

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.01.050

# 含间隙超精密压力机柔性多连杆机构动力学建模与仿真

郑恩来 张航 朱跃 康敏

(南京农业大学工学院, 南京 210031)

**摘要:** 建立柔性多连杆机构动力学模型对分析超精密压力机下死点动态精度具有极其重要的作用。传统的超精密压力机多连杆机构动力学模型一直忽略旋转副和球面副间隙以及曲轴和连杆柔性的影响,从而导致分析精度较低。为更准确地分析其动态响应特性,建立了一种考虑旋转副和球面副间隙及曲轴和连杆柔性影响的改进柔性多连杆机构的动力学模型。仿真结果表明,旋转副和球面副间隙的存在对机构的动态响应特性有很大影响;曲轴中心和球铰球心的运动特征主要表现为2个阶段:自由运动和冲击运动。此外,研究了间隙和曲轴输入转速对多连杆机构动态响应特性的影响,得出了随着间隙尺寸的增加,滑块下死点位置上移,滑块的速度和加速度峰值先减小后增加;随着曲轴转速的增加,滑块下死点位置和最大偏差值也逐渐增大,滑块的速度和加速度显著增加。

**关键词:** 压力机; 多连杆机构; 间隙; 旋转副; 球面副; 动力学模型

中图分类号: TH16; TH11 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2017)01-0375-11

## Dynamic Modeling and Simulation of Flexible Multi-link Mechanism including Joints with Clearance for Ultra-precision Press

ZHENG Enlai ZHANG Hang ZHU Yue KANG Min

(College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China)

**Abstract:** It's essential to establish a dynamic model of flexible multi-link mechanism with clearance for ultra-precision press to analyze its dynamic response. Traditionally, the rigid model of multi-link mechanism often neglects the effect of revolute and spherical clearance joints, and flexibility of crank shaft and linkage, which reduces the analysis precision. To investigate its dynamics more accurately, an improved dynamic model of flexible multi-link mechanism with clearance was established, which considered the effect of revolute and spherical clearance joints, and flexibility of crank shaft and linkage. It was demonstrated that the revolute and spherical clearance affected the dynamic response of the mechanism dramatically and the motion of the crank shaft center and ball center of spherical joint were mainly characterized by only two phases: free flight and impact motion. In addition, the influence of the clearance size and speed of crank shaft on the dynamic characteristics of the multi-link mechanism was also investigated. The results showed that with the increase of the clearance size, the position of the slider's lower dead center was moved up simultaneously, the peak values of velocity and acceleration were decreased to a minimum and then increased with the increase of clearance size and speed. With the increase of crankshaft speed, the position of the slider's lower dead center and the maximum deviation value were also increased gradually, and the values of velocity and acceleration were increased significantly.

**Key words:** press; multi-link mechanism; clearance; revolute joint; spherical joint; dynamic model

### 引言

作为高效机床和关键工业设备之一,多连杆超

精密压力机能够制造出接近最终形状的金属零件,并符合绿色生产的要求。由于间隙的存在,转动副间的冲击频率随着转速的增加而急剧增加,从而降

收稿日期: 2016-05-31 修回日期: 2016-07-07

基金项目: 国家自然科学基金项目(51405238)、江苏省自然科学基金项目(BK20140728)和中央高校基本科研业务费青年项目(KJQN201558)

作者简介: 郑恩来(1986—),男,副教授,博士,主要从事复杂机电系统动力学与智能控制研究,E-mail: enlaizheng@njau.edu.cn

通信作者: 康敏(1965—),男,教授,博士生导师,主要从事先进制造技术研究,E-mail: kangmin@njau.edu.cn

低了传输的稳定性,导致工作精度较低。为了提高多连杆机构的性能,研究间隙对多连杆机构性能的影响至关重要。

多连杆机构的主要特征是由于存在多个旋转副和球面副间隙以及复杂的机械结构,导致整个多连杆机构表现出较强的非线性。因此,建立含间隙多连杆机构动力学模型并分析其动态性能具有一定难度。国内外学者对含间隙多体动力学系统进行了大量的研究,取得了一定的研究成果<sup>[1-9]</sup>。目前,对含间隙柔性多连杆机构的超精密压力机的研究存在许多不足。传统多连杆机构动力学模型忽略了连接副间隙和构件柔性的影响,从而导致精度降低。本文考虑转动副和球面副间隙及曲轴和连杆柔性的影响建立多连杆传动机构的动力学模型,研究含间隙柔性多连杆机构的动态响应特性。

## 1 含间隙多连杆机构的物理描述

图1描述了多连杆机构压力机的工作原理和结构。来自发动机的运动和能量通过传动装置传递给主滑块,该滑块机构能将金属零件加工至接近零件最终的形状,带传动将发动机的运动通过小带轮传递到大带轮,然后通过大带轮将运动传递到曲轴,连杆的上端连接曲轴,下端连接滑块,这样曲轴的旋转运动转变为滑块的直线运动。为了平衡惯性力,机构附加平衡滑块。为了满足实际生产过程的需要,滑块需要能够交替地运动或静止,因此压力机必须有一个制动器和离合器。这种压力机通常需要一个与电机配套的飞轮来保证施加的压力要求以及保证压力机的效率。

多连杆机构由曲轴、主副连杆、主滑块、平衡滑块和固定在地面的基座组成。假设在曲柄与副连杆、平衡滑块与副连杆间的铰链是理想的,曲轴与主连杆、主连杆与主滑块之间的铰链存在间隙。轴承和轴颈之间的间隙差决定了径向间隙的大小。与理想的旋转副相比,含间隙的旋转副会使系统产生2

个额外的自由度。表明轴颈能够在水平和垂直方向相对运动到轴承的中心。重力加速度作用在垂直方向,多连杆机构在垂直平面内运动。

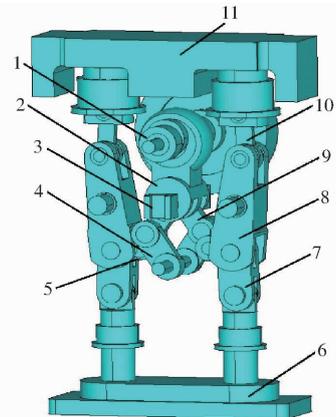


图1 多连杆机构结构图

Fig. 1 Configuration of multi-link mechanism

1. 曲轴 2. 主连杆 3. 下端连接滑块 4. 支杆 5. 连杆 6. 主滑块 7. 连杆 8. 肘杆 9. 摆杆 10. 副连杆 11. 平衡滑块

图2a所示为旋转副的一般结构,当机构运转时,含间隙的旋转副动力学特征表现为轴承和轴颈之间倾斜的偏心冲击,当轴颈和轴承之间存在接触时,冲击力将作用在转动副上。当不接触时,转动副不会产生约束力和冲击力。机械结构间的冲击力包括法向力和切向力<sup>[10-11]</sup>,因此,一旦接触出现后,就需要运用特定的接触规律,并且需要考虑由此而导致的冲击力作为广义力对系统运动的影响<sup>[12]</sup>。

图2b所示为球在球碗里运动的可能情况,分别称这些情况为永久接触或跟随状态、自由运动状态和冲击状态。在永久接触或跟随状态里,球与球碗是永久接触的,并且彼此间存在着相对的滚动或滑动,这种状态结束于球和基座彼此分离以及球心处于自由运动状态中的时候。自由运动状态中,球在球碗的边界内自由运动,这时球与球碗不接触,因此铰链无反作用力。在自由运动结束时出现了冲击模型,在这种状态中存在冲击力,在2个冲击的物体接触时产生的运动和动力学响应突然中断,作为一个

