

基于遗传算法的全电动注塑机双肘内翻式合模机构优化设计*

刘晓彬 杨于光 董力群 庄 俭 张亚军

(北京化工大学机电工程学院, 北京 100029)

摘要: 文章基于遗传算法对全电动合模机构的肘杆机构的关键参数进行优化,同时优化了限制肘杆机构性能的轴销的回转直径与后模板铰点定位尺寸,解除了不合理的轴销的回转直径与后模板铰点尺寸对肘杆机构性能的影响。结果表明:在保证行程比与速度比满足要求的基础上,力的放大比增大了 11.9% 且速度比曲线更平缓。在不改变肘杆机构性能的基础上,轴销的回转直径与后模板铰点尺寸可以进行平移。计算得到合模机构临界角为 4.37° ,曲轴角达到合模临界角时,肘杆机构开始产生合模力,当曲轴角为 0° 时,合模机构合模力达到最大 1300 kN,为全电动注塑机双肘内翻式合模机构的设计提供技术依据。

关键词: 遗传算法; 全电动注塑机; 双肘内翻式; 合模机构; 优化设计

中图分类号: TQ315 文献标志码: A 文章编号: 1001-9456(2016)05-0017-05

Optimization Design of Double-Toggle Clamping Unit of All Electric Injection Molding Machine Based on Genetic Algorithm

LIU Xiaobin, YANG Yuguang, DONG Liqun, ZHUANG Jian, ZHANG Yajun

(College of Mechanic and Electronic Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: Optimization design the double-toggle clamping unit of all electric injection molding machine through genetic algorithm, set rotation diameter of pin, template hinge point positioning size and key parameters of elbow bar mechanism as optimized parameters, removed the limitation of clamping unit's performance caused by unreasonable pin rotation diameter and template hinge point positioning size. The force ratio was increased by 11.9% on the basis of ensuring the stroke ratio and speed ratio met the requirements. Rotation diameter of pin, template hinge point positioning size could be adjusted ensuring the performance of the toggle mechanism did not change. The critical angle of clamping unit was 4.37° , the deformation force was generated when the crank angle decreases to the critical angle and reached to 1300 kN when the crank angle decreased to zero, got the relationship between the deformation force and the critical angle. Provided technical basis for the design of double-toggle clamping unit of all electric injection molding machine.

Keywords: genetic algorithm; all electric injection molding machine; double-toggle; clamping unit optimization design

全电动注塑机的合模机构^[1]相对于传统的液压注塑机的合模机构^[2],优点在于运用伺服电机调速控制精度高,洁净污染少,缺点则是电机通过滚珠丝杠与肘杆机构相连,需要肘杆机构拥有足够的力的放大比才可以满足较大合模力的要求。这就需要对肘杆机构进行优化设计,获得足够的放大比。

肘杆机构运行平稳,能耗低且可得到较大的放大比^[3-4],张有根^[5]根据国际上部分肘杆机构数据分析研究了肘杆机构速度比的特性及其影响因素,提出了改善肘杆机构速度比的方法和措施。钟士培^[6]运用 Pro/E 对合模肘杆机构模型及其驱动控制建模和仿真,验证了机构的可靠性和可行性。高东强等^[7]根据注塑合模的成型要求建立了数学模型并确立目标函数,利用

MATLAB 语言编程得出最优解。Li 等^[8]建立了微注塑合模机构肘杆机构的数学模型并分析了其动态特性。纪钰亮等^[9]在保证模板尺寸和动模板行程基础上,通过遗传算法,以力的放大比、行程比和机构总长建立多目标函数^[10]优化了肘杆机构。对比 Matlab 中 fmincon 函数的优化结果,阐述了遗传算法优化肘杆的可靠性及可行性。赵俊^[11]则以建立更多约束的方法建立单目标函数的优化模型,在保证性能的基础上简化了目标函数。邵珠娜等^[12]利用 Adams 针对肘杆机构进行坐标参数化并对模板的速度曲线进行优化设计。以往的优化模型仅对肘杆的关键参数进行优化,但并没有考虑轴销的回转直径与后模板铰点定位尺寸在优化算法中对合模机构性能的影响。

