

打结器咬绳机构线接触凸轮设计与载荷分析

尹建军 陈亚明 张万庆

(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: 针对打结器咬绳机构钩钳受载大、滚子磨损严重的问题,通过对咬绳机构的运动学分析建立了圆柱凸轮轮廓曲面的计算模型,使滚子与凸轮保持线接触的同时钩钳以正弦加速度规律张合。对咬绳机构进行力学分析并结合压簧压缩量和捆绳拉力测试,解析求解钩钳在咬合位置的静力学模型,得出钩钳咬合力的最佳变化范围为 300.64 ~ 329.89 N。解析求解钩钳咬机构的动力学模型得出,当钩钳咬合力处于最佳变化范围时,圆柱凸轮的接触力介于 240 ~ 330 N 之间,其峰值可以用于检验滚子的接触疲劳强度,指导钩钳和滚子的材料选择。打结器样机捆扎 5 000 捆稻麦秸秆的田间试验发现,按预设的压簧压缩量 7.5 mm 和捆绳初始拉力 35 N,钩钳尾部的滚子没有明显磨损,表明钩钳的咬合力控制合适,线接触凸轮改善了滚子的接触受载情况,达到了抗冲击和耐磨的设计要求。

关键词: 打捆机; 打结器; 圆柱凸轮; 机构设计; 载荷分析

中图分类号: S225.2⁺2; TP391.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)07-0224-08

Line-contact Cam Design and Load Analysis of Rope-biting Mechanism of Knotter

Yin Jianjun Chen Yaming Zhang Wanqing

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

Abstract: Aiming at the problem of rope-biting hook under heavier load and serious abrasion of its roller in rope-biting mechanism of knotter, a calculation model of curved surface of cylindrical cam was built up by analyzing the kinematics of rope-biting mechanism in order to make the roller and cylindrical cam keep line-contact as well as rope-biting hook open and close according to sin acceleration law. By carrying out dynamic analysis of rope-biting mechanism and combining with the test of compression amount of compressing spring and tensile test of the rope, the statics model of rope-biting hook on the position of holding on to the rope was solved analytically, and optimum range of holding-on force of rope-biting hook was obtained which value is between 300.64 N and 329.89 N. The dynamic model of rope-biting hook was also solved analytically, and the contact force of cylindrical cam was between 240 N and 330 N when holding-on force of rope-biting hook is within optimum range. The peak value of contact force of cylindrical cam may be used to check contact fatigue strength of the roller, and guide material choice of the rope-biting hook and its roller. The field tests showed the roller installed on the rear of rope-biting hook didn't have obvious abrasion after the knotter prototype finished 5 000 bundles of rice and wheat straws according to predetermined preload force of compressing spring and initial pulling force of the rope. The result showed that the holding-on force of rope-biting hook was controlled suitably and line-contact cam improved contact load of the roller, which met the design requirement of impact resistance and anti-friction.

Key words: baler; knotter; cylindrical cam; mechanism design; load analysis

收稿日期: 2016-02-01 修回日期: 2016-03-18

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(NY2015009)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

咬绳机构是 D 型打结器的关键执行部件之一，其圆柱凸轮与钩钳为点接触，长期运行使钩钳尾部的滚子磨损严重，且钩钳咬绳的咬合力大小是否合适直接影响打结器成结率。国内学者的研究较多集中在 D 型打结器成结过程的动作仿真和解析分析^[1-3]，打结器支架和复合齿盘的结构反求分析^[4-7]，打结器关键空间参数^[8]，执行机构分析和部件试验^[9-11]。对打结器及其载荷特性开展捆绳与打结钳嘴的作用位置、载荷大小和有限元强度分析研究^[12-15]，也取得了一定进展。但上述研究没有涉及打结器咬绳机构的线接触凸轮设计，也没有讨论钩钳咬绳的咬合力对成结的影响。

本文以 D 型打结器咬绳机构为研究对象，通过对咬绳机构的运动学分析建立圆柱凸轮轮廓曲面的计算模型，并从静力学和动力学模型解析角度对钩钳咬绳的咬合力对成结的影响进行分析，使滚子与凸轮保持线接触的同时满足无运动冲击要求，以减小滚子与圆柱凸轮之间的冲击和接触强度，指导钩钳和滚子的材料选择，提高打结器薄弱零件的使用寿命。

1 打结器咬绳机构的线接触凸轮设计

如图 1 所示，咬绳机构主要由钩钳和圆柱凸轮组成。钩钳铰接在打结嘴上，随打结嘴旋转的同时，在打结器支架上的圆柱凸轮作用下按给定规律作张合运动，完成钳咬捆绳的动作。为使钩钳尾部的滚子与圆柱凸轮保持接触，采用压板压紧滚子的方式，压板压力由压簧施加。钩钳咬绳时，钩钳与圆柱凸轮保持接触。刀臂将打结嘴上的绳扣推脱时，钩钳克服压板压力在初始位置张开后快速合上，咬合在钩钳与打结嘴之间的绳头从绳扣中抽出，形成“φ”状绳结。

