

装备与成套技术

## 含运动副间隙的压力机动力学研究

袁 浩<sup>1</sup>, 田 轩<sup>1</sup>, 张清林<sup>2</sup>, 江秀花<sup>2</sup>, 臧崇运<sup>2</sup>, 孙 万<sup>1</sup>

(1. 江苏大学 机械工程学院, 江苏 镇江 212013; 2. 江苏兴锻智能装备科技有限公司, 江苏 溧阳 213300)

**摘要:** 针对压力机运转时因存在间隙导致的冲击碰撞和运动副磨损等问题, 以肘节式压力机为研究对象, 基于 Recurdyn 虚拟仿真技术, 借助 L-N 非线性弹簧阻尼模型与修正的库仑摩擦力, 建立了间隙理论模型并对含间隙的肘节式压力机进行仿真分析。探究了间隙大小、曲轴转速、恢复系数和双间隙对机构的动力学响应, 并通过改变杆件质心位置来减缓冲击振动。结果表明: 曲轴转速和间隙越大, 机构的振荡幅值越大, 恢复系数的逐渐增大也会导致运动副间隙产生较大冲击, 在双间隙情况下, 越靠近动力源头处所受到的冲击振动越大, 调整连杆质心位置可减缓压力机自身结构带来的非平衡力的影响。

**关键词:** 压力机; 运动副间隙; 接触力; 动力学特性; Recurdyn 仿真

**DOI:** 10.13330/j.issn.1000-3940.2024.02.023

**中图分类号:** TG315

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-3940 (2024) 02-0189-06

## Dynamic study on press with moving pair clearance

Yuan Hao<sup>1</sup>, Tian Xuan<sup>1</sup>, Zhang Qinglin<sup>2</sup>, Jiang Xiuhua<sup>2</sup>, Zang Chongyun<sup>2</sup>, Sun Wan<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China;

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

**Abstract:** For the problems of impact collision and kinematic pair wear caused by the existence of clearance when the press was running, for the toggle press, based on the Recurdyn virtual simulation technology, by the L-N nonlinear spring damping model and the modified coulomb friction force, a clearance theoretical model was established, and the toggle press with clearance was simulated and analyzed. Then, the dynamic response of clearance size, crankshaft speed, restitution factor and double clearance to the mechanism was researched, and according to the position change of mass center for rod to slow down the impact vibration. The results show that the larger the crankshaft speed and clearance, the larger the oscillation amplitude of the mechanism. The gradual increase of recovery factor also leads to a greater impact on the clearance of moving pair. In the case of double clearance, the closer to the power source, the greater the impact vibration. Adjusting the position of mass center for connecting rod can reduce the influence of unbalanced force caused by the structure of press itself.

**Key words:** press; kinematic pair clearance; contact force; dynamic properties; Recurdyn simulation

由于装配设计, 构件制造中均会存在间隙, 在

压力机运动过程中, 运动副间隙会产生碰撞、冲击。转速的增加会加剧机构冲击的产生, 使得整体机械系统运动精度降低, 进而影响系统传递载荷的能力。国内外学者针对含运动副间隙的相关研究取得了较多成果。侯旭睿<sup>[1]</sup>采用均方差来表征机构的稳定性

收稿日期: 2023-08-11; 修订日期: 2023-11-18

作者简介: 袁 浩 (1974-), 男, 博士, 副教授, 研究生导师

E-mail: yuanhao@ujs.edu.cn

Xu Y C, Han S Y, Liu S J. Influence of cavity pressure loading path on hydroforming for 5A06 aluminum alloy conical cups [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47 (12): 38-43.

[16] 刘胜京. 5A06 铝合金锥形件充液拉深研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.

Liu S J. Investigation into Hydromechanical Deep Drawing of 5A06 Aluminum Alloy Conical Cup [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2011.

[17] 杨连发. 冲压工艺与模具设计 [M]. 西安: 西安电子科技大学

出版社, 2013.

Yang L F. Stamping Process and Die Design [M]. Xi'an: Xidian University Press, 2013.

