

基于最小速比偏差的注塑机双曲肘合模机构优化设计

董凌波¹, 张哲衍¹, 李国平^{1,2}, 陈星欣³, 娄军强^{1,2}, 柳 丽^{1,2*}

(1. 宁波大学 机械工程与力学学院, 浙江 宁波 315211;

2. 浙江省零件轧制成型技术研究重点实验室, 浙江 宁波 315211;

3. 海天塑机集团有限公司, 浙江 宁波 315800)

摘要: 注塑机合模机构的性能直接影响注塑制件的质量、效率以及注塑设备的寿命。以企业指定 380T 锁模力的双曲肘合模机构为研究对象, 提出将肘杆机构原型速比曲线与理想速比曲线的最小偏差值加入优化函数, 结合机构总长、行程比、力放大比等进行多目标优化设计, 并进行仿真验证。结果表明: 在合模机构总长、移模行程满足要求的基础上, 力放大比增大 12.24%, 临界角处速比降低 14.49%, 且合模周期减少 6.6%, 可有效提升合模机构的综合性能。

关键词: 注塑机; 双曲肘内翻式; 合模机构; 最小速比偏差; 多目标优化

中图分类号: TQ320.5

文献标志码: A

文章编号: 1001-5132 (2021) 01-0039-06

双曲肘合模机构是三板式注塑机最常用的形式, 其具有机械结构带来的力放大作用(也称机械增益)、合模时自锁以及匀速驱动下动模板产生慢—快—慢速度特性等^[1]一系列符合注塑工艺要求的优点。双曲肘合模机构有内翻式和外翻式之分, 其中内翻式具有结构紧凑、简单的特点, 因此在中小型三板机中被广泛使用。

肘杆机构的性能包括动力学和运动学两方面。其力学性能的评价指标主要是力放大比, 其决定机构的机械增益大小; 运动学性能指标主要包括行程比和速比, 影响合模机构的运动平稳性和运动效率。目前, 国内外学者根据不同的工作情况和用户需求, 针对一个或多个性能指标进行了肘杆机构的结构参数优化研究。如刘晓彬等^[2]考虑了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, 运用遗传算法对肘杆机构进行以力放大比为目标单目标优化。文献[3-6]以机构总长、曲肘角为 3° 时力放大比以及行程比为目标对肘杆机构进行优化。邵珠娜等^[7]利用 ADAMS 软件建立了肘杆机构参数化模型, 通过优

化设计参数值结合驱动方式, 得到了较为理想的动模板速度曲线。文献[8-9]为减小动模板速度波动, 提出了动模板速度平稳性的计算方式, 以力放大比为目标函数, 采用遗传算法进行肘杆机构参数优化, 使动模板的运动平稳性有了很大的改善, 但合模效率有所下降。

本文针对企业特定机型需求, 以机构总长、行程比、力放大比为目标函数, 结合实际速比曲线与理想速比曲线最小偏差值, 对注塑机双曲肘合模机构进行了多目标性能优化。

1 合模机构运动学分析

双曲肘肘杆机构为对称结构, 图 1 为肘杆机构上半部运动简图。图 1 中实线部分为肘杆机构合模的极限位置, 虚线部分为开模的极限位置。根据机械原理, 可以将其看成 2 组曲柄滑块机构^[10], 一组由大曲肘(L_1)、大连杆(L_2)和相当于滑块的动模板组成; 另一组由小曲肘(L_3)、小连杆(L_4)和相当于滑块的十字头组成。大、小曲肘刚性连结, 在十字头运动时, 小连杆带动它们以同一角速度绕后铰点 O

收稿日期: 2020-06-10.

宁波大学学报(理工版)网址: <http://journal.lg.nbu.edu.cn/>

基金项目: 宁波市“科技创新 2025”重大专项科技攻关项目(2018B10082)。

第一作者: 董凌波(1995—), 男, 浙江嘉兴人, 在读硕士研究生, 主要研究方向: 机构设计与分析。E-mail: 18868081924@163.com

*通信作者: 柳丽(1968—), 女, 甘肃民勤人, 副教授, 主要研究方向: 机构设计与分析等。E-mail: liuli@nbu.edu.cn

旋转,大连杆随之运动,同时带动与其在 B 点铰接的动模板水平移动. 其中: θ 为斜排角; Φ 和 β 分别为小连杆、大连杆与水平线夹角; γ 为大小曲肘之间的楔角; α 为曲肘以合模状态为初始状态下转过的角度; H 为铰点 O 到十字头中心的距离; h 为十字头半长; S_m 与 S_o 分别为动模板行程与十字头行程.

