

# 机械压力机机构摆动力部分平衡前后的动力学计算与分析对比

孔祥超<sup>1</sup>, 沈惠平<sup>1</sup>, 李霞<sup>1</sup>, 张清林<sup>2</sup>, 江秀花<sup>2</sup>, 司大强<sup>2</sup>, 尤佳琪<sup>2</sup>, 于勇涛<sup>2</sup>

(1. 常州大学 现代机构学研究中心, 江苏 常州 213016; 2. 江苏兴锻智能装备科技有限公司, 江苏 溧阳 213300)

**摘要:** 对机械压力机的平面六杆机构摆动力部分平衡后的动力学性能进行计算与分析比较, 以验证摆动力部分平衡的优势。首先, 利用矢量法分析了机构的位移、速度和加速度曲线; 其次, 运用牛顿-欧拉法建立了该机构的动力学方程, 并得到该机构的驱动力矩及运动副内约束反力的理论计算公式; 最后, 针对机构摆动力部分平衡前后因构件质量和质心的变化引起的驱动力矩及运动副内约束反力的变化, 分别进行了编程计算。结果表明: 曲轴驱动力矩的最大波动减少了 1.8713%, 而曲轴支撑处约束反力在  $x$ 、 $y$  方向上的最大波动分别减少了 2.5013%、4.0707%, 其余运动副内的约束反力几乎无变化, 从而验证了机械压力机机构摆动力部分平衡优化的有效性及优势。

**关键词:** 压力机; 摆动力部分平衡; 运动学; 动力学; 驱动力矩; 运动副

**DOI:** 10.13330/j.issn.1000-3940.2025.02.024

**中图分类号:** TH113.2\*5 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-3940 (2025) 02-0195-09

## Dynamic calculation and analysis comparison of swing force for mechanical press mechanism before and after partial balancing

Kong Xiangchao<sup>1</sup>, Shen Huiping<sup>1</sup>, Li Xia<sup>1</sup>, Zhang Qinglin<sup>2</sup>, Jiang Xiuhua<sup>2</sup>, Si Daqiang<sup>2</sup>, You Jiaqi<sup>2</sup>, Yu Yongtao<sup>2</sup>

(1. Research Center of Advanced Mechanism, Changzhou University, Changzhou 213016, China;

2. Jiangsu Xingduan Intelligent Equipment Technology Co., Ltd., Liyang 213300, China)

**Abstract:** The calculation and comparative analysis on the dynamic performance of planar six-bar mechanism for mechanical press after partial balancing of swing force were conducted to verify the advantages of partial balancing of swing force. Firstly, the displacement, velocity and acceleration curves of the mechanism were analyzed by vector method, then the dynamics equation of the mechanism was established by Newton-Euler method to obtain the theoretical calculation formulas for driving torque and constraint reaction force in the kinematic pair of the mechanism. Finally, the changes in driving torque and constraint reaction force in the kinematic pair caused by the changes in component mass and center of mass before and after partial balancing of swing force for the mechanism were programmed and calculated separately. The results show that the maximum fluctuation of crankshaft driving torque is reduced by 1.8713%, while the maximum fluctuations of the constraint reaction force at the crankshaft support in the  $x$  and  $y$  directions are 2.5013% and 4.0707%, respectively. The constraint reaction forces in other kinematic pairs remained almost unchanged, thus verifying the effectiveness and advantages of the optimization on the partial balancing of swing force for the mechanical press mechanism.

**Key words:** press; partial balancing of swing force; kinematics; dynamics; driving moment; kinematic pairs

锻压作为机械加工制造的基础工艺之一, 具有生产精度高、节拍快、自动化程度高等特点, 在航空航天、家用电器、汽车制造等领域有着广泛的应用; 但也存在床身振动大、噪音高、模具寿命低等

问题。因此, 对锻压机构进行动平衡设计, 减少由振动引起的噪声、精度降低等问题, 对实际生产有着重要的意义。

赵升吨等<sup>[1-2]</sup>对目前广泛采用的 5 种惯性力平衡机构的工作特点进行了分析, 并提出高速压力机惯性力平衡效果的科学评价指标, 从而为研制高速压力机新的高性能平衡机构奠定了基础。张庆飞等<sup>[3]</sup>针对曲柄压力机高速化带来的振动, 采用对称布置法实现了机构的部分动平衡, 并利用 Matlab 对传动系统中各运动构件质量对运动副约束反力的影

收稿日期: 2024-02-21; 修订日期: 2024-05-29

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (52375007)

作者简介: 孔祥超 (1999-), 男, 硕士研究生

E-mail: 1642644574@qq.com

通信作者: 沈惠平 (1965-), 男, 博士, 博士生导师, 教授

E-mail: shp65@126.com

响进行了分析。陆杨等<sup>[4]</sup>以延长模具使用寿命和提高工件精度为目的,针对一种闭式双点高速精密压力机进行了动平衡设计。张蔚等<sup>[5]</sup>将一种基于振动响应的平面机构动平衡方法应用于高速压力机的设计中,相比于传统分析方法其分析误差得到了明显降低。胡战胜等<sup>[6]</sup>以 HSD-125 型高速压力机为例,采用解析法分析了对称动平衡机构设计的原理。阮卫平等<sup>[7]</sup>分析了高速曲柄压力机中常用的两种配重结构特点。Elliott J L 等<sup>[8]</sup>给出了所有四连杆机构单独或组合时驱动力矩、振动力矩和振动力平衡的方法。Lu X J 等<sup>[9]</sup>设计了一种用于多连杆高速精密压力机的平衡机构,并推导出带有平衡机构的压力机的动力学方程。Ge X F 等<sup>[10]</sup>对一种单自由度平面八连杆机构进行了运动学分析,在运动学分析和所需输出位移曲线的基础上,采用差分进化算法对单自由度平面八连杆机构进行了优化设计。Meng C F 等<sup>[11]</sup>提出了一种适合于压力机的组合输入机构,并对其进行了逆运动学分析和优化设计。孙杨波等<sup>[12]</sup>提出一种用于高速多连杆压力机动平衡优化的设计方案,并利用遗传算法分析计算了其最优变量。闫金良等<sup>[13]</sup>利用解析法分别对曲柄连杆机构和八连杆机构进行了运动学分析,并对两种传动机构滑块的运动学性能进行了分析比较。张楠等<sup>[14]</sup>提出一种由曲柄摇杆机构和摇杆滑块机构串联而成的微型伺服压力机,并对其进行了运动学和动力学分析,得到了位移、速度、加速度曲线及铰接点的约束反力,并将其与一般曲柄滑块机构的运动学及动力学性能分析作对比。贾先等<sup>[15]</sup>提出一种新型 200 kN 双电机螺旋副直驱式回转头压力机,并分析了该新型压力机工作时的运动学和动力学特性。方雅等<sup>[16]</sup>分析了普通直线连杆-等长肘杆和三角连杆-不等长肘杆两种机构的运动学和动力学性能。Qiu Y 等<sup>[17]</sup>对一种三角肘伺服压力机的运动学性能进行了分析,比较了各种参数下的滑块运动规律。Bai Y J 等<sup>[18]</sup>提出了一种新型的具有并联拓扑结构的多驱动机械压力机,并利用虚功原理建立了机构的动力学模型,计算了压力机所需的驱动力矩。Chen H 等<sup>[19]</sup>基于 ADAMS 建立了高速精密压力机主传动系统动力学模型,研究了不同轴承间隙对动态精度的影响。

