

热成型机开合模机构的设计及运动仿真

陈少克^{1,2}

(1. 汕头大学, 汕头 515063; 2. 汕头轻工装备研究院, 汕头 515063)

摘要: 通过对热成型机开合模机构工作原理的分析,设计了一种新的凸轮曲柄连杆开合模机构,同时对凸轮曲柄连杆开合模机构进行了运动学及动力学分析,给出了凸轮曲柄连杆开合模机构的位移、速度及加速度的设计方程和仿真曲线,验证了该凸轮曲柄连杆机构设计的合理性。

关键词: 热成型机; 凸轮曲柄连杆机构; 机构设计; 运动仿真

中图分类号: TB486; TP242.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2012)03-0067-05

Design and Motion Simulation of Mold Open-Closing Mechanism for Thermoforming Machine

CHEN Shao-ke^{1,2}

(1. Shantou University, Shantou 515063, China; 2. Shantou Institute for Light Industrial Equipment Research, Shantou 515063, China)

Abstract: A new cam and crank-connection open-closing mechanism was designed by analyzing of the operating principle. The kinematics and dynamics of cam and crank-connection mechanism was also analyzed. The design equation and simulation curve of displacement, velocity and acceleration for the cam and crank-connection open-closing mechanism were provided to verify the rationality of the mechanism design.

Key words: thermoforming machine; cam and crank-connection mechanism; mechanism design; motion simulation

随着热成型机设备及原材料技术的不断创新,热成型技术应用范围的不断扩大,为热成型机提供更多的新用途,如生产各种盒、碟、杯、碗、盖等塑料制品^[1]。开合模机构是热成型机的重要组成部分,其主要任务是提供足够的锁模力,使其在成型时保证模具可靠锁紧;同时,在规定的时间内以一定速度开模和合模,合模后必须停歇一段时间,以便成型,其结构和性能不仅影响制品的质量,且影响热成型机的生产效率^[2-3]。

目前的电动式开合模机构多采用伺服电机驱动滚珠丝杆,带动曲肘连杆机构实现其开合模,需要通过伺服电机正反转来实现。由于惯性力的作用,电机的速度会受到限制,并影响机器高速运行,而且滚珠丝杆也容易磨损,从而影响机器的使用寿命^[4]。

笔者设计了一种新的全电动式凸轮曲柄连杆开

合模机构,通过理论的分析,得到凸轮曲柄连杆机构间的运动和动力关系式,并对曲柄连杆机构的动力学进行分析,以及计算曲柄转角和连杆方位角 θ 的解析式,精确地求解其动过程。利用凸轮曲柄连杆机构实现热成型机动模板开合模及间歇运动,电机可持续转动,同时利用连杆在合模终了时的弹性变形提供增大的锁模力,达到高效、节能的效果,具有动模板的运行速度快、动力费用较小、循环周期短、机构效率高、能耗小等特点,而且整个机构比较简单紧凑,机械加工及安装也比较容易^[5]。

1 凸轮曲柄连杆开合模机构设计

对于热成型机,要求开合模机构能完成开模、合模和停歇等动作,同时必须考虑开模行程、运动的平

收稿日期: 2011-10-31

基金项目: 国家科技型中小企业技术创新专项资金项目(11C26214403131);广东省教育部产学研结合项目(2009B090300175)

作者简介: 陈少克(1956—),男,广东汕头人,汕头大学教授,主要研究方向为机械设计、CAD/CAM/CAE。

稳性、合模后停歇时间和锁模力等,因此笔者针对某一热成型机进行设计,要求开模行程 130 mm,合模后停歇时间约占总周期 1/3,且通过控制开合模的速度和加速度来控制其运动的平稳性,其它类型的开合模机构也可以参照进行设计。