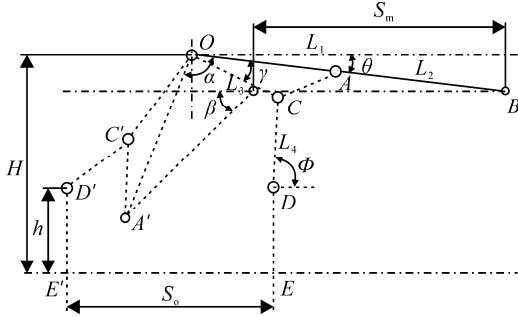


图1 肘杆机构运动简图

本文以企业指定 380T 锁模力的双曲肘合模机构为研究对象,各参数取值为:

$$L_1 = 439 \text{ mm}, L_2 = 498 \text{ mm}, L_3 = 217 \text{ mm},$$

$$L_4 = 275.7 \text{ mm}, \theta = 5.33^\circ, \gamma = 16^\circ,$$

$$\alpha = 114^\circ, e = 321.5 \text{ mm},$$

式中: e 为 H 与 h 的差值.

根据图1中机构的几何关系可知,机构总长 L 为肘杆机构从开模到合模各杆在水平方向上的投影之和.

$$L = (L_1 + L_2)\cos\theta + L_4\cos\Phi_0 - L_3\cos(\alpha_{\max} + \gamma + \theta).$$

根据合模机构启闭模时各杆长的几何关系,得到 β 和 Φ 角在开模时的值 β_0 和 Φ_0 ,以及闭模时的值 $\Phi_{\max}$,计算公式分别为:

$$\beta_0 = \arcsin \frac{L_1\sin(\alpha_{\max} + \theta) - (L_1 + L_2)\sin\theta}{L_2}, \quad (1)$$

$$\Phi_0 = \arcsin \frac{e - L_3\sin(\alpha_{\max} + \theta + \gamma)}{L_4}, \quad (2)$$

$$\Phi_{\max} = \arcsin \frac{e - L_3\sin(\theta + \gamma)}{L_4}.$$

合模机构的行程比 K_r 为动模板行程 S_m 与十字头行程 S_o 之比,其计算公式为:

$$S_m = (L_1 + L_2)\cos\theta - (L_2\cos\beta_1 + L_1\cos(\alpha_{\max} + \theta)),$$

$$S_o = L_4\cos\Phi_0 - L_3\cos(\alpha_{\max} + \theta + \gamma) +$$

$$L_3\cos(\theta + \gamma) - L_4\cos\Phi_{\max},$$

$$K_r = S_m / S_o =$$

$$\frac{((L_1 + L_2)\cos\theta - (L_2\cos\beta_1 + L_1\cos(\alpha_{\max} + \theta))) / (L_4\cos\Phi_0 - L_3\cos(\alpha_{\max} + \theta + \gamma) + L_3\cos(\theta + \gamma) - L_4\cos\Phi_{\max})}{(L_1 + L_2)\cos\theta - (L_2\cos\beta_1 + L_1\cos(\alpha_{\max} + \theta))} \quad (3)$$

合模机构力放大比 K_m 为动模板移模力与施加在十字头上油缸推力之比.在不考虑运动中摩擦、重力以及惯性力等因素影响时, K_m 可以由式(4)表示^[11-12]:

$$K_m = \frac{L_3\sin(\alpha + \theta + \gamma + \Phi)\cos\beta}{L_1\sin(\alpha + \theta + \beta)}. \quad (4)$$

合模机构的速比 K_v 为动模板与十字头速度之比,与力放大比呈倒数关系.通常假定十字头匀速运动,此时合模机构的速比曲线与动模板曲线变化规律一致,可以评判合模机构的运动稳定性与合模效率,可由式(5)计算:

$$K_v = \frac{L_1\sin(\alpha + \theta + \beta)}{L_3\sin(\alpha + \theta + \gamma + \Phi)\cos\beta}. \quad (5)$$

2 数学模型的建立及遗传算法解算

2.1 设计变量

根据肘杆机构结构分析,在保证定模板纵向尺寸 H 不变情况下,取 L_1 、 L_2 、 L_3 、 L_4 、 θ 、 γ 、 $\alpha_{\max}$ 、 e 为设计变量,即 $X = [L_1, L_2, L_3, L_4, \theta, \gamma, \alpha_{\max}, e]$.

