩与以上负载形成的扭矩相等，因此 B 满足

$$(C + D)l_{OC} + El_{OE} = Bl_{OB}$$

式中 l_{OC} 、 l_{OE} 和 l_{OB} 分别为载荷 C 、 E 和 B 相对刀臂轴中心的力臂； E 经过刀臂轴中心，因此 l_{OE} 为零；同理，脱扣凹槽-打结嘴摩擦力与圆弧相切，所以 $l_{OC} = 0.5d_m = 130 \text{ mm}$ ；测量得到 l_{OB} 为 52 mm；由此得到 B 为 334.85 N。

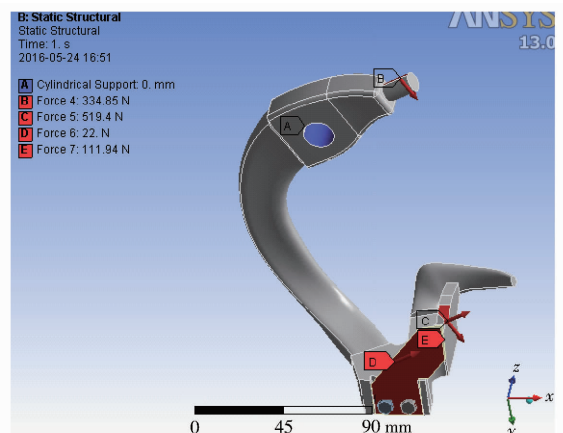


图5 刀臂有限元分析边界条件和边界载荷

Fig. 5 Boundary loads and conditions for wiper CAE

载荷和边界条件确定之后，选择中等光滑精度等级划分得到 269 008 个网格，运行后，得到的刀臂

等效应力矢量图如图 6a 所示。除去割刀与刀臂接触处应力最大外,刀臂本身中部拐角处应力集中,最大值为 158.24 MPa。

图 6b 为脱扣凹槽沿 y 轴方向的形变,脱扣凹槽中心处变形量 ε_y 约为 0.59 mm,即脱扣凹槽沿与其运动圆弧垂直向外方向的变形量,此值关系到脱扣凹槽与打结嘴的过盈量 δ 的设定。改变仿真轴向可得脱扣凹槽中心处总变形量约为 0.74 mm;脱扣凹槽中心处沿 z 轴的变形量 ε_z 约为 0.41 mm,此值表示在此负载下脱扣凹槽沿与其运动平面垂直的方向的位置变化,此值影响脱扣凹槽与打结嘴沿 z 向的配合,越小则表示打结嘴越靠近脱扣凹槽的中心处;同样,脱扣凹槽中心处沿 x 轴方向的变形量 ε_x 约为 0.17 mm,此值表示脱扣凹槽沿其运动方向的形变,但并不影响其与打结嘴的配合。

