

D型打结器及其辅助机构运动仿真与时序分析*

尹建军 李双 李耀明

(江苏大学现代农业装备与技术省部共建教育部重点实验室, 镇江 212013)

【摘要】 以首邦 9KF-8042 型方草捆压捆机为研究对象, 采用 SolidWorks 建立 D 型打结器及其辅助机构的 3D 装配模型, 导入 ADAMS 软件后对送绳、拨绳、搭绳、夹绳、绕绳、咬绳、割绳、脱扣等捆扎打结过程进行运动学仿真和时序分析, 揭示了 D 型打结器的成结原理。样机试验表明, 反求的 D 型打结器及其辅助机构模型准确, 运动仿真正确再现了捆扎打结要求的预定动作过程, 根据运动仿真结果确定了各构件耦合动作时序关系。

关键词: 压捆机 打结器 运动仿真 时序分析

中图分类号: S817.11⁺5; TP391.72 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)06-0103-05

Kinematic Simulation and Time Series Analysis of D-knotter and Its Ancillary Mechanisms

Yin Jianjun Li Shuang Li Yaoming

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

Abstract

The Mubang 9KF-8042 baler for square straw bale was chosen as research object. 3-D assemble model of D-knotter and its ancillary mechanisms were firstly built up by using SolidWorks software, and imported to ADAMS software for its kinematics simulation and time series analysis of enlacing and knotting process, including sending rope, pushing rope, hanging rope, holding rope, winding rope, biting rope, cutting rope and threading off knot. Knotting principle of D-knotter was revealed. Motion test of the physical prototype showed that reverse designed model of D-knotter and its ancillary mechanisms were accurate, and the results of kinematics simulation recurred the predetermined motion processes of enlacing and knotting requirement correctly. According to the results of kinematics simulation, coupling relationship of motion time series of each functional component was determined.

Key words Baler, Knotter, Motion simulation, Time-serie analysis

引言

秸秆捡拾压捆机广泛用于农村和牧场的稻麦秸秆和干青牧草的收集和捆扎, 以便于运输、贮存和秸秆综合利用, 其中 D 型打结器是其核心部件。目前, 国内众多厂家都依赖购买价格昂贵的国外打结器来生产压捆机, 原因是草捆的捆扎动作需要 D 型打结器及其辅助机构精准配合而成, 而厂家缺乏打结器的工程反求设计能力, 另外打结器部件的制造

工艺要求高, 一次性投入大, 导致国外打结器长期垄断国内市场。国外压捆机的设计和制造技术已比较成熟, 其核心部件打结器的设计和制造技术达到很高的水平, 各大公司均拥有自己的产品, 如美国 Deering 和 CASE 公司、德国 CLAAS 公司和 Rasspe Systemtechnik 公司。国内学者也对 D 型打结器作了一些研究, 如苏刚等基于逆向工程的方法对 D 型打结器支架上各轴孔在三个基准平面上的空间角度进行了测量, 为打结器设计提供了一定的参考^[1]。文

收稿日期: 2010-08-20 修回日期: 2010-09-08

* 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2009AA043605)、镇江市重大科技资助项目(CZ2009007)和江苏省高校优势学科建设工程资助项目

作者简介: 尹建军, 副教授, 博士, 主要从事现代农业机械和农业机器人研究, E-mail: yinjianjun@ujs.edu.cn

献[2~6]也作了相关方面的研究。

本文以苜蓿9KF-8042型方草捆压捆机为研究对象,采用虚拟样机技术对其D型打结器及其辅助机构的耦合运动进行可视化仿真,定量描述各部件的复杂运动关系,确定捆扎过程的耦合动作时序关系,为D型打结器及其辅助机构的反求和优化设计提供依据和参考。

