

文章编号: 1673-3851 (2015) 03-0356-04

折入边装置钩针驱动机构的分析与优化

李小明¹, 周香琴¹, 周巧燕²

(1. 浙江理工大学现代纺织装备重点实验室, 杭州 310018; 2. 万利纺织机械研究院, 杭州 311243)

摘要: 以一款常规的共轭凸轮驱动式折入边装置为研究对象,运用 Pro/E 软件对其中的钩针驱动机构进行运动学分析,获取钩针的运动规律,并通过分析机构存在的缺陷,提出一种新的机构构型,并进行机构的自由度验证、凸轮廓线的设计验证。结果表明:优化机构可以代替原始机构,并通过减少机构运动副数量、简化零件间的连接结构,提高了整个机构的运动精度,降低了零件的加工难度。同时提出了一种运用 Pro/E 运动分析模块设计凸轮廓线的方法。

关键词: 折入边装置; Pro/E; 钩针驱动机构; 运动学分析; 机构优化设计; 织机

中图分类号: TS103.138 **文献标志码:** A

0 引言

折入边装置是织机上重要的辅助设备,其作用是利用细小的钩针将纬纱头织入织口,以形成整齐光边布^[1]。折入边装置有机械式和喷气式两种,目前市场上,机械式的共轭凸轮折入边装置占有主导地位。共轭凸轮式折入边装置的钩针驱动机构以两对共轭凸轮分别驱动,完成钩针的转动和移动动作,钩针钩线时所能到达位置的重复精度,将直接影响织物的质量^[2-4]。然而该类装置在实际的运行过程中,由于部分零件加工难度大、误差难以控制,致使机构中运动副存在一定的间隙,在高速运行或变速织造过程中,钩针的位置重复精度不够理想,很容易造成钩线失误。

本文分析了折入边装置钩针驱动机构中存在的缺陷,提出一种优化的机构构型,对原始机构进行运动学分析,对优化前后两种机构进行自由度对比分析,在保证钩针运动规律不变的情况下,完成优化后机构的共轭凸轮廓线设计。设计凸轮廓线方法很多,许多学者都提出了自己的设计方法,如:姚正江等^[5]将小波阈值法去噪应用于凸轮反求设计;王卫东^[6]则采用逆向设计的思维进行凸轮廓线的设计,并借助软件进行曲线和曲面的优化。针对凸轮的设

计,本文采用基于 Pro/E 的机构分析模块来反求设计共轭凸轮廓线的方法。

1 钩针驱动机构介绍

1.1 机构工作原理

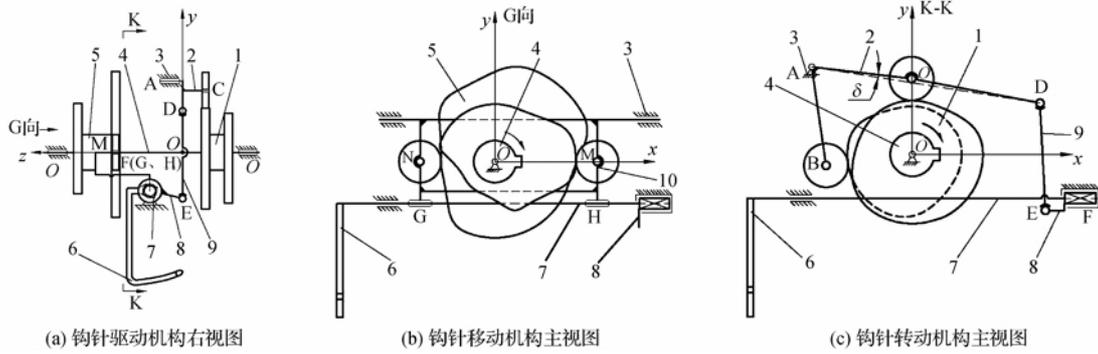
图 1 为国内某型号的折入边装置钩针驱动机构简图。固连在主轴 4 上的钩针转动共轭凸轮 1 绕着主轴中心轴线 OO 作圆周运动,通过滚子 B、C 带动摆臂 2 绕转动中心 A 摆动,通过由摆臂 2、杆端关节轴承 9、滑动转套 8、箱体 3 组成的 RSSR 机构带动滑动转套 8 与钩针杆 7 绕其转动轴线同步转动,滑动转套 8 与钩针杆 7 之间组成滑动副;同时,固连在主轴 4 上的钩针伸缩共轭凸轮 5 绕主轴中心轴线 OO 作圆周运动,通过由钩针伸缩共轭凸轮 5、钩针伸缩杆滑座 10、滚子 M 和 N、钩针杆 7 及箱体 3 组成的对心直动滚子从动件盘形凸轮机构,实现钩针杆 7 的伸缩运动。钩针杆 7 带动与之固连的钩针 6 一边转动,一边移动,完成织造过程中的钩线动作。为了便于分析计算,以主轴轴线与摆臂运动平面的交点作为原点 O ,平行钩针杆轴线,朝向钩针杆尾部方向为 x 轴的正向,建立一个三维坐标系 $Oxyz$ (见图 1)。

