

高速递纸牙边界条件的优化设计与研究

段纯¹, 王勇²

(1. 安徽新闻出版职业技术学院, 合肥 230601; 2. 合肥工业大学, 合肥 230002)

摘要: 通过建立递纸牙数学模型, 分析了高速递纸牙的边界条件要求。以七次多项式设计为例, 修改了高速递纸牙原设计的边界条件。计算结果表明, 对机构运动参数的优化作用显著。通过模拟仿真进行了实验验证, 结果表明, 边界条件对递纸机构稳定性和速度会产生影响。

关键词: 递纸牙; 七次多项式; 高速; 边界条件

中图分类号: TS803 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2012)09-0090-06

Optimization Design and Research on Boundary Conditions of High-speed Transfer Gripper

DUAN Chun¹, WANG Yong²

(1. Anhui Vocational College of Press and Publishing, Hefei 230601, China; 2. Hefei University of Technology, Hefei 230002, China)

Abstract: Mathematical model of paper transfer gripper was established and the boundary conditions of high-speed paper transfer gripper were analyzed. The boundary conditions of the original design of high-speed paper transfer gripper were modified with an example of seven order polynomial design. Calculation results showed that the optimization effect of motion parameters is remarkable. Simulation was carried out for verification. The simulation result showed that modification of the boundary conditions can affect stability and speed of paper transfer gripper.

Key words: gripper; seven order polynomial; high speed; boundary condition

高速胶印机递纸牙机构是印刷机的核心部件, 它是纸张从输纸机构进入到印刷机构的中间传递部件, 它工作的稳定性对整机的印刷速度和套准精度有直接的影响, 这也是国内外印刷设备设计制造的核心技术。高速递纸机构以下摆式为主^[1], 机构运转的稳定性由递纸牙凸轮的轮廓曲线决定, 凸轮轮廓曲线可根据递纸牙的运动规律逆向求解得到。根据递纸机构的运动条件和低载高速的特性^[2], 主要采用多项式的运动规律进行设计。

1 递纸牙运动规律数学模型

递纸牙机构的结构见图 1, 递纸牙凸轮安装在压印滚筒轴上, 它的转速和压印滚筒相同, 递纸牙作绕

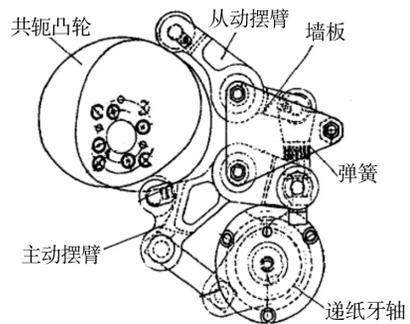


图 1 下摆式递纸牙机构

Fig. 1 Paper transfer gripper with swing below

递纸牙轴的往复摆动。根据文献[3]中的数学模型建立方法, 以凸轮转角为时间当量, 得到下摆式递纸牙的多项式联解方程:

收稿日期: 2012-02-28

基金项目: 安徽省自然科学基金项目(KJ2011Z160)

作者简介: 段纯(1979—), 男, 江西人, 硕士, 安徽新闻出版职业技术学院讲师, 主要从事包装印刷设备方向的教学与研究。

$$\begin{cases} s=c_0+c_1\theta+c_2\theta^2+c_3\theta^3+\dots+c_{k-1}\theta^{k-1}+c_k\theta^k \\ \omega=c_1\omega_0+2c_2\theta\omega_0+3c_3\theta^2\omega_0+\dots+(k-1)c_{k-1}\theta^{k-2}\omega_0+k c_k\theta^{k-1}\omega_0 \\ \alpha=2c_2\omega_0^2+6c_3\theta\omega_0^2+\dots+(k-1)(k-2)c_{k-1}\theta^{k-3}\omega_0^2+k(k-1)c_k\theta^{k-2}\omega_0^2 \\ j=6c_3\omega_0^3+\dots+(k-1)(k-2)(k-3)c_{k-1}\theta^{k-4}\omega_0^3+k(k-1)(k-2)c_k\theta^{k-3}\omega_0^3 \end{cases} \quad (1)$$