[18] 李奇涵, 李笑梅, 王文广, 等. 油底壳充液拉深液室压力的数值模拟分析 [J]. 热加工工艺, 2016, 45 (1): 138-140.

Li Q H, Li X M, Wang W G, et al. Numerical simulation analysis on hydraulic pressure of oil panduring hydro-mechanical deep drawing [J]. Hot Working Technology, 2016, 45 (1): 138-140.

与精度；蔡京成<sup>[2]</sup>采用无质量杆法，建立了单间隙刚体动力学模型，并对多连杆压力机动力学特性进行了分析；白争锋<sup>[3]</sup>基于 L-N 接触模型，提出了接触碰撞混合模型，并围绕间隙大小展开了动力仿真分析；王旭鹏<sup>[4]</sup>研究了考虑油膜润滑的含间隙平面机构，建立了合适的过渡力模型；易敏<sup>[5]</sup>建立了 L-N 接触力的动态求解链接库，对曲柄滑块机构进行多因素仿真分析；金国光<sup>[6]</sup>利用改进的 Gonthier 接触力模型预测间隙发生位置；李杭<sup>[7]</sup>对多连杆压力机进行刚柔耦合动力学分析；张佳楫<sup>[8]</sup>基于刚柔耦合分析了现有间隙模型的局限性；姜岸委<sup>[9]</sup>分析了不同位置间隙下机构动力学的特性；张宏阁<sup>[10]</sup>通过增加运动副间隙与采用混合间隙的方法在一定程度上抑制了移动副造成的间隙振荡；Megahed S M 等<sup>[11]</sup>对多间隙平面机构展开了研究；Rahmanian S 等<sup>[12]</sup>以含间隙曲柄滑块为研究对象，分析了机构非线性动力学行为与混沌现象；Erkaya S 等<sup>[13]</sup>测量了多间隙下机构运行时的振动与噪声；Gummer A 等<sup>[14]</sup>对 Recurdyn 的接触、阻尼和摩擦模型以及旋转副的不同建模方法进行了深入研究；Olyaei A A 等<sup>[15]</sup>基于 Pyragas 方法的控制机制，施加小的扰动，减小了接触损耗；Tan H Y 等<sup>[16]</sup>基于曲柄连杆机构，比较了一个间隙与两个间隙之间的动态响应；Zheng X D 等<sup>[17]</sup>探究了滑块柔性化后摩擦力变化情况；Chen Y 等<sup>[18]</sup>通过搭建实验平台探究了含间隙情况下多因素对机构动力学特性的影响。本文基于 L-N 接触力模型与修正的库仑摩擦力模型，以肘杆压力机为研究对象，探究间隙大小、曲轴转速、恢复系数和双间隙对压力机动力学特性的影响，并探究压力机的减振措施。

## 1 压力机传动系统动力学建模

### 1.1 含间隙压力机动力学模型

建立准确的间隙转动模型，是进行含转动副间隙机构动力学分析的前提。传统分析中将转动副视为理想状态，即轴与轴承中心重合。当转动副存在间隙之后，相当于增加两个自由度，在机构运行过程中轴与轴承产生相互移动，会产生 3 种运动状态：接触状态、自由状态和碰撞状态。在接触状态下，轴与轴承两者之间是相对滑动；自由状态下，两者互不接触；碰撞状态下，两者相互挤压产生接触力。但是，碰撞状态下的时间极短无法准确预测，所以，将碰撞与接触合并为接触状态。本文采用二状态运

动模型描述转动副运动状态。转动副间隙接触状态如图 1 所示，其中， $R_B$  和  $R_J$  分别为轴承和轴的半径，间隙大小  $c = R_B - R_J$ ； $\delta$  为穿透深度， $\delta = e - c$ ； $e$  为轴与轴承中心点对应的偏心距离。当  $\delta \geq 0$  时，轴与轴承之间发生接触；当  $\delta < 0$  时，轴与轴承之间处于自由状态，如图 2 所示

