

D型打结器夹绳盘-打结嘴空间角度参数分析

张安琪¹ 冯洋洋² 董浩² 张绍英² 韩鲁佳²

(1. 北京农业智能装备技术研究中心, 北京 100097; 2. 中国农业大学工学院, 北京 100083)

摘要: D型打结器夹绳盘回转轴孔中心线与打结嘴回转轴孔中心线的空间角度参数是机架结构设计的基本设计参数, 本文通过建立空间坐标系, 对夹绳盘与打结嘴回转轴孔中心线之间的空间角度关系进行了表达。借助微分几何理论, 建立了夹绳盘与打结嘴运动关系的数值解析条件, 分析了 k_0 轴与 k_1 轴在 $i_1o_1k_1$ 平面的夹角 α_2 、圆心 o_1 与圆心 o_2 在 i_1 轴方向距离 d_5 对送绳-搭绳动作的影响, 得出当 $\alpha_2 = 8^\circ$ 、 $d_5 = 54\text{ mm}$ 时可实现可靠的送绳-搭绳动作; 分析了 j_2 轴与 j_1 轴在 $j_1o_1k_1$ 平面的夹角 α_1 、 k_0 轴与 k_1 轴在 $j_1o_1k_1$ 平面的夹角 α_3 对绕扣-钳咬动作的影响, 通过代入不同的 α_1 、 α_3 参数组合进行解析, 得出当 $\alpha_1 = 10^\circ$ 、 $\alpha_3 = 25^\circ$ 时打结器可以实现可靠的绕扣-钳咬动作。基于解析的角度参数对打结器机架进行了试制, 对装有试制机架的打结器与德国进口打结器(RS3770)同时开展空载打结试验, 试验次数200次, 试验结果显示捆绳在两个打结器上成结动作基本一致, 两种打结器的成结率均为100%。可知本文解析的D型打结器夹绳盘和打结嘴的空间角度参数匹配合理。

关键词: 打捆机; 打结器; 空间角度参数; 参数分析

中图分类号: S817.11⁺5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2018)08-0100-10

Parameter Analysis of Spatial Angle about Rope-clipping and Hook of D-knotter

ZHANG Anqi¹ FENG Yangyang² DONG Hao² ZHANG Shaoying² HAN Lujia²

(1. Beijing Research Center of Intelligent Equipment for Agriculture, Beijing 100097, China

2. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: The rotary shaft hole centerline of rope-clipping component and the rotary shaft hole centerline of knotter hook are basic design parameters in the D-knotter's structural design. By establishing space coordinate system, the space angular relationship of those two rotary shaft hole centerlines were described analytically. With the help of differential geometry theory, the numerical analysis conditions of the sport relations between rope-clipping component and knotter hook were established, the influences of related parameters, including k_0 , k_1 , α_2 and d_5 on the action of rope-sending and rope-towing were analyzed. The results showed that action of rope-sending and rope-towing would be successful when the values of α_2 and d_5 were 8° and 54 mm , respectively. The influences of related parameters, including j_2 , j_1 , α_1 and α_3 on the action of rope-winding and rope-biting were analyzed. The results showed that action of rope-winding and rope-biting would be successful when the values of α_1 and α_3 were 10° and 25° , respectively. Based on the analyzing angle parameter of the D-knotter, the physical model of each part of the D-knotter was obtained by machining. Then the forming performance test of the designed D-knotter and the D-knotter from Germany was carried out, totally 200 experiments were carried out to observe the effect of tying rope on the two kinds of D-knotter. The experimental results showed that the rope structure was basically the same from the two D-knotters, and the knotting rate of the two kinds of D-knotter was all 100%. The experimental results showed that spatial angle parameters of rope-clipping component and knotter hook were correct, and the analytical model was accurate and reliable. The model could be used for the parametric design of D-knotter.

Key words: baler; knotter; spatial angle parameters; parameter analysis

收稿日期: 2018-03-05 修回日期: 2018-05-14

基金项目: 教育部长江学者和创新团队发展计划项目(IRT_17R105)

作者简介: 张安琪(1989—), 男, 助理研究员, 主要从事农业机械设计研究, E-mail: zhanganqi07@126.com

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

0 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,我国始终没有实现打结器的国产化应用生产。打结器机架作为D型打结器的核心部件,对复合齿盘、夹绳机构、绕扣钳咬机构及割绳脱扣机构等部件起支撑定位作用,使得各机构之间能够保持严格的空间相位,同时各机构之间的空间结构参数是确保稳定成结的关键。

国内外许多学者在运动时序分析^[1-4]、力学性能及承载分析^[5-8]、空间结构参数匹配^[9-14]、打结器结构优化^[15-20]等方面开展了大量研究。在打结器空间结构参数匹配研究方面,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、绕扣时序差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解析;熊亚等^[13]对割绳脱扣机构凸轮的运运动规律及设计依据进行了研究;张安琪等^[14]对打结器割绳脱扣机构空间结构参数的影响机制进行了分析及验证。然而,上述研究中较少涉及到对机架各轴孔空间角度关系的理论研究,特别是对夹绳盘回转轴孔中心线与打结嘴回转轴孔中心线空间角度参数的影响分析。夹绳盘回转轴孔中心线与打结嘴回转轴孔中心线作为两条空间异面直线,二者之间的空间角度参数对送绳-搭绳、绕扣-钳咬动作的影响非常大,研究这些参数的影响机理有助于机架的参数化设计及制造。

本文拟通过建立空间坐标系对夹绳盘回转轴孔中心线与打结嘴回转轴孔中心线之间的空间角度参数进行表达,借助微分几何理论分析上述角度参数对送绳、搭绳、绕扣、钳咬动作的影响。参考已有D型打结器的逆向数据,借助Matlab解析出上述空间角度参数的配置值,并通过打结试验验证配置参数的准确性,为打结器机架的参数化设计及制造提供理论指导模型。

1 打结器结构与工作原理

如图1所示,D型打结器主要由机架、驱动齿盘及夹绳机构(夹绳片、夹绳盘、退绳片、蜗杆锥齿轮、蜗杆、蜗轮)、绕扣钳咬机构(打结嘴组件、上下卡爪凸轮、打结嘴锥齿轮)、割绳脱扣机构等相关执行机构的零部件组成。

驱动齿盘作为D型打结器的动力源,主要为打

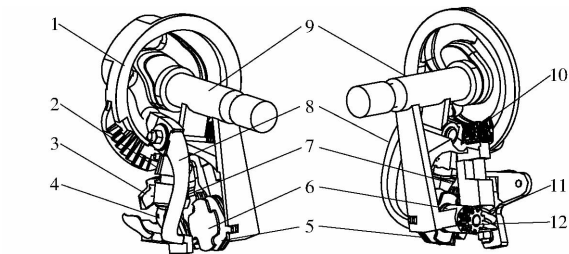


图1 D型打结器结构简图

Fig.1 Structure composition of D-bale knotter

1. 驱动齿盘 2. 打结嘴锥齿轮 3. 上下卡爪凸轮 4. 打结嘴组件 5. 退绳片 6. 夹绳盘 7. 夹绳片 8. 割绳脱扣机构 9. 机架 10. 蜗杆锥齿轮 11. 蜗杆 12. 蜗轮