式中： s, ω, α 和 j 分别为递纸牙在某时间段上的角位移、角速度、角加速度和跃度； ω_0 为滚筒转速； θ 为凸轮转角， $\theta=\omega_0 t$ ； $c_k (k=0, 1, 2 \dots n)$ 为待求系数。

递纸牙运动规律由多段曲线拼接而成，设任意一段曲线起点位置的角位移、角速度、角加速度和跃度

的值为 s_b, ω_b, α_b 和 j_b ，对应终点位置的值为 s_e, ω_e, α_e 和 j_e 。以上参数在设计过程中根据输纸机的工作角度、印刷机第 1 机组的滚筒转角确定，为已知量。将式(1)转换后可得 7 次多项式的参数(c_k)求解表达式：

$$\begin{bmatrix} c_0 \\ c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \\ c_5 \\ c_6 \\ c_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \theta_b & \theta_b^2 & \theta_b^3 & \theta_b^4 & \theta_b^5 & \theta_b^6 & \theta_b^7 \\ 0 & 1 & 2\theta_b & 3\theta_b^2 & 4\theta_b^3 & 5\theta_b^4 & 6\theta_b^5 & 7\theta_b^6 \\ 0 & 0 & 2 & 6\theta_b & 12\theta_b^2 & 20\theta_b^3 & 30\theta_b^4 & 42\theta_b^5 \\ 0 & 0 & 0 & 6 & 24\theta_b & 60\theta_b^2 & 120\theta_b^3 & 210\theta_b^4 \\ 1 & \theta_e & \theta_e^2 & \theta_e^3 & \theta_e^4 & \theta_e^5 & \theta_e^6 & \theta_e^7 \\ 0 & 1 & 2\theta_e & 3\theta_e^2 & 4\theta_e^3 & 5\theta_e^4 & 6\theta_e^5 & 7\theta_e^6 \\ 0 & 0 & 2 & 6\theta_e & 12\theta_e^2 & 20\theta_e^3 & 30\theta_e^4 & 42\theta_e^5 \\ 0 & 0 & 0 & 6 & 24\theta_e & 60\theta_e^2 & 120\theta_e^3 & 210\theta_e^4 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} s_b \\ \omega_b/\omega_0 \\ \alpha_b/\omega_0^2 \\ j_b/\omega_0^3 \\ s_e \\ \omega_e/\omega_0 \\ \alpha_e/\omega_0^2 \\ j_e/\omega_0^3 \end{bmatrix} \quad (2)$$

2 边界条件分析

递纸牙在运动过程中由多个不同角速度阶段拼接组成，拼接曲线见图 2。在选择拼接点的位置时主

但是对凸轮高速运动过程的动平衡有较高要求；8 阶段设计方法拼接数量多，各衔接点的加速度、跃度等参数的极值突变大，但是对称性好。文中以 8 阶段设计方法为对象进行研究。

第 1 阶段($0 \leq \theta \leq \theta_1$)为递纸牙叼纸加速阶段，纸张从静止状态加速到印刷机运转速度；第 2 阶段($\theta_1 \leq \theta \leq \theta_2$)为纸张匀速交接阶段，递纸牙与滚筒叼纸牙的线速度相同；第 3 阶段($\theta_2 \leq \theta \leq \theta_3$)为递纸牙凸轮升程阶段，递纸牙减速运动到远休止点；第 4 阶段($\theta_3 \leq \theta \leq \theta_4$)为远休止阶段，递纸牙静止等待纸张通过；第 5 阶段到第 8 阶段为递纸牙回程阶段，递纸牙的运动与前面各阶段对应。