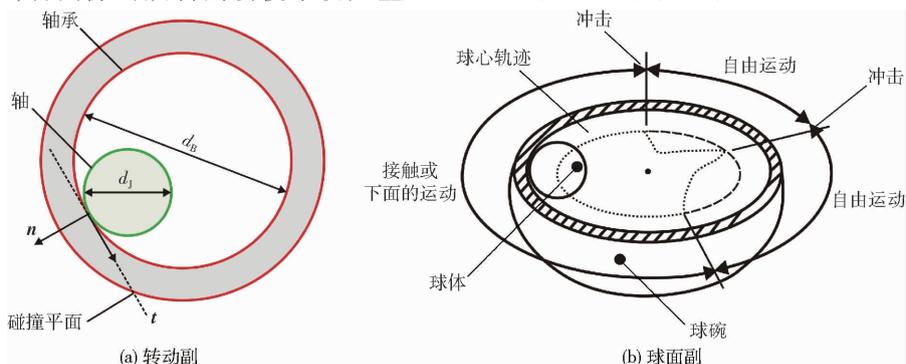


图2 转动副和球面副的一般结构

Fig. 2 Generic configurations of revolute and spherical joints

重要的动量转换。在接触状态结束时,球会进入自由运动或者跟随状态,在含间隙球面副的仿真中,如果球碗中心的路径在每个时刻都被划分好,球碗不同的运动状态就能简单地观察出来。本文中不考虑球和球碗间的静摩擦力。

## 2 含间隙铰链模型

### 2.1 含间隙旋转副模型

在旋转副的经典分析中,理想旋转副的轴颈和轴承的中心是一致的。间隙使得 2 个中心分离,实际上,为了使轴颈和轴承之间能够相对运动,转动轴承之间一定存在间隙,因此,与理想的铰链相比,含间隙的铰链模型系统会增加 2 个额外的自由度。

很明显含间隙转动副在系统上没有施加任何动态约束,但轴颈的运动轨迹被限制在轴承边界内。在含间隙轴承动力学分析过程中能够观察到轴颈和

轴承之间 3 种不同运动形式:①自由运动模式,轴颈在轴承边界内自由运动,此时轴颈和轴承形成的铰链不接触。②冲击模式,这种模式出现在自由运动模式结束时,产生作用于系统的冲击力随后离开。③永久接触或跟随模式,尽管轴颈和轴承的相对侵入深度随着轴颈沿圆周运动而不同,但是接触总是存在<sup>[13]</sup>。

如果没有润滑,轴颈能够在轴承里自由运动直到两者之间产生接触,如图 3 所示,当轴颈冲击轴承时,会产生法向力和切向力并且导致轴颈和轴承之间的动态特性。这些力构成了一个复杂的体系,它们之间对应的冲量贯穿于整个系统,并且发生转移。这种具有法向和切向相对速度的冲击力可以视为是在两个物体之间的偏心斜碰撞。法向速度决定构件的接近或分离,切向速度决定构件是否存在滑动或保持相对静止。

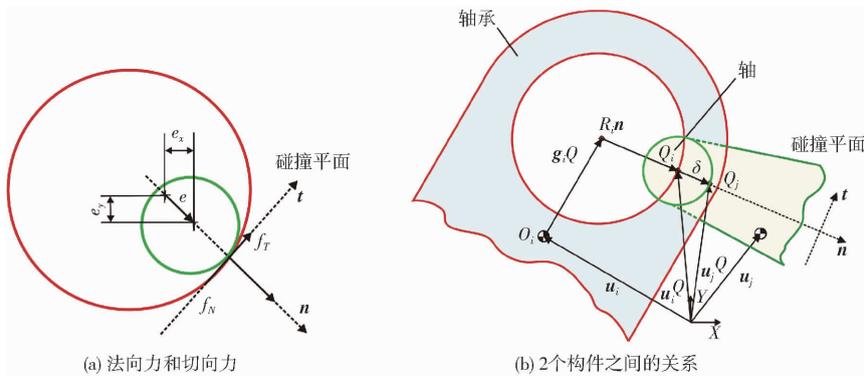


图 3 含间隙的转动副示意图

Fig. 3 Sketches of a revolute joint with clearance

对于系统实际结构的动态特性,轴颈和轴承之间的相对侵入深度为

$$\delta = e_1 - c > 0 \quad (1)$$

其中

$$e_1 = \sqrt{e_x^2 + e_y^2}$$

式中  $e_1$ ——轴承和轴颈中心之间偏心距矢量的模  
 $c$ ——径向间隙

$e_x, e_y$ ——轴颈在轴承中  $X, Y$  方向的位置分量,相对位置坐标由轴承和轴颈中心在全局位置矢量坐标中分别得出

轴颈相对于轴承运动直到几何不等式(1)成立,然后接触模式开始。当  $\delta = 0$ ,轴承和轴颈相互接触。考虑数值结果不精确带来的误差,引入了公差,以减少数值舍入的积累误差。本文中,当轴承和轴颈之间的侵入深度达到  $1.0 \times 10^{-8}$  mm 以上,就认为轴承和轴颈开始接触。

图 3 所示为含间隙滚动轴承中 2 个结构之间的关系,  $Q_i$  和  $Q_j$  绝对坐标表示为

$$r_z^Q = r_z + s_z^Q + R_z n \quad (z = i, j) \quad (2)$$

$$\text{其中} \quad n = e_1 / \sqrt{e_x^2 + e_y^2} \quad (3)$$

式中  $n$ ——接触平面单位法向量

接触点  $Q_i$  和  $Q_j$  的速度由式(2)对时间微分求得,即

$$z^Q = \dot{r}_z + \dot{s}_z^Q + R_z \dot{n} \quad (z = i, j) \quad (4)$$

相对接触速度为

$$\dot{\delta} = (\dot{r}_j - \dot{r}_i) + (\dot{s}_j^Q - \dot{s}_i^Q) + (R_j - R_i) \dot{n} \quad (5)$$

相对接触速度被分解为法向和切向 2 个分量,以此来确定法向和切向 2 个方向的速度。

不加润滑的轴颈和轴承之间的动态特性被划分为 2 种情况:①轴颈和轴承不接触,相互之间也就没有接触作用力。②轴颈和轴承之间的接触出现接触冲击力时,用非线性的赫兹公式(法向力)和库伦摩擦定律(切向力)来建模,这 2 种情况可以表示为

$$F = \begin{cases} 0 & (\delta < 0) \\ F_N + F_T & (\delta \geq 0) \end{cases} \quad (6)$$

### 2.2 含间隙球面副模型

连接 2 部分的理想球面副可以分别简化为一个

点,而含间隙的球面副为两点分离,每部分可以相对另一部分自由移动。含间隙的球面副没有像传统的理想球面副一样的自由度约束。含间隙的球面副中,由于连接部分间的碰撞导致铰链的动力学特性服从接触-冲击力,可以将其视为力铰链。

如图 4 所示,  $i$  和  $j$  两部分由含间隙球面副连接,  $j$  的球体部分嵌入在  $j$  的球碗内部,球碗与球体的直径差即为间隙的大小。  $i$  和  $j$  两部分的质心分别为  $O_i$  和  $O_j$ 。物体坐标系  $\xi\eta\zeta$  固连在它们的质心上,  $XYZ$  代表绝对坐标系。点  $P_i$  表示球碗中心,  $P_j$  表示球体的中心。连接  $P_i$ 、 $P_j$  的向量构成偏心矢量  $e$ 。实际上,偏心率远小于球面副中球与球碗的半径。

