

[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2018.06.017

基于伺服运动控制的无压损送纸控制方法研究

毕洋基, 吴小明

(广东东方精工科技股份有限公司, 广东 佛山 528225)

摘要:针对目前纸箱印刷机送纸机构普遍采用拉纸辊结构,存在破坏纸板强度的缺点,笔者提出了基于取消拉纸辊的无压损送纸机构的控制方法。分析了无压损送纸机构的特点,设计了双机械凸轮结构;根据机械凸轮的结构参数及送纸轮与格栅板凸轮的运动规律计算出各运动轴运动曲线的坐标参数;采用伺服运动器拟合设计出各运动轴最优的电子凸轮运行曲线;设计了该机构基于伺服控制与PLC技术的控制系统,包含上位机控制系统以及现场控制系统。应用结果表明:该控制方法在取消拉纸辊对纸板的拉力情况下,仍能保证甚至提升送纸精度;避免因纸板受挤压而强度降低,最大限度提供纸板传送动力。该方法为解决纸板损伤问题提供了实例。

关键词:印刷机械;无压损送纸;双机械凸轮;虚拟主轴;电子凸轮;伺服控制

中图分类号:TB486 **文献标志码:**A **文章编号:**1005-2895(2018)06-0081-05

Research for Control Method of Non-Crushed Feeding Based on Servo Motion Control

BI Yangji, WU Xiaoming

(Guangdong Dongfang Precision Science & Technology Co., Ltd., Foshan, Guangdong 528225, China)

Abstract: In response to the problem of strength reduced by construction of pull roll that widely used in printing machine, a control method of non-crushed feeding based on the feeding unit without pull roll was proposed. The character of non-crushed feeding mechanism was analyzed. A construction of double mechanical cam was designed. Coordinate parameters of motion curves for each motion axis were calculated according to the structural parameters of the mechanical cam and the motion law of feeding wheel and cam of table plate. The optimal electronic cam curve for each motion axis was designed by fitting in servo motion controller. The control system including HMI-PLC control and on-site servo control based on the technology of servo motion control and PLC was proposed. It shows that this control method can guarantee or even improves the paper feeding accuracy without pull roll, avoiding the paperboard reducing its strength due to extrusion and providing cardboard transmission power to the maximum extent. This method provides an example for solving the damage problem of paperboard.

Keywords: printing machinery; non-crushed feeding; double mechanical cam; virtual master; electrical cam; servo motion control

国内经济的飞速发展,使得纸箱包装的市场需求保持着较高的增长率。一个好的包装纸箱除了图案精美和颜色鲜艳之外,最重要的是对商品运输起包装保护作用。

瓦楞纸箱强度是包装容器质量检验的重要技术指标,除了原材料质量的优劣程度之外,纸箱生产过程中

压力的控制也是影响这些指标高低的重要因素。目前传统纸箱印刷机的送纸机构采用拉纸辊结构,它通过对纸板挤压产生足够的拉力达到精准送纸的目的。但是这种方法会破坏纸板的瓦楞,降低纸板的强度,从而影响纸箱的产品质量。减少对纸板的强度破坏,提高产品质量是企业非常重视的课题。因此,课题组设计

收稿日期:2018-07-23;修回日期:2018-09-11

第一作者简介:毕洋基(1982),男,广州花都人,硕士,工程师,主要从事印刷设备研发及设计工作。E-mail: yangji_bi@aliyun.com

了一种无压损的送纸机构的控制方法,解决拉纸辊对纸板挤压所造成强度降低的问题并保证送纸精度。

综合分析现有相关文献,目前对瓦楞纸箱强度有不少的研究。张书彬等^[1]通过实验分析了成型工艺对瓦楞纸箱强度的影响;王文鹏^[2]介绍了一种适用于生产的瓦楞纸箱抗压强度的估算方法;胡亚萍等^[3]通过实验分析了瓦楞纸箱提手孔位置对抗压强度的影响;陈沈慧等^[4]通过对瓦楞纸箱进行抗压强度试验,分析常用于展示性纸箱的展示性结构要素对于纸箱抗压强度的影响等。Hahn 等^[5]利用自行研制的试验装置,对简支波纹板在边缘压缩载荷作用下的后屈曲强度进行了实验研究;贾丽平^[6]以瓦楞纸箱的湿度和打孔位置为研究对象,通过实验,得出瓦楞纸箱在不同湿度和不同打孔位置的条件下的抗压强度;王斐^[7]通过 CAD/CAM 软件模拟瓦楞纸箱的三维成型效果,并对成型纸箱进行仿真抗压强度研究;罗玲^[8]分析四边简支非受载边迭加转角弹性约束因子的矩形瓦楞纸板的屈曲临界载荷,建立瓦楞纸箱力学分析模型,推导瓦楞纸箱抗压强度计算公式。