* 收稿日期: 2016-03-02

基金项目: 国家自然科学基金青年科学基金资助(51203010)。

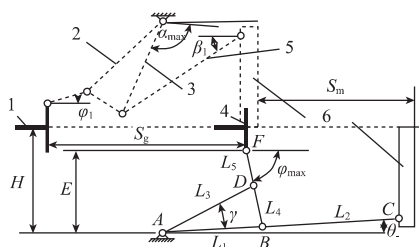
作者简介: 刘晓彬(1990-),男,在读研究生。E-mail: lxbjobhunting@163.com。

通信联系人: 张亚军(1970-),男,教授。E-mail: al169@163.com。

文章针对追求全电动注塑机合模机构增力比大的特点,以力的放大比为目标函数,建立遗传算法的数学模型,并把模板尺寸参数加入到优化参数中,性能参数与尺寸参数互相约束得到满足性能的优化结果,进行三维建模和仿真。

1 肘杆机构受力及运动分析

合模机构肘杆中的杆机构开合模极限位置,如图1所示。滚珠丝杠通过十字头与小连杆 L_5 相连,带动后肘杆 L_3 的前后运动,前曲肘 L_1 与大连杆 L_2 相连,铰点 A 与铰点 C 分别位于后模板和动模板上,后模板铰点 A 到滚珠丝杠中心的距离为 H ,十字头铰点 F 到铰点 A 的垂直距离为 E , θ 为斜排角,后曲轴与前曲肘夹角为 γ , β 和 φ 分别为 L_2 与 L_5 与水平线夹角,开模极限位置 $\beta=\beta_1$, $\varphi=\varphi_1$,合模极限位置 $\varphi=\varphi_{\max}$ 。曲肘角为 α ,开模极限位置 $\alpha=\alpha_{\max}$,合模极限位置 $\alpha=0$ 。动模板行程为 S_m ,十字头行程为 S_g 。



1—滚珠丝杠;2—后曲肘;3—前曲肘;4—十字头;5—大连杆;6—动模板。

图1 肘杆机构示意图

根据几何关系:

$$S_m = (L_1 + L_2) \cos \theta - [L_2 \cos \beta_1 + L_1 \cos(\alpha_{\max} + \theta)] \quad (1)$$

$$S_g = L_5 \cos \varphi_1 - L_3 \cos(\alpha_{\max} + \theta + \gamma) + L_3 \cos(\theta + \gamma) - L_5 \cos \varphi_{\max} \quad (2)$$

$$\text{式中: } \beta_1 = \arcsin \frac{L_1 \sin(\alpha_{\max} + \theta) - (L_1 + L_2) \sin \theta}{L_2} \quad (3)$$

$$\varphi_1 = \arcsin \frac{E - L_3 \sin(\alpha_{\max} + \theta + \gamma)}{L_5} \quad (4)$$

$$\varphi_{\max} = \arcsin \frac{E - L_3 \sin(\theta + \gamma)}{L_5} \quad (5)$$

行程比 R 为动模板行程 S_m 与十字头行程 S_g 之比,即:

$$R = \frac{S_m}{S_g} = \frac{(L_1 + L_2) \cos \theta - [L_2 \cos \beta_1 + L_1 \cos(\alpha_{\max} + \theta)]}{L_5 \cos \varphi_1 - L_3 \cos(\alpha_{\max} + \theta + \gamma) + L_3 \cos(\theta + \gamma) - L_5 \cos \varphi_{\max}} \quad (6)$$

力的放大比 M 为动模板轴向推力与滚珠丝杠传递给十字头的推力之比,不考虑摩擦^[13],自重和惯性力时计算公式如下:

$$M = \frac{L_3 \sin(\alpha + \theta + \gamma + \varphi) \cos \beta}{L_1 \sin(\alpha + \theta + \beta)} \quad (7)$$

由公式(7)可知,力的放大比 M 随曲肘角 α 是变化的,通常取 α 在 $2.5^\circ \sim 3.5^\circ$ 的一个值计算实际的放大比,文章取 $\alpha = 3^\circ$ 时的放大比作为参考值。

肘杆机构速度比 M_v 与力的放大比互为倒数,即:

$$M_v = \frac{L_1 \sin(\alpha + \theta + \beta)}{L_3 \sin(\alpha + \theta + \gamma + \varphi) \cos \beta} \quad (8)$$