文献 [20] 对江苏兴锻智能装备科技有限公司研制的 ZXN2-3000 (B) 型机械压力机主机构进行了摆动力完全平衡以及部分平衡优化,对于具有实际应用意义的部分平衡优化情况,求解了该机构摆动力部分平衡所需添加的配重,并表明:质心曲线

在  $x$ 、 $y$  方向上的变化幅度分别减少了 52.2437%、8.9392%,总摆动力在  $x$ 、 $y$  方向上的变化幅度分别减少了 49.4824%、2.7584%,从而证明了部分平衡优化的优势和有效性。

但主机构部分平衡优化后,其驱动力矩及各运动副内的约束反力是否发生了有益的下落变化,也是一个重要而具有实际意义的课题,但尚未进行研究。本文提出对压力机主机构在摆动力部分平衡前后进行动力学性能计算与分析比较的技术思想,以改善压力机的性能。在此基础上研究该压力机主机构摆动力部分平衡前后的动力学性能,即分析比较其驱动力及其各运动副内的约束反力在摆动力部分平衡前后的变化情况,得到了一些有益的结论,验证了该机械压力机主机构在进行部分平衡优化后所具有优势<sup>[20]</sup>的基础上,还具有动力学性能——驱动力矩及各运动副内的约束反力均有所下降的优势,从而对改善压力机的性能具有较好的实际意义。

## 1 机构及其运动学分析

### 1.1 机构及其运动学模型

ZXN2-3000 (B) 型机械压力机由西门子 ITL0003-2DB03 3AB4 三相异步电动机驱动,电机额定转速为  $1485 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ ,额定功率为 75 kW,实际运行时的输出转速范围为  $724.9 \sim 1450 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ ,电机的输出转矩-频率的关系曲线如图 1 所示。其中, $f_N$  为电机额定工作频率,为 50 Hz; $T_n$  为电机额定转矩,为  $482 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。压力机采用带轮和一级齿轮减速的传动结构,工作台固定,其主要技术指标为:最大加压能力为 3000 kN、行程长度为 300 mm、无负荷连续行程数为 5/6~7/6 Hz、最大闭模高度为 750 mm<sup>[20]</sup>。

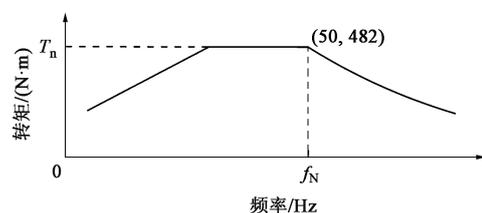


图 1 输出转矩-频率关系曲线

Fig. 1 Relationship curve of output torque and frequency

机械压力机的主机构为由曲柄摇杆机构串联一个摇杆滑块机构组成的平面六杆机构<sup>[20]</sup>,机构运动学模型和实物图分别如图 2a 和图 2b 所示,其中, $A \sim F$  为铰点,0 为机架,1~5 为构件,构件 1 为偏心体,简化为曲柄,构件 2 为大连杆,构件 3 为脚

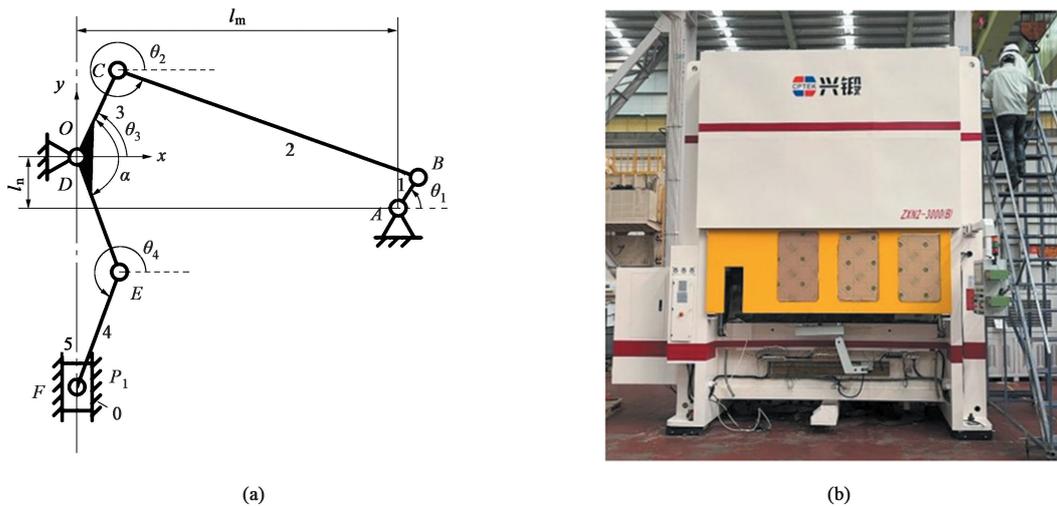


图 2 压力机运动学模型 (a) 及实物图 (b)

Fig. 2 Kinematic model (a) and physical drawing (b) of press

架式摇杆（三副杆），构件 4 为小连杆，构件 5 为工作滑块  $P_1$ 。显然，该机构自由度为 1，当曲柄 1 作匀速整周转动时，分别带动大连杆 2、脚架式摇杆 3、小连杆 4 运动，最后带动冲压构件 5 实现直线式往复运动，从而完成上下冲压动作。

图 2a 中，在  $D$  点建立直角坐标系  $Oxy$ ， $l_m$  和  $l_n$  为铰点  $A$ 、 $D$  分别在  $x$ 、 $y$  方向上的距离， $l_m = 1250 \text{ mm}$ 、 $l_n = 200 \text{ mm}$ ； $\theta_1 \sim \theta_5$  分别为 5 个构件的角位移，即构件与  $x$  轴正方向之间的夹角，其中  $\theta_5 = 3\pi/2$ ，图 2a 中未标出； $\alpha$  为三副杆 3 的夹角，为  $3\pi/4$ 。