1 无压损送纸机构特点

如图 1 所示,该机构采用 4 个伺服电机分别控制送纸轮 W_1 、 W_2 和格栅板前半部分 T_{B1} 和后半部分 T_{B2} 。下文为叙述简洁,将 T_{B1} 称为前栅格板, T_{B2} 称为后栅格板。图中, P_v 为真空传输轮, M_1 为前格栅板凸轮, M_2 为后格栅板凸轮。前后格栅板电机使得格栅板达到理想状态并且配合送纸轮一起动作实现送纸目的。由于取消了拉纸辊,虽然解决了拉纸辊损伤纸板的问题,但由于在送纸时对纸板的机械拉力减少,会影响送纸精度,因此在取消拉纸辊的情况下如何保证送纸精度变得尤为关键。而机械凸轮的设计、前后格栅板和前后送纸轮的运动规律设计与控制是解决送纸精度问题的两个重要方面。

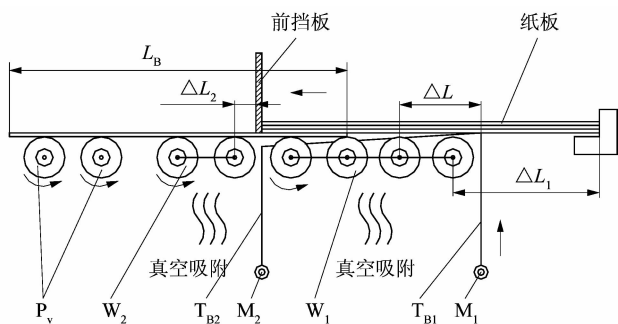


图 1 无压损送纸机构

Figure 1 Non-crushed feeding mechanism

2 推杆规律确定

笔者所设计的凸轮机构运动速度要求较高,所选择的推杆规律要适用于高速情况。因此选择推杆运动规律为 5 次多项式运动规律。根据图 2 中的凸轮推杆行程可知,前后格栅板凸轮 M_1 和 M_2 推杆行程表达式分别为:

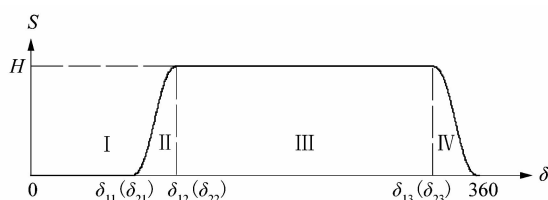


图 2 凸轮推杆行程

Figure 2 Cam push rod stroke

1) M_1 推杆行程

$$\left. \begin{aligned} s_1 &= 0, (0 \leq \delta \leq \delta_{11}); \\ s_1 &= a_5 \delta^5 + a_4 \delta^4 + a_3 \delta^3 + a_2 \delta^2 + a_1 \delta + a_0, (\delta_{11} < \delta \leq \delta_{12}); \\ s_1 &= a_{11} \delta^5 + a_{10} \delta^4 + a_9 \delta^3 + a_8 \delta^2 + a_7 \delta + a_6, (\delta_{13} < \delta \leq 360) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

2) M_2 推杆行程

$$\left. \begin{aligned} s_2 &= 0, (0 \leq \delta \leq \delta_{21}); \\ s_2 &= b_5 \delta^5 + b_4 \delta^4 + b_3 \delta^3 + b_2 \delta^2 + b_1 \delta + b_0, (\delta_{21} < \delta \leq \delta_{22}); \\ s_2 &= b_{11} \delta^5 + b_{10} \delta^4 + b_9 \delta^3 + b_8 \delta^2 + b_7 \delta + b_6, (\delta_{23} < \delta \leq 360) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: δ 为凸轮转角; s_1 和 s_2 分别凸轮 M_1 和凸轮 M_2 的推杆位移; 系数 $a_0, a_1, a_2, a_3, \dots, a_{11}$ 均可利用边界条件确定; δ_{11}, δ_{12} 和 δ_{13} 为凸轮 M_1 转角, δ_{21}, δ_{22} 和 δ_{23} 为凸轮 M_2 转角; 系数 $b_0, b_1, b_2, b_3, \dots, b_{11}$ 均可利用边界条件确定; H 为凸轮最大行程; 在 III 区, $s_1 = s_2 = H$ 。

