

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2014.10.012

注塑机合模装置连杆过渡结构设计分析*

朱俏俏¹, 张本西²

(1. 浙江大学 机械工程学系, 浙江 杭州 310027; 2. 浙江申达机器制造股份有限公司, 浙江 杭州 310038)

摘要: 针对注塑机双曲肘内翻式合模装置十字头连杆过渡结构应力集中现象和出现断裂问题,以双曲肘内翻式合模装置为研究对象进行分析,研究并提出了一种采用曲面过渡的设计方法。对合模装置十字头连杆进行了动力学、静力学仿真分析表明过渡处应力集中明显,超出安全系数1.5的许用应力值,是导致十字头连杆断裂的原因。根据圆过渡设计方法中的半径和出现最大应力值位置的关系,提出了一种过渡曲线方程,以该曲线构造过渡曲面,降低过渡结构最大应力值。通过与圆过渡设计方法和楔形面过渡设计方法对比,研究结果表明,该方法对降低过渡处最大应力值具有有效性。

关键词: 合模机构; 十字头连杆; 过渡结构; 应力集中; 曲面过渡

中图分类号: TH122; TH6 **文献标志码:** A

文章编号: 1001-4551(2014)10-1287-05

Transitional structure design and analysis on cross head link of clamping mechanism of injection molding machine

ZHU Qiao-qiao¹, ZHANG Ben-xi²

(1. Department Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;

2. Zhejiang Sound machinery manufacture Co., Ltd., Hangzhou 310038, China)

Abstract: Aiming at the stress concentration phenomenon and the fracture problem in the practical work in the transitional structure of crosshead link, the varus type of double-toggle clamping mechanism was regarded to analyze and a design method with surface in the transitional structure was proposed. The dynamics simulation and the static finite element analysis were carried out on the crosshead link, the results showed that the stress concentration was obvious, the maximal stress exceeded the safety factor-1.5 of allowable stress and it was the cause of the crosshead link fracture. Based on the relationship between radius and position of maximal stress in circle surface design method, a transitional curve equation was presented to construct the surface to reduce the maximum stress in the transitional structure. The comparison was carried on with the circle surface design method and wedge surface design method, the results indicate that the method verify the effectiveness of reducing the maximal stress of proposed design.

Key words: clamping mechanism; crosshead link; transitional structure; stress concentration; surface transition

0 引 言

合模装置是注塑机的重要部件,其功能是实现启闭运动,使模具闭合产生系统弹性变形达到锁模力,将模具锁紧^[1]。双曲肘连杆式合模装置由于其速度快、抗胀模能力高、运动特性适应模具要求等优点在

实际生产中最为广泛应用。应济^[2]、杨安^[3]等对合模装置的模板结构优化设计做出分析研究。更多的研究主要集中在连杆机构的优化设计方面。Lin^[4-6]在提高力放大比、行程比、降低应力等方面进行深入研究;欧迪声等^[7]利用三维软件对模型进行运动仿真来优化移模行程;任工昌^[8]、叶友东^[9]、王诗强^[10]等对合模机构进行了运动和动力学分析,建立双曲肘合模机构行

收稿日期: 2014-06-04

基金项目: 杭州市重大科技创新专项资助项目(20122511A09)

作者简介: 朱俏俏(1989-),女,浙江杭州人,主要从事机械产品数字化设计方面的研究. Email: linglongxiaoqiao0127@126.com

程比和力的放大比与肘杆尺寸及肘杆轴线夹角的关系公式,利用 Matlab 优化模块对其进行单目标或多目标统一优化设计;随智能算法的成熟发展,袁云龙^[11]利用遗传算法对肘杆机构长度进行了优化设计,具有一定的实际应用价值;Huang 等^[12]研究了移动模板速度属性、力放大比、初始合模角等关键参数关系,并利用遗传算法对这些参数进行优化。