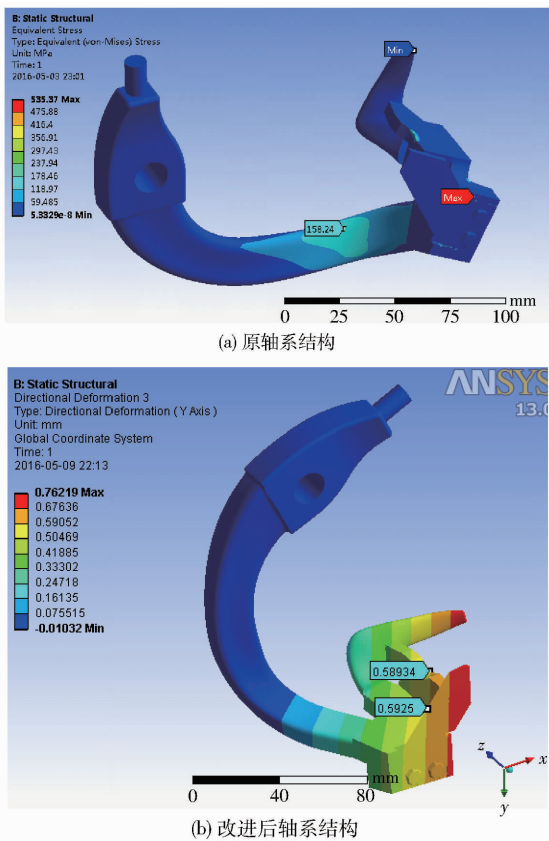


图 6 刀臂有限元分析结果

Fig. 6 CAE simulation results of wiper

正压力是导致 y 轴向应变的主要因素,因此,有必要确定刀臂沿此方向的受力-形变;改变正压力 E (从 352.8 N 到 519.4 N,间隔 33 N) 和相应的 C 和 B 大小,仿真多次得到对应的 ε_y ,绘制试验结果点坐标,如图 7 所示,利用最小二乘法进行线性拟合,决定系数 $R^2 = 0.999$,表明在此压力范围内,其具有良好的线性关系,得到正压力 E 与 ε_y 的关系

$$E = 801.05\varepsilon_y + 49.726$$

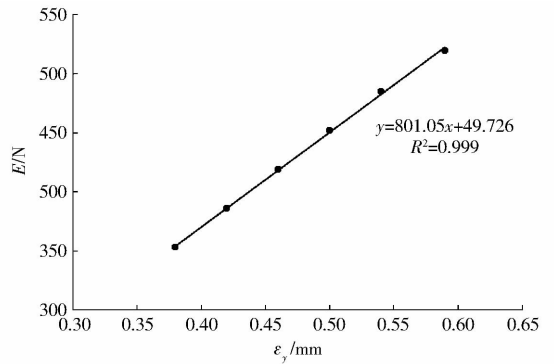


图 7 刀臂刚度测试 $E - \varepsilon_y$ 曲线

Fig. 7 Curve of wiper stiffness test $E - \varepsilon_y$

式中系数 801.05 N/mm 即为刀臂沿 y 方向的刚度 k_y 。在上述正压力范围 (352.8 ~ 519.4 N) 内,由 ε_y 的变化范围可推测脱扣凹槽与打结嘴的过盈 δ 设计范围应为 [0.38 mm, 0.59 mm]。

2.2 割刀的角度变化

为了研究割刀位置角度变化,选定割刀上 3 点 A 、 B 、 C (图 8a),并建立坐标系如图 8b 所示,测定其沿 x 、 y 、 z 的位置变化即可求得割刀角度的变化,再根据三点的原坐标可算得刀臂形变后的坐标,如表 1 所示。

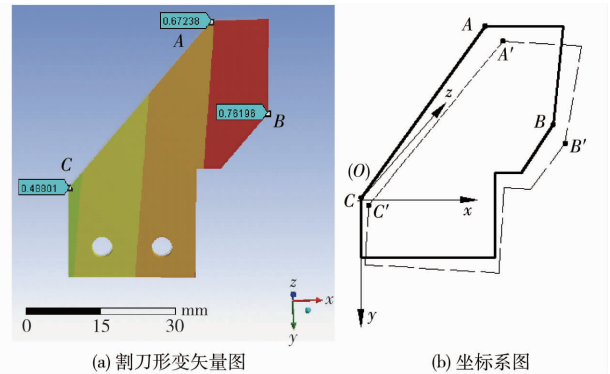


图 8 割刀位置变化分析

Fig. 8 Analysis of knife position changes

表 1 割刀位置变化

Tab. 1 Position changes of knife

点	原坐标/mm	变化后坐标/mm
A	(30, -35, 0)	(30.379, -34.328, 0.295)
B	(40, -27.2, 0)	(40.248, -26.438, 0.439)
C	(0, 0, 0)	(0.166, 0.488, 0.344)