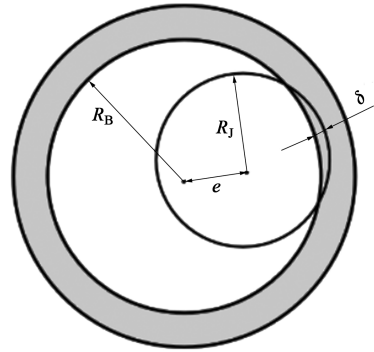


图 1 转动副间隙接触状态

Fig. 1 Gap contact state of revolute

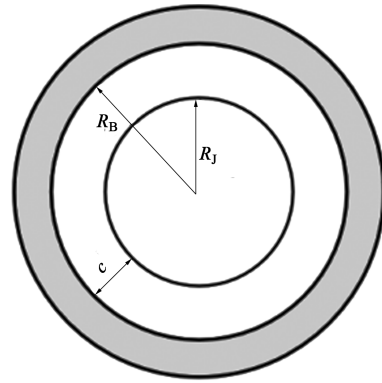


图 2 转动副自由状态

Fig. 2 Free state of revolute

### 1.2 接触碰撞力模型

为了较为准确地描述间隙接触碰撞过程，需要对接触力模型进行分析。本文建立 Lankarani-Nikravesh 非线性接触碰撞力模型，该模型同时考虑了弹性和阻尼效应。阻尼效应与冲击过程中耗散的能量有关，而耗散效应与接触表面上的摩擦有关。因此，在存在间隙的情况下，旋转接头处的法向反作用力  $F_N$  可以表示为：

$$F_N = K\delta^n + D\dot{\delta} \quad (1)$$

$$K = \frac{4}{3\pi(\lambda_B + \lambda_J)} \sqrt{\frac{R_B R_J}{R_B \pm R_J}} \quad (2)$$

$$\lambda_J = \frac{1 - \mu_J}{\pi E_J}, \quad \lambda_B = \frac{1 - \mu_B}{\pi E_B} \quad (3)$$

式中： $K$  为接触刚度系数； $D$  为阻尼系数； $n$  为刚度

指数;  $\delta$  为接触时轴与轴承相对碰撞速度;  $\lambda_J$  和  $\lambda_B$  分别为轴与轴承的材料参数;  $\mu_J$  和  $\mu_B$  分别为轴和轴承的泊松比;  $E_J$  和  $E_K$  分别为轴和轴承的弹性模量。

### 1.3 摩擦力模型

为描述转动副运动过程中轴与轴承的动静变化过程, 本节建立修正的库仑摩擦力模型。一般情况下, 在两物体产生相对运动趋势时, 他们之间就会产生相对摩擦。通常描述摩擦力大小采用库仑摩擦力, 但其对动摩擦与静摩擦变化过程描述并不准确, 因此, 本文采用修正的库仑摩擦力模型。此外, 间隙碰撞时还会产生切向力, 而切向力可基于摩擦力进行描述。本文的摩擦效应为修正的库仑摩擦定律, 摩擦力  $F_T$  表示为:

$$F_T = -\mu(v_t) \cdot F_N \cdot \frac{v_t}{|v_t|} \quad (4)$$

修正摩擦因素  $\mu$  与速度  $v_t$  的关系可表示为:

$$\mu(v_t) = \begin{cases} -\text{sign}(v_t)\mu_d, & |v_t| > v_d \\ -\left\{ \mu_d + (\mu_s - \mu_d) \left( \frac{|v_t| - v_s}{v_d - v_s} \right)^2 \left[ 3 - 2 \left( \frac{|v_t| - v_s}{v_d - v_s} \right) \right] \right\} \times \\ \quad \text{sign}(v_t), & v_s \leq |v_t| \leq v_d \\ \mu_s - 2\mu_s \left( \frac{v_t + v_s}{2v_s} \right)^2 \left( 3 - \frac{v_t + v_s}{v_s} \right), & |v_t| < v_s \end{cases} \quad (5)$$