收稿日期: 2014-08-20

基金项目: 浙江省重大科技专项计划项目(2013C01027)

作者简介: 李小明(1989-),男,浙江杭州人,硕士研究生,主要从事织机机构学方面的研究。

通信作者: 周香琴, E-mail: 2638199096@qq.com



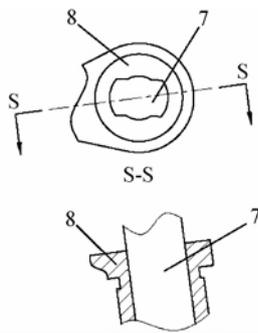
1. 钩针转动共轭凸轮;2. 摆臂;3. 箱体;4. 主轴;5. 钩针伸缩共轭凸轮;6. 钩针;7. 钩针杆;8. 滑动转套;9. 杆端关节轴承;10. 钩针伸缩杆滑座

图 1 某型号折入边装置钩针驱动机构

1.2 机构缺陷

1.2.1 加工难度

滑动转套 8 和钩针杆 7 通过异形孔配合形成滑动副 F,如图 2 所示,异形孔一般采用线切割加工,加工的尺寸精度和表面粗糙度不太可能达到很高。



7. 钩针杆;8. 滑动转套

图 2 异形孔配合形成滑动副 F 的结构

1.2.2 滑动副间隙对钩针运动规律影响

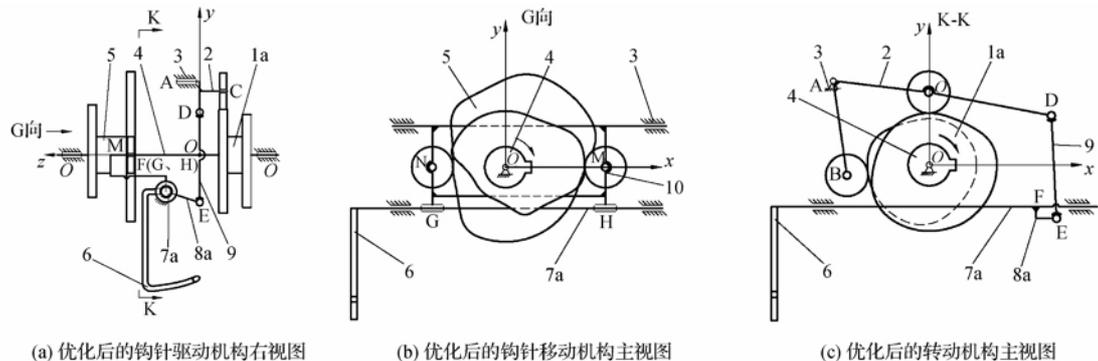
由于异形孔的加工精度相对较难控制,高速运行后,滑动副容易出现磨损。实际生产中发现,异形孔处的运动副间隙对钩针转动的位置精度影响较大,经实际测试发现,若异形孔处存在间隙 0.1 mm,钩针末端的位置误差可达 1 mm 左右。而工程上的技术要求钩针钩线时,钩针末端的位置误差允