3 机械凸轮确定

为提高机构的效率,改善其受力情况,凸轮机构的最大压力角不应接近临界压力角,根据实践经验在推程时许用压力角的值一般是:对摆动推杆一般取 $35^\circ \sim 45^\circ$,回程则取 $75^\circ \sim 80^\circ$ 。当推杆运动规律选定后,可通过压力角和基圆半径关系的诺模图^[9]近似地确定凸轮的基圆半径 r_0 。

推杆上升行程转角与推杆下降行程转角一般取 $30^\circ \sim 50^\circ$ 。而对于同一个凸轮盘来说,凸轮盘低位转角和推杆行程高位转角的设计则需根据实际设备的性能指标选择合理的一段区间。而对于凸轮 M_1 和凸轮 M_2 来说,根据纸板的传送顺序和动作要求,凸轮 M_2 的高位转角要大于凸轮 M_1 的高位转角,并且凸轮 M_2

的高位转角要小于其低位转角。

4 电子凸轮曲线的设计

笔者所设计的电子凸轮并非代替机械凸轮,而是通过在运动控制器设计优化的电子凸轮运行曲线来更好地控制实际机械凸轮的运动,通过机械凸轮与电子凸轮的配合,从而实现所需要的机械结构动作要求。因此在伺服运动控制器对电子凸轮曲线进行设计时,首先要清楚送纸轮 W_1 与虚拟主轴的位置关系,前格栅板凸轮 M_1 和后格栅板凸轮 M_2 分别与虚拟主轴的位置关系。虚拟主轴的控制理念最初在文献[10]中提出的,在主从式同步的基础上,将从轴的驱动力矩反馈至主轴控制器的前向通道中,实现了主轴与从轴之间参数的耦合反馈。在文献[11]中明确提出了虚拟主轴的概念,即通过模拟机械式同步方案中主轴的特点,为反馈力矩赋予了物理意义,在各运动轴之间建立了联系。下面分别对各轴与虚拟主轴位置的关系进行阐述,送纸轮 W_2 作加减速运动的工况在此暂不作阐述,默认为匀速运动。

4.1 送纸轮 W_1 与虚拟主轴位置的关系

W_1 与主轴位置关系

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= 0, (0 \leq x \leq x_{11}); \\ y_1 &= c_5 x^5 + c_4 x^4 + c_3 x^3 + c_2 x^2 + c_1 x + c_0, (x_{11} < x \leq x_{12}); \\ y_1 &= k_2 x + f_2, (x_{12} < x \leq x_{13}); \\ y_1 &= c_{11} x^5 + c_{10} x^4 + c_9 x^3 + c_8 x^2 + c_7 x + c_6, (x_{13} < x \leq 360)。 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: y_1 为送纸轮 W_1 位移; x 为虚拟主轴位置; x_{11}, x_{12} 和 x_{13} 分别为 I, II, III 和 IV 各分区之间的分隔点;系数 $c_0, c_1, c_2, \dots, c_{11}$ 和匀速段系数 k_2, f_2 可以利用边界条件确定。

如图3和式(3)所示,在 I 区送纸轮 W_1 处于静止状态;在 II 区送纸轮 W_1 加速至同步速度;在 III 区送纸轮 W_1 保持同步速度送出纸板;在 IV 区送纸轮 W_1 开始减速直至停止。

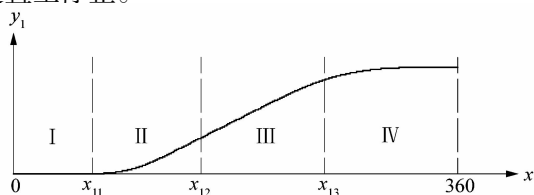


图3 送纸轮 W_1 与虚拟主轴的位置关系

Figure 3 Position relationship between feed wheel W_1 and virtual master

4.2 前后格栅板凸轮与虚拟主轴的位置关系

M_1 和主轴位置关系

$$\left. \begin{aligned} y_3 &= d_5 x^5 + d_4 x^4 + d_3 x^3 + d_2 x^2 + d_1 x + d_0, (0 \leq x \leq x_{31}); \\ y_3 &= k_3 x + f_3, (x_{31} < x \leq x_{32}); \\ y_3 &= d_{11} x^5 + d_{10} x^4 + d_9 x^3 + d_8 x^2 + d_7 x + d_6, (x_{32} < x \leq 360)。 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: y_3 为送纸轮 M_1 位移; x 为虚拟主轴位置; x_{31}, x_{32} 分别为 I, II, III 各分区之间的分隔点;系数 $d_0, d_1, d_2, \dots, d_{11}$ 和匀速段系数 k_3, f_3 可以利用边界条件确定。