如图 8b 所示,刀臂形变后后割刀平面法矢量 n 可表示为

$$n = u \times v$$

式中 u —— A' 到 B' 的向量

v —— A' 到 C' 的向量

刀臂变形后割刀与 Oxy 平面夹角变化量 $\Delta\theta_{Oxy}$ 为矢量 n 与 Oxy 平面法矢量 N_{Oxy} 的夹角,根据矢量运算,有

$$\Delta\theta_{Oxy} = \left| 0 - \arccos \frac{\mathbf{n} \cdot \mathbf{N}_{Oxy}}{|\mathbf{n}| |\mathbf{N}_{Oxy}|} \right|$$

运算后得到 $\Delta\theta_{Oxy} = 0.659^\circ$; 同理, 得到刀臂变形后割刀与 Oxz 平面夹角变化量 $\Delta\theta_{Oxz} = 0.4759^\circ$; 与 Oyz 平面夹角变化量 $\Delta\theta_{Oyz} = 0.4555^\circ$, 这为割刀安装补偿量提供了数据支持。

3 割绳脱扣机构与绕绳机构相互配合的改进设计

改进要求: 第一, 减轻脱扣凹槽与打结嘴的碰撞; 第二, 不改变摩擦力的前提下, 适当提高脱扣凹槽相对绳环位置, 从而提高脱扣率。相关研究表明, 在刚-柔碰撞中, 柔性体的刚度增大则接触力增大且峰值出现的相位提前^[16-17], 即刚-柔碰撞比刚-刚碰撞的碰撞力、振动和磨损要小。鉴于以上目的和要求, 本文的改进思路是使刚性的打结嘴轴系弹性化。打结嘴轴系弹性化的改进目标是在现有轴系上安装弹簧使打结嘴可沿轴向做弹性运动, 并且尽量减小对其他动作的影响, 例如, 需要保证打结嘴位置变化不影响绕绳。

设计的弹性打结嘴轴系如图 9b 所示, 对比现有轴系结构(图 9a), 方案采用压簧提供弹性力; 为了安装压簧, 将打结嘴锥齿轮裙部切断去掉, 同时在打结嘴轴中部位于锥齿轮柱销下方位置开孔, 从而可以利用所配合的压簧轴销限制压簧另一端。与现有打结嘴锥齿轮的固定方式相似, 上述的压簧柱销与打结嘴柱销孔为过盈的配合方式。由于打结嘴锥齿轮与齿盘不连续锥齿轮啮合为打结嘴绕绳提供动力, 齿盘结构不变, 则打结嘴锥齿轮的轴向位置不可改变。考虑到原打结嘴锥齿轮上端面并未与机架接触, 有一定的间隙, 因此, 改进时, 在此间隙处安装与间隙长度相同的轴套, 从而可以保证打结嘴锥齿轮不会向上滑移; 同理, 为了不让锥齿轮向下滑移, 安装压簧时使其具有一定的预紧力。具有一定预紧力的压簧同时使打结嘴轴在脱扣时位于最低的轴向位置, 保证此时脱扣凹槽与打结嘴的过盈量最大。为了使打结嘴轴可沿轴向运动同时保证锥齿轮始终维持在原有轴向位置, 需要在原有的锥齿轮柱销孔里向上扩孔形成行程槽。

改进后的弹性打结嘴轴系 2 个关键工作状态如图 10 所示。图 10a 为脱扣过程中脱扣凹槽恰好与打结嘴接触, 此时打结嘴轴在弹簧力的作用下位于最低位置, 脱扣凹槽与打结嘴达到最大过盈; 随着脱扣凹槽的拨动, 打结嘴逐渐被顶起, 图 10b 为脱扣过程中, 脱扣凹槽位于“打结嘴-刀臂圆弧”段时, 打结嘴被顶到最高位置, 由于轴肩和行程槽下端的限位,