1 结构组成

秸秆捡拾压捆机的捆扎打结动作是由一系列机构精准配合完成的,包括打结器部件、送绳机构、拨绳机构、草捆长度控制机构以及主轴离合器,如图1所示。

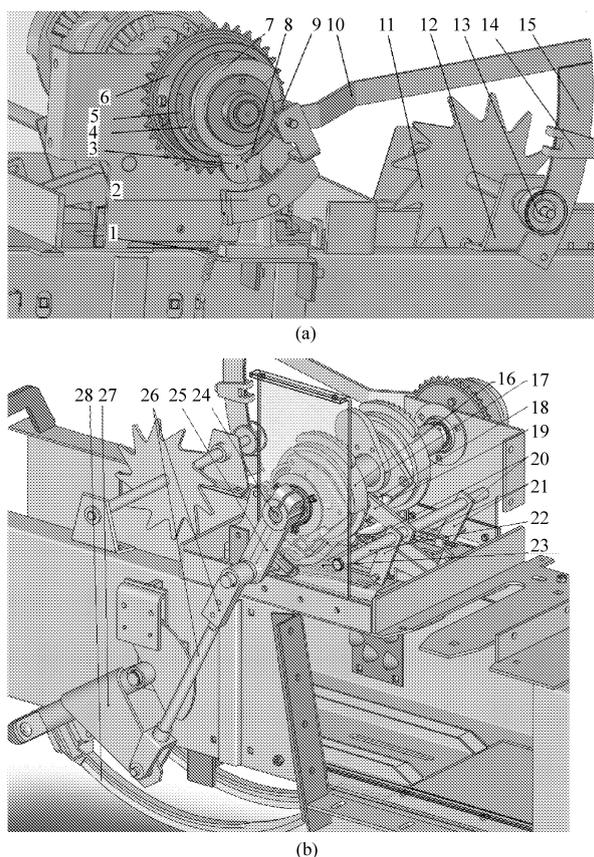


图1 D型打结器及其辅助机构的虚拟样机模型

Fig.1 Virtual prototype of D-knotter and its ancillary mechanisms

(a) 正向轴侧图 (b) 反向轴侧图

1. 拉簧 I 2. 凸轮挡板 3. 离合摆杆 4. 离合滚子 5. 离合器楔块
6. 链轮座 7. 离合器控制凸轮 8. 拉簧 II 9. 凸轮滚子
10. 凸轮杠杆 11. 计量棘轮 12. 计量轮座 13. 外齿轮 14. 限位挡块
15. 弧形内齿轮 16. 打结器部件 17. 拨绳凸轮 18. 拨绳滚子
19. 拨绳摆杆 20. 拨绳连杆 21. 拨绳曲柄 22. 拨绳轴
23. 拨绳板 24. 打结器主轴 25. 送绳曲柄 26. 送绳连杆
27. 引针架 28. 送绳针

草捆长度控制机构由拉簧 I、凸轮挡板、离合器控制凸轮、凸轮滚子、凸轮杠杆、计量棘轮、外齿轮、

限位挡块和弧形内齿轮组成。将草捆视作齿条,草捆推动计量棘轮转动,形成齿条齿轮传动。所以,该机构由齿条齿轮传动、内齿轮传动和摆动盘形凸轮机构串联而成。主轴离合器由离合摆杆、离合滚子、离合器楔块、链轮座和拉簧 II 组成,按照楔块式超越离合器原理构造,其作用是控制草捆捆扎长度,并决定打结主轴间歇转动的起、止时刻。

送绳机构由送绳曲柄、送绳连杆,引针架(送绳摆杆)以及固结其上的送绳针组成,为典型的曲柄摇杆机构。其中,曲柄长度为 134.5 mm,连杆长度为 372.5 mm,摆杆长度为 165 mm,送绳曲柄与送绳摆杆的轴心距离为 464 mm。送绳曲柄与打结器主轴固连,打结器主轴驱动曲柄回转,带动送绳摆杆左右摆动使得送绳针上升送绳和下降回位。

拨绳机构由拨绳凸轮、拨绳滚子、拨绳摆杆、拨绳连杆和拨绳曲柄组成,为空间四杆机构。拨绳动力由拨绳凸轮推动焊接在拨绳轴上的拨绳摆杆提供,拨绳凸轮与拨绳滚子靠拉簧的拉力保持接触,其中拨绳摆杆杆长为 88 mm,拨绳连杆长度为 285 mm,拨绳曲柄长度为 88 mm,拨绳板两回转中心距离为 53 mm。拨绳机构的作用是拨绳板拨动捆绳偏移一定位置,强制捆绳进入夹绳盘豁口位置,使之能够顺利被夹绳盘夹持,同时使捆绳可靠地附着在打结嘴的表面,为顺利绕绳作准备。

打结器部件结构如图2所示,为空间复合传动机构。复合驱动齿盘由精密铸造而成,盘面上设置径向错开的两段不完全锥齿轮,一段为直齿锥齿轮,一段为斜齿锥齿轮,两锥齿轮齿数为 8,模数为 4。在复合齿盘的轮毂与不完全锥齿轮之间设置控制割绳刀架动作的凹槽凸轮。割绳刀架前端固定割刀,