1.1 凸轮曲柄连杆开合模机构的工作原理

设计的凸轮曲柄连杆机构见图 1,其机构运动原

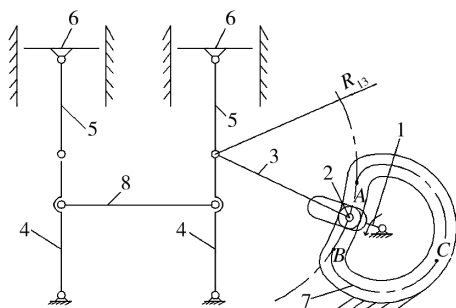


图 1 凸轮曲柄连杆开合模机构

Fig. 1 The opening mould mechanism of the cam crank connecting rod

理为:伺服电机通过轴系驱动主动导杆 1 转动,通过滚子 2、连杆 3,驱动下连杆 4 往复摆动,上连杆 5 使动模板 6 上下运动,滚子 2 在固定凸轮 7 的槽内运动,当滚子 2 在凸轮凹形圆弧段 AB 运动时,滚子的运动轨迹为以下连杆 4 的上支点为圆心,以 R_{13} 为半径的圆弧,此时,下连杆 4、5 将垂直不动,即动模板停歇;当滚子 2 在凸轮凸形圆弧段 BC 运动时,驱动下连杆 4 往右摆动,通过上连杆 5 使动模板 6 下降运动;当滚子 2 在凸轮凸形圆弧段 CA 运动时,驱动下连杆 4 往左摆动,通过上连杆 5 使动模板 6 上升运动。其中,C 点是下连杆 4 的上支点,滚子 2 和凸轮偏心点成直线时滚子 2 在凸轮凸形圆弧的位置点,这样可实现动模板的间歇运动,完成开合模过程,同时通过限制动模板的行程,利用连杆 4、5 在顶直的瞬间弹性变形产生增大的锁模力。

1.2 凸轮曲柄连杆机构设计

根据凸轮曲柄连杆机构简图进行机构设计。设导杆的转动方向为逆时针方向,滚子 2 在凸轮圆弧段 BC 和 CA 运动时,与凸轮中心的距离为 85 mm,以此为半径作导杆圆。凸轮中心与下连杆 4 下支点的位置见图 2。考虑动模板与底座板之间的空间距离,设下连杆 4 的长度 $l_4 = 250$ mm,上连杆 5 的长度 $l_5 = 145$ mm,连杆 3 长度为 l_3 ,动模板的单侧开合模行程

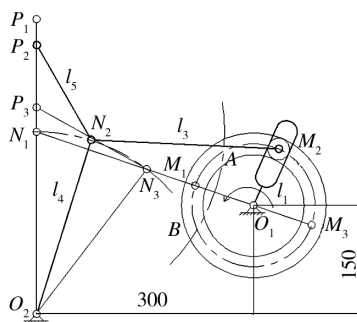


图 2 凸轮曲柄连杆机构

Fig. 2 The cam crank connecting rod mechanism

为 S 。

当下连杆 4 在左极限位置 O_2N_1 时,即垂直位置,下连杆上支点 N 、滚子 2、凸轮中心点在同一直线上,滚子 2 的位置为导杆圆上的点 M_1 ;当下连杆 4 往右摆至右极限位置 O_2N_3 时,下连杆上支点 N 、滚子 2、凸轮中心点同样在同一直线上,此时,滚子 2 的位置为导杆圆上的点 M_3 ,根据 O_1, O_2 位置关系及 l_4 长度可以计算出:

$$N_1O_1 = 316.23 \text{ mm}$$

$$N_1M_1 = N_1O_1 - M_1O_1 = 231.23 \text{ mm}$$

根据凸轮曲柄连杆机构简图,要实现连杆 4 在垂直位置时,动模板停歇,连杆 3 的长度 l_3 必须大于 N_1M_1 的长度,即凸轮槽应具有凹形圆弧。考虑动模板的停歇时间,取连杆 3 的长度 $l_3 = 260$ mm。以下连杆 4 垂直时的上支点 N_1 为圆心,连杆 3 的长度 l_3 为半径画圆,交导杆圆于 A, B ,当滚子 2 在劣弧 AB 运动时动模板停歇。

1.3 动模板开合模行程校核

下连杆 4 往右摆至右极限位置 O_2N_3 见图 3,则:

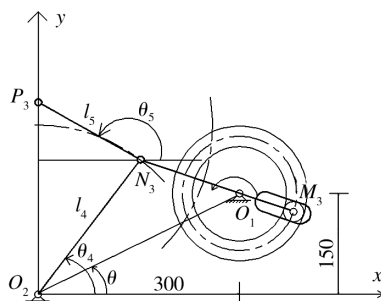


图 3 下连杆 4 右极限位置

Fig. 3 Right limiting position of the lower connecting rod 4

$$\theta = \arcsin \frac{150}{300} = 26.57^\circ$$

在 $\triangle O_1 O_2 N_3$ 中,则:

$$O_1 O_2 = 335.41 \text{ mm}$$

$$N_3 O_1 = N_3 M_3 - O_1 M_3 = 175 \text{ mm}$$

通过余弦定理可求得:

$$\cos \angle N_3 O_2 O_1 = \frac{O_2 N_3^2 + O_1 O_2^2 - N_3 O_1^2}{2 O_2 N_3 \times O_1 O_2}$$

$$= 0.8612$$

即 $\angle N_3 O_2 O_1 = 30.58^\circ$,则:

$$\theta_{4\min} = \angle N_3 O_2 O_1 + \theta = 57.15^\circ, \text{因为}$$

$$l_4 \cos \theta_4 = -l_5 \cos \theta_5$$

当 $\theta_{4\min} = 57.15^\circ$ 时,可求得 $\theta_5 = 159.29^\circ$,此时动模板在最大开模行程处,则动模板单侧开合模行程为:

$$S = l_4 + l_5 - (l_4 \sin \theta_{4\min} + l_5 \sin \theta_5)$$

$$= 133.72 \text{ mm} \geq 130 \text{ mm}$$

符合设计要求。

2 运动分析和仿真

2.1 运动分析

根据凸轮槽的特点,滚子2在劣弧AB运动时,上下连杆及动模板的位置不变。只需对滚子2在导杆圆的优弧AB运动时进行运动分析即可。

选取复数矢量法^[6]对凸轮曲柄连杆机构进行运动分析,先建立机构的位置方程式,然后用位置方程式对时间求一次和二次导数,即可求得机构的速度和加速度方程,进而解出所需位移、速度及加速度,完成机构的运动分析^[7]。

用矢量法建立机构的位置方程时,需将构件用矢量来表示,并做出机构的封闭矢量多边形,见图4,建立直角坐标系。

设滚子2在导杆圆的优弧AB运动时导杆的长度为 l_1 ,其方位角为 θ_1 , $\vec{l}_1$ 为导杆的杆矢量,即 $\vec{l}_1 = \vec{O_1 M}$,机构的其余构件可以表示为相应的杆矢量,这样就形成由各杆矢量组成的封闭矢量多边形 $O_1 O_2 N M O_1$,在这个封闭矢量多边形中,各矢量之和等于零,即:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 - \vec{l}_3 - \vec{l}_4 = 0 \quad (1)$$

式(1)为封闭矢量方程式。对于原动件导杆 l_1 ,其位置 θ_1 是可以给定的,而 θ 可以通过 O_1, O_2 的位

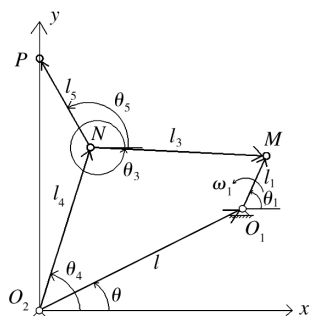


图4 机构矢量多边形

Fig. 4 Polygon of the mechanism vector

置关系求出,也是已知的,各杆的长度已知,根据矢量方程可以求得位置方位角 θ_4, θ_3 。

2.1.1 位置分析

将封闭矢量方程式(1)改写并表示为复数矢量形式:

$$l_3 e^{j\theta_3} + l_4 e^{j\theta_4} = l e^{j\theta} + l_1 e^{j\theta_1} \quad (2)$$

应用欧拉公式 $e^{j\theta} = \cos \theta + j \sin \theta$ 将式(2)的实部和虚部分离,得:

$$l_3 \cos \theta_3 + l_4 \cos \theta_4 = l \cos \theta + l_1 \cos \theta_1$$

$$l_3 \sin \theta_3 + l_4 \sin \theta_4 = l \sin \theta + l_1 \sin \theta_1 \quad (3)$$

由此方程可求得2个位置方位角 θ_4, θ_3 。

当要求解 θ_4 时,应将 θ_3 消去,为此可先将式(3)两分式左端含 θ_4 的项移到等式右端,然后两端平方相加,整理可得:

$$l_3^2 = l^2 + l_1^2 + l_4^2 - 2ll_1 \cos(\theta - \theta_1) - 2l_4(l \sin \theta + l_1 \sin \theta_1) \sin \theta_4 - 2l_4(l \cos \theta + l_1 \cos \theta_1) \cos \theta_4$$