许在 0.5 mm 之内。因此滑动副 F 的间隙是工程上的重点控制内容,一方面提高滑动转套 8、钩针杆 7 的配合面尺寸精度,尽可能减小间隙;另一方面需要保证两零件的配合面硬度,粗糙度达到规定值,尽量减少机构运行后的磨损。随着织机运行速度的提高,折入边装置中滑动副 F 的配合精度要求也在提高,目前的结构缺陷使折入边装置的运行速度有一定的限制。

2 机构优化与分析

2.1 机构构型优化

根据原始机构存在的缺陷,考虑在不改变杆端关节轴承、摆臂等主要尺寸的情况下,改变滑动转套、箱体及钩针杆的连接关系,使转套直接与钩针杆固连,钩针杆直接与箱体形成圆柱副,机构简图如图 3 所示。其中新转套 8a 代替了原机构的滑动转套 8,新钩针杆 7a 代替了原机构中的钩针杆 7,钩针的伸缩运动仍由钩针伸缩共轭凸轮 5 控制,而钩针的转动由钩针伸缩共轭凸轮 5 和新钩针转动共轭凸轮 1a 共同控制。优化机构采用圆柱副配合,较之原始机构的异形孔滑动副,加工更加简单,运动副间隙误差容易控制;同时取消了滑动副 F,减少了钩针运动传动链中的运动副数量,对提高钩针运动精度有益。



(a) 优化后的钩针驱动机构右视图

(b) 优化后的钩针移动机构主视图

(c) 优化后的转动机构主视图

1a. 新钩针转动共轭凸轮;2. 摆臂;3. 箱体;4. 主轴;5. 钩针伸缩共轭凸轮;6. 钩针;7a. 新钩针杆;8a. 新转套;9. 杆端关节轴承;10. 钩针伸缩杆滑座

图 3 优化后钩针驱动机构

2.2 机构的自由度分析

本文采用空间多封闭机构的自由度计算方法^[7]进行计算,并将优化机构与原始机构的自由度进行了对比,结果如下:

a) 根据图 1 可以得出,原始机构由一个空间封闭形以及两个平面封闭形组成,带入公式得:

$$F=1 \times 6 + 2 \times 2 + 3 \times 2 - 3 \times 2 - 6 \times 1 - 3 = 1.$$

b) 根据图 3 可以得出,优化机构由一个空间封闭形以及两个平面封闭形组成,带入公式得:

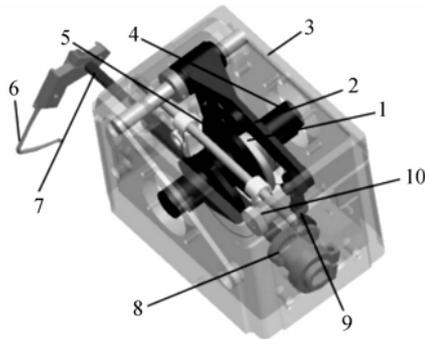
$$F=1 \times 5 + 2 \times 3 + 3 \times 2 - 3 \times 2 - 6 \times 1 - 3 - 1 = 1.$$

所以,机构构型优化前后机构自由度保持不变,满足装置运行要求。

3 基于 Pro/E 反求凸轮廓线

3.1 原始机构建模与分析

根据装置二维图纸,在 Pro/E 环境下建立机构的分析模型,如图 4 所示。



1. 钩针转动共轭凸轮; 2. 摆臂; 3. 箱体; 4. 主轴
5. 钩针伸缩共轭凸轮; 6. 钩针; 7. 钩针杆
8. 滑动转套; 9. 杆端关节轴承; 10. 钩针伸缩杆滑座