结器各零部件提供动力,并且还要控制打结器各执行机构的运动时序。

如图2所示,机架主要用于安装固定各个执行机构,机架上开有5个空间异面轴孔,这些轴孔之间的空间角度关系是确保捆绳能在上述机构的耦合作用下形成可靠 α 结的关键要素。

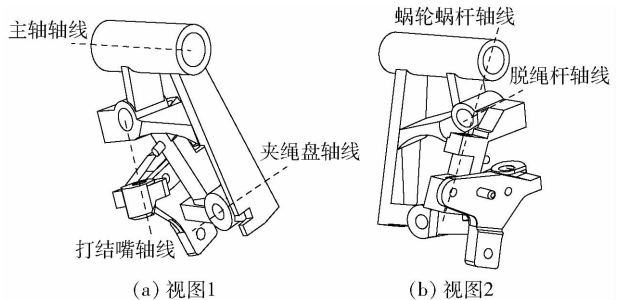


图2 机架示意图

Fig.2 Schematic diagrams of frame

打结器的执行机构包括夹绳机构、绕扣钳咬机构及割绳脱扣机构。夹绳机构主要由夹绳片、夹绳盘、退绳片及传递动力的蜗轮、蜗杆组成,夹绳机构用于将打捆针送上来的捆绳夹住,与前段捆绳夹持在一起,为成结动作提供可靠基础;绕扣钳咬机构主要由打结嘴组件、上下卡爪凸轮及传递动力的打结嘴锥齿轮组成,绕扣钳咬机构在夹绳机构的配合下,将捆绳在打结嘴表面按照特定的轨迹环绕形成 α 结,并完成钳咬动作;割绳脱扣机构主要在驱动齿盘、夹绳机构及绕扣钳咬机构的共同配合下完成割绳、脱扣动作。

2 夹绳盘-打结嘴运动关系模型

2.1 空间坐标系的建立

机架上夹绳盘回转轴孔中心线与打结嘴回转轴孔中心线的空间角度是控制夹绳盘与打结嘴空间角度的直接因素。两条直线是空间异面直线,两条直线的空间角度关系难以量化表达,因此需借助空间坐标系,将两直线转移到同一个坐标系

下进行分析。

基于上述分析,如图 3 所示,建立了机架、夹绳盘及打结嘴的空间直角坐标系,以便对各机构之间的空间相位关系进行表达。

以机架主轴端面为基准面 1,主轴中心线为基准线 L_1 ;以夹绳盘安装面为基准面 2,夹绳盘回转轴

孔中心线为基准线 L_2 ;以打结嘴轴肩安装面为基准面 3,打结嘴回转轴孔中心线为基准线 L_3 ;以机架上割绳脱扣机构安装面为基准面 4,机架上割绳脱扣机构回转轴孔中心线为基准线 L_4 ;以机架安装支撑轴孔中心线为基准线 L_5 ;以钩钳回转轴孔中心线为基准线 L_6 。

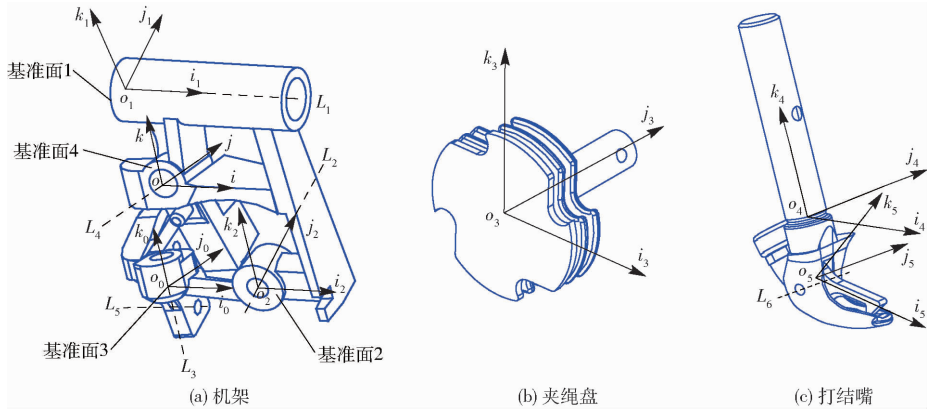


图 3 空间坐标系布局
Fig. 3 Layouts of coordinate system

以基准线 L_4 与基准面 4 交点为坐标原点 o 建立空间直角静坐标系 σ ,基准线 L_1 方向为 i 轴方向,基准线 L_4 方向为 j 轴方向。

以基准线 L_3 与基准面 3 交点为坐标原点 o_0 建立空间直角辅助静坐标系 σ_0 ,基准线 L_3 方向为 k_0 轴方向,基准面 3 与基准面 4 的交线方向为 i_0 轴方向。

以基准线 L_1 与基准面 1 交点为坐标原点 o_1 建立空间直角辅助静坐标系 σ_1 ,基准线 L_1 方向为 i_1 轴方向,基准线 L_5 与基准面 1 交点与 o_1 连线方向为 k_1 轴方向。

以基准线 L_2 与基准面 2 交点为坐标原点 o_2 建立空间直角辅助静坐标系 σ_2 ,基准线 L_2 方向为 j_2 轴方向,基准线 L_1 方向为 i_2 轴方向。

以夹绳盘回转轴线与夹绳盘端面交点 o_3 为坐标原点建立空间直角动坐标系 u_3 ,夹绳槽直线段方向为 i_3 轴方向,夹绳盘回转轴线方向为 j_3 轴方向。

以打结嘴回转轴线与轴肩回转端面交点为坐标原点 o_4 建立空间直角动坐标系 u_4 ,基准线 L_6 方向为 j_4 轴方向,打结钳嘴回转轴线方向为 k_4 轴方向。

以钩钳对称面与基准线 L_6 交点为坐标原点 o_5 建立空间直角动坐标系 u_5 ,钩钳直钩上端面平行方向为 i_5 轴方向,基准线 L_6 方向为 j_5 轴方向。

各直角坐标系的其它轴方向均通过右手定则确定。

2.2 空间结构参数设定

各坐标系之间的相位参数如图 4 所示。如图 4a 所示,设 j_2 轴与 $i_1o_1k_1$ 平面的交点为 o' ,辅助静坐标系 σ_2 圆心 o_2 与 o' 在 j_2 轴方向距离为 d_4 ; o' 与辅

助静坐标系 σ_1 圆心 o_1 在 k_1 轴方向距离为 d_1 ; d_2 代表夹绳盘端面至安装端面的距离; d_3 代表夹绳盘端面与蜗轮销孔中心线在 j_3 轴方向的距离;辅助静坐标系 σ_2 的 j_2 轴与辅助静坐标系 σ_1 的 j_1 轴在 $j_1o_1k_1$ 平面的夹角为 α_1 。

