

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

冯良 为

(华南理工大学, 广州 510641)

摘要 利用机构学的方法对注射成型机五孔斜排式双曲肘三连杆合模机构在斜排角作为变量的情况下进行运动和力学特性分析。推导出模板行程、油缸行程、速度变化系数、锁模力、增力倍数等计算公式, 并介绍了初始角和临界角的直接计算方法, 为注射成型机合模机构的合理设计、优化设计中数学模型的建立提供了理论依据。

关键词 注射成型机, 合模机构

五孔斜排式双曲肘三连杆合模机构是目前注射成型机中应用最为广泛的结构形式。按合模过程中连杆的运动形式可分为内翻式和外翻式。

(1) 内翻式(见图 1a)开模时连杆 L_1 和 L_2 向内卷曲收拢, 又称内卷式。

(2) 外翻式(见图 1b)开模时连杆 L_1 和 L_2 向外卷曲收拢, 又称外卷式。

内翻式有上下内翻和水平内翻 2 种, 外翻式则多为上下外翻, 但不论内翻和外翻结构, 其受力分析是一致的。

按模具锁紧后连杆所处状态, 内翻式和外翻式又有以下 2 种结构形式:

(1) 模具锁紧后, 连杆 L_1 和 L_2 撑成一直线, 即 $\alpha_0 = 0$, $\beta_0 = 0$, 连杆 L_4 与水平线的夹角 $\varphi_0 < 90^\circ$ 。这是用得最为普遍的结构形式。

(2) 模具锁紧后, 连杆 L_1 和 L_2 不撑成一直线, 即 $\alpha_0 \neq 0$, $\beta_0 \neq 0$, 而连杆 L_4 与水平线垂直, 即 $\varphi_0 = 90^\circ$ 。德国 Battenfeld 公司的 BK 和 HK 系列则采用这种结构^[1]。

此外, 还有向动模板倾斜或向后模板倾斜的所谓前斜排和后斜排之分。

五孔斜排式双曲肘三连杆合模机构的形式多种多样。由于斜排结构, 其设计计算公式与直排式有很大差异, 而且在移模过程中, 斜

排角也是个变量。因此, 符合此种合模机构运动特性和力学特性的计算公式的正确表达和实用性则显得相当重要, 这关系到合模机构的合理设计和优化设计中数学模型的建立和设计周期的缩短。

本研究以内翻式锁紧后连杆 L_1 和 L_2 撑成一直线, 连杆 L_4 与水平线的夹角 $\varphi_0 < 90^\circ$ 的结构形式为研究对象进行运动和力学特性分析, 对相关杆件和角度的表示如图 1 所示。

1 运动特性分析

1.1 模板行程 S_m

根据结构分析, 动模板的移动行程可以铰 B 的移动量表征。根据图 1 所示, 则有

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

式中 $l_{AB0} = l_1 \cos \alpha_0 + l_2 \cos \beta_0 = \Delta H / \sin \gamma_0$

对于 $\alpha_0 = 0$, $\beta_0 = 0$ 的结构形式, 则

$$l_{AB0} = l_1 + l_2 = \Delta H / \sin \gamma_0$$

$$l_{AB1} = l_1 \cos \alpha_1 + l_2 \cos \beta_1 = \Delta H / \sin \gamma_1$$

因此得

$$S_m = \Delta H (\tan \gamma_0 - \tan \gamma_1) \quad (1)$$

$$\gamma_1 = \tan^{-1} (\tan \gamma_0 - S_m / \Delta H) \quad (2)$$

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \frac{l_{AB1}^2 - l_2^2 (1 - \lambda^2)}{2 \lambda l_2 l_{AB1}} \quad (3)$$

$$\lambda = l_1 / l_2 \quad (4)$$

由上式可见, 只要决定了斜排角 γ_0 和 A, B 铰垂直(或水平)距离 ΔH 及选定肘长比 λ 值, 则可方便地求得满足移模行程 S_m 的初始角 γ_1 和 α_1 以及连杆 L_1 和 L_2 的长度。

