

## 上三角肘杆式压力机构间隙动力学特性分析

钱 伟<sup>1,2</sup>, 吴 钊<sup>1</sup>, 吴华伟<sup>1,2</sup>, 张运军<sup>3</sup>, 王乙坤<sup>1</sup>, 李 正<sup>1,2</sup>

(1. 湖北文理学院 纯电动汽车动力系统设计与测试湖北省重点实验室, 湖北 襄阳 441053;

2. 湖北文理学院 汽车与交通工程学院, 湖北 襄阳 441053; 3. 湖北三环锻造有限公司, 湖北 襄阳 441700)

**摘要:** 压力机械的运动副常因受到反冲作用力而产生运动间隙, 导致机械系统的冲击增大, 冲压成形稳定性降低。优选三角肘杆式压力机构运动副间隙动力学的建模及仿真, 依据其工作原理分析了上三角型与下三角型肘杆式压力机构执行连杆的运动特性变化规律, 得出上三角型相对下三角型在位移、速度和加速度方面分别优化了30%、59%和390%; 基于MLSD运动副间隙模型, 运用ADMAS虚拟样机技术建立了含运动副间隙上三角型肘杆式压力机构的动力学仿真模型, 分析了运动副间隙引起的碰撞和磨损对机构动态特性的影响。结果表明, 运动副相对间隙值超20%时, 机构运行将伴随较大的冲击, 并伴随一定程度的振动和噪声, 影响机构工作的稳定性。研究结果为肘杆式压力机构的结构设计提供了理论依据。

**关键词:** 肘杆式压力机构; 运动副间隙; 动力学特性; 运动学特性; 执行连杆

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2022.06.030

中图分类号: TG385

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2022) 06-0214-10

## Analysis on dynamic characteristics of upper triangular toggle press mechanism clearance

Qian Wei<sup>1,2</sup>, Wu Zhao<sup>1</sup>, Wu Huawei<sup>1,2</sup>, Zhang Yunjun<sup>3</sup>, Wang Yikun<sup>1</sup>, Li Zheng<sup>1,2</sup>

(1. Hubei Key Laboratory of Electric Vehicle Powertrain Design and Test, Hubei University of Arts and Science, Xiangyang 441053, China;

2. School of Automotive and Traffic Engineering, Hubei University of Arts and Sciences, Xiangyang 441053, China;

3. Hubei Tri-Ring Forging Co., Ltd., Xiangyang 441700, China)

**Abstract:** The moving pair of pressure machine is often prone to produce movement gaps due to the recoil force, which leads to the increase of impact for mechanical system and the decrease of stability for stamping forming. Therefore, the dynamic modeling and simulation of moving pair clearance for triangular toggle press mechanism were optimized. Based on its working principle, the variation rules of motion characteristics for the executive connecting rod of upper triangle type and lower triangle type toggle press mechanisms were analyzed, and the displacement, velocity and acceleration of the upper triangle type were optimized by 30%, 59% and 390%, respectively, compared with the lower triangle type. Then, based on moving pair clearance model MLSD, a dynamic simulation model of upper triangular type toggle press mechanism with moving pair clearance was established by virtual prototype technology ADMAS, and the influences of collision and wear caused by moving pair clearance on dynamic characteristics of the mechanism were analyzed. The results show that when the relative clearance value of moving pair exceeds 20%, the operation of the mechanism is accompanied by great impact, as well as vibration and noise to a certain extent, which affects the stability of the mechanism. Thus, the research results provide theoretical basis for the structural design of toggle press mechanism.

**Key words:** toggle press mechanism; moving pair clearance; dynamic characteristics; kinematics characteristics; execution rod

压力机械是一种被广泛应用的冲压装备, 为更好地满足实际生产的冲压工艺需求, 在传统曲柄滑块压

力机构的基础上, 国内外学者提出了多种具有低速锻冲、急回特性的压力机构。其中, 以三角肘杆式压力机构执行连杆端的速度变化较为平稳, 具备良好的急回特性及显著的回程增力特征, 并且其工作行程较大, 所需的驱动力矩及动力源的容量相对较小, 节约成本、节能降耗, 是一种颇具发展前景的压力机构<sup>[1]</sup>。

国内外学者在肘杆式压力机构的研究领域已经取得了诸多研究成果。王中双等<sup>[2]</sup>提出相应的向量键合图法来提高肘杆式压力机构动力学建模与分析的效率

收稿日期: 2021-04-29; 修订日期: 2021-08-06

基金项目: 湖北省技术创新专项重大项目 (2017AAA133); 新能源汽车与智慧交通湖北省高等学校优势特色学科群 (XKQ2022002, XKQ2022003); 湖北省自然科学基金青年项目 (2020CFB320)

作者简介: 钱 伟 (1997-), 男, 硕士研究生

E-mail: 2857427825@qq.com

通信作者: 吴华伟 (1979-), 男, 博士, 教授

E-mail: whw\_xy@163.com

及可靠性,并运用增广方法,克服了机构自动建模的代数难题,补充和完善了平面连杆机构动力学建模与分析方法;赵仁峰等<sup>[3]</sup>提出了一种上三角肘杆式压力机主驱动机构,并依次分析了杆件具有不同长度时的运动规律,为实际工况下确定机构参数提供理论依据;杨莉等<sup>[4]</sup>运用非参数刚体接触-分离的转动副间隙模型进行了间隙量和平衡力对转动副敏感度的分析,通过间隙评价指标定量评估了最佳平衡力数值,并结合实验验证了间隙模型的合理性;樊索等<sup>[5]</sup>研究了三角肘杆机构滑块在几种典型运动模式下的控制策略,引入伺服压力机负载模拟系统对控制策略进行辅助验证,证明了控制策略的可靠性和有效性;余联庆等<sup>[6]</sup>研究了冗余驱动闭链弓形五连杆动态翻滚过程中驱动力矩协调分配的问题,建立了闭链弓形五连杆的运动学分析模型,运用伪逆法对各驱动力矩进行协调分配,分析结果表明,采用冗余驱动方式可以显著减小最大瞬时驱动力矩;侯雨雷等<sup>[7]</sup>基于修正 Flores 接触力模型和库仑摩擦模型,采用牛顿-欧拉法建立了具有关节间隙的 3RSR 并联机构的动力学模型,分析表明,间隙的球铰发生不规则磨损;王利卿等<sup>[8]</sup>提出了高效成长郊狼算法的机械压力机肘杆机构优化方法,同时验证了高效成长郊狼算法对比传统郊狼算法的压力角减少了 36.16%,在滑块加速度和速度波动方面削减一半,对模具寿命和工件质量进行了较大优化;蹇华楠等<sup>[9]</sup>分析发现近净成形需要较高的执行精度,采用矩阵法构建了双肘杆压力机误差模型及多体系统理论几何误差模型框架,基于误差独立作用原理建立了连杆-框架综合误差模型,经灵敏度分析得出了影响输出精度的关键因素,优化后关键部件的公差均有所增大,使经济性能和精度性能均得到提升;陈修龙等<sup>[10]</sup>提出了一种分析欠驱动机构来预测含转动副间隙多连杆机构动态特性的方法,利用该方法对含转动副间隙平面多连杆机构的非线性动态特性进行分析,得到了不同间隙值和不同驱动速度对九连杆机构混沌现象的影响,研究结果对含多间隙复杂连杆机构的非线性动力学研究具有重要的推动作用。