如图4和式(4)所示,在 I 区 M_1 开始下降使得格栅板 T_{B1} 下降;在 II 区 M_1 保持匀速运行,格栅板 T_{B1} 保持在低位继续送纸;在 III 区 M_1 开始上升使得格栅板 T_{B1} 分离纸板与送纸轮 W_1 的接触。

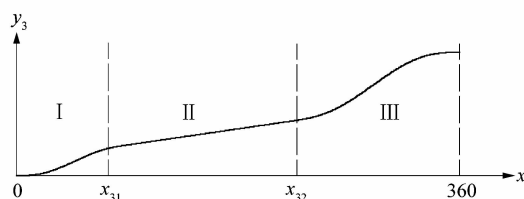


图4 凸轮 M_1 与虚拟主轴的位置关系

Figure 4 Position relationship between cam M_1 and virtual master

M_2 和主轴位置关系

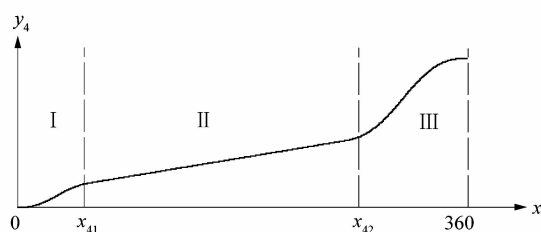
$$\left. \begin{aligned} y_4 &= e_5 x^5 + e_4 x^4 + e_3 x^3 + e_2 x^2 + e_1 x + e_0, (0 \leq x \leq x_{41}); \\ y_4 &= k_4 x + f_4, (x_{41} < x \leq x_{42}); \\ y_4 &= e_{11} x^5 + e_{10} x^4 + e_9 x^3 + e_8 x^2 + e_7 x + e_6, (x_{42} < x \leq 360)。 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: y_4 为送纸轮 M_2 位移; x 为虚拟主轴位置; x_{41} 和 x_{42} 分别为 I, II 和 III 各分区之间的分隔点;系数 $e_0, e_1, e_2, \dots, e_{11}$ 和匀速段系数 k_4, f_4 可以利用边界条件确定。

如图5和式(5)所示,在 I 区 M_2 开始下降使得格栅板 T_{B2} 下降;在 II 区 M_2 保持匀速运行,格栅板 T_{B2} 保持在低位继续送纸;在 III 区 M_2 开始上升使得格栅板 T_{B2} 分离纸板与送纸轮 W_1 的接触。

4.3 曲线设计

虚拟主轴 x 的运动角度范围是 $0^\circ \sim 360^\circ$, 格栅板凸轮 M_1 和 M_2 的运行角度范围均为 $0^\circ \sim 360^\circ$, 因此从公式(1)~(5)可知,格栅板凸轮的角度随着虚拟主轴 x 的角度变化而变化。送纸轮周长为 $L_{W_1} = 2\pi r_{W_1}$, 虚拟主轴周长 $L_M = 2\pi r_M$, 其中 r_{W_1} 为送纸轮半径, r_M 为印刷滚筒半径。根据公式(1)~(5)以及 r_{W_1} 和 r_M 的关系,便可对各轴的凸轮曲线进行计算,步骤如下:

图5 凸轮 M_2 与虚拟主轴的位置关系Figure 5 Position relationship between cam M_2 and virtual master

1) 启动送纸功能, 格栅板 T_{B1} 和 T_{B2} 同时下降, 根据公式(3)~(4)和 L_B (纸板长度) 以及机械凸轮特点可知, 当格栅板下降至某个位置时, 送纸轮 W_1 启动, 即送纸轮 W_1 开始启动的角度 x_{11} , x_{31} 和 x_{41} 。

2) 当纸板被送至送纸轮 W_2 时, 送纸轮 W_1 和 W_2 必须线速度同步, 根据 ΔL_2 , L_B , L_{W1} 和 L_M 以及纸板加速损失系数可推算出送纸轮 W_1 和 W_2 达到线速度同步时主轴的位置角度 x_{12} 和送纸轮的位移 y_1 。