式中:  $\mu_s$  为静摩擦因数;  $\mu_d$  为滑动摩擦因数;  $v_t$  为相对运动速度;  $v_s$  为静态门槛速度;  $v_d$  为动态门槛速度。若  $|v_t| < v_s$  则为静摩擦, 若  $|v_t| > v_d$  则为动摩擦。

## 2 动力学仿真与结果分析

### 2.1 传动机构动力学模型

本文研究对象为肘杆压力机, 机构通过电机带动曲柄转动, 将主连杆-次连杆的运动转化为滑块的上下往复运动, 部分传动结构如图3所示。在SolidWorks中构建几何模型并将其导入Recurdyn仿真模型内, 添加相应约束, 在间隙处设置接触并设置材料属性得到含有间隙的动力学模型。动力学仿真参数如表1所示。

### 2.2 不同间隙尺寸下的仿真分析

考虑压力机实际情况与磨损装配等因素, 间隙大小设置在0~0.25 mm之间, 在SolidWorks中通过调整轴与轴承的尺寸从而调整间隙大小。曲轴转速设置为  $60 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ , 截取两个周期, 分析间隙大小

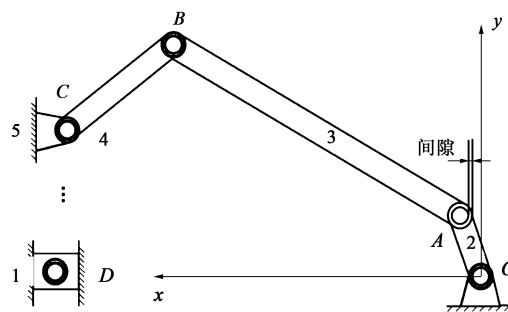


图3 传动结构示意图

1. 滑块 2. 曲板 3. 主连杆 4. 次连杆  
5. 固定铰支座

Fig. 3 Schematic diagram of transmission structure

表1 动力学仿真参数

Table 1 Simulation parameters of dynamic

参数	数值
弹簧模量/GPa	207
泊松比	0.3
恢复系数	0.5
非线性指数	1.5

对A处接触力的影响。如图4所示, 含间隙接触力与无间隙接触力的曲线变化趋势基本一致, 由于间隙的存在, 导致接触力出现上下波动现象。波动范围在  $110^\circ \sim 250^\circ$  区域内, 即机构运行到死点附近。间隙在死点位置存在较为明显的冲击, 在死点位置附近出现幅值与振荡频率不一的波动。间隙为0.05 mm时接触力峰值为43.583 kN, 间隙为0.15 mm时接触力峰值为48.584 kN, 间隙为0.25 mm时接触力最高可达53.679 kN。当间隙为0.05 mm时, 接触力幅值最小, 但是振荡频率较大; 反之间隙为0.25 mm时, 振荡频率较小, 但接触力幅值最大。随着间隙的增加, 接触力幅值增大, 碰撞频次减少, 说明在相同的碰撞时间内, 间隙变大会导致轴与轴承的相对自由运动时间增长, 则碰撞频次减少, 但是两者的相对碰撞速度会随之增加, 从而导致接触力变大, 产生较大冲击。

### 2.3 不同曲轴转速下的动力学响应

取间隙大小为0.15 mm, 3种不同曲轴转速分别设置  $60$ 、 $70$  和  $80 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  进行仿真, 仿真结果如图5所示。3种不同曲轴转速所对应的接触力最大幅值为61.880、93.858和158.007 kN。随着曲轴转速增加至  $80 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  时接触力最大, 但振荡频次最小, 反之  $60 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$  时接触力最小, 振荡频次较