偏心矢量  $e$  如图 4 所示,连接球与球碗的中心,可以表示为<sup>[3]</sup>

$$e = r_j^p - r_i^p \quad (7)$$

式中  $r_i^p$ 、 $r_j^p$ ——相对惯性参考系下的绝对坐标点  $P$  的绝对坐标表示为

$$r_k^p = r_k + A_k s_k'^p \quad (8)$$

式中  $A_k$ ——变换矩阵  $s_k'^p$ ——点  $P$  位置矢量偏心向量的大小可以计算为

$$e = \sqrt{e^T e} \quad (9)$$

偏心率向量的大小写成绝对坐标形式为

$$e = \sqrt{(x_j^p - x_i^p)^2 + (y_j^p - y_i^p)^2 + (z_j^p - z_i^p)^2} \quad (10)$$

径向偏心率的变化速率为

$$\dot{e} = \frac{(x_j^p - x_i^p)(\dot{x}_j^p - \dot{x}_i^p) + (y_j^p - y_i^p)(\dot{y}_j^p - \dot{y}_i^p) + (z_j^p - z_i^p)(\dot{z}_j^p - \dot{z}_i^p)}{e} \quad (11)$$

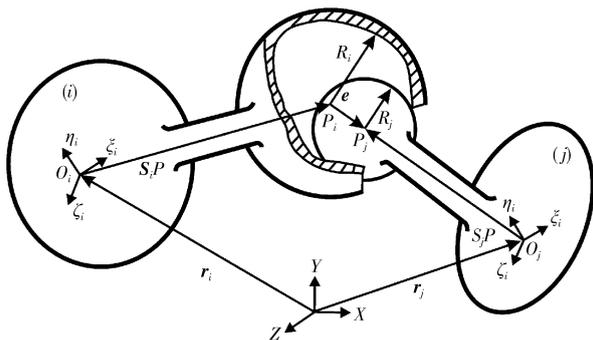


图 4 含间隙球面副图

Fig. 4 Spherical joint with clearance

沿着偏心方向的单位向量  $n$  表示为

$$n = \frac{e}{e} \quad (12)$$

如图 5 所示,球和球碗相互接触,存在一个确定的相对运动。  $i$  和  $j$  部分上的接触或控制点分别为  $Q_i$  和  $Q_j$ ,接触点的绝对坐标表示为

$$r_k^Q = r_k + A_k s_k'^Q + R_k n \quad (k = i, j) \quad (13)$$

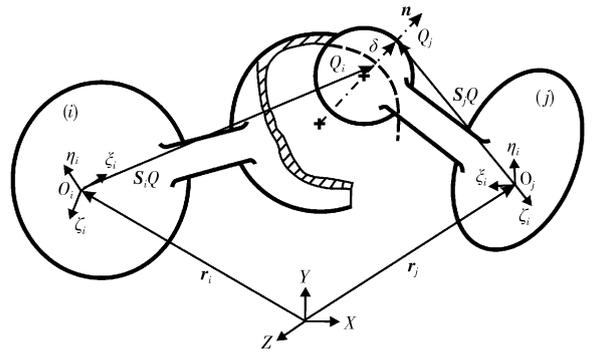


图 5 球碗与球体的相对侵入

Fig. 5 Penetration between socket and ball

式中  $R_i$ 、 $R_j$ ——球与球碗的半径

根据式(13)可以得到在绝对坐标坐标系接触点  $Q_i$  和  $Q_j$  的速度

$$\dot{r}_k^Q = \dot{r}_k + \dot{A}_k s_k'^Q + R_k \dot{n} \quad (k = i, j) \quad (14)$$

接触点处构件的相对速度分解为法向和切向速度  $v_N$  和  $v_T$ 。相对法向速度决定构件的接近或分离,相对切向速度决定构件是否存在滑动或保持相对静止。相对速度标量,可以将冲击速度投影到接触表面的法向和切向获得

$$\begin{cases} v_N = [(\dot{r}_j^Q - \dot{r}_i^Q)^T n] n \\ v_T = (\dot{r}_j^Q - \dot{r}_i^Q)^T - v_N \equiv v_T t \end{cases} \quad (15)$$

其中,  $t$  表示接触表面的切线方向,并且假设在开放区域球与球碗不接触。

当偏心向量的大小小于径向间隙时,球和球碗不接触,他们可以自由地相对移动。当偏心向量的大小大于径向间隙时,球与球碗接触,发生相对侵入。为了计算垂直于接触面方向的接触力 LANKARANI 等<sup>[10]</sup>提出了连续接触力模型。因此,接触力的模块或铰链反作用力可表示为

$$\begin{cases} F_N = 0 & (\delta < 0) \\ F_N \neq 0 & (\delta > 0) \end{cases} \quad (16)$$

接触点处的法向和切向接触力矢量表示为  $f_N$  和  $f_T$ 。因为这些力不通过构件  $i$  和  $j$  的质心,所以每一时刻的力都需要计算。另外,可以将法向和切向的接触广义力投影到  $X$ 、 $Y$ 、 $Z$  方向。如图 6 所示的作用于构件  $i$  质心上的等效力和力矩表示为

$$\begin{cases} f_i = f_N + f_T \\ m_i = \hat{s}_i^Q f_i \end{cases} \quad (17)$$

式中向量上的波浪号( $\sim$ )表示用构成向量生成的斜对称的矩阵。作用于构件上的力和力矩写成

$$\begin{cases} f_j = f_N + f_T \\ m_j = \hat{s}_j^Q f_j \end{cases} \quad (18)$$

### 2.3 法向接触力模型

基于冲击函数的接触力模型,在 ADAMS 中建

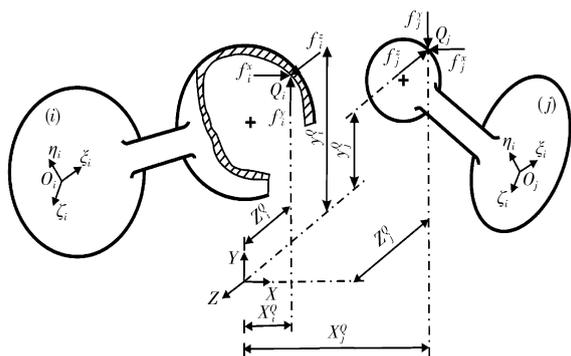


图 6 球碗与球体的接触力

Fig. 6 Contact forces defined at contact points between socket and ball

立法向接触力模型。接触力可通过 ADAMS 函数库计算。接触力模型是一个弹簧阻尼器模型。如果弹簧阻尼是线性的,这种方法被称为 Kelvin Voigt 模型<sup>[14]</sup>;如果是非线性的,模型要根据赫兹接触定律建立<sup>[15]</sup>。在 ADAMS 中,轴颈和轴承之间的接触力模型为非线性弹簧阻尼器。

法向接触力由刚性和粘性阻尼组成,刚度是一个关于侵入量  $\delta$  的函数,粘滞阻尼是一个关于侵入速度  $\dot{\delta}$  的函数。法向接触力可表示为

$$F_N = \begin{cases} K\delta^n + \text{step}(\delta, 0, 0, d_{\max}, c_{\max}) & (\delta > 0) \\ 0 & (\delta \leq 0) \end{cases} \quad (19)$$

