

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.08.019

圆草捆自动缠网装置设计与试验*

高东明 王德成 王光辉 孙 婕 马晓刚 付作立

(中国农业大学工学院,北京 100083)

【摘要】 设计了一种圆草捆自动缠网装置,该装置采用凸轮机构作为传动和控制机构,使用摆动连杆机构作为凸轮从动件,对引网作业机构、缠网计数机构和切网作业机构进行控制,实现了对圆草捆缠网、记录缠网圈数和切网的自动作业。性能试验结果表明:该装置可对宽度为80~120 cm的干草捆或宽度为80~100 cm的青贮圆草捆进行自动作业,装置对1.2 m宽干草捆缠网3圈、对1.0 m宽青贮玉米圆捆缠网4圈时,作业性价比最高。

关键词: 圆草捆 打捆机 缠网 凸轮 连杆 机构综合

中图分类号: S817.11*5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)08-0099-06

Self-wrapping Net Mechanism for Round Baler

Gao Dongming Wang Decheng Wang Guanghui Sun Jie Ma Xiaogang Fu Zuoli

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

Abstract

A net self-wrapping mechanism for round baler was designed. The cam was used as transmission and control mechanism. The oscillating linkage was used as cam follower. The traction unit, wrapping unit and cutting unit were controlled for wrapping, recording and cutting. The wrapping performance experiment showed that this device could wrap dry bales of 80~120 cm width and silage round bales of 80~100 cm width. The most cost-effective operation was wrapping dry bale of 1.2 m width in three laps or wrapping silage round bale of 1.0 m width in four laps.

Key words Round baler, Self-wrapping mechanism, Net, Cam, Linkage, Mechanism synthesis

引言

圆草捆捆扎装置是圆草捆打捆机的关键部件之一。比较绳缠绕工艺和丝网缠绕工艺,后者缠绕草捆耗时约为前者的一半,且草捆更牢固,不易散落^[1]。目前,国外对相关技术的研究主要集中在作业效果、干草捆打捆机的缠网损失和提高自动化水平等方面^[2-9]。国内圆草捆捆扎主要采用捆绳工艺^[10-12],文献[11,13]研究了圆草捆打捆机的控制系统,文献[14]利用嵌入式控制器控制缠网机构。

本文针对大中型青贮圆捆机存在的引网操作失误率高、缠网圈数不可变和切网速度慢等缺点,设计一种圆草捆自动缠网装置,通过选择机构的型式综

合、尺寸综合和结构形状^[15-16],采用机构化设计、机构独立、机电一体化等设计理念,解决上述问题。

1 结构与工作原理

1.1 自动缠网装置构成

该装置由控制电路、凸轮机构、引网机构、缠网计数机构、切网机构和连杆组合组成^[17]。凸轮机构是传动和控制机构;控制电路用来判断和控制整个装置运行;引网机构、缠网计数机构和切网机构是缠网装置作业的执行部分。凸轮机构具有向执行机构传递位移和向控制电路反馈电信号的功能,其产生的位移经连杆组合传递并放大后输出到执行机构。功能框图如图1所示。

收稿日期:2012-02-10 修回日期:2012-03-14

*“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAD20B11)和国家牧草产业技术体系课题(CARS-35)

