



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103286297 B

(45) 授权公告日 2016. 02. 03

(21) 申请号 201210052375. 3

(22) 申请日 2012. 03. 02

(73) 专利权人 宁波力劲科技有限公司

地址 315800 浙江省宁波市北仑区沿山河北路 18 号

(72) 发明人 刘林强 范进桢 王新良 周刚
周长桥 华旭 王婉

(74) 专利代理机构 杭州杭诚专利事务有限公司 33109

代理人 尉伟敏

(51) Int. Cl.

B22D 17/26(2006. 01)

(56) 对比文件

- CN 200942570 Y, 2007. 09. 05,
- CN 101861239 A, 2010. 10. 13,
- JP 2008110498 A, 2008. 05. 15,
- JP 2001239563 A, 2001. 09. 04,

郭策等. 注塑机双曲肘合模系统优化设计的研究. 《机械科学与技术》. 1999, 第 18 卷 (第 5 期), 第 757-760 页.

王国宝等. 注塑机双曲肘合模机构的优化设计研究. 《工程塑料应用》. 2011, 第 39 卷 (第 5 期), 第 87 - 90 页.

审查员 常磊

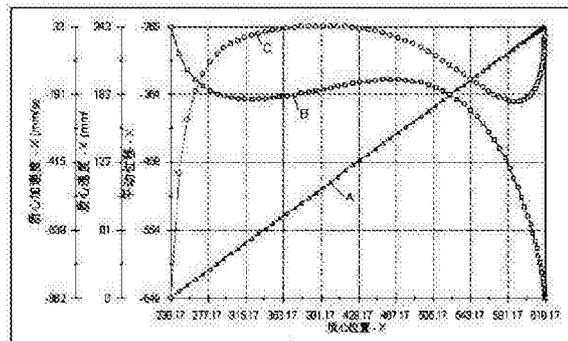
权利要求书1页 说明书11页 附图2页

(54) 发明名称

一种卧式压铸机锁模机构的优化设计方法

(57) 摘要

本发明公开了一种压铸机的优化设计方法, 提供了一种据运动学和弹性体动力学系统设计原理, 对压铸机锁模机构进行了系统分析和优化, 降低了压铸机的初始启动速度及整机的重量和体积, 降低了锁模机构的设计难度, 提升了压铸机锁模性能的卧式压铸机锁模机构的优化设计方法, 解决了现有技术中存在的无法通过调整机构参数来使压铸机运行平稳高效, 并在运动特性、力放大比以及在变形和刚度等方面使压铸机锁模性能协调和优化等的技术问题, 它以运动学分析和弹性体动力学分析多重优化为目标, 从系统工程角度研究了机构长度、角度之间的关系, 揭示了肘杆锁模机构系统刚度间内在关系与变化规律。



1. 一种卧式压铸机锁模机构的优化设计方法,其特征在于:包括如下步骤:

(1) 将锁模机构分解为双肘杆机构、哥林柱和三大板三个机构;

(2) 建立锁模机构的运动方程,对双肘杆机构进行优化设计,以压铸机初始合模速度、压铸机力放大比、行程比、锁模机构总长、锁模刚度建立多目标优化函数,并根据机构空间和刚度确定优化约束函数,并通过遗传算法求解;

(3) 根据运动优化及弹性体动力学确定双肘杆机构、哥林柱和三大板参数,包括如下步骤:

a. 根据双肘杆机构运动优化要求确定双肘杆机构中的杆长、夹角和三大板铰点的位置高度;

b. 确定三大板和哥林柱的刚度参数,根据有限元分析方法计算的双肘杆机构、三大板和哥林柱的变形结果对刚度进行分析验证;

(4) 根据杆长、夹角、刚度因素对压铸机锁模的影响,建立锁模机构的设计方法,对杆长、夹角、刚度进行优化设计;

其中的三大板为调模板、动模板、定模板。

2. 根据权利要求 1 所述的一种卧式压铸机锁模机构的优化设计方法,其特征在于:设定三大板的弹性变形范围和整个锁模机构与单个零件的刚度允许范围。

3. 根据权利要求 1 所述的一种卧式压铸机锁模机构的优化设计方法,其特征在于:所述的锁模机构的参数设计,包括如下步骤:

(1) 构建压铸机锁模机构虚拟样机数字模型;

(2) 对压铸机锁模机构进行运动学分析,根据力放大比、行程比、锁模机构总长分析双肘杆机构中的杆长、夹角优化参数;

(3) 运用有限元分析方法和弹性体动力学分析方法进行弹性体动力学分析,并根据弹性体动力学分析结果计算机构各个部件的变形及刚度分布;

(4) 构建运动学和动力学系统,优化非线性多目标优化约束函数和目标函数,运用遗传算法编程进行求解;

(5) 根据锁模双肘杆机构杆长和夹角进行锁模力和锁模刚度分析和验算。

一种卧式压铸机锁模机构的优化设计方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种压铸机的优化设计方法,尤其涉及一种可提升压铸机锁模性能的卧式压铸机锁模机构的优化设计方法。