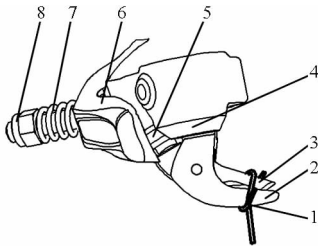


图 1 咬绳机构结构示意图

Fig. 1 Structure composition of rope-biting mechanism

- 1. 捆绳 2. 打结嘴 3. 钩钳 4. 圆柱凸轮 5. 滚子 6. 压板
- 7. 压簧 8. 调节螺母

如图 2 所示，钩钳尾部滚子母线与圆柱凸轮保持接触，滚子两端面的中心 H 点和 G 点的连线 HG

的运动轨迹对应待求圆柱凸轮的理论轮廓曲面。为此，在打结嘴上建立静坐标系 $\delta(Oxyz)$ 和动坐标系 $\delta_1(O_1x_1y_1z_1)$ ，其中 z 轴与 z_1 轴重合位于打结嘴轴心线上， x 轴位于打结主轴与打结嘴轴心线所形成的平面内， x_1 轴位于打结嘴对称平面内，且经过钩钳与打结嘴铰接中心 O_2 ， x 轴与 z 轴交于原点 O ， x_1 轴与 z_1 轴交于原点 O_1 ， O 与 O_1 相重合， y 轴和 y_1 轴按照右手定则确定， x 轴与 x_1 轴的轴交角为 β 。在 $x_1O_1z_1$ 面内钩钳尾部滚子上表面中心点为 H ，滚子下表面中心点为 G ，滚子中间截面中心点为 I 。

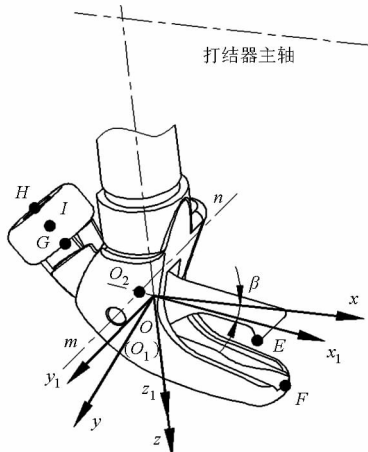


图 2 钩钳运动坐标系设置

Fig. 2 Setting of coordinate systems of rope-biting hook motion

钩钳随打结嘴绕 z 轴转动的同时绕轴线 mn 摆动，从钩钳初始安装位置计，钩钳的张合运动设计为 5 个阶段：钳咬前闭合阶段、渐开阶段、钳嘴张开阶段、渐闭阶段和钳咬后闭合阶段，其中钳咬前闭合阶段和钳咬后闭合阶段对应圆柱凸轮的近停歇段，如图 3a 中的角 β_1 和 β_5 ，钳嘴张开阶段对应圆柱凸轮的远停歇段，如图 3a 中的角 β_3 ，此 3 个阶段钩钳仅随打结嘴绕轴 z 转动。钩钳的渐开和渐闭运动段对应圆柱凸轮的升程段和回程段，如图 3a 中的角 β_2 和 β_4 。

在动坐标系 $\delta_1(O_1x_1y_1z_1)$ 中，钩钳端点 E 的运动轨迹为一段圆弧，圆弧位于平面 $x_1O_1z_1$ 内，圆心为 O_2 ，点 O_2 坐标为 $(-a_1, 0, 0)$ ，其中点 O_2 到面 $y_1O_1z_1$ 的距离为 a_1 。钩钳端点 E 到 O_2 的距离为 e ， H 点到 O_2 点的距离为 h ， G 点到钩钳转动中心 O_2 的距离为 g 。钩钳初始位置时， O_2H 、 O_2I 、 O_2G 和 O_2E 与坐标轴 z_1 的初始夹角分别标记为 θ'_0 、 λ_0 、 θ''_0 和 θ_0 ，点 H 、点 I 、点 G 和点 E 分别标记为 H_0 、 I_0 、 G_0 和 E_0 ，如图 3b、3c 所示。

钩钳渐开阶段对应图 3b 中的 E_0-E_1 ，钩钳钳咬后闭合阶段则对应 E_1-E_0 ，两段的运钩钳渐开阶段对应图 3b 中的 E_0-E_1 ，钩钳钳咬后闭合阶段则对应

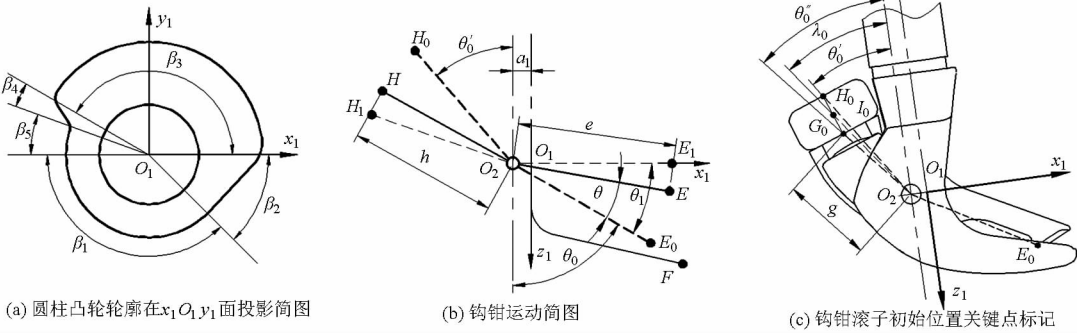


图3 咬绳机构运动简图

Fig.3 Kinematic sketch of rope-biting mechanism

E_1-E_0 ,两段的运动均为绕 O_2 的圆弧运动。钩钳尾部滚子两端面的中心 H 点和 G 点在动坐标系 $\delta_1(O_1x_1y_1z_1)$ 中的坐标分别为