作者简介:高东明,博士生,主要从事草业机械设计及辅助分析研究,E-mail: shiftgdm@163.com

通讯作者:王德成,教授,博士生导师,主要从事草业机械工程技术研究,E-mail: wdc@cau.edu.cn

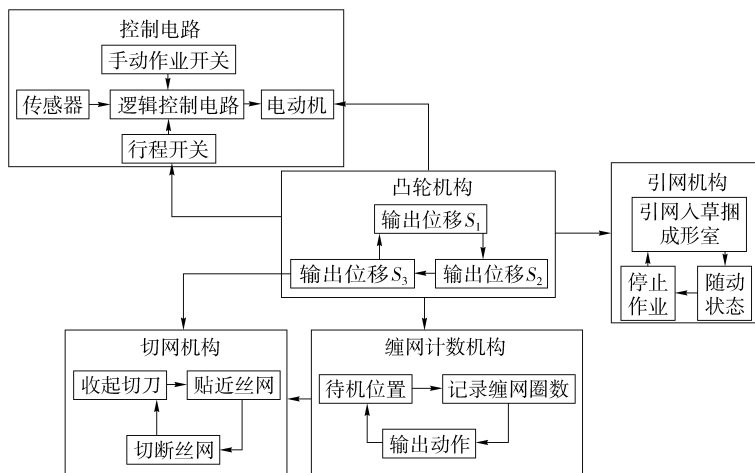


图1 缠网装置的功能框图

Fig. 1 Functional diagram of wrapping device

1.2 工作原理

圆草捆自动缠网装置如图2所示。工作时,位于打捆部位的压力传感器检测圆草捆密度,若符合缠网要求,则反馈到逻辑控制电路,逻辑控制电路依据设定程序对手动作业开关、行程开关和传感器信号三者进行布尔运算,结果为是则发出控制电动机转动的开关信号,电动机转动带动凸轮机构工作。凸轮转动过程中,引网机构根据凸轮机构输出位移变化,通过张紧轮张紧胶带,最终带动引网辊将丝网引入到成形室内。与此同时,缠网计数机构根据凸轮机构输出的位移,确定开始记录缠网圈数的时间,并记录缠网圈数。当记录圈数达到设定值时,切网机构根据缠网计数机构连杆传递的动作将丝网切断。上述作业完成后,凸轮旋转一周并触动行程开关,切断电动机电源,凸轮停转且回到动作前的初始位置。

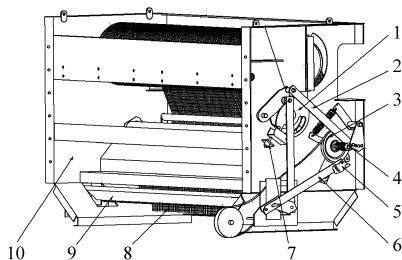


图2 圆草捆自动缠网装置的结构示意图

Fig. 2 Structure diagram of self-wrapping mechanism

- 1. 凸轮机构 2. 连杆 3. 引网机构 4. 计数螺杆 5. 喙刀
- 6. 计数杆 7. 行程开关 8. 丝网 9. 切刀 10. 机架

2 关键部件设计与分析

2.1 引网机构

依据控制系统冗余设计要求,引网操作可实现自动作业和半自动作业。引网机构主要由引网连杆、上引网辊、下引网辊、直角连杆、带轮、张紧轮、拉

伸弹簧以及折弯连杆组成,如图3所示。上引网辊和下引网辊平行设置并且紧密接触,保持丝网与下引网辊之间较大摩擦力。下引网辊的轴端设有直角连杆和带轮,直角连杆可以围绕下引网辊轴自由转动,带轮固定在下引网辊轴上。直角连杆靠近胶带的直角端设有张紧轮。折弯连杆的一端与引网连杆铰接另一端连接弹簧。