2 遗传算法及肘杆机构优化设置

2.1 遗传算法工具箱优化

遗传算法的流程如图2所示。

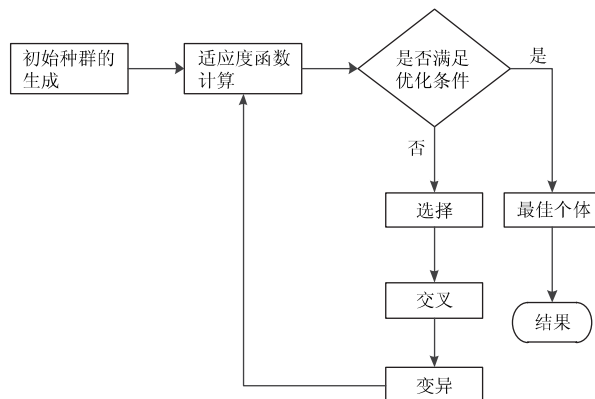


图2 遗传算法流程

2.1.1 基因编码

注塑机的精度要求高,因此采用浮点编码,染色体为:

$$X = [L_1 \ L_2 \ L_3 \ L_5 \ \theta \ \gamma \ \alpha \ E \ H \ d_B \ d_D \ d_F]^T$$

$$= [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7 \ x_8 \ x_9 \ x_{10} \ x_{11} \ x_{12}]^T$$

2.1.2 遗传算法调用

遗传算法工具箱主程序为: `[x endPop bestPop trace] = ga(bounds,evalFn,evalOps,startPop,gaOpts,termFns,termOps,selectFn,selectOps,xFns,xOpts,mFns,mOpts)`。其中初始种群`startPop`调用`initialize.m`文件得到初始染色体,初始种群染色体数为150。终止函数`termFns`默认为最大代数终止,取300代终止。选择函数`selectFn`选择默认`normGeomSelect`,选择概率为0.08。交叉函数`xFns`的实值矩阵为`[2 0; 2 3; 2 0]`。变异函数`mFns`的实值矩阵为`[2 0 0; 3 500 3; 2 500 3; 2 0 0]`。

2.2 变量设定与目标函数

2.2.1 变量设定

保证动模板行程 $S_m=400$ mm不变,将后模板铰点尺寸 H ,铰点 B 、 D 、 F 的直径 d_B 、 d_D 、 d_F 以及各杆长度和角度尺寸设计为变量,即: $X = [L_1 \ L_2 \ L_3 \ L_5 \ \theta \ \gamma \ \alpha \ E \ H \ d_B \ d_D \ d_F]^T$

2.2.2 目标函数

针对全电动注塑机需要放大比大的特点,将力的放大比 M 作为目标函数。

2.3 约束条件

2.3.1 性能参数约束

防止开模初始时肘杆机构出现自锁而影响性能,且考虑到转动副存在的摩擦力,须有 $\alpha_{\max} + \theta + \gamma + \varphi \leq 160^\circ$,即:

$$G_1(x) = \alpha_{\max} + \theta + \gamma + \varphi - 160^\circ \leq 0 \quad (9)$$

根据设计经验, L_1 与 L_2 的杆长比应在0.7~0.85之间,即:

$$G_2(x) = L_1 - 0.85L_2 \leq 0 \quad (10)$$

$$G_3(x) = 0.7L_1 - L_2 \leq 0 \quad (11)$$

根据设计经验,保证肘杆机构传力性能,有 $75^\circ \leq \varphi_{\max} \leq 90^\circ$,即:

$$G_4(x) = \frac{E - L_3 \sin(\theta + \gamma)}{L_5} - \sin 90^\circ \leq 0 \quad (12)$$

$$G_5(x) = \sin 75^\circ - \frac{E - L_3 \sin(\theta + \gamma)}{L_5} \leq 0 \quad (13)$$

为保证足够的增力比,力的放大比 M 不小于 23,行程比不小于 0.9,且保证动模板行程 S_m 为 400,即:

$$G_6(x) = 23 - M \leq 0 \quad (14)$$

$$G_7(x) = 0.9 - R \leq 0 \quad (15)$$

$$G_8(x) = (L_1 + L_2) \cos \theta - [L_2 \cos \beta_1 + L_1 \cos(\alpha_{\max} + \theta)] = 0 \quad (16)$$

