

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.03.014

双齿盘驱动打结器设计与成结试验分析

尹建军 张万庆 陈亚明 高 强

(江苏大学现代农业装备与技术教育部重点实验室, 镇江 212013)

摘要: 通过对 D 型打结器空间传动方案改进提出了双齿盘驱动打结器, 将驱动夹绳器的空间传动布置在打结器支架的另一侧, 将进口打结器支架一组空间交错轴角度关系简化为平面相交轴角度关系, 降低了打结器支架的加工难度, 克服了进口打结器空间交错轴锥齿轮齿廓设计与制造难的问题, 便于批量化生产。通过将蜗杆与斜齿轮的传动比调整为 1:3 使原四槽口夹绳盘改进为三槽口夹绳盘, 并匹配设计了夹绳盘、打结嘴和刀臂的运动时序, 建立了双齿盘驱动打结器的结构模型。与进口打结器的成结动作对比试验表明双齿盘驱动打结器的空间传动方案改进合理, 驱动夹绳器、打结嘴和刀臂的运动时序匹配设计正确, 夹绳和割绳动作比进口打结器更优, 夹绳时捆绳直接入夹绳盘槽口, 割绳时捆绳靠近刀片中间位置。室内台架的打结试验表明双齿盘驱动打结器的成结率为 100%。

关键词: 打捆机; 打结器; 双齿盘驱动; 设计; 试验

中图分类号: S817.11⁺5; TP391.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)03-0098-08

Design and Knotting Test Analysis of Knotter Driven by Double Gear-discs

Yin Jianjun Zhang Wanqing Chen Yaming Gao Qiang

(Key Laboratory of Modern Agricultural Equipment and Technology, Ministry of Education,
Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: By improving spatial transmission project of D-knotter, a type of knotter driven by double gear-discs was presented. Spatial transmission of driving rope-holder was arranged on another side of knotter stand. It simplifies a set of angle relation of spatial crossed axle on the imported knotter stand as angle relation of plane intersecting axle, reduces processing difficulty of the knotter stand, overcomes the difficult design and manufacture problem of spatial crossed bevel gear profile on the imported knotter, and is easy to be manufactured in large quantities. By adjusting the transmission ratio between worm and helical gear to 1:3, original rope-holding plate with four notches was changed into rope-holding plate with three notches. The structure model of the knotter driven by double gear-discs was built up after the motion sequences of driving rope-holder, knotter jaw and knife arm were matched. The contrast test of knotting motion with the imported knotter shown that the improvement of spatial transmission project of the knotter driven by double gear-discs is reasonable, moreover, the motion sequence matches design of rope-holder, and knotter jaw and knife arm are right. The rope-holding and rope-cutting motions are even better than those of the imported knotter, and the rope is directly got into the notch of rope-holding plate and cut off in the middle of the knife. The knotting tests operated on indoor bench showed that the knotting rate of the knotter driven by double gear-discs may reach 100%. Further field tests of bundling straw will be executed to investigate the knotting rate and the reliability of knotter driven by double gear-discs.

Key words: baler; knotter; drive by double gear-discs; design; test

收稿日期: 2015-09-28 修回日期: 2015-10-31

基金项目: 国家自然科学基金项目(51375215)、镇江市重点研发计划项目(NY2015007)和江苏高校优势学科建设工程资助项目(苏政办发[2014]37号)

作者简介: 尹建军(1973—),男,研究员,博士,主要从事收获机械集成设计和农业机器人技术研究,E-mail: yinjianjun@ujs.edu.cn

引言

D 型打结器是方草捆打捆机的核心部件,是将捆绳打出绳结捆扎农作物秸秆或牧草的自动装置,在世界范围内的方捆机上广泛使用。国内多个科研单位对 D 型打结器开展相关研究,包括成结动作过程仿真和解析分析^[1-3]、打结器支架和复合齿盘及打结器的结构反求与性能分析^[4-8]、D 型打结器空间参数研究与建模^[9-11]、D 型打结器改进设计与试验^[12]、打结器关键零件的强度分析^[13]。此外,文献还对双结打结器进行性能分析和机构设计^[14],以及对打结器辅助机构进行性能分析^[15]。这些研究主要以结构重建和成结理论为主,极少涉及打结器结构改进与参数优化。

由于打结器空间结构与传动复杂,零件制造与装配精度以及可靠性要求高,国内制造企业试制的打结器处于测绘反求与仿制水平,导致国内方捆机制造长期依赖进口打结器。为了简化打结器空间结构,降低打结器制造难度,推进自主知识产权的打结器国产化进程,本文在对 D 型打结器空间结构分析的基础上改进打结器传动方案,提出一种双齿盘驱动打结器结构,对其进行结构和运动时序匹配设计、样机建模和成结试验验证。

1 D 型打结器的空间结构分析与传动改进

用工程反求方法建立了 D 型打结器三维模型,其结构组成如图 1 所示。

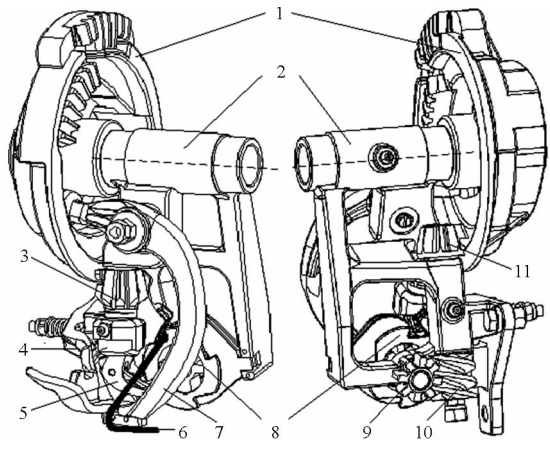


图 1 D 型打结器结构示意图
Fig.1 Structure sketch of D-knotter

- 1. 复合齿盘 2. 打结器支架 3. 打结嘴不完全锥齿轮 4. 钩钳压板 5. 打结嘴和钩钳 6. 捆绳 7. 刀臂 8. 夹绳器 9. 斜齿轮 10. 蜗杆 11. 蜗杆轴不完全锥齿轮

