

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.01.010

D型打结器割绳脱扣机构空间结构参数分析

张安琪 陈龙健 董浩 张绍英 李海涛 韩鲁佳

(中国农业大学工学院, 北京 100083)

摘要: 针对D型打结器割绳脱扣机构空间结构参数复杂且设计要求不清等问题,通过对打结器割绳脱扣机构与其它机构进行运动学分析,建立了割绳脱扣机构的参数设计理论模型,描述了割绳脱扣机构与其它机构之间的参数匹配关系。分析了割绳脱扣机构结构参数对割绳脱扣动作的影响,并得出脱扣凹槽及割刀的设计尺寸要求。结果表明割绳脱扣机构回转中心与脱扣凹槽面的距离变化范围为27~35 mm,割绳脱扣机构回转中心与割刀安装面距离的变化范围为47~53 mm,割刀刀刃尺寸由脱扣凹槽位置尺寸决定。设计并试制了一种组合式割绳脱扣机构,该机构可实现多参数调节,便于对所求结构参数的考核验证。将设计的组合式割绳脱扣机构安装在已有打结器上进行打结试验,分别对每个参数进行单因素试验,共设计11个试验组。试验结果表明割绳脱扣机构空间运动模型准确可靠,计算的结构参数匹配合理。

关键词: 打结器; 割绳脱扣机构; 结构参数

中图分类号: S817.11⁺5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2017)01-0073-08

Spatial Structure Parameter Analysis of Rope Cutting and Releasing Mechanism of D-knotter

ZHANG Anqi CHEN Longjian DONG Hao ZHANG Shaoying LI Haitao HAN Lujia

(College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: Aiming to resolve the problem the space structure of rope cutting and releasing mechanism of knotter was very complex and the structure parameter influencing the motion of rope cutting and releasing was unknown. Kinematics analysis of rope cutting and releasing mechanism and other mechanism were carried out. The parametric design theory about rope cutting and releasing mechanism was established. The relationship of parameter matching between rope cutting and releasing mechanism and other mechanism was described. The important structure parameters influencing the motion of rope cutting and releasing were analyzed. The design requirements of rope releasing platform and cutting knife were calculated. The results showed that the distance between center of gyration of rope cutting and releasing mechanism and the rope releasing platform were 27~35 mm, the distance between centre of gyration of rope cutting and releasing mechanism and the platform of rope cutting knife were 47~53 mm, the cutting edge size of rope cutting knife was decided by the position size of platform of rope cutting knife. In order to verify the accuracy of the model, a modular rope cutting and releasing mechanism was designed and manufactured based on the range of key size of rope cutting and releasing mechanism. The designed rope cutting and releasing mechanism can adjust the position size and structure size of rope releasing platform and cutting knife, it was very convenient for the validation of structural parameters of rope cutting and releasing mechanism. The wheat straw baling test on the designed mechanism was conducted in the interior, eleven experimental groups were designed. Results showed that if the design size met the design requirements, the effect of rope cutting and releasing was good, otherwise the effect of rope cutting and releasing was poor. Therefore, it can be found that the calculating structural size parameters of rope cutting and releasing mechanism were confirmed to the requirements of D-knotter, and the model was accurate and it could guide the optimal design of D-knotter.

Key words: knotter; rope cutting and releasing mechanism; structural parameters

收稿日期: 2016-08-26 修回日期: 2016-11-04

基金项目: 教育部长江学者和创新团队发展计划项目(IRT1293)

作者简介: 张安琪(1989—),男,博士生,主要从事生物物质资源开发与利用研究,E-mail: zhanganqi07@126.com

通信作者: 韩鲁佳(1964—),女,教授,博士生导师,主要从事生物物质资源开发与利用研究,E-mail: hanlj@cau.edu.cn

引言

D 型打结器作为方捆打捆机的核心部件,其结构紧凑,动作周期短,空间运动匹配要求高。D 型打结器主要由复合齿盘、打结器机架、割绳脱扣机构、夹绳机构及绕扣钳咬机构组成,打结器成结工作是在上述各机构的精确配合下完成的。国内外学者在打结器运动仿真及运动时序分析^[1-4]、力学性能及承载分析^[5-8]、结构参数分析^[9-14]、结构优化^[15-20]等方面开展了大量研究。如在打结器结构参数分析方面,王磊等^[9]建立了打结嘴钳咬绳索的解析条件,并进行了可视化表征,为打结器的参数分析提供了一种判别方案;尹建军等^[10]对打结嘴轴安装角度及夹绳、绕扣时序对咬绳动作的影响进行了分析及验证;李慧等^[11-12]对打结器机架 5 个空间异面轴之间的相位关系进行了研究;熊亚等^[13]对割绳脱扣机构凸轮的运动规律及设计依据进行了研究;吕红^[14]借助 Matlab 对 D 型打结器实现了参数化建模,并对其进行了运动匹配研究。割绳脱扣机构作为 D 型打结器控制割绳、脱扣的关键机构之一,与其它机构存在严格的运动匹配关系,其空间结构参数对运动匹配关系有着直接影响,而上述研究均未涉及割绳脱扣机构及其空间结构参数。因此研究分析割绳脱扣机构空间结构参数对割绳脱扣动作的影响,并得出其设计要求,有助于推进我国打结器的自主化设计。

本研究确定割绳脱扣机构与 D 型打结器其它机构之间的空间相位参数,建立割绳脱扣机构的结构参数设计理论模型,描述割绳脱扣机构与其它机构之间的参数匹配关系。进而分析割绳脱扣机构结构参数对割绳、脱扣效果的影响,计算得出脱扣凹槽及割刀的尺寸设计要求,进而设计一种组合式割绳脱扣机构并进行试验验证。