$$\begin{cases} x_{1H} = -h\sin(\theta'_0 + \theta) - a_1 \\ y_{1H} = 0 \\ z_{1H} = -h\cos(\theta'_0 + \theta) \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} x_{1G} = -g\sin(\theta''_0 + \theta) - a_1 \\ y_{1G} = 0 \\ z_{1G} = -g\cos(\theta''_0 + \theta) \end{cases} \quad (2)$$

打结嘴绕 z 轴转过角度与圆柱凸轮的相位角一致,以 β 标记。钩钳绕其轴线 mn 在平面 $x_1O_1z_1$ 内转过角度为钩钳张角,以 θ 标记。为使滚子与圆柱凸轮的冲击最小,钩钳的张合运动按照正弦加速度规律进行设计。钩钳张角 θ 随打结嘴转角 β 的函数关系可分段表示。

钩钳渐开阶段

$$\theta = -\frac{\theta_1}{2\pi}\sin\left(\frac{2\pi(\beta-\varphi)}{\Phi-\varphi}\right) + \frac{\theta_1}{\Phi-\varphi}(\beta-\varphi) \quad (\beta \in [\varphi, \Phi]) \quad (3)$$

钩钳渐闭阶段

$$\theta = \theta_1 + \frac{\theta_1}{2\pi}\sin\left(\frac{2\pi(\beta-\Phi-\Phi_s)}{\Phi'-\Phi_s}\right) - \frac{\theta_1}{\Phi'-\Phi_s}(\beta-\Phi-\Phi_s) \quad (\beta \in [\Phi+\Phi_s, \Phi+\Phi_s+\Phi']) \quad (4)$$

式中 θ_1 ——钩钳最大张角

φ ——推程起始相位角

Φ ——推程结束相位角

Φ_s ——远休止角

Φ' ——回程运动角

$\Phi+\Phi_s$ 表示回程起始相位角, $\Phi+\Phi_s+\Phi'$ 表示回程结束相位角。

将式(3)、(4)分别代入式(1)、(2)可得 H 点和 G 点坐标,再经动坐标系 $\delta_1(O_1x_1y_1z_1)$ 与静坐标系 $\delta(Oxyz)$ 的变换,获得 H 点和 G 点在静坐标系 $\delta(Oxyz)$ 中的空间运动轨迹参数方程分别为

$$\begin{bmatrix} x_H \\ y_H \\ z_H \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (-h\sin(\theta'_0 + \theta) - a_1)\cos\beta \\ (-h\sin(\theta'_0 + \theta) - a_1)\sin\beta \\ -h\cos(\theta'_0 + \theta) \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} x_G \\ y_G \\ z_G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (-g\sin(\theta''_0 + \theta) - a_1)\cos\beta \\ (-g\sin(\theta''_0 + \theta) - a_1)\sin\beta \\ -g\cos(\theta''_0 + \theta) \end{bmatrix} \quad (6)$$

由式(3)、(4)及钩钳张角随打结嘴转动的时序要求,确定钩钳张角在各运动段的取值。

钳咬前闭合阶段

$$\theta = 0 \quad (\beta = \beta_1 \in [0, \frac{3}{4}\pi]) \quad (7)$$

钩钳渐开阶段

$$\theta = -\frac{\theta_1}{2\pi}\sin\left(8\left(\beta - \frac{3}{4}\pi\right)\right) + \frac{2}{3}\left(\beta - \frac{3}{4}\pi\right) \quad (\beta = \beta_2 \in [\frac{3}{4}\pi, \pi]) \quad (8)$$

钩钳张开阶段

$$\theta = \theta_1 = \frac{\pi}{6} \quad (\beta = \beta_3 \in [\pi, \frac{11}{6}\pi]) \quad (9)$$

钩钳渐闭阶段

$$\theta = \theta_1 + \frac{\theta_1}{2\pi}\sin\left(36\left(\beta - \frac{11}{6}\pi\right)\right) - 3\left(\beta - \frac{11}{6}\pi\right) \quad (\beta = \beta_4 \in [\frac{11}{6}\pi, \frac{17}{9}\pi]) \quad (10)$$

钳咬后闭合阶段

$$\theta = 0 \quad (\beta = \beta_5 \in [\frac{17}{9}\pi, 2\pi]) \quad (11)$$

参考德国 Rasspe 公司 D 型打结器的结构参数,配置打结嘴、钩钳的位置和运动关系后,确定钩钳的结构参数取值如下: $e=25\text{ mm}$, $h=25\text{ mm}$, $g=17\text{ mm}$, $\theta_0=60^\circ$, $\theta'_0=34^\circ$, $\theta''_0=40^\circ$, $\theta_1=30^\circ$;动坐标系 $\delta_1(O_1x_1y_1z_1)$ 中 $F(25,0,15)$, $O_2(-3,0,0)$ 。由式(5)~(11)得到点 H 和点 G 的空间运动轨迹,其对应点连线形成的空间曲面即为圆柱凸轮的理论轮廓曲面,如图4所示,圆柱凸轮实际轮廓面为理论轮廓面的法向等距曲面,二者的法向距离为滚子半径。