图 4 钩针驱动机构三维建模

在主轴 4 的轴线处建立伺服电机,利用 Pro/E 软件的机构分析模块对机构进行位置分析,得出钩针的运动规律曲线,如图 5 所示。

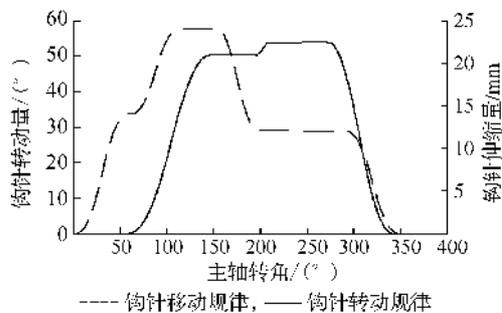


图 5 钩针运动规律曲线

3.2 伺服电机设置

本文采用 3.1 节中 Pro/E 仿真分析得到的钩针运动规律数据作为反求新共轭凸轮廓线的原始数

据,利用 Pro/E 机构分析模块在钩针杆中心位置,分别以图 5 所示的钩针转动规律数据和图 6 所示的钩针移动规律数据为输出特性,设置一个钩针转动伺服电机和一个钩针移动伺服电机,初始位置为主轴键槽朝向钩针杆尾部,且键槽中心对称线处于 x 轴上的位置,并在主轴转动中心处设置与前两个电机同周期的匀速伺服电机,为后续凸轮廓线反求做准备。

3.3 求解凸轮廓线

在三维模型中,以主轴 4 轴线与摆臂 2 运动平面的交点作为原点 O ,过键槽中心线,以键槽朝向作为 x_1 轴的正向,建立固连在主轴 4 上的坐标系 $Ox_1y_1z_1$ (即随着主轴转动),并以坐标系 $Ox_1y_1z_1$ 为参考坐标系,在完成相关伺服电机的参数设置后,运行 Pro/E 的机构分析模块,机构运行一个周期,对分析测量进行定义如表 1 所示,导出的廓线坐标 (x, y) 即为新钩针转动共轭凸轮主凸轮的廓线坐标。

表 1 坐标测量定义

参数	定义
名称	x 坐标(y 坐标)
分析类型	位置
点或运动轴	凸轮摆臂滚子中心点(如图 1 中 C 处)
坐标系	固连在转轴上的坐标系 $Ox_1y_1z_1$
分量设置	x 分量(y 分量)

3.4 求实际廓线

将导出的优化机构凸轮理论廓线坐标 (x, y) ,转化为极坐标形式 (r'_c, θ'_c) ,根据转换得到的极坐标和滚子半径 r_0 ,基于坐标系 $Oxyz$,可求得新钩针伸缩共轭凸轮主凸轮的廓线坐标 (r', θ') ,如图 6 所示:

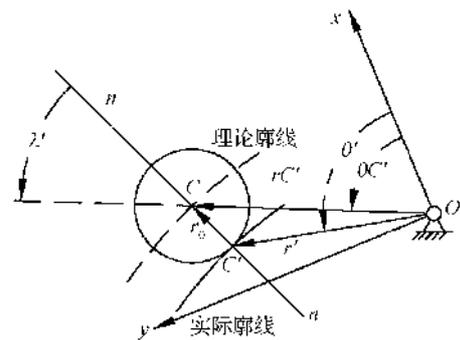


图 6 根据理论廓线求实际廓线

根据图 6 所示的理论廓线和实际廓线之间的关系,建立矢量方程:

$$OC' + C'C = OC \tag{1}$$

将矢量方程(1)分别向 x 轴和 y 轴上投影,可得:

$$\begin{cases} r' \cdot \cos\theta' + r_0 \cdot \cos(\theta_c' - \lambda') = r_c' \cdot \cos\theta_c' \\ r' \cdot \sin\theta' + r_0 \cdot \sin(\theta_c' - \lambda') = r_c' \cdot \sin\theta_c' \end{cases} \tag{2}$$

求解式(2)得矢量 OC' 的向径和向径角分别为:

$$\theta' = \arctan \frac{r_c' \cdot \sin \theta_c' - r_0 \cdot \sin(\theta_c' - \lambda')}{r_c' \cdot \cos \theta_c' - r_0 \cdot \cos(\theta_c' - \lambda')},$$

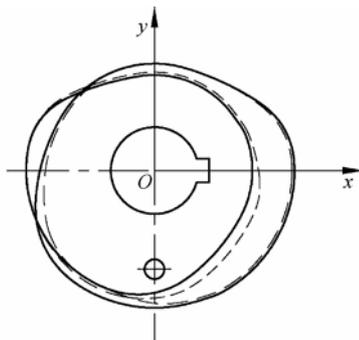
$$r' = \sqrt{r_c'^2 + r_0^2 - 2r_c r_0 \cos \lambda'}.$$