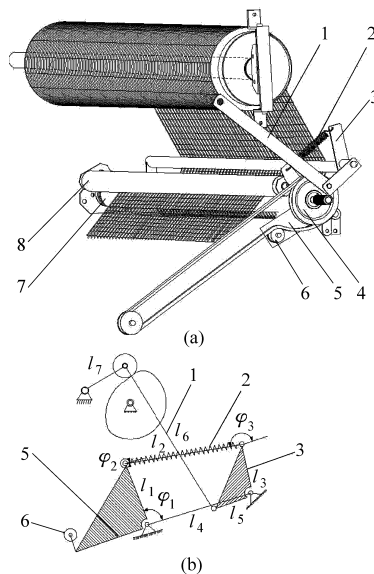


图3 引网机构

Fig. 3 Traction unit

(a) 结构 (b) 运动学分析

- 1. 引网连杆 2. 拉伸弹簧 3. 折弯连杆 4. 带轮 5. 直角连杆
- 6. 张紧轮 7. 上引网辊 8. 下引网辊

引网连杆、折弯连杆和直角连杆的作用是改变凸轮机构输出位移的方向并放大位移的长度,使张紧轮在上、下方向上获得较大行程。

作业时,凸轮机构经过其从动件拉动引网连杆向上动作,引网连杆带动折弯连杆绕折弯连杆轴转动,折弯连杆通过拉伸弹簧带动直角连杆绕下引网

辊轴转动,直角连杆带动张紧轮向上运动并张紧胶带,带轮带动下引网辊转动,丝网在引网辊的摩擦下落入打捆机构,完成引网作业。

依据工作原理及机构设计,建立引网机构运动学模型,确定凸轮机构的运动参数,并检验机构是否符合装配及运动要求。先初步设计各杆件尺寸及最终角位移 φ_1 ,对 l_1, l_2, l_3, l_4 建立四边形,由复数矢量性质可知

$$l_1 e^{i\varphi_1} + l_2 e^{i\varphi_2} + l_3 e^{i\varphi_3} + l_4 e^{i2\pi} = 0 \quad (1)$$

$$\text{且} \quad l_i e^{i\varphi} = l_i (\cos\varphi + i\sin\varphi) \quad (2)$$

将式(2)代入式(1),再分出实部与虚部可得到

$$\begin{cases} l_1 \cos\varphi_1 + l_2 \cos\varphi_2 + l_3 \cos\varphi_3 + l_4 = 0 \\ l_1 \sin\varphi_1 + l_2 \sin\varphi_2 + l_3 \sin\varphi_3 = 0 \end{cases} \quad (3)$$

方程组(3)中两式平方相加可消去 φ_2 合并,并代入三角变换

$$\cos\varphi_3 = \frac{1 - \tan^2\left(\frac{\varphi_3}{2}\right)}{1 + \tan^2\left(\frac{\varphi_3}{2}\right)}$$

$$\sin\varphi_3 = \frac{2 \tan^2\left(\frac{\varphi_3}{2}\right)}{1 + \tan^2\left(\frac{\varphi_3}{2}\right)}$$

$$\text{得到} \quad \varphi_3 = 2\arctan \frac{F \pm \sqrt{F^2 + E^2 - G^2}}{E - G} \quad (4)$$

$$\text{其中} \quad E = l_4 + l_1 \cos\varphi_1 \quad F = l_1 \sin\varphi_1$$

$$G = \frac{E^2 + F^2 + l_3^2 - l_2^2}{2l_3}$$

由于 l_3 与 l_5 属于同一刚体, l_3 与 l_5 具有相同的角位移 φ_3 。对于连杆 l_5, l_6, l_7 系统再次应用上述方法即可得到凸轮从动件的运动要求。

对于各连杆的尺寸设计,采用均方逼近综合法,依据引网作业机构的特定运行特性,将折弯连杆的工作段分为若干个等分点,并求出相应的转角,然后依据铰链四连杆机构的偏差表达式求出连杆的结构尺寸,最后反求出凸轮的输出轨迹。

2.2 缠网计数机构

缠网计数机构由凸轮连杆、计数杆、切刀连杆、喙刀和深沟螺杆组成,如图 4 所示。计数杆的一端设有 2 个孔,另一端并排设置有 2 根短杆,2 根短杆分别与喙刀上的 1 个圆孔和 1 个弧形凹槽嵌套,计数杆用于喙刀和切刀连杆间的动作传递。喙刀刃口位于深沟螺杆的螺纹凹槽内,通过喙刀与深沟螺杆配合,记录引网辊转动圈数。装配后的缠网计数机构应满足:计数杆能够横向移动,并在压缩弹簧作用下向切刀连杆方向复位;喙刀刃