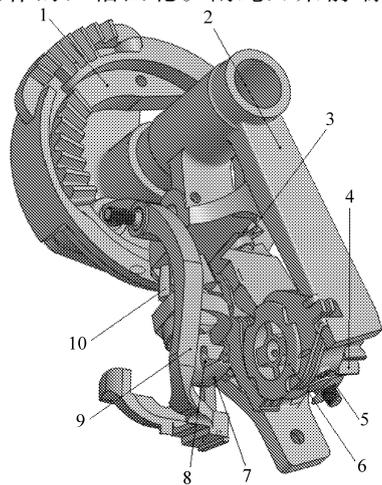


图2 打结器3-D结构图

Fig.2 3-D structure drawing of knotter

1. 复合驱动齿盘 2. 打结器支架 3. 夹绳盘锥齿轮 4. 斜齿轮
5. 蜗杆 6. 夹绳盘 7. 打结嘴 8. 钩钳 9. 割绳刀架 10. 打结嘴锥齿轮

与打结嘴弧形相切的位置具有脱绳的凹槽结构,在割刀和脱绳凹槽之间具有导绳缺口,其功能是支撑割刀,起导绳、割绳和脱绳作用。在送绳阶段引导捆绳搭在打结嘴上,在脱绳阶段割断捆绳,并强制将打结嘴上绳结脱掉。

打结器的动力由与打结器主轴固结的复合驱动齿盘输入,分3条传动路线完成打结动作:①夹绳盘锥齿轮带动蜗杆驱动与斜齿轮固连的夹绳盘夹绳。②驱动打结嘴锥齿轮带动打结嘴绕绳打结。③齿盘凸形轮滑道驱动割绳刀架完成拉紧、割绳、脱扣动作。

2 捆扎打结过程仿真

2.1 机构初始位置

由于不同初始位置下各部件之间相对时序关系不变,本文将送绳针尖距压缩室底部距离41 mm时的机构安装位置作为仿真初始位置。

2.2 仿真设置

把压捆机装配体模型从SolidWorks软件通过中间格式parasolid导入到ADAMS软件中,对虚拟样机添加约束,包括旋转、固定、接触副、弹簧以及摩擦阻力等约束。对于相对固定而又连接在一起的部件通过布尔和运算使之成为一个整体,减小计算量。对虚拟样机施加两个动力源:一个作用于链轮座上的链轮,通过离合器给打结器主轴提供动力;另一个作用于计量棘轮模拟草捆向机器尾部移动,使草捆长度控制机构以及主轴离合器工作。

2.3 离合

在草捆长度未达到预设值的工作过程中,外齿轮与弧形内齿轮处于啮合状态,此时离合摆杆与凸轮挡板接触,离合摆杆在凸轮挡板的作用力下绕自身轴心顺向摆动 13° ,离合器楔块未与离合滚子结合,驱动链轮绕打结器驱动主轴空转,离合器不传递动力,打结器不动作,如图3a所示。随着压缩机构将草捆向机器尾部推进,移动的草捆带动计量棘轮绕棘轮轴逆向转动,外齿轮驱动弧形内齿轮也绕凸轮滚子的中心逆向转动 7° ,外齿轮转动至弧形内齿轮的凹槽处,两齿轮的中心距变小,外齿轮卡进该凹槽中,此时凸轮挡板在弹簧拉力的作用下逆向摆动 12° ,凸轮挡板将放开离合摆杆,离合滚子回位与离合器楔块结合,如图3b所示。离合器开始驱动打结器主轴转动一周,同时带动打结器部件和送绳机构工作。当离合器控制凸轮由最低轮廓转动至最高轮廓位置时,推动与凸轮滚子连接在一起的凸轮挡板顺时针摆动 12° ,弧形内齿轮上的凹槽移出计量外齿轮,弧形内齿轮靠凸轮轮廓约束和自身重力下落

到限位挡块处停止,弧形内齿轮与外齿轮再次啮合,重新开始草捆长度计量。

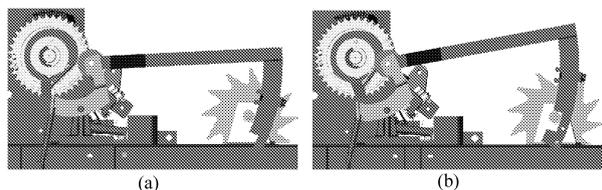


图3 草捆长度控制机构及主轴离合过程仿真

Fig. 3 Motion simulation of length-controlling mechanism of straw bale and clutch installed on main spindle