可简化为:

$$A \sin \theta_4 + B \cos \theta_4 + C = 0 \quad (4)$$

式中:

$$A = -2l_4(l \sin \theta + l_1 \sin \theta_1)$$

$$B = -2l_4(l \cos \theta + l_1 \cos \theta_1)$$

$$C = l^2 + l_1^2 + l_4^2 + 2ll_1 \cos(\theta - \theta_1)$$

解之可得:

$$\tan(\theta_4/2) = (A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}) / (B - C) \quad (5)$$

在求得了 θ_4 之后,可根据式(3)求得 θ_3 。式(5)有2个解,根据下连杆4的运动情况, $\theta_4 \leq 90^\circ$,式(5)的解应取“+”号,根据 $l_4 \cos \theta_4 = -l_5 \cos \theta_5$ 可求得 θ_5 。

2.1.2 速度分析

将式(2)对时间 t 求导,可得:

$$il_4\theta_4 e^{j\theta_4} + il_3\theta_3 e^{j\theta_3} = il_1\theta_1 e^{j\theta_1}$$

$$\text{即 } l_4\omega_4 e^{j\theta_4} + l_3\omega_3 e^{j\theta_3} = l_1\omega_1 e^{j\theta_1} \quad (6)$$

将式(6)的实部和虚部分离,有:

$$l_3\omega_3 \cos \theta_3 + l_4\omega_4 \cos \theta_4 = l_1\omega_1 \cos \theta_1$$

$$l_3\omega_3 \sin \theta_3 + l_4\omega_4 \sin \theta_4 = l_1\omega_1 \sin \theta_1$$

联解上两式可求得 2 个未知角速度 ω_3, ω_4 , 即:

$$\omega_3 = l_1\omega_1 \sin(\theta_1 - \theta_4) / [l_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)]$$

$$\omega_4 = -l_1\omega_1 \sin(\theta_1 - \theta_3) / [l_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)]$$

2.1.3 加速度分析

将式(6)对时间 t 求导,可得:

$$il_4\alpha_4 e^{j\theta_4} + il_4\omega_4^2 e^{j2\theta_4} + il_3\alpha_3 e^{j\theta_3} + il_3\omega_3^2 e^{j2\theta_3} = il_1\omega_1^2 e^{j2\theta_1} \quad (7)$$

将式(7)的实部和虚部分离,有:

$$l_4\alpha_4 \sin \theta_4 + l_4\omega_4^2 \cos \theta_4 + l_3\alpha_3 \sin \theta_3 + l_3\omega_3^2 \cos \theta_3 = l_1\omega_1^2 \cos \theta_1$$

$$l_4\alpha_4 \cos \theta_4 - l_4\omega_4^2 \sin \theta_4 + l_3\alpha_3 \cos \theta_3 - l_3\omega_3^2 \sin \theta_3 = -l_1\omega_1^2 \sin \theta_1$$

联解上两式可求得 2 个未知角加速度 α_3, α_4 , 即:

$$\alpha_3 = \frac{l_3\omega_3^2 \cos(\theta_3 - \theta_4) - l_1\omega_1^2 \cos(\theta_1 - \theta_4) + l_4\omega_4^2}{l_3 \sin(\theta_4 - \theta_3)}$$

$$\alpha_4 = \frac{l_4\omega_4^2 \cos(\theta_4 - \theta_3) - l_1\omega_1^2 \cos(\theta_1 - \theta_3) + l_3\omega_3^2}{l_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)}$$