2.3.2 干涉约束

为保证肘杆机构开合模过程中肘杆间能够相对回转,肘杆机构应满足 $L_4 \geq (d_D + d_B)/2$, $L_5 \geq (d_F + d_B)/2$ 。根据余弦定理应有以下约束条件:

$$G_9(x) = \frac{(d_D + d_B)^2}{4} - (L_1^2 + L_3^2 - 2L_1L_2\cos\gamma) \leq 0 \quad (17)$$

$$G_{10}(x) = (d_F + d_B)/2 - L_5 \leq 0 \quad (18)$$

为保证肘杆回转时不会与滚珠丝杠干涉,应有 $H \geq L_1 + d_B/2$, $H \geq L_3 + d_D/2$ 即:

$$G_{11}(x) = L_1 + d_B/2 - H \leq 0 \quad (19)$$

$$G_{12}(x) = L_3 + d_D/2 - H \leq 0 \quad (20)$$

2.3.3 边界约束

在不影响最优解收敛的条件下,应尽量减少迭代次数以提高算法运算的效率^[14-15]。根据设计经验与类比,斜排角的一般取值为 $3^\circ \leq \theta \leq 5^\circ$,前曲肘与后曲轴夹角一般取 $15^\circ \leq \gamma \leq 25^\circ$,其余杆长及角度范围如下: $150 \leq L_1 \leq 250$; $160 \leq L_2 \leq 250$; $90 \leq L_3 \leq 250$; $90 \leq L_5 \leq 200$; $90^\circ \leq \alpha_{\max} \leq 120^\circ$; $100 \leq E \leq 220$; $270 \leq H \leq 320$ 。

轴销的材料为 42CrMo,锁模力 P_m 为 1300 kN,为保证轴销的强度满足要求,应保证主轴销直径 d_{x1} 以及副轴销直径 d_{x2} :

$$d_{x1} \geq \sqrt{\frac{7 \times P_m}{\pi \times \sigma_s}} \quad (21)$$

$$d_{x2} \geq \sqrt{\frac{3.5 P_m}{10 \pi \sigma_s}} \quad (22)$$

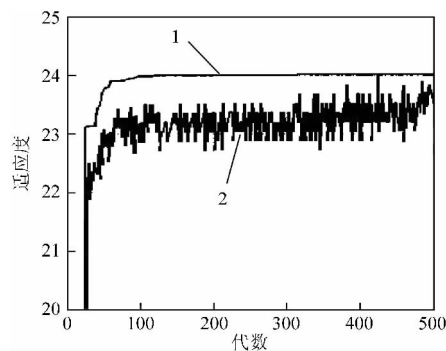
式中: $\sigma_s = 930$ MPa; 最后求得 $d_{x1} \geq 55.8$ mm; $d_{x2} \geq 12.5$ mm,在保证轴销孔壁厚情况下有 $85 \leq d_B \leq 120$, $50 \leq d_D \leq 100$, $50 \leq d_F \leq 100$ 。

3 优化算法结果分析与仿真

3.1 优化结果性能对比分析

图 3 分别描绘了各代最优适应度值曲线和各代平均适应度值曲线,进化到 50 代左右时,适应度的平均值已经变化不大且接近最优适应度值。由于遗传算法初始值的随机性,多次运算后得到近似最优解。

根据初始设计的杆长与遗传算法工具箱优化后结果如表 1 所示,在行程比满足设计要求的情况下,力的放大比原始值增加了 11.9%,轴销孔直径范围更合理,更容易避免肘杆机构干涉。



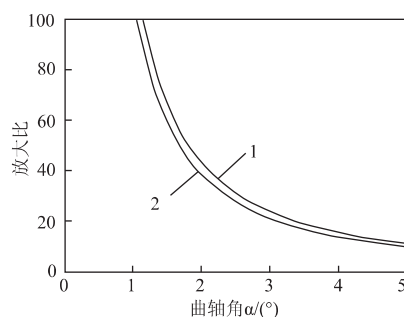
1 - 各代最优解; 2 - 各代种群平均值。

图 3 适应度曲线

图 4 为力的放大比对比图,优化后任意曲肘角的力的放大比值都有所增加,且符合力的放大比变化规律。

表 1 优化前后结果对比

参数	原始值	优化值
L_1	233.50	231.41
L_2	274.71	278.64
L_3	155.67	200.71
L_5	138.96	131.35
θ	3.3	3.0
γ	20.00	17.55
α	111.00	113.38
E	200.53	201.81
H	320.00	312.57
d_B	90	97
d_D	80.00	54.71
d_F	80	50
M	21.45	24.00
R	1.12	0.90