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。

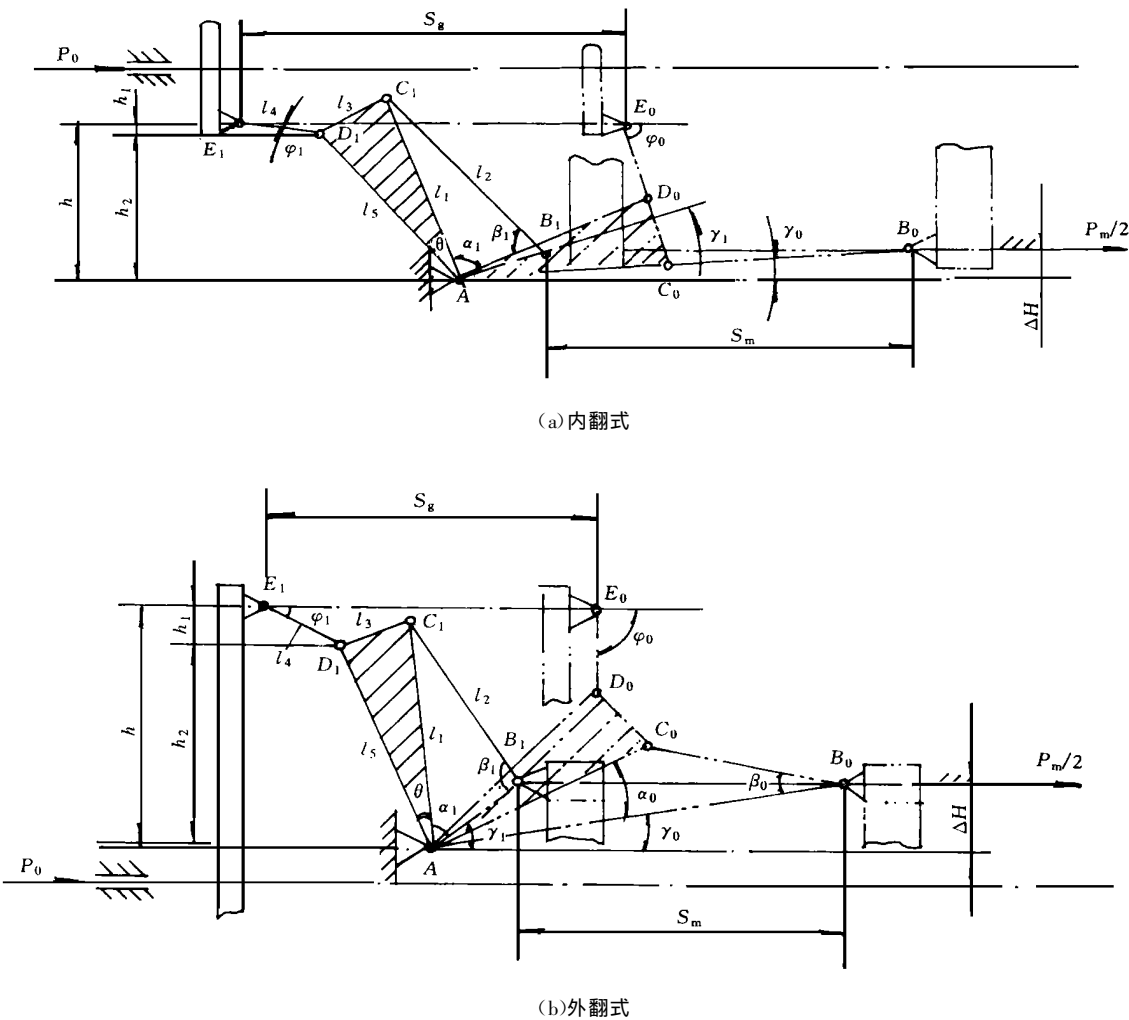


图 1 合模机构结构示意图

各杆件长度、相关角度定义如图所示(连杆 L_1, L_2, L_3, L_4, L_5 的长度分别为 l_1, l_2, l_3, l_4, l_5);各铰销及角度符号以脚标“1”表示初始位置及初始角;以脚标“0”表示最终位置及终锁角;以脚标“L”表示临界位置及临界角;无脚标则表示任意位置及任意角度

1.2 合模油缸活塞杆行程 S_g 和行程比 K_s

合模油缸活塞杆行程以十字头上铰 E 的移动量表征:

$$S_g = l_5 [\cos(\gamma_0 + \theta) - \cos(\gamma_1 + \alpha_1 + \theta)] + l_4 (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_0) \tag{5}$$

式中 $\varphi_1 = \sin^{-1} \frac{h - l_5 \sin(\gamma_1 + \alpha_1 + \theta)}{l_4}$ (6)

$$\varphi_0 = \sin^{-1} \frac{h - l_5 \sin(\gamma_0 + \theta)}{l_4} \tag{7}$$

所谓行程比,是指模板行程 S_m 与合模油缸活塞杆行程 S_g 的比值,即

$$K_s = S_m / S_g \tag{8}$$

K_s 值的大小,不仅反映移模过程中移模速度和合模油缸活塞杆移动速度的比值,而且也

反映了机台的能量消耗^[2]。其值大小的选择应考虑机台规格大小及运动的平稳性,过大的 K_s 值可能引起冲击现象。

1.3 移模速度 v_m 和速度变化系数 K_v

图 2 表示连杆机构运动到任意位置时的状态。由分析可知: $v_E = v_g, v_B = v_m$ 。板连杆的铰 D 和 C 绕铰 A 转动,其速度为 v_D 和 v_C 。根据速度瞬心法^[3],推力杆 L_4 的速度瞬心为 F 点,刚杆 L_3 的速度瞬心为 A 点,前连杆 L_2 的速度瞬心为 G 点。则有以下关系:

$$\begin{aligned} v_E / v_D &= EF / DF = \\ &\sin(\gamma + \alpha + \theta + \varphi) / \cos \varphi \\ v_D / v_C &= l_5 / l_1 \end{aligned}$$

