

基于 RecurDyn 的八连杆机构参数化设计及优化

陈小岗^{1,2,3}, 张登峰¹, 张军², 左伟杰³

(1. 南京理工大学 机械工程学院, 江苏 南京 210094; 2. 扬力集团股份有限公司, 江苏 扬州 225127;
3. 淮阴工学院 先进制造技术重点实验室, 江苏 淮安 223003)

摘 要:以大吨位冲压压力机中的闭式八连杆机构为研究对象,根据滑块总行程、最大拉伸深度、有效拉伸过程中的最大拉伸速度等 3 项要求,对其进行杆系尺寸优化设计。在 RecurDyn 平台上建立了八连杆机构的参数化模型,经过运动学仿真,获得滑块的位移和速度曲线。基于位移曲线获得滑块总行程,基于速度曲线及有效拉伸过程中的最大拉伸速度要求获得可用最大拉伸深度,最终获得机构的尺寸参数。优化结果表明:在保持杆系总体尺寸不变的情况下,有效行程增大了 39%。

关键词:压力机;八连杆机构;优化;RecurDyn

中图分类号:TP391.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2021)01-0128-04

Parametric Design and Optimization of Eight-bar Mechanism Based on RecurDyn

CHEN Xiaogang^{1,2,3}, ZHANG Dengfeng¹, ZHANG Jun², ZUO Weijie³

(1. School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China;
2. Yangli Group Corporation Ltd., Yangzhou 225127, China;
3. Key Lab. of Advanced Manufacturing Technology, Huaiyin Institute of Technology, Huaian 223003, China)

Abstract: On the basis of design requirements on stroke of slider, maximum stretching depth and maximum speed during effective tension, the geometric dimensions of eight-bar mechanism of large tonnage punching press were optimized. The parametric model was first built in RecurDyn environment, and the kinematic simulation was completed, thus the displacement curve and velocity curve being obtained. Based on displacement curve, the stroke of slider was calculated, and based on velocity curve, the available maximum stretching depth was also calculated according to allowable maximum stretching speed during effective tension. The optimization results show that the available maximum stretching depth increases 39%, and that the total length of eight bars remains unchanged.

Keywords: press; eight-bar mechanism; optimization; RecurDyn

0 引言

以八连杆机构为主传动机构的冲压机在乘用车覆盖件的生产中有广泛的应用,其对工作行程中的最大拉伸深度、最大拉伸速度及拉伸速度的波动量、最大加速度及加速度波动量等指标有较高要求。针对八连杆机构的优化设计问题,业内学者从解析、仿真等方面进行了各种探索。高霞^[1]在导出八连杆压力机行程、速度、加速度解析模型的基础上,提出了机构参数与增力比的解析模型,获得了机构参数对增力比的影响趋势。袁良照等^[2]以压力机行程设计误差和工作行程拉伸速度波动量建立多目标优化函数,采用带精英策略的非占优排序遗传算法 NSGA-II 对含有 12 个优化变量的模型进行优化。姚菁琳等^[3]针对八连杆压力机的传动机构,利用 Newton-Raphson 迭代法解出其性能曲线,采用 OPTDES-SQP 二次规划算法优化滑块的加速度曲线。李启鹏等^[4]应用

约束变尺度算法对八连杆机构进行优化设计。余发国等^[5]以不干涉条件、拉伸速度和加速度为惩罚项,使用复合形法对具有 13 个优化参数的八连杆机构进行了优化。白育全^[6]以减小工作行程内的速度波动量、压力角以及运动过程中的曲柄平均功率,降低加速度的最大值为目标,对八连杆冲压机进行了优化。程超等^[7]基于曲柄存在条件建立约束关系,并以工作行程内滑块速度标准差最小为目标进行优化。优化后最大速度由 590 mm/s 降至 425 mm/s,标准差由 175 mm/s 降至 120 mm/s。伊启平等^[8]基于 ADAMS 平台获得八连杆冲压机冲头的运动特性曲线,并以冲头最大加速度取得最小值为目标进行了优化。优化后的最大加速度降低了 52%。范云霄等^[9]借助 ADAMS 中的虚拟样机模型,以工作行程内速度波动量最小为目标,对八连杆传动机构进行了优化设计。

本文针对现有八连杆机构总行程满足要求但有效工作行程不足的现状,基于 RecurDyn^[10]多体仿真平台,通过

基金项目:江苏省高校自然科学研究重大项目(17KJA460003)