当固结在打结器主轴上的复合齿盘旋转时,复合齿盘内侧不完全锥齿轮、外侧不完全锥齿轮和沟槽凸轮分别与蜗杆轴不完全锥齿轮、打结嘴不完全锥齿轮和刀臂形成空间传动,依次使夹绳器完成夹

绳、打结嘴完成绕扣、钩钳完成钳咬、刀臂完成割绳和脱扣动作。

根据反求的 D 型打结器模型,以齿盘端面为投影平面,打结嘴轴心线与打结器主轴轴心线为非正交相交轴,蜗杆轴心线与打结器主轴轴心线为非正交空间交错轴,蜗杆轴心线与夹绳盘轴心线为非正交空间交错轴,刀臂轴与打结器主轴为正交空间交错轴,蜗杆轴心线与打结嘴轴心线夹角为 24° ,如图 2 所示。

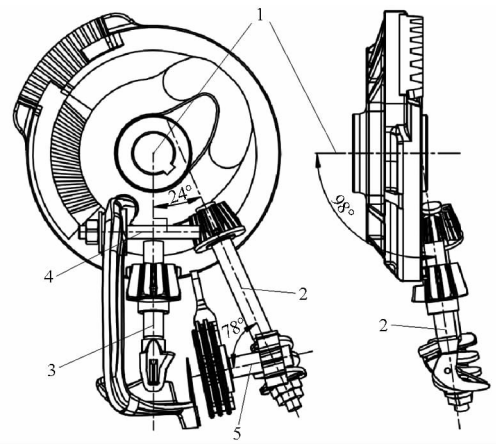


图 2 D 型打结器主要传动的空间关系
Fig.2 Spatial relation of main transmission of D-knotter
1. 打结器主轴轴心线 2. 蜗杆轴心线 3. 打结嘴轴心线 4. 刀臂轴心线 5. 夹绳盘轴心线

所述 5 个轴孔之间的角度关系要求加工打结器支架轴孔时一次性装夹在五轴数控机床上完成,对加工工艺和加工精度要求高。复合齿盘内侧不完全锥齿轮与蜗杆轴不完全锥齿轮为 98° 空间交错轴传动,而非正交交错轴锥齿轮的齿廓设计和制造非常困难。为此,从简化打结器空间结构,降低打结器制造难度的角度出发,对 D 型打结器空间传动方案进行如下调整:如图 3 所示,将进口打结器中复合齿盘上驱动夹绳器间歇分度转动的不完全锥齿轮和蜗杆传动布置在打结器支架的另一侧,与复合齿盘上驱动打结嘴转动的不完全锥齿轮传动分离,使得原复合齿盘上驱动夹绳盘转动的不完全锥齿轮传动不再受打结器主轴轴心线与打结嘴轴心线的夹角影响,可将进口打结器上复合齿盘内侧不完全锥齿轮与蜗杆轴锥齿轮非正交交错轴传动调整为正交相交轴不完全锥齿轮传动。改进后的打结器空间传动方案需要增加一个齿盘作为夹绳器的驱动源,锥齿轮和蜗杆传动均可按我国机械标准重新设计。

2 双齿盘驱动打结器设计

2.1 空间传动主参数确定

如图 3 所示,参考进口打结器反求模型,打结器

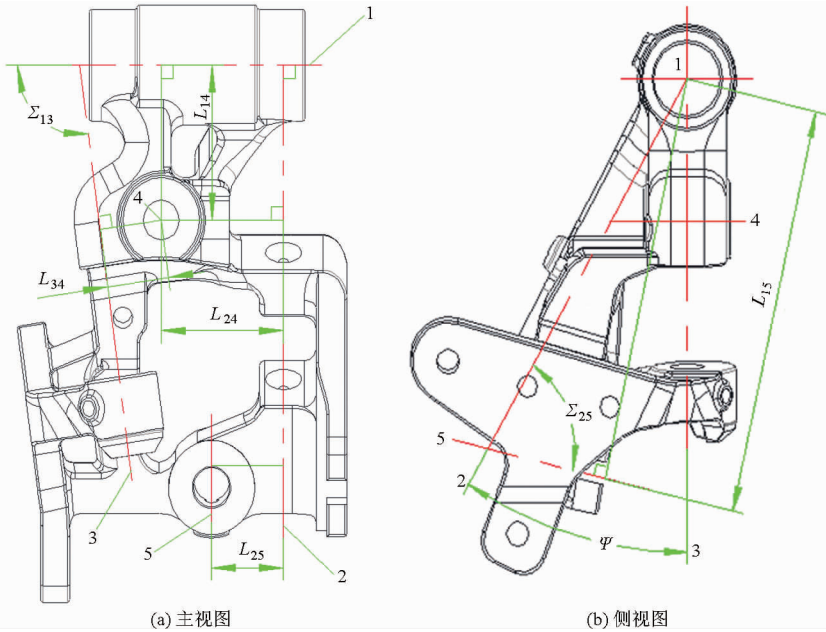


图 3 双齿盘驱动打结器的空间传动方案与主参数

Fig. 3 Spatial transmission project and main parameters of knotter driven by double gear-discs

1. 打结器主轴轴线 2. 蜗杆轴线 3. 打结嘴轴线 4. 刀臂轴线 5. 夹绳盘轴线

主轴心线与打结嘴轴心线的夹角 Σ_{13} 取 98° 。打结器主轴心线与其它轴线夹角均为 90° 。蜗杆轴心线分别与打结嘴轴心线、刀臂轴心线的夹角为 30° 和 60° 。打结嘴轴心线分别与刀臂轴心线、夹绳盘轴心线的夹角为 90° 和 78° 。刀臂轴心线与夹绳盘轴心线的夹角为 12° 。蜗杆轴心线与夹绳盘轴心线呈交错轴布置, 根据我国渐开线蜗杆传动设计参数, 确定其夹角 Σ_{25} 为 72° , 轴间距 L_{25} 为 30 mm 。