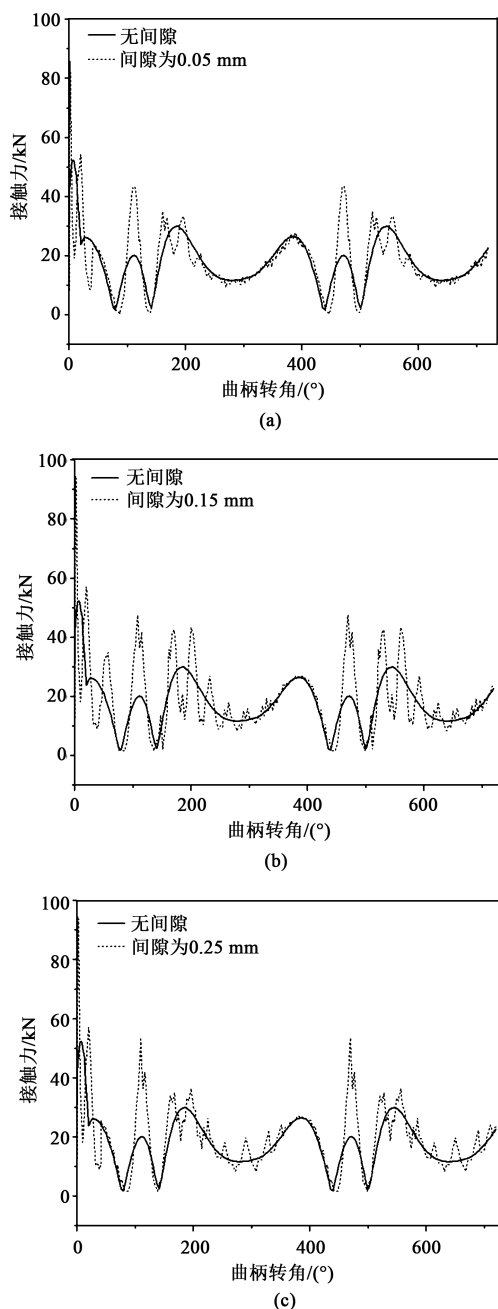


图 4 间隙对 A 处接触力的影响

(a)  $c=0.05\text{ mm}$  (b)  $c=0.15\text{ mm}$  (c)  $c=0.25\text{ mm}$ 

Fig. 4 Influence of clearance on contact force at point A

大。所以,当转速增加时接触力幅值也逐渐增加,在死点位置波动较为明显。由于间隙存在,机构换向时存在力矩换向,轴与轴承从一个曲面的分离撞击到另一个接触面,带来旋转副内部冲击。转速越大,振荡幅值越明显,造成冲击越剧烈。

#### 2.4 不同恢复系数下的动力学响应

恢复系数也是影响动力学特性的另一个因素,反映了材料受到碰撞时的恢复能力。弹性碰撞的恢复系数  $e$  的取值范围为  $0 < e < 1$ ,在材料受到弹性碰

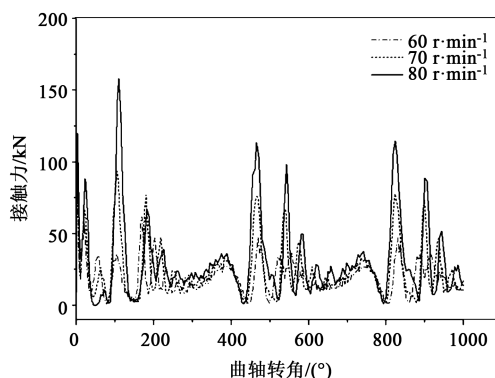


图 5 不同曲轴转速时的接触力变化图

Fig. 5 Change diagram of contact force at different crankshaft speeds

撞时会产生能量的损耗。本节取恢复系数为 0.1、0.5 和 0.9, A 处的接触力如图 6 所示。随着恢复系数的逐渐增大, A 处的接触力有所增加,这是因为恢复系数越大,材料弹性形变后恢复能力越强。当发生接触碰撞时,碰撞体速度变化较快,以产生动能的形式增加能耗,动能变化较大,因此,接触碰撞力的改变较为明显。