综上所述,现有肘杆式压力机构研究领域的成果颇丰,较具前瞻性<sup>[11-13]</sup>,但也存在总体研究成果不足的问题,极大部分研究是针对其运动形式的分析,缺乏对运动副间隙的仿真及分析,对实际结构优化设计的指导价值有待提高<sup>[14-16]</sup>。本文首先对三角肘杆式压力机构进行理论分析,得出其具有普适意义的运动规律<sup>[17-19]</sup>,再利用虚拟样机仿真技术对上三角型与下三角型肘杆式压力机构的运动特性和综合性能进

行参数化对比验证。其次,在上三角肘杆理论模型基础上建立执行连杆端的运动副单间隙模型,取不同相对间隙值对输出端的运动畸变程度和动力输出波动进行参数化对比,探究不同波动条件下系统的状态变量,获得允许安全运行时的最大相对间隙值。

## 1 数学建模及分析

### 1.1 数学模型确立

为严谨证实上三角型和下三角型肘杆式压力机构的可对比性、增强仿真结果的可信度,研究对象除三角肘杆  $B$ 、 $D$  铰接点的连接顺序有区别外,其余连杆形体参数和位置参数均取值相同。普适三角肘杆式压力机构的结构简图如图 1 所示。

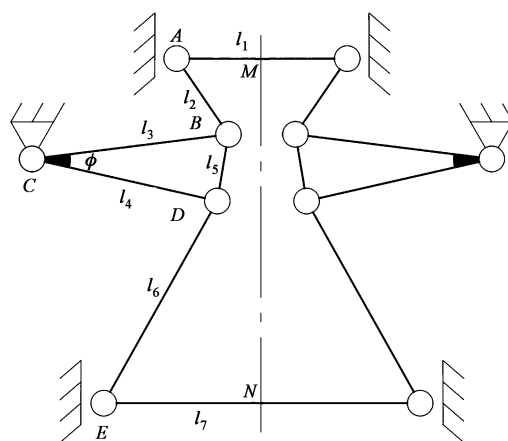


图1 三角肘杆式压力机构结构简图

Fig. 1 Structure diagram of triangular toggle press mechanism

机构整体关于  $MN$  两点间连接线呈对称结构,选取机构左侧为研究对象,右侧为虚约束结构,旨在增强结构强度<sup>[20]</sup>,以下分析均围绕左侧结构进行。连杆  $AM$  为驱动连杆,由驱动电机带动  $AM$  连杆实现上下往复平动;连杆  $AB$  为第 1 中间连杆,负责驱动三角肘杆绕  $C$  点进行旋转传动, $AB$  杆的长度一般取值较小;三角肘杆  $BCD$  为绕  $C$  点进行转动的特殊杆件; $B$ 、 $D$  铰接点连接第 1、第 2 中间连杆;连杆  $DE$  为第 2 中间连杆,负责驱动执行连杆  $EN$ ,连接三角肘杆与执行连杆;连杆  $EN$  为执行连杆,具有执行一定运动特性的往复平动的能力,也是该结构中受冲击影响最大的杆件。为方便分析和计算,所有连杆的长度均设有代号 ( $l_1 \sim l_7$ ),如图 1 所示,其中,  $\phi$  为三角杆件固定铰接点  $C$  处的张角开度。

### 1.2 执行连杆运动参数计算

为不失一般性,拆分出图 2 所示的  $MABC$  杆件,

定义  $\theta_1$ 、 $\theta_2$  分别为杆  $AB$ 、 $BC$  与  $X$  轴间的结构角。其中,  $a$  为杆件  $AM$  与固定铰接点  $C$  的竖直距离,  $b$  为固定铰接点  $C$  与中心线  $MN$  的水平距离,  $X$  轴垂直于中心线  $MN$  方向且指向右侧为正,  $Y$  轴平行于中心线  $MN$  方向且指向上侧为正,  $Z$  轴垂直于  $XY$  平面方向且向外为正。

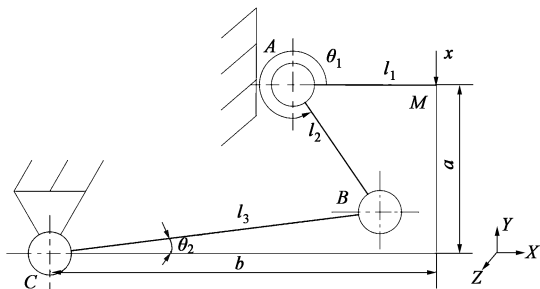
图 2 四杆机构  $MABC$  的结构简图

Fig. 2 Structure diagram of four-bar mechanism *MABC*

对四杆机构  $MABC$  而言, 图 2 中各杆的位置关系所构成的环形矢量封闭方程为:

$$(a-x)e^{i\pi/2} - l_1 - l_2 e^{i\theta_1} = -b + l_3 e^{i\theta_2} \quad (1)$$

式中： $x$  为输入量，为可确定性变量。

所以, 式 (1) 中的未知量为结构角  $\theta_1$  和  $\theta_2$ , 应用欧拉公式  $e^{i\theta} = \cos\theta + i\sin\theta$  (其中,  $\theta$  为任意实数), 将式 (1) 的实部、虚部进行分离, 可得:

$$a - x - l_2 \sin \theta_1 = l_3 \sin \theta_2 \quad (2)$$

$$l_1 - l_2 \cos \theta_1 = -b + l_3 \cos \theta_2 \quad (3)$$

由此方程组可求得两个位置的结构角  $\theta_1$  和  $\theta_2$ 。当需要求解  $\theta_1$  时, 应将  $\theta_2$  消除, 经整理可得:

$$(a-x)^2 + (l_1 + b)^2 - 2(a-x)l_2 \sin \theta_1 - 2(l_1 + b)l_2 \cos \theta_1 + l_2^2 - l_3^2 = 0 \quad (4)$$

则式 (4) 可以改写为:

$$A' \sin \theta_1 + B' \cos \theta_1 + C' = 0 \quad (5)$$

式中:  $A' = -2(a-x)l_2$ ;  $B' = -2(l_1+b)l_2$ ;  $C' = (a-x)^2 + (l_1+b)^2 + l_2^2 - l_3^2$ 。

由式 (5) 可得:

$$\theta_1 = 2\arctan \frac{(A' \pm \sqrt{A'^2 + B'^2 - C'^2})}{B' - C'} \quad (6)$$

式 (6) 中出现的负号对应为杆件  $AB$  在  $Y$  轴左侧的情况。

当需要求解  $\theta_0$  时, 应将  $\theta_1$  消除, 经整理可得:

$$(a-x)^2 + (l_1+b)^2 - 2(a-x)l_3\sin\theta_1 - 2(l_1+b)l_3\cos\theta_2 + l_3^2 - l_2^2 = 0 \quad (7)$$

则式 (4) 可以改写为:

$$D'\sin\theta_2 + E'\cos\theta_2 + F' = 0 \quad (8)$$

式中:  $D' = -2(a-x)l_3$ ;  $E' = -2(l_1+b)l_3$ ;  $F' = (a-x)^2 + (l_1+b)^2 + l_3^2 - l_2^2$ 。

由式 (8) 可得:

$$\theta_2 = 2\arctan \frac{(D' \pm \sqrt{D'^2 + E'^2 - F'^2})}{E' - F'} \quad (9)$$