2.2 夹绳器结构和传动设计

如图 4 所示, 为使送绳针将捆绳直接送入夹绳盘槽口, 并考虑到送绳针不与打结器支架等零件干涉的要求, 确定三槽口夹绳盘槽口搭接捆绳点 B_0 与夹绳盘轴心连线 B_0O_5 和夹绳盘轴心垂线的夹角 β_0 为 5° , 相对进口打结器夹绳盘槽口的初始位置逆向转过的角度差 Δ 为 10° 。同时, 欲保证打结嘴铰扭成环后钩钳钳咬捆绳时刻, 捆绳在夹绳盘上的夹持点位置 B_2 与进口打结器一致。为此, 在设计双齿盘打结器时, 将进口打结器四槽口夹绳盘调整为三槽口夹绳盘, 将蜗杆与斜齿轮的传动比由 $1:4$ 调整为 $1:3$, 可将夹绳盘槽口的初始位置 B_0 对应送绳针上的捆绳位置。

夹绳盘间歇分度转动由小齿盘上的不完全锥齿轮与蜗杆轴锥齿轮、蜗杆轴上的渐开线蜗杆斜齿轮传动实现。蜗杆轴锥齿轮传动参数确定如下: 小锥齿轮理论齿数 $z_1 = 8$, 大锥齿轮理论齿数 $z_2 = 38$, 锥齿轮有效齿数 $z = 7$, 模数 $m = 4\text{ mm}$, 压力角 $\alpha = 20^\circ$, 轴交角 $\Sigma_{12} = 90^\circ$, 变位系数 $x_2 = -x_1 = -0.4396$ 。

渐开线蜗杆斜齿轮传动中, 由于蜗杆标准模数

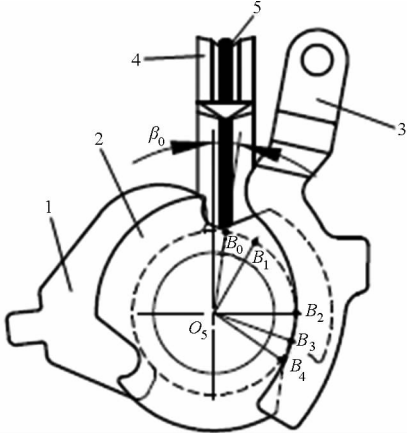


图 4 三槽口夹绳盘结构简图

Fig. 4 Structure of rope-holding plate with three notches

1. 夹绳静片 2. 夹绳盘 3. 夹绳动片 4. 送绳针 5. 捆绳

为轴向模数, 而斜齿轮标准模数为法向模数。因此, 该传动中必须有一个零件为非标准模数。考虑到夹绳盘转向要求及便于加工制造, 将蜗杆模数定为标准模数, 螺旋斜齿轮需要非标定制, 其参数确定如下: 蜗杆头数 $z_1 = 2$, 蜗杆直径系数 $q = 7$, 蜗杆轴向模数 $m_{a1} = 4\text{ mm}$, 压力角 $\alpha = 20^\circ$, 斜齿轮齿数 $z_2 = 6$, 斜齿轮法面模数 $m_{n2} = m_{n1} = 3.846\text{ mm}$, 斜齿轮螺旋角 $\beta = 33.945^\circ$ (左旋), 斜齿轮法向变位系数 $x_{n2} = -0.328$ 。

2.3 运动时序的匹配设计

打结器成结动作包括搭绳、夹绳、绕扣、钳咬、割绳和脱扣, 对各动作的运动时序要求精准^[1-2]。因此, 打结器设计必须对成结动作的运动时序进行匹配设计。

2.3.1 D型打结器的运动时序分析

如图5所示,根据D型打结器结构,控制夹绳器运动的不完全锥齿轮在复合齿盘上的圆周角 $\lambda_1 = 60^\circ$,控制打结嘴运动的不完全锥齿轮在复合齿盘上的圆周角 $\lambda_2 = 40^\circ$,两段锥齿轮的安装相位差 $\varepsilon_0 = 58^\circ$,打结嘴小锥齿轮与蜗杆轴小锥齿轮安装位置相位差 $\psi_0 = 38^\circ$ 。根据夹绳-绕扣-钳咬的运动关系^[12],打结嘴和夹绳盘运动时序差 $\varphi = 20^\circ$,是进口打结器完成夹绳、绕扣和钳咬动作配合需要的时序匹配,对应打结嘴轴线与主轴轴线轴交角 $\Sigma_{13} = 98^\circ$ 。

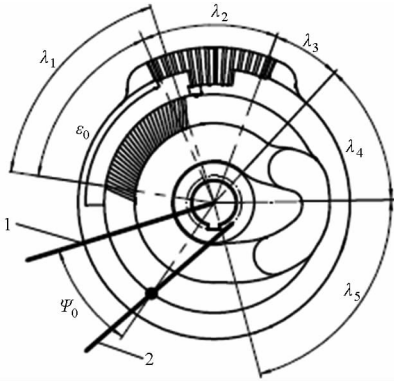


图5 D型打结器运动时序分析图

Fig.5 Sketch of motion sequence analysis of D-knotter

1. 打结嘴轴心线 2. 蜗杆轴心线

齿盘转角 λ 逆时针转动到打结嘴绕扣开始时^[12],打结嘴转角 $\alpha_1 = 0^\circ$,蜗杆轴锥齿轮啮合运动角 $\gamma = \varphi = 20^\circ$,此时夹绳盘转角 $\beta_1 = 30^\circ$ 。钩钳钳咬捆绳瞬间打结嘴转角 $\alpha_1 = 270^\circ$,此时 $\beta_1 = 75^\circ$, $\gamma = 50^\circ$ 。打结嘴绕扣结束时, $\alpha_1 = 360^\circ$, $\gamma = 60^\circ$,此时 $\beta_1 = 90^\circ$,夹绳盘静止不动,打结嘴和钩钳共同钳咬住捆绳保持在原位。齿盘从 λ_3 到 λ_4 转动,沟槽凸轮经 λ_3 使刀臂停歇后开始摆动,再经 λ_4 后完成割绳和脱扣动作,然后经 λ_5 后刀臂复位。按前述分析结果并结合图5所示齿盘结构,可绘制出进口打结器成结过程的运动循环图,如图6所示。