1.1.1 位移分析

如图 2a 所示，由封闭图形  $DEFD$  以及  $DCBAD$  得到两个封闭矢量方程：

$$\vec{l}_4 + \vec{l}_{32} = \vec{X}_5 \quad (1)$$

$$\vec{l}_{AD} + \vec{l}_{31} = \vec{l}_1 + \vec{l}_2 \quad (2)$$

将式 (1) 和式 (2) 写成两坐标轴上的投影式，得：

$$\begin{cases} l_4 \cos \theta_4 + l_{32} \cos \theta_3 = 0 \\ l_4 \sin \theta_4 + l_{32} \sin \theta_3 = X_5 \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{bmatrix} l_2 \sin \theta_2 & -l_{31} \sin \theta_3 & 0 & 0 \\ -l_2 \cos \theta_2 & l_{31} \cos \theta_3 & 0 & 0 \\ 0 & -l_{32} \sin(2\pi + \theta_3 - \alpha) & -l_4 \sin \theta_4 & 0 \\ 0 & l_{32} \cos(2\pi + \theta_3 - \alpha) & l_4 \cos \theta_4 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \\ v_5 \end{bmatrix} = \omega_1 \begin{bmatrix} -l_1 \sin \theta_1 \\ l_1 \cos \theta_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

由式 (7) 可解得构件 2~构件 4 的角速度  $\omega_2 \sim \omega_4$  以及工作滑块  $P_1$  的速度  $v_5$ 。

$$\begin{cases} l_m + l_{31} \cos \theta_3 = l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2 \\ -l_n + l_{31} \sin \theta_3 = l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2 \end{cases} \quad (4)$$

式中： $l_1$ 、 $l_2$ 、 $l_{31}$ 、 $l_{32}$ 、 $l_4$  分别为构件  $AB$ 、 $BC$ 、 $CD$ 、 $DE$  和  $EF$  的长度， $l_1 = 143 \text{ mm}$ 、 $l_2 = 1243 \text{ mm}$ 、 $l_{31} = 375 \text{ mm}$ 、 $l_{32} = 480 \text{ mm}$ 、 $l_4 = 480 \text{ mm}$ ； $X_5$  为构件 5 即工作滑块  $P_1$  的位移； $l_{AD}$  为铰点  $A$  至铰点  $D$  的距离。

由式 (3) 和式 (4) 可解得构件 2~构件 4 的角位移  $\theta_2 \sim \theta_4$  以及工作滑块  $P_1$  的位移  $X_5$ 。

1.1.2 速度分析

将式 (3) 和式 (4) 对时间  $t$  进行一次求导，可得其速度表达式：

$$\begin{cases} -l_4 \sin \theta_4 \omega_4 - l_{32} \sin \theta_3 \omega_3 = 0 \\ l_4 \cos \theta_4 \omega_4 + l_{32} \cos \theta_3 \omega_3 = v_5 \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} -l_{31} \sin \theta_3 \omega_3 = -l_1 \sin \theta_1 \omega_1 - l_2 \sin \theta_2 \omega_2 \\ l_{31} \cos \theta_3 \omega_3 = l_1 \cos \theta_1 \omega_1 + l_2 \cos \theta_2 \omega_2 \end{cases} \quad (6)$$

式中： $\omega_1 \sim \omega_4$  为构件 1~构件 4 的角速度； $v_5$  为工作滑块  $P_1$  的速度。

用矩阵形式表示为：

1.1.3 加速度分析

将式 (3) 和式 (4) 对时间  $t$  进行二次求导，

可得其加速度表达式:

$$\begin{cases} -l_4\omega_4^2\cos\theta_4 - l_{32}\omega_3^2\cos\theta_3 - \alpha_4l_4\sin\theta_4 - \\ \alpha_3l_{32}\sin\theta_3 = 0 \\ -l_4\omega_4^2\sin\theta_4 - l_{32}\omega_3^2\sin\theta_3 + \alpha_4l_4\cos\theta_4 + \\ \alpha_3l_{32}\cos\theta_3 = a_5 \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} -l_{31}\omega_3^2\cos\theta_3 - \alpha_3l_{31}\sin\theta_3 = -l_1\omega_1^2\cos\theta_1 - \\ l_2\omega_2^2\cos\theta_2 - \alpha_2l_2\sin\theta_2 \\ -l_{31}\omega_3^2\sin\theta_3 + \alpha_3l_{31}\cos\theta_3 = -l_1\omega_1^2\sin\theta_1 - \\ l_2\omega_2^2\sin\theta_2 + \alpha_2l_2\cos\theta_2 \end{cases} \quad (9)$$

用矩阵形式表示为:

$$\begin{bmatrix} l_2\sin\theta_2 & -l_{31}\sin\theta_3 & 0 & 0 \\ -l_2\cos\theta_2 & l_{31}\cos\theta_3 & 0 & 0 \\ 0 & -l_{32}\sin(2\pi + \theta_3 - \alpha) & -l_4\sin\theta_4 & 0 \\ 0 & l_{32}\cos(2\pi + \theta_3 - \alpha) & l_4\cos\theta_4 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_2 \\ \alpha_3 \\ \alpha_4 \\ a_5 \end{bmatrix} =$$

$$-\begin{bmatrix} l_2\omega_2\cos\theta_2 & -l_{31}\omega_3\cos\theta_3 & 0 & 0 \\ l_2\omega_2\sin\theta_2 & -l_{31}\omega_3\sin\theta_3 & 0 & 0 \\ 0 & l_{32}\omega_3\cos(2\pi + \theta_3 - \alpha) & -l_4\omega_4\cos\theta_4 & 0 \\ 0 & l_{32}\omega_3\sin(2\pi + \theta_3 - \alpha) & -l_4\omega_4\sin\theta_4 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_2 \\ \omega_3 \\ \omega_4 \\ v_5 \end{bmatrix} + \omega_1 \begin{bmatrix} -l_1\sin\theta_1 \\ l_1\cos\theta_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中:  $\alpha_2 \sim \alpha_4$  为构件 2~构件 4 的角加速度;  $a_5$  为工作滑块  $P_1$  的加速度。

由式 (10) 可解得构件 2~构件 4 的角加速度  $\alpha_2 \sim \alpha_4$  以及工作滑块  $P_1$  的加速度  $a_5$ 。

### 1.2 运动学仿真结果分析

设曲轴以转速  $70 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  逆时针方向匀速转动, 构件 1 平行于  $x$  轴方向时,  $\theta_1$  初始角度为  $0^\circ$ 。

将 1.1 节所述的尺寸参数代入式 (3)、式 (4)、式 (7) 和式 (10), 利用 Matlab 软件编程可得到工作滑块  $P_1$  的位移、速度、加速度, 如图 3 所示。

由图 3a 可知, 工作滑块  $P_1$  的最大位移与最小位移理论值分别为  $-0.6583$  和  $-0.9595 \text{ m}$ , 故滑块的行程约为  $0.3012 \text{ m}$ , 误差在  $0.5\%$  以内, 验证了滑块位置分析的正确性。在下死点位置, 滑块位移曲