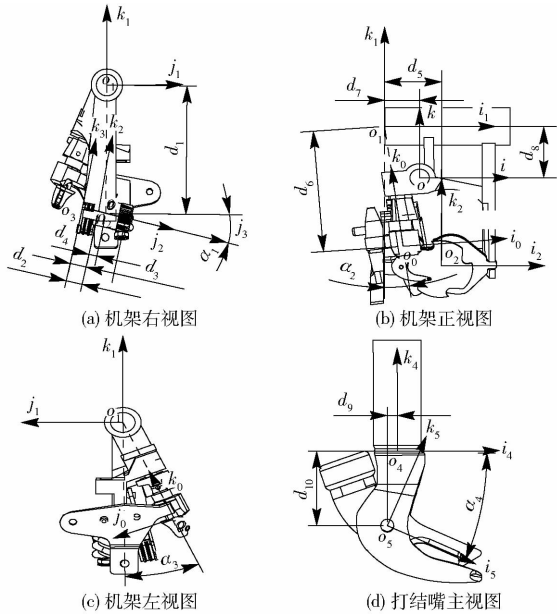


图 4 空间相位参数确定
Fig. 4 Confirming of spatial phase parameters

如图 4b 所示,辅助静坐标系 σ_1 圆心 o_1 与辅助静坐标系 σ_2 圆心 o_2 在 i_1 轴方向距离为 d_5 ;辅助静坐标系 σ_1 圆心 o_1 与 $i_0o_0k_0$ 平面的距离为 d_6 ; k_0 轴与 k_1 轴在 $i_1o_1k_1$ 平面的夹角为 α_2 ;辅助静坐标系 σ_1 圆心 o_1 与静坐标系圆心 o 在 iok 平面 i 轴方向的距离为 d_7 ;在 iok 平面 k 轴方向的距离为 d_8 。

如图4c所示, k_0 轴与 k_1 轴在 $j_1 o_1 k_1$ 平面的夹角为 α_3 。

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_9 ; 在 k_4 轴方向距离为 d_{10} ; i_4 轴与 i_5 轴的夹角为 α_4 。

由于夹绳盘与打结嘴在打结过程中是运动的, 因此二者之间的相对位置关系在不断变化, 为了清晰描述二者之间的位置关系, 通过将夹绳盘和打结嘴统一转换到某一个相对静坐标系下分析有助于解析计算。

坐标转换通常有两个过程: 平移和旋转, 平移的转换过程相对比较简单, 通过加上平移方向的位置矢量即可实现。而旋转的转换过程则相对比较复杂, 在微分几何上, 当一个矢量 a 绕着另一个矢量 b 旋转角度 ε , 得到一个新的矢量 c , 从 a 到 c 的转换过程中, 相当于给矢量 a 左乘一个旋转矩阵 $R(b, \varepsilon)$, 空间角度转换借助旋转矩阵实现, 旋转矩阵为正交矩阵, 表示为

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

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

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

式中 $R(i, \varepsilon)$ ——矢量绕 i 轴旋转角度 ε 所需乘以的回转矩阵

$R(j, \varepsilon)$ ——矢量绕 j 轴旋转角度 ε 所需乘以的回转矩阵

$R(k, \varepsilon)$ ——矢量绕 k 轴旋转角度 ε 所需乘以的回转矩阵

2.3 夹绳盘-打结嘴回转轴孔空间角度关系表达

夹绳盘与打结嘴回转轴孔中心线是两条空间异面直线, 为了分析两条直线的空间角度, 需将两直线转移到一个空间直角坐标系下的一个平面内进行分析。通过图3和图4及上述分析可得, 参数 α_1 、 α_2 、 α_3 及 d_5 是控制夹绳盘回转轴线所在空间坐标系与打结嘴回转轴线所在坐标系之间空间相位的直接参数, 由此可得, 上述参数代表着夹绳盘与打结嘴的空间角度参数。

2.4 夹绳盘-打结嘴运动匹配数值解析条件建立

夹绳盘与打结嘴之间的运动匹配从打捆针送绳动作开始, 一直持续到打结嘴钳咬动作结束。

2.4.1 送绳-搭绳动作

在初始的送绳-搭绳动作过程中, 为了避免干涉, 打捆针送绳-搭绳时应与钩钳凸轮不产生干涉, 钩钳凸轮外侧面与打捆针内侧面需保持一定间隙。基于该设计要求, 如图5所示, 可建立数值解析公式

$$L = (S_{1x} + S_{1y} \tan \alpha_2) \cos \alpha_2 - r_0 / \cos \alpha_2 - D_0 / 2 > 0 \quad (4)$$

式中 r_0 ——钩钳凸轮的最大半径

L ——打捆针与钩钳凸轮的最小距离

S_{1y} ——搭绳点 S_1 在 k_4 轴方向至 o_4 的距离

S_{1x} ——搭绳点 S_1 在 i_4 轴方向至打结嘴回转中心轴的距离

D_0 ——打捆针厚度

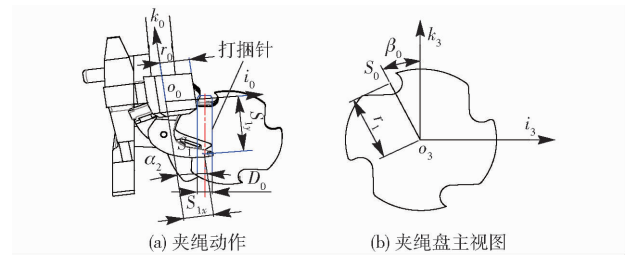


图5 送绳-搭绳动作简图

Fig. 5 Motion diagrams of rope-sending and rope-putting

其次, 打捆针搭绳时需确保将捆绳同时搭在打结嘴及夹绳槽上, 即打结嘴搭绳点与夹绳点在 i 轴方向重合。基于该设计要求并结合图4及图5可知

$$r_1 \sin \beta_0 + S_{1x} \cos \alpha_2 + (d_6 + S_{1y}) \sin \alpha_2 = d_5 \quad (5)$$

式中 r_1 ——夹绳点 S_0 在动坐标系 u_3 下的回转半径
 β_0 ——夹绳点 S_0 在动坐标系 u_3 下的初始相位夹角

2.4.2 绕扣-钳咬动作

随着夹绳盘和打结嘴的依次动作, 捆绳在夹绳盘与打结嘴的共同作用下完成绕扣-钳咬动作, 最终形成 α 环形状。如图6所示, 为了确保捆绳可以在打结嘴上绕扣, 夹绳点 S_0 与搭绳点 S_1 之间的捆绳 $S_0 S_1$ 应与打结嘴侧边母线 $S_3 S_4$ 存在交点, 且交点在母线 $S_3 S_4$ 扫掠的圆锥面大端以下。如果捆绳与打结嘴交点在 S_4 点下面, 则会导致捆绳无法在打结嘴侧面上缠绕, 造成无法形成 α 环; 如果捆绳与打结嘴交点在 S_4 点上面, 则会导致捆绳无法与钩钳接触, 钩钳张开时无法打开绳环, 同样会造成成结失效。