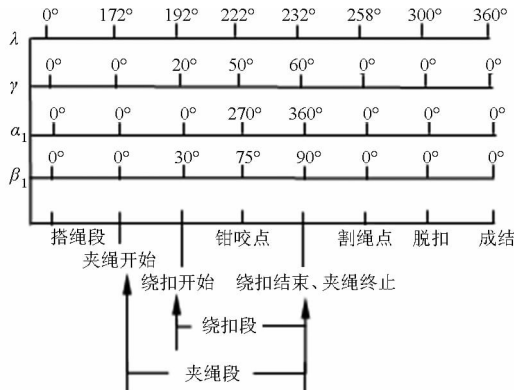


图6 D型打结器运动循环图

Fig.6 Sketch of motion cycle of D-knotter

2.3.2 双齿盘驱动打结器的运动时序匹配

如图7所示,从控制夹绳器运动的小齿盘上不完全锥齿轮第一个齿啮合开始逆时针转过角度 γ 算起,夹绳盘转角 β_2 与蜗杆轴锥齿轮啮合运动角 γ 存在关系

$$\frac{\gamma}{\beta_2} = \frac{\lambda_1}{\frac{2}{3}\pi} \quad (1)$$

夹绳盘转角 β_2 可表示为

$$\beta_2 = \frac{2\pi\gamma}{3\lambda_1} \quad (2)$$

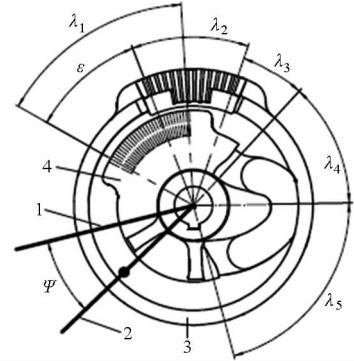


图7 双齿盘驱动打结器运动时序分析图

Fig.7 Sketch of motion sequence analysis of knotter driven by double gear-discs

1. 打结嘴轴心线 2. 蜗杆轴心线 3. 大齿盘 4. 小齿盘

打结嘴转角 α_2 可表示为

$$\alpha_2 = \frac{2\pi(\gamma - \varphi')}{\lambda_2} \quad (\gamma \geq \varphi') \quad (3)$$

为保证打结嘴铰扭成环到打结嘴转角 $\alpha_2 = \alpha_1 = 270^\circ$ 时钩钳钳咬捆绳,捆绳在夹绳盘上的夹持点位置与打结嘴绕扣终止搭接点的连线处于最佳位置^[2]。由于夹绳盘槽口初始位置相比进口打结器逆向转过的角度差 Δ 为 10° ,夹绳盘转角 β_2 为

$$\beta_2 = \beta_1 + \Delta = 75^\circ + 10^\circ = 85^\circ \quad (4)$$

由式(2)可得,此刻小齿盘锥齿轮啮合转过角度为 $\gamma = 42.5^\circ$,再由式(3)可得打结嘴和夹绳盘运动时序差为 $\varphi' = 12.5^\circ$ 。设计中将蜗杆轴小锥齿轮与打结嘴小锥齿轮安装相位差 ψ 调整为 30° ,可得小齿盘上的不完全锥齿轮与大齿盘上的不完全锥齿轮的安装相位差 ε 为

$$\varepsilon = \varphi' + \psi = 12.5^\circ + 30^\circ = 42.5^\circ \quad (5)$$

按上述参数,打结嘴绕扣开始时, $\alpha_2 = 0^\circ$, $\gamma = \varphi' = 12.5^\circ$,此时 $\beta_2 = 25^\circ$ 。打结嘴绕扣结束时, $\alpha_2 = 360^\circ$, $\gamma = 52.5^\circ$,此时 $\beta_2 = 105^\circ$,打结嘴组件钳咬住捆绳保持在原位等待刀臂进行割绳和脱扣动作。小齿盘继续旋转到 $\gamma = 60^\circ$ 时夹绳盘转到终止角度 $\beta_2 = 120^\circ$,刀臂开始摆动先割绳再脱扣。据此并结合图7所示大齿盘和小齿盘配置结构,可绘制出双

齿盘驱动打结器成结过程的运动循环图,如图 8 所示。

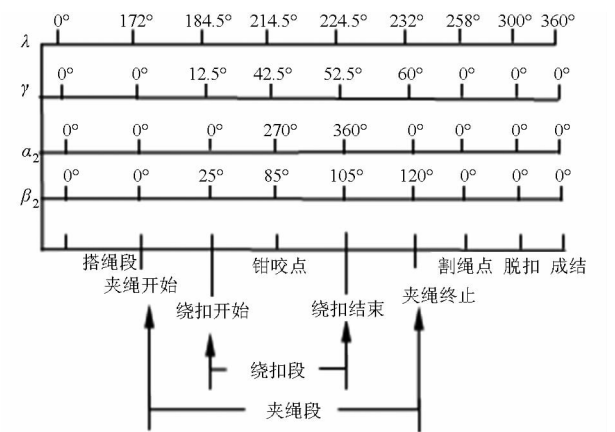


图 8 双齿盘驱动打结器运动循环图
Fig. 8 Sketch of motion cycle of knotter driven by double gear-discs