第 1 阶段和第 2 阶段受输纸机构和印刷滚筒转动角度的限制，不能随意改动。第 3 阶段中，递纸牙不再进行纸张交接，它的工作时间一般在 $55^\circ \sim 65^\circ$ ；第 4 阶段递纸牙停在远休止点，控制要点为不与纸张尾部相蹭，工作时间一般在 $0^\circ \sim 60^\circ$ 。第 5 阶段到第 7 阶段与第 3 阶段到第 1 阶段对称分布。第 8 阶段为静止等待阶段，它的时间越长纸张的稳定性越好，工作时间应达到 $20^\circ \sim 40^\circ$ 。在印刷机递纸机构的二次开发中，在不改变第 1 阶段和第 2 阶段的情况下，改变其他阶段的衔接点会改变机构运动参数的极值。要提高机构的最高设计速度和运动参数可以通过优化各阶段衔接点来实现。

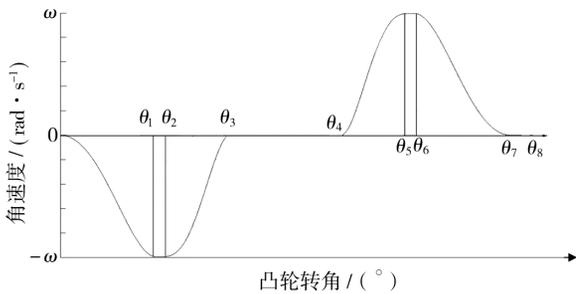


图 2 递纸牙角速度运动曲线
Fig. 2 Motion curve of angular velocity of paper transfer gripper

要考虑与输纸机构和印刷滚筒转动角度的匹配性，在不影响二者的前提下改变曲线的拼接点可以提升凸轮运动的平稳性和运转速度。

递纸牙的角速度拼接过程有 6 阶段^[4]和 8 阶段 2 种设计方法：6 阶段设计是将递纸牙的回程阶段作为一个整体过程进行设计，8 阶段设计是将递纸牙的全运动过程分为对称的 4 个阶段。这 2 种设计方法各有优势，在 6 阶段的设计中，减少了曲线的拼接数量，

3 实例计算分析

3.1 已知参数

一台 YP4A1A 印刷机递纸机构的设计参数:设计速度为 13 000 张/h,传纸滚筒半径(R_0)为 149.4 mm,递纸牙摆臂的长度(R)为 172.38 mm,递纸牙最大摆动角度为 60° 。

递纸牙在第 2 阶段的等速交接过程中,递纸牙的与传纸滚筒的线速度相同,它们满足: $\omega_K \cdot R = \omega_0 \cdot R_0$ 的关系,由此可求出递纸牙在第 2 阶段的角速度为 18.164 rad/s。

该印刷机递纸机构采用了七次多项式拼接设计,各阶段的边界条件见表 1。

表 1 各阶段边界条件

Tab. 1 Each phase of boundary conditions

| θ_b | S_b | ω_b | α_b | j_b | θ_c | S_c | ω_c | α_c | j_c |
|----------------|----------------|------------|------------|------------|----------------|----------------|------------|------------|------------|
| / ($^\circ$) | / ($^\circ$) | / s^{-1} | / s^{-2} | / s^{-3} | / ($^\circ$) | / ($^\circ$) | / s^{-1} | / s^{-2} | / s^{-3} |
| 0 | 80 | 0 | 0 | 0 | 72 | 51 | ω_K | 0 | 0 |
| 72 | 51 | ω_K | 0 | 0 | 78 | 46 | ω_K | 0 | 0 |
| 78 | 46 | ω_K | 0 | 0 | 128 | 20 | 0 | 0 | 0 |
| 128 | 20 | 0 | 0 | 0 | 212 | 20 | 0 | 0 | 0 |
| 212 | 20 | 0 | 0 | 0 | 262 | 46 | ω_K | 0 | 0 |
| 262 | 46 | ω_K | 0 | 0 | 268 | 51 | ω_K | 0 | 0 |
| 268 | 51 | ω_K | 0 | 0 | 340 | 80 | 0 | 0 | 0 |
| 340 | 80 | 0 | 0 | 0 | 360 | 80 | 0 | 0 | 0 |