基于上述分析, 如图6所示, 可知若满足绕扣动作, 捆绳 $S_0 S_1$ 与打结嘴交点 E_1 应在 $S_3 S_4$ 边上, 即交点在 $\triangle S_3 S_4 S_5$ 内部。根据点在三角形内部的特点可知, 当 E_1 在 $\triangle S_3 S_4 S_5$ 内部时, $\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 = 360^\circ$ 恒

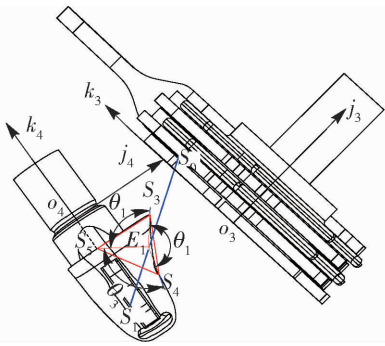


图 6 绕扣动作简图
Fig. 6 Motion diagram of rope holding

成立。因此,本文根据 $\theta_1 + \theta_2 + \theta_3$ 的大小来判断 E_1 点是否在 $\triangle S_3S_4S_5$ 内部,从而判断 E_1 是否在 S_3S_4 边上,以此验证捆绳 S_0S_1 是否与打结嘴侧面相交。

为了便于分析,本文以动坐标系 u_4 为相对静坐标系,则动坐标系 u_3 在自身转动的同时相对动坐标系 u_4 的 k_4 轴作定轴转动,此时 S_3 、 S_4 、 S_5 点的位置矢径均保持不变,上述各点在动坐标系 u_4 下的初始位置矢径为

$$\boldsymbol{r}_{S_3-u_4} = S_3j_4 - S_{3z}k_4 \tag{6}$$

$$\boldsymbol{r}_{S_4-u_4} = S_4j_4 - S_{4z}k_4 \tag{7}$$

$$\boldsymbol{r}_{S_5-u_4} = -S_{5z}k_4 \tag{8}$$

夹绳点 S_0 在动坐标系 u_4 下的位置矢径为

$$\begin{aligned} \boldsymbol{r}_{S_0-u_4} &= \boldsymbol{R}(k_4, \alpha) \{ \boldsymbol{R}(j_1, \alpha_2) \boldsymbol{R}(i_1, -\alpha_3) \cdot \\ &\quad \{ \boldsymbol{R}(i_3, -\alpha_1) [\boldsymbol{R}(j_3, \beta) \cdot \\ &\quad \boldsymbol{r}_{S_0-u_3} - (d_2 + d_4)j_3] - d_1k_2 + d_5i_2 \} + d_6k_4 \} \end{aligned} \tag{9}$$

式中 α ——打结钳嘴的转角
 β ——夹绳盘旋转角

根据文献[1]可知,在绕扣动作过程中,打结钳嘴与夹绳盘按照以下运动时序动作

$$\alpha = \begin{cases} 0 & (\beta \in [0^\circ, 18^\circ]) \\ \frac{360(\beta - 18)}{72} & (\beta \in (18^\circ, 90^\circ]) \end{cases} \tag{10}$$

设 E_1 点在动坐标系 u_4 下的坐标为 $(0, E_{1y}, E_{1z})$, 已知 E_1 点、 S_0 点、 S_1 点始终处于一条直线上,则可建立方程

$$\begin{aligned} &(\boldsymbol{r}_{S_0-u_4}(1, \alpha) - 0) / (0 - \boldsymbol{r}_{S_1-u_4}(1, \alpha)) = \\ &(\boldsymbol{r}_{S_0-u_4}(2, \alpha) - E_{1y}) / (E_{1y} - \boldsymbol{r}_{S_1-u_4}(2, \alpha)) = \\ &(\boldsymbol{r}_{S_0-u_4}(3, \alpha) - E_{1z}) / (E_{1z} - \boldsymbol{r}_{S_1-u_4}(3, \alpha)) \end{aligned} \tag{11}$$

由上述分析可知

$$\boldsymbol{l}_{E_1S_3} = (S_{3y} - E_{1y})j_4 - (S_{3z} + E_{1z})k_4 \tag{12}$$

$$\boldsymbol{l}_{E_1S_4} = (S_{4y} - E_{1y})j_4 - (S_{4z} + E_{1z})k_4 \tag{13}$$

$$\boldsymbol{l}_{E_1S_5} = -E_{1y}j_4 - (S_{5z} + E_{1z})k_4 \tag{14}$$

当 E_1 点进入 $\triangle S_3S_4S_5$ 内部时满足条件

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 = \\ &[\arccos(\boldsymbol{l}_{E_1S_3} \boldsymbol{l}_{E_1S_4} / (|\boldsymbol{l}_{E_1S_3}| |\boldsymbol{l}_{E_1S_4}|)) + \\ &\arccos(\boldsymbol{l}_{E_1S_3} \boldsymbol{l}_{E_1S_5} / (|\boldsymbol{l}_{E_1S_3}| |\boldsymbol{l}_{E_1S_5}|)) + \\ &\arccos(\boldsymbol{l}_{E_1S_4} \boldsymbol{l}_{E_1S_5} / (|\boldsymbol{l}_{E_1S_4}| |\boldsymbol{l}_{E_1S_5}|))] \times 180 / \pi = 360^\circ \end{aligned} \tag{15}$$

如图 7 所示,当打结嘴转动到大约 270° 时,捆绳在打结钳嘴上完成包络,初步形成 α 环形状。此时钩钳张开至最大,绳环在自身张力及钩钳的作用下逐步移动到打结钳嘴底端。随着打结钳嘴的继续转动,钩钳和打结钳嘴形成的扇形包络区将夹绳点 S_0 及搭绳点 S_7 之间的捆绳包络,实现钳咬动作。

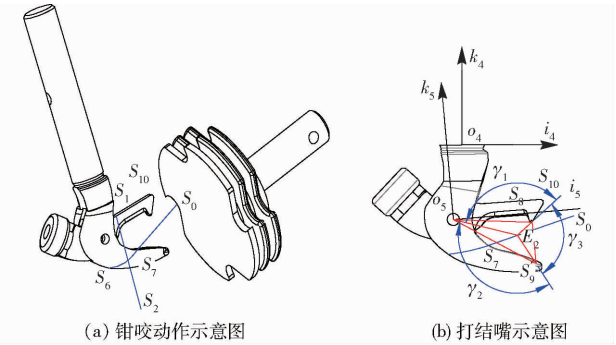


图 7 钳咬动作简图
Fig. 7 Motion diagrams of rope-biting

若满足上述条件,如图 7a 所示,打结嘴需确保与夹绳盘不产生干涉,此外,如图 7b 所示需使捆绳 S_0S_7 与封闭三角形 $O_5S_8S_9$ 存在交点 E_2 。

在打结嘴转动过程中,为了避免干涉,打结嘴的前端点与夹绳盘之间的距离需大于零。结合图 7a 可知当打结嘴转动 270° 时钩钳前端顶点 S_{10} 距离夹绳盘最近,因此此时 S_{10} 点在 u_3 坐标系下 j_3 轴下的坐标应小于零。