1 - 初始; 2 - 优化。

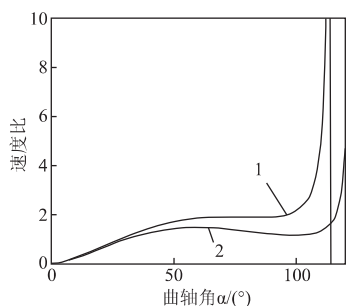
图 4 力放大比对比图

图 5 为速度比的对比曲线,速度比与力的放大比互为倒数,放大比的增大必会导致速度比的减小。优化后速度比峰值仍在 1.5~2.5 之间,满足设计要求,速度曲线变化更加平缓。

3.2 优化模型验证

3.2.1 干涉检查

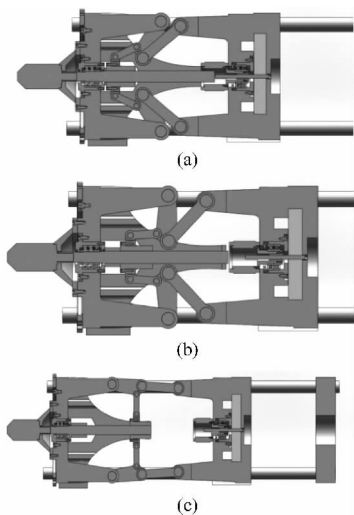
建立三维模型,确定肘杆的宽度为 70 mm,图 6 为合模机构



1—初始; 2—优化。

图5 速度比对比图

各个极限位置。遗传算法求解出的后模板铰点位置 H 在满足最优解 E 不变的情况下,可上下移动且不改变肘杆性能,避免曲肘与滚珠丝杠干涉。最优解 d_B, d_D, d_F 在满足强度的基础上也可增大或减少来避免肘杆回转干涉,且不改变肘杆性能。如图7所示,当模板铰点位置由 H 变为 H_1 时,只需保证 E 不变,将十字头位置从 M 变为 M_1 时,肘杆机构的性能不发生变化。更容易得到不干涉的合模机构三维模型。



(a) 开模极限位置; (b) 中间位置; (c) 合模极限位置。

图6 合模机构各极限位置

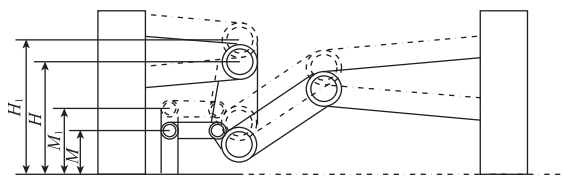


图7 合模机构微调简图

3.2.2 合模临界角

合模临界角即拉杆开始受到压力的曲肘角,系统变形力 P 与合模临界角 α_0 的关系为:

$$P = \frac{L_1(1+\lambda)C}{2}(\alpha_0^2 - \alpha^2) \quad (23)$$

式中: λ 为杆长比; C 为系统刚度。当曲肘角 α 为 0 时 P 达到最大变形力 P_{\max} 为 1300 kN,得:

$$\alpha_0 = \sqrt{\frac{2P_{\max}}{L_1(1+\lambda)C}} \quad (24)$$

由优化结果可知,杆 $L_1 = 231.41$ mm,杆长比 $\lambda = L_1/L_2 =$

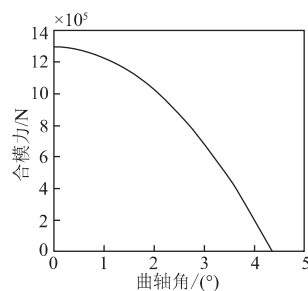
0.83,系统刚度 C 计算公式如下:

$$C_1 = \frac{E_1 S_1}{L_1}, C_2 = \frac{E_2 S_2}{L_2}, C_p = \frac{E_p S_p}{L_p} \quad (25)$$

$$\frac{1}{C} = K \left(\frac{1}{ZC_p} + \frac{1}{n_1 C_1} + \frac{1}{n_2 C_2} \right) \quad (26)$$