对比图 6 和图 8,打结嘴绕扣开始时齿盘转角 λ 比进口打结器超前 7.5° ,夹绳盘转角 β_2 比进口打结器滞后 5° 。打结嘴绕扣结束时齿盘转角 λ 比进口打结器滞后 7.5° ,夹绳盘转角 β_2 比进口打结器超前 15° 。如图 9 所示,捆绳搭接在打结嘴上的接触点 A 在打结嘴铰扭成环过程中可视为该接触点沿打结嘴表面做圆周运动,夹绳盘槽口夹持点 B 也做圆周运动,按图 6 和图 8 运动循环关系,可得捆绳在打结嘴和夹绳器上的姿态变化,实线表示双齿盘驱动打结器的捆绳姿态,虚线表示进口打结器的捆绳姿态。

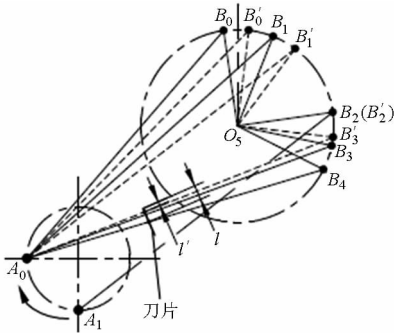


图 9 捆绳在打结嘴和夹绳器上的姿态变化图
Fig. 9 Sketch of gesture change of rope on knotter jaw and rope-holder

双齿盘驱动打结器的捆绳初始位置 A_0B_0 相对进口打结器的捆绳初始位置 $A_0B'_0$ 超前,绕扣开始时 A_0B_1 比 $A_0B'_1$ 超前,钳咬捆绳时 A_1B_2 与 $A_1B'_2$ 重合,绕扣结束时 A_1B_3 比 $A_1B'_3$ 滞后。割绳时双齿盘驱动打结器的捆绳位置 A_1B_4 与刀片交点到刀尖的距离 l 大于进口打结器的捆绳位置 $A_1B'_3$ 与刀片交点到刀尖的距离 l' ,割绳更可靠,说明三槽口夹绳盘结构设计不但使绳针直接将捆绳送入夹绳盘槽口,而且能使捆绳靠近刀片中间位置。

若采用进口打结器的四槽口夹绳盘结构,将图 9 的初始夹持点 B'_0 与 B_0 重合,通过打结器时序匹配可以使钳咬捆绳时 $A_1B'_2$ 不变,但 $A_1B'_3$ 逆时针回转 10° 后的姿态与刀片没有交点,需要加长刀片长度才能切到捆绳,而长刀会与打结器支架发生运动干涉。另一方面,夹绳盘将捆绳从 B'_2 到达终止位置 B'_3 仅余 5° ,而打结嘴从 A_1 逆时针转回 A_0 还需 90° ,根据夹绳-绕扣-钳咬的运动关系^[12],钳咬结束后捆绳长度 AB 变化很小,使夹绳器的放松捆绳作用减弱,且褪绳时间短。另外,由于蜗杆传动布置和旋向要求使驱动四槽口的斜齿轮螺旋角变大,按国标设计的斜齿轮尺寸接近夹绳盘,当送绳针持捆绳到夹持器上端时捆绳会接触到斜齿轮,导致捆绳擦伤而降低捆绳强度。以上所述就是将进口打结器的四槽口夹绳盘调整为三槽口夹绳盘的原因。

2.4 双齿盘驱动打结器的结构模型

参考重建的 D 型打结器结构参数,考虑到互换性,双齿盘驱动打结器的安装尺寸保持与进口打结器相同,大齿盘上驱动刀臂往复摆动的沟槽凸轮、刀臂、打结嘴和钩钳的结构参数保持与进口打结器一致,按照前述的传动参数和运动时序匹配关系,建立的双齿盘驱动打结器的三维模型如图 10 所示。

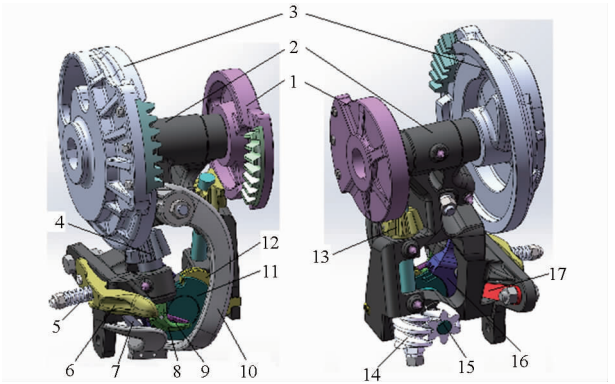


图 10 双齿盘驱动打结器三维模型
Fig. 10 3D model of knotter driven by double gear-discs
1. 小齿盘 2. 打结器支架 3. 大齿盘 4. 打结嘴齿轮 5. 钩钳压簧 6. 钩钳压板 7. 割绳刀 8. 打结嘴 9. 钩钳 10. 刀臂 11. 夹绳盘 12. 夹绳静片 13. 蜗杆轴锥齿轮 14. 蜗杆 15. 斜齿轮 16. 夹绳动片 17. 夹绳压板

3 打结器成结动作对比试验与分析

选用不锈钢材料并采用精密数控方法制造了双齿盘驱动打结器样机,其装配如图 11 所示。将进口打结器和双齿盘驱动打结器同时安装在试验台上,试验时调整捆绳张力、钩钳压簧和夹绳压板的压力达到合适值,在不上秸秆物料的情况下,慢速驱动打结器做打结动作,并用相机记录了两种打结器的成结过程,如图 12 所示,其中左侧图为进口打结器,右