背景技术

[0002] 压铸加工生产是一种优良的无切屑先进成型加工工艺,它具有零件尺寸精度高、表面光洁度高、机械性能好、生产效率高、节约原材料等优点,因此在汽车、机械、仪表、航空、电器等领域已得到广泛应用。压铸机锁模机构一般是由三大板和机铰机构组成,工作时由锁模油缸的推力通过肘杆机构的力放大效应来实现锁模效果,锁模机构的动作原理为:当液压油进入锁模油缸时,推动锁模活塞带动十字头使钩铰绕支点摆动,通过长铰将力传递给动模板,产生锁模动作。为了适应不同厚度的压铸模,用调模齿轮带动调模板和动模板作水平移动,然后锁紧调节螺母,要求调整到模具闭合时形成机构的自锁。根据机器要满足的锁模特性,要求动模板在锁模行进过程中速度均匀且较快,接近模具时的速度尽量低,在锁模过程中避免肘杆和模板产生干涉,足够的锁模力,为保证压铸加工精度,模板变形要求在允许范围内,为保证零组件不会因为大变形而导致破坏,要求整个锁模系统和单个零件的变形不超过允许范围等,因此在压铸机锁模装置的设计中,往往需要注意如下几点要求:(1) 足够的锁模力;(2) 为了用较小的油缸推力得到较大的锁模力,需要有较大的力的放大作用,这样不仅使合模装置结构紧凑,尺寸小而重量轻,使油压系统更经济更节能;(3) 用相同的油缸行程获得较大的模板行程;(4) 动模板在运动时有较好的运动特性,即实现慢-快-慢的自然变速开闭模过程,以减少开闭模终了时的冲击和振动;(5) 为保证压铸加工精度及防止系统和单个零件变形过大导致破坏,要求对整个锁模机构系统和单个零件的刚度进行最小限制;(6) 有较短的轴向尺寸,以减少机器重量和占地面积。但现有的双肘杆式合模装置就上述六点难以取得较好的统一,特别是锁模机构的力放大特性和运动特性较难得到较好的平衡效果,当改变一些局部参数时,锁模力的放大比倍数变大,但行程比变小,运动特性变差,反之亦然。因此两者是相互制约的,难以使两者都能达到很好的效果,但是从系统工程角度来研究,还是可以从机构长度、角度、刚度等方面来综合研究机构长度、角度、刚度对压铸机锁模力放大比、行程比、总体刚度、运动平稳性等方面的影响关系与变化规律,进而对机构长度、角度、刚度等参数进行优化配置,以获得符合压铸模锁模性能最优要求的压铸机锁模机构。因此如何通过调整机构参数来使压铸机运行平稳高效,并在运动特性、力放大比以及在变形和刚度等方面使压铸机锁模性能协调和优化是人们急需解决的技术问题。

[0003] 中国专利公开了一种直压式合模锁模机构(CN201618838U)包括动型板、静型板、大杠、开合模缸、锁模缸,静型板与机台固定连接,动型板由开合模缸驱动并与机台导轨滑动配合,大杠与机台导轨轴向平行、与动型板滑动配合且两端分别位于动型板两侧,且其中一端与静型板固定连接,设置有相配合的调节丝杆和螺纹导筒,调节丝杆和螺纹导筒同开合模缸轴向平行,调节丝杆和螺纹导筒其中之一为固定件,另一个为转动件,其中固定件与

大缸轴向位置固定,转动件与动型板轴向位置固定,设置有传动机构与驱动装置,转动件通过传动机构与驱动装置相连。此装置虽然通过调节丝杆和螺纹导筒避免了调模对油缸行程的影响,通过油缸死点提高锁紧力,从而克服压射料时的瞬间冲击力,以提高直压式合模锁模机构的刚性。但此装置同样存在无法通过调整机构参数来使压铸机运行平稳高效,并在运动特性、力放大比以及在变形和刚度等方面使压铸机锁模性能协调和优化等的技术问题。

发明内容

[0004] 本发明主要是提供了一种根据运动学和弹性体动力学系统设计原理,对压铸机锁模机构进行了系统分析和优化,降低了压铸机的初始启动速度及整机的重量和体积,降低了锁模机构的设计难度,提升了压铸机锁模性能的卧式压铸机锁模机构的优化设计方法,解决了现有技术中存在的无法通过调整机构参数来使压铸机运行平稳高效,并在运动特性、力放大比以及在变形和刚度等方面使压铸机锁模性能协调和优化等的技术问题。

[0005] 本发明的上述技术问题主要是通过下述技术方案得以解决的:一种卧式压铸机锁模机构的优化设计方法,包括如下步骤:

[0006] (1) 将锁模机构分解为双肘杆机构、哥林柱和三大板三个机构;

[0007] (2) 建立锁模机构的运动方程,对双肘杆机构进行优化设计,以压铸机初始合模速度、压铸机力放大比、行程比、机构总长、锁模刚度建立多目标优化函数,并根据机构空间和刚度确定优化约束函数,并通过遗传算法求解;

[0008] (3) 根据运动优化及弹性体动力学确定肘杆机构、哥林柱和三大板参数,包括如下步骤:

[0009] a. 根据双肘杆机构运动优化要求确定双肘杆机构中的杆长、角度和三大板铰点的位置高度;

[0010] b. 确定三大板和哥林柱的刚度尺寸参数,根据有限单元法计算肘杆机构、三大板和哥林柱的变形结果对刚度进行分析验证;

[0011] (4) 根据杆长、夹角、刚度因素对压铸机锁模的影响,建立锁模机构的设计方法,对杆长、夹角、刚度进行优化设计。

[0012] 压铸机锁模机构是通过固定在尾板上的合模油缸活塞杆作用于十字头,使两组肘杆机构作曲臂(开模)、扩臂(合模)运动,从而带动与之联接的中板作往复直线运动,完成开模与合模动作。在合模的过程中,合模油缸是源动力,机铰是执行机构,且其运动的大部分是做辅助动作,仅其最后的几十毫米对锁紧起作用,后面这个阶段称之为锁模阶段。锁模时,以钩铰和长铰之间的连接处来把锁模力的走向分为两个方向,两个方向上的锁模力大小相等、方向相反,完成了整个锁模动作。在靠近动模板的一端,锁模力通过长铰传递到动模板上,再由动模板传递到左半部分压铸模具上;而在靠近调模板的另一端,通过长铰传递到调模板上,再由调节螺母(传递到哥林柱上,紧固哥林柱螺母进一步传递到定模板上,最后由动模板传递到右半部分压铸模具上。这样,锁模机构的三大板(调模板、动模板、定模板)与4根哥林柱、上下两套肘杆形成了一个力的封闭系统。肘杆部分主要受压,压缩变形,哥林柱主要受拉,受拉伸长,三大板主要产生弯曲变形,有一个弯曲的挠度,而动模板和定模板之间的模具则对压铸零件施加压铸加工所需的锁模力。锁模时,肘杆式锁模机构的