2.2 运动仿真

根据上述分析结果,结合相关的 PRO/E 软件对凸轮曲柄连杆机构动模板进行运动学仿真,其动模板的位移、速度和加速度曲线见图 5。

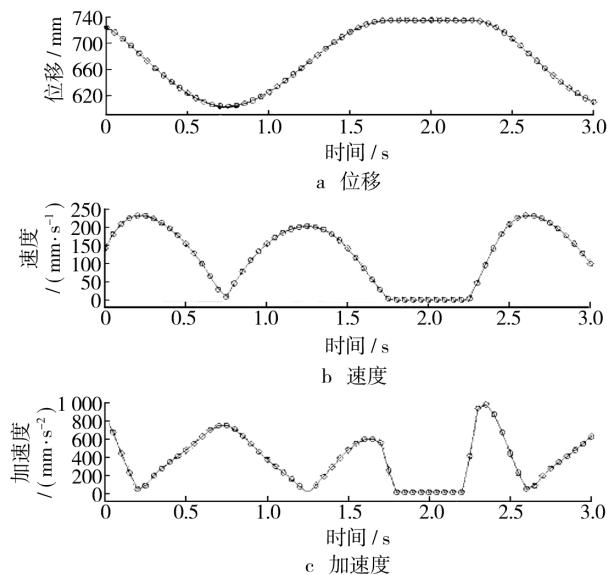


图 5 动模板的运动学仿真

Fig. 5 Kinematics simulation of the moving board

由速度图得出,动模板的最大速度为 205.6 mm/s,速度曲线平滑,没有速度突变现象。在开合模周期中,合模时动模板的速度先快后慢;在开模时,动模板的速度先慢后快,而后再慢,可以满足动模板运行平稳、安全及上产效率高的要求。

由加速度图可知,动模板的瞬间最大加速度为 952 mm/s²,开模及合模阶段加速度的曲线变化较平滑,在进入和推出停歇时加速度曲线较陡,原因是滚子在凸轮左右两侧槽之间运动时,槽的半径改变较大。

根据位移图可以得出,当伺服电机的角速度为 150 deg/s 时,开合模周期约为 2.4 s,即每分钟开合模 25 次,动模板的停歇时间约为 0.54 s。可满足所需成型时间的要求。

3 凸轮曲柄连杆机构动力学仿真

由于凸轮曲柄连杆机构在开合模时,机构在动模板上升或下降运动时与停歇阶段的受力不同,在动模板的上升或下降时,机构只受到动模板组件及模具的重力作用,而停歇阶段除了受到动模板组件及模具的重力作用外,还受到上下连杆在合模时弹性变形产生的锁模力,直到停歇阶段结束,因此,凸轮曲柄连杆机构的动力学仿真分为动模板上升或下降运动时的动力学仿真和动模板停歇阶段动力学仿真两部分。

3.1 动模板上升或下降运动时的动力学仿真

在进行动模板上升或下降运动的动力学仿真受力分析时,只要分析下连杆上支点的径向力和导杆的径向力即可。下连杆上支点的径向力是连杆 3 推动下连杆的左右摆动的力,导杆的径向力是由凸轮运动轴的扭矩产生的,知道导杆的径向力的大小就可以计算轴需要多大的扭矩才能推动动模板上升及进行轴系传动的设计计算^[8]。

借助 Pro/E 动力学仿真软件分析,导杆的径向力、下连杆上支点的径向力的受力分析结果见图 6。动模板上升或下降运动时,导杆的径向力在导杆竖直位置开始下降时达到最大值,约为 3.46 kN,在动模板位置在最小位移时,连杆 3 对下连杆的推力达到最大值,约为 1.25 kN。

3.2 动模板停歇阶段动力学仿真

在动模板达到最大位移时,上下连杆的位置不在垂直方向上,由于导杆继续转动,连杆 3 将继续推动下连杆往左摆动,将上下连杆顶直,直到上下连杆位

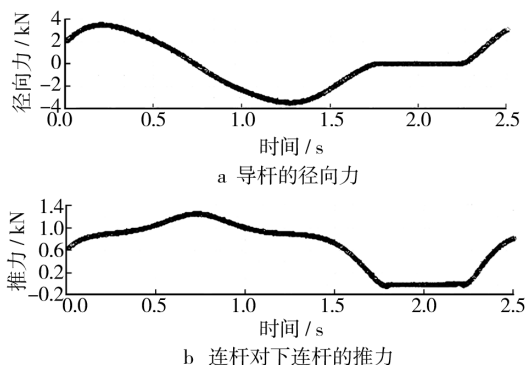


图6 动模板上升或下降运动时的动力学仿真

Fig. 6 Kinematics simulation of ascending or descending motion of the moving board

置在垂直方向上。上下连杆在动模板达到最大位移时开始发生弹性变形,当滚子运动到凸轮凹形槽时,上下连杆弹性变形结束。在这个过程中,连杆3对下连杆的推力是一个变力,先增大再减小,上下连杆弹性变形结束时,连杆3对下连杆的推力为零,直到动模板停歇结束。动模板停歇结束时,导杆的转动使连杆3将下连杆往右拉,动模板开始开模,同时上下连杆弹性变形恢复。

