doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.12.013

双 α 结打结器关键传动机构设计*

张绍英[1]　李海涛[1]　曹庆和[1]　高金成[2]　魏文军[1]　韩鲁佳[1]
(1. 中国农业大学工学院, 北京 100083; 2. 中国农业机械化科学研究院, 北京 100083)

摘要: 提出了一种利用两组打结嘴同时绞扭出两个 α 结的方法,并采用一套具有对称的不完整齿面和凸轮槽的驱动齿盘,实现两打结嘴的等速、相向、间歇转动与拢推切装置规律摆动。依据压捆作业要求,确定了用凸轮-摆臂运动转换形式顺序实现拢绳、切断、推扣和回位的传动方案;利用反转法建立驱动凸轮的轮廓曲线方程,用 Matlab 编程得到凸轮轮廓曲线并分析动力传递特性。在打结试验台上对压捆过程进行了模拟,结果表明利用驱动齿盘严格同步和对应的动力传递,可满足同时成双 α 结过程对结构、位置和运动匹配的要求。

关键词: 打结器　双 α 结　凸轮　轮廓曲线
中图分类号: S220.2; S817.11+5　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2013)12-0074-06

Design of Key Transmission Mechanism of Double-α-knot Knotter

Zhang Shaoying[1]　Li Haitao[1]　Cao Qinghe[1]　Gao Jincheng[2]　Wei Wenjun[1]　Han Lujia[1]
(1. *College of Engineering*, *China Agricultural University*, *Beijing* 100083, *China*
2. *Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences*, *Beijing* 100083, *China*)

Abstract: A method to simultaneously tie double-α-knots by using two bill hooks was put forward. Driven by a toothed disk with a symmetric intermittent gearing and a cam groove, the two bill hooks of the double-α-knot knotter rotated intermittently in the opposite direction at an identical speed and the arm swung in accordance with the regularity of holding the strand, pushing the loop and cutting the strand. The transmission scheme to implement sequentially the holding of the strand, the cutting of the strand, the pushing of the loop and the return of the knotter by transforming the rotation of the cam to that of the oscillating of the arm was determined according to the demands of the baling. The curve equation of the cam profile was established by means of the kinematic inversion. A detailed curve of the cam profile was obtained by programming in Matlab and the force transfer characteristic was analyzed. A knotting test rig was developed. The results of simulating the baling process on the test rig indicated that rigorous synchronization of motion of the two α-knot knotters driven by the toothed disk and their corresponding force transfer met the requirements of the matching of the structure, the position and the motion of double-α-knot knotter.

Key words: Knotter　Double-α-knot　Cam　Curve of profile

引言

在牧草或秸秆大方捆压捆作业中,双道绳索、双结环接是防止因脱嘴、断绳导致捆扎失效的有效方法。目前,在压捆机上多采用单结打结器顺序打出两个 α 结,即前结对已成捆的绳环封闭,后结连接待成捆上、下绳端,来实现大方捆双绳、双结环捆。

由于采用单结打结器顺序打出两个 α 结,须在打单结的基础上增加打双结所需的辅助装置和传动机构,从而加大了结构、位置、运动匹配关系复杂性

收稿日期: 2012-11-08　修回日期: 2013-01-09
* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2009AA043063)
作者简介: 张绍英,教授,博士生导师,主要从事农业工程装备研究,E-mail: cauzsy@cau.edu.cn