第一作者简介:陈小岗(1981—),男,江苏如皋人,博士后,研究方向为精密测量、并联机构运动学与动力学。

参数化建模及优化,在满足工作行程拉伸速度要求的前提下,增大有效工作行程,使其符合乘用车大型覆盖件冲压生产的需要。

1 八连杆机构的运动学建模及仿真

1.1 运动学建模

八连杆机构的机构简图如图 1 所示。组成该机构的八个构件为:机架 OC 、连杆 OA 、连杆 AEF 、连杆 FG 、连杆 AB 、连杆 $BCDG$ 。其中连杆 OA 为原动件,作匀速转动,滑块为末端输出件,作直线往复运动。该机构的拓扑结构如图 2 所示。

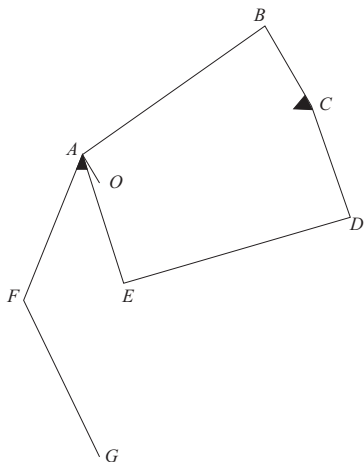


图 1 八连杆机构简图

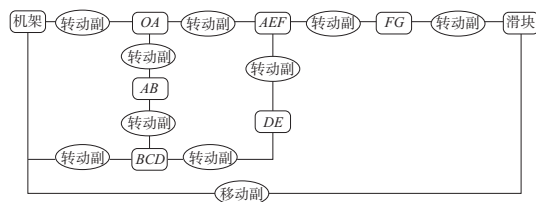


图 2 八连杆机构拓扑结构图

该机构为闭式并联机构^[11],在机架与末端滑块间存在多条运动链。运动链一由机架、 OA 、 AEF 、 FG 、滑块组成,运动链二由机架、 OA 、 AB 、 BCD 、 DE 、 AEF 、 FG 、滑块组成。

八连杆机构各杆初始参数为: $OA = 250$ mm, $AB = 1\,650$ mm, $BC = 650$ mm, $CD = 900$ mm, $DE = 1\,750$ mm, $AE = 1\,000$ mm, $AF = 1\,150$ mm, $FG = 1\,300$ mm; $\angle EAF = 40^\circ$, $\angle BCD = 170^\circ$ 。

相应关节的中心位置坐标为: $O(0, 0)$ 、 $A(-125, 216.506\,4)$ 、 $B(1\,226.136\,1, 1\,163.570\,9)$ 、 $C(1\,550, 600)$ 、 $D(1\,856.111\,6, -246.342\,5)$ 、 $E(176.309\,4, -737.020\,1)$ 、 $F(-564.413\,4, -846.233\,5)$ 、 $G(0, -2\,017.317\,4)$,单位为 mm。

1.2 运动仿真

根据设计要求,总行程 $\geq 1\,200$ mm,行程次数为 10~15 次/分,最大拉伸深度(即有效工作行程) ≥ 400 mm,且在有效工作行程内最大拉伸速度不超过 450 mm/s。

基于多体系统仿真软件 RecurDyn,建立机构运动仿真模型,获得曲柄 OA 旋转一周过程中,滑块的位移曲线、速度曲线如图 3 所示。曲柄转速为 15 r/min(对应于每分钟行程次数 10~15 次,取大值 15 次/分,即 1.57 rad/s)。