(a) 离合前状态 (b) 离合状态

2.4 送绳

当主轴离合器结合后,打结器主轴驱动送绳曲柄顺时针从 18° 转到 203° ,带动引针架绕自身轴心顺时针摆动 104° ,送绳针将穿在针孔内的捆绳沿弧形轨迹向上送绳到夹绳盘位置之上,如图4a所示。

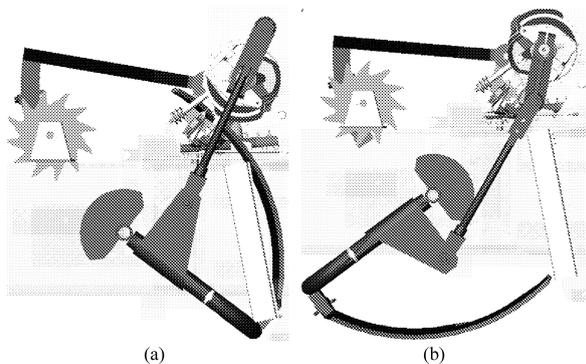


图4 送绳机构工作过程仿真

Fig. 4 Motion simulation of sending-rope mechanism

(a) 送绳到夹绳位置 (b) 送绳针回位

与此同时,在针孔和引针架穿绳位置之间捆绳被拉紧成一直线,并进入割绳刀架上的导绳缺口。当打结器主轴从 203° 转回到离合起始位置,送绳针回位到初始位置,完成一个送绳动作循环,如图4b所示。

2.5 拨绳

当送绳针在主轴转角 102° 时把捆绳送到机架上表面,拨绳板不动作。当主轴继续转到 126° 时,拨线摆杆在与复合驱动齿盘固结的驱动凸轮的作用下开始摆动(图5a)。拨绳板将拨动捆绳偏移一定位置,强制使捆绳进入夹绳盘豁口位置,使之能够顺利被夹绳盘夹持,同时使捆绳可靠地附着在打结嘴的表面,直到主轴转角转到 220° 时,拨绳板转动 86° 到达最大摆角位置(图5b)。此后,随着送绳针回落,拨绳盘也回位到初始位置。

2.6 打结

当离合器工作后,打结器主轴带动复合驱动齿盘转动,打结器部件开始工作。仿真时,为了减少计

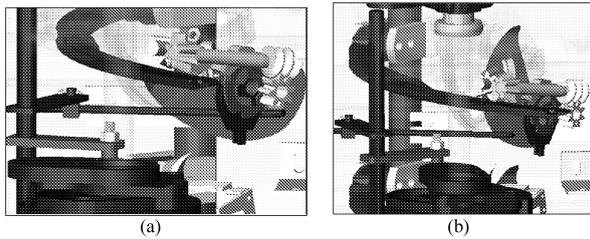


图5 拨绳机构工作过程仿真

Fig. 5 Motion simulation of pushing-rope mechanism

(a) 拨绳开始状态 (b) 拨绳终止状态

算时间,打结器打结采用单股绳模拟(实际为双股),捆绳由一段段小圆柱组成,小圆柱之间通过bushing连接形成可大变形的柔性体,捆绳与各接触零件之间添加solid to solid接触。打结动作过程的模拟在八核计算机工作站上进行,需要连续运行14天,仿真模型文件大小为494 MB,其结果如图6所示。