实际锁模力 $P_{\text{合}}$ 是跟系统内的各个组件的刚度紧密相关的,并随调模板轴向位置的预调量而变化。锁模机构产生的锁模力最终取决于系统内的弹性变形。压铸时,动模板、定模板上的两半模具接触时,具有一定接触速度,机铰自身参数不同,其运动特性就相差较大,在模具接触的瞬間,如果合模速度较高,则会产生冲击和振动,使动模板实际承受动态的交变应力,影响模具的使用寿命。动态下的交变应力和冲击能量是否被吸收与接触速度的大小有关,一般情况下,冲击能量被吸收越多、接触速度越小,动态下的交变应力也就越小,这有利于提高模具的寿命。因此,需要压铸机提供合适的合模速度。压铸机在一个工作循环中,动模板运动的速度有三种不同阶段:空程速度,锁模速度,回程速度。从提高生产率考虑,希望动模板速度快、单位时间行程次数多;从提高模具寿命和有利于金属成形考虑,希望接触速度低、锁模速度变化小。综合这两方面的要求,对压铸机锁模机构的运动特性要求是:锁模速度比较低,空程和回程速度要快且平稳;启动时,启动速度尽量小,防止启动冲击。另外,强化锁模机构刚度,降低锁模机构重量,是压铸机锁模机构设计中深入研究的重要课题,从压铸机锁模机构结构特点上来看,锁模力的产生是系统内各个零件在锁模力循环系统的作用下产生相互作用力,并产生一定的弹性变形而达到的,在弹性变形过程中,每个零件的刚度不同,所以每个零件的弹性变形量不同,但从整个大的锁模机构系统来看,最后体现的是协调后的系统总弹性变形,进而也体现了压铸机锁模机构的系统总刚度。因此,刚度的设计考虑一定不能孤立地来考虑,而是要系统地考虑各个零件之间的刚度以及其间的联结,考虑到零件刚度之间的协调。例如,钩铰、长铰和哥林柱之间的刚度中,起决定作用的是主要为哥林柱刚度 C_p 、钩铰刚度 C_1 、长铰刚度 C_2 ,但需要和因此,我们可以设置合理的优化边界条件和总刚目标函数,使系统的刚度刚好满足标准锁模力的要求,而有满足运动条件和节约材料。因此为了实现对卧式冷室压铸机锁模机构的性能优化,需要建立该机构的运动方程,该机构可以分解为两大机构系统,即肘杆机构(主要考虑合模速度)和三大板系统(主要考虑锁模刚度),双肘杆机构由钩铰、长铰、短铰和十字头组成,三大板结构主要由调模板、动模板、定模板构成,三大板之间通过大小销轴把上下肘杆机构并联而成,其中的肘杆机构是由钩铰与长铰串联起来,然后再由短铰和十字头并联起来组成,三大板结构是通过四根哥林柱把调模板、动模板、定模板并联而成,最终肘杆通过调模板和动模板上的铰耳与三大板系统组成一个并联系统;根据结构强度所要求的各项尺寸和具体结构空间确定出能实际应用的有效参数,是具体结构设计和锁模机构参数设计的一个重要辅助过程;通过有限元分析对系统刚度进行核算,分析得到影响系统刚度的主要因素:哥林柱直径和钩铰、长铰的横截面面积及长度等;运用有限元分析程序,对钩铰进行受力分析与结构分析;而对于哥林柱则不仅应保证强度方面的要求,更应对其刚度予以充足保证。

[0013] 作为优选,所述的步骤(2)中的优化约束函数和目标优化函数如下:

[0014] (1) $\alpha + \theta + \varphi < 160^\circ$;

[0015] (2) $L_1 < H_{AA}/2$,

[0016] 其中的 H_{AA} 为上下两个钩铰铰点之间的垂直距离;

[0017] (3) $\beta_{\max} = \sin^{-1}(L_1/L_2) < \pi/2 - \tan^{-1}(f)$;

[0018] (4) $\varphi_0 = \sin^{-1}\left(\frac{h - L_5 \sin \theta}{L_4}\right) \in [\varphi_0]$;

[0019] (5) $L_3 = \sqrt{L_1^2 + L_5^2 - 2L_1L_5 \cos \gamma} > [L_3]$,

[0020] 其中的 $[L_3]$ 是根据安装和加工环境条件设定的最小值；

[0021] (6) $S_m = (L_1 + L_2) \cos \theta - L_1 \cos(\alpha + \theta) - L_2 \cos \beta > [S_m]$,

[0022] 其中的 $[S_m]$ 是实际压铸机工作时的输入输出运动行程比；

[0023] (7) 力放大比倍数 M ：

[0024]

$$M = \frac{L_5}{L_1} \cdot \frac{(\cos \beta - f \cdot \sin \beta)}{(\cos \beta + f \cdot \sin \beta)} \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi + \theta + \gamma) - f \cdot \cos(\alpha + \varphi + \theta + \gamma)}{\sin(\alpha + \beta + \theta) + f \cdot \cos(\alpha + \beta + \theta)} > [M]$$

[0025] 其中的 $[M]$ 为设计要求的最小力放大比倍数；

[0026] (8) 行程比 K_s ：

[0027]

$$K_s = \frac{L_1(1 - \cos \alpha) + \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}{\lambda}}{L_5[\cos \theta - \cos(\alpha + \theta)] + L_4[\cos(\sin^{-1} \frac{h - L_5 \sin(\alpha + \theta)}{L_4}) - \cos(\sin^{-1} \frac{h - L_5 \sin \theta}{L_4})]} > [K]$$

[0028] 其中的 $[K]$ 为设计行程比值；

[0029] (9) 动模板速度与油缸速度比值： $V_m/V_0 < [\kappa]$ ，

[0030] 其中的 $[\kappa]$ 为动模板速度与油缸速度比值系数；

[0031] (10) 油缸推力 P_0 ：

[0032]

$$P_0 = \frac{P_{cm}}{M} = C[L_1(\cos \alpha - \cos \alpha_0) + L_2(\cos \beta - \cos \beta_0)] \cdot \frac{L_1}{L_5} \cdot \frac{(\cos \beta + f \cdot \sin \beta)}{(\cos \beta - f \cdot \sin \beta)} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta + \theta) + f \cdot \cos(\alpha + \beta + \theta)}{\sin(\alpha + \varphi + \theta + \gamma) - f \cdot \cos(\alpha + \varphi + \theta + \gamma)} < [P_0]$$