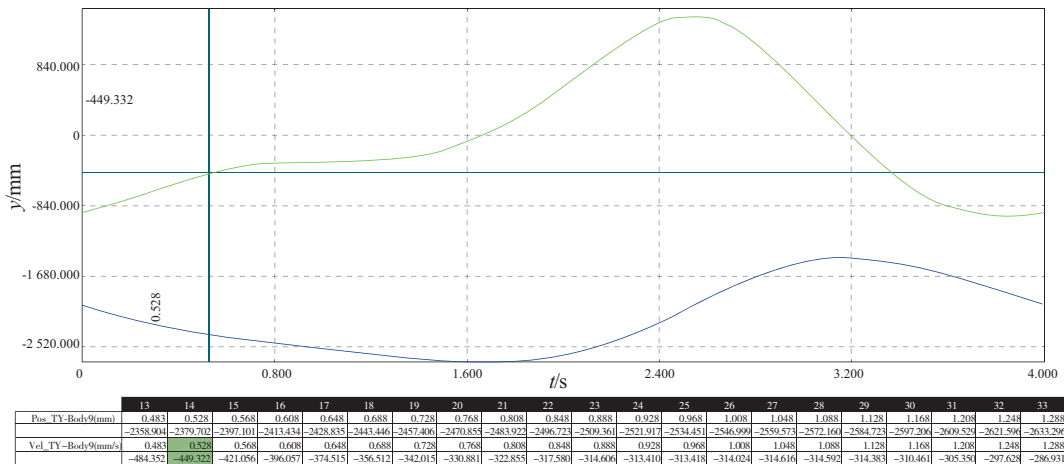


图 3 滑块的位移曲线与速度曲线

仿真结果表明,该机构最大行程为 1 246.7 mm,符合设计要求;以 450 mm/s 为有效行程中允许的最大工作速度,则有效工作行程仅为 318.6 mm,未达设计指标要求,因此需对该机构进行构件尺寸(即各杆长度)优化设计。

2 尺寸优化设计

2.1 参数化建模

依据数学建模一般理论,优化模型包括优化目标、设

计变量、约束条件三个要素。本文基于 RecurDyn 的特点,舍弃传统的直接以构件尺寸(本设计中即各杆长度)为设计变量的方法,而选择以各铰链中心位置为设计变量;优化目标为有效工作行程获得最大值;约束条件包括两方面,一是总行程 $\geq 1\,200$ mm,二是有效工作行程内的最大速度不超过 450 mm/s。

依次建立表达式、参数化值及参数化点,分别如图 4、图 5、图 6 所示,基于参数化点建立八连杆机构的参数化

模型。本设计中八连杆机构的参数化模型包括 7 个点、13 个参数化变量。

Expression List				
Expressions				
No	Name	Expression		Value
1	Ax	-125	E	-125
2	Ay	216	E	216
3	Bx	1226	E	1226
4	By	1163	E	1163

图 4 表达式

Parametric Value List				
Parametric Values				
No	DP	Name		Value
1		PV1	Ax	E
2		PV2	Ay	E
3		PV3	Bx	E
4		PV4	By	E

图 5 参数化值

2.2 优化设计

a) 主运动链参数优化

表 1 A、F、G 三点五变量优化结果

单位:mm

项目	有效行程	总行程	杆长总和	Ax	Ay	Fx	Fy	Gy
优化前	318.6	1 246.7	5 347.7	-125	216.0	-564.0	-846.0	-2 017
AFG 优选解一	392.7	1 283.8	5 354.4	-125	237.6	-507.6	-930.6	-2 017
AFG 优选解二	377.0	1 303.4	5 159.7	-112.5	237.6	-507.6	-930.6	-1 815.3

由表 1 可知,优选解一的优势在于有效行程较大,但杆系总体尺寸也较大,而优选解二杆系总体尺寸较小,但有效行程也偏小。针对 A、F、G 三点的优化,显著增大了有效工作行程。在针对第二运动链进行参数优化时,将分别基于上述解一、解二进行。

b) 第二运动链参数优化

在主运动链 A、F、G 优化的基础上,对第二运动链中的 B、C、D、E 四点的 8 个坐标变量进行优化。分为两次进行,首先对 C、E 两点进行优化,基于优化结果,再对 B、D 两点进行优化。

1) 基于“AFG 解一”参数优化

基于 AFG 优选解一,进一步对 C、E 点进行优化,考察 BC、CD、AE、DE 杆长总和,获得 81 组候选解,其中仅有一组候选解的“有效行程”>400 mm,称为“CE 优选解一”。C、E 点优化前后对比如表 2 所示。

表 2 C、E 两点四变量优化最优解一 单位:mm

项目	有效行程	总行程	杆长总和	Cx	Cy	Ex	Ey
优化前	392.7	1 283.8	4 319.5	1 550	600	176.0	-737
CE 优选解一	401.0	1 379.4	4 336.7	1 550	660	158.4	-737