2.2 目标函数

在保证额定锁模力大小、动模板移模行程不减少的情况下,为达到优化合模机构尺寸和运动平稳性,本次优化同时考虑动模板速比变化,将原型速比曲线与理想速比曲线的最小偏差值作为优化目标之一.

2.2.1 最小速比偏差分析

根据原型机构各参数及式(5),在 Matlab 软件中作出原型机构开模过程的速比曲线(图2).由图2可知,速比曲线存在4个关键点,分别为临界角处速比、局部最大值速比、局部最小值速比和开模极限处速比.

临界角(α_0)即模具刚接触时肘杆机构的曲肘角^[10],由式(6)得原型机构临界角为 3.886° .

$$\alpha_0 = \sqrt{\frac{2P}{L_1(1 + L_1/L_2)C}}, \quad (6)$$

式中: P 为标定锁模力, 380 kN; C 为合模机构综合刚度, $2 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$.

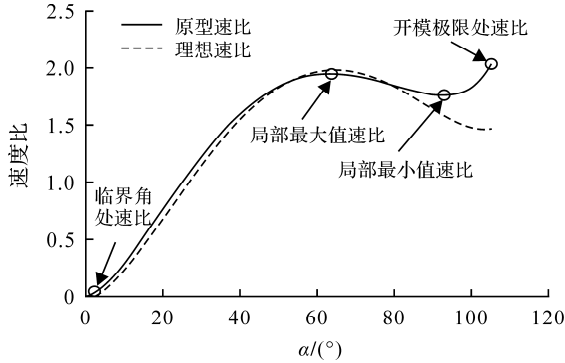


图2 原型肘杆机构速比与理想速比曲线对比

临界角处速比越小, 合模机构合模时越平稳. 合模机构速度趋于稳定后会出现速比局部最大值 ($K_{v\max}$) 与局部最小值 ($K_{v\min}$), 其比值 $K_{v\max}/K_{v\min}$ 称为速度波动 R_{kv} . 理论上 R_{kv} 越接近 1, 机构运行越平稳, 但局部最小值与最大值越接近, 意味着开模极限处速比会提高, 故需权衡考虑速度波动值. 开模极限处速比越小, 合模机构开模处冲击越小.

假定理想速比曲线为 K_v^* , 理想速比曲线根据企业给定原型机构的速比曲线修正后得出. 由速比曲线可知, 原型临界角处速比为 0.069, 企业设计要求临界角处速比小于 0.06. 为保证开模任一位置移模力大于脱模力, 在实际中使用一个近似值, 即必须有 50% 的油缸推力可作为移模力. 根据速比与力放大比关系, 可确定理想速比曲线的局部最大值近似为 2 (原型值 1.94). 为使速度波动值尽量接近理论最优值, 且尽可能降低使之接近开模极限处速比, 调整局部最小值为 1.60 (原型值 1.76).

上述关键点确定后可以得到开模极限处速比为 1.48, 低于原型值 2.11. 基于关键点的修改, 采用曲线拟合工具将原型曲线与修改后曲线进行平滑拟合, 得到理想速比曲线. 原型速比曲线为 K_v , 取曲肘角 $\alpha \in [0, 114]$ 的多个离散点计算原型速比与理想速比偏差 ΔK_v . 偏差值越小说明机构越接近理想型, 拟合精度取决于离散点的选取数量. 偏差值 ΔK_v 的计算公式为:

$$\Delta K_v = \sum_{i=0}^{114} \sqrt{(K_{vi} - K_{vi}^*)^2}.$$

2.2.2 目标函数

以原型速比与理想速比曲线的最小偏差值

ΔK_v 、机构总长 L 、行程比 K_r 、曲肘角 $\alpha = 3^\circ$ 时的力放大比 K_m 为优化目标. 由机构总长求最小值, 行程比和力放大比求最大值, 采用乘除法^[13]将上述多目标值构建成为单一目标函数:

$$\min F(x) = \frac{L \Delta K_v}{K_r K_m}.$$

2.3 约束条件

2.3.1 防自锁和干涉约束

为防止肘杆机构在开模阶段出现自锁, 且考虑摩擦影响, 根据经验需在开模时预留角度:

$$C_1(x) = \alpha_{\max} + \theta + \gamma + \Phi \leq 170^\circ.$$

杆长比应该在 0.7~0.9 之间, 即

$$C_2(x) = L_1 - 0.9L_2 \leq 0,$$

$$C_3(x) = 0.7L_1 - L_2 \leq 0.$$

为保证肘杆传力性能, 有 $75^\circ \leq \Phi_{\max} \leq 90^\circ$, 即

$$C_4(x) = \frac{e - L_3 \sin(\theta + \gamma)}{L_4} - \sin 90^\circ \leq 0,$$

$$C_5(x) = \sin 75^\circ - \frac{e - L_3 \sin(\theta + \gamma)}{L_4} \leq 0.$$

为保证肘杆机构各杆之间能相对回转, 肘杆机构需满足:

$$C_6(x) = \frac{(d_C + d_A)^2}{4} -$$

$$(L_1^2 + L_3^2 - 2L_1^2 L_3 \cos \gamma)^2 \leq 0,$$

$$C_7(x) = \frac{(d_D + d_C)^2}{2} - L_4 \leq 0.$$

考虑到 2 组曲肘机构的对称性, 避免上下肘杆发生干涉, 有:

$$C_8(x) = L_1 + \frac{d_A}{2} - H \leq 0,$$

$$C_9(x) = L_5 + \frac{d_C}{2} - H \leq 0,$$

式中: d_D 、 d_C 、 d_A 分别为点 D 、 C 、 A 处铰孔直径.

2.3.2 定义域约束

反正弦函数的定义域为 $[-1, 1]$, 由式 (1) 和 (2) 可得:

$$C_{10}(x) = \left| \frac{L_1 \sin(\alpha_{\max} + \theta) - (L_1 + L_2 \sin \theta)}{L_2} \right| - 1 \leq 0,$$

$$C_{11}(x) = \left| \frac{e - L_3 \sin(\alpha_{\max} + \theta + \gamma)}{L_4} \right| - 1 \leq 0.$$

2.3.3 目标约束

合模机构标称力放大比为合模机构运行至扩力角时(即移模力等于变形力)的力比, 通常使用 $\alpha = 3^\circ$ 作为参考值. 由式(4)计算出原型机构力放大比 $K_m = 18.3$, 应保证优化目标有进一步提升, 即

$$C_{12}(x) = 18.3 - K_m \leq 0.$$

由式(3)计算出原型机构行程比 $K_r = 1.21$, 故有:

$$C_{13}(x) = 1.21 - K_r \leq 0.$$

企业设计要求优化后合模机构移模行程不小于 700 mm, 故有:

$$C_{14}(x) = 700 - S_m \leq 0.$$

2.3.4 设计变量边界条件

合理地设置边界条件可以提高优化效率, 减少计算量. 在不影响最优收敛条件下, 经反复试验得到各设计变量边界条件为:

$$L_1 \in [307.30, 570.70],$$

$$L_2 \in [348.60, 647.40],$$

$$L_3 \in [151.90, 282.10],$$

$$L_4 \in [192.99, 358.41],$$

$$e \in [222.05, 417.95],$$

$$\theta \in [3, 6],$$

$$\gamma \in [12.0, 20.8],$$

$$\alpha_{\max} \in [79.8, 148.2].$$

2.4 遗传算法解算

根据建立的数学模型可知, 该优化问题已经由多变量、多目标、多约束非线性优化问题转变为单目标非线性优化问题. 针对此类问题, 采用 Matlab 遗传算法工具箱中的函数进行求解.

2.4.1 适应度函数构建

由于 Matlab 遗传算法默认求解适应度函数的最小值与目标函数 $F(x)$ 相符, 而对于求解多约束优化问题, 需采用惩罚函数将其转化为无约束问题以便算法寻优, 因此将适应度函数构建为:

$$y(x) = F(x) + r \left\{ \sum_{i=1}^{14} \max[0, C_i(x)]^2 \right\},$$

式中: $y(x)$ 为适应度函数; $F(x)$ 为目标函数; $C_i(x)$ 为不等式约束函数; r 为惩罚因子, 为了使不可行解的适应度值远超可行解的适应度值, 取 r

为 10^7 .

2.4.2 算法工具箱设置

控制参数: 种群规模为 150, 选择操作选用适应度选择法, 交叉操作选用两点交叉法, 交叉概率为 0.8, 变异操作为自适应可行域变异, 最大进化代数设计变量数的 100 倍, 优化结果见表 1.

