

注射成型机五孔斜排合模机构的优化设计

冯良为 岑运福 陈洪涛
(华南理工大学, 广州 510641)

摘要 介绍了从合模机构的强度和刚度要求出发进行注射成型机五孔斜排合模机构优化设计的方法。提出了等功效系数法的概念, 并介绍了它在优化设计中的应用。由于综合处理强度和刚度, 并简化处理目标函数, 既达到了优化搜索方案的目的, 又降低了编程难度, 缩短了计算机运行时间, 且能得到整个合模机构的结构尺寸。应用计算公式简洁、明了, 具有明显的使用价值。

关键词 注射成型机, 合模机构, 优化设计

关于注射成型机五孔斜排式双曲肘三连杆合模机构的优化设计, 自 80 年代以来, 国内已有不少文章发表。本文在文献[1] 所推导出的合模机构设计计算公式的基础上, 从合模机构的强度和刚度要求出发, 进行合模机构的优化设计。提出了等功效系数的概念, 并介绍了它在目标函数组合优化中的应用。综合处理了合模机构的几何尺寸和结构设计。可以得出最优方案和合模机构整套结构尺寸参数, 可直接进行制图和结构化修正, 从而设计出令人满意的结构和性能, 大大提高了设计效率。

1 初始化参数设计

合模机构的原始参数为最大锁模力 $P_{\max}$ 。根据标准和用途要求可以确定(参见图 1 和 2):

- 动模板行程 S_m ;
- 拉杆有效间距 $V_1 \times H_1$;
- 模具最大厚度 $b_{\max}$ 。

1.1 从强度和刚度进行合模机构设计的基本计算公式^[2]

(1) 拉杆直径设计

拉杆直径计算公式:

$$d = \frac{\sqrt{P_{\max}}}{\sqrt{\pi} [\sigma]} \tag{1}$$

式中 $[\sigma]$ ——拉杆抗拉许用应力。

(2) 模板设计

① 前模板和动模板厚度 $\hat{q}$ 和 $\hat{q}_0$

$$\hat{q} = \hat{q}_0 = 1.5 \frac{\sqrt{P_{\max} V_0}}{\sqrt{[\sigma_{w0}] H}} \tag{2}$$

式中 V_0 ——拉杆中心距;

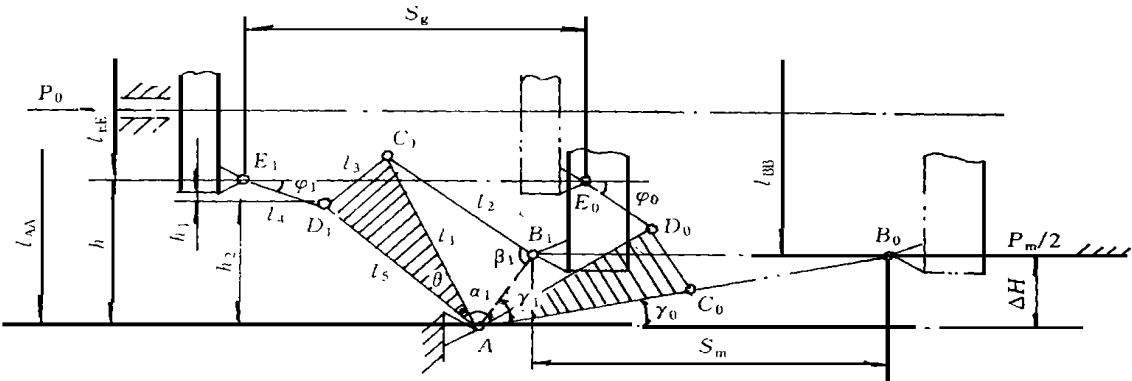


图 1 合模机构简图

作者简介 冯良为, 男, 55 岁。副教授。1969 年毕业于华南工学院(现华南理工大学)橡胶塑料机械专业。主要从事橡胶塑料机械专业的教学和科研工作。已发表论文 20 多篇, 专著 1 本。