式中  $\delta$ ——接触点的法向侵入量  
 $c_{\max}$ ——法向最大阻尼系数  
 $d_{\max}$ ——法向最大侵入量  
 $n$ ——力与变形间的指数

法向接触力可以表示为

$$F_N = K\delta^n + C(\delta)\dot{\delta} \quad (\delta > 0) \quad (20)$$

其中  $C(\delta) = \text{step}(\delta, 0, 0, d_{\max}, c_{\max}) =$

$$\begin{cases} 0 & (\delta \leq 0) \\ c_{\max}(\delta/d_{\max})^2(3 - 2\delta/d_{\max}) & (0 < \delta < d_{\max}) \\ c_{\max} & (\delta \geq d_{\max}) \end{cases} \quad (21)$$

式中  $K$ ——法向刚度

$C(\delta)$ ——瞬时法向阻尼系数,是一个关于侵入的三阶函数,如图 7 所示

认为阻尼系数约是刚度系数  $K$  的百分之一,最大阻尼系数  $c_{\max}$  为 0.01。

基于赫兹模型,关节金属表面的指数  $n$  应取 1.5,则刚度系数可以表示为

$$K = 4ER^{1/2}/3 \quad (22)$$

其中  $1/E = (1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2$   
 $1/R = 1/R_1 + 1/R_2$

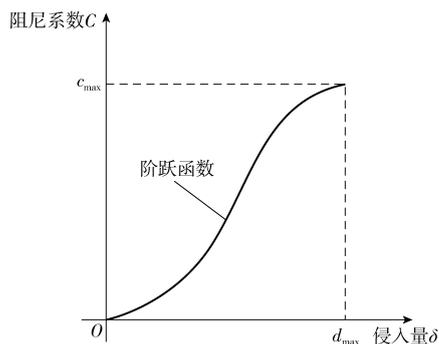


图 7 阶跃函数原理图

Fig. 7 Schematic diagram of step function

式中  $E_1, E_2$ ——固体接触的弹性模量  
 $\mu_1, \mu_2$ ——泊松比  
 $R_1, R_2$ ——固体接触半径

### 2.4 摩擦力模型

为描述低速情况下出现的粘滞和微滑现象,避免数值计算中速度方向变化时出现摩擦力突变,采用修正的 Coulomb 摩擦模型描述间隙处的切向摩擦力,可准确地描述静摩擦到动摩擦过程中的摩擦力变化情况,体现了相对运动构件之间的动静变化过程。摩擦因数与速度之间的关系如图 8 所示。

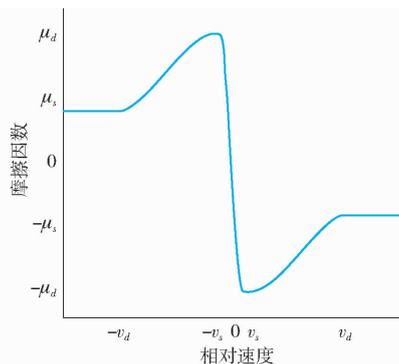


图 8 修正摩擦因数和相对速度的关系

Fig. 8 Relationship between corrected friction coefficient and relative speed

其数学表达式为

$$\mu(v) = \begin{cases} -\text{sign}(v)\mu_d & (|v| > v_d) \\ -\text{step}(|v|, v_d, \mu_d, v_s, \mu_s)\text{sign}(v) & (v_s \leq |v| \leq v_d) \\ \text{step}(v, -v_s, \mu_s, v_s, -\mu_s)\text{sign}(v) & (|v| < v_s) \end{cases} \quad (23)$$

式中  $v$ ——碰撞时的相对滑动速度

$\mu_d, \mu_s$ ——动摩擦和静摩擦因数,其数值与接触物体的材料属性、表面粗糙度以及润滑条件等因素有关,可以通过查阅相关手册获得

$v_s$ ——动静摩擦的临界速度

$v_d$ ——最大动摩擦因数的对应速度

根据机构运动情况给出相应的约定准则为  $v = 48 \text{ mm/s}$ 、 $v_d = 0.1 \text{ mm/s}$ 、 $v_s = 0.01 \text{ mm/s}$ 。

### 3 含间隙多连杆机构模型的建立

#### 3.1 传统无间隙刚性多连杆机构

如图9a所示,在ADMAS软件中建立超精密压力机系统传统的无间隙刚性多连杆机构动力学模型<sup>[16-17]</sup>,假设模型中的旋转副和球面副都是理想的。

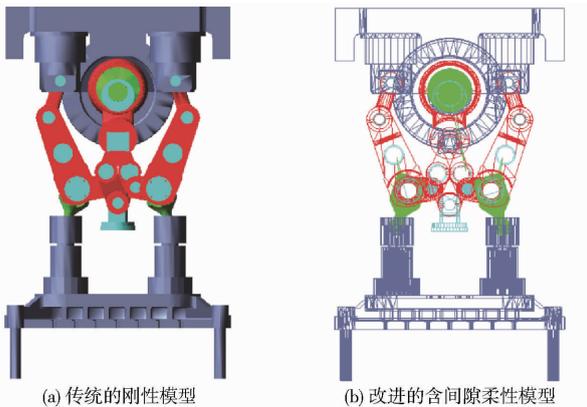


图9 多连杆机构动力学模型

Fig. 9 Models of multi-link mechanism

#### 3.2 含间隙柔性多连杆机构

运用ANSYS软件建立曲轴和连杆的有限元模型,可获得曲轴和连杆的固有频率和模态。表1中列举了曲轴、连杆的材料属性。提取曲轴与连杆的前20阶固有频率相对应的模态,曲轴的5种典型固有频率分别是538.192、2 221.68、2 334.63、5 080.91、7 633.93 Hz,连杆的固有频率分别为5 657.49、8 024.39、8 258.71、10 250.3、12 973.3 Hz,对应的模态如图10、11所示。将柔性曲轴和连杆导入到ADMAS中与其他刚性组件连接,建立含间隙柔性多连杆机构动力学模型如图9b所示。模型中,将

曲轴与连杆之间的旋转副、连杆与滑块之间的球面副视为有间隙的。在ADMAS中用接触模块来模拟转动副和球面副的间隙。根据制造商提供的数据,转动副和球面副的径向间隙为0.1 mm,阻尼比为2%。

表1 柔性组件的材料属性

Tab. 1 Material properties of flexible components

弹性构件	弹性模量/Pa	泊松比	密度/( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )
曲轴	$2.10 \times 10^{11}$	0.300	7 850
连杆	$1.69 \times 10^{11}$	0.286	7 200

### 4 结果分析

如图9所示为超精密压力机的多连杆机构,其仿真参数如表2所示。运用ADMAS软件求解运动微分方程,ADAMS/Solver包括4个刚性积分器和1个非刚性积分器,集预测器和校正器于一体。刚性积分器由CONSTANT\_BDF、RKF45、GSTIFF和WSTIFF组成。选择齿轮刚性积分器(GSTIFF),能够得到较好的结果。

为验证含间隙模型的正确性,通过实验来测量压力机下死点处滑块运动规律。测试平台主要由L型被测导体、涡流传感器、Selber GX型精度测试仪组成,如图12所示。此外还有信号线、支架、数据存储器等附件。实验时,L型被测导体固定在滑块上,涡流传感器通过支架固定在压力机工作台上。压力机运转时,被测导体随滑块上下运动,传感器产生不同大小和方向的涡流信号,通过数据线将采集到的信号传给测试仪,再经过测试仪处理后的数据可实时显示并储存。