[0033] 其中的 $[P_0]$ 为压铸机油缸的最大许用推力值；

[0034] (11) 总刚条件：

[0035] $C = 1/(1/C_1 + 1/C_2 + 1/C_p + 1/C_m + 1/C_d + 1/C_t) > [C]$,

[0036] 其中的 $[C]$ 为最小锁模刚度、 C_1 为钩铰总刚度、 C_2 为长铰总刚度、 C_p 为哥林柱总刚度、 C_m 为动模板刚度、 C_d 为定模板刚度、 C_t 为调模板刚度；

[0037] (12) 刚度配比范围：

[0038] $C_1/C_p \in [\eta], C_2/C_p \in [\eta]$,

[0039] 其中的 $[\eta]$ 的取值为 $[3.5 \text{ 至 } 4.5]$ ；

[0040] (13) 锁模角 α_0 ： $\alpha_0 = \cos^{-1}[1 - \frac{P_{cm}(2CL_1 - \lambda P_{cm})}{2CL_1(CL_1 + \lambda CL_1) - \lambda P_{cm}}] \in [\alpha_0]$,

[0041] 其中的 α_0 为油缸推力最大时 L_1 与斜排连线的夹角；

[0042] 其中的 (1) 至 (6) 为主要优化约束条件，(7) 至 (13) 为附加优化约束条件，且：

[0043] $L_1 \sim L_5$ 为机铰的长度；

[0044] α 为合模过程中后肘杆与撑直状态下连线的夹角；

[0045] P_0 为合模过程中合模油缸的推力；

[0046] f 为机铰间的摩擦系数；

[0047] $f_{哥}$ 为哥林柱与动模板间的摩擦系数；

[0048] β 为长铰与水平线夹角 $\beta = \alpha \sin\left(\frac{L_1 \sin(\alpha + \theta) - (L_1 + L_2) \sin(\theta)}{L_2}\right)$ ；

[0049] φ 为推力角： $\varphi = \alpha \sin\left(\frac{E_d - L_5 \sin(\alpha + \theta + \gamma)}{L_4}\right)$ ；

[0050] θ 为斜排角；

[0051] λ 为杆长比 $\lambda = L_1/L_2$ ；

[0052] C 为总刚度；

[0053] C_1 为钩铰的总刚度；

[0054] C_2 为长铰的总刚度；

[0055] C_p 为哥林柱的总刚度。

[0056] 在对锁模机构进行优化设计时，必须考虑到以下条件：一是必须确保机构在运行过程中不发生自锁；二是为保证机构在运行过程中不发生干涉，需要对机构中的参数如杆长、角度等做一定限制；三是为保证锁模过程的稳定可靠，在动模板到终锁位置时，应把短铰与轴线夹角即推力角应限制在一定范围内；四是为保证锁模机构的稳定性，在压铸锁模过程中，哥林柱必须是受拉变形；五是为保证压铸机能够合理装配，总体尺寸合理，必须限制机构的总长、总宽等尺寸在一定范围内；基于上述要求，在优化过程中，可以通过加约束条件来实现：一是为确保压铸机性能满足要求，限制力放大比；二是为确保压铸机综合性能满足要求，限制行程比在一定的范围内；三是为确保压铸机整体尺寸要求，限制整体轴向尺寸在一定的范围内；四是为防止瞬时速度波动过大，限制最大瞬时速度比在合理范围内；五是构建包含力放大比和行程比的多目标优化目标函数；其中的 $\alpha + \theta + \varphi < 160^\circ$ 为机铰运动过程中不发生自锁的条件； $L_1 < H_{AA}/2$ 为钩铰围绕调模板铰点转动时不发生干涉的条件； $\beta_{\max} = \sin^{-1}(L_1/L_2) < \pi/2 - \tan^{-1}(f)$ 为动模板在哥林柱上滑动时不发生自锁的条件； $\varphi_0 = \sin^{-1}\left(\frac{h - L_5 \sin\theta}{L_4}\right) \in [\varphi_0]$ 为推力角的约束范围条件。

[0057] 作为更优选，根据有限元分析结果对钩铰和长铰的刚度设置纠正系数，其中的 $C_1 = k_1 * E_1 * A_1 / L_1$ ， $C_2 = k_2 * E_2 * A_2 / L_2$ ， E_1 为钩铰材料弹性模量， E_2 为长铰材料弹性模量， A_1 为钩铰的横截面面积， A_2 为长铰的横截面面积， L_1 为钩铰长度， L_2 为长铰长度， k_1 为钩铰的刚度纠正系数， k_2 为长铰的刚度纠正系数。

[0058] 在对钩铰和长铰的刚度计算中，根据有限元分析结果对传统的刚度计算公式进行了修正，并设置一个纠正系数，而据对于哥林柱的刚度计算，由于其比较结果相差不大，所以不用设定刚度纠正系数。

[0059] 作为优选，设定三大板的弹性变形范围和整个锁模系统和单个零件的刚度允许范围。

[0060] 作为优选，所述的锁模机构的参数设计，包括如下步骤：

[0061] (1) 构建压铸机锁模机构虚拟样机数字模型；

[0062] (2) 对压铸机锁模机构进行运动学分析,根据力放大比、行程比、机构长度分析机构杆长、角度等优化参数;

[0063] (3) 运用有限元分析方法和弹性体动力学分析方法进行弹性动力学分析,并根据弹性动力学分析结果计算机构各个部件的变形及刚度分布;

[0064] (4) 构建运动学和动力学系统,优化非线性多目标优化约束函数和目标函数,运用遗传算法编程进行求解;

[0065] (5) 根据锁模肘杆机构杆长和夹角进行锁模力和锁模刚度分析和验算。

[0066] 因此,本发明的一种卧式压铸机锁模机构的优化设计方法具有下述优点:以运动学分析和弹性体动力学分析多重优化为目标,从系统工程角度研究了机构长度、角度之间的关系,揭示了肘杆锁模机构系统刚度间内在关系与变化规律。该方法在满足机器各项性能要求的情况下,优化了行程比和锁模力放大比的组合,优化了局部零件刚度和总锁模刚度,降低了初始启动速度,降低了机构的重量与轴向长度,提高了锁模机构的设计水平,获得了具有良好锁模性能的压铸机锁模机构。