H ——模板外形水平尺寸;
 $[\sigma_{w0}]$ ——模板许用抗弯脉动应力疲劳极限。

② 后模板厚度

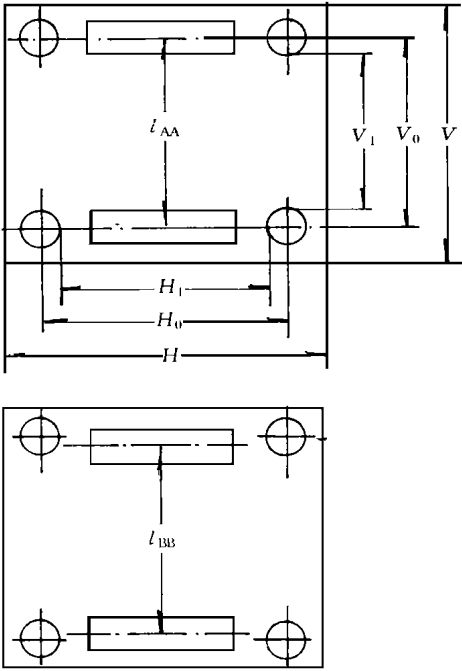


图2 模板尺寸示意图

$$\delta = 1.5 \sqrt{\frac{P_{\max} H_0}{n[\sigma_{w0}] V}} \quad (3)$$

式中 H_0 ——拉杆垂直中心距;
 V ——模板外形垂直尺寸。

③模板的挠度

a)前模板和动模板的弯曲挠度 f_1 和 f_2

$$f_1 = f_2 = f_{b1} + f_{s1} \quad (4)$$

$$f_{b1} = 0.233 \frac{V_0^3 P_{\max}}{\delta^3 EH} \quad (5)$$

$$f_{s1} = 0.263 \frac{P_{\max} V_0}{\delta^3 GH} \quad (6)$$

式中 f_{b1} ——由弯曲引起的挠度;
 f_{s1} ——由剪力产生的挠度;
 E ——弹性模量;
 G ——抗剪断面模量。

b)后模板的弯曲挠度 f_3

$$f_3 = f_{b3} + f_{s3} \quad (7)$$

$$f_{b3} = 0.233 \frac{H_0^3 P_{\max}}{\delta^3 EV} \quad (8)$$

$$f_{s3} = 0.263 \frac{P_{\max}}{\delta^3 GV} \quad (9)$$

(3)连杆机构设计

①前后连杆铰链 A、B 和 C 的销轴直径

d_A , d_B 和 d_C

$$d_A = d_B = d_C \geq \sqrt{\frac{4KP_{\max}}{n\pi[\tau] \cos \gamma_0}} \quad (10)$$

式中 K ——计算系数;

n ——肘杆机构的肘数;

i ——剪切面数目 ($i=4$ 时, $K=1.4$;
 $i=6$ 时, $K=1.3$; $i=8$ 时, $K=1.25$);

$[\tau]$ ——许用剪切应力。

②销轴长度 L_{si}

$$L_{si} = \frac{73P_{\max}}{2\varphi_0 d_i [\sigma_{jc}]} \quad (11)$$

式中 φ_0 ——接触角;

d_i ——销轴直径;

$[\sigma_{jc}]$ ——许用接触应力。

(4)系统刚度计算

①连杆 L_1 和 L_2 (长度分别为 l_1 和 l_2) 的刚度系数 C_{L1} 和 C_{L2} 及拉杆刚度系数 C_{LP}

$$C_{L1} = \frac{EP_{\max}}{2\cos \gamma_0 [\sigma_j] l_1} \quad (12)$$

$$C_{L2} = \frac{EP_{\max}}{2\cos \gamma_0 [\sigma_j] l_2} \quad (13)$$

$$C_{LP} = \frac{E\pi d^2}{4lp} \quad (14)$$

式中 E ——弹性模量;