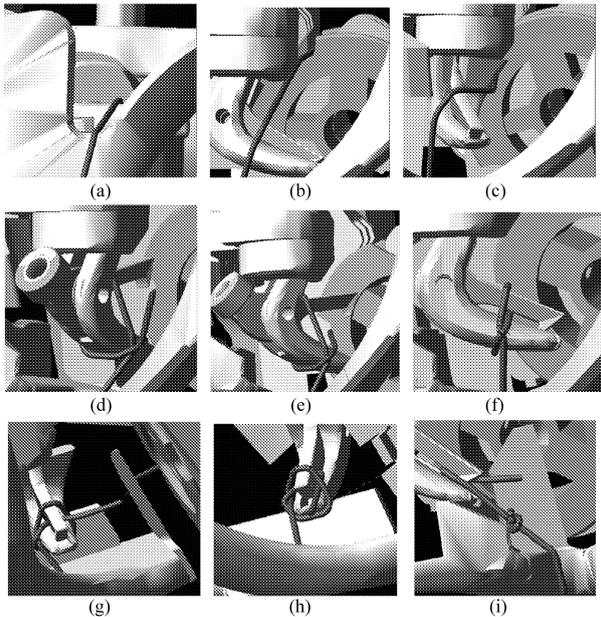


图6 打结器打结过程可视化结果

Fig. 6 Visual knotting process of knotter

(a) 导绳 (b) 夹绳 (c) 绕绳开始 (d) 绕绳结束
(e) 抓绳 (f) 咬绳 (g) 割绳 (h) 脱绳 (i) 成结

当送绳针持绳送到夹绳盘位置的同时,捆绳进入割绳刀架上的导绳缺口(图6a)。受拨绳板作用,捆绳紧贴打结嘴以及与打结嘴铰接的钩钳(相当于并紧的双指)表面。在主轴转角 172° 时复合齿盘上内侧不完全锥齿轮首先与夹绳盘锥齿轮啮合,通过蜗杆蜗轮(用斜齿轮代替)传动,夹绳盘开始转动将夹绳豁口上的捆绳夹入夹绳盘槽中(图6b)。主轴直至转到 252° 时夹绳盘旋转 $1/4$ 周,捆绳从夹绳盘槽中转出。

夹绳后主轴转过 14° ,复合齿盘上外侧不完全锥齿轮与打结嘴锥齿轮啮合,打结嘴开始转动

(图6c)。在不断压实的草捆压力作用下,复合驱动齿盘转过 36° ,拉紧的捆绳被打结嘴旋转 $3/4$ 周后形成绳圈(图6d)。此时,钩钳上的滚轮正好到达打结器支架上圆柱凸轮轮廓(阿基米德螺线)的低行程段,驱使钩钳卡爪张开,准备抓取单股捆绳(图6e)。当齿盘继续转过 50° ,钩钳卡爪和打结嘴闭合咬住捆绳(图6f)。

在主轴转角 218° 时,割绳刀臂在复合驱动齿盘内凸轮作用下开始摆动,复合驱动齿盘继续转过 26° ,割绳刀臂摆动 35° ,割刀快速将捆绳在绕扣上方2cm处割断(图6g)。当割绳刀臂继续摆动,弧形脱绳凹槽强制将割断的绳扣推向打结嘴尖部,钩钳前段的钩子掏出绳结后脱下(图6h),完成脱扣动作。同时,后续压缩物料的推动也对钳嘴中咬着的绳头起到脱扣作用,最后打成一个死绳结(图6i)。

2.7 样机试验

根据反求的工程图纸制造了秸秆捡拾压捆机,其中D型打结器采用德国Rasspe公司的产品M410。调试完成后,利用三角架支撑数码相机拍摄捆扎打结过程中的样机动作图片,如图7所示。

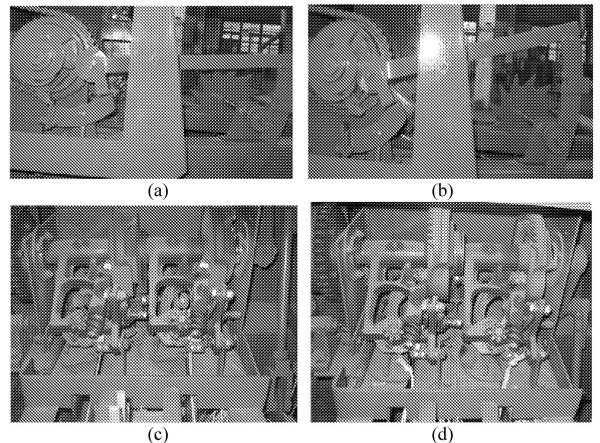


图7 样机的捆扎打结动作试验

Fig. 7 Bunching and knotting motion test of physical prototype

(a) 离合前 (b) 离合后 (c) 打结 (d) 成结

试验中,离合时的主轴初始位置以离合摆杆被凸轮挡板释放时凸轮最高轮廓到最低轮廓的阶跃边为标记位置(图7a),计量拨绳盘、打结嘴、钩钳、送绳针、割绳刀架和夹绳盘分别完成动作时,打结主轴转过的角度和各构件相对各自轴心的角度。角度测量结果与动作仿真的结果非常吻合,其误差在 1° 之内。这表明反求的样机模型准确,仿真时的设置合适,能反映机构的实际运动状态。图7b所示的草捆控制机构使离合器离合后的状态,与图3b是一致的。图7c显示了打结动作过程中送绳针上升到最高位置时的状态,可以看到捆绳被夹持绷紧。由于