研究者发现过去针对合模装置连杆机构的优化设计研究主要集中在杆件尺寸、连杆间夹角、斜排角等设计参数的优化以实现曲肘机构杆件质量最轻、行程放大比和力放大比最大,没有单独对各个连杆件的受应力、应变情况进行分析。十字头连杆作为合模装置的重要零件之一,是连接十字头和肘杆的连杆,起着开、合模过程中运动和力传递的重要作用。但是十字头连杆在实际工作过程中容易发生变形甚至断裂等现象,严重影响生产质量,生产效率以及生产成本。任彬等^[13]对注塑装备数字化样机进行刚柔耦合动力学分析,单独求解合模装置数字样机起动过程中十字头连杆的弹性变形,未对其如何优化改进作出深入研究。

本研究以双曲肘内翻式合模机构十字头连杆为研究对象,根据动力学仿真分析找到十字头连杆受力薄弱状态,并以该状态下十字头连杆的静力学分析结果,同时结合不同圆角半径下十字头连杆过渡结构受应力值及其位置点分析比较,进而提出十字头连杆过渡结构形状改进设计方案,降低过渡结构的最大应力值。

1 合模机构运动特性分析

笔者研究的五点双曲肘内翻式合模机构三维模型如图1所示,其运动行程示意图如图2所示。

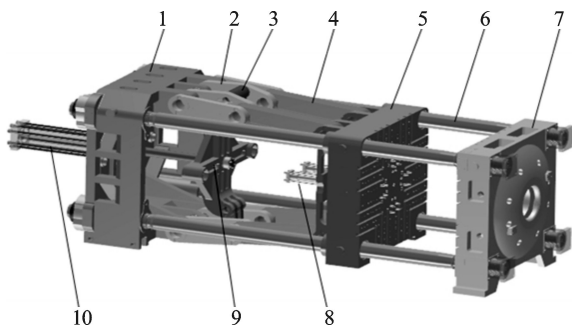


图1 双曲肘合模机构结构示意图

1—后模板;2—肘杆;3—十字头连杆;4—连杆;5—移动模板;6—拉杆;7—前模板;8—顶出油缸;9—十字头;10—合模油缸

根据文献[5],则移动模板行程和十字头行程(合模油缸推杆行程)分别为 S_m 、 S_0 。

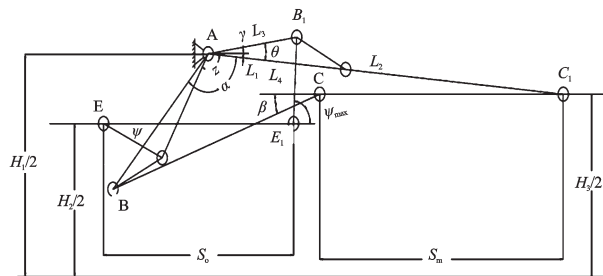


图2 内翻式曲肘连杆运动行程示意图

$$S_m = (L_1 + L_2) \cdot \cos \gamma - L_2 \cdot \cos \beta + L_1 \cdot \cos \left(\theta + z - \frac{\pi}{2} \right) \quad (1)$$

$$S_0 = L_4 (\cos \phi - \cos \phi_{\max}) + L_3 \left(\cos(\theta - \gamma) + \cos \left(z - \frac{\pi}{2} \right) \right) \quad (2)$$

式中: θ —楔角; α —曲肘角; z —后角, $z = \alpha + \gamma - \theta$; $\phi_{\max}$ —最大顶角; γ —前极限位置是大曲肘与水平面的夹角,可通过测量得出; β —连杆角; ϕ —顶角。

$$L_2 \cdot \sin \beta = L_1 \cdot \sin \left(\alpha + \gamma - \frac{\pi}{2} \right) - \frac{1}{2}(H_1 - H_3) \quad (3)$$

$$L_4 \cdot \sin \phi = L_3 \cdot \sin \left(z + \theta - \frac{\pi}{2} \right) - \frac{1}{2}(H_1 - H_3) \quad (4)$$

所以运动行程比 $M_s = S_m/S_0$ 是曲肘角 α 的函数,故移模力 $P_m = P_0/M_s(\alpha)$, 所以移模力是随曲轴角 α 变化而变化。

2 十字头连杆动静力学仿真分析

2.1 十字头连杆动力学分析

由合模机构运动特性分析可知,十字头连杆在闭模和开模的过程中,受力随 α 变化而变化,主要克服系统摩擦力、模板及模具的惯性力,进入锁模状态后,受锁模力的作用,发生压缩变形。