$[\sigma_j]$ ——许用挤压应力;

lp ——拉杆计算长度。

②系统刚度系数 C

$$C = \frac{1}{\eta \left(\frac{1}{ZC_{LP}} + \frac{1}{m_1 C_{L1}} + \frac{1}{m_2 C_{L2}} \right)} \quad (15)$$

式中 η ——计算因数, 可取 1.45~1.5;

Z ——拉杆数目;

m_1, m_2 ——肘数。

(5)合模机构油缸推力 $P_{0\max}$ 、油缸直径 D_0 和壁厚 δ 的计算

$$P_{0\max} = \frac{P_m}{M'} \quad (16)$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4P_{0\max}}{\pi P}} \quad (17)$$

$$\delta = \frac{P_b D_0}{2[\sigma]} \quad (18)$$

式中 M' —— $P_{0\max}$ 对应的增力倍数;

P ——油缸工作压力;

P_b ——油泵工作压力;

[σ] —— 油缸材料许用应力。

(6) 推力杆销轴直径 d_D 和 d_E 计算

$$d_D = d_E = \sqrt{\frac{2KP_{0\max}}{n\pi[\tau]\cos\varphi_{P_{0\max}}}} \quad (19)$$

式中 $\varphi_{P_{0\max}}$ —— $P_0 = P_{0\max}$ 时推力杆与水平线的夹角。

1.2 基本结构的初始化设计

(1) 模板尺寸设计

拉杆中心距:

$$V_0 = V_1 + d \quad (20)$$

$$H_0 = H_1 + d \quad (21)$$

模板外形尺寸为 $V \times H$ 。

(2) 铰支座 A 和 B 垂直距离 ΔH 的设计

后模板两对称铰 A 中心距为 l_{AA} , 动模板两对称铰 B 中心距为 l_{BB} 。

$$\Delta H = \frac{l_{AA} - l_{BB}}{2} \quad (22)$$

(3) 铰 A 和 B 中心连线长度 l_{AB} 及初始角 γ_1 的计算

当 $\alpha = 0, \beta = 0, \gamma = \gamma_0$ 时, $l_{AB0} = \frac{\Delta H}{\sin \gamma_0}$

$$\gamma_1 = \text{ctan}^{-1}(\text{ctan} \gamma_0 - \frac{S_m}{\Delta H}) \quad (23)$$

$$l_{AB1} = \frac{\Delta H}{\sin \gamma_1} \quad (24)$$

(4) 连杆的断面尺寸 (参见图 3)

① 铰 A, B 和 C 销轴衬套外径 D_A, D_B 和 D_C

$$D_A = D_B = D_C = (1.16 \sim 1.3)d_A \quad (25)$$

② 连杆上铰 A, B 和 C 处的外缘半径 R_A, R_B 和 R_C

$$R_A = R_B = R_C = (0.9 \sim 1.1)d_A \quad (26)$$

(5) 连杆 L_1 和 L_2 的断面尺寸 F_{L1} 和 F_{L2}

$$F_{L1} = F_{L2} = 2R_B \times L_{S1} \quad (27)$$

连杆 L_1 和 L_2 的长度及初始角 α_1

$$\text{肘长比 } \lambda = \frac{l_1}{l_2}, \lambda = 0.7 \sim 0.95$$

$$l_{AB0} = l_1 + l_2 \quad (28)$$

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \frac{l_{AB1}^2 - l_2^2(1 - \lambda^2)}{2\lambda l_{AB1}l_2} \quad (29)$$