附图说明:

[0067] 图 1 是本发明优化前的动模板运动参数对比图;

[0068] 图 2 是本发明优化后的动模板运动参数对比图;

[0069] 图 3 是本发明中锁模力和油缸推力随油缸输入位移变化曲线。

具体实施方式:

[0070] 下面通过实施例,并结合附图,对本发明的技术方案作进一步具体的说明。

[0071] 实施例:

[0072] 本发明的一种卧式压铸机锁模机构的优化设计方法,采用弹性体动力学分析方法和数值优化方法,系统地研究了在满足上述压铸机锁模机构运动优化的基础上,进一步分析计算在锁模过程中系统产生的弹性变形情况,进而优化锁模机构的刚度配置,并主要考虑了以哥林柱直径,钩铰和长铰的长度及横截面面积等参数为刚度优化参数,从而使零件之间的刚度达到合理的匹配,强化了锁模机构的性能,降低了锁模机构的重量,提高了锁模可靠性。首先,为了实现对卧式冷室压铸机锁模机构的性能优化,需要建立该机构的运动方程,该机构可以分解为两大机构系统,即肘杆机构(主要考虑合模速度)和三大板系统(主要考虑锁模刚度),在对锁模机构进行优化设计时,必须考虑到以下条件:

[0073] (1) 必须确保机构在运行过程中不发生自锁;

[0074] (2) 为保证机构在运行过程中不发生干涉,需要对机构中的参数如杆长、角度等做一定限制;

[0075] (3) 为保证锁模过程的稳定可靠,在动模板 6 到终锁位置时,应把短铰与轴线夹角即推力角应限制在一定范围内;

[0076] (4) 为保证锁模机构的稳定性,在压铸锁模过程中,哥林柱必须是受拉变形;

[0077] (5) 为保证压铸机能够合理装配,总体尺寸合理,必须限制机构的总长、总宽等尺寸在一定范围内;

[0078] 基于上述要求,对压铸机进行相应的优化设计,主要的优化约束函数和目标函数

如下：

[0079] $L_1 \sim L_5$ ——机铰的长度参数

[0080] α ——合模过程中后肘杆与撑直状态下连线的夹角

[0081] P_0 ——合模过程中合模油缸的推力

[0082] f ——机铰间的摩擦系数

[0083] $f_{哥}$ ——哥林柱与动模板间的摩擦系数

[0084] β ——长铰与水平线夹角 $\beta = \alpha \sin\left(\frac{L_1 \sin(\alpha + \theta) - (L_1 + L_2) \sin(\theta)}{L_2}\right)$

[0085] φ ——推力角： $\varphi = \alpha \sin\left(\frac{E_d - L_5 \sin(\alpha + \theta + \gamma)}{L_4}\right)$

[0086] θ ——斜排角

[0087] λ ——杆长比 $\lambda = L_1/L_2$

[0088] C ——总刚

[0089] C_1 ——钩铰的总刚度， $C_1 = k_1 * E_1 * A_1 / L_1$ ； E_1 为钩铰材料弹性模量， A_1 为钩铰横截面积， L_1 为钩铰长度， k_1 为根据有限元分析计算结果分析得到的刚度计算公式纠正系数

[0090] C_2 ——长铰的总刚度， $C_2 = k_2 * E_{21} * A_2 / L_2$ ； E_2 为钩铰材料弹性模量， A_2 为长铰横截面积， L_2 为长铰长度， k_2 为根据有限元分析计算结果分析得到的刚度计算公式纠正系数

[0091] C_p ——哥林柱的总刚度， $C_p = E_p * A_p / L_p$ ； E_p 为钩铰材料弹性模量， A_p 为哥林柱横截面积总面积， L_p 为哥林柱受拉段长度，据有限元分析结果和实际公式计算结果分析，结果相差不大，故不设刚度纠正系数

[0092] 主要优化约束条件：

[0093] 1、 $\alpha + \theta + \varphi < 160^\circ$ ；

[0094] 此约束为机铰运动过程中不发生自锁的条件

[0095] 2、 $L_1 < H_{AA} / 2$ ；

[0096] 此约束为钩铰围绕调模板铰点转动时不发生干涉的条件， H_{AA} 是上下两个钩铰铰点之间的高度距离

[0097] 3、 $\beta_{\max} = \sin^{-1}(L_1/L_2) < \pi/2 - \tan^{-1}(f)$ ；

[0098] 此约束为动模板在哥林柱上滑动时不发生自锁的条件

[0099] 4、 $\varphi_0 = \sin^{-1}\left(\frac{h - L_5 \sin \theta}{L_4}\right) \in [\varphi_0]$ ；

[0100] 此约束为推力角的约束范围条件

[0101] 5、 $L_3 = \sqrt{L_1^2 + L_5^2 - 2L_1L_5 \cos \gamma} > [L_3]$ ，

[0102] $[L_3]$ 是考虑安装和加工环境条件的最小取值；

[0103] 6、 $S_m = (L_1 + L_2) \cos \theta - L_1 \cos(\alpha + \theta) - L_2 \cos \beta > [S_m]$ ；

[0104] $[S_m]$ 是考虑实际压铸机工作时的输入输出运动行程比；

[0105] 附加优化约束条件：

[0106] 7、力放大比倍数 M ：

[0107]

$$M = \frac{L_5}{L_1} \cdot \frac{(\cos \beta - f \cdot \sin \beta)}{(\cos \beta + f \cdot \sin \beta)} \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi + \theta + \gamma) - f \cdot \cos(\alpha + \varphi + \theta + \gamma)}{\sin(\alpha + \beta + \theta) + f \cdot \cos(\alpha + \beta + \theta)} > [M]$$