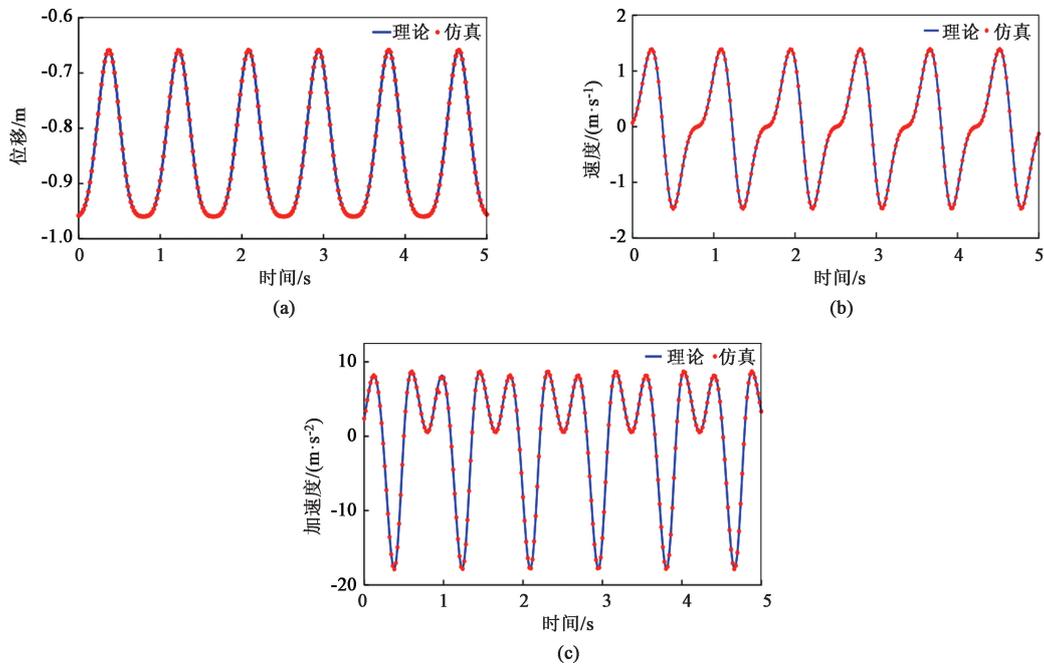


图 3 压力机运动学性能曲线

(a) 滑块  $P_1$  位移曲线 (b) 滑块  $P_1$  速度曲线 (c) 滑块  $P_1$  加速度曲线

Fig. 3 Kinematic performance curves of press

(a) Displacement curve of slider  $P_1$  (b) Velocity curve of slider  $P_1$  (c) Acceleration curve of slider  $P_1$

线较为平缓，以确保完成停顿保压的操作。

由图 3b 和图 3c 可知，工作滑块  $P_1$  上行和下行的最大速度分别为  $1.3910$  和  $1.4690 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ，最大加速度分别为  $8.7040$  和  $17.8620 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。

文献 [20] 应用基于拓扑特征的运动学原理<sup>[21]</sup>求解了该机构的运动学方程，而本文利用矢量法求解的运动学结果与之完全相同，并且用 SolidWorks 软件得到的运动学仿真曲线与图 3 所示的工作滑块  $P_1$  的位移、速度和加速度理论曲线一致，误差在 0.5% 以内，因此，机构运动学模型建立正确。

## 2 动力学分析

### 2.1 动力学模型的建立

本文基于牛顿-欧拉方程<sup>[22-25]</sup>建立机构的动力学模型。由 1.1 节求得的构件 2~构件 5 的加速度值，可求得构件的惯性力和惯性力矩。设  $F_{ij}$  为构件  $i$  作用于构件  $j$  的作用力 ( $i, j=1, 2, 3, 4, 5$ )， $M_i$  为构件  $i$  的惯性力矩，根据平面力系平衡方程  $\sum F_x=0$ 、 $\sum F_y=0$ 、 $\sum M_{S_i}=0$  (即构件上所有外力在

$x$ 、 $y$  轴上的投影代数和为 0，以及构件上所有外力对其质心的力矩代数和为 0)，可得到各构件平衡方程，具体如下文。

图 4 为各构件受力分析图，其中， $G_1 \sim G_5$  分别为构件 1~构件 5 的重力， $S_1 \sim S_5$  分别为构件 1~构件 5 的质心， $M_b$  为加在曲轴上的驱动力矩， $F_{01x}$ 、 $F_{01y}$  分别为机架 0 作用于构件 1 上的作用力在  $x$ 、 $y$  方向的分量， $F_{21x}$ 、 $F_{21y}$  分别为构件 2 作用于构件 1 上的作用力在  $x$ 、 $y$  方向的分量， $F_{32x}$ 、 $F_{32y}$  分别为构件 3 作用于构件 2 上的作用力在  $x$ 、 $y$  方向的分量， $F_{12x}$ 、 $F_{12y}$  分别为构件 1 作用于构件 2 上的作用力在  $x$ 、 $y$  方向的分量， $F_{23x}$ 、 $F_{23y}$  分别为构件 2 作用于构件 3 上的作用力在  $x$ 、 $y$  方向的分量， $F_{03x}$ 、 $F_{03y}$  分别为机架 0 作用于构件 3 上的作用力在  $x$ 、 $y$  方向的分量， $F_{43x}$ 、 $F_{43y}$  分别为构件 4 作用于构件 3 上的作用力在  $x$ 、 $y$  方向的分量， $F_{34x}$ 、 $F_{34y}$  分别为构件 3 作用于构件 4 上的作用力在  $x$ 、 $y$  方向的分量， $F_{54x}$ 、 $F_{54y}$  分别为构件 5 作用于构件 4 上的作用力在  $x$ 、 $y$  方向的分量， $F_{45x}$ 、 $F_{45y}$  分别为构件 4 作用于构件 5 上的作用力在  $x$ 、 $y$  方向的分量， $F_{05}$  为机架 0 作用于构件 5 上的垂直反力。