侧图为双齿盘驱动打结器。

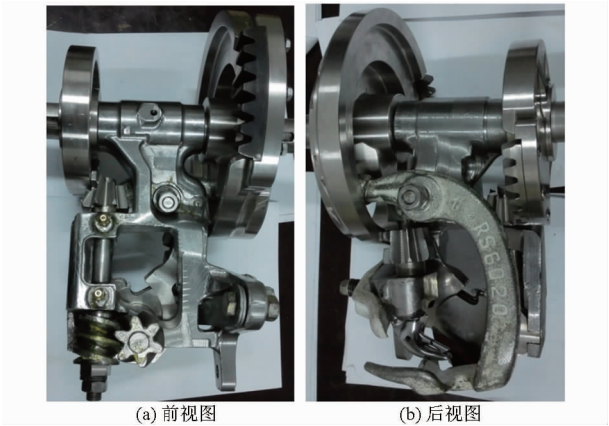


图 11 双齿盘驱动打结器样机装配图

Fig. 11 Prototype assembly of knotter driven by double gear-discs

由图 12a、12b 可见,两种打结器均能将送绳针两次送上的捆绳可靠搭接在打结嘴侧面,说明打结嘴轴线倾角和打结嘴位置布置合适。由图 12c 可见,对于进口打结器,送绳针将捆绳送到夹绳静片圆弧面,然后滑入夹绳盘槽口。如果调整送绳针位置使捆绳正对夹绳盘槽口,送绳针与打结器支架或打结嘴锥齿轮发生干涉。对于双齿盘驱动打结器,送绳针将捆绳直接送入夹绳盘槽口,表明三槽口夹绳盘结构设计使送绳针直接将捆绳送入夹绳盘槽口,避免了捆绳对夹绳静片施加负载导致弯曲损坏。可见,三槽口夹绳盘的夹绳动作比进口打结器的四槽口夹绳盘更优。由图 12d、12e、12f 显示打结嘴从绕扣开始、旋转 90°到旋转 180°的 3 个铰扭成环关键位置,双齿盘驱动打结器的绕扣动作比进口打结器

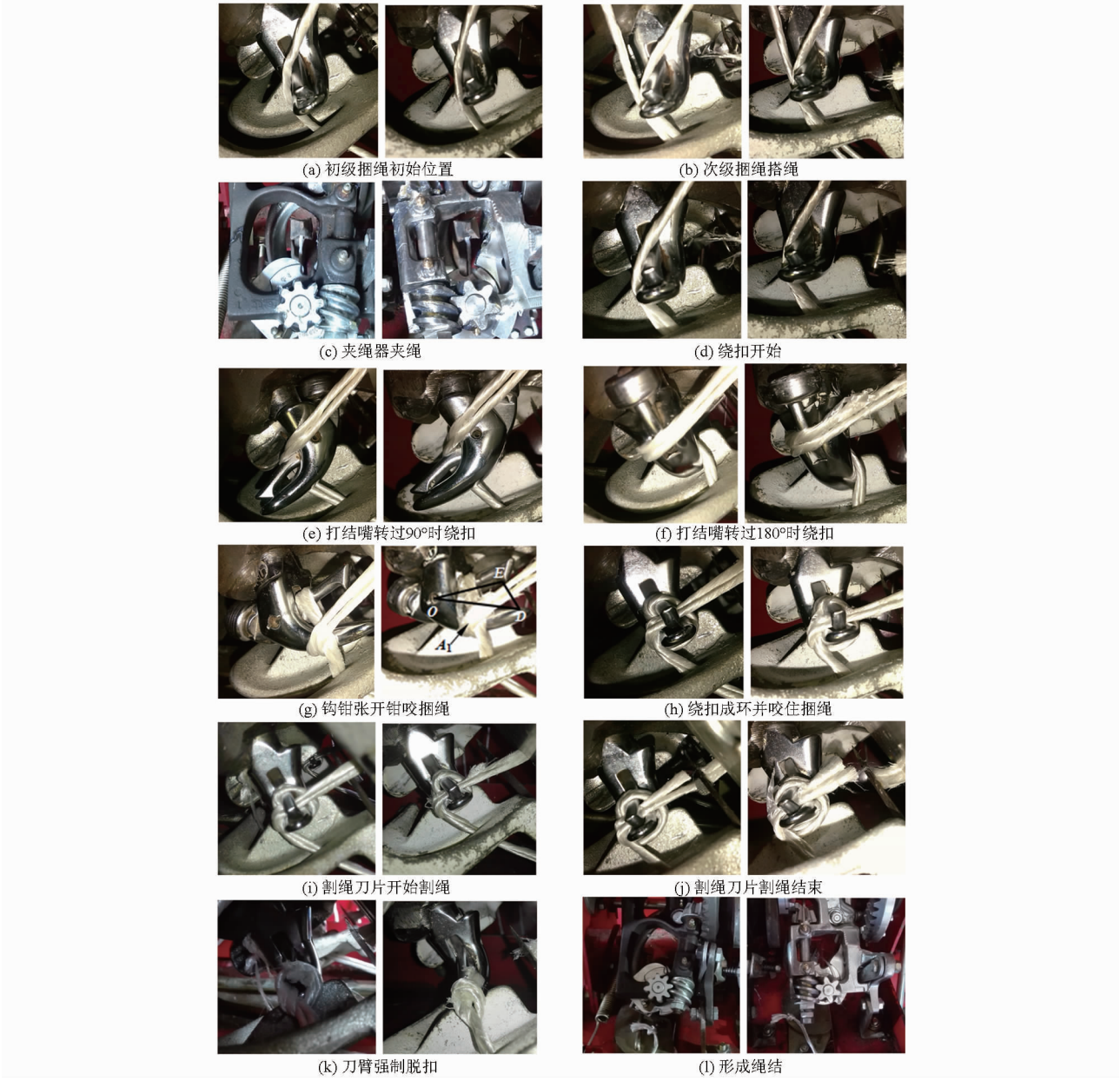


图 12 进口打结器与双齿盘驱动打结器成结动作对比

Fig. 12 Contrast of knotting motion between imported knotter and knotter driven by double gear-discs