式 (9) 中出现的负号对应为杆件  $BC$  在  $X$  轴下侧的情况。

將式 (9) 代入式 (2) 和式 (3) 中, 可得:

$$\theta_2 = \arctan \frac{A' + 2l_2^2 \sin \theta_1}{B' + 2l_2^2 \cos \theta_1} \quad (10)$$

对于四杆机构  $CDEN$  而言, 各杆的长度和点的符号如图 3 所示, 其中,  $c$  为固定铰接点  $C$  与滑动副  $E$  的水平距离,  $\theta_3$  为杆  $DE$  与  $X$  轴间的结构角,  $S$  为固定铰接点  $C$  到滑动副  $E$  的垂直距离。图 3 中各杆的位置关系所构成的环形矢量封闭方程为:

$$-l_4 e^{i(\theta_2 - \phi)} + l_6 e^{i\theta_3} = -(S + x_1) e^{i\pi/2} + c \quad (11)$$

式中： $x_1$  为输出位移，为待求变量。

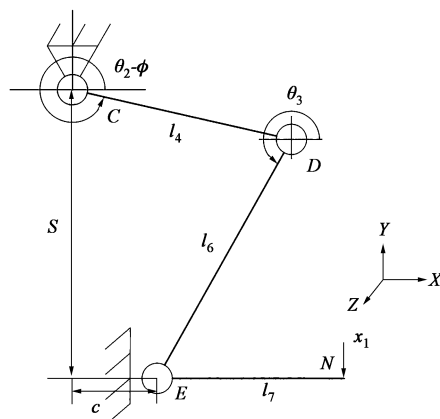
图 3 四杆机构  $C DEN$  结构简图

Fig. 3 Structure diagram of four-bar mechanism *CDEN*

$\theta_2$  由上述求解已知, 所以式 (11) 中的未知量为结构角  $\theta_3$  和输出位移  $x_1$ , 应用欧拉公式  $e^{i\theta} = \cos\theta + i\sin\theta$ , 将式 (11) 的实部、虚部进行分离可得:

$$-l_4 \sin(\theta_2 - \phi) + l_6 \sin \theta_3 = -(S + x_1) \quad (12)$$

$$-l_4 \cos(\theta_2 - \phi) + l_6 \cos \theta_3 = c \quad (13)$$

由此方程组可求得 1 个位置结构角  $\theta_3$  和输出位移  $x_1$ 。由式 (13) 可直接求得  $\theta_3 = \arccos \sqrt{1-P}$ , 其中,  $P = \sqrt{1 - \left( \frac{c + l_4 \cos(\theta_2 - \phi)}{l_6} \right)^2}$ , 代入式 (12) 可得:

$$x_1 = l_4 \sin(\theta_2 - \phi) + l_6 P - S \quad (14)$$

$$\dot{x}_1 = \left[ l_4 \cos(\theta_2 - \phi) + \frac{l_4 \sin(\theta_2 - \phi)}{P} \right] \dot{\theta}_2 \quad (15)$$
$$\ddot{x}_1 = \left[ -l_4 \sin(\theta_2 - \phi) + \frac{l_4 \cos(\theta_2 - \phi) \dot{\theta}_2 P - \frac{l_4^2 \sin^2(\theta_2 - \phi)}{P}}{P^2} \right] \ddot{\theta}_2 + \frac{l_4 \sin(\theta_2 - \phi) + l_4 \cos(\theta_2 - \phi) \ddot{\theta}_2}{P} \dot{\theta}_2 \quad (16)$$

通过以上数值推理可知各连杆位置、角度值随驱动位移的关系式，具体为执行连杆的输出位移量与输入驱动量间的关系，对其求一阶、二阶导数可得速度、加速度随驱动量的变化关系，以上变量关系较为复杂，直接分析比较繁琐且无法准确描绘出运动图形，运用虚拟样机技术进行仿真处理，可较为直观地得出各输入量-输出量的随动关系。

## 2 三角肘杆式压力机构运动学特性对比分析

### 2.1 样机模型搭建

直接采用虚拟样机仿真技术内含的基础模块建模。文献 [3] 说明了三角肘杆式压力机构模型的结构参数，结合具体研究方案可确定各铰接点在笛卡尔空间坐标系中的位置，如表 1 所示。图 1 所示各组成连杆可按顺序依次连接各铰接点建立仿真模

型，同时对应施加约束与驱动。

表 1 铰接点的位置信息

Table 1 Position information of hinge points

| 铰接点<br>(单侧) | 运动副<br>类型 | 铰接点坐标值             |                    |
|-------------|-----------|--------------------|--------------------|
|             |           | 下三角肘杆式压力<br>机构仿真模型 | 上三角肘杆式压力<br>机构仿真模型 |
| A           | 旋转副       | (-135.5, 172.7, 0) | (-135.5, 172.7, 0) |
| B           | 旋转副       | (-100, 90, 0)      | (-100, 90, 0)      |
| C           | 旋转副       | (-350, 90, 0)      | (-350, 0, 0)       |
| D           | 旋转副       | (-100, 0, 0)       | (-100, 0, 0)       |
| E           | 旋转副       | (-300, -181.38, 0) | (-300, -181.38, 0) |
| M           | 移动副       | (0, 172.7, 0)      | (0, 172.7, 0)      |
| N           | 移动副       | (0, -181.38, 0)    | (0, -181.38, 0)    |

由表 1 可以看出，该机构具有 5 个旋转副和 2 个移动副，并设定杆件 AM 在伺服电机的驱动下沿竖直方向作定位移式往复运动，可完整约束机构的运动形式，在运动学分析过程中，刚体质量、转动惯量和刚体体积并不影响机构的输出运动形式，在此不进行考虑。杆件 AM 的平移可通过驱使肘杆进行摆动，最终传递至执行连杆，以实现压力机对原材料的冲压过程，基于 ADMAS 视图窗口下建模并将杆件 BC、CD、BD 以三角块取代，在 ADMAS 的“joint M”中添加位移为-85 mm 的驱动，具体施加形式如图 4 所示。

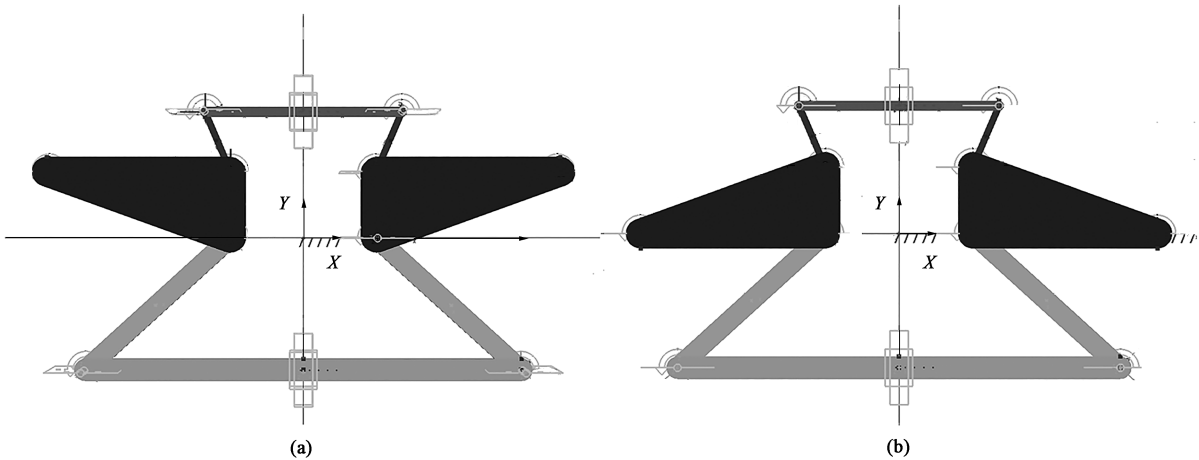


图 4 ADAMS 三角肘杆式压力机构仿真模型搭建  
(a) 下三角型 (b) 上三角型

Fig. 4 Simulation model construction of ADAMS triangular toggle press mechanism  
(a) Lower triangle type (b) Upper triangle type