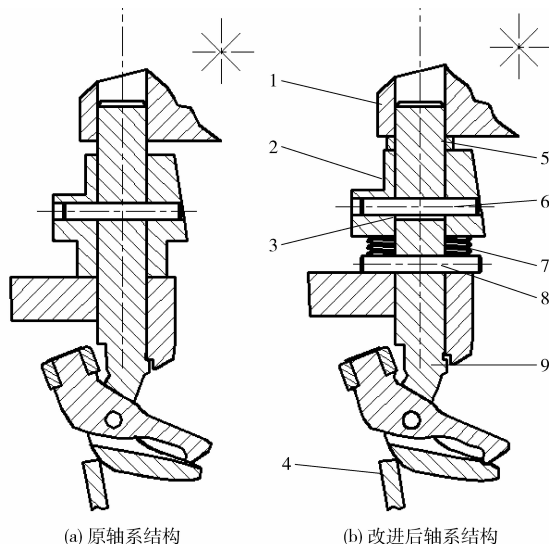


图 9 打结嘴轴系弹性化改进的对比图

Fig. 9 Comparison of original billhook system with elastic billhook shaft system

1. 机架 2. 打结嘴锥齿轮 3. 行程槽 4. 脱扣凹槽 5. 轴套
6. 锥齿轮柱销 7. 压簧 8. 压簧柱销 9. 轴肩

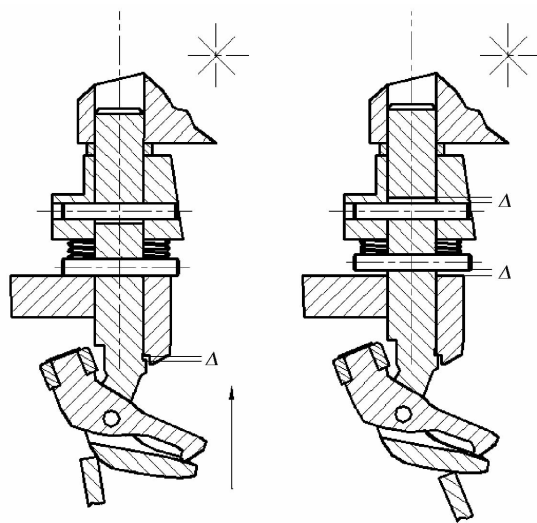


图 10 打结嘴轴系弹性化工作原理

Fig. 10 Working principle of elastic billhook shaft system

此时的打结嘴位置与改进前一样, 因而, 改进方案并没有改变“打结嘴-刀臂圆弧”段时脱扣凹槽和打结嘴的配合。设计的打结嘴轴肩与机架的最大间距 Δ 等于锥齿轮柱销在行程槽中的最大位移, 也等于压簧柱销与机架的最大间距。因此, 打结嘴轴位于最低位置时, 锥齿轮柱销和压簧柱销同时起到了限位作用, 而最高位置时, 轴肩和锥齿轮柱销同时起到限位作用。同样可以看出, 改进后脱扣凹槽与打结嘴的过盈比改进前增加 Δ , 为 $\delta + \Delta$ 。如上所述, 过盈有 2 个目的, 改进方案中脱扣凹槽与打结嘴磨损后会降低正压力 E , 影响脱扣凹槽与打结嘴的配合力度, 但是弹簧的存在可以保证它们始终接触不致于

产生间隙;另外改进后的过盈较大,使得脱扣凹槽高于绳环的距离更大,从而使其受磨损的影响减小,因此,改进方案可以在一定范围内提高刀臂使用周期。

4 改进方案的试验验证

4.1 改进方案的试制

如上所述,打结嘴轴系弹性化需要改动的打结器零部件有打结嘴轴和打结嘴锥齿轮,另外需要增加压簧、压簧柱销和轴套。为了验证方案的可行性,本文在 9YFQ-1.5 型打捆机上对其中一个 RS3770 型打结器进行改进试制,打捆机上的另一个打结器起到了对照作用。

考虑到不影响绕绳及其他打结过程, Δ 不宜过大,本文取较大值 1.43 mm 以验证其可行性。由于打结嘴轴经过热处理加工过,其硬度很高,因此,本文采用数控电火花线切割的方式加工行程槽孔和压簧柱销孔。加工时,从原打结嘴轴的锥齿轮柱销孔穿线,先向上扩孔加工出行程槽,然后再向下加工出压簧柱销孔,因此,在行程槽和压簧柱销孔之间会有一道工艺细缝,加工后得到的打结嘴轴如图 11a 所示。同样,也利用线切割的加工方式将打结嘴锥齿轮裙部 l_q (12 mm 长) 割掉,得到的零件如图 11b 所示。