超前 7.5° , 捆绳在打结嘴和夹绳器上的姿态变化不影响打结嘴绕出绳扣。由图 12g 可见, 打结嘴旋转 270° 时钩钳张开到最大角度, 两种打结器钳咬捆绳时捆绳姿态一致, 打结嘴末端与钩钳端点连线 DE 姿态相同, 表明双齿盘驱动打结器的运动时序匹配设计使夹绳盘夹持点位置与打结嘴铰扭捆绳成环位置形成的连线 A_1B_2 处于 $\triangle DOE$ 之内, 满足钳咬捆绳的几何条件^[2]。由图 12h 可见, 钳咬闭合在打结嘴上时, 双齿盘驱动打结器上的捆绳姿态比进口打结器上的捆绳姿态更低, 与图 9 所示的结果一致。对比图 12i、12j 可见, 当刀片相同长度和相同角度安装时, 双齿盘驱动打结器割绳时捆绳靠近割绳刀片的中间位置, 利于刀片割断捆绳, 比进口打结器割绳刀尖切割捆绳更可靠, 与图 9 所示的结果一致。由图 12k 可见, 两种打结器在割绳结束后刀臂的脱绳缺口能将打结嘴上的绳扣强制推脱, 表明刀臂的脱绳缺口与打结嘴下表面达到了呈几何相切关系的设计要求, 与进口打结器一致。由图 12l 可见, 两种打结器在刀臂脱绳缺口的强制作用下均将绳扣从打结嘴上脱下形成“ φ ”状死结, 绳头长度约为 2.5 cm 。

在上述成结动作对比试验的基础上, 利用室内台架进行了 1 000 次不捆扎秸秆的打结试验, 如图 13 所示。试验结果表明两种打结器的成结率均为 100%, 验证了双齿盘驱动打结器空间传动方案改进合理, 成结动作的运动时序匹配正确, 夹绳和割绳动作比进口打结器更优。下一步将对双齿盘驱动打结器进行田间捆草试验, 进一步考核其成结率和可靠性。

4 结论

(1) 通过对 D 型打结器空间传动方案改进提出

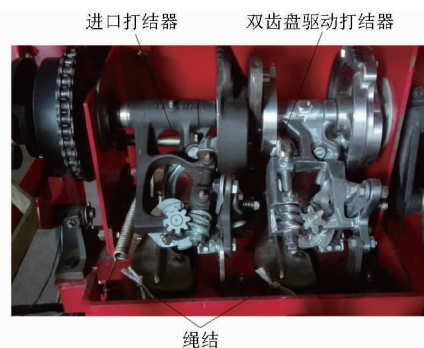


图 13 进口打结器与双齿盘驱动打结器的成结率测试结果

Fig. 13 Test result of knotting rate between imported knotter and knotter driven by double gear-discs

了双齿盘驱动打结器, 与进口打结器的成结动作对比试验验证了该打结器的空间传动方案改进合理, 驱动夹绳器、打结嘴和刀臂的运动时序匹配设计正确, 夹绳和割绳动作比进口打结器更优, 室内台架的打结试验表明其成结率为 100%。

(2) 将驱动夹绳器的空间传动布置在打结器支架的另一侧, 调整蜗杆与斜齿轮的传动比为 1:3 使原四槽口夹绳盘改进为三槽口夹绳盘, 使送绳针将捆绳直接送入夹绳盘槽口, 避免了进口打结器使用时捆绳对夹绳静片施加负载导致的弯曲疲劳, 同时使捆绳靠近刀片中间位置, 比进口打结器刀尖切割捆绳更可靠。

(3) 双齿盘驱动打结器的结构设计将打结器支架一组空间交错轴角度关系简化为平面相交轴角度关系, 降低了打结器支架的加工难度, 克服了进口打结器空间交错轴锥齿轮齿廓设计与制造难的问题, 便于批量化生产。

参 考 文 献

- 尹建军, 李双, 李耀明. D 型打结器及其辅助机构运动仿真与时序分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(6): 103 - 107.
YIN Jianjun, LI Shuang, LI Yaoming. Kinematic simulation and time series analysis of D-knotter and its ancillary mechanisms [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(6): 103 - 107. (in Chinese)
- 王磊, 吕黄珍, 魏文军, 等. 打结嘴钳咬绳索解析条件分析与直观验证[J]. 农业机械学报, 2012, 43(2): 96 - 100.
WANG Lei, LÜ Huangzhen, WEI Wenjun, et al. Analytical conditions and visualized verification of knotter hook's rope-biting [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(2): 96 - 100. (in Chinese)
- 黄伟, 张志毅, 刘志强, 等. D 型打结器 Pro/Engineer 仿真及动作功能分析[J]. 农机化研究, 2009(9): 58 - 60.
HUANG Wei, ZHANG Zhiyi, LIU Zhiqiang, et al. Pro/Engineer imitation and the analysis on movements and functions of twine knott[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009(9): 58 - 60. (in Chinese)
- 李慧, 李洪文, 何进, 等. 方草压捆机 D 型打结器驱动齿盘重建与优化[J]. 农业工程学报, 2010, 26(5): 96 - 102.
LI Hui, LI Hongwen, HE Jin, et al. Reconstruction and optimal design of driving dentate disc of D-bale knotter based on reverse engineering [J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(5): 96 - 102. (in Chinese)
- 李慧, 王庆杰, 何进, 等. 打结器驱动齿盘打结性能对比试验研究[J]. 农业工程学报, 2012, 28(7): 27 - 33.
LI Hui, WANG Qingjie, HE Jin, et al. Experimental research on performance of different knotter driving pulleys[J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28(7): 27 - 33. (in Chinese)
- 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)