及对精准性的要求，增加了成结不稳定因素，提高了机具的制造成本。为此，本文提出同时成双 α 结技术方案。

1　同时成双 α 结打结器结构和工作原理

同时成双 α 结打结器（图 1）主要由机架、双面齿轮盘、两套打结装置及各自的压轮杆装置、拢推切装置和导绳器等构成。

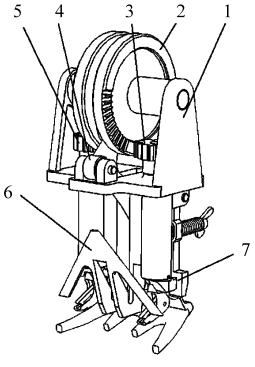

图 1　同时成双 α 结打结器

Fig. 1　Knotter making double-α-knot simultaneously

1. 机架　2. 双面齿轮盘　3. 逆式打结装置　4. 拢推切装置　5. 顺式打结装置　6. 导绳器　7. 压轮杆装置

压捆作业时，当多层捆的厚度达到预设值后弧针上升，弧针顶部的 V 形头托举下绳与上绳并拢并贴导绳器外侧越过导绳器顶部；弧针下降时，绳索沿导绳器内侧下滑、分张并搭挂于两打结嘴上形成“门”字型结构；随后，拢推切装置进行第 1 阶段前摆，使“门”字型结构两顶角收拢成锐角，同时两打结嘴相向、等速转动，绞扭出两 α 状绳环；随着两打结嘴的继续转动，打结嘴与打结舌构成的钳形结构张开并分别将两 α 状绳环间的绳索衔入、钳咬；两打结嘴转过一周后，拢推切装置进行第 2 阶段前摆，其上的切刀和推扣板依次切断两 α 状绳环间的绳索和将绕于两打结嘴上的 α 状绳环推出，使钳咬在打结嘴上的两绳索端头被动穿越两 α 状绳环，从而同时形成两个 α 结扣；随着后捆前移，后捆前端物料带动接合的上、下绳前移，强制将两 α 结扣的端头从钳形结构中拉脱，实现了前结封闭已成捆绳环，后结连接待成捆上、下绳端的目的[4]。

在双 α 结打结器中，具有镜像结构的两套打结嘴平行布置于具有镜像结构的双面不完全齿盘两侧，由齿盘驱动两打结嘴相向、等速、间歇转动。拢推切装置的摆动也由该齿盘同步驱动。在打结循环中，齿盘连续转动一周期间将带动拢推切装置完成前摆拢绳、前摆切断和推扣以及后摆回位。摆动中心设定在处于起始位置的打结嘴的弧背中心，以使推扣板紧贴打结嘴弧背推出 α 状绳环。

在第 1 阶段前摆拢绳阶段，利用拢推切装置耙形拢绳器两外指指尖开度大于指根开度的钳形结构收拢绳索，并用指根部将绳索限制在打结嘴轴下方，以防止绞扭过程绳索从打结嘴上滑脱。拢推切装置第 1 次前摆停止时，推扣板所处位置可保证打结嘴尖转至后位时不发生干涉。待两打结嘴转过一周完成 α 状绳环的绞扭成型及对绳索的钳咬并停止于起始位置后，齿盘再次带动拢推切装置进行第 2 阶段前摆，切刀切断两 α 绳环间的共用端绳索，并将缠绕在打结嘴上的绳扣推出打结嘴。最后，齿盘带动拢推切装置后摆至起始位置停止。

双 α 结打结器的绞扭成结原理、过程以及传动方式与已有 α 结打结器相同。不同之处在于：通过带 V 形头的弧针与梯形导绳器的联合作用，使绳索同时搭挂在两打结嘴上形成“门”形结构；利用拢绳、切断、推扣、回退动作的对称性和运动方向的一致性，通过在拢推切装置的摆臂上设置切刀和带有推扣板的耙形拢绳器，由拢推切装置的摆动即可完成拢绳、切断、推扣。

2　驱动方案与运动参数确定

对双 α 结打结器的运动分析可知，不完全齿盘可驱动两打结嘴作相向、等速、间歇转动，拢推切装置的运动则在两打结嘴对称面内的摆动，拢推切装置 3 个阶段摆动角度和速度与两打结嘴的旋转运动相关。