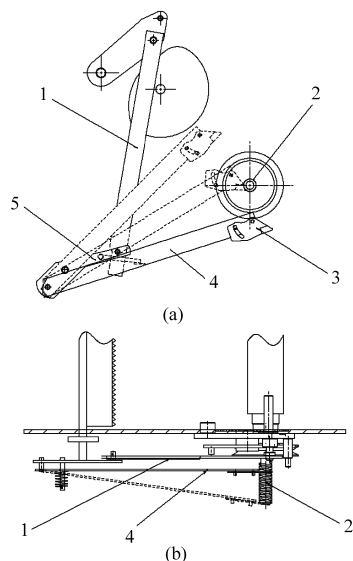


图 4 缠网计数机构

Fig. 4 Counting unit

(a) 正视图 (b) 俯视图

1. 凸轮连杆 2. 深沟螺杆 3. 喙刀 4. 计数杆 5. 切刀连杆

口能够卡在深沟螺杆的凹槽内;计数杆不能触及深沟螺杆。

缠网计数机构工作时,凸轮机构提升凸轮连杆,带动切刀连杆逆时针方向转动,计数杆和喙刀随切刀连杆一起同向转动,由深沟螺杆下方转到上方,计数杆和喙刀悬停在深沟螺杆上方,缠网计数机构处于待机位置。当计数开始时,凸轮连杆下降,计数杆在重力作用下随切刀连杆顺时针转动,计数杆和喙刀下落,喙刀卡在深沟螺杆的螺纹内。随着深沟螺杆的转动,计数杆和喙刀也随着螺纹的凹槽向外移动,当移到深沟螺杆顶端时,计数杆和喙刀在自身重力作用下快速下落。并由计数杆向切网机构输出动作。

2.3 切网机构

切网机构由切刀轴、刀架和刀齿组成,如图 5 所示。凸轮连杆和切刀连杆铰接。切刀连杆的一侧与切刀轴固定连接在一起,切刀连杆的另一侧并排设有 1 根短半轴和 1 根长半轴,2 根轴与计数杆一端的 2 个孔嵌套在一起,切刀轴安装在装置的两侧壁上并可以自由转动。刀架固定在切刀轴上,刀架的边缘设有一排刀齿。丝网从上引网辊和下引网辊之间伸出后从刀架和刀齿的下方穿过,然后缠绕在成形室内的草捆上。

工作时,当计数杆和喙刀移到深沟螺杆顶端后,缠网计数作业完成,计数杆和喙刀在刀架的自身重力作用下快速下落,刀架和刀齿绕切刀轴顺时针转动。由于刀齿转过的轨迹与丝网的喂入路径相交,所以刀齿切断丝网。此时,打捆机释放草捆,整个作

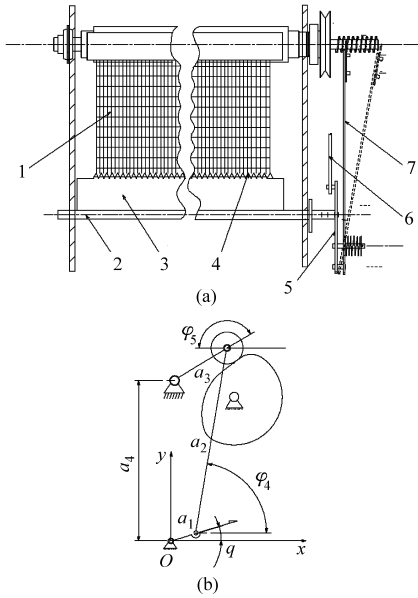


图5 切网机构

Fig. 5 Cutting unit

(a) 俯视图 (b) 运动学分析图

1. 丝网 2. 切刀轴 3. 刀架 4. 刀齿 5. 切刀连杆 6. 凸轮连杆 7. 计数杆

业过程完成,当下一个圆草捆达到缠网要求后,自动缠网装置再次启动,重复上述运动循环。

依据设计要求,切刀连杆需要停留3个工作位置,对应 a_1 有3个输入角 q 。以切刀轴为坐标原点,垂直方向为 y 轴,水平方向为 x 轴,建立直角坐标系。凸轮连杆(长度为 a_2)与 x 轴的夹角为 φ_4 ,凸轮从动件(长度为 a_3)的角位移为 φ_5 ,可得到机构位移方程