本研究将简化后的模型导入 ADAMS 软件中模拟合模及开模运动过程,假设整个合模、锁模、开模过程共 60 s,其中合模 25 s,锁模 10 s,开模 25 s,得出十字头连杆的位移速度变化曲线以及受力变化趋势情况分别如图3、图4所示。

图3中实线、虚线分别表示十字头连杆的位移、速度变化曲线,其合模、开模阶段的速度“慢—快—慢”

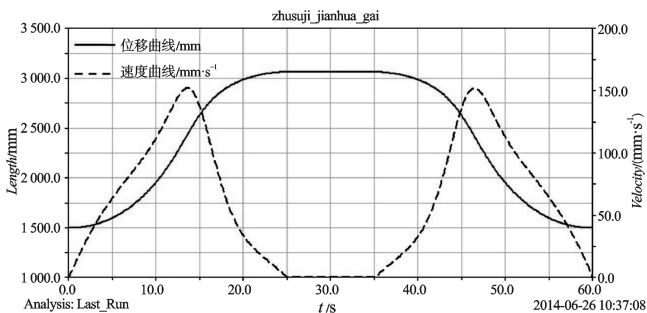


图3 十字头连杆位移速度变化图

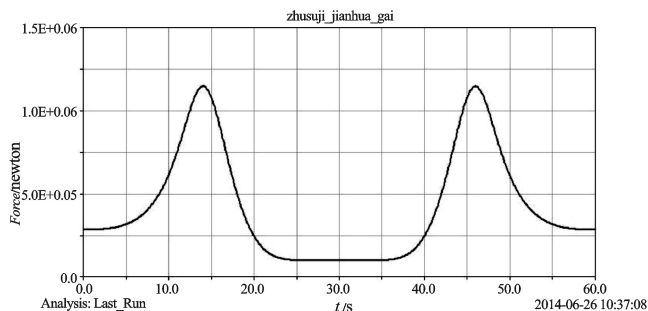


图4 十字头连杆随时间受力变化情况

符合合模机构工作要求,验证该模型以及该参数设置的正确性。由图4分析可知,十字头连杆在合模及开模过程中的某一时刻所受的力最大,此时十字头连杆处于最易被破坏状态。

2.2 十字头连杆静力学分析

本研究将三维建模软件建立的三维模型通过中间格式导入ANSYS WorkBench中,设其大端(与肘杆连接处)外侧固定,对十字头连杆施加载荷(小端内侧85.42 MPa,大端内侧35.17 MPa,垂直于小端面力偶2 799 N·mm),经过分析求解得出其等效应力、应变云图如图5所示。

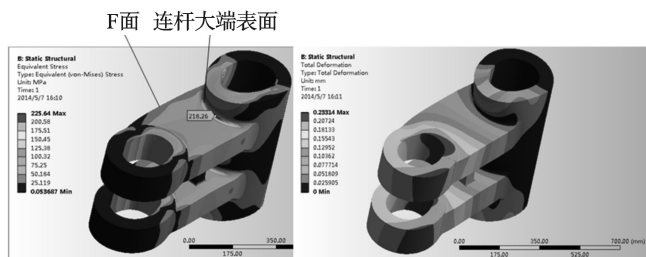


图5 十字头连杆等效应力、应变云图

由图5应力云图分析可知,应力集中现象主要在大端表面与连杆F面过渡连接处,约220 MPa,而十字头连杆材料QT500-7的屈服强度为320 MPa,按零件取1.5的安全系数,则该值超出其许用应力值,与实际工作中容易出现的断裂现象位置吻合。另外,在连杆的上F表面处,应力分布相对均匀但较大,经过长时间工作情况,也是疲劳断裂的危险位置。

3 十字头连杆过渡结构改进方案及结果分析

传统设计中对于过渡处均采用过渡圆角方式,该十字头连杆是QT500-7的铸件,根据铸造工艺手册规定,一般选取相邻两壁厚平均厚度的1/3~1/5,大端面厚度为两圆孔半径差62.5 mm,平面处厚度为120 mm,原模型选取R25的过渡圆角,符合传统经验设计,但是过渡圆上仍应力集中明显,同时也影响平面F上的