对于 CE 优选解一,进一步对 B、D 点进行优化,考察 AB、BC、CD、DE 杆长总和,获得 81 组候选解,有 3 组候选

Parametric Point List

Parametric Points				
No	DP	Name	Point	
1		A	PV1,PV2,0.	Pt
2		B	PV3,PV4,0.	Pt

图 6 参数化点

首先选择主运动链上的 A、F、G 三点进行优化,设计变量包括 Ax、Ay、Fx、Fy、Gy。三水平试验,±10%,除考察总行程、有效工作行程(有效行程内,拉伸速度不超过 450 mm/s)之外,还考察 OA、AB、AF、AE、FG 的杆长总和。从 243 组候选解中获得两个优选解。在“总行程≥1 200”的前提下,“有效行程”最大,称为“AFG 优选解一”。考虑机构总体尺寸尽量取小,在 243 组候选解中,记 5 根杆的杆长总和最小值为“最小总和”。在“总行程≥1 200”的前提下,以“有效行程/(杆长总和-最小总和)”为指标进行降序排列,取其最大者,称为“AFG 优选解二”。

综上,对 Ax、Ay、Fx、Fy、Gy 五变量进行优化后,获得优选解如表 1 所示。

解的“有效行程”>400 mm,且“总行程”>1 200 mm,如表 3 所示。

表 3 B、D 两点四变量优化最优解一 单位:mm

项目	有效行程	总行程	杆长总和	Bx	By	Dx	Dy
优化前	401.0	1 379.4	4 959.3	1 226	1 163.0	1 856	-246.0
BD 优选解一	401.77	1 362.9	4 943.0	1 226	1 163.0	1 856	-221.4
BD 优选解二	401.35	1 481.9	5 448.4	1 348.6	1 279.3	2 041.6	-270.6
BD 优选解三	400.74	1 420.0	5 197.6	1 226	1 163.0	2 041.6	-221.4

由表 3 可知,本次针对 B、D 的优化未能显著增大有效行程。

2) 基于“AFG 解二”参数优化

基于 AFG 优选解二,进一步对 C、E 点进行优化,考察 BC、CD、AE、DE 杆长总和,获得 81 组候选解,从中可获得两组优选解。在“总行程≥1 200”的前提下,“有效行程”最大,称为“CE 优选解二”。在“总行程≥1 200”的前提下,以“有效行程/(杆长总和-最小总和)”为指标进行降序排列,该指标最大者,称为“CE 优选解三”。本次针对 C、E 进行优化后的最优解如表 4 所示。

表 4 C 、 E 两点四变量优化最优解二 单位: mm

项目	有效行程	总行程	杆长总和	C_x	C_y	E_x	E_y
优化前	377.0	1 303.4	4 315.9	1 550	600	176.0	-737.0
CE 优选解二	390.9	1 375.5	4 214.7	1 550	600	193.6	-663.3
CE 优选解三	382.2	1 296.7	4 211.1	1 550	540	193.6	-663.3

总体而言,本次针对 C 、 E 两点的优化未能使有效行程显著增大。取有效行程最大的“CE 优选解二”进行

B 、 D 的优化。

对于表 4 中的 CE 优选解二,进一步对 B 、 D 点进行优化,考察 AB 、 BC 、 CD 、 DE 杆长总和,获得 81 组候选解。其中,有 12 组候选解的“有效行程”大于优化前,且“总行程” $>1\,200\text{ mm}$,但所有候选解有效行程均未达到 400 mm 。

c) 敏感参数优化

综合上述主运动链、第二运动链的优化过程可见,有效行程对 A_y 、 F_x 、 F_y 、 C_y 、 E_x 灵敏度较高。在上述优化结果的基础上,再对上述 5 个变量进行优化,获得 243 组候选解。其中,符合总行程及有效工作行程要求的结果如表 5 所示。