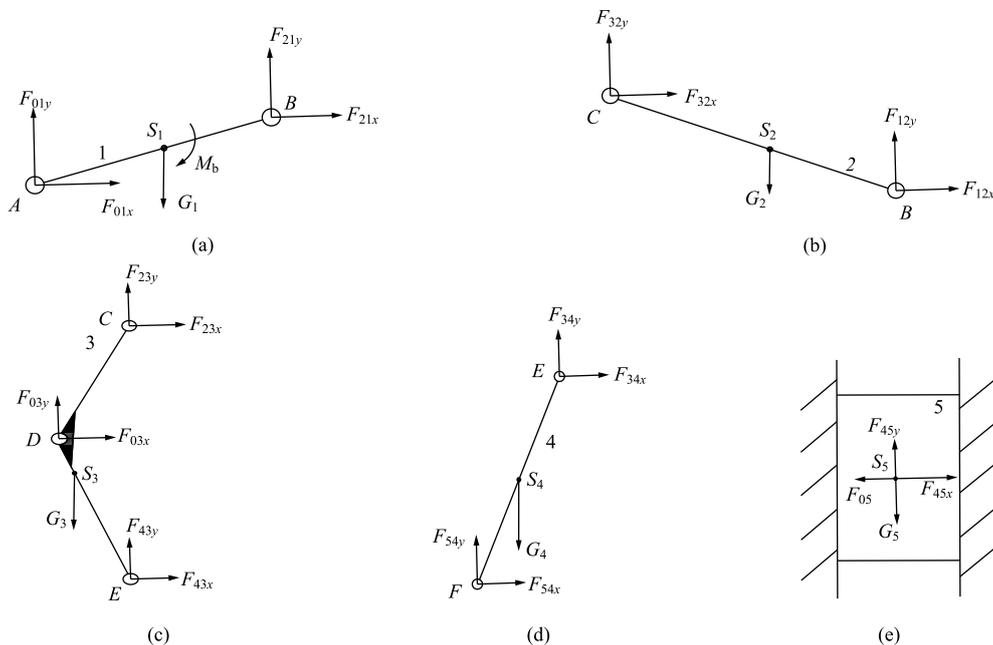


图 4 各构件受力分析图

(a) 构件 1 (b) 构件 2 (c) 构件 3 (d) 构件 4 (e) 构件 5

Fig. 4 Force analysis diagram of each link

(a) Link 1 (b) Link 2 (c) Link 3 (d) Link 4 (e) Link 5

#### (1) 构件 1 的受力分析

$M_b$  为加在曲轴上的驱动力矩，构件 1 受构件 2

和机架 0 对其的作用力以及惯性力矩。根据平面力系平衡方程，有如下力平衡方程：

$$\begin{cases} F_{01x} + F_{21x} = m_1 a_{1x} \\ F_{01y} + F_{21y} - G_1 = m_1 a_{1y} \\ -M_b + F_{01x}(y_{S_1} - y_A) + F_{21y}(x_B - x_{S_1}) - \\ F_{01y}(x_{S_1} - x_A) - F_{21x}(y_B - y_{S_1}) = 0 \end{cases} \quad (11)$$

式中： $m_1$  为部分平衡前构件 1 的质量； $a_{1x}$ 、 $a_{1y}$  分别为部分平衡前构件 1 的加速度在  $x$ 、 $y$  方向的分量； $x_A$ 、 $y_A$  分别为部分平衡前铰点  $A$  在  $x$ 、 $y$  方向的位移分量； $x_B$ 、 $y_B$  分别为部分平衡前铰点  $B$  在  $x$ 、 $y$  方向的位移分量； $x_{S_1}$ 、 $y_{S_1}$  分别为部分平衡前质心  $S_1$  在  $x$ 、 $y$  方向的位移分量。

#### (2) 构件 2 的受力分析

同理，对  $S_2$  点取矩，其力平衡方程如下：

$$\begin{cases} F_{32x} + F_{12x} = m_2 a_{2x} \\ F_{32y} + F_{12y} - G_2 = m_2 a_{2y} \\ F_{32y}(x_{S_2} - x_C) + F_{12y}(x_B - x_{S_2}) - F_{32x}(y_C - y_{S_2}) - \\ F_{12x}(y_{S_2} - y_B) = J_{S_2} a_2 \end{cases} \quad (12)$$

式中： $m_2$  为部分平衡前构件 2 的质量； $a_{2x}$ 、 $a_{2y}$  分别为部分平衡前构件 2 的加速度在  $x$ 、 $y$  方向的分量； $x_C$ 、 $y_C$  分别为部分平衡前铰点  $C$  在  $x$ 、 $y$  方向的位移分量； $x_{S_2}$ 、 $y_{S_2}$  分别为部分平衡前质心  $S_2$  在  $x$ 、 $y$  方向的位移分量； $J_{S_2}$  为构件 2 的转动惯量； $a_2$  为部分平衡前构件 2 的加速度。

#### (3) 构件 3 的受力分析

同理，对  $S_3$  点取矩，力平衡方程如下：

$$\begin{cases} F_{23x} + F_{43x} + F_{03x} = m_3 a_{3x} \\ F_{23y} + F_{43y} + F_{03y} - G_3 = m_3 a_{3y} \\ F_{23y}(x_C - x_{S_3}) + F_{43y}(x_E - x_{S_3}) + F_{03y}(x_{S_3} - x_D) - \\ F_{23x}(y_C - y_{S_3}) - F_{43x}(y_{S_3} - y_E) - \\ F_{03x}(y_D - y_{S_3}) = J_{S_3} a_3 \end{cases} \quad (13)$$

式中： $m_3$  为部分平衡前构件 3 的质量； $a_{3x}$ 、 $a_{3y}$  分别为部分平衡前构件 3 的加速度在  $x$ 、 $y$  方向的分量； $x_D$ 、 $y_D$  分别为部分平衡前铰点  $D$  在  $x$ 、 $y$  方向的位移分量； $x_E$ 、 $y_E$  分别为部分平衡前铰点  $E$  在  $x$ 、 $y$  方向的位移分量； $x_{S_3}$ 、 $y_{S_3}$  分别为部分平衡前质心  $S_3$  在  $x$ 、 $y$  方向的位移分量； $J_{S_3}$  为构件 3 的转动惯量； $a_3$  为部分平衡前构件 3 的加速度。

#### (4) 构件 4 的受力分析

同理，对  $S_4$  点取矩，力平衡方程如下：

$$\begin{cases} F_{34x} + F_{54x} = m_4 a_{4x} \\ F_{34y} + F_{54y} - G_4 = m_4 a_{4y} \\ F_{34y}(x_E - x_{S_4}) + F_{54x}(y_{S_4} - y_F) - F_{34x}(y_E - y_{S_4}) - \\ F_{54y}(x_{S_4} - x_F) = J_{S_4} a_4 \end{cases} \quad (14)$$

式中： $m_4$  为部分平衡前构件 4 的质量； $a_{4x}$ 、 $a_{4y}$  分别为部分平衡前构件 4 的加速度在  $x$ 、 $y$  方向的分量； $x_F$ 、 $y_F$  分别为部分平衡前铰点  $F$  在  $x$ 、 $y$  方向的位移分量； $x_{S_4}$ 、 $y_{S_4}$  分别为部分平衡前质心  $S_4$  在  $x$ 、 $y$  方向的位移分量； $J_{S_4}$  为构件 4 的转动惯量； $a_4$  为部分平衡前构件 4 的加速度。