1 割绳脱扣机构与工作原理

图 1 为 D 型打结器结构示意图,D 型打结器包

括复合齿盘、机架和夹绳机构、绕扣钳咬机构及割绳脱扣机构,割绳脱扣机构包括凸轮滚子、刀臂、割刀及脱扣凹槽。

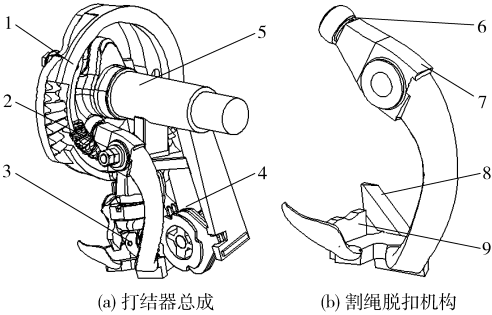


图 1 D 型打结器结构简图

Fig. 1 Structure diagrams of D-knotter

1. 齿盘 2. 割绳脱扣机构 3. 绕扣钳咬机构 4. 夹绳机构
5. 机架 6. 凸轮滚子 7. 刀臂 8. 割刀 9. 脱扣凹槽

割绳脱扣动作是在割绳脱扣机构与其它两大机构及齿盘凸轮沟槽的共同作用下完成的,其工作原理如图 2 所示。随着打结嘴的转动,割绳脱扣机构在复合齿盘中凸轮沟槽的驱动下慢慢转动(图 2a);待打结嘴与钩钳完成钳咬动作后,脱扣凹槽运动到打结嘴后端,准备脱扣动作(图 2b);当割刀开始割绳动作时,脱扣凹槽驱动 α 环从打结嘴表面剥离并脱离打结嘴,打结嘴钩钳咬住绳头,将绳头从 α 环中抽出,形成 α 结,直至在脱扣凹槽的驱动下绳头从钩钳中脱离(图 2c)。可以看出,割绳脱扣过程中,割绳脱扣机构的空间结构参数不仅受到打结器机架 5 个轴孔相对角度和齿盘凸轮沟槽轮廓的影响,而且割绳脱扣机构还与齿盘凸轮沟槽、夹绳机构及绕扣钳咬机构存在运动匹配关系。

2 割绳脱扣机构运动学模型构建

2.1 空间坐标系的建立

为描述机架轴孔、齿盘沟槽凸轮、夹绳机构、绕扣钳咬机构对割绳脱扣机构空间结构参数的匹配关系,首先建立空间坐标系,对割绳脱扣机构与其它机构的空间相位关系进行表达,如图 3 所示。

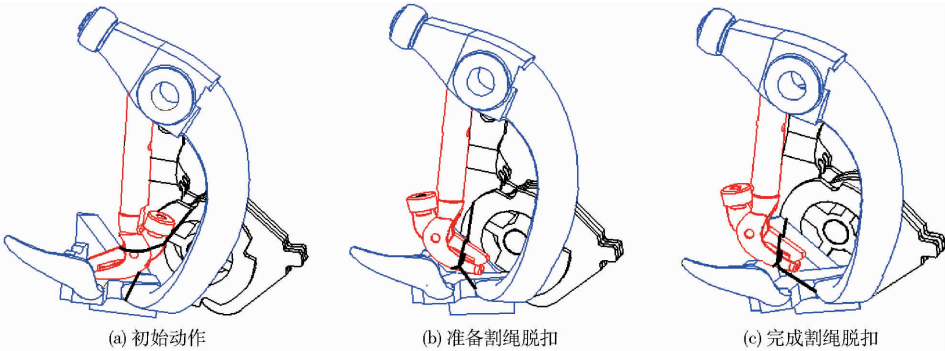


图 2 割绳脱扣动作示意图

Fig. 2 Sketches of twine cutting and removing

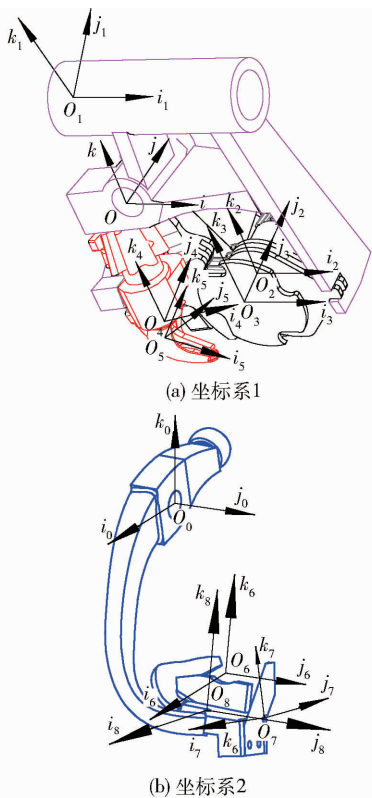


图 3 空间坐标系

Fig. 3 Layout of coordinate system

以机架上刀臂回转轴中心为坐标原点 O 建立空间静坐标系 σ , 打结器主轴方向为 i 轴方向, 垂直于刀臂回转面的方向为 j 轴方向; 以机架主轴端面中心为坐标原点 O_1 建立空间辅助静坐标系 σ_1 , 主轴方向为 i_1 轴方向, O_1 点与机架支撑轴心在主轴端面投影为 k_1 轴方向; 以夹绳盘回转轴线与 $i_1 O_1 k_1$ 平面交点为坐标原点 O_2 建立空间辅助静坐标系 σ_2 , i_2 轴与 i_1 轴同向, 夹绳盘回转轴线方向为 j_2 轴方向。

以夹绳盘的回转圆心 O_3 为坐标原点建立空间动坐标系 u_3 , 打结器主轴方向为 i_3 轴方向, 垂直于夹绳盘面的方向为 j_3 轴方向; 以打结嘴轴肩回转端面中心为坐标原点 O_4 建立空间动坐标系 u_4 , 以打结嘴轴线方向为 k_4 轴方向, i_4 轴位于打结嘴对称面上且垂直于 k_4 轴; 以钩钳回转中心为原点建立空间动坐标系 u_5 , 钩钳直钩方向为 i_5 轴方向, j_5 轴垂直于钩钳对称面向外; 以脱扣凹槽圆心为中心 O_6 建立动坐标系 u_6 , j 轴方向为 j_6 轴方向, k 轴方向为 i_6 轴反方向; 以割刀安装面与 j_6 轴交点为圆心 O_7 建立动坐标系 u_7 , i 轴方向为 i_7 轴方向, 垂直割刀平面方向为 j_7 轴方向。各坐标系的其它轴方向均通过右手定则确定。