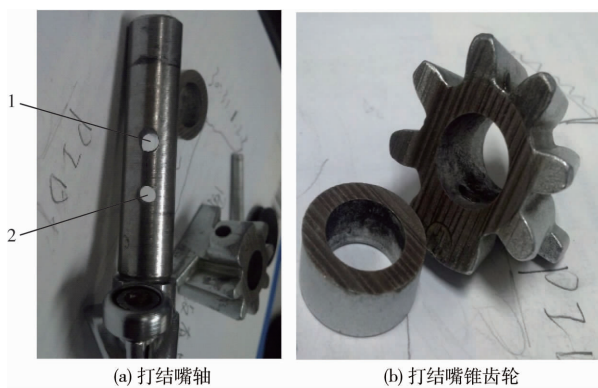


图 11 打结嘴轴与锥齿轮的加工

Fig. 11 Making of billhook shaft and bevel gear

1. 行程槽 2. 压簧柱销孔

为达到明显减轻碰撞的作用,压簧的刚度需要远小于刀臂沿 y 方向刚度 k_y ,同时要保证绕绳后压簧能回到最低位置,即弹簧力要大于一定值,为了确定最小刚度范围,通过对不同刚度压簧进行实际调试以选取最优方案。打结嘴轴直径为 15 mm,为了保证压簧的运动稳定不晃动,选取压簧中径为 17.6 mm,丝径 1.4 mm,分别测试不同自然状态高度 (20、18、15、12 mm) 的压簧,试验时 20、18、15 mm 的压簧均能达到较好的效果,考虑到安装难度,最终选高度 h_0 为 15 mm 的压簧,算得刚度 $k = 4.60$ N/mm。

打结嘴处于最低位置时压簧弹力 F_0 和打结嘴被顶到最高端时压簧弹力 F_1 分别为

$$F_0 = k[h_0 - (l_q - d_y)] = 32.2 \text{ N}$$

$$F_1 = k[h_0 - (l_q - d_y - \Delta)] = 39.1 \text{ N}$$

式中 d_y ——压簧柱销孔直径,取 4 mm

4.2 接触力仿真对比试验

为了验证弹性化打结嘴轴系具有减轻碰撞的作用,在 ADAMS 中设计了接触力对比仿真试验。将模型导入软件之后,删去多余部件,将所有材料均设为钢铁。如图 12 所示,齿盘转速设为 $90 \text{ r/min}^{[4]}$,分别将齿盘与刀臂滚子、脱扣凹槽与打结嘴和压簧柱销与机架设为 3D 接触,算法为 impact^[18]。依据文献[19],设置接触参数如下:刚度 1×10^5 N/mm、碰撞指数 1.5、阻尼系数 $50 \text{ N} \cdot \text{s/mm}$ 、穿透值 0.1 mm。根据刀臂受力-形变的仿真结果,替换性地在原打结嘴轴系的打结嘴轴上添加刚度为 k_y 的弹簧力;类似地,在弹性化打结嘴轴系的打结嘴轴上添加可变刚度的弹簧力,即位移为 $[0, \Delta]$ 时,弹簧刚度为 k ,位移大于 Δ ,弹簧刚度为 k_y ,同时设置弹簧预紧力 F_0 。