已知钩钳前端顶点 S_{10} 在动坐标系 u_5 下的初始位置矢径分别为 $\boldsymbol{r}_{S_{10}-u_5}$,其表达式为

$$\boldsymbol{r}_{S_{10}-u_5} = S_{10x}i_5 + S_{10z}k_5 \tag{16}$$

当打结钳嘴转动 270° 时,钩钳前端点 S_{10} 在 u_3 坐标系下的位置矢径为

$$\begin{aligned} \boldsymbol{r}_{S_{10}-u_3} &= \boldsymbol{R}(i_2, \alpha_1) [\boldsymbol{R}(i_1, \alpha_3) \boldsymbol{R}(j_1, -\alpha_2) \cdot \\ &\quad \boldsymbol{R}(k_4, \alpha) (\boldsymbol{R}(j_5, \alpha_4) \boldsymbol{r}_{S_{10}-u_5} - d_9i_4 - \\ &\quad d_{10}k_4 - d_6k_4) + d_1k_1 - d_5i_1] + (d_2 + d_4)j_3 \end{aligned} \tag{17}$$

式中 $\alpha = 270^\circ$ 。

基于上文分析可知

$$\boldsymbol{r}_{S_{10}-u_3}(2) < 0 \tag{18}$$

设钩钳前端点 S_8 在动坐标系 u_5 下的初始位置矢径为 $\boldsymbol{r}_{S_8-u_5}$,其表达式分别为

$$\boldsymbol{r}_{S_8-u_5} = S_{8x}i_5 - S_{8z}k_5 \tag{19}$$

S_7 点、 S_9 点在动坐标系 u_4 下的初始位置矢径为

$\mathbf{r}_{S7-u4}$ 、 $\mathbf{r}_{S9-u4}$, 其表达式分别为

$$\mathbf{r}_{S7-u4} = S_{7x}\mathbf{i}_4 - S_{7y}\mathbf{j}_4 - S_{7z}\mathbf{k}_4 \quad (20)$$

$$\mathbf{r}_{S9-u4} = S_{9x}\mathbf{i}_4 - S_{9y}\mathbf{j}_4 - S_{9z}\mathbf{k}_4 \quad (21)$$

为了便于分析, 本研究将动坐标系 u_5 作为相对静坐标系进行分析, 借助坐标转换公式, 结合上文所建立的矢径表达式, S_7 点、 S_9 点在动坐标系 u_5 下的位置矢径分别为

$$\mathbf{r}_{S7-u5} = \mathbf{R}(\mathbf{j}_2, -\alpha_4)(\mathbf{r}_{S7-u4} + d_9\mathbf{i}_4 + d_{10}\mathbf{k}_4) \quad (22)$$

$$\mathbf{r}_{S9-u5} = \mathbf{R}(\mathbf{j}_2, -\alpha_4)(\mathbf{r}_{S9-u4} + d_9\mathbf{i}_4 + d_{10}\mathbf{k}_4) \quad (23)$$

夹绳点 S_0 在动坐标系 u_5 下的位置矢径为

$$\mathbf{r}_{S0-u5} = \mathbf{R}(\mathbf{j}_2, -\alpha_4)(\mathbf{r}_{S0-u4} + d_9\mathbf{i}_4 + d_{10}\mathbf{k}_4) \quad (24)$$

根据文献[1]可知, 在钳咬动作过程中, 打结钳嘴与钩钳按照以下运动时序动作

$$\alpha_4 = \begin{cases} 0 & (\alpha \in [0^\circ, 150^\circ]) \\ \frac{25(\alpha - 150)}{70} & (\alpha \in [150^\circ, 220^\circ]) \\ 25 & (\alpha \in [220^\circ, 330^\circ]) \\ 25 - \frac{25(\alpha - 330)}{30} & (\alpha \in [330^\circ, 360^\circ]) \end{cases} \quad (25)$$

设 E_2 点在动坐标系 u_5 下的坐标为 (E_{2x}, o, E_{2z}) , 已知 E_2 点、 S_0 点、 S_7 点始终处于一条直线上, 则可建立方程

$$\begin{aligned} &(\mathbf{r}_{S0-u5}(1, \alpha) - E_{2x}) / (E_{2x} - \mathbf{r}_{S7-u5}(1, \alpha)) = \\ &(\mathbf{r}_{S0-u5}(2, \alpha) - 0) / (0 - \mathbf{r}_{S7-u5}(2, \alpha)) = \\ &(\mathbf{r}_{S0-u5}(3, \alpha) - E_{2z}) / (E_{2z} - \mathbf{r}_{S7-u5}(3, \alpha)) \end{aligned} \quad (26)$$

由上述分析可知, 在动坐标系 u_5 下 $\mathbf{l}_{E_2O_5}$ 、 $\mathbf{l}_{E_2S_8}$ 、 $\mathbf{l}_{E_2S_9}$ 的矢量表达式为

$$\mathbf{l}_{E_2O_5} = E_{2x}\mathbf{i}_5 + E_{2y}\mathbf{j}_5 + E_{2z}\mathbf{k}_5 \quad (27)$$

$$\mathbf{l}_{E_2S_8} = (E_{2x} - S_{8x})\mathbf{i}_5 + E_{2y}\mathbf{j}_5 + (E_{2z} + S_{8z})\mathbf{k}_5 \quad (28)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{l}_{E_2S_9} = &(E_{2x} - \mathbf{r}_{S9-u5}(1, 1))\mathbf{i}_5 + \\ &(E_{2y} - \mathbf{r}_{S9-u5}(2, 1))\mathbf{j}_5 + (E_{2z} - \mathbf{r}_{S9-u5}(3, 1))\mathbf{k}_5 \end{aligned} \quad (29)$$

当 E_2 点进入 $\triangle O_5P_3P_4$ 内部时满足条件

$$\begin{aligned} \lambda_2 = &\gamma_1 + \gamma_2 + \gamma_3 = \\ &[\arccos(\mathbf{l}_{E_2O_5}\mathbf{l}_{E_2S_8} / (|\mathbf{l}_{E_2O_5}| |\mathbf{l}_{E_2S_8}|)) + \\ &\arccos(\mathbf{l}_{E_2S_8}\mathbf{l}_{E_2S_9} / (|\mathbf{l}_{E_2S_8}| |\mathbf{l}_{E_2S_9}|)) + \\ &\arccos(\mathbf{l}_{E_2S_9}\mathbf{l}_{E_2O_5} / (|\mathbf{l}_{E_2S_9}| |\mathbf{l}_{E_2O_5}|))] \times 180 / \pi = 360^\circ \end{aligned} \quad (30)$$

3 夹绳盘-打结嘴空间角度参数分析

3.1 送绳-搭绳动作分析

由前述分析可知, 打捆针与钩钳凸轮的最小距离 L 需大于 0。

基于逆向数据^[3]可知 $r_0 = 16$ mm, 打捆针的厚度 $D_0 = 20$ mm, $S_{1x} = 22$ mm, $S_{1y} = 39$ mm, $d_6 = 142$ mm, $r_1 = 30$ mm, $\beta_0 = 15^\circ$ 。