式中: C_1 为前曲肘刚度; C_2 为大连杆刚度; C_p 为拉杆刚度; 前曲肘的弹性模量为 $E_1 = 2.09 \times 10^5$ N/mm²; 大连杆弹性模量为 $E_2 = 1.02 \times 10^5$ N/mm²; 拉杆弹性模量为 $E_p = 2.12 \times 10^5$ N/mm²。由 SolidWorks 模型可知: 前曲肘截面积为 $S_1 = 6228.52$ mm², 大连杆截面积为 $S_2 = 13181.42$ mm², 拉杆截面积为 $S_p = 5026.55$ mm², 拉杆长度为 $L_p = 2250$ mm, 拉杆个数为 $Z = 4$, 前曲肘个数为 $n_1 = 4$, 大连杆个数为 $n_2 = 2$ 。刚度修正系数 K 的取值范围为 1.25 ~ 1.5, 取为 1.4。将公式(23) ~ (26) 代入 MATLAB 求解出临界角 $\alpha_0 = 4.37^\circ$, 满足合模机构临界角范围 $3.5^\circ \sim 5^\circ$ 范围,且计算力放大比参考值的曲肘角小于临界角,力的放大比取值合理。

计算得到系统刚度 $C = 1.06 \times 10^6$ N/mm, 变形力系统变形力 P 与曲肘角 α 的关系,如图8所示。当曲肘角 α 达到合模的临界角 $\alpha_0 = 4.37^\circ$ 时,肘杆机构开始产生合模力,当曲肘角为 0° 时,合模机构合模力达到最大 1300 kN。

图8 系统变形力 P 与曲肘角 α 关系

3.3 肘杆机构运动仿真

合模机构整体结构复杂,提高建模仿真的效率,根据机械原理简化模型。根据合模机构的合模极限位置,以铰点 D 为坐标原点,算出肘杆各个铰点的坐标,利用 table editor 建立各个铰点,建立简化模型,如图9所示。在动模板处加载一个预紧的弹簧来模拟变形力,弹簧的弹性系数 K_s 等于系统刚度 C ,即 $K_s = C = 1.06 \times 10^6$ N/mm,预紧载荷为 1300 kN。十字头处加载运动仿真得变形力与曲肘角变化曲线,如图10所示,合模临界角 α_0 为 4.37° ,合模力变化规律与图7理论计算相符。说明优化后的合模机构可以满足合模力要求,证明了优化的肘杆机构的可行性与可靠性。

4 结论

1) 通过 MATLAB 遗传算法工具箱,优化了肘杆机构的性能,在保证合模机构行程比和速度比在合理范围内的基础上,力

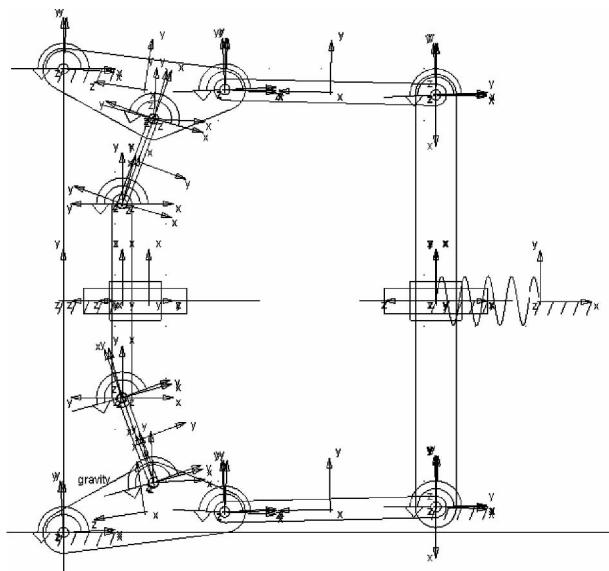


图9 ADAMS 模型

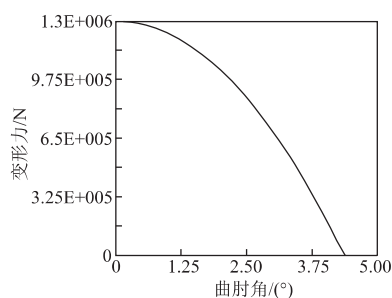


图10 变形力与肘角仿真结果

的放大比增大了 11.9% 且速度比曲线更平缓。

2) 将轴孔回转直径与后模板铰点尺寸与杆长关键参数一同优化, 避免了不合理的回转直径及后模板铰点尺寸对够干机构性能的限制。优化后得到更合理的轴孔回转半径与后模板铰点尺寸, 可以实现保证肘杆机构性能不变的基础上对轴销回转半径及后模板铰点尺寸进行微调, 更容易获得不干涉的合模机构三维模型。