### 2.2 仿真测试及分析

选取求解器的类型为 WSTIFF，采用具有较高

运算速率的连续性 I3 积分格式，设定为冲压单程运动，运行时长为 4 s，可得到如图 5 所示曲线。



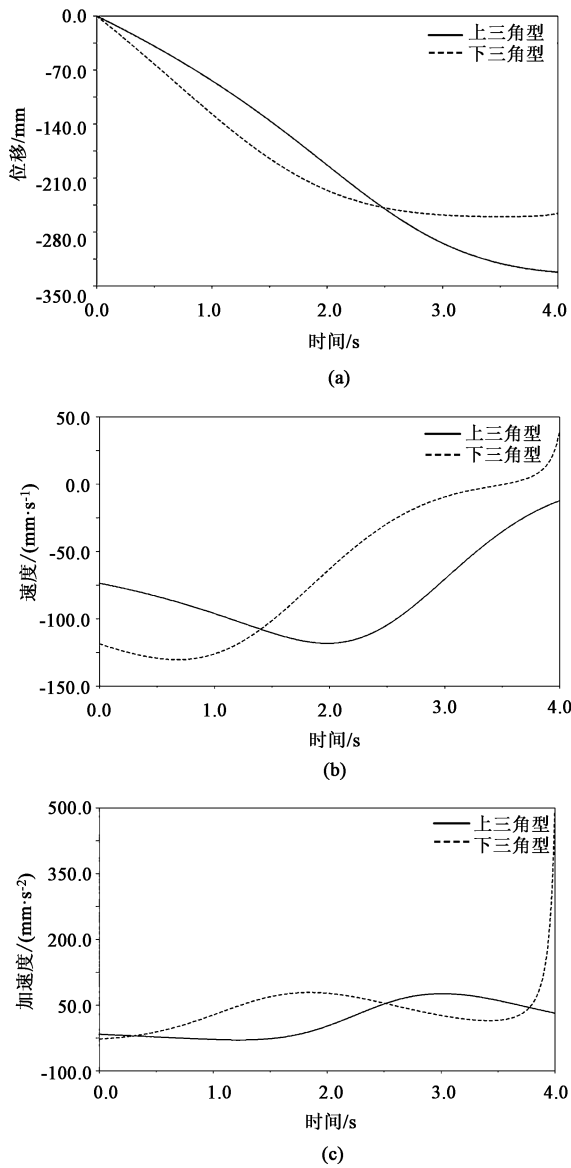


图 5 上、下三角型肘杆式压力机构运动曲线

(a) 执行连杆位移对比曲线 (b) 执行连杆速度对比曲线

(c) 执行连杆加速度对比曲线

Fig. 5 Motion curves of upper triangular type and lower triangular type toggle press mechanism

(a) Displacement contrast curves of executive rod

(b) Velocity contrast curves of executive rod

(c) Acceleration contrast curves of executive rod

由图 5a 可知, 上三角型相对下三角型对执行连杆端的位移量具有更大的增益效果, 曲线显示相对位移增益 30%, 并且上三角型的运行模式更趋近于线性关系, 驱动连杆和执行连杆之间的联动性相对更优。由图 5b 可知, 在机构初始位置附近, 上三角型肘杆式压力机构的相对启动速度较小, 对装置的冲击、振动和噪声方面均具有良好的抑制效果。在机构冲压运行过程存在 0~2 s 冲压速度增长阶段与

2~4 s 冲压速度衰减阶段, 该运动形式有利于缩减执行连杆位于中间行程的时长。曲线显示上三角型肘杆式压力机构冲压过程的速度波动小, 最大瞬时速度及最小瞬时速度分别为  $-118$  和  $-12 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ , 下三角型肘杆式压力机构的最大速度及最小速度分别为  $-130$  和  $39 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ , 两者相比, 波动范围相对缩减 59%、平均速度相对增益 30%。在接近冲压模具时上三角型肘杆式压力机构的速度变化平稳, 更趋向于  $0 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ , 易于满足低速冲压、稳定成形的要求。下三角型肘杆式压力机构在冲压时存在突变回程速度, 不利于对冲压件的成形工艺。由图 5c 可知, 上、下三角型肘杆压力机构的初始加速度近似相等, 在机构向下段的冲压过程中, 上三角型加速度分为 0~2 s 提速阶段和 2~4 s 减速阶段, 可保证在工件冲压成型的基础上缩减工作时间, 提升成形效率。下三角型的效果相反, 在冲压终了位置存在加速度冲击作用, 上三角型相对下三角型的加速度波动缩减 390%。以上分析结果表明: 上三角型肘杆式压力机构的综合运动特性相对突出, 材料成形工艺性较好, 是一种理想的压力机构型; 下三角型肘杆式压力机构在设计、使用中应缩短行程量, 避开速度突变域, 为实现稳定冲压成形效果, 还需对驱动件进行复杂控制, 使执行连杆在接近合模时速度尽可能为  $0 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

### 3 上三角型肘杆式压力机构间隙动力学分析

上述已论证上三角型肘杆式压力机构的综合运动性能相对更加优良, 但考虑到实际装配及使用过程中不可避免的存在运动副间隙情况, 需合理建立间隙模型使得仿真结果更逼近于实际工况。对于间隙问题的考虑, 采用 MLSD 模型描述运动副等效间隙, 为降低软件求解的空间复杂度和时间复杂度, 在虚拟样机仿真软件中建立含铰间隙的上三角型肘杆式压力机构的简化模型, 如图 6 所示。采用文献 [1] 近似方法, 实现了机构的计算机建模及动力学仿真, 分析运动副间隙对上三角型肘杆式压力机构空载条件下铰接点单间隙的影响情况。

以 MLSD 模型描述旋转铰  $E$  的间隙, 设间隙模型的接触刚度矩阵  $\mathbf{K} = \text{diag}(k_e, k_e)$ , 阻尼矩阵  $\mathbf{R} = \text{diag}(\mu_e, \mu_e)$ , 旋转铰的间隙向量为  $\mathbf{r}_e$ , 其初始向量为  $\mathbf{r}_{e0}$ , 铰间隙速度向量为  $\dot{\mathbf{r}}_e$ ,  $k_e$ 、 $\mu_e$  分别为运动副元素接触刚度系数和阻尼系数。则含间隙旋转铰  $E$  的约束反力向量  $\mathbf{E}_e$  为:

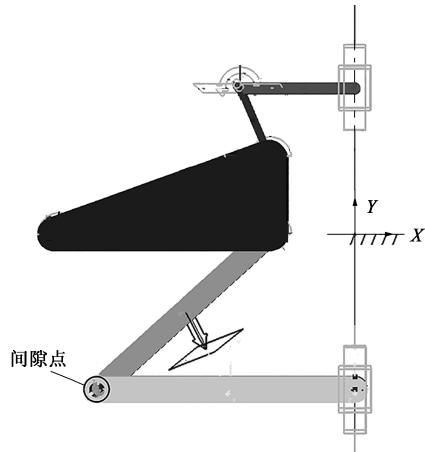


图6 单间隙动力学仿真模型搭建

Fig. 6 Dynamics simulation model construction of single-gap

$$E_e = K(r_e - r_{e0}) + R \cdot \dot{r}_e \tag{17}$$

旋转铰E的间隙的参数设置为：初始值 $r_{e0} = 0.2\text{ mm}$ ，MLSD模型的弹簧的接触刚度系数 $k_e = 10^7\text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ，阻尼系数 $\mu_e = 10\text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{mm}^{-1}$ 。

空载运行条件下，设定驱动连杆的平动位移为 $-85\text{ mm}$ ，冲压单程运行时长为 $4\text{ s}$ 。执行连杆在重力作用下以不同的相对间隙情况（表2）进行位移、速度和加速度运动学曲线的分类和测定，通过运动

副间隙接触力曲线测定来获得机构最佳相对间隙的工作区间。

表2 相对间隙设定值

| Table 2 Setting values of relative clearance |                  |                 |            |
|--|------------------|-----------------|------------|
| 轴径 $d/\text{mm}$                             | 孔径 $D/\text{mm}$ | $r_e/\text{mm}$ | $r_e/d/\%$ |
| $\Phi 5.0$                                   | $\Phi 5.2$       | 0.2             | 4          |
|  | $\Phi 6.0$       | 1.0             | 20         |
|  | $\Phi 7.0$       | 2.0             | 40         |
|  | $\Phi 8.0$       | 3.0             | 60         |
|  | $\Phi 9.0$       | 4.0             | 80         |
|  | $\Phi 10.0$      | 5.0             | 100        |

3.1 位移曲线对比分析

由空载单间隙模型执行连杆综合位移曲线（图7a）可知，上三角型肘杆式压力机构位移曲线整体的重合度、相似度高，执行连杆位移变化受不同间隙的影响较小；图7b为将位移曲线按相对间隙大小顺序进行偏移分解，可观察任一曲线的细节信号，当相对间隙值达到40%及以上时曲线初始阶段波动显著，机构出现启动抖振现象，且波动幅值随相对间隙值的增大而迅速增大，其余时间段的运行均处于稳定状态。

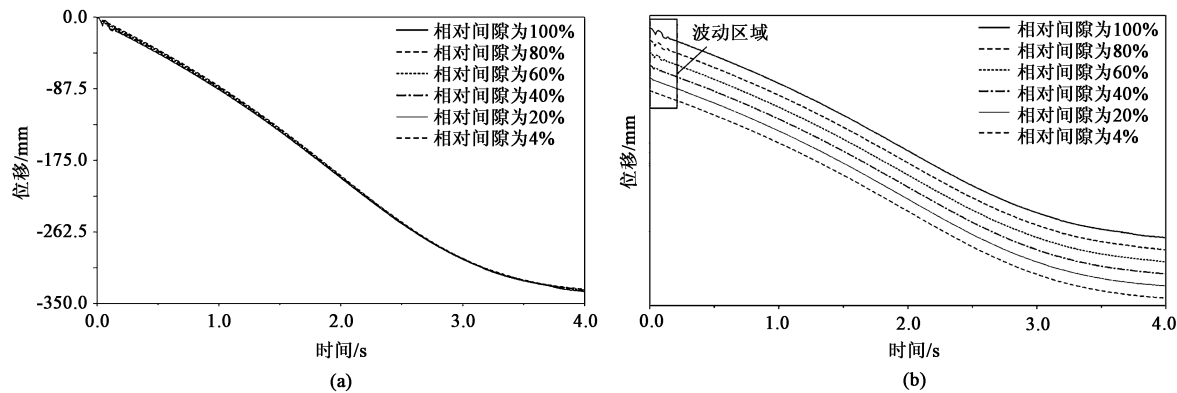


图7 不同相对间隙值下执行连杆的位移曲线

(a) 综合位移曲线 (b) 分离位移曲线

Fig. 7 Displacement curves of execution rod with different relative clearance values

(a) Integrated displacement curves (b) Separated displacement curves

3.2 速度曲线对比分析

由空载单间隙模型执行杆综合速度曲线（图8a）可知，上三角型肘杆式压力机构的整体速度波动形式基本符合理论模型运动学结果，整体曲线无明显畸变，其运动特性表现良好，但图8中出现较为明显的3个速度波动时域，分别位于 $0.0 \sim 0.3\text{ s}$ 、 $1.6 \sim 1.9\text{ s}$ 和 $2.35 \sim 2.60\text{ s}$ 。末端曲线 $3.6 \sim 4.0\text{ s}$ 时

域内为冲压接触期，虽是小差异性波动，但对合模过程具有研究意义，也值得分析其运动过程。值得说明的是，在如图8b所示的 $0.0 \sim 0.3\text{ s}$ 范围，各类间隙模型的跃动形式均为快速收敛的脉冲波，具体差异为小间隙相对大间隙曲线的波形相位更为超前，波动幅值的变化更小，稳定所需时间更短。初始启动过程中相对间隙为100%模型的速度跃变幅为相