由式(4)可得 $\alpha_2 > 7^\circ$, 为了夹绳可靠, α_2 尽量取较小值, α_2 取 8° 。

送绳时捆绳需准确搭在打结钳嘴及夹绳槽中, 由式(5)可得参数 $d_5 = 54$ mm。

3.2 绕扣-钳咬动作分析

由前述分析可知, 参数 α_1 、 α_3 对夹绳-绕扣-钳咬动作起着直接影响。为了分析上述参数对绕扣钳咬动作的影响, 本文对比已有打结器结构, 选取与实际结构接近的参数通过试凑法进行分析判断。本文对参数 α_1 分别取 0° 、 10° 、 20° , 对参数 α_3 分别取 20° 、 25° 、 30° , 借助 Matlab 编程进行解析计算, 通过判断各参数对绕扣和钳咬动作的影响趋势, 寻求最佳的参数组合。

由公式(6)~(15)并结合图6可知, 当 $\lambda_1 = 360^\circ$ 时, E_1 点进入 $\triangle S_3S_4S_5$ 内部, 此时捆绳与打结嘴侧边凸台发生相交, 形成绕扣动作。由图6可知, 当且仅当 E_1 点从 $\triangle S_3S_4S_5$ 的 S_3S_4 边上进入 $\triangle S_3S_4S_5$ 内部时方可实现准确的绕扣动作, 因此通过分析当 $\lambda_1 = 360^\circ$ 时 E_1 点的坐标及前一刻 E_1 点的坐标变化情况, 可以判断 E_1 点是否从 $\triangle S_3S_4S_5$ 的 S_3S_4 边上进入 $\triangle S_3S_4S_5$ 内部, 从而佐证是否实现了准确的绕扣动作。

借助 Matlab, 结合所解析参数, 联立式(6)~(15)进行数值解析, 将参数 α_1 取 0° 、 10° 、 20° , α_3 取 20° 、 25° 、 30° 分别代入, 得出不同参数 α_1 、 α_3 组合下, 当 $\lambda_1 = 360^\circ$ 时 E_1 点的坐标及前一刻 E_1 点的坐标(如表1所示)。

已知点 S_3 的坐标为 $(0, 16, -12)$, 点 S_4 的坐标为 $(0, 8, -28)$, 由表1可知, 当参数 $\alpha_1 = 0^\circ$ 时, $\alpha_3 = 20^\circ$ 时, $\lambda_1 = 360^\circ$ 时前一刻 E_1 点坐标为 $(0, 15.7, -10.7)$, E_1 点在 j_4 轴的坐标为 15.7, 小于点 S_3 在 j_4 轴的坐标 16; E_1 点在 k_4 轴的坐标为 -10.7, 大于点 S_3 在 k_4 轴的坐标 -12, 由此可知, E_1 点由边 S_3S_5 进入 $\triangle S_3S_4S_5$ 内部, 此时不符合绕扣条件。

当 $\alpha_1 = 0^\circ$ 、 $\alpha_3 = 25^\circ$ 时, $\lambda_1 = 360^\circ$ 时前一刻 E_1 点坐标为 $(0, 12.1, -20.1)$, E_1 点在 j_4 轴的坐标为 12.1, 小于点 S_3 在 j_4 轴的坐标 16; E_1 点在 k_4 轴的坐标为 -20.1, 小于点 S_3 在 k_4 轴的坐标 -12, 由此可知, E_1 点由边 S_3S_4 进入 $\triangle S_3S_4S_5$ 内部, 此时符合绕扣条件。

当 $\alpha_1 = 0^\circ$ 、 $\alpha_3 = 30^\circ$ 时, $\lambda_1 = 360^\circ$ 时前一刻 E_1 点坐标为 $(0, 11, -22.2)$, E_1 点在 j_4 轴的坐标为 11, 小于点 S_3 在 j_4 轴的坐标 16; E_1 点在 k_4 轴的坐标为 -22.2, 小于点 S_3 在 k_4 轴的坐标 -12, 由此可知, E_1 点由边 S_3S_4 进入 $\triangle S_3S_4S_5$ 内部, 此时符合绕扣条件。

同理可知: 当参数 α_1 取 10° 时, $\alpha_3 = 20^\circ$ 时, E_1 点

由 S_3 点与 S_5 点连线上端进入 $\triangle S_3S_4S_5$ 内部,此时不符合绕扣条件; α_3 为 25° 、 30° 时, E_1 点由 S_3 点与 S_4 点连线右侧进入 $\triangle S_3S_4S_5$ 内部,此时符合绕扣条件。

当参数 α_1 取 20° 时, α_3 取 20° 、 25° 、 30° 时, E_1 点由 S_3 点与 S_4 点连线右侧进入 $\triangle S_3S_4S_5$ 内部,此时符合绕扣条件。

表 1 当 $\lambda_1=360^\circ$ 时 E_1 点的坐标变化
Tab.1 Coordinates change of E_1 point when λ_1 was 360°

$\alpha_1/(^\circ)$	$\alpha_3/(^\circ)$	$\lambda_1=360^\circ$ 时打结器 钳嘴转动角/ $(^\circ)$	$\lambda_1=360^\circ$ 时前一刻 E_1 点 坐标/mm	$\lambda_1=360^\circ$ 时 E_1 点 坐标/mm
0	20	12	(0,15.7,-10.7)	(0,15.1,-12.6)
	25	24	(0,12.1,-20.1)	(0,11.6,-20.4)
	30	29	(0,11.0,-22.2)	(0,10.6,-22.4)
10	20	19	(0,14.1,-10.7)	(0,13.5,-11.5)
	25	24	(0,13.2,-16.9)	(0,12.7,-17.4)
	30	27	(0,12.6,-19.4)	(0,12.1,-19.7)
20	20	25	(0,12.4,-12.5)	(0,12.0,-13.1)
	25	22	(0,15.4,-13.6)	(0,14.7,-14.3)
	30	29	(0,12.2,-18.5)	(0,11.7,-18.9)

图 8 为钳咬动作时夹绳与打结嘴运动关系图,在打结嘴转动过程中,为了避免干涉,钩钳的前端点 S_{10} 与夹绳盘端面之间的距离需大于 0。如图 8 所示,当打结嘴转动到 270° 时,钩钳前端点 S_{10} 距离夹绳盘端面最近。

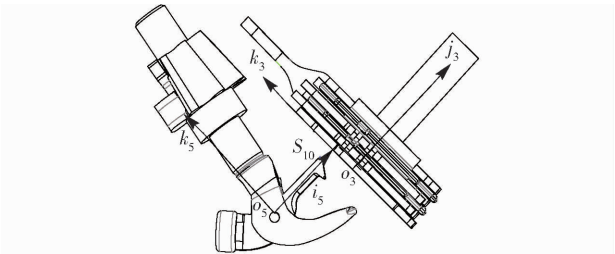


图 8 夹绳盘与打结嘴运动配合关系
Fig.8 Cooperating relationship of motion diagram
of rope-clipping and hook