#### 2.5 多间隙下的动力学响应

在 A、B 两处设置相同间隙 0.15 mm,曲轴转速为  $60\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ ,其余参数条件不变,仿真结果如图 7 所示,图 7a 中单间隙情况下 A 处最大接触力为 48.1162 kN,双间隙情况下 A 处接触力峰值为 60.1244 kN,双间隙情况下机构的接触碰撞力波动较大。图 7b 中在双间隙情况下 A 处接触力峰值为 57.699 kN, B 处为 50.849 kN,其余波动区域 A 处的接触力较 B 处有明显增强。间隙运动模式为两状态:自由运动与接触碰撞。当机构稳定运行时轴与轴承始终处于接触状态<sup>[6]</sup>,单间隙情况下接触来源仅有 A 处,双间隙情况下 A、B 两处轴与轴承均发生接触,并且 A 处靠近动力输入端,会使得 A 处的接触力加剧。这说明 A 处转动副靠近曲轴处更接近动力源头,产生的冲击更加剧烈,更容易产生疲劳磨损与破坏,所以,更需要研究靠近动力源头运动副的动力学特性,保证机构运行的可靠性。

#### 2.6 改变连杆质心位置降低冲击

杆 AB 的质心位置会对曲柄的作用力矩及转动惯量产生影响,从而引发力矩换向导致旋转副产生冲击振动。因此,本节通过对杆 AB 的质心调整,改善其动态特性,减小力矩换向产生的冲击振动。以 A 处旋转副的中心位置为基准,质心的位置设定向上为负、向下为正,如图 8 所示。在原有杆件基础上,连杆小头部分减少一部分质量,连杆大头



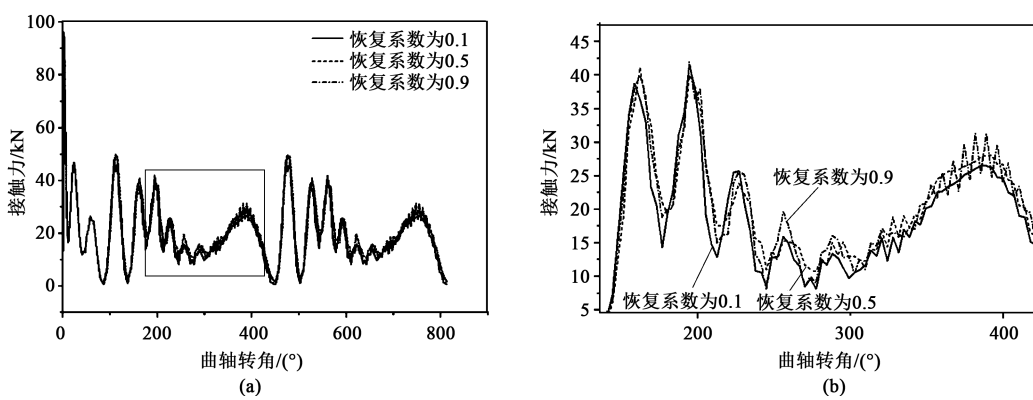


图 6 不同恢复系数下的动力学响应 (a) 及局部放大图 (b)  
Fig. 6 Dynamic response at different recovery factors (a) and partial enlarged drawing (b)

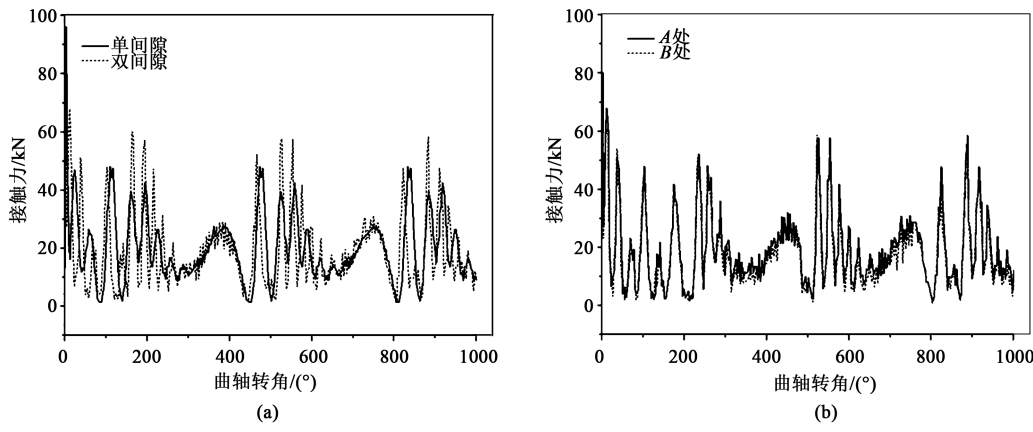


图 7 不同间隙下的动力学响应  
(a) A 处接触力 (b) 双间隙情况下 A、B 两处的接触力  
Fig. 7 Dynamic response at different clearances  
(a) Contact force at A (b) Contact forces at A and B under double clearance