在仿真过程中公差为0.001,步长为0.001 s。牛顿法求解非线性方程组允许的最大迭代次数为10,选择积分方法(GSTIFF)并运用积分公式。仿真

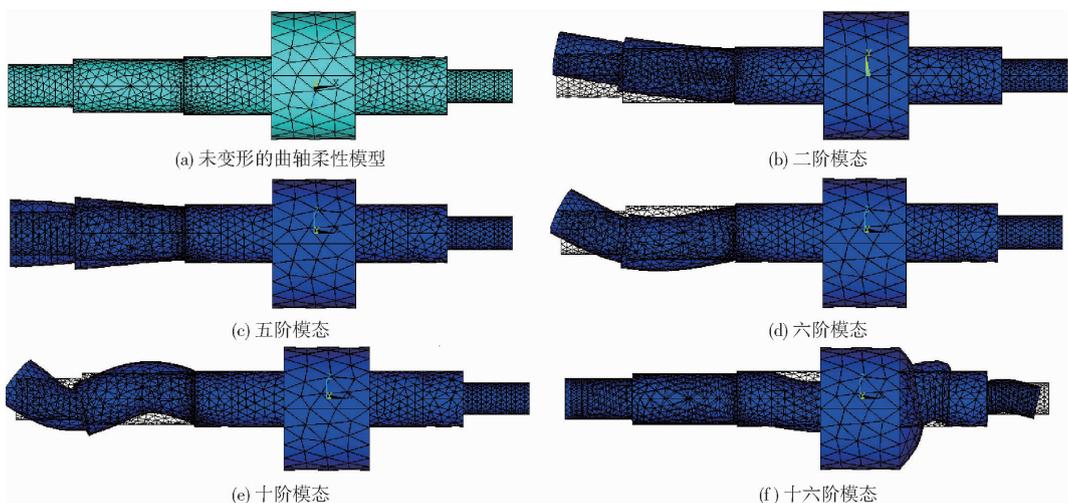


图10 柔性曲轴的5种典型固有模态

Fig. 10 Five typical eigenmodes of flexible crank shaft

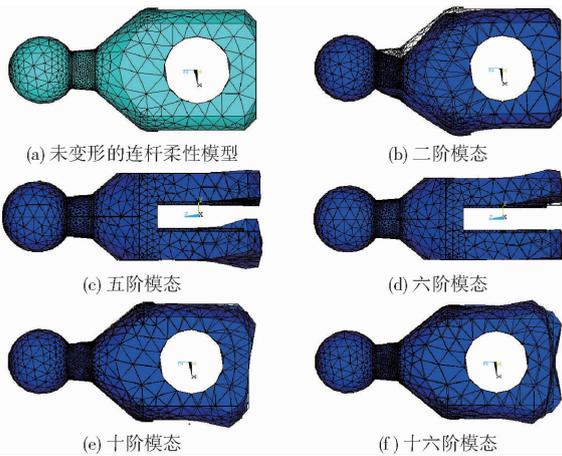


图 11 柔性连杆的 5 种典型固有模态

Fig. 11 Five typical eigenmodes of flexible linkage

目的在于研究旋转副和球面副间隙以及曲轴和连杆柔性对多连杆机构的动态响应特性的影响。假设曲轴和连杆之间的旋转副、连杆与滑块之间球面副都是含有间隙的。仿真参数如表 2 所示。当曲轴的输入转速为 240 r/min 时,将仿真参数分别应用于刚性和柔性模型中,得到滑块的位移、速度、加速度、旋转副中心轨迹和球面副球心轨迹,如图 13 ~ 17 所示。

图 13 表明,含转动副和球面副间隙的刚性多连杆机构模型滑块下死点位置是 0.456 4 m,柔性多连杆机构模型滑块下死点位置是 0.466 m,而传统理想的多连杆机构下死点位置是 0.47 m,实验测量的多连杆机构下死点位置是 0.466 2 m,与理想的刚性情况相比,含转动副和球面副间隙刚性或者柔性多

表 2 仿真参数

Tab. 2 Simulation parameters

参数	数值	参数	数值
接触半径 $R/m$	0.07	曲柄长度/m	0.03
弹性模量 $E/Pa$	$2.1 \times 10^{11}$	主连杆长度/m	0.383
静摩擦因数 $\mu_s$	0.01	肘杆质量/kg	155.3
动摩擦因数 $\mu_k$	0.01	副连杆长度/m	0.275
间隙/mm	0.1	肘杆长度/m	0.55
法向最大阻尼系数 $c_{max}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	0.01	连杆长度/m	0.164
法向最大侵入量 $d_{max}/mm$	0.01	支杆长度/m	0.24
刚度 $\sigma_0/(N \cdot m^{-1})$	100 000	摆杆长度/m	0.23
微观阻尼 $\sigma_1/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	400	曲柄质量/kg	217.6
粘滞摩擦系数 $\sigma_2$	0	主连杆质量/kg	184.5
刚度系数 $K_n/(N \cdot m^{-1})$	$2.5545 \times 10^{10}$	主滑块质量/kg	1 347
最大阻尼系数 $/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	$2.5545 \times 10^8$	连杆质量/kg	15.5
支杆质量/kg	24.13	副连杆质量/kg	22.58
摆杆质量/kg	22.72	平衡滑块质量/kg	1 847.2



图 12 测试现场图

Fig. 12 Physical picture of test platform

连杆机构的滑块下死点位置都急剧下降。图 14 表明,在速度响应过程中存在偶然的振荡,并且刚性模型的振荡频率大于柔性模型的振荡频率。图 15 表明,加速度响应过程中存在强烈的振荡,含转动副和球面副间隙的刚性多连杆机构滑块的加速度峰值为  $62.06 m/s^2$ ,柔性多连杆机构模型滑块的加速度峰

值为  $59.47 m/s^2$ 。因此,曲轴和连杆的柔性对多连杆机构的动态响应特性有很大影响,与传统的刚性模型相比,本文提出的柔性模型与实验结果更相符,验证了所提出模型的正确性。如图 16、17 所示,旋转副和球面副只有自由运动和冲击 2 种状态,没有永久接触状态,以及曲轴和连杆柔性的影响,导致机构表现出强非线性。

#### 4.1 间隙的影响

在仿真过程中,曲轴 1 和连杆 2 之间的旋转副、连杆 8 与滑块 9 之间的球面副都是含有间隙的。滑块的位移、速度和加速度随间隙的变化曲线如图 18 ~ 20 所示。

由图 18 可知,当刚性多连杆机构间隙与柔性机构的一致时,转动副和球面副间隙以及构件的柔性对滑块的位移无显著的影响。随着间隙的增加,滑块的位置和位移的最大偏差相对于刚性理想情况的下死点位置有所提升。从图 19 可以看出,当间隙从 0.05 mm 增至 0.20 mm,速度振荡频率变大,相应的