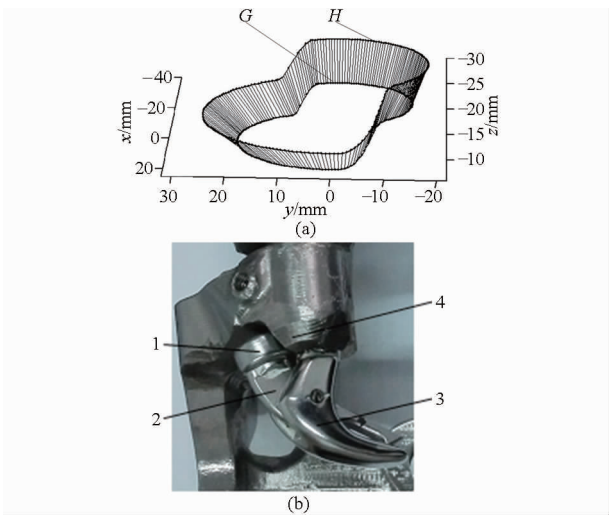


图 4 圆柱凸轮轮廓曲面

Fig. 4 Curved surface of cylindrical cam contour

1. 滚子 2. 钩钳 3. 打结嘴 4. 圆柱凸轮

2 咬绳机构载荷分析

绳结的形成受到钩钳咬合力影响,钩钳咬合力与钩钳压簧压力、捆绳拉力密切相关。为此,在咬合位置对钩钳进行了静力学分析,指导压簧预紧力和捆绳预紧力调节。对钩钳在钳咬过程滚子与圆柱凸轮的相互作用进行了动力学分析,指导滚子耐磨材料的选择。

2.1 钩钳在咬合位置的静力学模型

压簧压力通过压板施加给钩钳尾部滚子,使滚子保持与圆柱凸轮接触并完成钳咬捆绳动作,将绳头咬合在钩钳与打结嘴之间,形成“φ”状绳环,钩钳对绳头的压力与捆绳拉力作用到钩钳上的合力即为钩钳咬合力。若钩钳咬合力过大,会导致绳头咬在打结嘴上不能脱下;若钩钳咬合力过小,会导致绳头不能被钩钳从绳扣中钩出而形成活结。因此,钩钳咬合力必须限制在合适范围内。钩钳在咬合位置的受力如图 5 所示。

如图 5a,由静力平衡可得

$$F_4 L_4 = F_3 L_3 \tag{12}$$

如图 5b,由静力平衡可得

$$F_2 L_2 = F_1 L_1 \tag{13}$$

如图 5c,钩钳对捆绳的咬合力 F 可表示为

$$F = F'_1 + F_{01} + F_{02} \tag{14}$$

式中 F_{01} ——初级捆绳拉力, N
 F_{02} ——次级捆绳拉力, N
 F'_1 ——钩钳端部 E 对绳头的压力, N
 F_1 ——钩钳端部 E 受到绳头的作用反力, N
 F_2 ——滚子受到的垂直工作面的压力, N
 F_3 ——压板受到滚子的作用反力, N

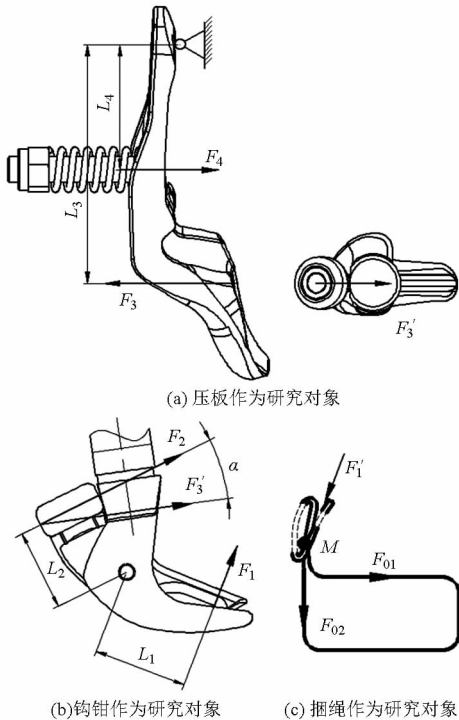


图 5 咬绳机构静力学分析

Fig. 5 Statics analysis of rope-biting mechanism

F_4 ——压簧对压板的作用力, N
 L_1 —— F_1 的力臂, mm
 L_2 —— F_2 的力臂, mm
 L_3 —— F_3 的力臂, mm
 L_4 —— F_4 的力臂, mm