为保证打结器各部件运动的严格同步，拢推切装置的摆动由齿盘驱动。而将齿盘转动转换为拢推切装置的阶段性、多向、多速摆动，简便、可靠的传动形式首推凸轮机构。在此，通过在两齿面间开设对称的凸轮槽，即可将齿盘在一个打结循环中的连续转动，转换成拢推切装置按特定规律的摆动，达到适应拢绳、切断和推扣的位置、运动要求的目的。因此，确定驱动方案的关键涉及转动转换为摆动的传动方式及两前摆角度及速度的计算。驱动方案如图 2 所示。

各前摆角度及各部分结构、位置（图 3）的确定原则及考虑的因素为：

第 1 阶段前摆：①第 1 阶段前摆前，拢绳耙边指尖前端位于弧针运行区域（送绳立面）外。②开始于绳索“门”形结构形成后。③推扣板位于与打结嘴尖临界干涉位置（打结嘴尖最后位）前结束。④拢绳耙两边指尖内侧面斜度与绳索摩擦角相适应。⑤第 1 阶段前摆结束时，切刀刃线接近但不接触绳索，指根（宽度为两打结嘴轴间距）位于打结嘴轴下方。

第 2 阶段前摆：①打结嘴转过一周后开始（前

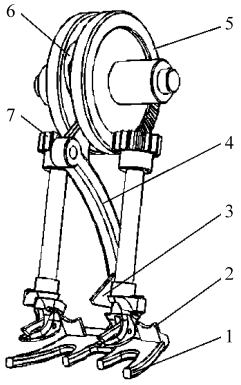

图 2 驱动方案

Fig. 2 Driving scheme

1. 拢绳耙边指 2. 推扣板 3. 切刀 4. 拢推切装置 5. 双面齿轮盘 6. 凸轮槽 7. 打结嘴齿轮

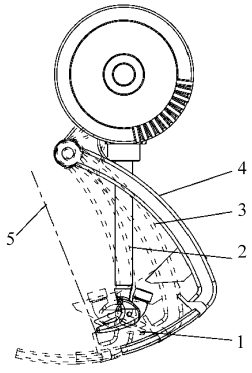

图 3 拢推切装置摆动阶段

Fig. 3 Swing phase of swing arm

1. 打结嘴后位 2. 推绳结束前位 3. 拢绳结束位置 4. 拢绳起始后位 5. 送绳立面

摆速度以不发生追踪干涉为前提)。②推扣板开始推绳环前,切刀刃线完全扫过两 α 结间绳索断面。③推扣板前摆至打结嘴尖部结束。

第 3 阶段后摆:①在完成第 2 阶段前摆后即可开始,至起始位置结束。②后摆角度为第 1、2 阶段前摆角度之和。③多层压捆时完成后摆的理论可用时间较长,但尽快回位可减小齿盘尺寸。

3 拢推切装置驱动机构计算

根据双 α 结打结器结构布局确定的驱动方案中的位置关系如图 4 所示。

在图 4 中建立以凸轮回转中心 O 为原点,OA_0 为 x 轴,OA_0 的垂线方向为 y 轴的直角坐标系。其中,A_0 为摆臂 A_0B_0 的摆动中心,B_0 为滚子的中心,A、B 点分别为用反转法时 A_0、B_0 点的迹点,vv'为过 B 点摆臂 AB 的垂线,nn'为过 B 点凸轮理论轮廓线的垂线,γ 为 nn'、vv'所夹锐角,β_1和 β_2分别为 nn'和 vv'的斜率角,摆臂 A_0B_0 长度为 L,凸轮回转中心 O 与摆臂回转中心 A_0 的距离为 a,双面齿轮的角速度为 ω,R_r为滚子半径,B 点的轨迹为凸轮槽理论轮廓线。