$$\begin{cases} f_H = a_1 \cos q + a_2 \cos \varphi_4 + a_3 \cos \varphi_5 - a_4 \\ f_V = a_1 \sin q + a_2 \sin \varphi_4 + a_3 \sin \varphi_5 \end{cases} \quad (5)$$

式中 f_H ——水平方向位移

f_V ——垂直方向位移

运用牛顿-拉普森法(Newton-Raphson method)^[18]对各未知量求偏导后得

$$A = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_H}{\partial \varphi_4} & \frac{\partial f_H}{\partial \varphi_5} \\ \frac{\partial f_V}{\partial \varphi_4} & \frac{\partial f_V}{\partial \varphi_5} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -a_2 \sin \varphi_4 & -a_3 \sin \varphi_5 \\ a_2 \cos \varphi_4 & a_3 \cos \varphi_5 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中 A ——雅可比矩阵

对于未知量的初值,由量角器简单测出,并经过第 i 次迭代后得

$$A^{[i]} \Delta \Phi = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_H}{\partial \varphi_4} & \frac{\partial f_H}{\partial \varphi_5} \\ \frac{\partial f_V}{\partial \varphi_4} & \frac{\partial f_V}{\partial \varphi_5} \end{bmatrix}^{[i]} \begin{bmatrix} \Delta \varphi_4 \\ \Delta \varphi_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -f_H \\ -f_V \end{bmatrix}^{[i]} \quad (7)$$

式中 $\Delta \Phi$ ——矫正矢量

第 $i+1$ 次修正结果

$$\begin{bmatrix} \varphi_4 \\ \varphi_5 \end{bmatrix}^{[i+1]} = \begin{bmatrix} \varphi_4 \\ \varphi_5 \end{bmatrix}^{[i]} + \begin{bmatrix} \Delta \varphi_4 \\ \Delta \varphi_5 \end{bmatrix}^{[i]} \quad (8)$$

当精度达到 10^{-3} 时停止迭代,最终即可求得角位移 φ_5 的近似解。

2.4 凸轮机构组成与传动规律

依据上述设计结果,可知凸轮机构直接接触从动件的结构尺寸及输出运动参数。由于摆动式凸轮从动件允许压力角较大^[19-20],连杆机构可以将摆动从动件的角位移放大,因此将凸轮从动件设计为摆动连杆式,并依据从动件运动参数和结构尺寸,设计出凸轮的轮廓。

2.4.1 凸轮机构传动规律分析

设凸轮转动的角速度为 ω ,凸轮转角 δ 与时间 t 的关系为

$$\delta = \omega t \quad (9)$$

设凸轮的输出位移为 S ,并随凸轮输入的时间 t 而变化,可得凸轮机构的位移传递函数随凸轮转角的变化规律

$$S = f(t) = S(\delta) \quad (10)$$

依据执行机构的作业工艺和布局要求,曲线 S 的轨迹设计为双停留的周期函数,即凸轮在每个周期内输出到连杆机构和执行机构的位移在 S_1 和 S_2 位置暂时停留。根据执行部分的作业要求, S 的每个位移周期内包含了以下过程:低位 S_1 停(装置待机)、慢升(张紧引网机构的V型胶带,开始引网作业)、高位 S_2 停(保持引网机构的V型胶带张紧,继续引网作业)、快降(停止引网,开始记录缠网圈数)、低位停(切断丝网,回到待机位置)。凸轮机构输出位移 S 与凸轮转动时间 t 的关系如图6所示。