其中, F_{01} 与 F_{02} 之和表示忽略摩擦力情况下柔性捆绳在绳结交叉点 M 处捆绳拉力对钩钳的作用合力, F_1 与 F'_1 、 F_3 与 F'_3 分别为一对相互作用力, 大小相同、方向相反, F_3 与 F'_3 与打结嘴轴心线垂直, F_2 是 F'_3 在垂直于滚子工作面方向上的分力, 可知

$$F_2 = F'_3 \cos \alpha \tag{15}$$

压板受到压簧的作用力为

$$F_4 = k(x_0 + x) \tag{16}$$

式中 F'_3 ——压板对滚子的压力, N
 α ——准确钳咬后, 打结嘴回到初始位置时 F_2 与 F'_3 所呈角度, ($^\circ$)
 k ——压簧刚度系数, N/mm
 x ——压簧工作压缩量, mm
 x_0 ——压簧初始压缩量, mm

2.2 咬绳机构动力学模型

为研究滚子的磨损,对圆柱凸轮受到滚子压力较大的一段进行动力学分析,即滚子进入压板到打结嘴回到初始位置的一段,钩钳的动力学分析如图 6 所示。

由图 6a,滚子受到的压板压力 F'_3 在钩钳对称面内的分力 $F'_3 \cos \alpha$ 可表示为

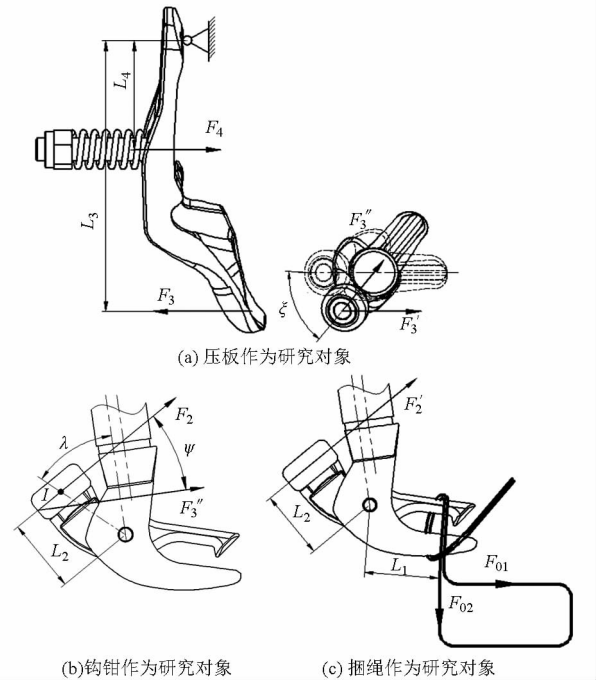


图 6 咬绳机构动力学分析

Fig. 6 Dynamic analysis of rope-biting mechanism

$$F_3'' = F_3' \cos \xi = F_3 \cos \xi = \frac{F_4 L_4}{l_3} \cos \xi \tag{17}$$

式中 ξ ——压板压力 F_3' 与钩钳对称面内分力 F_3'' 之间的夹角, (°)

l_3 —— F_3 的力臂, mm

由图 6b, 滚子受到的垂直于滚子工作面的压力 F_2 可表示为

$$F_2 = F_3'' \cos \psi \tag{18}$$

式中 ψ ——滚子受到压力 F_2 与钩钳对称面内分力 F_3'' 之间的夹角, (°)

由图 6c, 由绳扣施加并传递的滚子对圆柱凸轮的壓力 F_2' 可表示为

$$F_2' = \frac{(F_{01} + F_{02}) L_1}{L_2} \tag{19}$$

由式(17)~(19)可得圆柱凸轮所受到的滚子的压力为

$$\begin{aligned} F' &= F_2 + F_2' = \\ &= F_3'' \cos \psi + \frac{(F_{01} + F_{02}) L_1}{L_2} = \\ &= \frac{F_4 L_4}{l_3} \cos \xi \cos \psi + \frac{(F_{01} + F_{02}) L_1}{L_2} \end{aligned} \tag{20}$$

其中 $\psi = \psi_0 + \theta$ $\lambda = \lambda_0 + \theta$ $\xi = 2\pi - \beta$
 $l_3 = l_{30} - L_2 \sin \lambda \sin \xi$

式中 ψ_0 ——钩钳初始位置的 ψ 值

λ_0 ——钩钳初始位置的 λ 值

l_{30} ——滚子进入压板瞬间其中心与压板支点的距离

由于打结嘴转过 285° 时进入压板, 滚子开始受

到压板压力, 因此动力学分析的打结嘴转角范围为 $\beta \in \left(\frac{7}{4} \pi, 2\pi \right)$ 。

3 咬绳机构载荷测试与力学模型解析

为得到钩钳钩出绳头的最佳咬合力, 并得出圆柱凸轮与钩钳的相互作用力, 对 D 型打结器绕扣钳咬动作过程压簧压力与捆绳拉力进行测试。将 D 型打结器装在打结器试验台上, 采用不捆扎秸秆的打空结试验。试验发现, 捆绳的初始拉力 F_0 在 32 ~ 37 N 之间浮动。