3) 当纸板被送至传输轮 P_V 时, 送纸轮 W_1 和 W_2 与传输轮 P_V 线速度也必须同步; 当传送纸板最后一段 ΔL_1 距离后, 格栅板 T_{B1} 上升到位, 避免让后续纸板与送纸轮 W_1 的接触, 由公式(4)及 L_{W1} , L_M 和 L_B 可推算出格栅板 T_{B1} 开始上升时主轴的位置角度 x_{32} 。

4) 格栅板 T_{B2} 随着纸板传送慢慢上升, 让后续纸板前段部分脱离与送纸轮 W_1 的接触, 由公式(5)及 L_{W1} 和 L_M 以及根据经验得出格栅板 T_{B2} 使得纸板脱离送纸轮的最佳位置, 可推算出格栅板 T_{B2} 上升到位时主轴的位置角度 x_{42} , 同时可推算出送纸轮 W_1 由 III 区往 IV 区转换的角度 x_{13} 。

5) 最后可以通过调整以上计算的坐标值来微调各条凸轮曲线。

5 实验验证与分析

实验平台由运动控制器与 4 轴伺服电机工作台组成。运动控制器作为 4 轴驱动器的控制核心, 通过通信控制各轴的运动^[12]。预先在运动控制器模块里的 CPU 中编辑送纸单元的运动逻辑控制程序和凸轮曲线控制表, 使得凸轮号与行程可一一对应。通过人机界面选择合适的送纸行程, 并通过主控制器将凸轮号发送给运动控制器, 运动控制器根据所选择的送纸行程, 经过内部运算得出电机驱动的控制参数。在 30, 60, 80, 100, 120 和 150 r/min 转速下, 分别准备 120 张同一种纸板, 将这些纸板在无压损送纸平台和传统送纸平台进行测试, 测试结果如图 6 和图 7 所示。

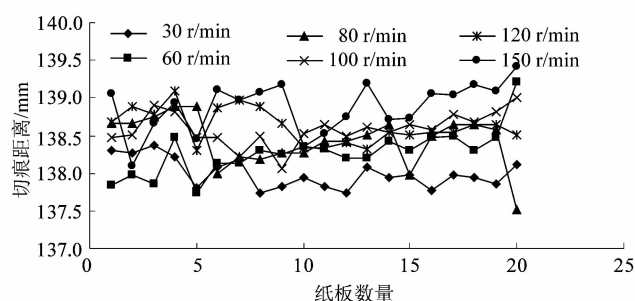


图6 传统送纸平台测试结果

Figure 6 Test results of traditional feeding mechanism

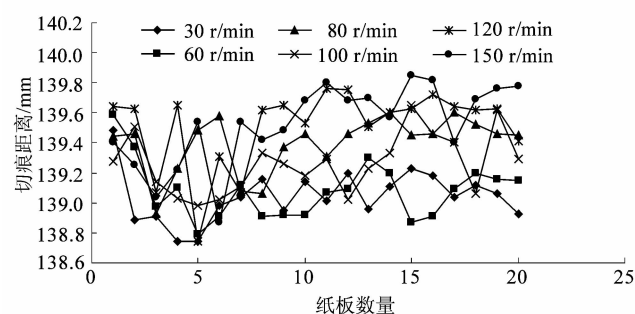


图7 无压损送纸平台测试结果

Figure 7 Test results of non-crushed feeding mechanism

由图 6 和图 7 的数据分析可知, 无压损送纸平台的送纸精度为 ± 0.8 mm, 而传统送纸平台的送纸精度为 ± 1.0 mm, 无压损送纸平台的送纸精度较传统送纸平台的送纸精度有所提升, 同时避免对纸板的损伤, 满足设计要求。图中印痕距离指模切单元对送纸单元精度的验证, 通过模切单元的模版对纸板印痕距离来判断纸板的精度。

6 结语

减少对纸板的强度破坏, 追求高品质的产品, 已经成为现代纸箱企业非常迫切的一个质量诉求。课题组针对无压损的送纸机构特点, 分析并设计出其控制方法, 测试结果表明取消拉纸辊的送纸机构不但消除了对纸板强度的破坏, 而且对送纸精度还有所提升。另外, 做好生产过程的质量控制也是提高瓦楞纸箱强度的重要一环。该方案为解决纸板损伤问题提供了工程实例, 具有较强的工程实用性, 有利于今后工作的推广和改进。

参考文献:

- [1] 张书彬, 曾好. 成型工艺对瓦楞纸箱强度影响的实验研究[J]. 包装工程, 2006, 27(3): 42-43.

(下转第 95 页)