3.2 原设计分析

根据原有的 7 次多项式设计,将各参数带入式(2)进行求解后,可以得到递纸牙的角位移、角速度、角加速度和跃度曲线(见图 3)。

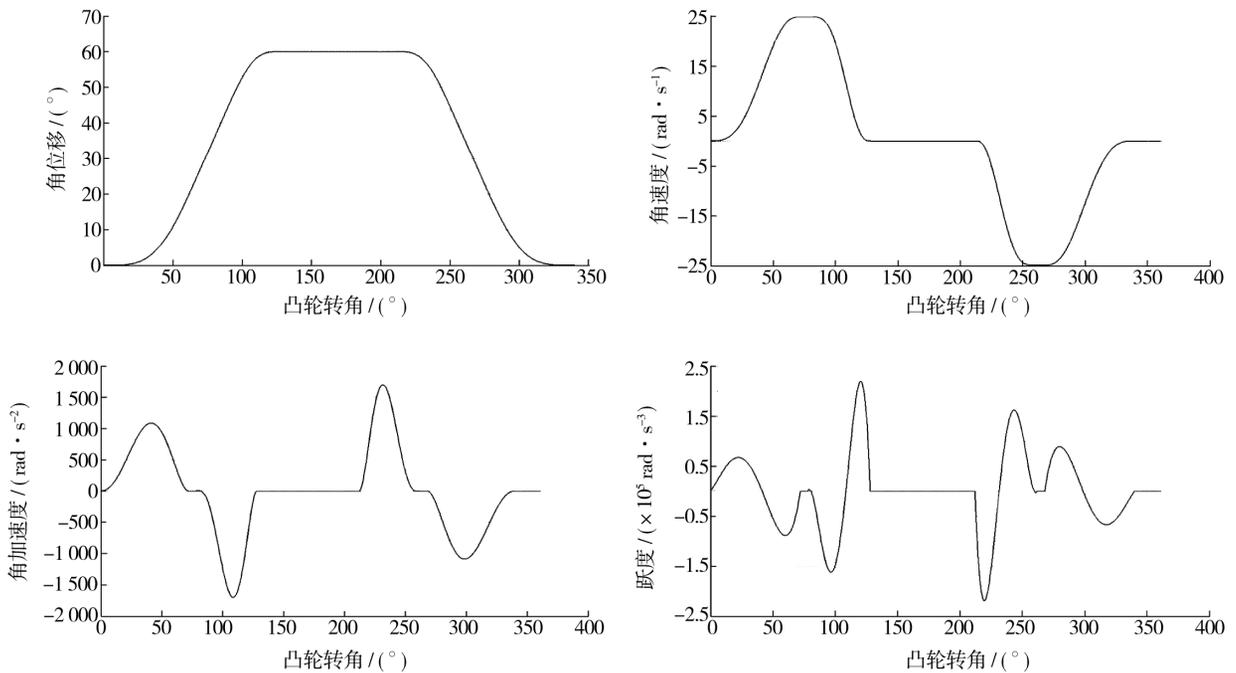


图 3 递纸牙原设计中的各参数曲线

Fig. 3 Parametric curves of original design of the transfer gripper

在图 3 中,递纸牙的角位移、角速度曲线平滑,角加速度曲线连续。但是在跃度曲线图中,峰值明显增加,并且在凸轮转角为 78° 和 260° 位置附近出现了不应有的拐点,说明递纸牙在该角度附近的角加速度变化率有突变。虽然这 2 个时间点并不在纸张的交接位置,但是拐点在高速下引起的振动会对纸张传递过程中的精度产生较大的影响。在研究过程中发现,曲线峰值和拐点会随着机构运动速度的递增被放大。

图 4 为印刷机速度从 10 000 张/h 为基础,以每次增加 1 000 张/h 的规律递增到 16 000 张/h 情况下的角加速度和跃度变化曲线。

从图 4 中的曲线可以看出,递纸牙角加速度极值和跃度极值随速度的增加快速增大。从跃度变化曲线中可以看出,递纸牙在高速运动状态下的加速度变化率出现了拐点(超调现象),这与实际工作中机器只能稳定在 10 000 张/h 的高速运动情况一致。凸轮机