将符合前述绕扣动作的参数 α_1 、 α_3 组合代入公式 (16) ~ (18) 进行数值解析,可得在上述参数组合下,钩钳前端点 S_{10} 在打结嘴转动到 270° 时,在动坐标系 u_3 下 j_3 轴方向的坐标值如表 2 所示。由表 2 可知,当参数 $\alpha_1=0^\circ$ 、 $\alpha_3=25^\circ$ 及 $\alpha_1=20^\circ$ 、 $\alpha_3=20^\circ$ 时,

$R_{S_{10}-u_3}(2)>0$,此时旋转钩钳与夹绳盘端面产生干涉,无法成结,该组参数不符合绕扣要求。通过上述分析可得,当 $\alpha_1=0^\circ$ 、 $\alpha_3=30^\circ$, $\alpha_1=10^\circ$ 、 $\alpha_3=25^\circ$, $\alpha_1=10^\circ$ 、 $\alpha_3=30^\circ$, $\alpha_1=20^\circ$ 、 $\alpha_3=25^\circ$, $\alpha_1=20^\circ$ 、 $\alpha_3=30^\circ$ 时,可以满足可靠的绕扣动作。

由图 7b 可知,当 E_2 点从边 S_8S_9 进入 $\triangle o_5S_8S_9$ 内部,即 λ_2 恒等于 360° 时,方能满足钳咬动作条件。结合已得参数,借助 Matlab,将前述符合绕扣动作的参数 α_1 、 α_3 组合代入式 (19) ~ (30) 进行数值解析,得出前述不同参数 α_1 、 α_3 组合下, λ_2 及 E_2 点坐标随打结嘴转动角度 α 的变化趋势(图 9)。

由图 9 可知,上述参数下均能实现钳咬动作。但是,当参数 $\alpha_1=10^\circ$ 、 α_3 为 25° 、 30° 时, E_2 点进入 $\triangle o_5S_8S_9$ 内部时恰好在 S_8S_9 连线中间位置,此时钳咬较为可靠。相比之下,当参数 $\alpha_3=25^\circ$ 时, λ_2 更早达到 360° ,说明钳咬动作更早实现,钳咬动作更为可靠。综上所述,参数 $\alpha_1=10^\circ$ 、 $\alpha_3=25^\circ$ 更加符合绕扣钳咬动作的需求。

4 试验验证

为验证所解析的夹绳盘-打结嘴空间角度参数的合理性,本文基于解析的参数值对机架的夹绳盘回转轴孔与打结嘴回转轴孔进行参数化设计并试制,其它重要参数均参考已有打捆机及打结器的数据^[3],以此消除其它参数的影响,进而来验证解析参数的准确性。

4.1 机架试制

如图 10 所示,机架毛胚件所选取的加工材料为球墨铸铁,其精加工借助五轴数控铣床完成(北京精雕集团,JDGR200_A10H),机架精加工时控制参

表 2 S_{10} 在动坐标系 u_3 下 j_3 轴坐标

Tab.2 Coordinates of S_{10} of j_3 axis under dynamic
coordinate system u_3

$\alpha_1/(^\circ)$	$\alpha_3/(^\circ)$	钩钳前端点 S_{10} 在动坐标 系 u_3 下 j_3 轴的坐标/mm
0	25	1.5
	30	-16.3
10	25	-1.7
	30	-20.2
20	20	4.0
	25	-3.9
	30	-22.4

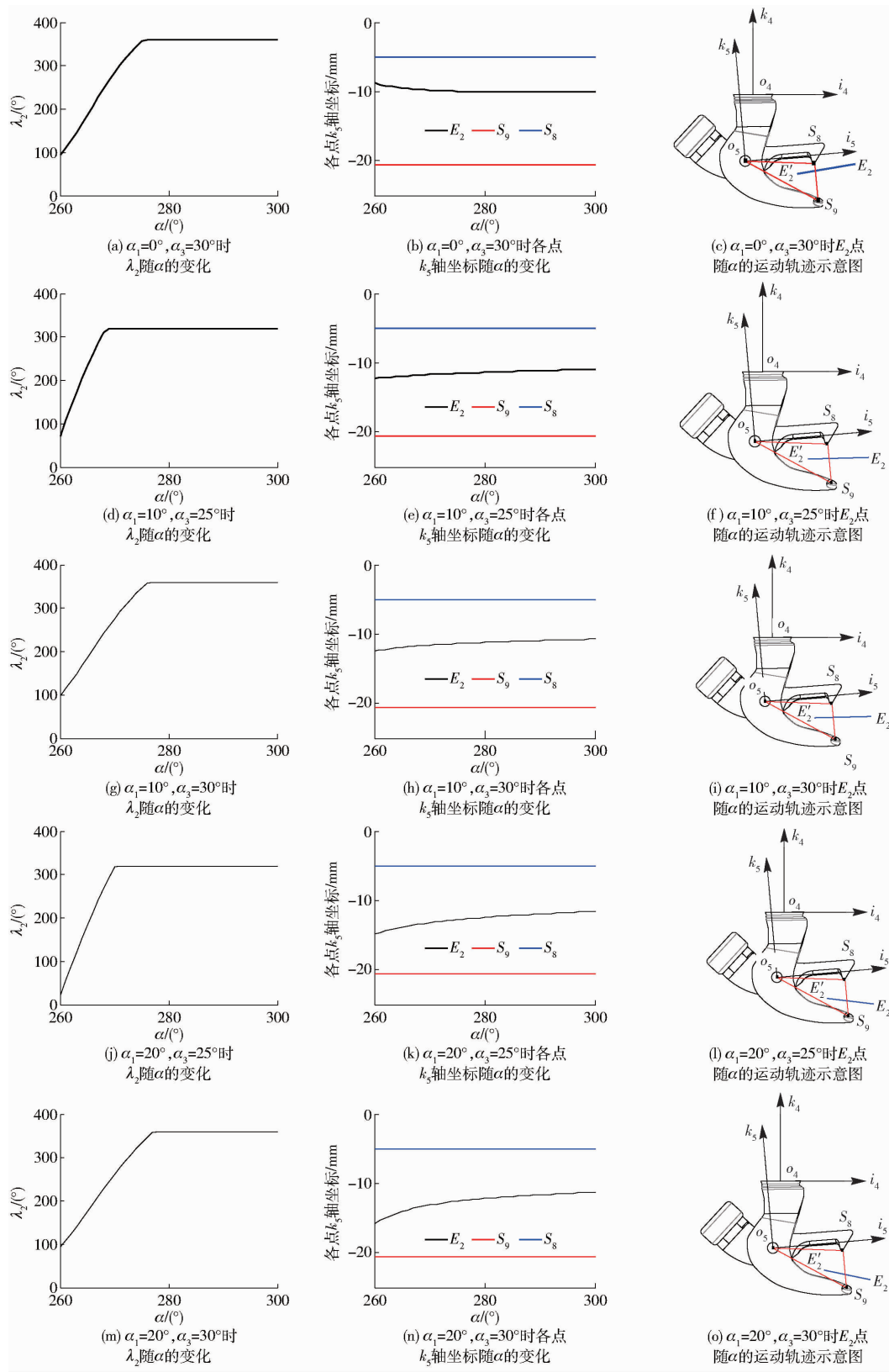


图 9 钳咬动作时各点坐标变化曲线

Fig. 9 Variation curves of coordinates about each point when rope was bitten

数 $\alpha_1 = 10^\circ$ 、 $\alpha_2 = 8^\circ$ 、 $\alpha_3 = 25^\circ$ 、 $d_5 = 54\text{ mm}$ ，其他重要工作面的位置尺寸参数则参考已有逆向数据。