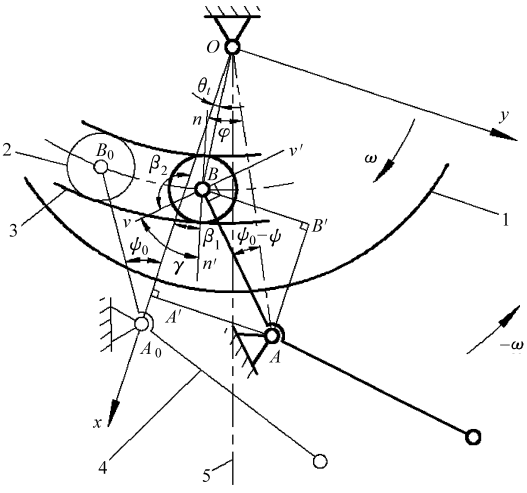

图 4 凸轮机构设计模型和坐标系

Fig. 4 Model and coordinates of cam mechanism design

1. 双面齿轮盘 2. 滚子 3. 凸轮槽 4. 摆臂 5. 打结嘴轴线

3.1 凸轮轮廓曲线方程

利用凸轮轮廓计算中的反转求解法可得到凸轮轮廓方程。

在直角坐标系下,根据 $\triangle OA'A$ 与 $\triangle BB'A$ 的几何关系,可得 B 点的坐标为

$$\begin{cases} x_t = l_{OA'} - l_{B'A} = l_{OA}\cos j - l_{AB}\cos(j + y_0 - y_1) = \\ \qquad a\cos j - L\cos(j + y_0 - y) \\ y_t = l_{AA'} - l_{BB'} = l_{OA}\sin j - l_{AB}\sin(j + y_0 - y_1) = \\ \qquad a\sin j - L\sin(j + y_0 - y_1) \end{cases} \tag{1}$$

式中 j——A_0 到 A 过程凸轮转过的角度

y_0——摆臂 A_0B_0 与 x 轴的初始夹角

y_1——A_0 到 A 过程摆臂 A_0B_0 摆过的角度

则凸轮槽理论轮廓线方程为

$$\begin{cases} x_t = a\cos j - L\cos(j + y_0 - y) \\ y_t = a\sin j - L\sin(j + y_0 - y) \end{cases} \tag{2}$$

以凸轮回转中心 O 为极点,OA_0 为极轴建立极坐标系,凸轮槽理论轮廓线方程为

$$\begin{cases} r_t = \sqrt{x_t^2 + y_t^2} \\ \theta_t = \begin{cases} \arctan\dfrac{y_t}{x_t} & (x_t \geqslant 0) \\ p + \arctan\dfrac{y_t}{x_t} & (x_t < 0) \end{cases} \end{cases} \tag{3}$$

式中 r_t——B 点的极径 θ_t——B 点的极角

则凸轮槽外轮廓线方程为

$$\begin{cases} r_{t0} = r_t + R_r \\ \theta_{t0} = \theta_t \end{cases} \tag{4}$$

凸轮槽内轮廓线方程为

$$\begin{cases} r_{ti} = r_t - R_r \\ \theta_{ti} = \theta_t \end{cases} \tag{5}$$

式中　r_{t0}——凸轮槽外轮廓点的极径

θ_{t0}——凸轮槽外轮廓点的极角

r_{ti}——凸轮槽内轮廓点的极径

θ_{ti}——凸轮槽内轮廓点的极角

以 John Deer 单结打结嘴结构参数为基础，依据双 α 结打结器的结构、位置及运动匹配要求，对驱动装置及打结系统各零部件的结构、运动参数进行计算、配置（表 1）。其中，打结嘴装置的结构参数参照 John Deer 单结打结嘴配置；第 1 阶段前摆 7.5°后打结嘴开始旋转；打结嘴旋转 360°后第 2 阶段前摆开始。

表 1　双结打结器结构和运动参数

Tab. 1　Structures and motion parameters of knotter

参数	数值
L/mm	60
a/mm	82.10
R_r/mm	7.5
摆臂初始角 ψ_0/(°)	52
凸轮机构许用压力角[α]/(°)	45
摆臂拢绳角度 ψ_1/(°)	15
摆臂推切绳角度 ψ_2/(°)	15
摆臂回位角度 ψ_3/(°)	30
拢绳阶段凸轮圆心角 φ_1/(°)	64.8
停顿阶段凸轮圆心角 φ_2/(°)	100.8
推切阶段凸轮圆心角 φ_3/(°)	82.8
回位阶段凸轮圆心角 φ_4/(°)	111.6