应力分布情况。传统设计通过增大过渡圆角以减小过渡处应力值,且随着过渡圆的不断增大,效果越明显,如图6所示。曲线1表示半径R25~R70的过渡处最大应力值,曲线2表示过渡处最大应力值所在位置与连杆大端面中心孔的距离与过渡圆半径的关系。当过渡圆达到无限大时就形成了另一种优化方案,连杆F表面形成楔形面,相当于肋的功能。本研究提出一种新的过渡设计方案,在大端面与F面间采用曲面过渡,其中过渡曲面在Pro/E中利用边界曲线创建,其边界曲线分别为F表面上距离大端面中心孔235 mm的直线 l_1 、大端面70 mm高处的半圆弧 l_2 和样条曲线。由图6曲线2中可以发现,随着过渡圆半径的增大,过渡处最大应力值出现的位置与连杆大端面中心孔的距离增大,即过渡圆与F表面连接处更危险。以此,按以下公式拟合出过渡曲线的曲率半径画出过渡曲线,曲线示意图如图7所示。

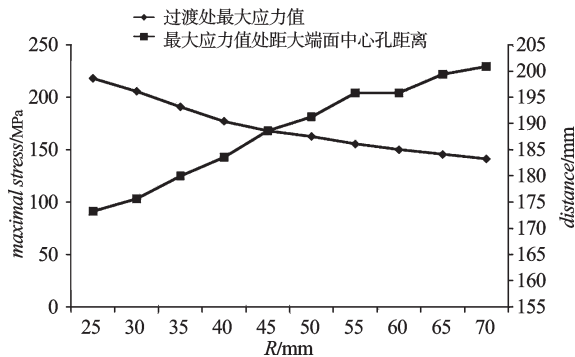


图6 过渡圆半径与应力值、位置关系

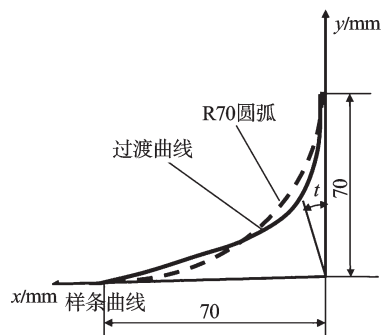


图7 曲线示意

$$\begin{cases} x = R \cdot (1 - \cos t) \cdot e^{\frac{(1 - \cos t)(\sin t - \cos t)}{2 - \cos t - \sin t}} \\ y = R \cdot (1 - \sin t) \cdot e^{\frac{(1 - \sin t)(\sin t - \cos t)}{2 - \cos t - \sin t}} \end{cases} \quad t \in (0, \frac{\pi}{2}) \quad (5)$$

该过渡曲线在R70圆弧上越接近应力极大值点处的曲率半径越大,越接近应力极小值点处曲率半径越小,过渡曲线示意如图7所示,其中,X轴表示F面上表面,Y轴表示大端面。笔者分别对R70过渡圆,即原设计方案A,以70×35楔形面代替过渡处的设计方案B,以本研究新提设计方案C进行静力学分析,