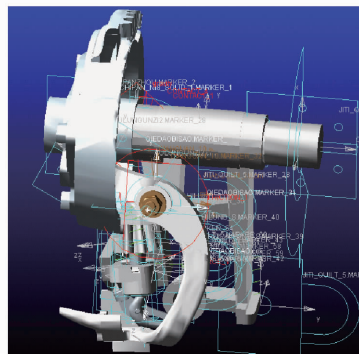


图 12 ADAMS 中接触力仿真的设置

Fig. 12 Contact force simulation setting in ADAMS

运行后得到改进前、后轴系分别在脱扣和回程阶段脱扣凹槽与打结嘴的接触力,如图 13 所示,其中,蓝色和红色曲线分别为改进前和改进后轴系的结果。红色曲线比蓝色曲线超前且持久,这是因为改进后轴系与打结嘴过盈增大,会提前接触,并持续较久。在脱扣阶段(左侧曲线),原轴系与打结嘴的首次接触力约 201 N,而改进后轴系约 108 N,比改进前减小 46.3%;在回程阶段更为明显,原轴系与打结嘴的首次接触力约 423 N,而改进后轴系约 68 N,比改进前减小 83.9%。其他阶段两曲线吻合较好,红色曲线略大于蓝色是因为弹簧存在预紧力 F_0 。另外,与文献[20]结论一致,弹性化打结嘴轴系与打结嘴刚接触时曲线存在小幅高频波动,即刚-柔碰撞存在明显的多次碰撞。

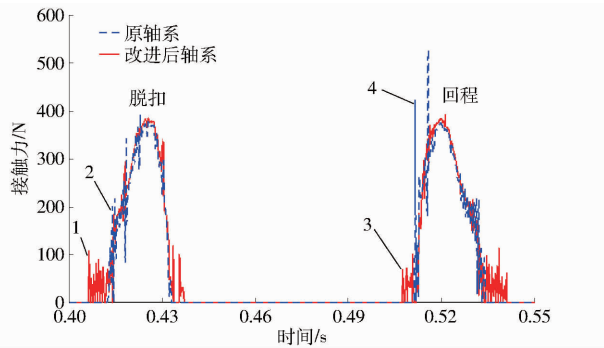


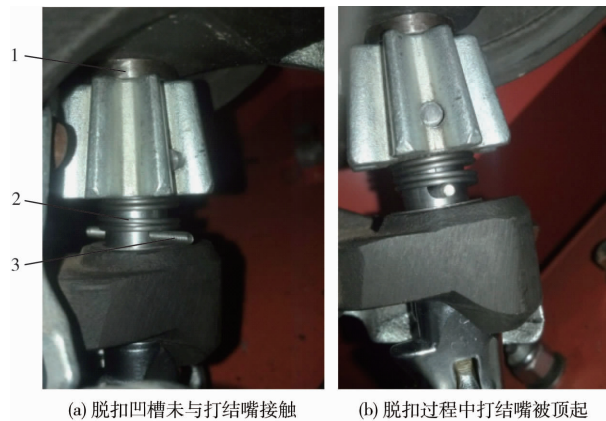
图 13 2种打结嘴轴系接触力仿真结果

Fig. 13 Simulation results of contact force for two billhook system

1. 改进后轴系脱扣时首次接触力
2. 原轴系脱扣时首次接触力
3. 改进后轴系回程时首次接触力
4. 原轴系回程时首次接触力

4.3 改进方案的可行性验证试验

各部件准备完成之后,将它们装配在 RS3770 型打结器上,如图 14 所示。装配后调试,机器运转良好,图 14a 为脱扣凹槽未与或恰好与打结嘴接触时状态,对应图 10a,此时打结嘴轴处于最低位置;图 14b 为打结嘴被顶起时的状态,对应图 10b。



(a) 脱扣凹槽未与打结嘴接触 (b) 脱扣过程中打结嘴被顶起

图 14 调试中的弹性化打结嘴轴系

Fig. 14 Debugging of elastic billhook shaft system

1. 轴套
2. 压簧
3. 压簧柱销

调试之后进行实际打捆试验,以验证改进方案具备正常打结作业的功能。以玉米秸秆为原料,在中国农业大学工学院地下实验室进行近 4 h 的连续打捆作业,打捆试验现场如图 15 所示,右上为工作中的弹性化打结嘴轴系。