设定各阶段等速摆动，为避免摆臂摆动过程转换时发生刚性冲击，在每个摆动的始、末阶段选用二次项运动规律与之组合构成二次项修正型等速运动规律[10~12]，如图 5 所示。

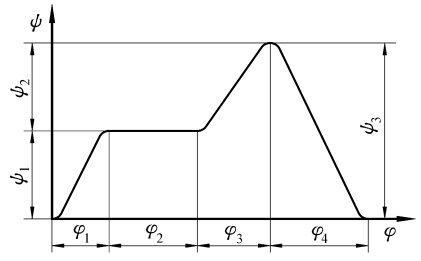

图 5　摆臂运动规律

Fig. 5　Motion law of swing arm

在每个摆动阶段始、末位置划分出该段转角的 1/8 对凸轮轮廓进行修正，可计算出摆臂各阶段运动方程。通过 Matlab 编程绘出的凸轮槽内、外轮廓线如图 6 所示。

3.2　压力角方程

压力角为作用在从动件上的驱动力与该力作用点绝对速度间所夹锐角（图 4 中 γ）。

依据图 4 的几何关系可知 $\pi-\gamma=\beta_2-\beta_1$，令摆杆 AB 的斜率为 k_1，则

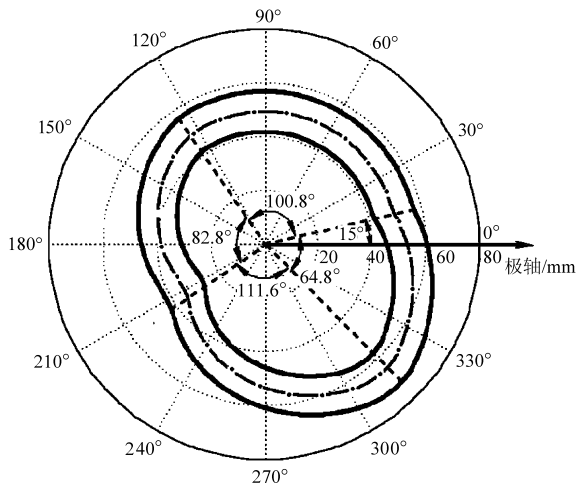

图 6　凸轮轮廓曲线

Fig. 6　Curve of cam profile

$$k_1=\tan(j+y_0-y) \tag{6}$$

则直线 vv'的斜率为

$$\tan b_2=-1/k_1 \tag{7}$$

令 B 点处凸轮轮廓线的切线斜率为 k_2，则

$$k_2=\frac{\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}j}}{\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}j}} \tag{8}$$