3) 计算了合模临界角, 并绘制变形力系统变形力 P 与肘角 α 变化关系图, 优化后放入合模临界角为 4.37° , 满足经验设计要求。

4) 计算得到了变形力随肘角的变化关系, 肘角 α 达到合模临界角 $\alpha_0 = 4.37^\circ$ 时, 肘杆机构开始产生合模力, 当肘角为 0° 时, 合模机构合模力达到最大 1300 kN。建立动力学模型, 模拟仿真的变形力与肘角的变化关系与理论计算相符。

参考文献:

- [1] 向鹏, 李绣峰, 杜遥雪. 全电动注塑机的特点及应用领域[J]. 现代塑料加工应用, 2007, 19(1): 52-54.
- [2] 杨智韬, 魏保华, 瞿金平. 蓄能器在全液压注塑机的应用以及节能效果研究[J]. 四川大学学报: 工程科学版, 2010, 42(1): 243-248.
- [3] HUANG M S, LIN T Y, FUNG R F. Key design parameters and optimal design of a five-point double-toggle clamping mechanism[J]. Applied Mathematical Modelling, 2011, 35(9): 4304-4320.
- [4] LIN W Y, WANG S S. Dimensional synthesis of a five-point double-toggle mould clamping mechanism using a genetic algorithm-differential evolution hybrid algorithm[J]. Archive Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, 1989-1996(vols 203-210), 2010, 224(6): 1305-1313.
- [5] 张友根. 肘杆合模机构运行速度传动比性能的分析研究[J]. 饮料工业, 2009, 12(9): 34-41.
- [6] 钟士培. 注塑机双肘合模机构运动仿真研究[J]. 装备制造技术, 2010(3): 6-7, 10.
- [7] 高东强, 郭志刚. 基于 SimMechanics 的注塑机合模机构的优化设计与仿真[J]. 机械设计与制造, 2009(4): 82-84.
- [8] LI X, JIN Z, ZHANG Y, et al. Kinematic calculation analysis of micro injection molding machine with double-toggle clamping mechanism based on matlab[J]. Proceedings of The 2nd International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology, 2012, 23(4): 548-553.
- [9] 纪钰亮, 王喜顺. 基于遗传算法的双肘合模机构的优化设计[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2013(9): 52-54.
- [10] LEI C J, YU J H, ZHAN H F, et al. Multi-objective optimization design for double toggle clamping unit of injection molding machine[J]. Applied Mechanics & Materials, 2012, 201/202: 15-19.
- [11] 赵俊. 五支点双肘合模机构优化设计系统的研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2012.
- [12] 邵珠娜, 安瑛, 谢鹏程, 等. 基于 ADAMS 软件的全电动混合驱动式合模机构设计及优化分析[J]. 塑料工业, 2010, 38(8): 47-49.
- [13] LIN W Y, HSIAO K M. Investigation of the friction effect at pin joints for the five-point double-toggle clamping mechanisms of injection molding machines[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2003, 45(11): 1913-1927.
- [14] 梁磊, 韩玉强. 基于 Matlab 平面多杆机构的运动分析[J]. 机械传动, 2012, 36(6): 55-57.
- [15] 胡兆国, 郝剑平. 基于遗传算法的盘式制动器优化设计研究[J]. 机械传动, 2012, 36(6): 51-54.

(本文编辑 WY)

《塑料》杂志微信服务号现已开通

最精品的论文推荐, 最丰富的国内资讯, 最学术的交流平台。塑料杂志邀您一起读精品论文, 看国内资讯, 谈行业发展。欢迎关注塑料杂志微信公众号。

我们将用专业的知识, 前沿的情报, 为您带来最优质的服务。您的需求便是我们工作的方向; 您的关注便是我们工作的期望; 您的支持便是我们工作的动力。



微信公众号: suliaoazhi