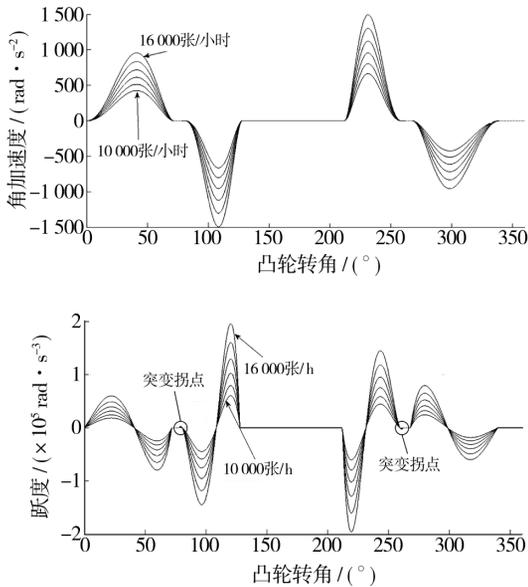


图4 变速条件下的递纸牙参数变化曲线

Fig. 4 Parameters changing curves of the transfer gripper under variable speed condition

构从动件的运动规律,特别是高速凸轮机构,它需要满足在全行程(包括起始和终止位置)内保证位移无突变,并尽量保证速度、加速度无突变,这也是评价运动规律特性优劣的重要条件^[5]。

递纸牙是递纸机构的从动件,它的加速度值越大就会使整个系统的运动惯性和凸轮机构接触应力越大,使凸轮的磨损加剧。跃度是表示从动件系统惯性力变化率的参数,减小跃度值的最大峰值有利于提高系统的平稳性,降低机构的振动。要提高递纸机构的稳定运行速度首先要消除各突变拐点,同时降低各尖点的极值。出现超调现象的原因是在规定的时间内强制保持3个参数连续。理论计算表明,适当调整所用的时间,可将超调量降到最小,如果相关参数选得比较合适,则可以使这个超调量降到零^[6]。递纸牙加速度和跃度的极值主要出现在拼接曲线的衔接点位置,如果改变递纸牙第3至第8阶段的结合位置,可以改变递纸牙在各阶段的工作时间,这种方法可以修正跃度曲线中出现的超调现象并降低尖点的极值。

3.3 边界条件优化

根据边界条件分析中的各阶段工作时间要求对递纸牙拼接曲线进行调整,在 Matlab 软件中编程得到了各参数的曲线束,通过理论计算的数据比对,找到递纸牙最优的工作时间,见表2。

表2 优化后的递纸牙工作时间表

Tab. 2 Transfer gripper work schedule after optimization

| θ_b / (°) | S_b / (°) | ω_b / s ⁻¹ | α_b / s ⁻² | j_b / s ⁻³ | θ_e / (°) | S_e / (°) | ω_e / s ⁻¹ |
|---------------------|----------------|---------------------------------|---------------------------------|----------------------------|---------------------|----------------|---------------------------------|
| 0 | 80 | 0 | 0 | 72 | 51 | ω_K | 0 |
| 72 | 51 | ω_K | 0 | 78 | 46 | ω_K | 0 |
| 78 | 46 | ω_K | 0 | 141.2 | 20 | 0 | 0 |
| 141.2 | 20 | 0 | 0 | 198.8 | 20 | 0 | 0 |
| 198.8 | 20 | 0 | 0 | 262 | 46 | ω_K | 0 |
| 262 | 46 | ω_K | 0 | 268 | 51 | ω_K | 0 |
| 268 | 51 | ω_K | 0 | 340 | 80 | 0 | 0 |
| 340 | 80 | 0 | 0 | 360 | 80 | 0 | 0 |

在新的工作时间表中,原有的第1阶段和第2阶段工作时间并没有发生变化,只是修正了第3~7阶段的边界条件。为了防止出现各参数的超调现象,在新计算中,将递纸牙机构的设计速度定为16000张/h,以保证优化后的机构能够适用于更高速度的设计要求。优化前后的各参数对比曲线见图5。