(6) 初始位置时铰 E, D 和 A 的垂直距离 (参见图 1)

$$h = h_1 + h_2 \quad (30)$$

$$i = \frac{h_1}{h_2} \quad (31)$$

$$h = l_{AA} - l_{EE} \quad (32)$$

式中 l_{EE} —— 十字头上两对称铰 E 的中心距。

(7) 连杆 L_5, L_4 及 L_3 的长度 l_5, l_4 和 l_3 的计算

$$l_5 = \frac{h_2}{\sin(\gamma_1 + \alpha_1 + \theta)} \quad (33)$$

$$l_4 = \frac{h - l_5 \sin(\gamma_0 + \theta)}{\sin \varphi_0} \quad (34)$$

式中 θ —— 连杆 L_1 与 L_2 的夹角, 一般为 $10^\circ \sim 22^\circ$ 。

D 和 E 铰轴衬套外径 $D_E = D_D = (0.65 \sim 0.75)d_A$, D 和 E 铰处的外缘半径 $R_D = R_E = (0.6 \sim 0.85)d_A$, 连杆 L_4 的断面尺寸为 $F_{L4} = 2R_E \times L_{S4}$ 。

$$l_3 = \sqrt{l_1^2 + l_5^2 - 2l_1l_5\cos\theta} \quad (35)$$

$$\text{初始角 } \varphi_1 = \sin^{-1} \frac{h - l_5 \sin(\gamma_1 + \alpha_1 + \theta)}{l_4}$$

(8) 拉杆计算长度 l_P

$$l_P = \hat{q}_1 + \hat{q}_2 + \hat{q}_3 + b_{\max} + l_Z \quad (36)$$

$$l_Z = l_{AB0}\cos\gamma_0 + l_5\cos(\gamma_1 + \alpha_1 + \theta) + l_4\cos\varphi_1 + \hat{q}_4 \quad (37)$$

式中 $\hat{q}_4$ —— 十字头轴向厚度。

1.3 运动分析和力学计算公式

(1) 临界角 γ_L 和 α_L

$$\gamma_L = \text{ctan}^{-1}(\text{ctan} \gamma_0 - \frac{P_{\max}}{C\Delta H}) \quad (38)$$

式中 C —— 系统刚度系数。

$$\alpha_L = \cos^{-1} \left[\frac{l_{ABL}^2 - l_2^2(1 - \lambda^2)}{2\lambda l_{ABL}l_2} \right] \quad (39)$$

$$l_{ABL} = \frac{\Delta H}{\sin \gamma_L} \quad (40)$$

(2) 增力倍数 M 及锁模力 P

$$M = \frac{l_5 \sin(\gamma + \alpha + \theta + \varphi) \cos(\beta - \gamma)}{l_1 \sin(\alpha + \beta) \cos \varphi} \quad (41)$$

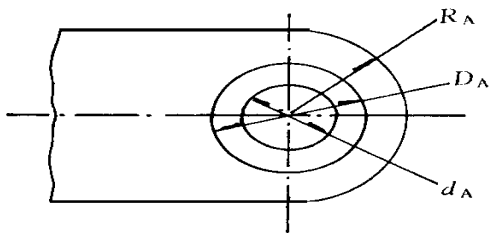


图 3 铰链结构示意图

$$P = C [I_1 (\cos \alpha \cos \gamma - \cos \alpha_L \cos \gamma_L) + I_2 (\cos \beta \cos \gamma - \cos \beta_L \cos \gamma_L)] \tag{42}$$

$$P_{\max} = \Delta HC (\tan \gamma_0 - \tan \gamma_1) \tag{43}$$

(3)模板行程 S_m 和油缸行程 S_g 及行程比 K_s

$$S_m = l_{AB0} \cos \gamma_0 - l_{AB1} \cos \gamma_1 \tag{44}$$

$$S_g = l_5 [\cos (\gamma_0 + \theta) - \cos (\gamma_1 + \alpha_1 + \theta)] + l_4 (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_0) \tag{45}$$

式中 $\varphi_0 = \sin^{-1} \frac{h - l_5 \sin (\gamma_0 + \theta)}{l_4}$

$$K_s = \frac{S_m}{S_g} \tag{46}$$

(4)速度变化系数 K_v

$$K_v = \frac{v_m}{v_g} = \frac{l_1 \sin (\alpha + \beta) \cos \varphi}{l_5 \sin (\gamma + \alpha + \theta + \varphi) \cos (\beta - \gamma)} = \frac{1}{M} \tag{47}$$