可得直线$\overline{nn'}$的斜率为

$$\tan b_1=-1/k_2 \tag{9}$$

凸轮机构压力角的计算公式为

$$\gamma=\arctan\left|\frac{k_1-k_2}{1+k_1k_2}\right| \tag{10}$$

通过 Matlab 编程得出凸轮机构压力角 γ 的分布曲线（图 7），图中压力角 γ 的最大值为 41.7°，小于许用压力角。

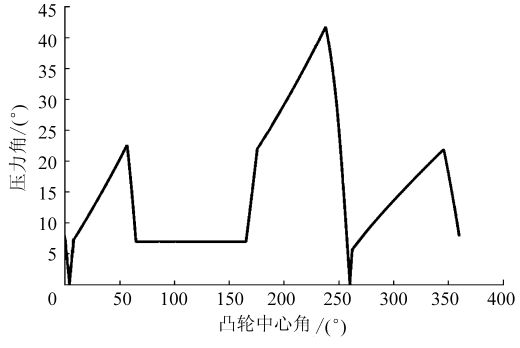

图 7　压力角分布曲线

Fig. 7　Curve of pressure angle

3.3　理论轮廓曲率半径方程

打结器工作时，摆臂的往复摆动分别用凸轮槽的内、外轮廓来驱动。凸轮槽理论轮廓曲率半径要大于滚子半径；否则，凸轮槽内轮廓会产生尖点，使内轮廓线自交和运动失真。

由曲率定义可得，凸轮理论轮廓线曲率为

$$k=\frac{|x_t'y_t''-x_t''y_t'|}{(x_t'^2+y_t'^2)^{\frac{3}{2}}} \tag{11}$$

其中 $x_t'=\frac{dx_t}{dj}$ $y_t'=\frac{dy_t}{dj}$ $x_t''=\frac{d^2x_t}{dj^2}$ $y_t''=\frac{d^2y_t}{dj^2}$

则凸轮理论轮廓线上曲率半径为

$$r=1/k \tag{12}$$

通过 Matlab 编程得出凸轮理论轮廓曲率半径的分布曲线(图 8),曲率半径的最小值为 29.9 mm,大于滚子半径,符合要求。

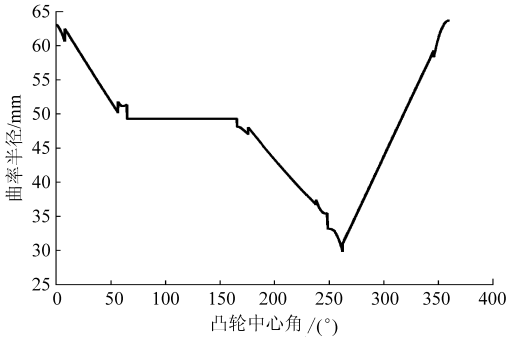

图 8 凸轮曲率半径分布曲线

Fig. 8 Curve of radius of curvature of cam profile

4 双结结构、运动参数考核验证

为考核文中提出的双 α 结打结器中各部件的结构、位置及运动匹配计算结果及参数组配置的实际运行效果,以 John Deer 打结嘴结构参数为基础,设计了双 α 结打结器试验台(图 9)。其中,依据打结过程的动作要求,将打结过程的复合运动进行了分解及合成,模拟压缩、送绳、打结及拢推切运动分别配置程控伺服电动机驱动,并通过程序参数配置,实现减速电动机Ⅱ驱动的拢推切装置产生与图 5 相同的摆臂运动规律,以保证各部件的运动同步、一致,实现多组参数的交互关联考核。

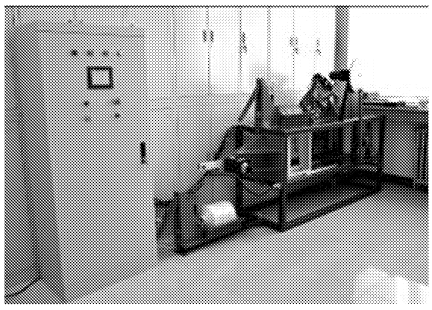

图 9 双 α 结打结试验台

Fig. 9 Test rig tying double-α-knot

试验台中打双结装置驱动分解方案如图 10 所示。

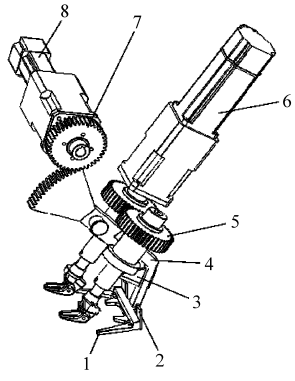

图 10 打双 α 结装置驱动分解方案

Fig. 10 Concrete driving scheme of test rig tying double-α-knot

1. 拢绳器 2. 推扣板 3. 切刀 4. 拢推切装置 5. 打结嘴驱动齿轮 6. 减速电动机Ⅰ 7. 拢推切装置驱动齿轮 8. 减速电动机Ⅱ

在双 α 结打结器结构、运动参数配置基础上,设齿盘转动周期与摆臂运动总时间相同(3.4 s),打结嘴转动周期不小于 0.5 s,采用 5489Tex 的 PE-PP 撕裂膜打捆绳,在双 α 结打结器试验台完成了双 α 结的同时绞扭成型和切断穿越整个完整过程。双 α 结同时成型过程及效果如图 11 所示。