[0108] [M] 为设计要求的最小力放大比倍数；

[0109] 8、行程比 K_s ：

[0110]

$$K_s = \frac{L_1(1 - \cos \alpha) + \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}{\lambda}}{L_5[\cos \theta - \cos(\alpha + \theta)] + L_4[\cos(\sin^{-1} \frac{h - L_5 \sin(\alpha + \theta)}{L_4}) - \cos(\sin^{-1} \frac{h - L_5 \sin \theta}{L_4})]} > [K]$$

[0111] [K] 为要求设计达到的行程比值；

[0112] 9、动模板速度与油缸速度比值： $v_m/v_0 < [\kappa]$ [0113] $[\kappa]$ 是为降低瞬时冲击对动模板速度与油缸速度比值设置的一个系数，根据实际情况来定一个范围；[0114] 10、所需油缸推力 P_0 ：

[0115]

$$P_0 = \frac{P_{cm}}{M} = C[L_1(\cos \alpha - \cos \alpha_0) + L_2(\cos \beta - \cos \beta_0)] \cdot \frac{L_1}{L_5} \cdot \frac{(\cos \beta + f \cdot \sin \beta)}{(\cos \beta - f \cdot \sin \beta)} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta + \theta) + f \cdot \cos(\alpha + \beta + \theta)}{\sin(\alpha + \varphi + \theta + \gamma) - f \cdot \cos(\alpha + \varphi + \theta + \gamma)} < [P_0]$$

[0116] $[P_0]$ 该型号压铸机选用油缸许用最大推力；

[0117] 11、总刚条件：

[0118] $C = 1/(1/C_1 + 1/C_2 + 1/C_p + 1/C_m + 1/C_d + 1/C_t) > [C]$ [0119] 其中的 $[C]$ 为最小锁模刚度、 C_1 为钩铰总刚度、 C_2 为长铰总刚度、 C_p 为哥林柱总刚度、 C_m 为动模板刚度、 C_d 为定模板刚度、 C_t 为调模板刚度；

[0120] 12、刚度配比范围：

[0121] $C_1/C_p \in [\eta], C_2/C_p \in [\eta]$ [0122] 根据实际经验， $[\eta]$ 取值在 $[3.5, 4.5]$ 范围内[0123] 13、锁模角 α_0 ： $\alpha_0 = \cos^{-1}[1 - \frac{P_{cm}(2CL_1 - \lambda P_{cm})}{2CL_1(CL_1 + \lambda CL_1) - \lambda P_{cm}}] \in [\alpha_0]$ [0124] α_0 为油缸推力最大时 L_1 与斜排连线的夹角，根据经验根据经验 α_0 取 2.5° 至 3° 之间

[0125] 根据上述功能要求，在优化过程中，可以通过加约束条件来实现：

[0126] (6) 为确保压铸机性能满足要求，需要限制力放大比，

[0127] (7) 为确保压铸机综合性能满足要求，需要限制行程比在一定的范围内；

[0128] (8) 为确保压铸机整体尺寸要求，需要限制整体轴向尺寸在一定的范围内；

[0129] (9) 为防止瞬时速度波动过大，应限制最大瞬时速度比在合理范围内；

[0130] (10) 构建包含力放大比和行程比的多目标优化目标函数；

[0131] (11) 必须限制所需的最大油缸输入推力在该型号压铸机选配油缸的许用最大推

力内；

[0132] (12) 必须限制最小锁模刚度在设计范围内；

[0133] (13) 必须限制锁模角在一个合理的范围内，以保证锁模系统具有足够的弹性和刚度。

[0134] (14) 需构建一个包含刚度相关（主要为哥林柱刚度 C_p 、钩铰刚度 C_1 、长铰刚度 C_2 ）的多目标优化目标函数；

[0135] (15) 钩铰刚度 C_1 、长铰刚度 C_2 主要与钩铰、长铰的横截面面积及长度相关，而哥林柱刚度 C_p 在机器总长变化不大的情况下，主要与其横截面面积相关，即与其横截面直径 D_p 相关。因此，上述刚度相关的多目标优化目标函数可以转化为以 A_1 、 L_1 、 A_2 、 L_2 和 D_p 的多目标优化目标函数。

[0136] 基于上述两个功能要求，进行卧式压铸机锁模机构参数优化设计，具体优化设计过程如下所示，

[0137] ①构建压铸机锁模机构虚拟样机数字模型；

[0138] ②对压铸机锁模机构进行运动学分析，以运动学优化有关的力放大比、行程比、机构长度等为优化目标，分析运动学优化有关的机构杆长、角度等优化参数；

[0139] ③运用有限元分析方法和弹性体动力学分析方法，对压铸机锁模机构进行弹性动力学分析，根据弹性动力学分析结果，得到机构各个部分的变形结果及刚度分布；

[0140] ④根据实际工程经验，构建运动学和动力学系统优化非线性多目标优化约束函数和目标函数，运用遗传算法编程进行求解；

[0141] ⑤根据优化结果参数（锁模肘杆机构杆长和夹角）进行整体结构的锁模力和锁模刚度分析和验算。

[0142] 优化前后的参数如图 1 和图 2 所示，

[0143] $L_1 = 0.257\text{m}$

[0144] $L_2 = 0.375\text{m}$

[0145] $\gamma = 19.7^\circ$

[0146] $L_4 = 0.080\text{m}$

[0147] $L_5 = 0.230\text{m}$

[0148] $E_d = 0.170\text{m}$

[0149] $\theta = 3.21^\circ$

[0150] 在压铸机的锁模机构的优化设计中，必须考虑到结构强度所要求的各项尺寸和具体结构空间，才能确定出能实际应用的有效参数，所以具体结构设计和锁模机构参数设计是一个相辅相成的过程。

[0151] 通过有限元分析对系统刚度进行核算，分析得到影响系统刚度的主要因素有：哥林柱直径和钩铰、长铰的横截面面积及长度。运用有限元分析程序，对钩铰进行受力分析与结构分析，发现钩铰边 L_2 和 L_3 的微小变化将引起最大锁模力的较大变化，其对优化结果影响很大；而对于哥林柱则不仅应保证强度方面的要求，更应对其刚度予以充足保证。