从图5可以看出,调整边界条件后消除了跃度的超调现象,并使递纸牙角加速度和跃度尖点极值得到了有效控制,优化前后的极值对照见表3。

表3 边界条件优化前后的极值对比

Tab. 3 Extremum contrast table before and after boundary conditions optimization

| 对比值 | 角加速度 / (rad · s ⁻²) | 跃度 / (rad · s ⁻³) |
|-----|---------------------------------|-------------------------------|
| 原设计 | 1 701.3 | 2.196 × 10 ⁵ |
| 优化后 | 1 219.6 | 1.101 × 10 ⁵ |

从表3的极值对比结果可以知道,优化后的边界条件将递纸牙的角加速度极值减小了1/4,跃度极值减小了一半左右。这也证明了边界条件的优化能够对机构运行的稳定性产生重要的影响。

3.4 凸轮轮廓曲线求解

从图1中可以看出,E点运动曲线即为凸轮的轮廓曲线。反转法凸轮设计原理见图6,根据反转法的设计方法^[7],当凸轮转动 $-\varphi$ 时,可以得到该瞬时为滚子从动件的位置。在设计时,将滚子从动件绕原点反转 φ ,得到凸轮理论轮廓极坐标方程为式(3),实际轮廓曲线方程为式(4)。

$$\begin{cases} \theta_B = \arctan \left[\frac{L_{OA} \sin \varphi + L_{AB} \sin(\varphi + \eta(\pi - \psi_b - \psi))}{L_{OA} \cos \varphi + L_{AB} \cos(\varphi + \eta(\pi - \psi_b - \psi))} \right] \\ \rho_B = L_{OA} \cos(\varphi - \theta_B) + L_{AB} \cos[\varphi + \eta(\pi - \psi_b - \psi) - \theta_B] \end{cases} \quad (3)$$

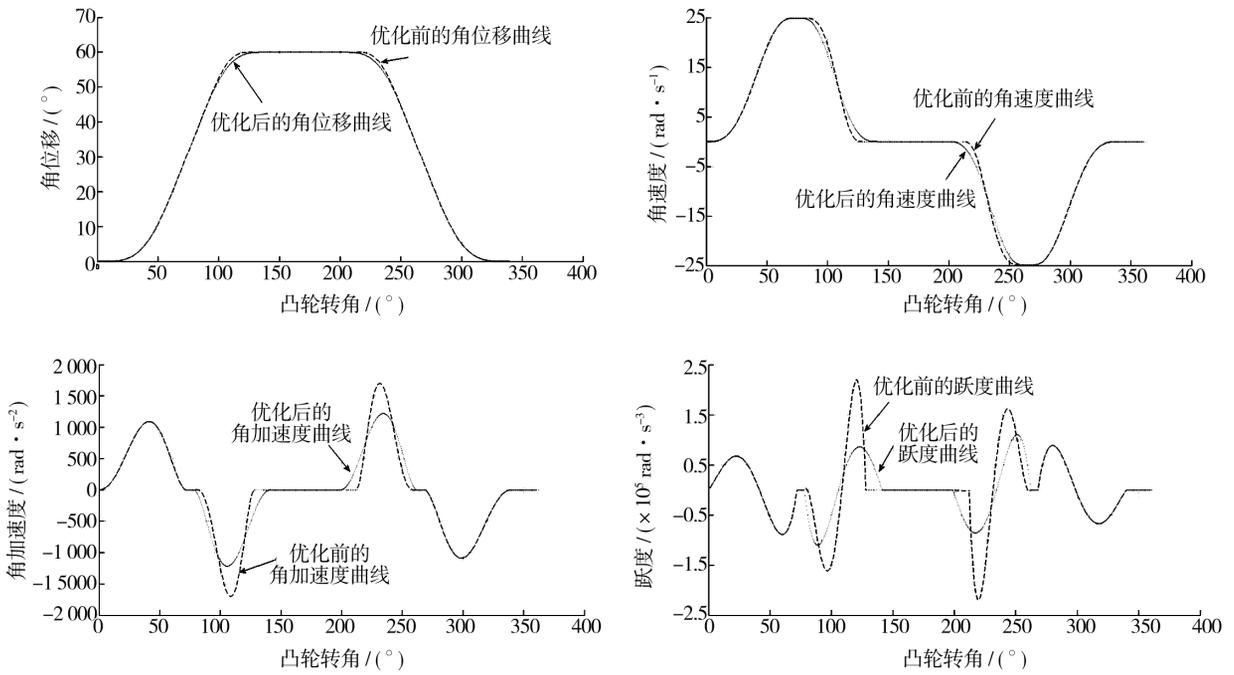


图 5 边界条件优化前后的参数对比曲线

Fig. 5 Contrast curves of parameter before and after boundary conditions optimization