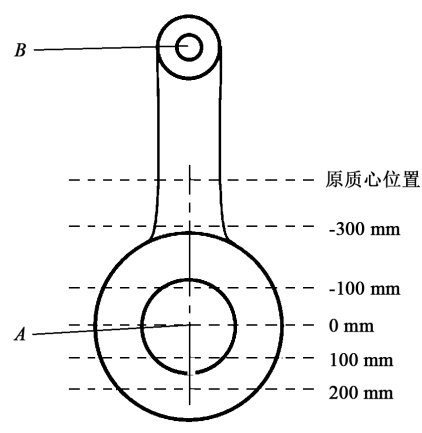


图 8 质心位置设置  
Fig. 8 Setting of mass center position

分增加一部分质量，从而偏移连杆质心位置。在 A 处设置 0.15 mm 间隙，转速为  $60\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ ，得到 A 处的接触力，如图 9 所示。当处于原质心位置时冲

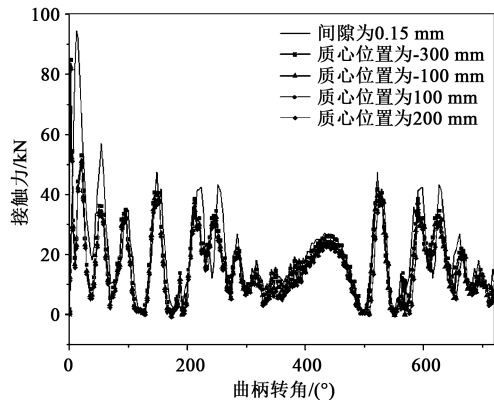


图 9 不同质心位置的接触力  
Fig. 9 Contact forces under different mass center positions

击峰值为 47.585 kN，质心下移至-300 与-100 mm 位置时冲击有所减缓，峰值位置接触力分别为 40.736 和 38.736 kN，波动区域的接触力有所下降，振荡频次与原来趋于一致。质心下降至 100 与

200 mm 处时接触力峰值分别为 38.145 和 37.445 kN, 波动区域的振荡频次降低。所以, 当质心调整至运动副 A 处附近时存在较优质心位置, 质心的改变减缓了压力机自身结构问题带来的非平衡力的影响, 减小了力矩换向时的冲击力矩, 从而改善了旋转副内力矩换向引发的振动。

### 3 结论

(1) 间隙的存在导致机构在死点位置附近出现明显的冲击振动。

(2) 随着间隙与速度的增大, 转动副间隙的冲击幅值会逐渐增大, 但振荡频次减少, 这表明间隙增大, 旋转副自由运动时间将增长, 从而减少接触频次, 增大了接触力。

(3) 恢复系数的大小影响间隙接触力大小, 在弹性碰撞情况下, 恢复系数越大间隙接触力越大。双间隙情况下, 越靠近动力输入端处的旋转副受到的冲击振动越大, 所以, 应该更加关注靠近动力源头处运动副的动力学特性。