近 4 h 的打捆试验,两打结器均运行良好,均未出现成结失败等现象,图 16 为草捆上两不同打结嘴轴系所得的绳环,两绳环和绳结并无明显差异,因

此,在具备减轻碰撞和提高脱扣率等优点的同时,试验证明改进的弹性化打结嘴轴系不会影响其他环节的的作业,可以正常工作。



图 15 弹性化打结嘴轴系打捆试验

Fig. 15 Baling test for elastic billhook shaft system



图 16 2种打结嘴轴系成结对比

Fig. 16 Knotting comparison of two billhook system

1. 弹性化打结嘴轴系所得绳结
2. 原轴系所得绳结

5 结论

(1) 分析割绳脱扣机构与绕绳机构的相互作用,在 ANSYS 中研究了刀臂的受力-形变,得到刀臂沿 y 方向的刚度 k_y 为 801.05 N/mm,在正压力范围 (352.8 ~ 519.4 N) 内,脱扣凹槽与打结嘴的过盈 δ 设计范围应在 [0.38 mm, 0.59 mm] 以内;在最大正压力下,割刀在刀臂变形后与 Oxy 、 Oxz 和 Oyz 平面夹角变化分别为 0.659°、0.475 9° 和 0.455 5°,这为割刀安装补偿量提供了数据支持。

(2) 依据刚-柔碰撞改进设计了弹性化打结嘴轴系,仿真得到该轴系使脱扣凹槽-打结嘴首次接触力在脱扣和回程阶段分别比原轴系减小 46.3% 和 83.9%,因此该方案可减轻碰撞,同时具备提升脱扣率的优点;最后成功试制样品,实际打捆试验证明了该方案的可行性。

参 考 文 献

- 1 REMOUE Tyler. Modeling and validation of crop feeding a large square baler [D]. Saskatchewan: University of Saskatchewan, 2007.
- 2 PRELLWITZ Hubert. Knotter for balling apparatus: US, 6164197 [P]. 2000-12-26.
- 3 李双. D 型打结器的捆绳成结原理与优化设计[D]. 镇江:江苏大学,2011.