#### (5) 构件 5 的受力分析

如图 4e 所示，由于机架对其只产生一个垂直反力  $F_{05}$ ，考虑重力因素，忽略导轨摩擦力，得到构件 5 的力平衡方程如下：

$$\begin{cases} F_{45x} - F_{05} = m_5 a_5 \\ F_{45y} - G_5 = 0 \end{cases} \quad (15)$$

式中： $m_5$  为部分平衡前构件 5 的质量； $a_5$  为部分平衡前构件 5 的加速度。

将上述各构件的力平衡方程，整理成运动副内约束反力和平衡力矩为未知量的线性方程组，即：

$$\mathbf{Q}\mathbf{F}_R = \mathbf{K} \quad (16)$$

式中： $\mathbf{Q}$  为系数矩阵； $\mathbf{F}_R$  为未知力系数矩阵； $\mathbf{K}$  为已知力系数矩阵。其中，

$$\mathbf{F}_R = [M_b \quad F_{01x} \quad F_{01y} \quad F_{21x} \quad F_{21y} \quad F_{23x} \quad F_{23y} \quad F_{03x} \quad F_{03y} \quad F_{43x} \quad F_{43y} \quad F_{54x} \quad F_{54y} \quad F_{05}]^T \quad (17)$$

$$\mathbf{K} = [-F_{1x} \quad -F_{1y} \quad 0 \quad -F_{2x} \quad -F_{2y} \quad -G_2 \quad -M_2 \quad -F_{3x} \quad -F_{3y} \quad -G_3 \quad -M_3 \quad -F_{4x} \quad -F_{4y} \quad -G_4 \quad -M_4 \quad 0 \quad -F_5 \quad -G_5]^T \quad (18)$$

式中： $F_{1x} \sim F_{4x}$ 、 $F_{1y} \sim F_{4y}$  分别为部分平衡后构件 1~4 在  $x$ 、 $y$  方向的惯性力分量； $F_5$  为部分平衡后构件 5 的惯性力； $M_2 \sim M_4$  为部分平衡后构件 2~4 的惯性力矩。

## 2.2 动力学仿真结果

### 2.2.1 部分平衡前后驱动力矩分析

已知  $m_1 = 1009.16$  kg、 $m_2 = 290.57$  kg、 $m_3 = 2871.07$  kg、 $m_4 = 277.68$  kg、 $m_5 = 7073.87$  kg； $p_1 = 0.0567$  m、 $q_1 = 0$  m、 $p_2 = 0.8456$  m、 $q_2 = 0$  m、 $p_3 = -0.0086$  m、 $q_3 = -0.0038$  m、 $p_4 = 0.2400$  m、 $q_4 = 0$  m、 $p_5 = 0.748$  m、 $q_5 = 0$  m。其中， $p_1 \sim p_5$ 、 $q_1 \sim q_5$  分别为部分平衡前各构件质心  $S_1 \sim S_5$  在  $x$ 、 $y$  方向的距离。

部分平衡后构件 1 和构件 4 的质量和质心位置

如表 1 所示<sup>[20]</sup>，其中， $m_1^*$ 、 $m_4^*$  分别为构件 1、构件 4 部分平衡后的质量， $p_1^*$ 、 $p_4^*$  分别为构件 1、构件 4 质心部分平衡后在  $x$  方向的距离。

表 1 部分平衡后构件 1 和构件 4 的质量和质心位置

Table 1 Mass and center of mass position for link 1 and link 4 after partial balancing

质量/kg	数值	质心位置/m	数值
$m_1^*$	1614.656	$p_1^*$	-0.0181
$m_4^*$	333.216	$p_4^*$	0.1924

将上述参数代入式 (16)，可分别求得部分平衡前后的驱动力矩，如图 5 所示。

由图 5 可知，曲轴驱动力矩部分平衡前后变化不明显，如表 2 所示，其中  $\eta$  为部分平衡前后驱动力矩波动幅度的优化率。下死点 (0.8 s) 处驱动力矩变化缓慢，以实现下死点处的停顿保压。

由表 2 可知，曲轴驱动力矩部分平衡前后的最大波动减少了 1.8713%。

2.2.2 部分平衡前后运动副内约束反力分析

将 2.2.1 节部分平衡前后各构件的质量和质心

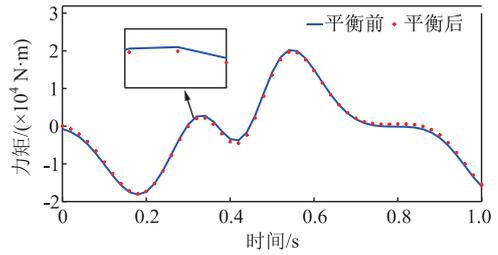


图 5 部分平衡前后驱动力矩

Fig. 5 Driving torque before and after partial balancing

表 2 部分平衡前后驱动力矩的变化

Table 2 Changing of driving torque before and after partial balancing

驱动力矩	最大值/N	最小值/N	极差/N	$\eta/\%$
平衡前	20325	-18150	38476	-1.8713
平衡后	19819	-17937	37756	

位置参数代入式 (16)，依次得到部分平衡前后运动副 (铰点)  $A \sim F$  内所有外力在  $x$ 、 $y$  轴上的投影  $F_x$  和  $F_y$ ，分别如图 6a~图 6f 所示。

由图 6 可知：(1) 压力机摆动力部分平衡后，

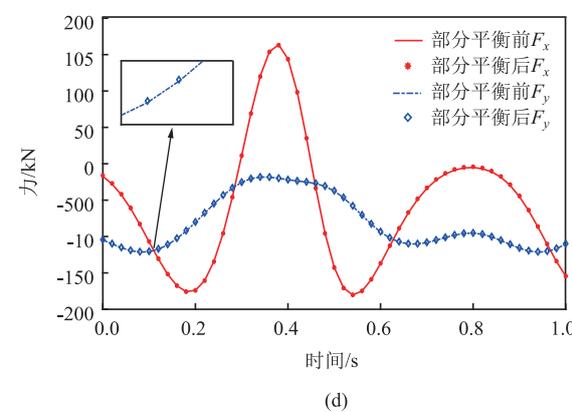
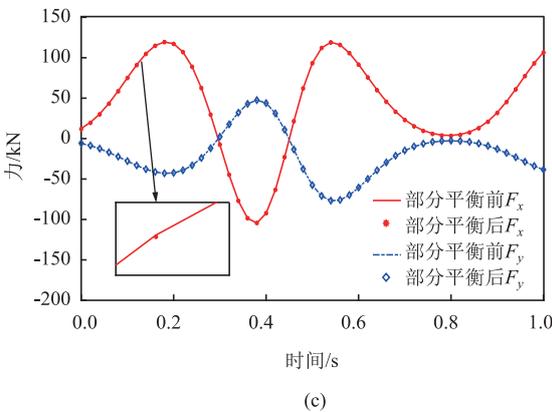
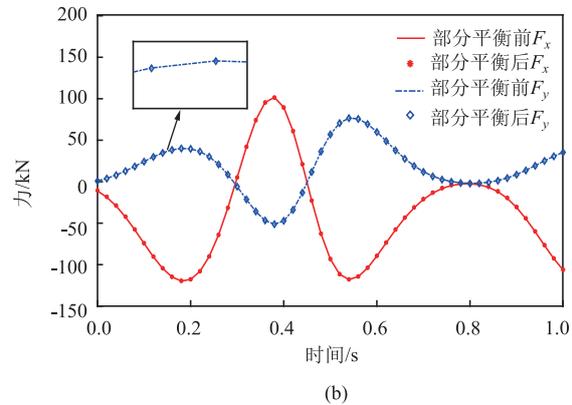
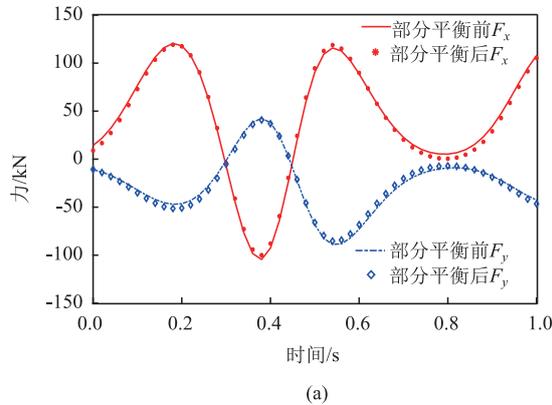