表 5 敏感参数优化最优解

单位: mm

项目	有效行程	总行程	杆长总和	A_y	C_y	E_x	F_x	F_y
优化前	401.770 0	1 362.900	4 890.400	237.60	660	158.40	-507.60	-930.60
182	443.082 1	1 246.489	5 455.500	261.36	594	174.24	-456.84	-930.60
173	442.998 3	1 257.547	5 451.063	261.36	594	158.40	-456.84	-930.60
164	442.916 8	1 268.808	5 446.850	261.36	594	142.56	-456.84	-930.60
185	422.094 2	1 329.142	5 490.659	261.36	594	174.24	-507.60	-930.60
176	422.013 1	1 340.580	5 486.222	261.36	594	158.40	-507.60	-930.60
167	421.933 8	1 352.159	5 482.009	261.36	594	142.56	-507.60	-930.60
188	412.682 4	1 413.010	5 529.447	261.36	594	174.24	-558.36	-930.60
179	412.575 5	1 424.758	5 525.010	261.36	594	158.40	-558.36	-930.60
170	412.470 8	1 436.643	5 520.796	261.36	594	142.56	-558.36	-930.60
184	412.116 6	1 249.456	5 487.315	261.36	594	174.24	-507.60	-837.54
175	412.068 3	1 258.654	5 482.878	261.36	594	158.40	-507.60	-837.54
166	412.021 3	1 267.953	5 478.665	261.36	594	142.56	-507.60	-837.54
118	411.312 0	1 205.709	5 400.912	237.60	660	158.40	-456.84	-837.54
109	411.203 6	1 216.109	5 396.604	237.60	660	142.56	-456.84	-837.54
102	408.582 6	1 295.943	5 398.016	237.60	594	174.24	-456.84	-1 023.66
93	408.494 6	1 308.477	5 393.480	237.60	594	158.40	-456.84	-1 023.66
84	408.409 2	1 321.197	5 389.171	237.60	594	142.56	-456.84	-1 023.66
187	401.453 5	1 328.665	5 525.877	261.36	594	174.24	-558.36	-837.54
178	401.388 1	1 338.141	5 521.440	261.36	594	158.40	-558.36	-837.54
169	401.324 0	1 347.726	5 517.227	261.36	594	142.56	-558.36	-837.54
122	401.005 0	1 379.433	5 439.274	237.60	660	158.40	-507.60	-930.60
113	400.908 9	1 392.108	5 434.966	237.60	660	142.56	-507.60	-930.60
92	400.365 2	1 207.602	5 388.902	237.60	594	158.40	-456.84	-930.60
83	400.267 7	1 217.963	5 384.594	237.60	594	142.56	-456.84	-930.60

根据表 5,取 ACEF 优选解为: $A_y=261.36$ 、 $C_y=594$ 、 $E_x=174.24$ 、 $F_x=-456.84$ 、 $F_y=-930.6$ 。有效行程最大为 $443.082\,1\text{ mm}$,相应总行程为 $1\,246.489\text{ mm}$ 。

3 优化结果分析

综合上述主运动链、第二运动链及敏感参数优化的结

果,获得针对八连杆机构的四步优化结果如表 6 所示。

由表 6 可见,优化前八连杆机构的总行程为 $1\,246.7\text{ mm}$,有效行程为 318.6 mm 。在针对主运动链进行的 A 、 F 、 G 优化中,有效行程显著增大至 392.7 mm ,总行程仅略有增加,杆系总长也仅略有增加。在针对第二运动链 C 、 E 、 B 、 D 优化中,有效行程、总行程均进一步略有增大。

(下转第 135 页)

5 结语

在异型模模具的设计中,控制异型模具 x 、 y 、 z 方向尺寸的影响因素,采用正交试验进行有限元分析,并进行温度场和流场的耦合仿真,得到其表面温度分布状况,获得异型模模具最优尺寸,并且通过实验平台测定模具表面的6点温度数据,与模拟数据进行对比实验,验证了设计的可行性,符合企业实际生产的需求。

参考文献:

- [1] WU L, YICK K, YIP J, et al. Numerical simulation of foam cup molding process for mold head design[J]. International Journal of Clothing Science and Technology, 2017, 29(4): 504-513.
- [2] 潘思晨. 基于三维人体测量和曲面造型技术的模杯文胸设计与研究[D]. 西安: 西安工程大学, 2017.

- [3] 陆曙光. 基于FLUENT的动力机械三维流场模拟及结构改进[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.
- [4] 于荣鹏, 倪俊芳, 张娟. 无纺布热模压加热系统受热变形及其结构优化[J]. 现代纺织技术, 2017, 25(2): 63-66.
- [5] 孙亮, 倪俊芳. 基于变温模具的无纺布热模压成型[J]. 现代纺织技术, 2017, 25(5): 23-27.
- [6] 张亮, 冯志华, 刘帅, 等. 喷气织机辅助喷嘴孔结构优化设计[J]. 纺织学报, 2016, 37(6): 112-117, 123.
- [7] 郑振荣, 韩晨晨, 冯晶晶, 等. 碳纤维织物在热流冲击下的热传递数值模拟[J]. 纺织学报, 2019, 40(6): 43-49.
- [8] 郭磊. 对FLUENT辐射模型的数值计算与分析[J]. 制冷与空调, 2014, 28(3): 358-360.
- [9] 汪建, 杨帅, 吴大转, 等. 基于三维CFD方法的管路瞬变流特性研究[J]. 流体机械, 2019, 47(4): 6-13.