动、静坐标系的平移转换借助一组标准的直角坐标系来实现, 即 x, y, z 轴的单位坐标矢量, 分别是 $i_0 = (1; 0; 0)$, $j_0 = (0; 1; 0)$, $k_0 = (0; 0; 1)$ 。空间角度转换借助旋转矩阵实现, 旋转角为 ε , 旋转矩阵为

正交矩阵, 表示为

$$R_i(\varepsilon) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varepsilon & \sin\varepsilon \\ 0 & -\sin\varepsilon & \cos\varepsilon \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$R_j(\varepsilon) = \begin{bmatrix} \cos\varepsilon & 0 & -\sin\varepsilon \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\varepsilon & 0 & \cos\varepsilon \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$R_k(\varepsilon) = \begin{bmatrix} \cos\varepsilon & \sin\varepsilon & 0 \\ -\sin\varepsilon & \cos\varepsilon & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

2.2 空间相位参数设定

各坐标系之间的相位参数如图 4 所示。如图 4a 所示, 设动坐标系 u_3 圆心 O_3 与静坐标系 σ 圆心 O 在 k 轴方向距离为 d_0 , 在 i 轴方向距离为 d_1 , 辅助静坐标系 σ_1 圆心 O_1 与静坐标系 σ 圆心 O 在 k 轴方向距离为 d_2 , 在 i 轴方向距离为 d_3 , 在 $i_1 O_1 k_1$ 平面 k_1 轴与 k_4 轴的夹角为 α_1 。如图 4b 所示, 辅助静坐标系 σ_2 圆心 O_2 与辅助静坐标系 σ_1 圆心 O_1 在 k_1 轴方向距离为 d_4 , k_2 轴与 k_1 轴的夹角为 α_2 , 辅助静坐标系 σ_2 圆心 O_2 与动坐标系 u_3 圆心 O_3 在 j_3 轴方向距离为 d_5 。如图 4c 所示, 辅助静坐标系 σ_1 圆心 O_1

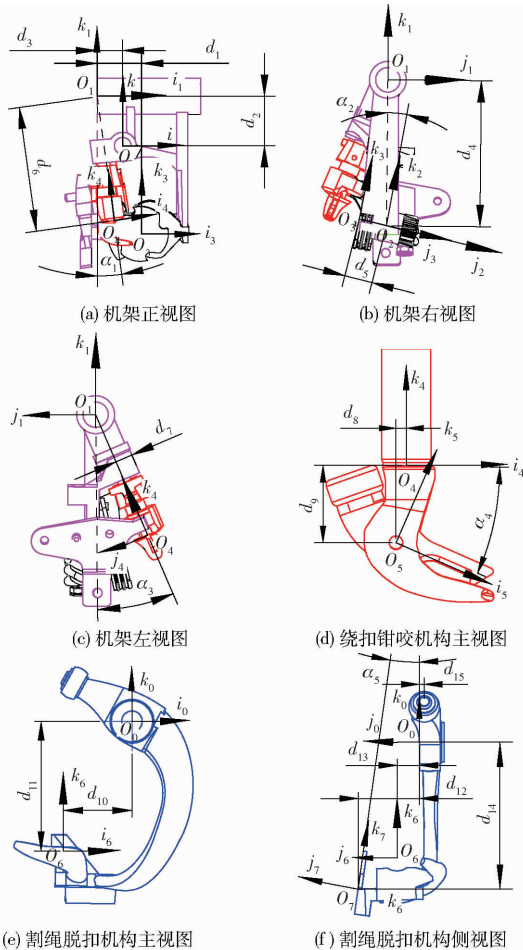


图 4 空间相位参数确定

Fig. 4 Confirming of spatial phase parameters

与动坐标系 u_4 圆心 O_4 在 k_4 轴方向距离为 d_6 , 在 $j_1O_1k_1$ 平面 k_1 轴与 k_4 轴的夹角为 α_3 , 动坐标系 u_4 圆心 O_4 与静坐标系 σ 圆心 O 在 j_4 轴方向距离为 d_7 。如图 4d 所示, 动坐标系 u_4 圆心 O_4 与动坐标系 u_5 圆心 O_5 在 i_4 轴方向距离为 d_8 , 在 k_4 轴方向距离为 d_9 , i_4 轴与 i_5 轴的夹角为 α_4 。如图 4e 所示, 动坐标系 u_6 圆心 O_6 与静坐标系 σ 圆心 O 在 i 轴方向距离为 d_{10} , 在 k 轴方向距离为 d_{11} 。如图 4f 所示, 动坐标系 u_7 圆心 O_7 与静坐标系 σ 圆心 O 在 j 轴方向距离为 d_{12} , 动坐标系 u_6 圆心 O_6 与静坐标系 σ 圆心 O 在 j 轴方向距离为 d_{13} , j_6 轴与 iOk 平面夹角为 α_5 。