(4) 调整质心位置至运动副 A 处附近, 存在较优的质心位置, 可减缓压力机自身结构带来的非平衡力影响, 减小力矩换向时的冲击振动。

#### 参考文献:

- [1] 侯旭睿. 含间隙平面四连杆机构动力学分析与仿真 [D]. 天津: 天津工业大学, 2022.  
Hou X R. Dynamic Analysis and Simulation of Four-link Mechanism with Clearance [D]. Tianjin: Tiangong University, 2022.
- [2] 蔡京成. 含间隙多连杆机械压力机机构的动力学建模与分析 [D]. 青岛: 山东科技大学, 2021.  
Cai J C. Dynamics Modeling and Analysis of Multi-link Mechanical Press Mechanism with Clearance [D]. Qingdao: Shandong University of Science and Technology, 2021.
- [3] 白争锋. 含间隙机构接触碰撞动力学研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009.  
Bai Z F. Study on Contact Dynamics of Mechanism with Clearance [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2009.
- [4] 王旭鹏. 含间隙铰链机构非线性接触力和碰撞动力学研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2018.  
Wang X P. Research on Nonlinear Contact Forces and Impact Dynamics of Mechanism with Clearance Joints [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2018.
- [5] 易敏. 考虑转动副间隙曲柄滑块机构动力学仿真与可靠性分析 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2018.  
Yi M. Dynamic Modeling, Simulation and Reliable Analysis of Slider-crank with Revolute Clearance Joints [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2018.
- [6] 金国光, 侯旭睿, 魏展, 等. 考虑运动副间隙的平面连杆机构动力学分析 [J]. 机械传动, 2022, 46 (9): 59-66.  
Jin G G, Hou X R, Wei Z, et al. Dynamic analysis of planar linkage mechanism considering the clearance of kinematic pair [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2022, 46 (9): 59-66.
- [7] 李杭. 含间隙多连杆机械压力机机构的刚柔耦合动力学建模与分析 [D]. 青岛: 山东科技大学, 2021.  
Li H. Modeling and Analysis of Rigid Flexible Coupling Dynamics of Multi-link Mechanical Press with Clearance [D]. Qingdao: Shandong University of Science and Technology, 2021.
- [8] 张佳楫. 含间隙机构运动副动力学模型研究 [D]. 西安: 西安电子科技大学, 2007.  
Zhang J J. On Dynamic Modeling of Mechanical Pair Clearance [D]. Xi'an: Xidian University, 2007.
- [9] 姜岸委. 考虑多运动副间隙的多杆机构运动学分析 [D]. 长沙: 长沙理工大学, 2021.  
Jiang A W. Kinematic Analysis of a Multi-bar Mechanism Considering Multiple Motion Pair Clearances [D]. Changsha: Changsha University of Science & Technology, 2021.
- [10] 张宏阁. 混合运动副间隙对六杆机构动力学特性的影响 [J]. 机械科学与技术, 2020, 39 (6): 852-857.  
Zhang H G. Effects of mixed joint clearances on dynamic characteristic of six-bar mechanism [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2020, 39 (6): 852-857.
- [11] Meaghd S M, Haroun A F. Analysis of the dynamic behavioral performance of mechanical systems with multi-clearance joints [J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2012; 7 (1): 011002.
- [12] Rahmanian S, Ghazavi M R. Bifurcation in planar slider-crank mechanism with revolute clearance joint [J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 91: 86-101.
- [13] Erkaya S, Uzmay I. Experimental investigation of joint clearance effects on the dynamics of a slider-crank mechanism [J]. Multibody System Dynamics, 2010, 24 (1): 81-102.
- [14] Gummer A, Sauer B. Modeling planar slider-crank mechanisms with clearance joints in recurdyn [J]. Multibody System Dynamics, 2012, 31 (2): 127-145.
- [15] Olyaei A A, Ghazavi M R. Stabilizing slider-crank mechanism with clearance joints [J]. Mechanism and Machine Theory, 2012, 53: 17-29.
- [16] Tan H Y, Hu Y J, Li L. A continuous analysis method of planar rigid-body mechanical systems with two revolute clearance joints [J]. Multibody System Dynamics, 2016, 40 (4): 347-373.
- [17] Zheng X D, Li J, Wang Q, et al. A methodology for modeling and simulating frictional translational clearance joint in multibody systems including a flexible slider part [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 142: 103603.
- [18] Chen Y, Feng J, Peng X, et al. An Approach for Dynamic Analysis of Planar Multibody Systems with Revolute Clearance Joints [J]. Engineering with Computers, 2020, 37: 2159-2172.