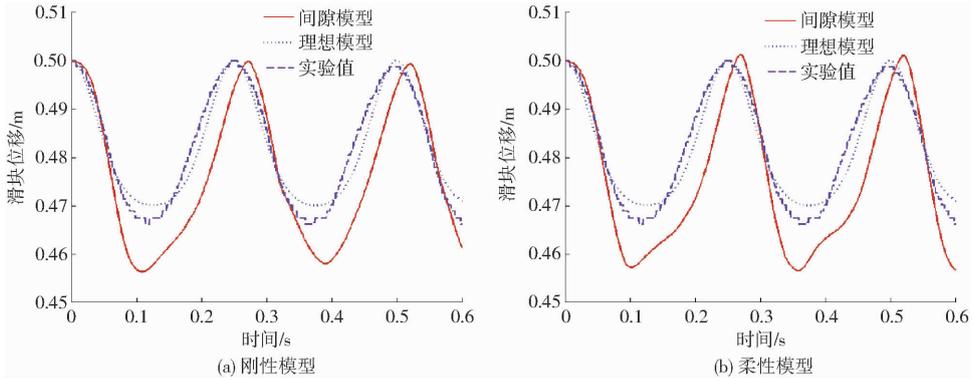


图 13 滑块位移

Fig. 13 Displacements of slider

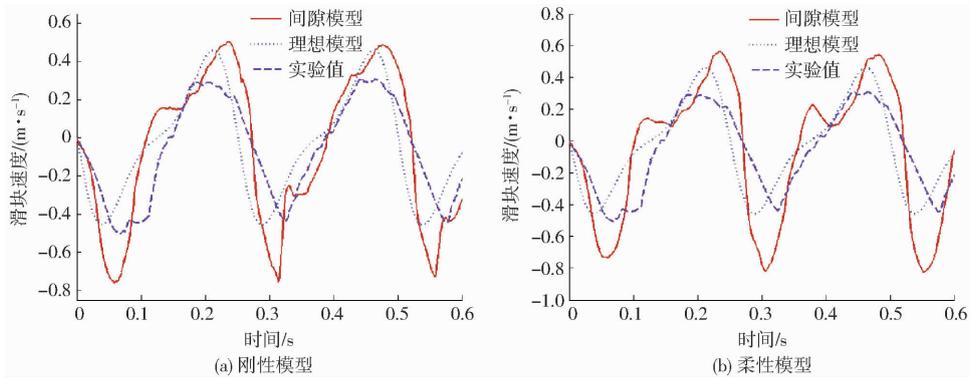


图 14 滑块速度

Fig. 14 Velocities of slider

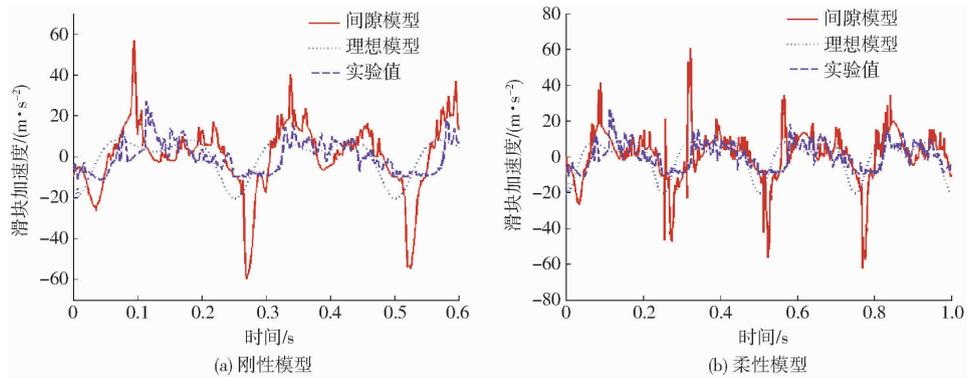


图 15 滑块加速度

Fig. 15 Accelerations of slider

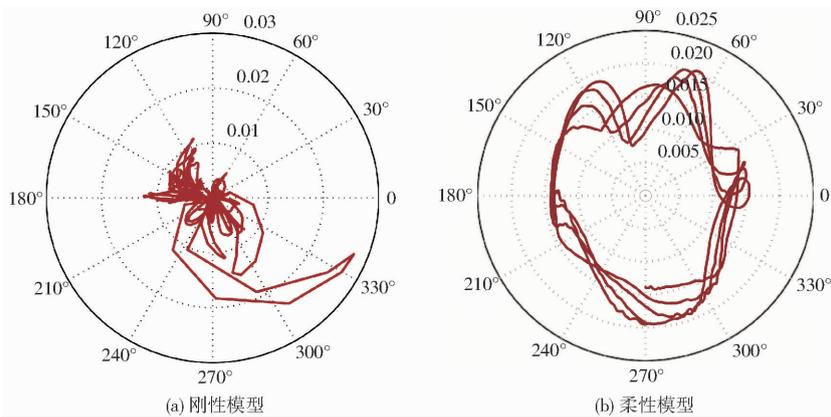


图 16 转动副中心轨迹

Fig. 16 Center paths of revolute joint

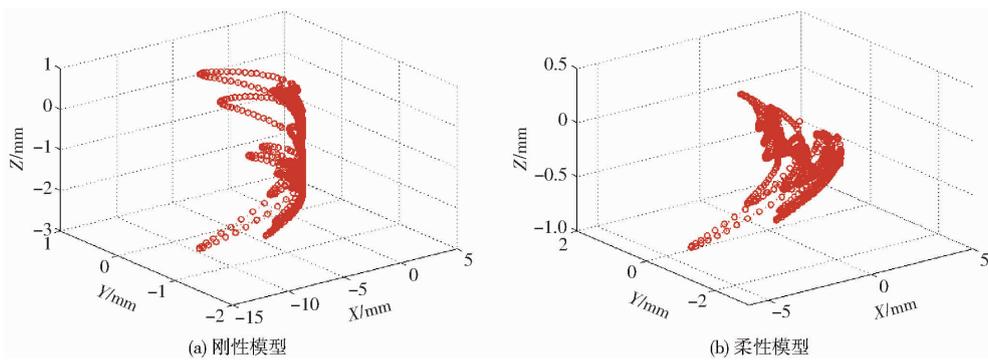


图 17 球面副球心轨迹

Fig. 17 Ball center paths of spherical joint

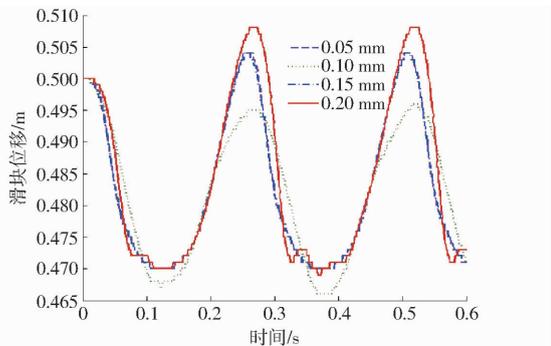


图 18 不同间隙滑块的位移随时间变化曲线

Fig. 18 Changing curves of displacement of slider with different clearance sizes

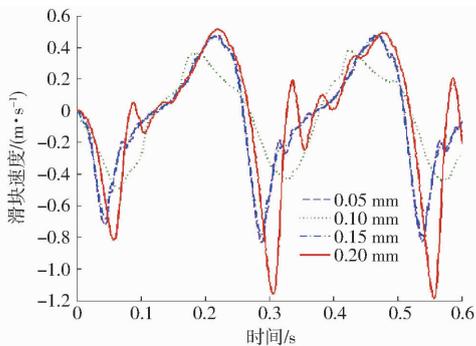


图 19 不同间隙滑块的速度随时间变化曲线

Fig. 19 Changing curves of velocity of slider with different clearance sizes

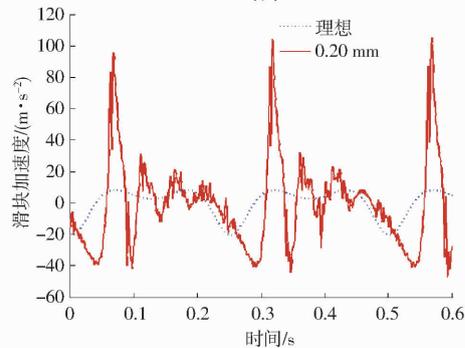
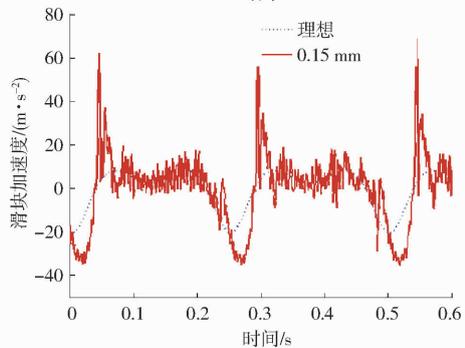
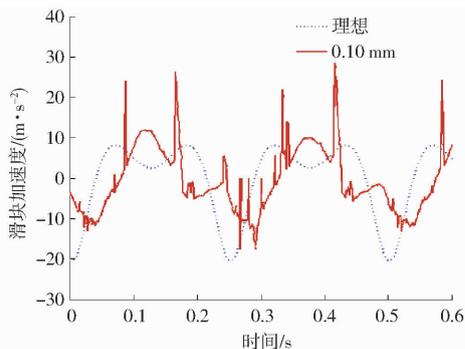
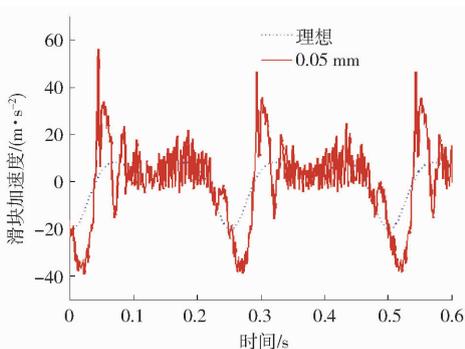


图 20 不同间隙滑块的加速度随时间变化曲线

Fig. 20 Changing curves of acceleration of slider with different clearance sizes

速度最大值从 0.82 m/s 先减小后增到 1.15 m/s。相反,如图 20 所示,滑块的加速度受间隙影响显著,滑块加速度最大值从 56.3 m/s<sup>2</sup> 先减小后增加到 104 m/s<sup>2</sup>。与其他文献的结论间隙的增加对加速度的影响显著剧烈有所不同<sup>[18-19]</sup>,原因可能是曲轴和