2.3 机构间空间相位参数数值解析条件建立

为便于解析计算, 建立了割绳脱扣机构与齿盘凸轮沟槽、夹绳-绕扣钳咬机构的空间相位参数数值解析条件。

2.3.1 割绳脱扣机构与齿盘沟槽凸轮

由图 5 可知, 割绳脱扣机构初始状态时, 凸轮滚子与圆心 O 在 k 轴方向的距离为

$$s_0 = d_2 - [r_0^2 - (d_7 + d_5)^2]^{1/2} \tag{4}$$

凸轮滚子的升程为

$$s = [R_0^2 - (d_7 + d_5)^2]^{1/2} - [r_0^2 - (d_7 + d_5)^2]^{1/2} \tag{5}$$

式中 R_0 ——凸轮最大外径

r_0 ——凸轮基圆半径

割绳脱扣机构初始状态时, i_6 轴与 i 轴的夹角为

$$\gamma_1 = \arcsin(h_1/r_1) - \arcsin(s_0/r_1) \tag{6}$$

式中 r_1 ——割绳脱扣机构驱动臂半径

割绳脱扣机构的最大摆动角度为

$$\gamma_2 = \arcsin(s_0/r_1) + \arcsin((s - s_0)/r) \tag{7}$$

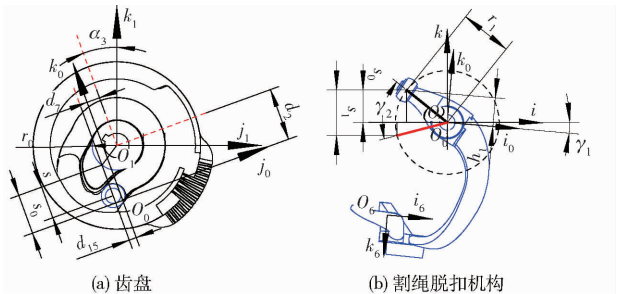


图 5 空间相位参数标定

Fig. 5 Coordinate graphs of key position

2.3.2 割绳脱扣机构与夹绳-绕扣钳咬机构

由于割绳脱扣机构与夹绳-绕口钳咬机构存在严格的运动匹配, 为了简化分析, 对各机构存在运动匹配的关键位置点借助矢量形式进行简化表达。

如图 6a 所示, 考虑夹绳机构中仅夹绳点 C 及 $i_3O_3k_3$ 平面与割绳脱扣机构存在运动配合关系, 因此仅对夹绳机构夹绳点 C 在动坐标系 u_3 内进行位置矢量表达, 其位置矢量为

$$r_j = r_2((\cos\gamma_3)i_3 + (\sin\gamma_3)k_3) \tag{8}$$

设夹绳点 C 在夹绳过程中相对 j_3 轴的旋转角度为 φ_1 , 参考现有德国 Rasspe 打结器, $\varphi_1 \in [0, \pi/2]$, 则夹绳点 C 在静坐标系下的矢径为

$$R_j = R_i(-\alpha_3)[R_i(\alpha_2)(r_jR_j(-\varphi_1) - d_5j_0) - d_4k_0] + d_7j_0 - d_3i_0 + d_2k_0 \tag{9}$$

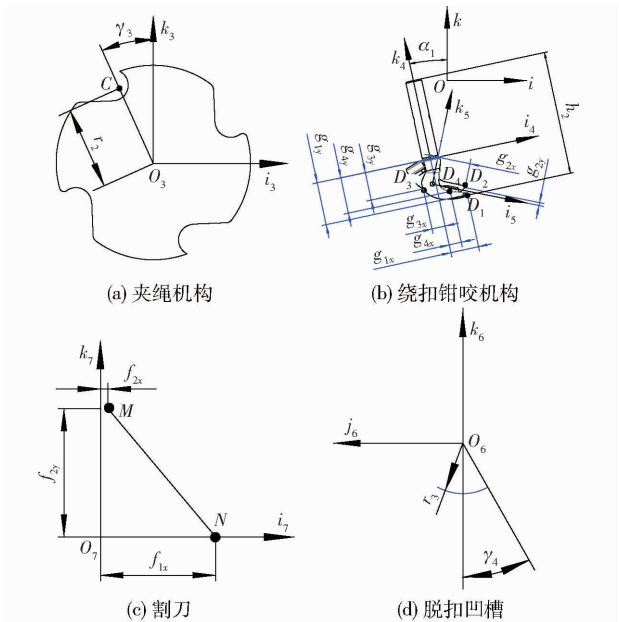


图 6 关键位置点坐标图

Fig. 6 Coordinate graphs of key position

如图 6b 所示, 考虑绕扣钳咬机构与割绳脱扣机构产生运动干涉的关键点为打结嘴前端点 D_1 、钩钳前端点 D_2 、打结嘴后端点 D_3 及打结嘴搭绳点 D_4 , 因此仅对上述点进行简化矢量表达, 其位置矢量分别为

$$r_{D1} = g_{1x}i_4 + g_{1y}k_4 \tag{10}$$

$$r_{D2} = g_{2x}i_4 + g_{2y}k_4 \tag{11}$$

$$r_{D3} = g_{3x}i_4 + g_{3y}k_4 \tag{12}$$

$$r_{D4} = g_{4x}i_5 + g_{4y}k_5 \tag{13}$$

设打结嘴的转动角度为 φ_2 , 钩钳与打结嘴的夹角 α_4 随着 φ_2 的变化按照固定时序^[1] 变化, 设初始角度为 λ_0 , 最大张开角度为 λ 。

当 $\varphi_2 \in [0, 5\pi/6]$ 时, 钩钳闭合, $\alpha_4 = \lambda_0$; 当 $\varphi_2 \in [5\pi/6, 7\pi/6]$ 时, 钩钳渐开, $\alpha_4 = \lambda_0 - \lambda(\varphi_2 - 5\pi/6)/(\pi/3)$; 当 $\varphi_2 \in [7\pi/6, 11\pi/6]$ 时, 钩钳张开, $\alpha_4 = \lambda_0 - \lambda$; 当 $\varphi_2 \in [11\pi/6, 2\pi]$ 时, 钩钳渐闭, $\alpha_4 = \lambda_0 - \lambda(2\pi - \varphi_2)/(\pi/6)$ 。

绕扣钳咬机构各关键点在空间静坐标系下的矢径为:

打结嘴各点

$$R_D = (r_D R_k(\varphi_2) - d_6k_0) R_j(\alpha_1) + d_7j_0 - d_3i_0 + d_2k_0 \tag{14}$$