4.2 空载打结试验

4.2.1 试验材料及方法

借助搭建的打结器性能试验台对装有试制机架

的打结器与进口打结器 (RS3770) 同时开展打结性能试验，以此来验证机架夹绳机构回转轴孔与绕扣钳咬机构回转轴孔之间空间角度参数匹配的合理性。捆绳选取直径 4 mm 聚丙烯捆绳 (安徽泉阳制绳厂)，设定主轴转速 15 r/min，通过人工牵引的方



图 10 机架加工过程

Fig. 10 Machining process of frame

式给捆绳施加预紧张力,人工控制离合器控制杆的提升,试验次数为 200 次。

成结率是衡量打结器工作性能的重要指标,成结率是指有效成结次数所占总打结器次数的百分比

$$S_h = (n_d - n_s) / n_d \times 100\% \quad (31)$$

式中 S_h ——成结率,% n_d ——总试验次数
 n_s ——不成结数

若成结率低于 90%,则认为该打结器不适用于打结作业^[12]。

4. 2. 2 试验结果及讨论

图 11 为打结试验时,捆绳在两打结器上的运动姿态。

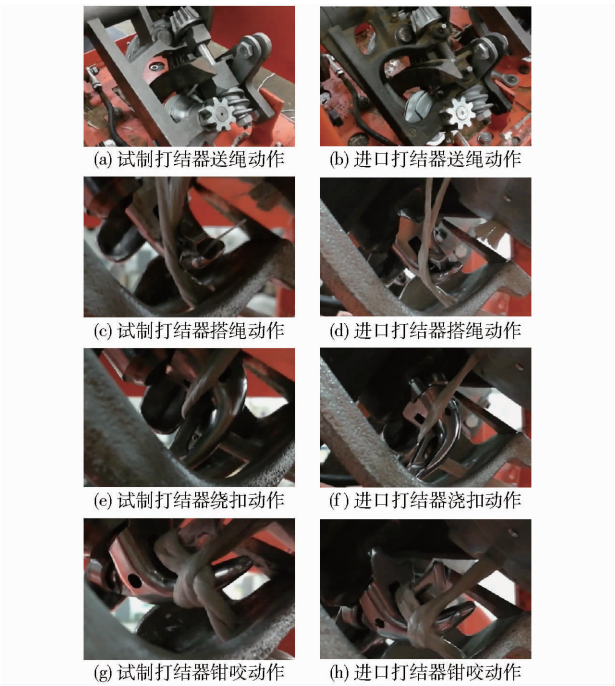


图 11 成结动作对比

Fig. 11 Comparison of knotting

由图 11 可知,通过将装有试制机架的打结器与进口打结器的送绳、搭绳、绕扣、钳咬动作进行对比分析,发现二者动作准确同步。由于两打结器的结构参数仅在 α_1 、 α_2 、 α_3 、 d_5 上存在区别,其它参数均相同,因此可以说明所解析的参数 α_1 、 α_2 、 α_3 、 d_5 配置合理,可以满足打结动作的需求。

图 12 为打结试验时,捆绳在两种打结器上所成绳结。通过对比装有试制机架的打结器与进口打结器的成结动作可以看出,捆绳在两个打结器上所成绳结结构基本一致。通过成结率考核指标可以得出,两种打结器的成结率均为 100%,试验表明本文所解析的参数 α_1 、 α_2 、 α_3 及 d_5 匹配合理,所构建的夹绳-绕扣钳咬机构运动学模型准确可靠,该模型可用于 D 型打结器的参数化设计。



图 12 打结试验

Fig. 12 Knotting test

1. 进口打结器所成绳结 2. 试制打结器所成绳结

5 结论

(1)借助微分几何理论,建立了夹绳盘-打结嘴的运动匹配关系模型,分析了夹绳盘回转轴孔中心线与打结嘴回转轴孔中心线的空间角度参数对送绳、搭绳、绕扣、钳咬动作的影响。

(2)基于逆向数据,借助 Matlab 对所构建数学模型进行了解析计算,得出当 $\alpha_1 = 10^\circ$ 、 $\alpha_2 = 8^\circ$ 、 $\alpha_3 = 25^\circ$ 、 $d_5 = 54\text{ mm}$ 时,夹绳盘与打结嘴可以实现可靠的送绳、搭绳、绕扣、钳咬动作。

(3)以解析值为设计参数对机架进行了参数化设计及试制,通过对比试验发现,试制机架可以满足夹绳盘与打结嘴的运动匹配关系,本文所构建的数学模型准确可靠,可用于指导 D 型打结器的参数化设计及制造。

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?flag=1&file_no=20151005&journal_id=jcsam. 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?flag=1&file_no=20141217&journal_id=jcsam. 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 knotter 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:Inner 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?flag=1&file_no=20150317&journal_id=jcsam. 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?flag=1&file_no=20150919&journal_id=jcsam. 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?flag=1&file_no=20160731&journal_id=jcsam. 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?flag=1&file_no=20120220&journal_id=jcsam. 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?flag=1&file_no=20150920&journal_id=jcsam. 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,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):97-102.
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 CSAE, 2010,26(5):97-102. (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,2015,37(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, 37(7):113-118. (in Chinese)
- 14 张安琪,陈龙健,董浩,等. D 型打结器割绳脱扣机构空间结构参数分析[J/OL]. 农业机械学报,2017,48(1):73-80. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170110&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.01.010.
ZHANG Anqi, CHEN Longjian, DONG Hao, et al. Spatial structure parameter analysis of rope cutting and releasing mechanism of D-knotter[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017,48(1):73-80. (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?flag=1&file_no=20131213&journal_id=jcsam. 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?flag=1&file_no=20160314&journal_id=jcsam. 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 MICHAEL J. Bale twine knotter with adjustable wiper: US,4351551[P]. 1982-09-28.
- 18 GENE A. Bale twine tensioner: US,5829346[P]. 1998-11-03.
- 19 MARC G, MARNIX J. Schoomheere. Twine force sensing apparatus for use on a rectangular baler: US,5437920[P].1994-09-20.
- 20 JOHN D. Twine cutting knife for square baler apparatus: US,0180967(A1)[P].2007-08-09.