连杆的弹性对多连杆机构具有缓冲作用。

#### 4.2 曲轴转速的影响

与上一节相同,多连杆机构模型中曲轴 1 与连杆 2 之间的旋转副、连杆 8 与滑块 9 之间的球面副是有间隙的,旋转副和球面副的径向间隙为

0.10 mm。含间隙柔性多连杆机构的滑块位移、速度和加速度随曲轴转速变化曲线如图 21 ~ 23 所示。

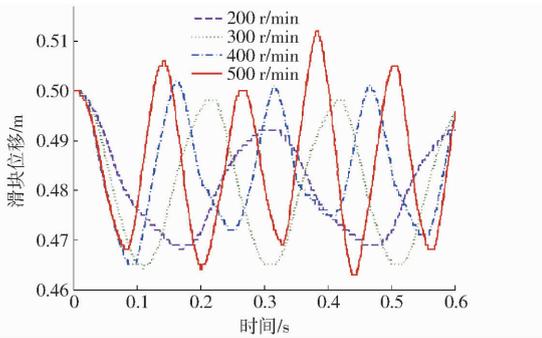


图 21 不同曲轴转速下滑块位移

Fig. 21 Displacements of slider at different crank shaft speeds

图 21 表明,曲轴转速对滑块位移的影响并不明显,与理想情况相比,含转动副和球面副间隙柔性多连杆机构滑块的下死点位置大幅下降。随着曲轴转速的增加,滑块下死点位置和最大偏差也逐渐增大。

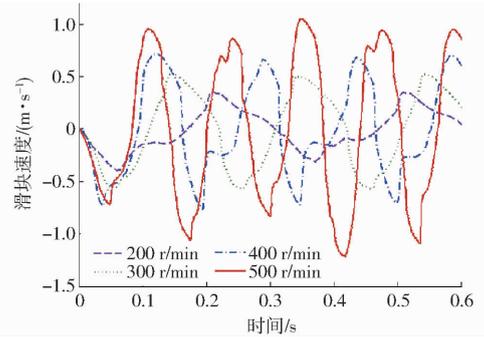


图 22 不同曲轴转速下滑块速度

Fig. 22 Velocities of slider at different crank shaft speeds

图 22 表明,曲轴转速从 200 r/min 增至 500 r/min 过程中,速度的振荡频率变大,滑块到达下死点时的速度从 0.39 m/s 增加到 1.03 m/s。相反,曲轴转速对系统的加速度响应非常显著,如图 23c 所示,滑块加速度峰值从 27.3 m/s<sup>2</sup> 增加到 445 m/s<sup>2</sup>,如图 23d 所示,滑块加速度峰值从 50 m/s<sup>2</sup> 增加到 285 m/s<sup>2</sup>。

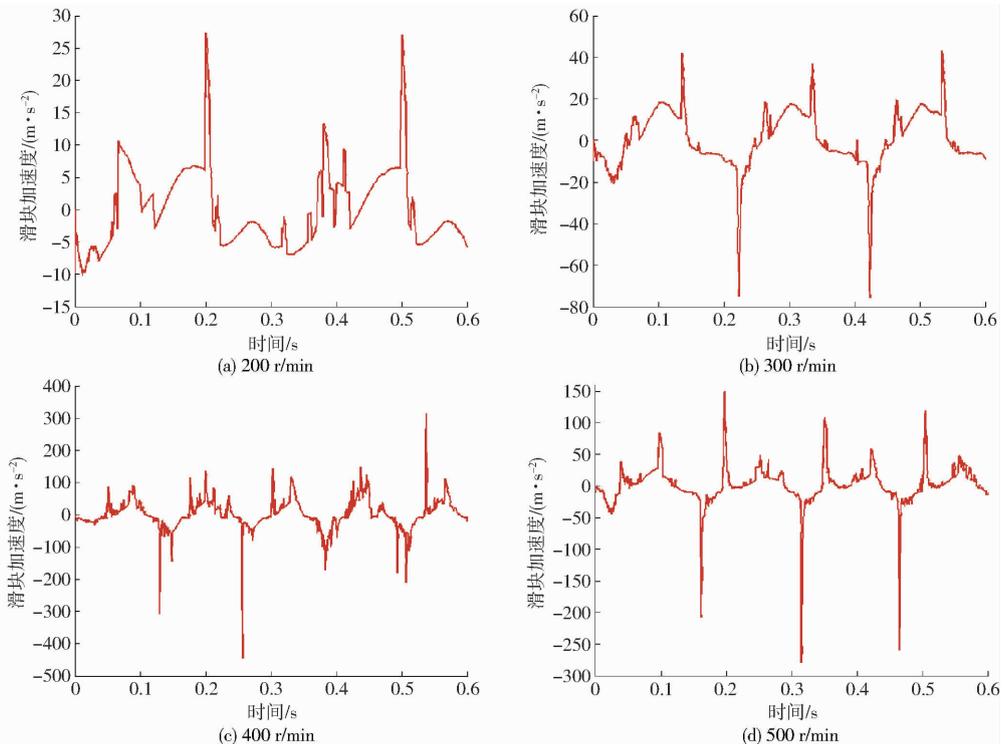


图 23 不同曲轴转速下滑块加速度

Fig. 23 Accelerations of slider at different crank shaft speeds

## 5 结束语

运用 ADAMS 建立了一种考虑曲轴和连杆柔性以及曲轴与连杆之间的旋转副、连杆与滑块之间的球面副间隙影响的多连杆机构动力学模型,分别分析了含间隙刚性和柔性多连杆机构的动态响应特性。仿真结果表明:旋转副和球面副间隙以及曲轴和连杆的柔性对多连杆机构的动态响应特性有显著的影响;球面副球心的运动特征主要表现为:自由运动和冲击运动。