样机结构限制,打结嘴和钩钳的运动难以拍摄,需要专门的试验台来完成。图 7d 给出了捆绳成结后的机构状态。

3 捆扎打结过程时序分析

各机构的动作时序直接影响到打结器的成结率。为此,根据压捆机传动比计算,确定打结器主轴的转速为 90 r/min。通过 ADAMS 后处理程序导出拨绳盘、打结嘴、钩钳、送绳针、割绳刀架和夹绳盘随打结主轴转动相对各自轴心的角位移数据,绘制曲线如图 8 所示。

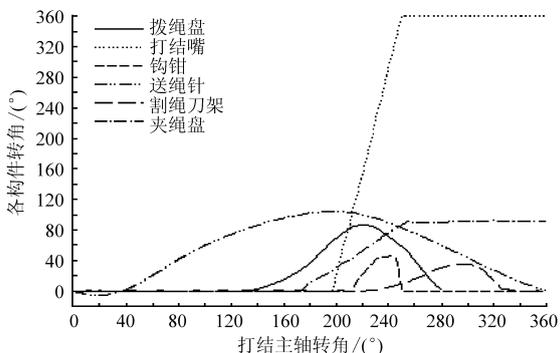


图 8 各构件随打结主轴转动的角位移曲线

Fig. 8 Angular displacement curves of components with rotation of knotter main axis

图中的角度度量均为离合器开始工作时各构件相对自身轴心转动的角度。打结嘴和夹绳盘的转动与打结主轴转角呈线性关系,二者交于 202°处,主轴相位相差 14°,表明先夹绳后打结。送绳针曲线由曲柄摇杆机构的特性决定,单调上升部分代表送绳针送绳到上极限位置,此时夹绳盘已将捆绳夹持,相位相差 26°。单调下降部分代表送绳针返回到初

始位置。当送绳针从上极限位置退回时,拨绳盘仍继续拨动捆绳直至摆动到最大角度,其相位相差 22°,以配合打结动作的完成。钩钳和割绳刀架的运动特性分别取决于打结器支架上的圆柱凸轮和复合驱动齿盘上的沟槽凸轮的轮廓。

根据图 8 可得到 D 型打结器及其辅助机构各构件耦合动作的运动循环图,如图 9 所示。

送绳针	下 18°	向上送绳 203°	向下回位
拨绳板	原位停止 126°	拨绳运动 220°	回位 280° 停止
夹绳盘	停止 172°	转动 90°	252° 停止
打结嘴	停止 186°	转 360°	252° 停止
钩钳	闭合 202°	张开 218°	252° 闭合
割绳刀架	停止 244°	割绳 281°	脱绳 340° 回位 停

打结主轴 0° 30° 60° 90° 120° 150° 180° 210° 240° 270° 300° 330° 360°

图 9 D 型打结器及其辅助机构的运动循环图

Fig. 9 Motion cycle chart of D-knotter and its ancillary mechanisms

图 9 给出的运动循环图与送绳机构初始位置有关,但各机构从动作开始到动作结束的时间以及各机构动作先后相位间隔是不变的。

4 结论

(1) 利用虚拟样机技术可以对 D 型打结器及其辅助机构的送绳、拨绳、搭绳、夹绳、绕绳、咬绳、割绳、脱扣等打结过程进行运动仿真,样机动作试验与仿真结果非常吻合,验证了仿真的正确性,揭示了 D 型打结器的成结原理。

(2) 给出了拨绳盘、打结嘴、钩钳、送绳针、割绳刀架和夹绳盘随打结主轴转动相对各自轴心的角位移曲线,确定了各构件的耦合动作时序。

参 考 文 献

- 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 of 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)
- 王国权, 余群, 卜云龙, 等. 秸秆捡拾打捆机设计及捡拾器的动力学仿真[J]. 农业机械学报, 2001, 32(5): 59~61, 68.
Wang Guoquan, Yu Qun, Bu Yunlong, et al. Design of pickup baler and dynamic simulation of pickup roller [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2001, 32(5): 59~61, 68. (in Chinese)
- 王德福, 张全国. 青贮稻秆圆捆打捆机的改进研究[J]. 农业工程学报, 2007, 23(11): 168~171.
Wang Defu, Zhang Quanguo. Improvement of round baler for rice straw ensiling [J]. Transactions of the CSAE, 2007, 23(11): 168~171. (in Chinese)
- 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 rectangular baler and experimental study on compression research[D]. Beijing: Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences, 2007. (in Chinese)
- 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): 93~94.
- 万其号, 布库, 张国瑞. 方草捆捡拾压捆机打结器控制系统运动分析[J]. 农机化研究, 2009, 31(9): 39~41.