(1) 当调整压簧初始压缩量 x_0 小于 5 mm, 23% 绳头不能被钩出, 无法形成绳结, 12% 形成活结。

(2) 当调整压簧初始压缩量 x_0 大于 10 mm, 37% 的绳头因钳咬过紧而不能脱扣。

统计 500 次空结试验结果表明: 当弹簧初始压缩量 x_0 为 6.0 ~ 8.5 mm 时, 打结器成结率为 100%。

3.1 压簧压缩量和捆绳拉力测试

试验发现, 绕扣过程中, 打结嘴对捆绳的铰扭会使捆绳拉力增大, 钩钳滚子进入钩钳压板后, 弹簧的压缩量增大。捆绳拉力和弹簧压缩量是影响钩钳咬合力、圆柱凸轮与滚子接触力的主要因素。

3.1.1 压簧压缩量测试

根据文献[11], 打结嘴转角 β 为 285° 时, 对应打结主轴转角为 55.67°, 滚子开始进入压板。从此刻开始进行压簧压缩量测量。打结嘴每转过 5° 测量一组数据, 直到打结嘴回到初始位置结束, 共 16 个数据点。当打结嘴转角 β 从 285° 每隔 5° 转到 360° 时, 对应打结主轴转角从 55.67° 每隔 0.56° 转到 64°。为了获得准确的打结嘴转角位置, 在打结主轴上安装编码器, 编码器和数显仪表相连, 根据数显仪表读数来标记打结嘴转角对应的主轴转角, 如图 7 所示。

在压板的压簧位置沿压簧轴向压缩方向安装百

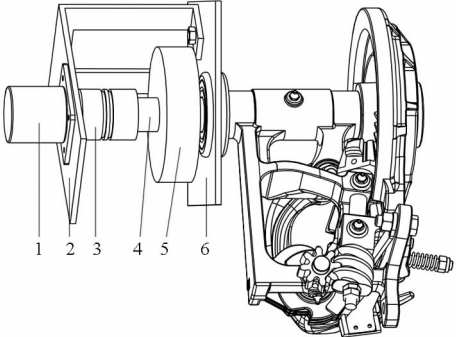


图 7 主轴转角的编码器安装示意图

Fig. 7 Encoder installed on main shaft

1. 编码器 2. 编码器支架 3. 联轴器 4. 打结器主轴 5. 试验台离合器 6. 立板轴承座

分表,如图 8a 所示。手动驱动试验台飞轮,根据主轴转角的数显仪表指示值,手动测量压簧的压缩量 x 的变化量,如图 8b 所示,测量结果如表 1 所示。

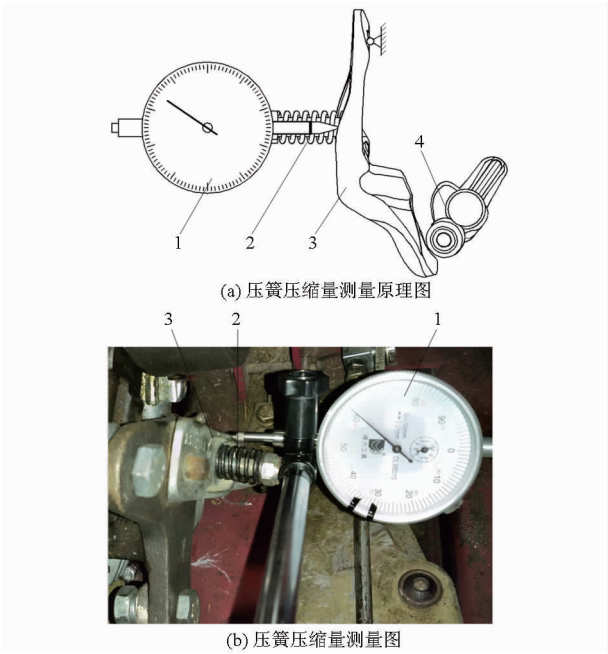


图 8 压簧压缩量测量方案

Fig. 8 Measurement scheme of compression amount of compressing spring
1. 百分表 2. 压簧 3. 压板 4. 打结嘴

表 1 压簧随打结嘴转角变化的压缩量

Tab.1 Compression amount of compressing spring along with turning angle β of knotting hook						
$\beta/(^{\circ})$	285	290	295	300	305	310
x/mm	0	0.72	1.24	1.73	2.08	2.51
$\beta/(^{\circ})$	315	320	325	330	335	340
x/mm	2.92	3.28	3.65	3.8	3.44	302
$\beta/(^{\circ})$	345	350	355	360		
x/mm	3.05	3.13	3.15	3.22		

按表 1 数据可得压簧压缩量随打结嘴转动的变化曲线,如图 9 所示。

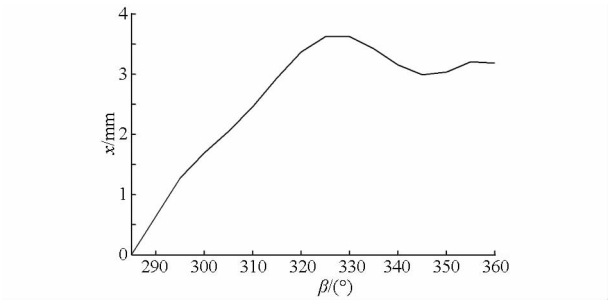


图 9 压簧压缩量随打结嘴转角变化曲线

Fig. 9 Compression amount curve of compressing spring along with turning angle β of knotting hook