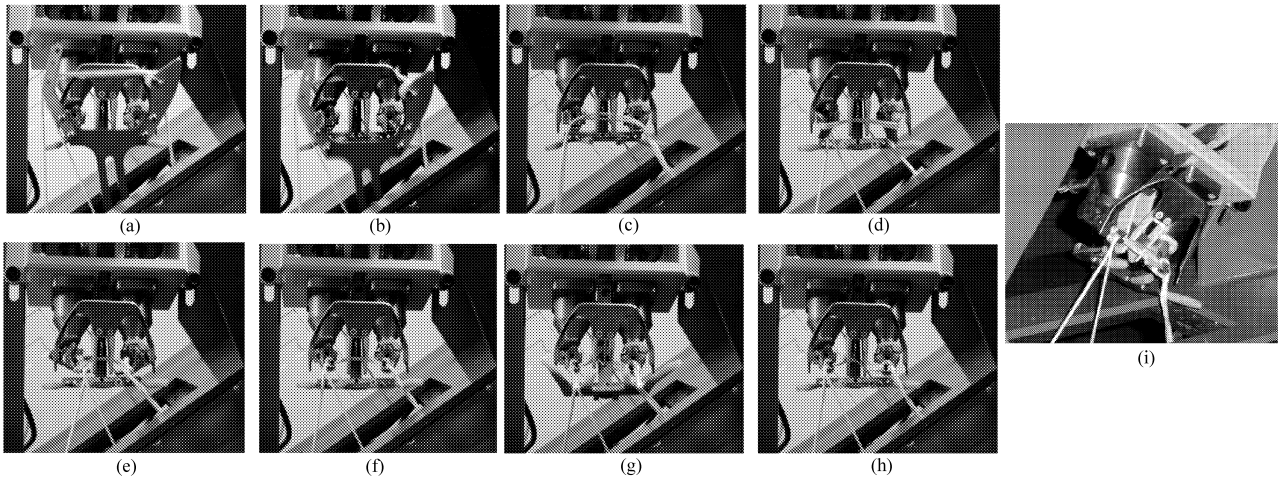

图 11 打结效果图

Fig. 11 Effect drawing of tying

(a) 送绳 (b) 转接 (c) 搭挂 (d) 绞扭 (e) 钳入 (f) 咬合 (g) 破切 (h) 穿越 (i) 成结效果

5　结论

（1）利用 V 形头送绳装置和梯形导绳器能够实现两道并拢绳索同时搭挂在打结嘴上形成“门”形结构，为简化打结辅助运动提供了基础条件。

（2）利用打结辅助运动位置对称性和运动方向一致性，配置了集绳索收拢限位、结间绳索切断、绕嘴结扣脱离和后摆回归原位 4 个动作于拢推切装置摆动的传动方案，同时利用齿盘上对称的不完整齿面和凸轮槽，实现了两打结嘴的等速、相向、间歇转动和拢推切装置规律摆动的严格同步和对应。

（3）依据压捆作业过程的要求，在试验台实现了双 α 结打结器与压缩过程和送绳过程的位置、运动匹配模拟，成功显现了双 α 结同时成型的完整过程，证明这种双 α 结同时成型方法及配置成结和辅助传动方案的可行性。

参　考　文　献

1　徐秀英，张维强. 对我国牧草生产机械化现状及发展机遇的思考[J]. 中国农机化，2004(3)：14～16.
Xu Xiuying, Zhang Weiqiang. Consideration on mechanization condition of forage grass production and its development opportunities in China[J]. Chinese Agricultural Mechanization, 2004(3): 14～16. (in Chinese)