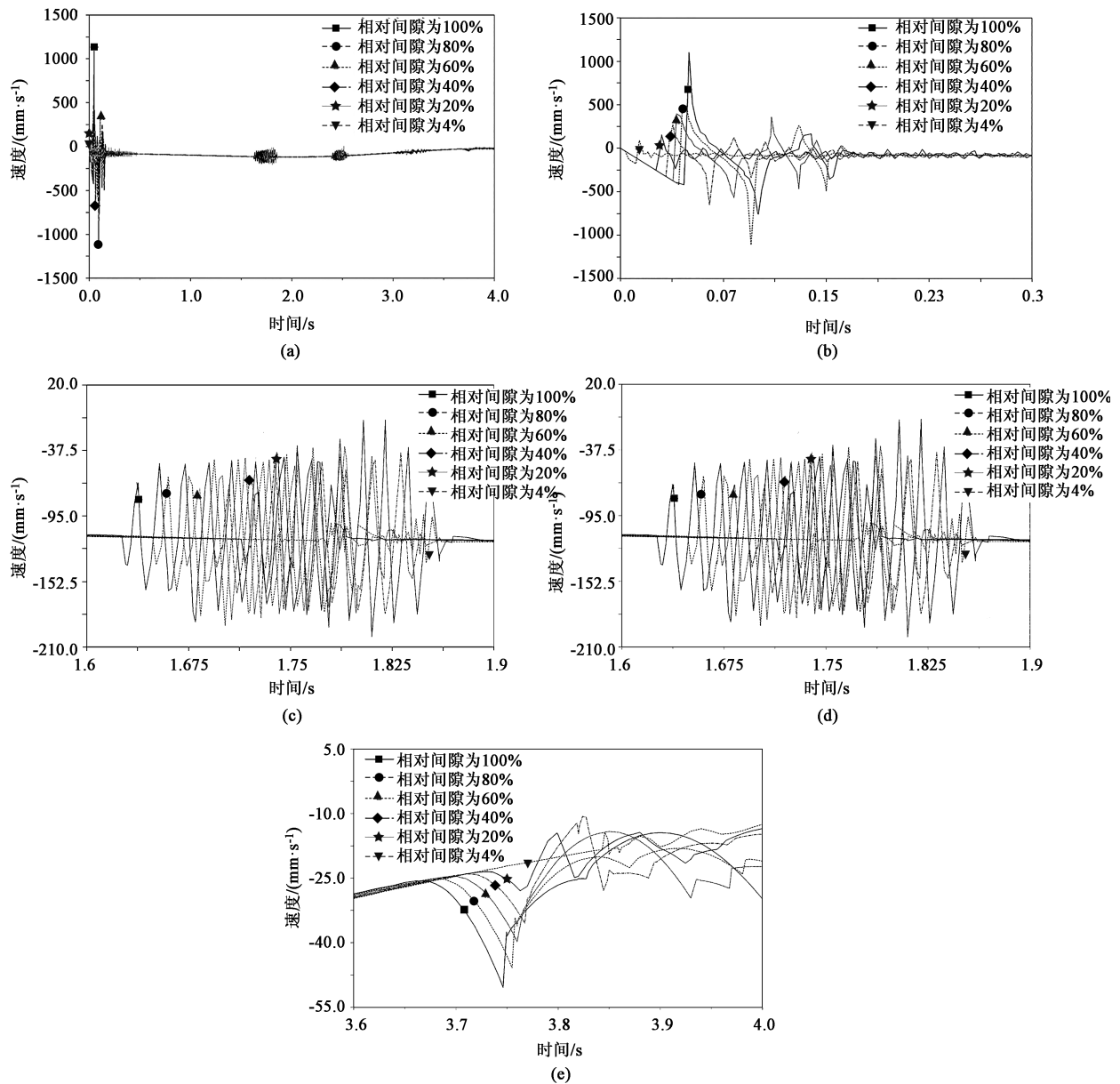


图 8 不同相对间隙值下执行连杆速度曲线

(a) 综合速度曲线变化趋势 (b) 0.0~0.3 s 速度曲线截取 (c) 1.6~1.9 s 速度曲线截取 (d) 2.35~2.60 s 速度曲线截取 (e) 3.6~4.0 s 速度曲线截取

Fig. 8 Speed curves of execution rod under different relative clearance values

(a) Change trend of integrated speed curves (b) Interception of speed curves at 0.0~0.3 s (c) Speed curves at 1.6~1.9 s (d) Speed curves at 2.35~2.60 s (e) Speed curves at 3.6~4.0 s

对间隙为 4% 模型的 7 倍, 运动副间隙的最大碰撞速度可达  $1.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , 相对间隙为 100% 模型表明设备启动时将会伴随较大的冲击和噪声; 如图 8c 所示的 1.6~1.9 s 范围, 各间隙模型的跃动形式均为高频简谐波, 相对间隙为 20% 及以上模型的波动幅值几乎相等, 具体差异为大间隙相对小间隙曲线的波形相位更为超前, 小间隙波动时长更短。以上现象在同步对比仿真中可知, 此处由于执行连杆的受力情

况位于第 2 中间连杆凸轴临界死点附近, 在接触面间赋予的滑动摩擦力的作用下, 使之产生运动副元素表面滑移和材料弹性挤压。此过程内执行连杆自激发短时高频抖动, 此类情形在配合面曲率差异较小时可避免, 通过观察可知, 相对间隙为 4% 模型的波动临近丧失; 图 8d 为三角肘杆铰接点  $D$  处的瞬时速度方向同  $DE$  杆件指向达到一致时的速度曲线, 此处驱动速度最大, 最易产生运动副接触面分

离,在执行连杆重力作用下,致使执行杆件无法与 *DE* 连杆完全分离,造成接触面的压力减小而出现接触材料间的弹性撞击,该撞击速度波动极为微小,相对间隙为 100% 模型下最大速度跃动幅值为  $0.07 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ;图 8e 为合模接触期,曲线形式由于受到先天及间隙结构的制约而出现速度的畸变,曲线变化形式表明该波动对冲压的影响不大,在相对间隙值较小的情况下此过程会有所改善,在相对间隙为 4% 模型下速度曲线畸变基本消失。

### 3.3 加速度曲线对比分析

由空载单间隙模型执行连杆综合加速度曲线(图 9a)可知,上三角型肘杆式压力机构在启动时具有较大的加速度波动,中间区域伴随几次小幅跳动,发生区域与速度波动区域相同,截取第 1 波峰

和第 2 波峰的时域片段进行分析;图 9b 为 FFT 3D 频谱图,图 9b 中显示沿时间轴方向启动时低频信号突出,主要为低于 50 Hz 的信号成分,随时间的增加频率逐步向高频区域(低于 100 Hz)移动,加速度幅值不断衰减。故可知启动时大间隙模型的运动副敲击、碰撞更为严重,相对间隙为 100% 条件下的最大加速度幅值为  $2.6 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2}$ ;观察图 9c 所示 0.0~0.2 s 区域内,相对间隙为 100% 的瞬时加速度幅值相比其他相对间隙值的加速度幅值均异常增大,相对间隙值为 20% 及以下时才具平稳启动特性;观察图 9d 所示 1.6~1.9 s 加速度曲线,该波动域的出现与速度的突变呈现互相关性,死点的扰动会极大地影响间隙模型的稳定运行工况,在设计中应错开工作在该区域所处长。