由图 9 可见,滚子进入压板后压簧的压缩量逐渐增加,到打结嘴转过 330° 位置,压簧的压缩量 x

达到最大值为 3.8 mm ,压板施加给滚子的力 F'_3 达到最大,之后滚子进入回程阶段,弹簧压缩量逐渐减小。打结嘴转过 360° 回到初始位置后,弹簧压缩量 x 减小到 3.22 mm ,此刻捆绳被咬合在打结嘴与钩钳之间。

3.1.2 捆绳拉力测试

在初级捆绳与次级捆绳上分别串联一个拉力传感器,对绕扣和钳咬过程两段捆绳的拉力 F_{01} 、 F_{02} 分别进行测量,测量原理图如图 10a 所示。与压簧压缩量的测试区间相同,当打结嘴转角 β 为 285° ,滚子开始进入压板时进行数据采集,打结嘴每转过 5° 测量一组数据,直到打结嘴回到初始位置结束,共 16 个数据点。捆绳拉力实测如图 10b 所示,数据测量结果如表 2 所示。

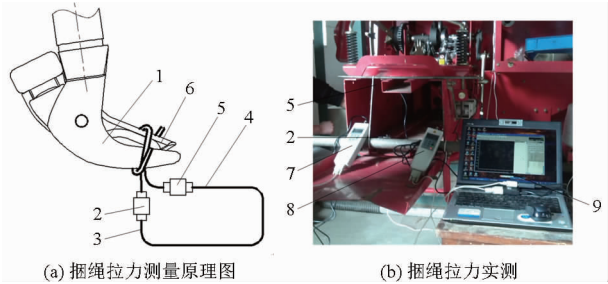


图 10 捆绳拉力测量方案

Fig. 10 Measurement scheme of pulling force of rope
1. 打结嘴 2. 次级捆绳拉力传感器 3. 次级捆绳 4. 初级捆绳
5. 初级捆绳拉力传感器 6. 钩钳 7. 次级捆绳拉力显示终端
8. 初级捆绳拉力显示终端 9. 拉力测量计算机系统

表 2 捆绳拉力 F_{01} 、 F_{02} 的测量值

Tab.2 Measured value of pulling force F_{01} and F_{02} of rope						
						N
$\beta/(^{\circ})$	285	290	295	300	305	310
F_{01}	112	118	121	121	123	124
F_{02}	138	140	147	146	148	148
$\beta/(^{\circ})$	315	320	325	330	335	340
F_{01}	124	122	121	118	110	93
F_{02}	147	145	142	137	129	105
$\beta/(^{\circ})$	345	350	355	360		
F_{01}	92	89	88	91		
F_{02}	103	102	103	102		

将表 2 数据进行拟合,测试的初级捆绳拉力 F_{01} 和次级捆绳拉力 F_{02} 变化曲线如图 11 所示。

由图 11 可知,初级捆绳拉力 F_{01} 比次级捆绳拉力 F_{02} 略小, F_{01} 与 F_{02} 有相同的变化趋势。绕扣和钳咬动作结束后,初级捆绳和次级捆绳的拉力分别为 $88 \sim 93\text{ N}$ 和 $102 \sim 105\text{ N}$ 。

3.2 力学模型求解

根据打结器的结构参数,确定: $L_1 = 22\text{ mm}$, $L_2 = 20\text{ mm}$, $L_3 = 35\text{ mm}$, $l_{30} = 93\text{ mm}$, $L_4 = 38\text{ mm}$, $\lambda_0 =$

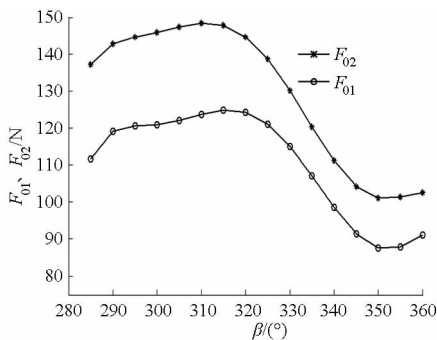


图 11 拉力 F_{01} 、 F_{02} 随打结嘴转角变化曲线
Fig. 11 Curves of rope pulling force F_{01} and F_{02} along with turning angle β of knotting hook

36° , $\alpha = 18.5^\circ$, $\psi_0 = 16^\circ$, 并测得 $k = 12.5 \text{ N/mm}$ 。

3.2.1 钩钳在咬合位置的静力学模型解析

由式(12)~(16), 钩钳对捆绳的咬合力可表示为

$$F = \frac{k(x_0 + x)L_4L_2}{L_3L_1} \cos\alpha + F_{01} + F_{02} \tag{21}$$

根据压簧初始压缩量 x_0 最佳范围 6.0 ~ 8.5 mm, 绕扣钳咬结束后, 初级捆绳和次级捆绳的拉力值 $F_{01} = 91 \text{ N}$ 、 $F_{02} = 102 \text{ N}$, 由式(21)可得出钩钳咬合力 F 的最佳变化范围为 300.64 ~ 329.89 N。