旋转副和球面副间隙以及曲轴和连杆柔性的影响导致机构表现出强非线性。与刚性多连杆机构相比,柔性多连杆机构加速度峰值和振荡频率都有所降低,并且曲轴和连杆的弹性对多连杆机构具有缓冲作用。此外,还研究了间隙和曲轴输入转速对多连杆机构动态响应特性的影响规律。随着间隙尺寸的增加,滑块下死点位置上移,滑块的速度和加速度峰值先减小后增加;随着曲轴转速的增加,滑块下死点位置和最大偏差也逐渐增大,滑块的速度和加速度显著增加。

## 参 考 文 献

- 1 FLORES P. A parametric study on the dynamic response of planar multibody systems with multiple clearance joints[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2010, 61(4): 633 – 653.
- 2 FLORES P, AMBRÓSIO J, CLARO J C P, et al. A study on dynamics of mechanical systems including joints with clearance and lubrication[J]. *Mechanism & Machine Theory*, 2006, 41(3): 247 – 261.
- 3 FLORES P, AMBRÓSIO J, CLARO J C P, et al. Dynamics of multibody systems with spherical clearance joints[J]. *Journal of Computational & Nonlinear Dynamics*, 2006, 1(3): 443 – 451.
- 4 MUKRAS S, KIM N H, MAUNTLER N A, et al. Analysis of planar multibody systems with revolute joint wear[J]. *Wear*, 2010, 268(5 – 6): 643 – 652.
- 5 MUKRAS S, KIM N H, MAUNTLER N A, et al. Comparison between elastic foundation and contact force models in wear analysis of planar multibody system[J]. *Journal of Tribology*, 2010, 132(3): 031604.
- 6 KHEMILI I, ROMDHANE L. Dynamic analysis of a flexible slider-crank mechanism with clearance[J]. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 2008, 27(27): 882 – 898.
- 7 赵子坤. 含间隙机构动力学仿真与实验研究[D]. 大连:大连理工大学, 2009.  
ZHAO Z K. Dynamic analysis and experiment research of mechanism with clearance [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2009. (in Chinese)
- 8 姚昊雄. 考虑多间隙的连杆机构动力学理论研究[D]. 湘潭:湘潭大学, 2014.  
YAO H X. A theoretical study on mechanism dynamics with multi-clearances [D]. Xiangtan: Xiangtan University, 2014. (in Chinese)
- 9 王国庆. 考虑碰撞、非线性阻尼和构件弹性的机构动力学理论与应用研究[D]. 西安:西安理工大学, 2002.  
WANG G Q. Theory and application research of elastic mechanism dynamics concerning impact and nonlinear damping [D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2002. (in Chinese)
- 10 LANKARANI H M, NIKRAVESH P E. A contact force model with Hysteresis damping for impact analysis of multibody systems [J]. *Journal of Mechanical Design*, 1990, 112(3): 369 – 376.
- 11 AMBRÓSIO J A C. Impact of rigid and flexible multibody systems; deformation description and contact models[M]//NATO ASI Series, 2003, 103: 57 – 81.
- 12 NIKRAVESH P E. Computer-aided analysis of mechanical systems[M]. Prentice-Hall, Inc., 1988.
- 13 FLORES P, AMBRÓSIO J, CLARO J P. Dynamic analysis for planar multibody mechanical systems with lubricated joints[J]. *Multibody System Dynamics*, 2004, 12(1): 47 – 74.
- 14 TIMOSHENKO S P, GOODIER J N. Theory of elasticity[M]. New York: McGraw-Hill, 1987.
- 15 HERTZ H. On the contact of rigid elastic solids and on hardness[M]. New York: MacMillan, 1882.
- 16 LU X J, ZHU S H, KE Z M, et al. Dynamic analysis of a multi-link high-speed press[C]//2011 IEEE International Conference on Measuring Technology & Mechatronics Automation, 2011: 1104 – 1107.
- 17 鹿新建. 高速精密压力机多连杆驱动机构研究[D]. 南京:南京农业大学, 2012.  
LU X J. Research on multi-link drive mechanism of a high-speed precision press[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2012. (in Chinese)
- 18 FLORES P, KOSHY C S, LANKARANI H M, et al. Numerical and experimental investigation on multibody systems with revolute clearance joints[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2011, 65(4): 383 – 398.
- 19 ERKAYA S, İBRAHİM UZMAY. Experimental investigation of joint clearance effects on the dynamics of a slider-crank mechanism[J]. *Multibody System Dynamics*, 2010, 24(1): 81 – 102.
- 20 MUVENGEI O, KIHU J, IKUA B. Dynamic analysis of planar multi-body systems with LuGre friction at differently located revolute clearance joints[J]. *Multibody System Dynamics*, 2012, 28(4): 369 – 393.

(上接第 374 页)

- 18 VO-MINH T, TJAHOJOWIDODO T, RAMON H, et al. Cascade position control of a single pneumatic artificial muscle-mass system with hysteresis compensation[J]. *Mechatronics*, 2010, 20(3): 402 – 414.
- 19 沈文臣, 胡宇辉, 余天啸, 等. 气动换挡执行机构压力特性仿真与试验[J/OL]. *农业机械学报*, 2016, 47(2): 338 – 348. [http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view\\_abstract.aspx?file\\_no=20160245&flag=1](http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20160245&flag=1). DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.02.045.  
SHEN W C, HU Y H, YU T X, et al. Simulation and experiment of pressure characteristics for pneumatic shifting actuator[J/OL]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2016, 47(2): 338 – 348. (in Chinese)
- 20 王晓龙. 基于高速开关阀的气动高精度运动控制系统关键技术研究[D]. 杭州:浙江大学, 2013.  
WANG X L. Study on key technologies of high precision motion control of a pneumatic system using high speed solenoid valves [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2013. (in Chinese)
- 21 孟德远, 陶国良, 李艾民, 等. 高速开关阀控气动位置伺服系统的自适应鲁棒控制[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(10): 180 – 188.  
MENG D Y, TAO G L, LI A M, et al. Adaptive robust control of pneumatic cylinders using fast switching on/off solenoid valves [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(10): 180 – 188. (in Chinese)
- 22 REN B S, PAN J, SHI G L. A new flight simulator driven by pneumatic artificial muscles [C] // Proceedings of the 7th International Conference on Fluid Power Conference, 2009: 507 – 510.