7 苏刚, 史建新, 葛炬. 基于逆向工程的方捆机打结器空间角度测量[J]. 农业机械学报, 2008, 39(6): 81 – 83.
SU Gang, SHI Jianxin, GE Ju. Measurement the spatial angle of square knotter on the basis of reverse engineering[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(6): 81 – 83. (in Chinese)

8 陈龙健, 李诚, 张安琪, 等. 基于逆向工程的 D 型打结器重构与运动仿真[J]. 农业机械学报, 2014, 45(12): 104 – 108.
CHEN Longjian, LI Cheng, ZHANG Anqi, et al. Reconstitution and motion simulation of D-bale knotter based on reverse engineering[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(12): 104 – 108. (in Chinese)

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 李慧, 何进, 李洪文, 等. 基于逆向数据的强制脱扣型方草压捆机打结器[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2011, 41(6): 1652 – 1658.
LI Hui, HE Jin, LI Hongwen, et al. Mandatory strip type knotter for square baler based on reversed data[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2011, 41(6): 1652 – 1658. (in Chinese)

11 LI Hui, HE Jin, WANG Qingjie, et al. Design and experiment of ϕ -type-knots knotters on Chinese small square balers[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 27(1): 154 – 164.

12 尹建军, 张万庆, 陈亚明, 等. 打结器夹绳-绕扣-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 tests[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(9): 135 – 143. (in Chinese)

13 刘志强, 张志毅, 黄伟, 等. 有限元法在打结器钳嘴应力分析中的应用[J]. 农机化研究, 2009(9): 206 – 208.
LIU Zhiqiang, ZHANG Zhiyi, HUANG Wei, et al. The use of finite-element method in stress analysis of knotter hook[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2009(9): 206 – 208. (in Chinese)

14 张绍英, 李海涛, 曹庆和, 等. 双 α 结打结器关键传动机构设计[J]. 农业机械学报, 2013, 44(12): 74 – 79.
ZHANG Shaoying, LI Haitao, CAO Qinghe, et al. Design of key transmission mechanism of double- α -knot knotter[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(12): 74 – 79. (in Chinese)

15 李双, 尹建军, 李耀明. D 型打结器及其辅助机构的运动特性[J]. 机械设计与研究, 2011, 27(1): 18 – 21.
LI Shuang, YIN Jianjun, LI Yaoming. Kinematic characteristic analysis of D-knotter and its ancillary mechanism[J]. Machine Design and Research, 2011, 27(1): 18 – 21. (in Chinese)

(上接第 116 页)

10 陈树人, 段建, 姚勇. 环模式秸秆压块机的设计与性能试验[J]. 农机化研究, 2013, 33(11): 140 – 143.
CHEN Shuren, DUAN Jian, YAO Yong. Ring mode straw briquetting machine design and performance test[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2013, 33(11): 140 – 143. (in Chinese)

11 蒋清海, 武凯, 孙宇, 等. 生物质制粒机环模的磨损机理分析[J]. 农业工程学报, 2013, 29(22): 42 – 49.
JIANG Qinghai, WU Kai, SUN Yu, et al. Wear mechanism analysis of ring die of pellet mill[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(22): 42 – 49. (in Chinese)

12 肖磊, 马跃进, 赵建国, 等. 等离子喷涂改善秸秆压块机模块耐磨性的研究[J]. 表面技术, 2012, 41(3): 87 – 93.
XIAO Lei, MA Yuejin, ZHAO Jianguo, et al. Research on enhancement of wear resistance of the straw press block module by plasma spraying technology[J]. Surface Technology, 2012, 41(3): 87 – 93. (in Chinese)

13 周亮, 孙宇, 武凯, 等. 环模式秸秆压块机模具有限元分析及锥角优化[J]. 农机化研究, 2014, 34(6): 224 – 232.
ZHOU Liang, SUN Yu, WU Kai, et al. Finite element analysis and cone angle optimization of circular mould on circular mold briquetting machine[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2014, 34(6): 224 – 232. (in Chinese)

14 张伟, 吴劲锋, 黄晓鹏, 等. 农业纤维物料对 9SiCr 钢磨损性能的影响[J]. 材料热处理学报, 2010, 31(10): 106 – 114.
ZHANG Wei, WU Jingfeng, HUANG Xiaopeng, et al. Friction and wear behavior of 9SiCr steel by agricultural fibrous materials[J]. Transactions of Materials and Heat Treatment, 2010, 31(10): 106 – 114. (in Chinese)

15 袁晓明, 徐静云, 韩秀荣, 等. ANSYS 的生物质成型机环模结构分析[J]. 农机化研究, 2015, 35(6): 239 – 242.
YUAN Xiaoming, XU Jingyun, HAN Xiurong, et al. The structure analysis of biomass ring die based on ANSYS[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2015, 35(6): 239 – 242. (in Chinese)

16 陶嗣巍, 刘显双, 赵东. 压缩状态下玉米秸秆粉粒体大变形有限元分析[J]. 农业工程学报, 2013, 29(20): 199 – 205.
TAO Siwei, LIU Xianshuang, ZHAO Dong. Finite element analysis on large deformation of compressed cornstalk powder[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(20): 199 – 205. (in Chinese)

17 机械设计手册编委会. 机械设计手册[M]. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2006.

18 胡建军, 李小平. Deform – 3D 塑性成形 CAE 应用教程[M]. 北京: 北京大学出版社, 2011.

19 周杰, 赵军, 安治国. 热挤压模磨损规律及磨损对模具寿命的影响[J]. 中国机械工程, 2007, 18(17): 2112 – 2115.
ZHOU Jie, ZHAO Jun, AN Zhiguo. Wear rule and effects on the die service life during hot extrusion[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(17): 2112 – 2115. (in Chinese)

20 赵兴涛. 生物质成型燃料设备的模块化设计与陶瓷耐磨材料的应用[D]. 郑州: 河南农业大学, 2009.