图 6 部分平衡前后各运动副内约束反力

(a) 运动副 A (b) 运动副 B (c) 运动副 C (d) 运动副 D (e) 运动副 E (f) 运动副 F

Fig. 6 Constraint reaction force in each kinematic pair before and after partial balancing

(a) Kinematic pair A (b) Kinematic pair B (c) Kinematic pair C (d) Kinematic pair D (e) Kinematic pair E (f) Kinematic pair F

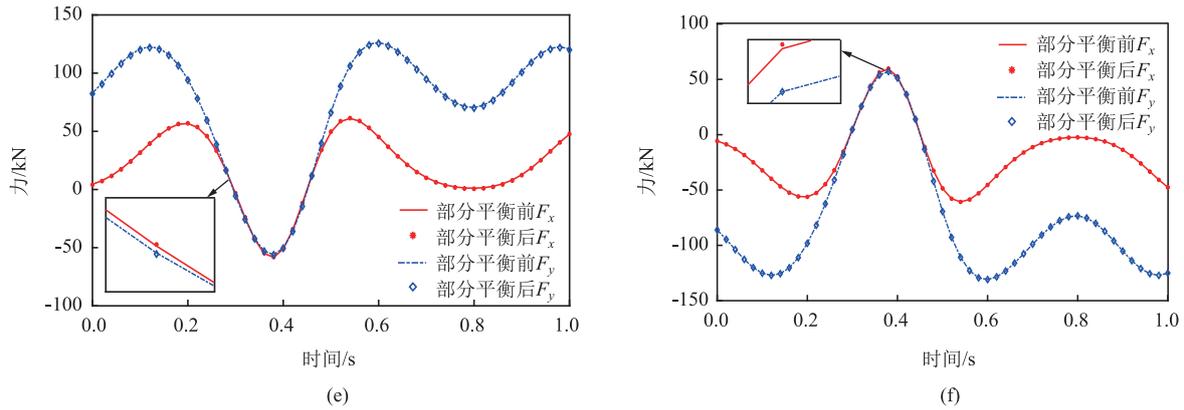


图 6 (续)

Fig. 6 (Continuous)

仅运动副 A 内的约束反力变化较大, 如表 3 所示, 其余运动副内的约束反力变化不明显; (2) 在工作滑块到达下死点 (0.8 s) 时, 运动副 A、B 和 C 内的约束反力最小。验证了动力学分析的正确性。

由表 3 可知, 运动副 A 内  $x$  方向的约束反力相较于部分平衡前减小了 2.5013%, 而  $y$  方向的约束反力相较于部分平衡前减小了 4.0707%。

表 3 部分平衡前后运动副 A 内约束反力

Table 3 Constraint reaction force in kinematic pair A before and after partial balancing

约束反力		最大值/N	最小值/N	极差/N	$\eta$ /%
$F_x$	平衡前	120604	-104518	225122	-2.5013
	平衡后	119421	-100070	219491	
$F_y$	平衡前	52375	-79419	131794	-4.0707
	平衡后	50688	-75741	126429	

### 3 结论

(1) 对 ZXN2-3000 (B) 型机械压力机主机构进行了运动学性能分析, 推导出工作滑块  $P_1$  的工作行程约为 0.3 m; 计算了工作滑块  $P_1$  上、下行的最大速度、加速度及对应曲柄转角位置。

(2) 运用牛顿-欧拉法建立了压力机主机构的动力学方程, 并得到该机构的驱动力矩及各运动副内的约束反力的理论计算公式。

(3) 应用 MATLAB 软件编程, 分别计算了该机构摆动力部分平衡前后的驱动力矩及运动副内的约束反力的变化。结果表明: 摆动力部分平衡前后, 曲轴驱动力矩的最大波动减少了 1.8713%; 仅运动副 A 内的约束反力变化较大, 其余运动副内的约束反力变化不明显; 运动副 A 内  $x$  方向的约束反力相较于平衡前减小了 2.5013%,  $y$  方向的约束反力相

较于平衡前减小了 4.0707%。

(4) 本文验证了 ZXN2-3000 (B) 型机械压力机主机构在进行摆动力部分平衡优化后具有优势的同时, 还具有动力学性能的优势——驱动力矩及各运动副内的约束反力均有所下降。

(5) 本文工作对类似压力机主机构进行摆动力部分平衡优化及其后面的动力学性能计算, 对改善提高压力机的性能具有指导意义。

#### 参考文献:

- [1] 赵升吨, 张学来, 高长宇, 等. 高速压力机惯性力平衡装置及其特性研究 (一) [J]. 锻压装备与制造技术, 2005, 40 (4): 27-30.  
Zhao S D, Zhang X L, Gao C Y, et al. Investigation on inertial force balance assembly units and their dynamic characteristics of a high speed press [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2005, 40 (4): 27-30.
- [2] 赵升吨, 张学来, 高长宇, 等. 高速压力机惯性力平衡装置及其特性研究 (二) [J]. 锻压装备与制造技术, 2005, 40 (5): 18-24.  
Zhao S D, Zhang X L, Gao C Y, et al. Investigation on inertial force balance assembly units and their dynamic characteristics of a high-speed press (part II) [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2005, 40 (5): 18-24.
- [3] 张庆飞, 范巍, 江宝明. 高速曲柄机械压力机动平衡优化 [J]. 锻压装备与制造技术, 2015, 50 (5): 12-16.  
Zhang Q F, Fan W, Jiang B M. Optimization of dynamic balance for high-speed crank mechanical press [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2015, 50 (5): 12-16.
- [4] 陆杨, 王邵君. 闭式双点高速精密数控压力机动平衡机构设计 [J]. 金属加工 (热加工), 2015 (9): 46-47.  
Lu Y, Wang S J. Design of closed double-point high speed precision CNC pressure balancing mechanism [J]. MW Metal Forming, 2015 (9): 46-47.
- [5] 张蔚, 曾梁彬, 孙宇. 一种平面机构动平衡方法在高速压力机设计中的应用 [J]. 机械设计, 2018, 35 (5): 77-83.