钩钳前端点

$$\mathbf{R}_G = [(\mathbf{R}_j(-\alpha_4)\mathbf{r}_G - d_8\mathbf{i}_0 - d_9\mathbf{k}_0)\mathbf{R}_k(\varphi_2) - d_6\mathbf{k}_0]\mathbf{R}_j(\alpha_1) + d_7\mathbf{j}_0 - d_3\mathbf{i}_0 + d_2\mathbf{k}_0 \quad (15)$$

如图 6c 所示,考虑割刀中仅刀刃 MN 及 $\mathbf{i}_7\mathbf{O}_7\mathbf{k}_7$ 平面与夹绳-绕口钳咬机构存在运动配合关系,因此仅对刀刃 MN 在动坐标系 u_7 内进行位置矢量表达,其位置矢量为

$$\mathbf{r}_g = x_7\mathbf{i}_7 + (f_{1x} - x_7)\mathbf{k}_1\mathbf{k}_7 \quad (x_7 \in [f_{2x}, f_{1x}]) \quad (16)$$

式中:参考已有割刀, $\mathbf{k}_1 = -1.2$ 。

如图 6d 所示,考虑脱绳板中仅脱扣凹槽及 $\mathbf{i}_6\mathbf{O}_6\mathbf{k}_6$ 平面与夹绳-绕口钳咬机构存在运动配合关系,因此仅对脱扣凹槽在动坐标系 u_6 内进行位置矢量表达,其位置矢量为

$$\mathbf{r}_T = \mathbf{r}_3(\cos(\pi + \theta_3)\mathbf{k}_6 + \sin(\pi + \theta_3)\mathbf{j}_6) \quad (\theta_3 \in [-\gamma_4, \gamma_4]) \quad (17)$$

设割绳脱扣机构相对静坐标系 j 轴的旋转角度为 φ_3 , $\varphi_3 \in [\gamma_1, \gamma_1 + \gamma_2]$, 刀刃 MN 在空间静坐标系下的矢径为

$$\mathbf{R}_g = \mathbf{R}_j(\varphi_3)[\mathbf{R}_i(-\alpha_5)\mathbf{r}_g - d_{10}\mathbf{i}_0 + d_{13}\mathbf{j}_0 - d_{14}\mathbf{k}_0] \quad (18)$$

脱扣凹槽在空间静坐标系下的矢径为

$$\mathbf{R}_T = \mathbf{R}_j(\varphi_3)[\mathbf{r}_T - d_{10}\mathbf{i}_0 + d_{12}\mathbf{j}_0 - d_{11}\mathbf{k}_0] \quad (19)$$

已知割刀与夹绳机构不产生运动干涉,由割刀与夹绳机构的空间相位可知,割刀刀刃顶部点 M 与夹绳机构 $\mathbf{i}_3\mathbf{O}_3\mathbf{k}_3$ 平面相距最近,因此割绳脱扣机构旋转过程中 M 点到夹绳机构平面 $\mathbf{i}_3\mathbf{O}_3\mathbf{k}_3$ 的距离需大于零。设点 M 到平面 $\mathbf{i}_3\mathbf{O}_3\mathbf{k}_3$ 的距离为

$$l_1 = |\mathbf{l}_{O_3M} \cdot \mathbf{j}_3| / |\mathbf{j}_3| \quad (20)$$

为避免绳头滑移,割刀割绳需在完成钳咬动作以后;为避免无法割绳,割绳需早于脱扣动作。为判定割绳动作的时序,通过建立刀刃 MN 与捆绳 CD_4 之间的距离 l_2 随 φ_3 的变化方程来判定,当 $l_2 = 0$ 时即可判定为割绳动作。

已知刀刃 MN 与捆绳 CD_4 之间的公垂线向量为

$$\mathbf{n}_1 = \mathbf{l}_{MN} \cdot \mathbf{l}_{CD_4} / |\mathbf{l}_{MN} \cdot \mathbf{l}_{CD_4}| \quad (21)$$

刀刃 MN 与捆绳 CD_4 之间的公垂线距离为

$$l_2 = |\mathbf{l}_{MC} \cdot \mathbf{n}_1| / |\mathbf{n}_1| \quad (22)$$

已知绕扣钳咬机构在运动过程中与脱扣凹槽、割刀无运动干涉。因此钳咬机构打结嘴前端点 D_1 、钩钳前端点 D_2 与割绳脱扣机构 $\mathbf{i}_6\mathbf{O}_6\mathbf{k}_6$ 平面及 $\mathbf{i}_7\mathbf{O}_7\mathbf{k}_7$ 平面的距离应大于零。

设打结嘴前端点 D_1 、钩钳前端点 D_2 与脱扣凹槽机构 $\mathbf{i}_6\mathbf{O}_6\mathbf{k}_6$ 平面的距离分别为 l_3 、 l_4 , 与割刀 $\mathbf{i}_7\mathbf{O}_7\mathbf{k}_7$ 平面的距离分别为 l_5 、 l_6 。有

$$l_3 = |\mathbf{l}_{O_6D_1} \cdot \mathbf{k}_6| / |\mathbf{k}_6| \quad (23)$$

$$l_4 = |\mathbf{l}_{O_6D_2} \cdot \mathbf{k}_6| / |\mathbf{k}_6| \quad (24)$$

$$l_5 = |\mathbf{l}_{O_7D_1} \cdot \mathbf{j}_7| / |\mathbf{j}_7| \quad (25)$$

$$l_6 = |\mathbf{l}_{O_7D_2} \cdot \mathbf{j}_7| / |\mathbf{j}_7| \quad (26)$$

为避免运动干涉,脱扣凹槽需在打结嘴完成旋转后运动至打结嘴后端点 D_3 ,且打结嘴在静坐标系下的最低点应恰好在 k 轴上。由此可得

$$l_7 = \mathbf{R}_{D_3}(1, 360) - \mathbf{R}_{T06}(1, \varphi_3) > 0 \quad (27)$$

$$[d_{10}^2 + (d_{11} + r_3)^2]^{1/2} = h_2 \cos \alpha_1 \quad (28)$$

$$d_{13} = d_7 \quad (29)$$

脱绳扣凹槽转动到极限位置时,脱扣凹槽与打结嘴前端点 D_2 的距离需大于绳头长度,参考已有打结器成结参数,可知绳头长度为 20 mm,由此可知

$$l_8 = \mathbf{R}_{T06}(1, \gamma_1 + \gamma_2) - \mathbf{R}_{D_3}(1, 360) > 20 \quad (30)$$