收稿日期: 2019-11-20

(上接第131页)

在针对敏感参数 A 、 C 、 E 、 F 的优化中,总行程减小至与优化前几乎相同,而有效行程则进一步显著增加,最终相比于优化前增加了124.5 mm,提升了39%。

表6 四步优化结果对比

项目	优化前	AFG	CE	BD	ACEF
有效行程	318.60	392.70	401.00	401.77	443.08
总行程	1 246.70	1 283.80	1 379.40	1 362.90	1 246.49
A_x	-125	-125	-125	-125	-125
A_y	216.00	237.60	237.60	237.60	261.36
B_x	1 226	1 226	1 226	1 226	1 226
B_y	1 163	1 163	1 163	1 163	1 163
C_x	1 550	1 550	1 550	1 550	1 550
C_y	600	600	660	660	594
D_x	1 856	1 856	1 856	1 856	1 856
D_y	-246.0	-246.0	-246.0	-221.4	-246.0
E_x	176.00	176.00	158.4	158.40	174.24
E_y	-737.0	-737.0	-737.0	-737.0	-663.3
F_x	-564.00	-507.60	-507.60	-507.60	-456.84
F_y	-846.0	-930.6	-930.6	-930.6	-930.6
G_y	-2 017	-2 017	-2 017	-2 017	-2 017

4 结语

本文针对压力机的八连杆机构进行了杆长尺寸优化设计,获得了满足总行程、有效工作行程及有效工作行程内相应速度要求的机构尺寸。

优化后,相应关节的位置坐标为: $O(0,0)$ 、 $A(-125,$

$261.36)$ 、 $B(1226,1163)$ 、 $C(1550,594)$ 、 $D(1856,-246)$ 、 $E(174.24,-663.7)$ 、 $F(-456.84,-930.6)$ 、 $G(0,-2017)$ 。八连杆机构各杆长度参数圆整为: $OA=290$ mm, $AB=1 625$ mm, $BC=655$ mm, $CD=895$ mm, $DE=1 735$ mm, $AE=975$ mm, $AF=1 150$ mm, $FG=1 240$ mm; $\angle EAF=33^\circ$, $\angle BCD=170^\circ$ 。优化前、后杆系总长及滑块总行程基本不变,但有效行程增大了39%。

参考文献:

- [1] 高霞. 八连杆压力机的增力比与结构参数关系[J]. 机械设计与研究, 2013, 29(5): 118-122.
- [2] 袁良照, 翟华, 张兰军, 等. 基于NSGA-II算法的八连杆机械压力机杆系设计[J]. 重型机械, 2017(2): 54-59.
- [3] 姚菁琳, 郑翔, 张新国. 八连杆压力机传动系统的设计及优化[J]. 扬州大学学报(自然科学版), 2014, 17(1): 46-49, 59.
- [4] 李启鹏, 刘万俊, 全崇楼, 等. 基于SolidWorks运动仿真的平面八连杆机构优化设计[J]. 机械传动, 2009, 33(1): 63-64, 67.
- [5] 余发国, 王园. 一种八连杆机械压力机连杆的优化设计[J]. 锻压技术, 2013, 38(5): 138-141.
- [6] 白育全. 基于ADAMS的八连杆冲压机构的优化设计与仿真分析[D]. 延吉: 延边大学, 2015.
- [7] 程超, 丁武学, 孙宇. 八连杆压力机传动机构的优化设计[J]. 锻压技术, 2017, 42(8): 88-92.
- [8] 伊启平, 黄秀琴. 基于ADAMS八连杆冲压机构的参数化设计与优化[J]. 常州工学院学报, 2018, 31(1): 27-31.
- [9] 范云霄, 牟波, 管聪聪. 基于ADAMS的八连杆压力机的优化设计[J]. 机械制造与自动化, 2014, 43(2): 105-107.
- [10] 焦晓娟, 张潜渭, 彭斌彬. RecurDyn多体系统优化仿真技术[M]. 北京: 清华大学出版社, 2010.
- [11] 陈小岗, 许兆棠, 吴海兵, 等. 并联机床拟合求差补偿方法研究[J]. 机械设计与制造, 2015(12): 80-83.

收稿日期: 2019-09-16