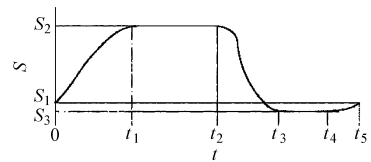


图6 凸轮从动件输出位移 S 与转动时间 t 的关系

Fig. 6 Relationship between output displacement S and cam rotation time t

2.4.2 凸轮机构的设计

依据凸轮从动件的传动规律,参照文献[21]将凸轮机构设计为O-C-R(oscillation-circle-rotation)式。主要由齿轮凸轮联合体、凸轮轴、摇臂、摇臂轴和滚子组成。凸轮与摇臂上的滚子之间保持高副接触,凸轮可以绕凸轮轴心转动,摇臂可以绕摇臂轴摆动,如图7所示。

参照文献[22],结合机构的总体布局,凸轮的

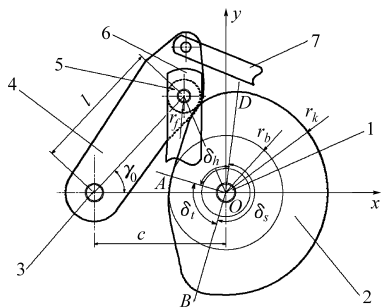


图 7 摆动从动式凸轮

Fig. 7 Cam with oscillating followers

- 1. 凸轮轴 2. 齿轮凸轮联合体 3. 摇臂轴 4. 摇臂 5. 滚子
- 6. 凸轮连杆 7. 引网连杆

基圆半径 r_b 为

$$r_b = \frac{(S_2 - S_3) V_m}{\delta_h \tan \alpha_m} - \frac{l\gamma}{2} \quad (11)$$

其中 $l = \sqrt{c^2 - r_b r_h}$ (12)

式中 V_m ——从动件的最大无因次速度

δ_h ——动程角

α_m ——最大许用压力角

γ ——摆动从动件在一个行程中转过

的角度 l ——摇臂长度

摇臂的回转中心与凸轮轴心的距离 c 为

$$c = r_h + 2r_f \quad (13)$$

凸轮开始转动时,从动件的初始位置 γ_0 可由余弦定理求得

$$\gamma_0 = \arccos \frac{l^2 + c^2 - (r_b + r_f)^2}{2cl} \quad (14)$$

引入文献[19]中所述的单参量曲线族的包络原理,假设 $\Delta\gamma$ 为从动件自起始位置起的转角变化量,滚子曲线族的通式为

$$F(x, y, \theta) = (x - c\cos\theta + l\cos\alpha)^2 + (y - c\sin\theta + l\sin\alpha)^2 - r_f^2 = 0 \quad (15)$$

且 $\frac{\partial F(x, y, \theta)}{\partial \theta} = 0$ (16)

其中 $\alpha = \theta - \Delta\gamma - \gamma_0$ (17)

得出凸轮的轮廓曲线方程。

工作时,点 A 为凸轮轮廓曲线的起始点。当凸轮与滚子在 A 点接触时,滚子处于距凸轮轴心最近的位置。当凸轮以匀角速度 ω 顺时针方向转动 δ_i 时,凸轮轮廓 AB 段的向径逐渐增加,推动滚子以一定的运动规律到达凸轮轴心 O 最远位置,这个过程为推程。这时滚子提升的位移为升程,对应的凸轮转角 δ_i 称为推程运动角。当凸轮继续转动 δ_s 时,凸轮轮廓 BD 段向径不变,此时套筒处于距离凸轮轴心最远位置停留不动,相应的凸轮转角 δ_s 称为远休止角。当凸轮继续转动 δ_h 时,凸轮轮廓 DA 段的向径逐渐减小,滚子在各连杆的作用下以一定的运动