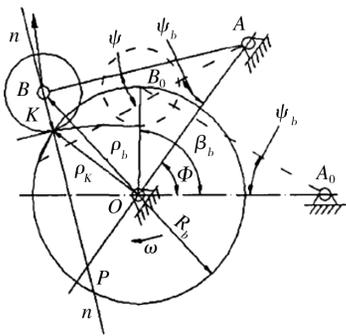


图 6 递纸牙机构简图

Fig. 6 Sketch of paper transfer gripper structure

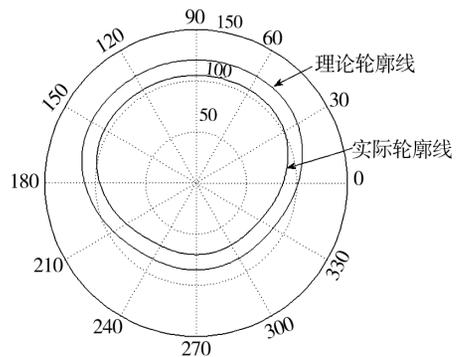


图 7 凸轮轮廓曲线

Fig. 7 CAM contour curve

$$\rho_K e^{i\theta_K} = \rho_B e^{i\theta_B} + R_r e^{i[\varphi - \eta(\frac{\pi}{2} + \psi_b + \psi) - \alpha]} \quad (4)$$

式(3)中, $\theta_B \in [0, 2\pi]$, 计算时, 将 θ_B 的区间分为 100 个等时的间隔, 共有 101 个计算瞬间。式(4)中, R_r 为滚子半径。

根据文献[8]的编程方法, 将已知参数带入式(3)和(4)中, 得到凸轮的轮廓曲线(见图 7)。

3.5 模拟仿真

为了验证优化后的凸轮轮廓曲线是否会对递纸机构产生其他影响, 在 Pro/E 软件中建立递纸牙机构(见图 8)。仿真实验的目的是测量递纸牙的角速度、角加速度和检测构件的运动干涉情况。