2 优化设计目标函数

2.1 目标函数的选择

对于肘杆机构的结构尺寸的优化设计, 追求目标主要有力放大性能、移模速度、功效系数、力和速度综合及结构尺寸等。要优选设计方案, 就要有评价性能和质量的数学模型。不同类型的注射成型机, 由于其合模机构特点和工作要求的不同, 不可能只用一个目标函数。例如, 对大型机械而言, 应以简化结构、减小质量、降低能耗为主, 因此多以追求力的放大比、提高合模力为目标函数, 而对小型机械, 往往以追求闭合速度、缩短成型周期、提高循环次数及提高生产率为主, 因此多以行程比为目标函数。

然而, 一味地追求闭合速度、增大行程比, 却会降低机台总体性能, 我们在参阅各种优化资料的基础上, 为提高机台的总体效能, 改变以往功效系数的优化目标, 提出等功效系数, 以下为其目标函数:

•以追求最大行程比为目标函数, 即 $\text{Max}\{K_s\}$ 。其设计思想是在合模机构活塞行程相同的条件下, 使其动模板行程最大。换言之, 动模板平均速度最大。此目标函数有利于提高注射成型机的启闭模效率, 提高空循环次数, 缩短

成型周期。

•以追求最大力放大倍数为目标函数, 即 $\text{Max}\{M\}$ 。追求力放大倍数有利于提高合模力, 降低能耗, 并且有助于提高产品质量。

•以追求锁模系统的锁模行程为目标函数, 即 $\text{Max}\{S_m\}$ 。其设计思想是尽可能使锁模系统能适应各种不同模厚的模具, 提高注塑成型机的使用范围。

多目标函数是追求合模机构综合性能的优化设计, 在实际设计中需要使所设计的合模机构同时逼近几个单目标函数。但是由于各个目标函数相互制约, 给优化设计带来较大难度。对此, 在借鉴功效系数的优化方法上, 我们组合各个目标函数, 并引进等功效系数, 采用增量搜索法寻找最优方案。以此思想建立的相应模型为:

$$\begin{aligned} \text{Max}\{K_s, M, S_m\} &\longrightarrow \text{Max}\{K_s \times M \times S_m\} \\ &\longrightarrow \text{Max}\{Y_1 \times Y_2 \times Y_3\} \end{aligned} \tag{48}$$

式中 Y_1, Y_2 和 Y_3 分别为与 K_s, M 和 S_m 相对应的等功效系数, 其中 $Y_1 \subseteq (0, 1), Y_2 \subseteq (0, 1), Y_3 \subseteq (0, 1)$ 。

我们利用抛物线方程对它们进行转换, 如图4所示(以锁模力为25 t的注射成型机合模机构为例)。

引进等功效系数是为了弥补3个标量的数量级不同, 减少优化方案向数量级大的标量方向靠近的可能性, 并且可以对优化方案的取向加以一定程度的控制, 避免盲目的搜索, 减少计算机优化搜索所用时间。图4中峰值对应的变量值($K_s=1.15, M=25, S_m=230$), 是由经验参数确定的, 取决于所设计机构的类型和性能等。

2.2 约束条件

为了使优化设计能接近工程应用, 必须对合模机构从工程应用方面制定确切的几何约束和工作性能约束条件。

(1)自锁性能

实现正常启模运动, 保证连杆机构不进入自锁状态, 同时考虑各铰的摩擦圆。当启模回程到极限位置($\alpha_1 = \alpha_{1\max}$)时保证机构不进入