得出各自等效应力应变图如图8~10所示。

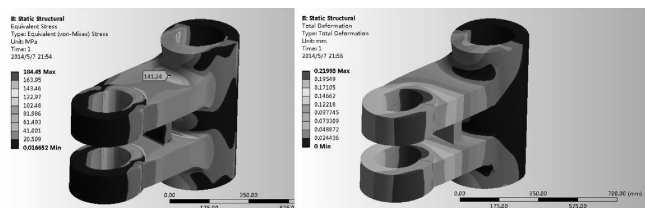


图8 方案A十字头连杆等效应力、应变云图

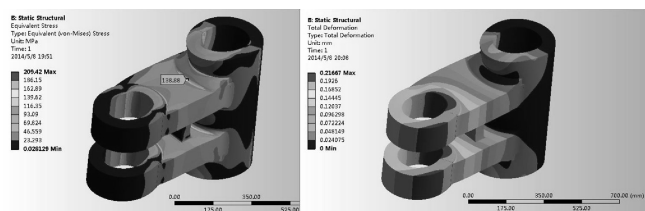


图9 方案B十字头连杆等效应力、应变云图

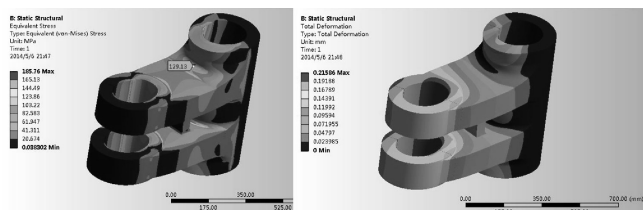


图10 方案C十字头连杆等效应力、应变云图

由图8~10对比分析可得出,方案A、B、C在过渡处的最大应力分别为141.24 MPa、138.88 MPa、129.13 MPa。方案B采用楔形面过渡由于楔形面与F面过渡较大,产生的应力集中位置较原方案发生变化,应力集中值较原方案降低1.67%,整个改进效果不是很明显且增加了整体结构的质量较大。方案C采用曲面过渡所产生的过渡处应力集中较原方案降低8.57%,效果较为明显。各个方案比较如表1所示。

表1 各个方案比较

方案	质量/kg	应力/MPa	应力值与方案A比较	单位质量受应力/(MPa·kg ⁻¹)	单位质量受应力与方案A比较	工艺要求
方案A(圆过渡)	547.85	141.24	—	0.257 8	—	加工方便
方案B(楔形过渡)	550.82	138.88	降低1.67%	0.252 1	降低2.20%	加工方便
方案C(曲面过渡)	548.47	129.13	降低8.57%	0.235 4	降低8.68%	加工较复杂

另外,3种方案的等效应变最大均发生在十字头连杆小圆孔内,都在0.22 mm。因此,在相邻过渡处等值的情况下,采用曲面过渡所产生的应力集中值最小,一定程度上提高了过渡处承受载荷的能力。

4 结束语

本研究针对实际工作中十字头连杆出现断裂的现象作出分析并对其过渡结构提出改进设计方案。通过对十字头连杆的动静力学分析可得出圆弧过渡处最大应力值超出1.5安全系数的许用应力值,加上工作时频繁起停,是出现断裂的原因之一。本研究提出一种新的采用曲面过渡的设计思路,与传统使用圆角过渡和采用楔形面过渡进行了比较,如表1所示。在不增加整体零件受应变的前提下,采用曲面过渡时过渡处应力集中值较圆弧过渡降低8.57%、单位质量受应力较圆弧过渡降低8.69%,比较采用楔形面过渡方案应力值降低1.67%、单位质量受应力降低2.20%,效果较为明显,但该方案同时存在加工相对复杂的不

足。在生产过程中,当整体结构受零件质量影响较大,且追求轻量化设计时可以优先考虑采用该方案。

另外,对过渡曲线还可进行进一步优化以得到受应力情况更好的过渡曲面。

参考文献(References):

- [1] 王兴天. 注塑技术与注塑机[M]. 北京:化学工业出版社, 2005.
- [2] 应 济,李长勇. 注塑机后模板顺序优化设计研究[J]. 浙江大学学报:工学版,2006,40(6):937-941.
- [3] 杨 安. 基于ANSYS的注塑机前模板拓扑优化[J]. 机电工程,2012,29(5):521-524.
- [4] LIN W Y, KUO M H. Investigation of the friction effect at pin joints for the five-point double-toggle clamping mechanisms of injection molding machines [J]. *Int. J. Mech. Sci.*, 2003(45):913-927.
- [5] LIN W Y, HSIAO K M. Study on improvements of the five-point double-toggle mould clamping mechanism [J]. *Proc. Inst. Mech. Eng. C-J. Mech.*, 2004, 218(7):761-774.

(下转第1315页)

本文引用格式:

朱俏俏,张本西. 注塑机合模装置连杆过渡结构设计分析[J]. 机电工程,2014,31(10):1287-1290,1315.

ZHU Qiao-qiao, ZHANG Ben-xi. Transitional structure design and analysis on cross head link of clamping mechanism of injection molding machine[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2014, 31(10):1287-1290, 1315.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>