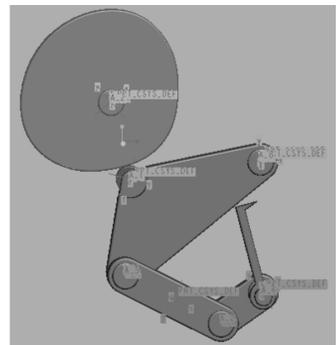


图 8 递纸牙机构仿真

Fig. 8 Simulation of paper transfer gripper

将系统设定在 16 000 张/h 的速度下进行仿真, 得到递纸牙的角速度和角加速度曲线见图 9。仿真

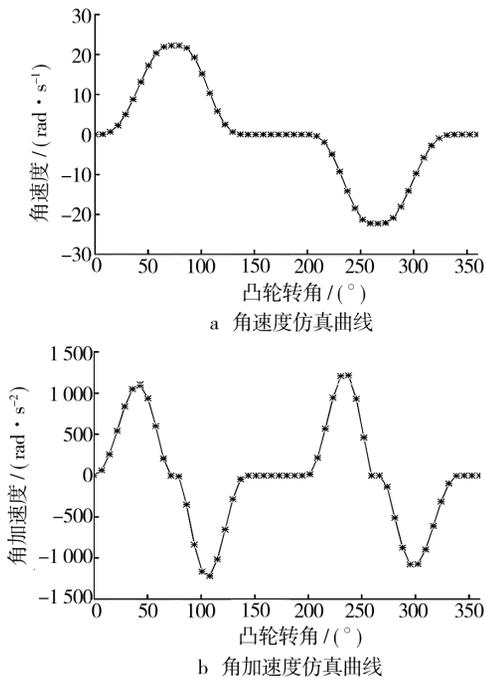


图 9 模拟仿真曲线

Fig. 9 Simulation curves

过程中, 递纸机构能够稳定运行, 各构件之间无干涉, 各曲线平滑连续, 并且没有突变拐点, 与理论设计情况一致, 实现了设计要求。

对递纸牙机构各种性能的优化都以增强稳定性和减少误差为主要目的。在仿真环境中只能对几个核心参数进行实验和验证, 而该机构在高速运行状态下还会产生的刚性和柔性冲击, 它的动态运动性能也是一个重要的研究方向。在实际设计和制造过程中, 还应对不同速度条件下递纸牙连杆机构、质量与速度的关系以及动态偏差等进行分析, 以保证高速运动条件下的稳定性和纸张交接误差。

4 结论

对原有的凸轮从动件七次多项式边界条件进行了分析, 找到了递纸牙不能高速稳定运行的原因, 并提出了优化方法。通过优化计算, 降低了递纸牙高速运动过程中的加速度和跃度极值, 消除了跃度值的突变拐点, 使机构的加速过程更加流畅和稳定, 并通过模拟仿真验证了计算结果的正确性。文中采用的研究方法比较适合产品的二次开发和仿制过程的曲线

优化。

参考文献:

- [1] 余成发, 段纯. 包装印刷设备[M]. 北京: 中国轻工业出版社, 2010.
YU Cheng-fa, DUAN Chun. Equipment of Packing and Printing[M]. Beijing: China Light Industry Press, 2010.
- [2] 黄颖. 递纸机构运动规律的选择原则[J]. 包装工程, 2002, 23(6): 12-14.
HUANG Yin-wei. Selecting Principle of Swing Transfer Mechanism Follower Law[J]. Packaging Engineering, 2002, 23(6): 12-14.
- [3] 张晓林. 下摆式递纸机构共轭凸轮的设计与研究[J]. 机械设计, 2004, 21(5): 59-61.
ZHANG Xiao-lin. Design and Research on Conjugate Cam of Downward Swinging Typed Paper Feeding Mechanism[J]. Journal of Machine Design, 2004, 21(5): 59-61.
- [4] 郭利锋, 郭顺生. 摆动式递纸机构凸轮的仿真设计[J]. 包装工程, 2005, 26(4): 51-53.
GUO Li-feng, GUO Shun-sheng. Simulation and Design of Cam of Swinging Gripper Mechanism[J]. Packaging Engineering, 2005, 26(4): 51-53.
- [5] 彭国勋, 肖正扬. 自动机械的凸轮机构设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
PENG Guo-xun, XIAO Zheng-yang. Automatic Machinery Design of Cam Mechanism[M]. Beijing: China Machine Press, 1990.
- [6] 蔡吉飞, 王仪明, 武淑琴, 等. 下摆式递纸机构综合设计[J]. 北京印刷学院学报, 2009, 17(2): 35-38.
CAI Ji-fei, WANG Yi-min, WU Shu-qin, et al. Systematic Design of the Paper-Transferring Mechanism Swinging Below the Feeding Board[J]. Journal of Beijing Institute of Graphic Communication, 2009, 17(2): 35-38.
- [7] 石永刚, 徐振华. 凸轮机构设计[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1995.
SHI Yong-gang, XU Zhen-hua. Design of Cam mechanism[M]. Shanghai: Shanghai Scientific and Technical Publishers, 1995.
- [8] 刁彦飞, 王艳飞, 李立全. 应用反转法及坐标旋转变换设计凸轮轮廓线及 Matlab 仿真[J]. 应用科技, 2006, 33(5).
DIAO Yan-fei, WANG Yan-fei, LI Li-quan. Design of Cam Contour Using the Reversal and Coordinate Rotation and Matlab Simulation[J]. 2006, 33(5).