其中 $\lambda' = \arctan \frac{dr_c}{r_c \cdot d\theta_c}$ 。

由于求得的凸轮廓线 (r'_c, θ'_c) 是一系列离散的点, 可以通过三次样条函数拟合求出 $dr'_c/d\theta'_c$, 若 (r'_c, θ'_c) 的离散点数很多, 也可用 $\Delta r'_c/\Delta \theta'_c$, 从而求出 λ' , 而求得的 (r'_c, θ'_c) 即为所求新共轭凸轮主凸轮实际廓线的坐标值。同理, 可计算得出新共轭凸轮副凸轮实际廓线的坐标值。

3.5 凸轮廓线对比

图 7 为新老钩针转动共轭凸轮对比图, 两者廓线有一定差别, 但大小适中, 曲线光滑, 适合加工生产; 另外, 对优化设计后的钩针驱动机构进行运动仿真和干涉检查, 结果证实机构运行过程中无干涉现象, 运动规律符合设计要求。



—原始机构共轭凸轮廓线, - - 优化机构共轭凸轮廓线

图 7 钩针转动共轭凸轮廓线对比

4 结 语

本文以某一款常规折入边装置钩针驱动机构为研究对象, 根据机构存在的缺陷, 提出了一种优化的机构构型, 在保证钩针运动规律不变的情况下, 降低了部分零件的加工难度, 减少了运动副数量, 简化了零件间的连接结构, 提高了机构运行的可靠性; 同时, 探索了一套运用 Pro/E 机构分析功能, 进行共轭凸轮廓线设计的方法, 为凸轮机构设计轮廓曲线提供了一种简单快捷的方法。经过分析, 优化机构与原始机构拥有相同自由度和钩针运动规律, 且优化机构不存在干涉现象, 可替代原始机构, 用于生产。

参考文献:

- [1] 龚月锋, 李 新. 围巾织物用折入边装置时边撑的设计和试用[J]. 江苏纺织, 2013(9): 54-56.
- [2] 汪建明, 龚月锋, 陆中华. 折入边装置: 中国, ZL03277443. 5[P]. 2003-08-04.
- [3] 龚月锋, 张国柱. 折入边装置应用于特种织物的实践分析[J]. 江苏纺织, 2006(6): 25-28.
- [4] 郭荣波. 剑杆织机折入边装置的工艺设计及生产[J]. 棉纺织技术, 1992, 20(5): 46-48.
- [5] 姚正江, 杨玉萍. 小波阈值法去噪在凸轮廓线反求中的应用[J]. 现代制造工程, 2012(7): 95-98.
- [6] 王卫东. 纺织机械共轭凸轮反求设计研究[J]. 制造业自动化, 2012, 34(12): 151-153.
- [7] 张启先. 空间机构的分析与综合: 上册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1984: 56-60.

Analysis and Optimization of Crochet Hook Driving Mechanism in Tuck-in Selvedge Device

LI Xiao-ming¹, ZHOU Xiang-qin¹, ZHOU Qiao-yan²

- (1. Zhejiang Key Laboratory of Textile Equipment, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China;
2. Wanli Textile Machinery Research Institute, Hangzhou 311243, China)

Abstract: This paper takes conventional tuck-in selvedge device with conjugate cam driving as the object of study. Pro/E software was applied for kinematics analysis of crochet hook driving mechanism to gain motion law of crochet hook. Besides, a new mechanism was proposed through analysis of defects of the mechanism. Meanwhile, freedom degree verification and design verification of contour line of cam contour were carried out. The results indicate that the optimized mechanism can replace original mechanism. Besides, reduction of the quantity of mechanism motions and simplification of connecting structures of parts can improve motion accuracy and decrease parts machining difficulty. Moreover, this paper proposes a method of designing cam profile by use of the Pro/E analysis module.

Key words: tuck-in selvedge device; Pro/E; crochet hook driving mechanism; kinematic analysis; mechanism optimization design; looms

(责任编辑: 康 锋)