2.4 各机构运动匹配关系

设齿盘的旋转角度为 φ , 根据现有时序^[1]可知,当 φ 为 $158^\circ \sim 273^\circ$ 时,夹绳机构、绕扣钳咬机构、割绳脱扣机构依次动作,直到脱绳杆运动到极限位置。基于该时序可知

$$\varphi_1 = \begin{cases} \frac{\varphi - 158}{80} \frac{\pi}{2} & (\varphi \in [158, 238]) \\ \frac{\pi}{2} & (\varphi \in [238, 273]) \end{cases}$$

$$\varphi_2 = \begin{cases} 0 & (\varphi \in [158, 178]) \\ \frac{\varphi - 178}{60} \frac{\pi}{2} & (\varphi \in [178, 238]) \\ \frac{\pi}{2} & (\varphi \in [238, 273]) \end{cases}$$

$$\varphi_3 = \begin{cases} 0 & (\varphi \in [158, 213]) \\ \frac{\varphi - 213}{60} \gamma_2 - \gamma_1 & (\varphi \in [213, 273]) \end{cases}$$

3 割绳脱扣机构结构参数分析

基于现有德国 Rasspe 公司 D 型打结器的空间结构参数及运动时序^[1-3],借助 Matlab 对所建立的参数设计理论模型进行解析计算,为了便于直观判别,借助 Matlab 强大的绘图功能,计算结果以趋势图的形式表达。

3.1 脱扣凹槽

基于上述分析可知,可知参数 d_{10} 对脱扣动作及与绕口钳咬机构的匹配有着直接影响。图 7 所示为脱扣凹槽与打结嘴关键点 D_1 、 D_3 的距离与 d_{10} 的变化关系,由图 7a 可知,随着 d_{10} 的变大,脱扣凹槽 $\mathbf{i}_6\mathbf{O}_6\mathbf{k}_6$ 平面与 D_1 点间距先变小后变大,当 $d_{10} = 22.0$ mm 且打结嘴转动 180° 时,脱扣凹槽 $\mathbf{i}_6\mathbf{O}_6\mathbf{k}_6$ 平面与 D_1 点间距 l_3 恰好为零,此刻脱扣凹槽恰好与旋转打结嘴相切,所以 d_9 需大于 22 mm。

如图 7b 所示,随着 d_{10} 的变大,脱扣凹槽最低点与 D_3 点间距先变小后变大,当 $d_{10} = 26.9$ mm 且打结嘴转动 360° 时,脱扣凹槽最低点与 D_3 点间距 l_7 恰好

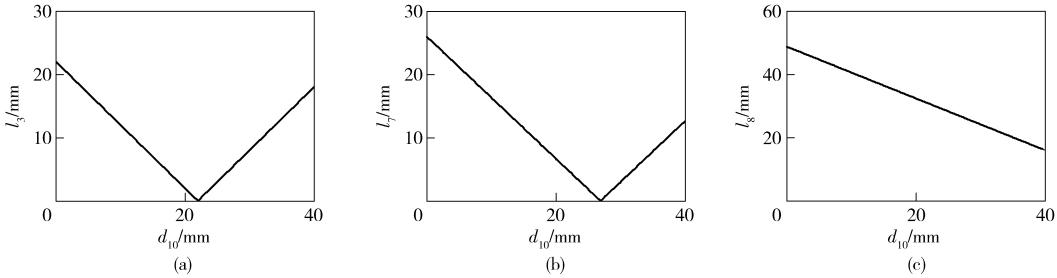


图 7 脱扣凹槽与 D_1 、 D_3 距离与 d_{10} 的关系

Fig. 7 Relation schemas of d_{10} and distance between release groove and D_1 and D_3

为 0 mm,此刻脱绳凹槽恰好与打结嘴后端相切,为避免运动干涉, d_{10} 需大于 26.9 mm。

如图 7c 所示,随着 d_{10} 的变大,割绳脱扣机构转动到最大角度时脱扣凹槽最低点与打结嘴前端点 D_1 的距离不断变小,当 $d_{10} = 35.1$ mm,脱扣凹槽最低点与打结嘴前端点 D_1 的距离 l_8 为 20 mm,此刻恰好等于绳头长度,所以 d_{10} 需小于 35 mm;综上可得 $27\text{ mm} < d_{10} < 35\text{ mm}$ 。

3.2 割刀

割刀坐标系原点 O_7 与静坐标系原点 O 在 j 轴方向距离 d_{12} 对割刀与夹绳盘、打结嘴干涉有着直接影响。已知打结嘴转动 270° 时 D_3 点与割刀平面最近,因此以打结嘴转动 270° 为研究对象,图 8 所示为打结嘴转动 270° 时割刀平面与钩钳前端点 D_3 的距离 l_6 与 d_{12} 的变化关系。由图 8a 可知,随着 d_{12} 的变大,割刀与钩钳前端点的距离先变小后变大,当 $d_{12} = 46.2$ mm 时, $l_6 = 0$ mm,可知此刻割刀恰好与 D_3 相切, d_{12} 需大于 46.2 mm。

已知割刀刀刃 M 点与夹绳盘距离最近,因此仅分析 M 点到夹绳盘平面的距离与 d_{12} 的变化关系。由图 8b 可知随着 d_{12} 的变大, l_1 先减小后增大,当 $d_{12} = 53.1$ mm 时, $l_1 = 0$ mm,可知此刻刀刃 M 点恰好与夹绳盘相切, d_{12} 需小于 53.1 mm。