在上下连杆的弹性变形过程中,连杆3对下连杆的推力是一个变力,导杆1受到的径向力也是一个变力。要计算上下连杆弹性变形过程中连杆3对下连杆的推力及导杆的径向力比较复杂。可以借助Pro/E动力学仿真进行上下连杆弹性变形过程中导杆的径向力的分析。

在动模板即将达到最大位移时,动模板上表面施加大小为500 kN,用方向垂直向下的力来模拟上下连杆弹性变形所产生500 kN的锁模力,此时,连杆3对下连杆的推力及导杆1的径向力仿真分析结果见图7。

设上下连杆的弹性变形压缩长度为0.25 mm。由运动学仿真知道,动模板的最大位移为735 mm,当上下连杆的弹性变形长度为0.25 mm时,即动模板在位移为734.75 mm时,上下连杆开始弹性变形。根据动力学仿真数据,在动模板上表面施加大小为500 kN,方向垂直向下的力情况下,当动模板位移为734.71 mm时,导杆1的径向力为12.28 kN,连杆3对下连杆的推力为9.8 kN。随着动模板位移的增大,导杆的径向力逐渐减小,连杆3对下连杆的推力也逐渐减小。说明当动模板位移值是734.75 mm时,导杆1的径向力要小于12.28 kN。实际情况是

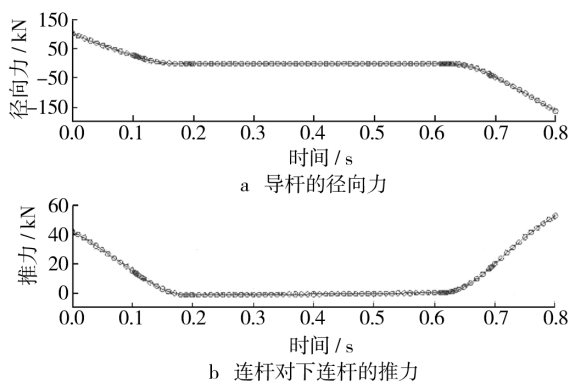


图7 动模板停歇阶段动力学仿真

Fig. 7 Kinematics simulation of stopping stage of the moving board

当动模板位移值是734.75 mm时,上下连杆开始弹性变形,产生锁模力肯定小于500 kN,导杆径向力也肯定小于12.28 kN,也就是说当导杆径向力为12.28 kN时,足以将上下连杆顶直,因此,导杆1的这个径向力数值可以用于计算轴的扭矩及电机的功率。

4 结语

笔者通过对热成型机开合模机构工作原理的分析,设计了一种新的凸轮曲柄连杆开合模机构,同时完成凸轮曲柄连杆开合模机构的设计和运动仿真,对凸轮曲柄连杆开合模机构进行了运动学及动力学分析,给出凸轮曲柄连杆开合模机构动模板的位移、速度及加速度的设计方程和仿真曲线,分析结果表明,所研究的凸轮曲柄连杆机构运动平稳,验证了该凸轮曲柄连杆机构设计的合理性,为动态特性优化提供了理论指导,对新型热成型机开合模机构的开发和设计有一定的推广作用。

参考文献:

- [1] 申长雨,陈静波,刘春太,等.塑料热成型技术[J].工程塑料应用,2000(1):37-41.
SHEN Chang-yu, CHEN Jing-bo, LIU Chun-tai, et al. Thermoforming of Plastics[J]. Engineering Plastics Application, 2000(1):37-41.
- [2] 黄学佳,包能胜,谢荣生,等.集成吸塑成型冲切一体化工艺的全自动片材设备的研制[J].包装工程,2011,32(7):72-75.