[0152] 另外，在对钩铰和长铰的刚度计算中，根据有限元分析结果对传统的刚度计算公式进行了修正，并设置一个纠正系数，其中， $C_1 = k_1 * E_1 * A_1 / L_1$ ， $C_2 = k_2 * E_2 * A_2 / L_2$ ； E_1 、 E_2 为钩铰、长铰材料弹性模量， A_1 、 A_2 为钩铰、长铰的横截面面积， L_1 、 L_2 为钩铰、长铰长度， k_1 、 k_2 为

根据有限元分析计算结果分析得到的刚度计算公式纠正系数。而据对于哥林柱的刚度计算,其比较结果相差不大,故不设刚度纠正系数。

[0153] 因此本发明具有下述优点:在压铸机锁模机构的设计中,依据实际设计经验和压铸机实际工作原理,综合应用运动分析、弹性力学变形分析和有限元分析方法,系统地研究了机构长度、角度和刚度对整个肘杆锁模机构的合模、锁模性能的影响,并进行了进一步优化,使锁模机构系统需要既满足运动功能,又满足刚度要求,合理布置锁模系统的刚度分布,使合模时既平稳可靠,又速度快,效率高,并且实现在锁紧位置满足标准锁模力对系统和结构刚度的要求。

[0154] 实际优化结果分析如下:

[0155] 钩铰长度: $L_1 = 0.257\text{m}$;

[0156] 长铰长度: $L_2 = 0.375\text{m}$;

[0157] 钩铰夹角: $\gamma = 19.7^\circ$;

[0158] 短铰长度: $L_4 = 0.080\text{m}$;

[0159] 钩铰对角边长度: $L_5 = 0.230\text{m}$;

[0160] 运动优化分析结果如图3所示:

[0161] 锁模力1600KN,动模板行程=390mm,锁模力放大比增大了10.7%,行程比增大了3%,初始速度减小了-42.6%,满足优化设计要求。

[0162] 压铸机锁模刚度分析:

[0163] 实例中,哥林柱轴向抗拉应力为 $81.23 \times 2 = 162.46\text{MPa}$,轴向变形为0.7848mm,轴向应变为 1.413×10^{-4} ,钩铰轴向平均抗压应力为111.1MPa,轴向变形为0.1215mm,轴向应变为 4.783×10^{-4} ,长铰轴向抗拉应力为83.4MPa,轴向变形为0.1474mm,轴向应变为 5.182×10^{-4} ,动模板的最大轴向挠度为0.1351mm,调模板的最大轴向挠度为0.2188mm,定模板的最大轴向挠度为0.1444mm,满足刚度要求。

[0164] 表1 优化后的效果对比分析

[0165]

比较项目	合模力	模板行程	锁模力放大比	行程比	初始速度比值
原有性能	1600KN	380mm	23.11	0.98	1.62
优化后结果	1600KN	380mm	25.58	1.01	0.93
改善幅度	/	/	10.7%	3%	-42.6%

[0166] 表2 传统算法结果与有限元分析两种方法的刚度计算结果对比

[0167]

项目	传统算法 (N/m)	有限元分析结果 (N/m)	对比误差	刚度纠正系数
哥林柱:	2.5416e+9	2.5072e+9	-1.30%	
钩铰	14.053e+9	10.980e+9	-21.8%	0.78
长铰	10.877e+9	9.0261e+9	-17.0%	0.83
动模板	/	11.811e+9	/	
调模板	/	7.5947e+9	/	

[0168]

定模板	/	10.502e+9	/	
-----	---	-----------	---	--

[0169] 本文中所描述的具体实施例仅仅是对本发明的构思作举例说明。本发明所属技术领域的技术人员可以对所描述的具体实施例做各种各样的修改或补充或采用类似的方式替代,但并不会偏离本发明的精神或者超越所附权利要求书所定义的范围。