综上可得 $47\text{ mm} < d_{12} < 53\text{ mm}$ 。

由于刀刃的斜率已确定,影响割刀割绳时序的只有刀刃两端点 MN 在动坐标系 u_7 下的位置坐标,图 9 所示为割刀与捆绳距离 l_2 与 f_{1x} 的关系图。如图 9a 所示,打结嘴转动 360° 且 $d_{10} = 27$ mm 时,随着 f_{1x} 的增大,割刀刀刃与捆绳之间的公垂线距离 l_2 先

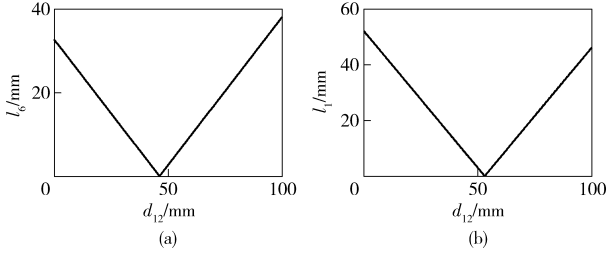


图 8 割刀与打结嘴、夹绳盘距离与 d_{12} 的关系

Fig. 8 Relation schemas of d_{12} and distance between knife and knotting bill and rope clamping

变小后变大,当 $f_{1x} = 29.8$ mm 时 l_2 恰好为零,此刻为割绳动作,为确保完成钳咬动作后割绳,需使 $f_{1x} < 30$ mm;同理,如图 9b 所示,当 $d_{10} = 35$ mm 时,需使 $f_{1x} < 40$ mm。

如图 9c 所示, $d_{10} = 27$ mm 且恰要脱扣时,随着 f_{1x} 的增大,割刀刀刃与捆绳之间的公垂线距离 l_2 先变小后变大,当 $f_{1x} = 23.7$ mm 时 l_2 恰好为零,此刻为割绳动作,为了确保割绳早于脱扣动作,需使 $f_{1x} > 24$ mm;同理,如图 9d 所示,当 $d_{10} = 35$ mm 时, $f_{1x} > 30$ mm。

综上可得刀刃结构尺寸由割刀位置尺寸决定。

4 试验验证

4.1 组合式割绳脱扣机构设计

为验证割绳脱扣机构结构参数分析的合理性,且考虑所得参数 d_{10} 、 d_{12} 、 f_{1x} 均为变量,设计一种组合式割绳脱扣机构。该组合式割绳脱扣机构的刀臂、脱扣凹槽、割刀及安装平台是分别独立的,各单元通过螺栓、螺钉等连接方式组合在一起,参数 d_{10} 、 d_{12} 通过调整垫片调节,参数 f_{1x} 由 d_{10} 确定,该组合式割绳脱扣机构三维模型图如图 10 所示。

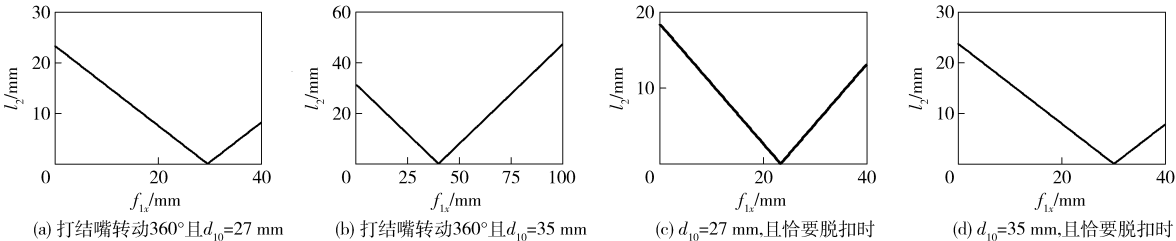


图 9 割刀与捆绳距离与 f_{1x} 的关系

Fig. 9 Relation schemas of f_{1x} and distance between knife and rope

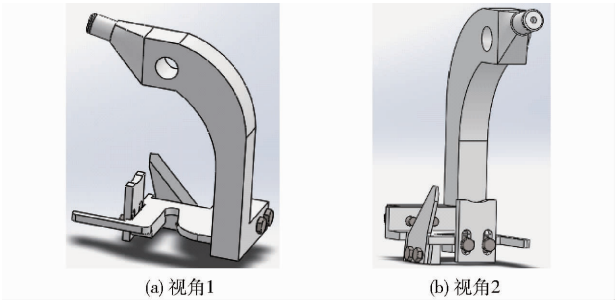


图 10 组合式割绳-脱扣机构三维模型图

Fig. 10 Three-dimensional diagrams of combined type of twine removing component

4.2 割绳脱扣效果验证

将设计试制的组合式割绳脱扣机构安装在打捆机(华德 9YFQ-1.5)的原装打结器(RS3770)上进行室内打结试验,通过测试其割绳脱扣效果考核参数匹配的合理性。如图 11 所示,试验捆绳采用直径 4 mm 聚丙烯绳,选择小麦秸秆作为对象进行打结试验,对参数 d_{10} 、 d_{12} 分别依次通过垫片获取 6 个、5 个参数值,参数 f_{1x} 根据参数 d_{10} 取最优值,对参数 d_{10} 、 d_{12} 进行单因素试验,设计 11 个试验组,每组打结 20 次,试验结果如表 1 所示。



图 11 打结试验

Fig. 11 Knotting test

试验结果显示当参数 d_{10} 、 d_{12} 分别取设计要求内的值时,其割绳脱扣效果好,成功率接近 100%;当参数 d_{10} 、 d_{12} 分别取设计要求以外的值时,割绳脱

表 1 打结试验结果			
Tab. 1 Result of knotting test			
d_{10}/mm	d_{12}/mm	测试数	成功数
26	50	20	0
28	50	20	20
30	50	20	20
32	50	20	20
34	50	20	19
36	50	20	9
32	46	20	0
32	48	20	20
32	50	20	20
32	52	20	20
32	54	20	0