(下转第98页)

品色差范围内,定位后的图像被认定为合格品,即能够较好地满足缺陷检测系统的检测要求。

4 结语

结合印刷品全画面检测系统和印刷图像的特点,使用基于四元数法则的相位相关的定位方法,在有效利用图像的颜色信息的基础上,实现了检测系统中的标准图像和待测图像的像素级的定位,并且具有较好的鲁棒性。但仍存在一些问题,如在定位过程中使用的插值方法,虽然能够较忠实地还原图像,但对于后续印刷品的墨量检测有一定的影响;此外,在执行效率上,该定位方法还有待改进。

参考文献:

- [1] 韩九强. 机器视觉技术及应用[M]. 北京:高等教育出版社,2009.
HAN Jiu-qiang. Machine Vision Technology and its Applications[M]. Beijing: High Education Press, 2009.
- [2] WYAWAHARE Medha V. Image Registration Techniques: An overview[J]. International Journal of Signal Processing, Image Processing and Pattern Recognition, 2009, 2(3): 11—26.
- [3] 刘卫光. 图像信息融合与识别[M]. 北京:电子工业出版社,2008.
LIU Wei-guang. Image Fusion and Recognition[M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2008.

(上接第 71 页)

- HUANG Xue-jia, BAO Neng-sheng, XIE Rong-sheng, et al. Study on Full-Automatic Sheet Extruder with Integrated Process of Sucking Molding and Punching[J]. Packaging Engineering, 2011, 32(7): 72—75.
- [3] SCHUT, JAN H. New Machinery for Thermoforming[J]. Plastics Technology, 2009, 55(9): 30—31.
- [4] GRANDE, JOE. Thermoforming: New Roll-fed Boost Output Systems Flexibility[J]. Plastics Technology, 2011, 57(1): 23—26.
- [5] 李彩虹. 塑料成型加工技术与装备的研究现状及发展[J]. 南京工业职业技术学院学报, 2005(2): 85—87.
LI Cai-hong. Current Development of Plastics Molding Technology and Its Equipment[J]. Journal of Nanjing Institute of Industry Technology, 2005(2): 85—87.
- [6] 战祥乐, 刘安静, 赵战峰. 包装机械用空间凸轮的设计与

- [4] 邢燕. 四元数及其在图形图像处理中的应用研究[D]. 安徽:合肥工业大学, 2009.
XING Yan. Research on Quaternion and Its Applications in Graphics and Image Processing[D]. Anhui: Hefei University of Technology, 2009.
- [5] SANGWINE S J, ELI T A, MOXEY C E. Vector Phase Correlation[J]. Electronics Letters Online IEE, 2001, 37(25): 1513—1515.
- [6] 罗华飞. Matlab GUI 设计学习手记[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2011.
LUO Hua-fei. Matlab GUI Design Study Manual[M]. Beijing: Beihang University Press, 2011.
- [7] 刘松涛, 杨绍清. 图像配准技术性能评估及实现概况[J]. 电光与控制, 2007, 14(3): 73—78.
LIU Song-tao, YANG Shao-qing. Performance Evaluation and Implementation of Image Registration Techniques: a Survey[J]. Electronics Optics and Control, 2007, 14(3): 73—78.
- [8] 徐敏, 唐万有, 马千里, 等. 基于 Blob 算法的印刷缺陷在线检测的研究[J]. 包装工程, 2010, 31(9): 20—23.
XU Min, TANG Wan-you, MA Qian-li, et al. Research of Printing Defect On-line Detection Based on Blob Algorithm[J]. Packaging Engineering, 2010, 31(9): 20—23.
- [9] 马千里, 唐万有, 徐敏. 基于神经网络的印刷墨量在线检测研究[J]. 包装工程, 2010, 31(19): 101—104.
MA Qian-li, TANG Wan-you, XU Min. Research of Ink Quantity On-line Detection Based on Neural Network[J]. Packaging Engineering, 2010, 31(19): 101—104.
- 加工[J]. 包装工程, 2006, 27(4): 125—126.
- ZHAN Xiang-le, LIU An-jing, ZHAO Zhan-feng. Design and Machining of Spatial Cam Used in Packaging Machine[J]. Plastics Technology, 2006, 27(4): 125—126.
- [7] 李斌, 杨春雷, 刘勇. 曲柄连杆机构运动及动力特性分析[J]. 机械, 2006, 33(1): 10—12.
- LI Bin, YANG Chun-lei, LIU Yong. Analysis on Characteristics of the Movement And Force Of Crank-Connecting Rod Mechanism[J]. Machinery, 2006, 33(1): 10—13.
- [8] 穆帅. 曲柄连杆机构的动力分析[J]. 装备制造技术, 2010(5): 12—12.
- MU Shuai. The Dynamic Analysis of Crank-link Mechanism[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2010(5): 12—15.