表 1 优化结果

参数	原型值	优化值
L_1/mm	439.00	409.06
L_2/mm	498.00	454.54
L_3/mm	217.00	245.70
L_4/mm	275.70	253.04
$\theta/(\circ)$	5.33	3.22
$\gamma/(\circ)$	16.00	12.56
$\alpha_{\max}$	114.0	108.0
e/mm	321.5	321.5
L/mm	1 304.5	1 233.3
K_r	1.21	1.17
$K_m(3^\circ)$	18.30	20.54
$K_v(\alpha_0^\circ)$	0.069	0.059
$K_{v\max}$	1.91	2.07
S_m/mm	754.00	702.15

由表 1 可知, 优化后肘杆机构的关键性能参数提升显著: 机构总长 L 降低 5.46%, 力放大比增大 12.24%; 临界角处速比 $K_v(\alpha_0^\circ)$ 降低 14.49%, 有利于合模平稳; 最大速比 $K_{v\max}$ 增大 8.38%, 且处于模板行程中间段, 在提高合模效率的同时兼顾了合模运动的平稳.

3 优化结果仿真分析

为验证肘杆机构优化的合理性, 对肘杆机构简化模型进行运动学仿真. 仿真软件采用 ADAMS. 根据肘杆机构各杆件的连接和约束关系, 在铰接处添加转动副, 十字头中心处添加移动副, 尾板位置添加固定约束, 所建立的肘杆机构简化参数化模型如图 3 所示.

为便于计算肘杆机构速比, 在十字头移动副处施加 $100 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 的水平匀速驱动, 设置仿真时长为 6 s. 得到动模板开模过程位移和速度曲线如图 4 所示, 并与原型机构的位移和速度曲线进行对比.

通过 ADAMS 测量工具可知, 优化前后仿真模

型的机构总长 L 分别为 1 307.80、1 237.64 mm; 移模最大行程 S_m 分别为 749、703 mm; 计算得到的行程比 K_r 分别为 1.21、1.17.

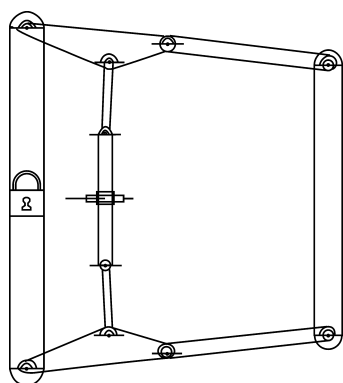


图3 肘杆机构简化模型

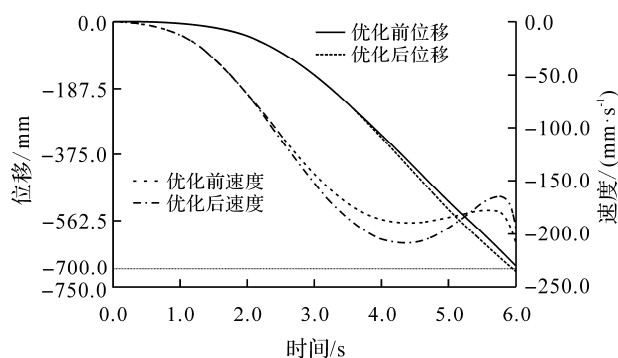


图4 优化前后动模板开模过程位移与速度曲线

根据所设定十字头速度，肘杆机构的速比为：

$$K_v = \frac{V_m}{100},$$

式中： V_m 为动模板速度。

根据测量出肘角 $\alpha = 3^\circ$ 时动模板的速度大小，可得肘杆机构优化前后力放大比 K_m 分别为 18.20、19.64。由式(6)可得，优化后机构的临界角值 α_0 为 0.078，同理可得肘杆机构优化前后速比值 $K_v(\alpha_0)$ 为 0.072。由图4可知，动模板速度局部最大值，故肘杆机构优化前后局部最大速比 K_{vmax} 分别为 1.98 和 2.06。考量移模行程达 700 mm 时所用时间 T ，优化前后分别为 6.0、5.8 s。上述性能对比结果见表2。

由表2可知，优化前后机构总长、行程比、局部最大速比以及移模行程的仿真值与理论计算值均接近；优化后力放大比 $K_m(3^\circ)$ 计算值(20.54)大于仿真值(19.64)；临界角处速比 $K_v(\alpha_0)$ 计算值(0.059)小于仿真值(0.072)，误差稍大，主要原因可能受仿

真精度以及计算临界角与实际临界角偏差所致。从结果数据看，优化前后理论值与仿真值基本一致，验证了数学模型的正确性。

表2 优化前后肘杆机构性能参数对比

参数	原型		优化后	
	计算值	仿真值	计算值	仿真值
L/mm	1 304.50	1 307.80	1 233.30	1 237.64
K_r	1.21	1.21	1.17	1.17
$K_m(3^\circ)$	18.30	18.20	20.54	19.64
$K_v(\alpha_0^\circ)$	0.069	0.078	0.059	0.072
K_{vmax}	1.91	1.98	2.07	2.06
S_m/mm	754.00	749.00	702.15	703.00
$T_{(S_m=700)}/\text{s}$	—	6.0	—	5.8