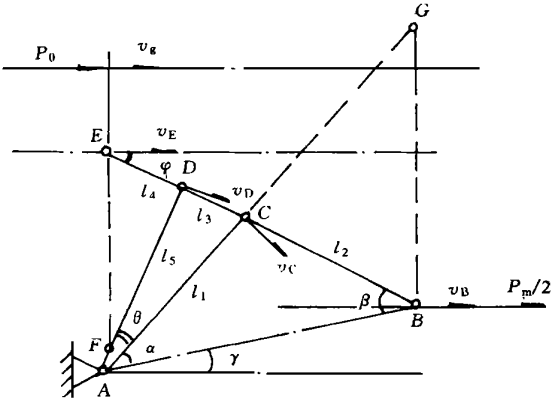


图2 合模机构的速度分析

$$v_B/v_C = GB/GC = \sin(\alpha + \beta)/\cos(\beta - \gamma)$$

整理得

$$v_B = \frac{l_1 \sin(\alpha + \beta) \cos \varphi \cdot v_E}{l_5 \sin(\gamma + \alpha + \theta + \varphi) \cos(\beta - \gamma)} \quad (9)$$

因此,合模过程中连杆机构的速度变化系数(又称速度增益)为:

$$K_v = v_m/v_g = v_B/v_E = \frac{l_1 \sin(\alpha + \beta) \cos \varphi}{l_5 \sin(\gamma + \alpha + \theta + \varphi) \cos(\beta - \gamma)} \quad (10)$$

当设定模板移动的最大和最小速度后,利用式(10)可求得合模油缸活塞杆的移动速度,并可按下式求得相应的液压油流量Q。

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 v_g = \frac{\pi}{4} D^2 v_m / K_v \quad (11)$$

式中 D——合模油缸内直径。

2 力学特性分析

2.1 增力倍数 M

由上面的运动分析已知,合模油缸活塞杆的运动速度 $v_g = v_E$,动模板的运动速度 $v_m = v_B$ 。

因为
$$v_g = dS_g/dt$$

$$v_m = dS_m/dt$$

则
$$v_m/v_g = dS_m/dS_g$$

根据虚位移原理, $P_0 dS_g - P_m dS_m = 0$,则连杆机构的增力倍数——锁模力与油缸推力的比值 M 计算如下:

$$M = P_m/P_0 = dS_g/dS_m = \frac{l_5 \sin(\gamma + \alpha + \theta + \varphi) \cos(\beta - \gamma)}{l_1 \sin(\alpha + \beta) \cos \varphi} = \frac{1}{K_v}$$

(12)

对于连杆机构的增力倍数,亦可用特性线法求得,其结果与式(12)完全一致。

从式(12)可清楚地看出,连杆机构的增力倍数 M 与速度增益 K_v 互为倒数关系。这表明了连杆机构的增力和增速是相互矛盾的。因此,必须对连杆机构增力倍数 M 与经济效益和机台使用性能的可靠性作综合考虑。

2.2 连杆机构的自锁和正常运动的条件

从式(12)可知,连杆机构的自锁条件是^[4]

$$\gamma + \alpha + \theta + \varphi = 180^\circ \quad (13)$$

连杆机构正常运动的条件是

$$\alpha_1 < 180^\circ - (\gamma_1 + \theta + \varphi_1) \quad (14)$$

2.3 合模机构在锁模时的弹性变形和变形力

图3表示合模机构在锁模过程中的变形情况。由变形情况分析得:

$$\Delta S = \Delta l_P + \Delta l_K - f_1 - f_2 = l_K - l_P = l_1(\cos \alpha \cos \gamma - \cos \alpha_L \cos \gamma_L) + l_2(\cos \beta \cos \gamma - \cos \beta_L \cos \gamma_L) \quad (15)$$

式中 $l_P, \Delta l_P$ ——拉杆长度和拉杆伸长量;
 $l_K, \Delta l_K$ ——受压件总的自由长度和压缩变形量;
 f_1, f_2 ——后模板和前模板的弯曲挠度;
 $\alpha_L, \beta_L, \gamma_L$ ——临界角;
 ΔS ——系统总的变形量。