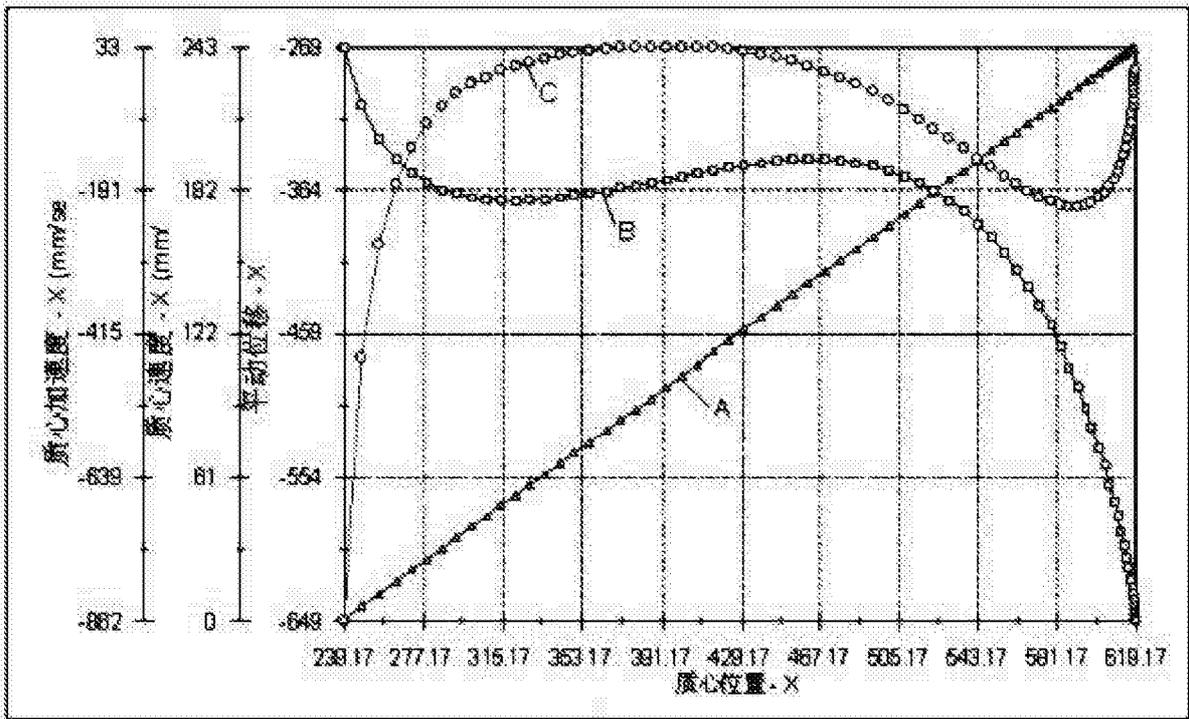


图 1

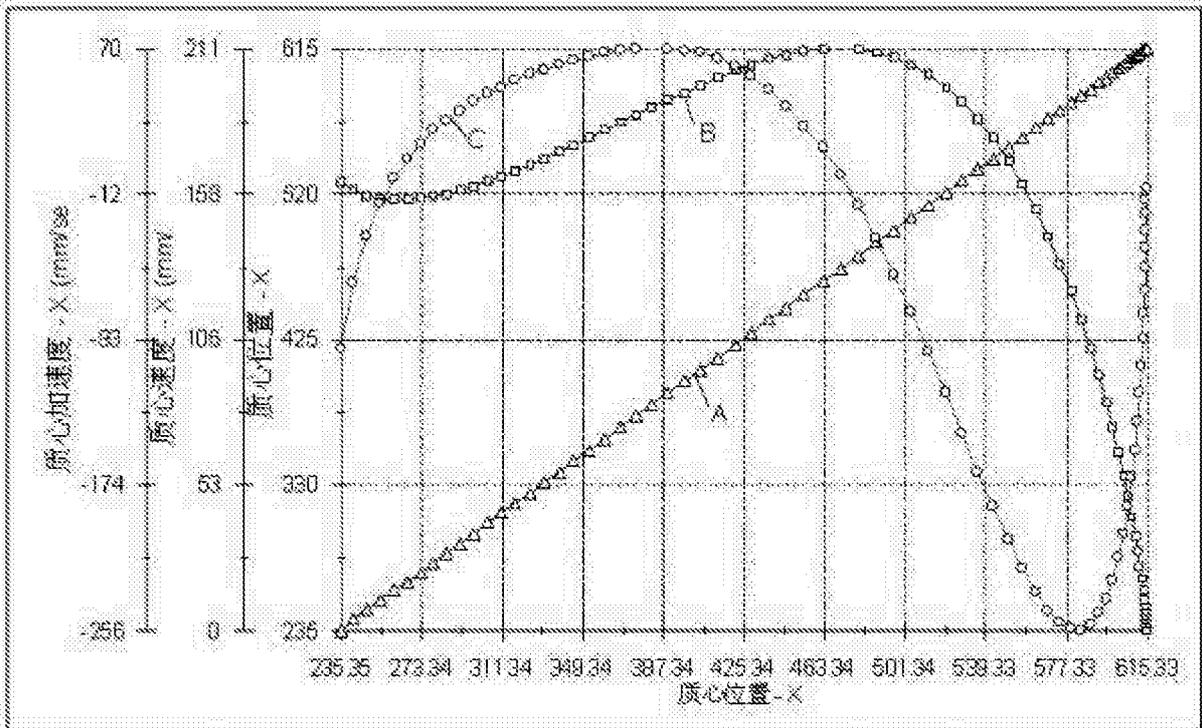


图 2

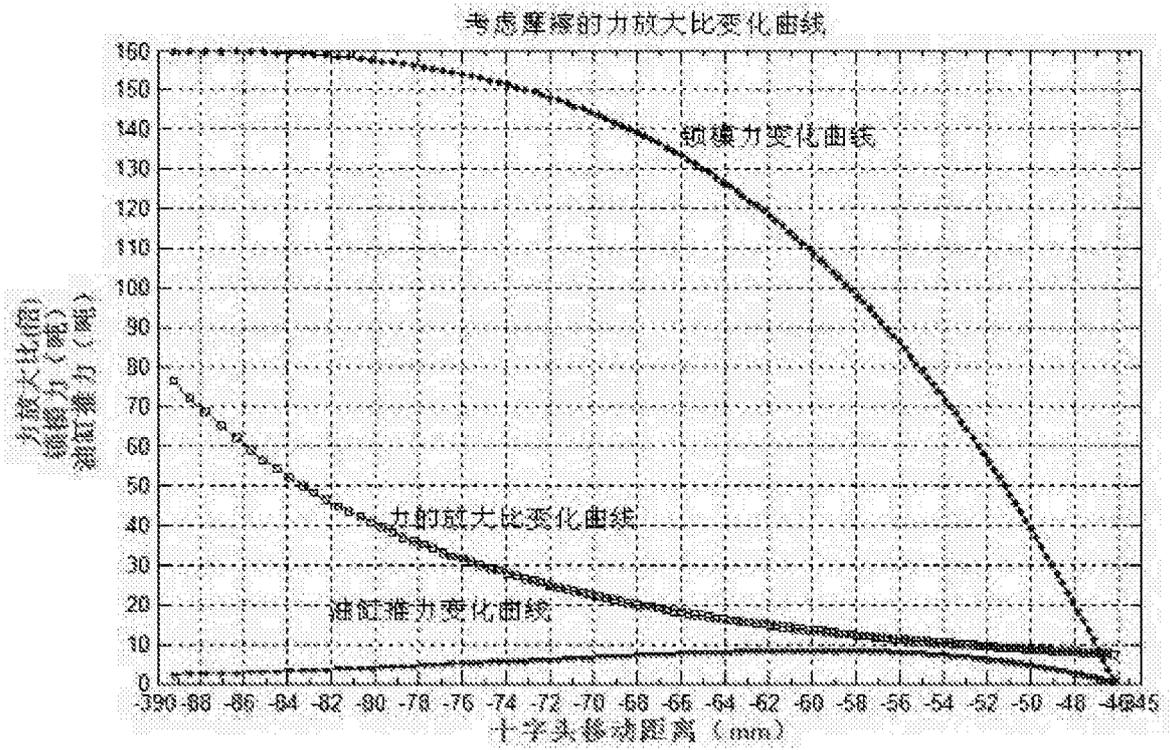


图 3