规律回到起始位置,这个过程为回程。对应的凸轮转角 δ_h 为回程运动角。当凸轮继续转动至 A 点时,凸轮停转。当电动机再次启动时,凸轮机构重复上述运动。

3 性能试验

参考文献[23]要求,于 2009 年 12 月至 2011 年 10 月进行了机械性能和作业性能试验。主要测试装置的无故障工作时间、作业效果和适用范围。

自动缠网装置在自动作业模式和手动作业模式下交换运行 50 次循环,其间无故障现象发生。各作业部件的运动轨迹和运行速度符合设计要求,凸轮组合无磨损现象,各连杆无变形情况发生。

为试验不同物料对缠网效果的影响,以缠网成功率作为试验指标,以物料种类和缠网圈数为试验因素,对 1.0 m 宽的圆草捆进行试验。试验选取小麦秸秆、青贮玉米、干苜蓿和鲜苜蓿为对象进行试验。通过更改计数机构设置,可获得不同缠网圈数,以 0.5 圈为单位由少至多递增,取 6 组不同的缠网圈数试验,6 组缠网圈数分别为 1.5、2.0、2.5、3.0、3.5、4.0 圈。所得试验结果如表 1 所示。

表 1 自动缠网装置缠网成功率测试结果

Tab. 1 Test result of self-wrapping mechanism %

缠网圈数	小麦秸秆	干苜蓿	青贮玉米
	(平均含水率 19%)	(平均含水率 24%)	(平均含水率 72%)
1.5	60	40	
2.0	80	70	20
2.5	95	90	60
3.0	95	95	95
3.5	100	95	95
4.0	100	100	95

为了测试该机构对不同草捆宽度的适用性,试验采用 1.2 m 宽度的丝网分别对 1.2、1.0 和 0.8 m 的圆草捆进行缠网试验。装置的初步性能试验表明,该机构可对湿重的青贮草捆进行可靠的缠网作业,该装置对于干草捆缠网 3 圈可实现大的成功率,对青贮草捆缠网 4 圈可实现较大的成功率。装置可用于 1.0 m、0.8 m 宽的上述所有物料缠网。