根据虎克定律得

$$P_m = C \Delta S = C[l_1(\cos \alpha \cos \gamma - \cos \alpha_L \cos \gamma_L) + l_2(\cos \beta \cos \gamma - \cos \beta_L \cos \gamma_L)] \quad (16)$$

$$\alpha, \beta \text{ 和 } \gamma \text{ 由临界角 } \alpha_L, \beta_L \text{ 和 } \gamma_L \text{ 锁至 } \alpha = 0^\circ, \beta = 0^\circ, \gamma = \gamma_0 \text{ 时,合模机构产生最大变形力:}$$
$$P_{\max} = C[l_1(\cos \gamma_0 - \cos \alpha_L \cos \gamma_L) + l_2(\cos \gamma_0 - \cos \beta_L \cos \gamma_L)] = C(l_{AB0} \cos \gamma_0 - l_{ABL} \cos \gamma_L) = \Delta H \cdot C(\tan \gamma_0 - \tan \gamma_L) \quad (17)$$

式中 $l_{ABL} = l_1 \cos \alpha_L + l_2 \cos \beta_L = \Delta H / \sin \gamma_L$ (18)

C——合模机构的总劲度,其值为系统中各构件劲度倒数和的倒数。

2.4 调模临界角

对于给定机台,由式(17)求得临界斜排角

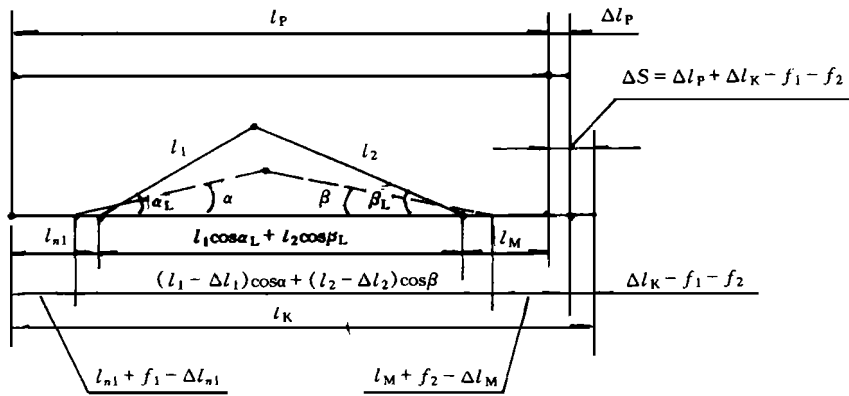


图 3 合模机构的变形情况

$\gamma_1 = \operatorname{ctan}^{-1}(\operatorname{ctan} \gamma_0 - P_{\max} / \Delta H \cdot C)$ (19)

$\alpha_L = \cos^{-1} \frac{l_{ABL}^2 - l_2^2(1 - \lambda^2)}{2\lambda l_2 l_{ABL}}$ (20)

由式(19)和(20)可见,调模临界角由 γ_L 和 α_L 组成,即在临界状态下,连杆 L_l 与水平线之间的夹角为 $\gamma_L + \alpha_L$ 。这也便于实验中进行测量。

3 结语

优化设计中数学模型建立的前提条件是基本计算公式应该是合理的。本研究利用机构学的现有方法对五孔斜排式双曲肘三连杆合模机构进行运动和力学特性分析,系统地推导出与斜排结构有关的设计计算公式,为这种结构的合模机构的设计提供比较合理的计算公式。所

得计算公式都比较简单,利用计算机进行优化设计,可使程序简化,降低用机时间。经实际应用和检测,计算精确度比较高。由于篇幅所限,具体应用实例拟另文发表。

参考文献

1 陈明,刘兴华.肘杆式合模机构的优化设计.塑料科技,1990(1):42
2 严文贤.曲肘式合模机构最佳参数的确定方法.塑料,1979(4):15
3 西北工业大学.机械原理.北京:高等教育出版社,1996.83~8833
4 北京化工学院,华南工学院.塑料机械设计.北京:轻工业出版社,1988.411~471

收稿日期 1999-03-15

Analysis of Motional and Mechanical Characteristics for Mold Closing Device of Injection Molding Machine

Feng Liangwei

(South China University of Technology 510641)

Abstract An analysis of motional and mechanical characteristics for twin toggle, three links and five diagonal hinges mold closing device is made by structural method and using diagonal as variable. The formulas for calculating the mold board stroke, the oil cylinder stroke, the speed variation coefficient, the mold closing force and the force amplification are derived and the direct calculating method for primary angle and critical angle is described. The theoretic basis of optimizing the mold closing device design and establishing the mathematic model for the optimized design is proposed.

Keywords injection molding machine, mold closing device