2　Luttich Hans-Robert. Knotting device of two knots: DE, 102008041120A1[P]. 2010－02－11.

3　Weidig Klaus. Knotting device to form two knots at the same time: DE, EP205789A1[P]. 2008－11－04.

4　韩鲁佳，王磊，金镭，等. 双 α 结同时成型方法及装置：中国，201010517709.0[P]. 2011－05－25.
Han Lujia, Wang Lei, Jin Lei, et al. Knotting method and device to form double-α-knots at the same time: CN, 201010517709.0[P]. 2011－05－25. (in Chinese)

5　陈锋. 大方捆打捆机压缩机构设计及压缩试验研究[D]. 北京：中国农业机械化科学研究院，2007.
Chen Feng. Compressing mechanism design of large retangular baler and experimental study on compression research[D]. Beijing: Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences, 2007. (in Chinese)

6　杨诗军，姚文席. 凯斯 8545 与 Welger AP－530 牧草方捆机打结器结构及效能比较[J]. 机械研究与应用，2006，19(1)：93～103.
Yang Shijun, Yao Wenxi. Compaing about structure and efficiency between CASE 8545 and Welger AP－530 of baler[J]. Mechanical Research&Application, 2006, 19(1): 93～103. (in Chinese)

7　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)

8　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)

9　魏文军，高英武，张云文. 机械原理[M]. 北京：中国农业大学出版社，2004.

10　杨可桢，程光蕴，李倬生. 机械设计基础[M]. 北京：高等教育出版社，2006.

11　石永刚，徐振华. 凸轮机构设计[M]. 上海：上海科学技术出版社，1995.

12　彭国勋，肖正杨. 自动机械的凸轮机构设计[M]. 北京：机械工业出版社，1990.

13　王文斌，林忠钦，严隽琪，等. 机械设计手册：第 2 卷[M]. 北京：机械工业出版社，2004.

（上接第 98 页）

10　Nakamura Y, Sakurai A, Inaba Y, et al. The fine structure of amylopectin in endosperm from Asian cultivated rice can be largely classified into two classes[J]. Starch, 2002, 54(4): 117～131.

11　James N BeMiller, Roy L Whistler. 淀粉化学与技术[M]. 岳国君，郝小明，译. 北京：工业出版社，2013：164～165，227～238.

12　Katz J R. Viscosity of starch pastes: the changes therein due to continued heating and stirring, and their relation to the sizing of cotton yarns[J]. Textile Research Journal, 1938, 9(2): 69～78.

13　张艳霞. 稻米直链淀粉含量与淀粉理化特性及品质的关系[D]. 南京：南京农业大学，2007.

14　徐斌，满建民，韦存虚. 粉末 X 射线衍射图谱计算植物淀粉结晶度方法的初探[J]. 植物学报，2012，47(3)：278～285.
Xu Bin, Man Jianmin, Wei Cunxu. Methods for determining relative crystallinity of plant starch X-ray powder diffraction spectra[J]. Chinese Bulletin of Botany, 2012, 47(3): 278～285. (in Chinese)

15　Yang W, Jia C. Glass transition mapping inside a rice kernel[J]. Transactions of the ASAE, 2004, 47(6): 2 009～2 015.

16　杨挺青，罗文波，徐平，等. 黏弹性理论与应用[M]. 北京：科学出版社，2004.

17　Chen K C, Li D, Wang L J, et al. Dynamic viscoelastic properties of rice kernels studied by dynamic mechanical analyzer[J]. International Journal of Food Engineering, 2007, 3(2): 1～14.

18　王云英. 聚氨酯中空纤维阻尼材料的制备工艺及性能研究[D]. 南昌：南昌航空大学，2010.

19　周雄. 硫化橡胶动态力学性能的分数阶微分流变模型[D]. 湘潭：湘潭大学，2011.