4 结论

(1) 设计的装置可完成引网作业的自动和半自动操作,缠网计数和切网作业的快速联动。装置的 3 个作业机构均安装于 3 个平行轴上,降低了制造和安装成本。

(2) 装置采用模块化设计,使其不仅可以安装于各种类型的圆草捆打捆机上,而且维修保养方便。

(3) 装置采用的凸轮连杆机构兼有传动、导向和控制功能,减少了构件数目和空间体积,使整个装

置具有良好的性价比,最大限度降低了控制系统的冗余程度,且降低了运行噪声。

(4) 装置在对 1.0 m 宽度青贮玉米圆捆缠网 4 圈时能达到 95% 以上的成功率。

参 考 文 献

- 1 Taylor R K. Effect of net-wrapping on large round baler capacity [J]. *Applied Engineering in Agriculture*, 1995, 11(2):229 ~ 230.
- 2 Borreani G, Bisaglia C, Tabacco E. Effects of a new-concept wrapping system on alfalfa round-bale silage [J]. *Transactions of the ASABE*, 2007, 50(3): 781 ~ 787.
- 3 Shinnors K J, Huenink B M, Muck R E, et al. Storage characteristics of large round and square alfalfa bales: low-moisture wrapped bales [J]. *Transactions of the ASABE*, 2009, 52(2): 401 ~ 407.
- 4 Taylor R K, Blasi D A, Shroyer J P. Storage losses in net-wrapped, large round bales of alfalfa [J]. *Applied Engineering in Agriculture*, 1994, 10(3):317 ~ 320.
- 5 Shinnors K J, Huenink B M, Muck R E, et al. Storage characteristics of large round alfalfa bales: dry hay [J]. *Transactions of the ASABE*, 2009, 52(2): 409 ~ 418.
- 6 Viesselmann K P, Silbernagel S V. Net material feeding and cutting system for an agricultural round baler: US, 6,928,792 [P]. 2005-08-16.
- 7 Viesselmann K P. Wrap material operation sensor for a round baler: US,6,774,805 [P]. 2004-08-10.
- 8 Vande Ryse, Johan A E, Van Groenigen, et al. Agricultural round baler including guide mechanism for adjusting the width of a wrapping material: US,7,464,523 [P]. 2008-12-16.
- 9 Smith K M. Self-threading sheet wrapper for round baler: US,7,644,599B2 [P]. 2010-02-12.
- 10 王春光,敖恩查,邢冀辉,等. 钢辊外卷式圆捆打捆机设计与试验[J]. *农业机械学报*, 2010, 41(9):103 ~ 106.
Wang Chunguang, Ao Encha, Xing Jihui, et al. Design and experiment on round baler with revolute steel roller [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2010, 41(9):103 ~ 106. (in Chinese)
- 11 王春光,马卫民,马赛,等. 钢辊预压式圆捆机设计[J]. *农业工程*, 2011(2):17 ~ 20.
- 12 丛宏斌,李明,李汝莘,等. 4YQK-2 型茎秆青贮打捆玉米收获机的设计[J]. *农业工程学报*, 2009,25(10): 96 ~ 100.
- 13 丛宏斌,李汝莘. 青贮玉米收获机打捆装置自动控制系统设计[J]. *农业机械学报*, 2009, 40(11):42 ~ 45.
Cong Hongbin, Li Ruxin. Design of automatic control system on baling apparatus for ensilage maize combine [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(11):42 ~ 45. (in Chinese)
- 14 中国农业机械化科学研究院呼和浩特分院. 自动缠网装置:中国 201020268842.2 [P]. 2011-04-27.
- 15 杨通,韩建友. 复合四位置刚体导引机构综合的研究[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(3):203 ~ 207.
Yang Tong, Han Jianyou. Rigid-body guidance mechanism synthesis through four mixed positions [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(3):203 ~ 207. (in Chinese)
- 16 韩方元,赵丁选,李天宇. 3-RPS 并联机构正解快速数值算法[J]. *农业机械学报*, 2011, 42(4):229 ~ 233.
Han Fangyuan, Zhao Dingxuan, Li Tianyu. A fast forward algorithm for 3-RPS parallel mechanism [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(4):229 ~ 233. (in Chinese)
- 17 中国农业大学. 圆草捆自动缠网装置及缠网方法:中国 201110048512.1 [P]. 2011-02-28.
- 18 Pennock G R, Israr A. Kinematic analysis and synthesis of an adjustable six-bar linkage [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2009,44(2): 306 ~ 323.
- 19 常勇,杨富富. 作平面运动滚子从动件盘形凸轮机构的第 II 类机构综合问题[J]. *机械工程学报*, 2010, 46(21): 35 ~ 40.
Chang Yong, Yang Fufu. Second mechanism synthesis task of disc cam mechanisms with roller follower moving in planar general motion [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(21):35 ~ 40. (in Chinese)
- 20 刘芳,于晓红,邱丽芳,等. 凸轮-连杆组合机构设计系统[J]. *北京科技大学学报*, 2005,27(1):102 ~ 104.
Liu Fang, Yu Xiaohong, Qiu Lifang, et al. Study on design of cam-linkage combined mechanism [J]. *Journal of University of Science and Technology Beijing*, 2005, 27(1):102 ~ 104. (in Chinese)
- 21 Rothbart H A. Cam design handbook [M]. New York: McGraw-Hill Companies, Inc., 2004:165 ~ 176.
- 22 曹惟庆,徐曾荫. 机构设计 [M]. 北京:机械工业出版社,2008:216 ~ 225.
- 23 GB/T 14290—2008 圆草捆打捆机[S]. 2008.