- LIAO Qingxi, DENG Zaijing, HUANG Haidong. Application of the high speed photography checking the precision metering performances[J]. Journal of Huazhong Agricultural University, 2004, 23(5): 570 - 573. (in Chinese)
- 16 姜忠爱. 虚拟仪器技术和图像处理技术在精密种机排种性能测试中的应用研究[D]. 泰安: 山东农业大学, 2005.
JIANG Zhongai. Application research of virtual instruments and image processing technique on seedmeter's performance test[D]. Taian: Shandong Agricultural University, 2005. (in Chinese)
- 17 赵立业. 精密排种器虚拟仪器检测系统研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2002.
ZHAO Liye. Study on the test system of virtual instrumentation for precision seed-metering device[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2002. (in Chinese)
- 18 刘广玉, 胡和兴, 杨丽娜, 等. MeterMax 精密排种器试验台简介[J]. 农业机械, 2011(25): 102 - 104.
- 19 胡和兴, 姚娜, 刘晨, 等. 新型气吸式排种器用于播种食葵的试验研究[J]. 农业机械, 2012(25): 135 - 137.
- 20 靳培英. JPS-12 型排种器试验台的工作原理及正确使用[J]. 当代农机, 2015(8): 74 - 75.
- 21 李帆, 郑炫, 张鲁云, 等. JPS-12 计算机视觉排种器试验台的结构原理及使用[J]. 新疆农机化, 2012(5): 15 - 16.
- 22 GB/T 6973—2005 单粒(精密)播种机试验方法[S]. 2005.
- 23 Precision Planting Inc. Adjustable singlation brush assembly and method of singulating seeds; US, 7162963[P]. 2007-01-16.
- 24 Precision Planting Inc. Vacuum seed meter and retrofit kit for celled-disk vacuum meters; US, 7334532[P]. 2008-02-26.

~~~~~

(上接第 50 页)

- 4 熊亚, 李海涛, 张绍英, 等. 打结器割绳脱扣机构的运动规律与设计依据研究[J]. 农机化研究, 2015(7): 113 - 118.  
XIONG Ya, LI Haitao, ZHANG Shaoying, et al. Motion laws and design basis of the knotter wiper mechanism [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2015(7): 113 - 118. (in Chinese)
- 5 李海涛, 熊亚, 陈龙健, 等. 打结器割绳脱扣机构磨损分析与改进设计[J]. 农业机械学报, 2015, 46(3): 118 - 124.  
LI Haitao, XIONG Ya, CHEN Longjian, et al. Wear research and improved design of D-knotter wiper mechanism [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(3): 118 - 124. (in Chinese)
- 6 尹建军, 张万庆, 陈亚明, 等. 打结器夹绳脱扣钳咬动作参数分析与打结试验[J]. 农业机械学报, 2015, 46(9): 135 - 143.  
YIN Jianjun, ZHANG Wanqing, CHEN Yaming, et al. Parameters analysis of rope-holding motion, knot-winding motion, rope-biting motion of knotter and knotting test [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(9): 135 - 143. (in Chinese)
- 7 孙楠. 打结器数字化设计平台研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2011.
- 8 吕红. 秸秆方捆捆扎机构空间匹配研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2011.
- 9 李慧, 何进, 李洪文, 等. 方草捆压捆机打结器空间参数研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(8): 99 - 105.  
LI Hui, HE Jin, LI Hongwen, et al. Spatial parameters of knotters of square balers [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(8): 99 - 105. (in Chinese)
- 10 张安琪, 陈龙健, 李诚, 等. 打结器运动图像与捆绳张力信息同步获取系统研究[J]. 农业机械学报, 2015, 46(10): 31 - 37.  
ZHANG Anqi, CHEN Longjian, LI Cheng, et al. Synchronous acquiring system about information of bale knotter movement and cord tension [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(10): 31 - 37. (in Chinese)
- 11 李诚. 逆向重构 D 型打结器运动仿真分析与打结钳嘴受力分析研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2015.
- 12 陈龙健, 李诚, 张安琪, 等. 秸秆捆扎过程中打结钳嘴载荷试验分析[J]. 农业机械学报, 2015, 46(9): 128 - 134.  
CHEN Longjian, LI Cheng, ZHANG Anqi, et al. Load experimental analysis of bill hook during straw baling [J]. Transaction of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(9): 128 - 134. (in Chinese)
- 13 WRIGHT John, SPRINGS Olney. Twine cutting knife for square baler apparatus; US, 2007/0180967A1[P]. 2007-08-09.
- 14 李慧. 方草捆压捆机成结系统研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2013.
- 15 刘智强. D 型打结器钳嘴结构性能分析研究[D]. 呼和浩特: 内蒙古农业大学, 2009.
- 16 王斌锐, 严冬明, 方水光, 等. 机器人倾侧碰撞动力学建模与不同刚度下碰撞响应[J]. 农业工程学报, 2012, 28(7): 51 - 56.  
WANG Binrui, YAN Dongming, FANG Shuiguang, et al. Dynamics modeling of slipping collision of robot and impact response under different stiffness [J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(7): 51 - 56. (in Chinese)
- 17 严冬明. 仿人机器人上肢柔性碰撞动力学与缓冲调节[D]. 杭州: 中国计量学院, 2012.
- 18 郭卫东. 虚拟样机技术与 ADAMS 应用实例教程[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2008.
- 19 王黎辉, 李英豪, 刘志强. 大型船舶锚系多接触碰撞动力学分析研究[J]. 江苏科技大学学报: 自然科学版, 2013, 27(4): 317 - 321.  
WANG Lihui, LI Yinghao, LIU Zhiqiang. Analysis and study of multiple contact dynamics based on large ship anchor system [J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2013, 27(4): 317 - 321. (in Chinese)
- 20 方水光. 两连杆机械臂碰撞动力学建模及阻抗控制[D]. 杭州: 中国计量学院, 2013.