- Zhang W, Zeng L B, Sun Y. A dynamic balancing method for planar mechanism using in high-speed punch design [J]. *Journal of Machine Design*, 2018, 35 (5): 77-83.
- [6] 胡战胜, 欧汝康, 欧建业, 等. 高速压力机对称动平衡机构设计与实例分析 [J]. *锻压装备与制造技术*, 2015, 50 (2): 30-32.
- Hu Z S, Ou R K, Ou J Y, et al. Design and instance analysis about dynamic balance mechanism on high speed press [J]. *China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology*, 2015, 50 (2): 30-32.
- [7] 阮卫平, 刘强, 吴殿军. 高速曲柄压力机的动平衡机构探讨 [J]. *锻压装备与制造技术*, 2008, 43 (6): 34-37.
- Ruan W P, Liu Q, Wu D J. Dynamic balance structure discuss of high speed crank press [J]. *China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology*, 2008, 43 (6): 34-37.
- [8] Elliott J L, Tesar D. The theory of torque, shaking force, and shaking moment balancing of four link mechanisms [J]. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 1977, 99 (3): 715-722.
- [9] Lu X J, Zhu S H, Kang L, et al. Research on balancing of a multi-link high-speed precision press [J]. *Key Engineering Materials*, 2013, 567: 175-182.
- [10] Ge X F, Zhu C A, Jin Y. Optimization design for a new large-scale eight-link mechanical press [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2014, 28 (4): 1403-1410.
- [11] Meng C F, Zhang C, Lu Y H, et al. Optimal design and control of a novel press with an extra motor [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2004, 39 (8): 811-818.
- [12] 孙杨波, 高媛, 钱峰, 等. 高速压力机构综合平衡优化设计 [J]. *机械设计与制造*, 2021 (7): 1-4.
- Sun Y B, Gao Y, Qian F, et al. Optimization design on comprehensive balance of high-speed press mechanism [J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2021 (7): 1-4.
- [13] 闫金良, 余志海, 董娜. 两种不同结构机械压力机传动机构运动学分析 [J]. *锻压装备与制造技术*, 2021, 56 (5): 7-10.
- Yan J L, Yu Z H, Dong N. Kinematics analysis of the transmission mechanism of two kinds of mechanical press with different structures [J]. *China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology*, 2021, 56 (5): 7-10.
- [14] 张楠, 鹿新建, 邹利明. 基于 ADAMS 的微型压力机多连杆机构运动学及动力学分析 [J]. *锻压装备与制造技术*, 2020, 55 (4): 14-18.
- Zhang N, Lu X J, Zou L M. Kinematics and dynamics analysis of multi-link mechanism for micro-press based on ADAMS [J]. *China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology*, 2020, 55 (4): 14-18.
- [15] 贾先, 赵升吨, 范淑琴, 等. 新型 200 kN 双电机螺旋副直驱式回转头压力机运动学和动力学研究 [J]. *机械科学与技术*, 2017, 36 (8): 1205-1211.
- Jia X, Zhao S D, Fan S Q, et al. Research on kinematics and dynamics of new-mode 200 kN double-motor servo direct driving turret press [J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2017, 36 (8): 1205-1211.
- [16] 方雅, 孙友松, 胡建国, 等. 基于 MATLAB 的伺服机械压力机传动机构运动学/动力学仿真研究 [J]. *中国机械工程*, 2012, 23 (3): 339-342.
- Fang Y, Sun Y S, Hu J G, et al. Research on kinematics/dynamics simulation of servo-press transmission mechanism based on MATLAB [J]. *China Mechanical Engineering*, 2012, 23 (3): 339-342.
- [17] Qiu Y, Li W M, Wei Z, et al. The kinematics analysis and study on triangular elbow servo press [J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2011, 121-126: 1636-1640.
- [18] Bai Y J, Gao F, Guo W Z, et al. Kinematic and dynamic analyses of the multi-actuated mechanical press with parallel topology [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2012, 226 (10): 2573-2588.
- [19] Chen H, Zhang Y Q, Zhang W. Analysis on dynamic precision degradation mechanism of high-speed precision press [J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, 1948: 012073.
- [20] 李霞, 张清林, 江秀花, 等. 变频压力机摆动力完全平衡分析及部分平衡优化设计 [J]. *锻压技术*, 2024, 49 (4): 178-188.
- Li X, Zhang Q L, Jiang X H, et al. Complete balance analysis and partial balance optimization design on swing force for variable frequency press [J]. *Forging & Stamping Technology*, 2024, 49 (4): 178-188.
- [21] 沈惠平. 机器人机构拓扑特征运动学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2021.
- Shen H P. *Topological Feature Kinematics of Robot Mechanism* [M]. Beijing: Higher Education Press, 2021.
- [22] 冯志友, 张燕, 杨廷力, 等. 基于牛顿欧拉法的 2UPS-2RPS 并联机构逆动力学分析 [J]. *农业机械学报*, 2009, 40 (4): 193-197.
- Feng Z Y, Zhang Y, Yang T L, et al. Inverse dynamics analysis of 2UPS-2RPS parallel mechanism by Newton-Euler method [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40 (4): 193-197.
- [23] Thakkar M A, Patel J V. Dynamic simulation of a 12 DOF biped robot with Newton-Euler method using unit vector approach [J]. *Procedia Computer Science*, 2023, 230: 935-945.
- [24] 郝秀清, 胡福生, 陈建涛. 基于牛顿—欧拉法的 3PTT 并联机构动力学分析及仿真 [J]. *中国机械工程*, 2006, 17 (S2): 32-36.
- Hao X Q, Hu F S, Chen J T. Dynamic analysis and simulation of 3PTT parallel mechanism based on Newton-Euler method [J]. *China Mechanical Engineering*, 2006, 17 (S2): 32-36.
- [25] 李永泉, 郭雨, 张阳, 等. 基于牛顿欧拉法的一种空间被动约束并联机构动力学建模方法 [J]. *机械工程学报*, 2020, 56 (11): 48-57.
- Li Y Q, Guo Y, Zhang Y, et al. Dynamic modeling method of spatially passive over-constrained parallel mechanism based on Newton-Euler method [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2020, 56 (11): 48-57.