3.2.2 咬绳机构的动力学模型解析

根据式(17)~(20), 得出圆柱凸轮受到钩钳的压力 F' 为

$$F' = F'_3 \cos(2\pi - \beta) \cos(\psi_0 + \theta) + F'_2 \tag{22}$$

其中 $F'_3 = \frac{k(x_0 + x)L_4}{L_3 - L_2 \sin(\lambda_0 + \theta) \sin(2\pi - \beta)}$

$$F'_2 = \frac{L_1}{L_2} (F_{01} + F_{02})$$

式(22)中的钩钳张角 θ 与打结嘴转角 β 由式(8)~(11)获得, 根据 x_0 (6.0 ~ 8.5 mm) 成结过程压簧压缩变化量 x 以及测得的捆绳拉力的试验数据, 得到圆柱凸轮接触力 F' 随打结嘴转角 β 的变化曲线, 如图 12 所示。

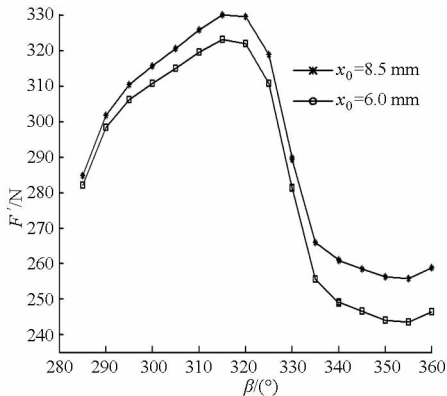


图 12 凸轮压力 F' 随打结嘴转角变化曲线
Fig. 12 Curves of contact force F' of cylindrical cam along with turning angle β of knotting hook

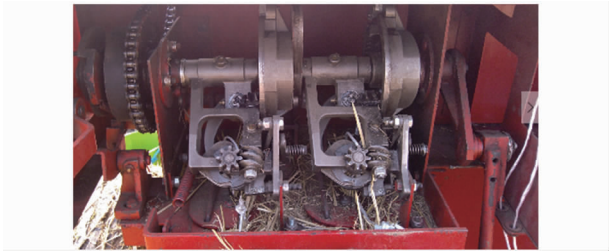


图 13 打结器捆扎秸秆试验装置
Fig. 13 Bundling straws test of knotter prototype

由图 12 可知, 当钩钳咬合力 F 处于最佳变化范围时, 圆柱凸轮的接触力在 240 ~ 330 N 之间变动。钩钳位于远停歇段时, 该接触力较大, 最大值为 330 N, 该值可以用于检验滚子的接触强度, 指导滚子的材料选择。

4 打结器样机田间捆草试验

为了进一步验证前述圆柱凸轮轮廓曲面的计算模型、钩钳在咬合位置的静力学模型、咬绳机构动力学模型的正确性, 将研制的打结器安装在打捆机上进行田间捆草试验, 如图 13 所示。试验捆绳采用直径 2.5 mm 聚丙烯绳, 试验时调整压簧初始压缩量为 7.5 mm 进行打捆试验。

试验时, 打结器驱动齿盘的工作转速为 70 ~ 90 r/min, 草捆尺寸为 320 mm × 420 mm × 500 mm, 秸秆长度为 30 ~ 50 cm, 含水率约为 20%, 成捆密度 120 ~ 140 kg/m³, 共捆草 5 000 捆, 测试结果得到其成结率为 99.25%, 且钩钳尾部的滚子没有明显磨损, 表明按预设的压簧预紧力和捆绳初始拉力, 打结器成结可靠, 咬绳机构达到了抗冲击和耐磨的设计要求。

5 结论

(1) 建立了圆柱凸轮轮廓曲面的计算模型, 使滚子与凸轮保持线接触的同时钩钳以正弦加速度规律张合, 降低了滚子与圆柱凸轮之间的运动冲击和接触强度。

(2) 建立了钩钳在咬合位置静力学模型, 得出钩钳咬合力最佳变化范围为 300.64 ~ 329.89 N。建立了咬绳机构的动力学模型, 当钩钳咬合力处于最佳范围时, 圆柱凸轮的接触力介于 240 ~ 330 N 之间, 其峰值可以用于检验滚子的接触疲劳强度, 指导钩钳和滚子的材料选择。

(3) 打结器样机捆扎 5 000 捆稻麦秸秆的田间试验发现, 按预设的压簧预紧力和捆绳初始拉力, 钩钳尾部的滚子没有明显磨损, 表明钩钳的咬合力控制合适, 线接触凸轮改善了滚子的接触受载情况, 达到了抗冲击和耐磨的设计要求。

参 考 文 献

1 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)

2 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, LV 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)

3 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, 31(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, 31(9): 58 – 60. (in Chinese)

4 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 Chinese Society of Agricultural Engineering, 2010, 26(5): 96 – 102. (in Chinese)

5 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)

6 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)

7 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(13): 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(13): 104 – 108. (in Chinese)

8 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)

9 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)

10 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.

11 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)

12 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.
LI Shuang. Rope-tied theory and optimal design of D-knotter[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2011. (in Chinese)

13 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]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(9): 128 – 134. (in Chinese)

14 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)

15 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, 31(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, 31(9): 206 – 208. (in Chinese)