扣成功率大大下降。当 $d_{10} = 26\text{ mm}$ 时,脱扣凹槽与旋转打结嘴产生干涉,无法脱扣; $d_{10} = 36\text{ mm}$ 时,因脱扣行程变小,部分绳扣存在无法脱下的情况。当 $d_{12} = 46\text{ mm}$ 及 $d_{12} = 54\text{ mm}$ 时,割刀分别与旋转打结嘴、夹绳盘产生干涉,无法割绳。由此可知,基于上述模型所得的结构尺寸参数范围是可靠的,符合打结器的使用要求。

5 结论

- (1)通过建立空间坐标系,确定了打结器各机构的空间相位参数,建立了割绳脱扣机构的参数设计理论模型,描述了割绳脱扣机构与其它机构之间的参数匹配关系。
- (2)研究了割绳脱扣机构结构参数对割绳、脱扣效果的影响,计算了脱扣凹槽及割刀的尺寸设计要求,割绳脱扣机构回转中心与脱扣凹槽面的距离 d_{10} 变化范围为 $27 \sim 35\text{ mm}$,割绳脱扣机构回转中心与割刀安装面距离 d_{12} 的变化范围为 $47 \sim 53\text{ mm}$,割刀刀刃尺寸由割刀位置尺寸决定。
- (3)设计了一种可实现参数调节的组合式割绳脱扣机构,进行了模型验证,结果表明割绳脱扣机构空间运动模型准确可靠,参数匹配合理。

参 考 文 献

1 张安琪,陈龙健,韩鲁佳,等. 打结器运动图像与捆绳张力信息同步获取系统研究[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(10): 31-37. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20151005&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.10.005.

ZHANG Anqi, CHEN Longjian, HAN Lujia, et al. Synchronous acquiring system about information of bale knoter movement and cord tension [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(10): 31-37. (in Chinese)

2 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)

3 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/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(12): 104-108. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20141217&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.12.017.

CHEN Longjian, LI Cheng, ZHANG Anqi, et al. Reconstitution and motion simulation of D-bale knoter based on reverse

- engineering[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(12): 104 – 108. (in Chinese)
- 4 黄伟. D 型打结器动作功能分析研究[D]. 呼和浩特:内蒙古农业大学, 2009.
HUANG Wei. Research on action and efficiency of deering-knotter[D]. Huhhot: Ineeer Mongolia Agricultural University, 2009. (in Chinese)
- 5 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.
LIU Zhiqiang. Research on structure and performance of eagle nose pliers for deering-knotter[D]. Huhhot: Inner Mongolia Agricultural University, 2009. (in Chinese)
- 6 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/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(3): 118 – 124. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20150317&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.03.017.
LI Haitao, XIONG Ya, CHEN Longjian, et al. Wear resarch and improved design of D-knotter wiper mechanism[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(3): 118 – 124. (in Chinese)
- 7 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/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(9): 128 – 134. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20150919&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.09.019.
CHEN Longjian, LI Cheng, ZHANG Anqi, et al. Bill hook mechanical analysis during straw baling[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(9): 128 – 134. (in Chinese)
- 8 尹建军, 陈亚明, 张万庆, 等. 打结器咬绳机构线接触凸轮设计与载荷分析[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(7): 224 – 231. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160731&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.07.031.
YIN Jianjun, CHEN Yaming, ZHANG Wanqing, et al. Line-contact cam design and load analysis of rope-biting mechanism of knotter[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(7): 224 – 231. (in Chinese)
- 9 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/OL]. 农业机械学报, 2012, 43(2): 96 – 100. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20120220&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.02.020.
WANG Lei, LÜ Huangzhen, WEI Wenjun, et al. Analytical conditions and visualized verification of knotter hook's rope-biting[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(2): 96 – 100. (in Chinese)
- 10 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/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(9): 135 – 143. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20150920&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.09.020.
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/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(9): 135 – 143. (in Chinese)
- 11 李慧, 何进, 李洪文, 等. 方草捆压捆机打结器空间参数研究[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(8): 99 – 105. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20130818&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.08.018.
LI Hui, HE Jin, LI Hongwen, et al. Spatial parameters of knotter of square balers[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(8): 99 – 105. (in Chinese)
- 12 李慧. 方草捆压捆机成结系统研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2013.
LI Hui. Study on knotting system for the rectangular balers[D]. Beijing: China Agricultural University, 2013. (in Chinese)
- 13 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)
- 14 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.
LÜ Hong. The research on space matching of squared straw-baling mechanism[D]. Beijing: China Agricultural University, 2011. (in Chinese)
- 15 张绍英, 李海涛, 曹庆和, 等. 双 α 打结器关键传动机构设计[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(12): 74 – 79. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20131213&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.12.013.
ZHANG Shaoying, LI Haitao, CAO Qinghe, et al. Design of key transmission mechanism of double- α -knot knotter[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(12): 74 – 79. (in Chinese)
- 16 尹建军, 张万庆, 陈亚明, 等. 双齿盘驱动打结器设计与成结试验分析[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(3): 98 – 105. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160314&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.03.014.
YIN Jianjun, ZHANG Wanqing, CHEN Yaming, et al. Design and knotting test analysis of knotter driven by double gear-discs[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(3): 98 – 105. (in Chinese)
- 17 MICHEAL J V, OTTUMWA, ZOWA. Bale twine knotter with adjustable wiper; US, 4351551[P]. 1982 – 09 – 28.
- 18 GENE AST. Bale twine tensioner; US, 5829346[P]. 1998 – 11 – 03.
- 19 MARC G Vansteelant, MARNIX J Schoomheere. Twine force sensing apparatus for use on a rectangular baler; US, 5437920[P]. 1994 – 09 – 20.
- 20 WRIGHT J D. Twine cutting knife for square baler apparatus; US, 0180967(A1)[P]. 2007 – 08 – 09.