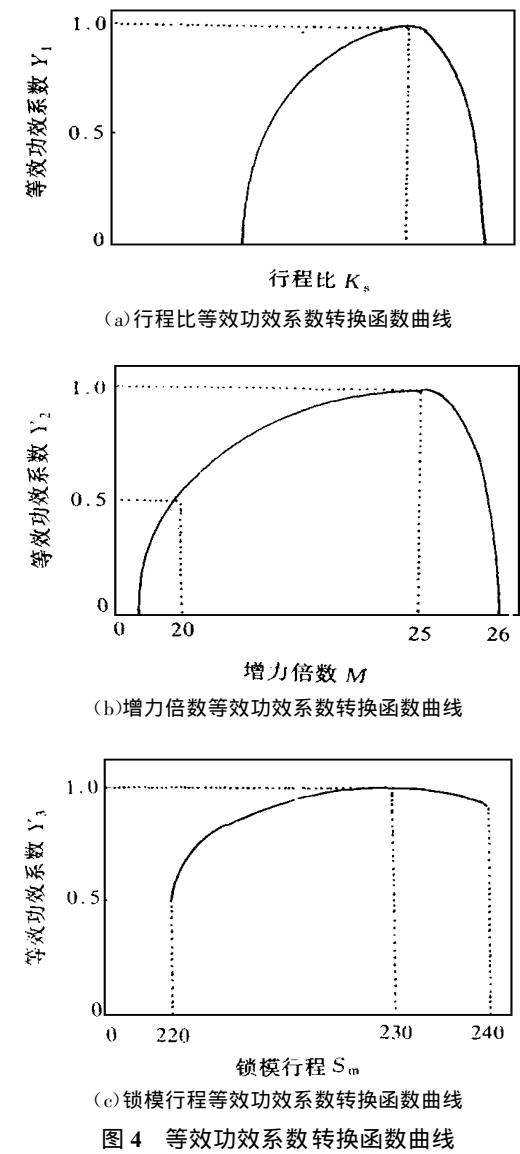


图 4 等效功效系数转换函数曲线

自锁状态,须满足

[约束条件 1]: $\alpha_1 < 150^\circ - (\gamma_1 + \theta + \varphi_1)$

(2)机构角度

对于临界锁模角,须满足

[约束条件 2]: $3^\circ \leq \alpha_L \leq 6^\circ$

对于 α , 有

[约束条件 3]: $95^\circ < \alpha_1 < 105^\circ$

对于初始状态连杆 L_4 与水平线的夹角, 有

[约束条件 4]: $10^\circ < \varphi_1 < 22^\circ$

(3)连杆尺寸

为防止 L_1 杆与相对杆的干涉, 对于 L_1 杆的长度, 有

[约束条件 5]: $l_1 < \frac{l_{AA} - \Delta_1 - D_C}{2}$

式中 Δ_1 —— 连杆 L_1 两肘相对间隙。

对于 L_3 杆的长度, 有

[约束条件 6]: $l_3 > \frac{D_C + D_D}{2} + \Delta_2$

式中 Δ_2 为 C 和 D 销孔壁间实体最小间距。

对于 L_4 杆的长度, 有

[约束条件 7]: $l_4 > \frac{D_D + D_E}{2} + \Delta_3$

式中 Δ_3 为销孔 D 和 E 孔壁间实体最小间距。

(4)性能约束

为增加机器循环次数, 对于行程比, 有

[约束条件 8]: $1.0 < K_s < 1.25$

为提高锁模力, 对于增力倍数, 有

[约束条件 9]: $20 < M < 26$

(5)铰座干涉

为防止 A 铰座与 B 铰座的干涉, 对两铰座之间的距离, 有

[约束条件 10]: $l_{AB} > \frac{D_A + D_B}{2} + 10$

(6)油缸系统

油缸推力必须保证动模板在任何位置都能克服系统阻力。为实现可靠闭模, 有

[约束条件 11]: $P_0 > \frac{P}{M\eta}$

式中 P —— 锁模力;

η —— 效率系数。

3 优化设计实例

最大锁模力 $P_{\max} = 250 \text{ kN}$, $S_m = 230 \text{ mm}$ 注射成型机合模机构设计。优化设计的计算机程序框图如图 5 所示, 优化结果如下:

拉杆直径 D	32 mm
拉杆 L_1, L_2, L_3, L_4, L_5 长度	137, 159, 57, 48, 96 mm
$\gamma_1, \gamma_0, \gamma_1$	$3.11^\circ, 3.10^\circ, 13.74^\circ$
行程比 K_s	1.19
力增益倍数 M	25.63
销轴直径 $d_A = d_B = d_C$	22 mm
衬套直径 $D_A = D_B = D_C$	48 mm
销轴长度 l	140 mm
油缸内直径、壁厚	40, 5 mm
活塞杆内直径	28 mm
缸底厚度	25 mm
顶出油缸壁厚	5 mm
ΔH	16 mm
$\varphi_0, \varphi_F, \varphi_L$	$85^\circ, 13.99^\circ, 3.11^\circ$
i	6.5
$\lambda(l_1/l_2)$	0.86
$P_{0\max}$	4.14 kN

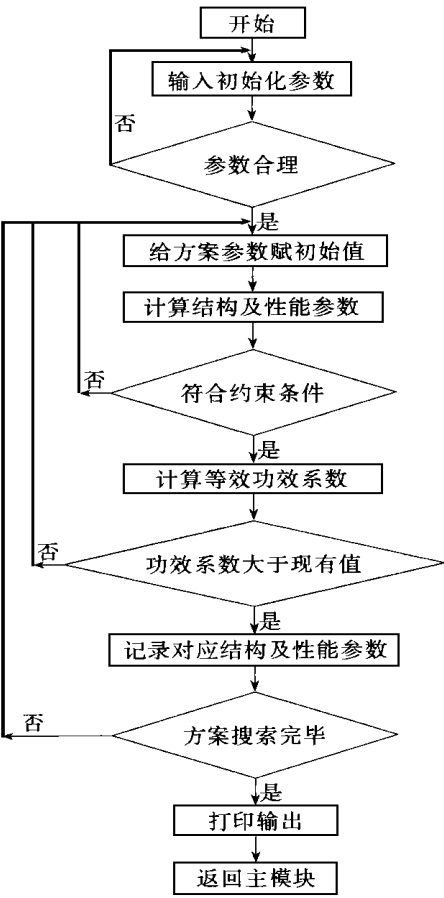


图 5 计算机程序框图

α_1, α_L	96.39°, 3.70°
模板厚度(取 $\delta_1 = \delta_2 = \delta_3$)	75 mm
销轴直径 $d_E = d_D$	12 mm
衬套直径 $D_D = D_E$	38 mm
$F_{11} = F_{12}$	48 mm× 80 mm
F_{14}	48 mm× 75 mm
顶出油缸内直径	25 mm
顶出油缸活塞杆直径	12 mm

4 结语

- (1)由于采用了文献[1] 所推导的设计计算公式,大大简化了计算程序。
- (2)由于从合模机构的强度和刚度出发,进行优化设计,综合处理了运动和力分析与结构设计的协调,获得了合模机构设计所需的有关数据。
- (3)由于引入了等效系数,可得所要求的最优方案。

参考文献

1 冯良为. 注射成型机五孔斜排双曲肘合模机构的运动和力学特性分析. 橡胶工业, 1999, 46(9): 546~ 549

2 北京化工大学, 华南理工大学. 塑料机械设计(第二版). 北京: 轻工业出版社, 1995 401~ 413

收稿日期 1999-04-15

Optimum Design of Injection Molding Machine Clamping Unit

Feng Liangwei, Cen Yunfu and Chen Hongtao
(South China University of Technology, Guangzhou 510641)

Abstract An optimum design of clamping unit in injection molding machine was described taking the requirements for the strength and rigidity of clamping unit into account. The equal efficiency coefficient concept was proposed and used in the optimum design. Inasmuch as the integrated process of strength and rigidity and the simplified process of object functions, the optimum alternative searching was realized, the difficulties in programming decreased, the working time of computer reduced, and the sizes of overall clamping unit elements were obtained. The formulas used in this work were simple, clear and practical.

Keywords injection molding machine, clamping unit, optimum design

更正 本刊1999年第9期518页插图4中(a)与(b)照片位置排列有误, 应予互换。特此更正。