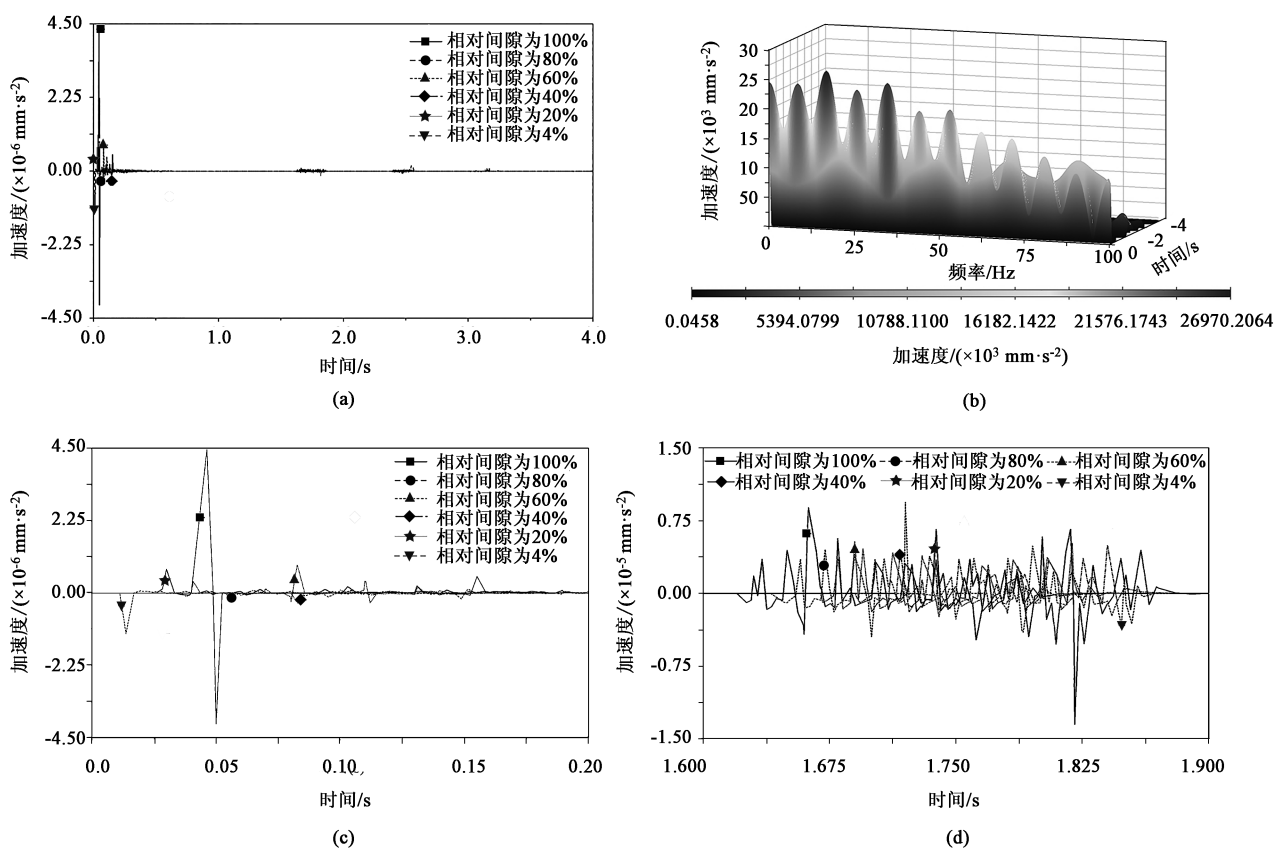


图 9 不同相对间隙值下执行连杆加速度曲线

(a) 综合加速度变化趋势 (b) 加速度-频率-幅值关系 (c) 0.0~0.2 s 加速度曲线截取 (d) 1.6~1.9 s 加速度曲线截取

Fig. 9 Acceleration curves of execution rod under different relative clearance values

(a) Change trend of integrated acceleration (b) Relationship between acceleration-frequency-amplitude

(c) Interception of acceleration curves at 0.0~0.2 s (d) Interception of acceleration curves at 1.6~1.9 s

### 3.4 间隙点接触力曲线对比分析

由图 10 可知,间隙点 *E* 的受力形式包含有 *X* 轴、*Y* 轴和沿间隙圆周分布方向的作用效果。如图 10a 所示,沿竖直方向的 *Y* 轴分量体现出间隙模型

中配合面碰撞力情况,特别在初始期间,启动速度较大,过渡不够平缓,会出现运动副元素竖直方向有较大撞击力的情况,历经 0.2 s 后在摩擦力及重力作用下可实现平稳运行。小间隙模型的情况较为



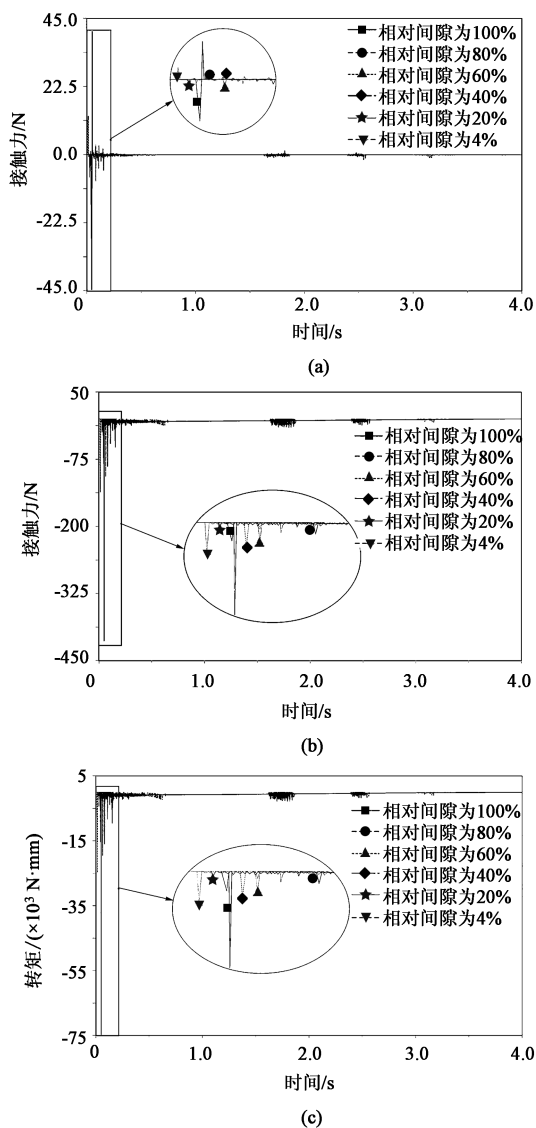


图 10 不同相对间隙值下执行连杆接触力曲线

(a) Y轴分量 (b) X轴分量 (c) 周向分量

Fig. 10 Contact force curves of execution rod under different relative clearance values

(a) Y-axis component (b) X-axis component

(c) Circumferential components

简单, 经历一次驱动碰撞后即可随驱动件一同等速运行, 相对间隙为 4% 模型的接触力相比相对间隙为 100% 模型的幅值缩减 510%, 由此可看出, 相对间隙模型铰接点的对比效果差异较大; 图 10b 为水平方向的 X 轴分量, 图 10b 显示该接触力全部位于运动副右侧部位, 说明该运动副为不对称受力, 右侧运行磨损更为严重, 在设计、制造时应着重提高该区域材料的表面硬度和表面光洁度。对于不同相对间隙模型, 相对间隙为 4% 模型的接触力较相对间隙为 100% 模型的幅值缩减 200%; 图 10c 为沿间隙圆周向方向的接触阻力矩分量, 图 10c 显示该周

向接触力旋向相对圆轴为顺时针方向, 且全程段不出现正值, 该运动副周向接触力矢量由接触阻尼力和滑动摩擦力组成且在冲压单程方向上不存在重复滑移现象, 相对间隙为 100% 模型的最大启动阻力为  $74705 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。不同相对间隙模型之间, 相对间隙为 4% 模型的周向接触力幅值缩减 180%, 在节能、散热方面具有良好的基础。

## 4 结论

(1) 对比了上、下三角型肘杆式压力机构执行连杆运动学特性, 通过数学模型进行理论分析和数值计算得出运动关联式。借助虚拟样机仿真技术建立等效模型, 仿真后的处理结果显示, 上三角型肘杆式压力机构相对下三角肘杆式压力机构在位移、速度和加速度等运动学性能上分别优化了 30%、59% 和 390%, 得出上三角型肘杆压力机构模型的综合运动性能均优于下三角肘杆压力机构模型的结论。

(2) 针对上三角型肘杆式压力机构实际工况中存在的运动副间隙, 进行了执行连杆端单间隙模型仿真分析, 获得了执行连杆在不同相对间隙模型下所对应的位移、速度和加速度的运动学曲线变化规律及各参数数值对比, 分析得出各阶段机构的运动状态, 相对间隙为 20% 及以下时机构的运动特性与理论模型相近, 机构的冲击、振动和噪声较为适宜; 不同相对间隙条件下运动副接触力的分布, 证明运动副为不均匀受力, 右侧结构磨损更为严重, 在设计、制造时应注重对该区域的表面硬度和光洁度的控制。

(3) 针对该执行连杆的运动学及动力学特征, 上三角型肘杆式压力机构的综合运动性能优良。依据上三角型肘杆式压力机构进行间隙动力学分析, 该机构仍具有一定的改良空间。为更好地模拟实际状态, 还应在后续设计中进一步进行空载全间隙模型优化并完善负载条件下的全间隙模型。

## 参考文献:

- [1] 王中双, 尹久政. 考虑运动副间隙三角连杆肘杆式压力机构动力学研究 [J]. 机械传动, 2021, 45 (3): 1-7.  
Wang Z S, Yin J Z. Dynamics study of a triangular connecting rod toggle press mechanism with considering the kinematic pair clearance [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2021, 45 (3): 1-7.
- [2] 王中双, 韦静. 肘杆式压力机构动力学建模与分析向量键合图法 [J]. 振动与冲击, 2019, 38 (11): 140-145.