优化后合模机构在启闭模时速度均低于原型，有利于运动平稳。而随着肘杆机构肘角增大，动模板速度提升和下降比原型更快；合模单周期较原型降低 3.3%，有效提高了合模效率。

4 结语

本文对 380T 三板式注塑机双肘合模机构参数进行了优化，在保证合模机构额定锁模力、动模板行程不降低情况下，提出将原型与理想速比曲线偏差值最小加入优化目标，使启闭模时动模板运动速度更慢，可以有效地降低合模机构的机械冲击振动；同时利用 ADAMS 软件进行了运动学仿真验证。结果表明：合模机构的机构总长降低 5.46%，临界角处速比为 0.059，降低 14.49%，合模周期减少 6.6%。研究成果可为三板式注塑机双肘合模机构优化提供参考。

参考文献：

- [1] 王兴天. 塑料机械设计与选用手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2015:686-694.
- [2] 刘晓彬, 杨于光, 董力群, 等. 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[J]. 塑料, 2016, 45(5):17-21.
- [3] 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; 58.
- [4] Yuan Y L, Hu R F, Zhu X X. Optimization design of elbow-bar mechanism in injection molding machine based on genetic algorithm[C]//2010 2nd International Asia Conference on Informatics in Control, Automation

- and Robotics. IEEE, 2010:253-256.
- [5] 叶友东, 郑玉琴, 汪选要. 基于 MATLAB 的节能注塑机合模机构多目标寻优研究[J]. 机械设计与制造, 2011(10):182-184.
- [6] 齐佩, 汤勃, 孔建益, 等. 注塑机双肘合模机构的多目标优化研究[J]. 机械设计与制造, 2016(12):165-168.
- [7] 邵珠娜, 安琪, 谢鹏程, 等. 基于 ADAMS 软件的全电驱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; 53.
- [8] 徐银, 赵翼翔. 基于 NSGA II 的注塑机合模机构多目标优化[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(9):1394-1399.
- [9] 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.
- [10] 北京化工大学, 华南理工大学. 塑料机械设计[M]. 北京: 中国轻工业出版社, 1995:434-441.
- [11] 刘晓彬. 1300kN 全电动注塑机合模机构设计及其优化分析[D]. 北京: 北京化工大学, 2016.
- [12] 徐银. 注塑机合模机构的多目标性能优化研究[D]. 广州: 广东工业大学, 2013.
- [13] 官杨杨. 1300kN 微结构注塑机合模系统的优化设计及仿真[D]. 北京: 北京化工大学, 2017.
- [9] Huang M S, Lin T Y, Fung R F. Key design parameters

Optimal design of double toggle clamping mechanism of injection molding machine based on minimum speed ratio deviation

DONG Lingbo¹, ZHANG Zheyang¹, LI Guoping^{1,2}, CHEN Xingxin³, LOU Junqiang^{1,2}, LIU Li^{1,2*}

(1.Faculty of Mechanical Engineering & Mechanics, Ningbo University, Ningbo 315211, China;

2.Zhejiang Provincial Key Laboratory of Part Rolling Technology, Ningbo 315211, China;

3.Haitian Plastic Machinery Group, Ningbo 315800, China)

Abstract: The performance of the clamping mechanism of injection molding machine directly affects the quality and efficiency of the injection-molded parts and the life of the injection molding equipment. In this paper, the double toggle clamping mechanism with 380T clamping force specified by the enterprise is taken as the research object. The minimum deviation between the speed ratio curve of the existing toggle mechanism and the ideal speed ratio curve is introduced to the optimization objective function and is combined with other three objectives i.e. the total length of the mechanism, the stroke ratio and the force amplification ratio, to form a multi-objective optimization design. The simulation results show that, under the premise of the overall size and the shifting stroke meeting the requirements, the force amplification ratio increases by 12.24%, the speed ratio at the closing and opening of the mold decreases by 14.49%, and the mold clamping cycle is reduced by 6.6%, hence the overall performance of the mold clamping mechanism is effectively improved.

Key words: injection molding machine; double elbow inversion; clamping mechanism; minimum speed ratio deviation; multi-objective optimization

(责任编辑 史小丽)