- Wang Z S, Wei J. Vector bond graph method for dynamic modeling and analysis of a toggle press mechanism [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38 (11): 140-145.
- [3] 赵仁峰, 王占军, 周憬钰, 等. 上三角肘杆式压力机主驱动机构的运动学分析 [J]. *振动与冲击*, 2020, 39 (10): 185-191, 219.
- Zhao R F, Wang Z K, Zhou J Y, et al. Kinematics analysis on main drive mechanism of the triangular toggle rod press [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39 (10): 185-191, 219.
- [4] 杨莉, 张思颖, 秦泗吉. 压力机平衡力对转动副间隙的影响 [J]. *锻压技术*, 2020, 45 (9): 155-161.
- Yang L, Zhang S Y, Qin S J. Influence of balance force for press on clearance of revolute pair [J]. *Forging & Stamping Technology*, 2020, 45 (9): 155-161.
- [5] 樊索, 莫健华, 叶春生. 曲柄三角肘杆传动式伺服压力机的控制规划 [J]. *华中科技大学学报: 自然科学版*, 2017, 45 (6): 48-51.
- Fan S, Mo J H, Ye C S. Research on control planning of crank triangular toggle driven servo press [J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition*, 2017, 45 (6): 48-51.
- [6] 余联庆, 王占坤, 李红军, 等. 冗余驱动闭链弓形五连杆动力学建模与优化 [J]. *中国机械工程*, 2019, 30 (8): 954-960.
- Yu L Q, Wang Z K, Li H J, et al. Dynamics modelling and optimization for closed five-bow-shaped-bar linkages with redundant actuation [J]. *China Mechanical Engineering*, 2019, 30 (8): 954-960.
- [7] 侯雨雷, 邓云蛟, 曾达幸. 考虑球副间隙及磨损的3RSR并联机构动力学建模与特性分析 (英文) [J]. *中南大学学报: 英文版*, 2021, 28 (3): 712-727.
- Hou Y L, Deng Y J, Zeng D X. Dynamic modelling and properties analysis of 3RSR parallel mechanism considering spherical joint clearance and wear [J]. *Journal of Central South University*, 2021, 28 (3): 712-727.
- [8] 王利卿, 张国辉. 机械压力机肘杆结构的高效成长郊狼算法优化 [J]. *锻压技术*, 2020, 45 (11): 156-161.
- Wang L Q, Zhang G H. Optimization on elbow-bar structure of mechanical press based on efficient growth coyote algorithm [J]. *Forging & Stamping Technology*, 2020, 45 (11): 156-161.
- [9] 蹇华楠, 陶璟, 于随然. 双肘杆压力机误差建模及公差优化分配 [J]. *东华大学学报: 自然科学版*, 2018, 44 (4): 513-519.
- Qian H N, Tao J, Yu S R. Error modeling and tolerance allocation optimization of double-knuckle press [J]. *Journal of Donghua University: Natural Science*, 2018, 44 (4): 513-519.
- [10] 陈修龙, 蔡京成, 姜帅. 一种含转动副间隙多连杆机构非线性动力学行为分析方法 (英文) [J]. *山东科技大学学报: 自然科学版*, 2019, 38 (2): 106-116.
- Chen X L, Cai J C, Jiang S. Nonlinear dynamic behavior analysis of multi-linkage mechanism with clearance in revolute joint [J]. *Journal of Shandong University of Science and Technology: Natural Science*, 2019, 38 (2): 106-116.
- [11] 王宗强. 伺服压力机三角肘杆式传动系统特性分析与整机设计 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2015.
- Wang Z Q. Performance Research of Triangular Transmission System and Design of Servo Press [D]. Wuhan: Huazhong University of Science & Technology, 2015.
- [12] 林三春, 阎军, 潘旭, 等. 无阻尼杆式栅格翼展开动力学特性分析方法 [J]. *导弹与航天运载技术*, 2018, (5): 16-20.
- Lin S C, Yan J, Pan X, et al. Analysis method of unfolding dynamic characteristics of non-damping rod type grid fins [J]. *Missiles and Space Vehicles*, 2018, (5): 16-20.
- [13] 张友根. 肘杆机构合模部件的弹性力学与运动学动力学的关联特性的研究 [J]. *橡塑技术与装备*, 2013, 39 (11): 5-14.
- Zhang Y G. Research on characteristics of elasticity associated with the kinematics and dynamics of toggle mechanism clamping unit [J]. *China Rubber/Plastics Technology and Equipment*, 2013, 39 (11): 5-14.
- [14] 陈磊, 吴济发, 王宗申, 等. 伺服直驱螺旋压力机结构分析与优化设计 [J]. *锻压技术*, 2020, 45 (12): 122-129.
- Chen L, Wu J F, Wang Z S, et al. Structural analysis and optimization design on servo direct drive screw press [J]. *Forging & Stamping Technology*, 2020, 45 (12): 122-129.
- [15] 孙建香, 张海兵, 马丽. 温锻压力机肘杆机构的自适应粒子群算法优化 [J]. *锻压技术*, 2021, 46 (2): 173-179.
- Sun J X, Zhang H B, Ma L. Optimization on elbow-bar mechanism for warm forging press based on adaptive particle swarm algorithm [J]. *Forging & Stamping Technology*, 2021, 46 (2): 173-179.
- [16] Sun S H, Alvaro Enrique Avila Giron. Optimization design of the toggle clamping system for a plastic injection molding machine [J]. *China Mechanical Engineering Journal*, 2019, 40 (1): 11-19.
- [17] 张青云, 赵新华, 刘凉, 等. 含柔性连杆的空间闭链机器人动力学数值分析 [J]. *组合机床与自动化加工技术*, 2020, (8): 25-29.
- Zhang Q Y, Zhao X H, Liu L, et al. Numerical solution of dynamic equations for multi-flexible closed chain spatial robots [J]. *Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique*, 2020, (8): 25-29.
- [18] 张勇, 秦金龙, 孟天, 等. 某汽油机曲柄连杆机构多体动力学仿真 [J]. *重庆理工大学学报: 自然科学*, 2018, 32 (11): 1-6.
- Zhang Y, Qin J L, Meng T, et al. Dynamic simulation of crank-rod mechanism in a gasoline engine [J]. *Journal of Chongqing University of Technology: Natural Science*, 2018, 32 (11): 1-6.
- [19] 姚廷强, 陈锐搏, 王立华, 等. 考虑三维圆柱铰间隙碰撞的空间机构柔性多体动力学分析方法 [J]. *振动与冲击*, 2021, 40 (1): 297-307, 316.
- Yao T Q, Chen R B, Wang L H, et al. Flexible multi-body dynamic analysis method of spatial mechanisms considering 3-D cylindrical hinge clearance collision [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40 (1): 297-307, 316.
- [20] Duan M J, Zhou D. Finite-time composite guidance law with input constraint and dynamics compensation [J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2020, 33 (2): 664-671.