

双曲柄多连杆压力机滑块运动曲线研究

柯尊芒, 鹿新建, 冯华伟, 高小燕

(江苏省徐州锻压机床厂集团有限公司, 江苏 徐州 221116)

摘要: 采用杆组法, 获取了双曲柄多连杆机构各铰接点处的位移方程, 在 ADAMS 中建立了参数化仿真模型, 研究了连杆长度、连杆夹角及偏心距改变时滑块位移、速度曲线的变化规律, 有助于双曲柄多连杆压力机的研发。

关键词: 双曲柄机构; 滑块位移曲线; 滑块速度曲线

DOI: 10.3969/j.issn.1674-6457.2013.04.004

中图分类号: TG315.5

文献标识码: A

文章编号: 1674-6457(2013)04-0016-04

Research on Slider Motion Curves of Double Crank Press

KE Zun-mang, LU Xin-jian, FENG Hua-wei, GAO Xiao-yan

(Xuzhou Metalforming Machine (Group) Co., Ltd., Xuzhou 221116, China)

Abstract: The displacement equations of the hinge point of the double-crank mechanism were obtained based on bar-groups. The parameterized simulation model was built in ADAMS. The variation of the displacement curves and velocity curves was studied when the links length, angle and eccentricity changed. And this helps the development of the double crank press.

Key words: double-crank mechanism; displacement curve; slider velocity curve

双曲柄多连杆机构具备冲压时速度低、回程时速度高的优点, 美国、日本、德国等国外某些公司已成功研制开发出双曲柄多连杆变速机构, 广泛应用于开式、闭式压力机中, 扩大了机械压力机的使用范围^[1]。国内研究多集中在运动学分析: 余载强^[2]等运用复数矢量法对压力机双曲柄多连杆机构进行了运动学分析, 建立了滑块位移、速度和加速度的数学模型; 陈赛克等在 SolidWorks 平台上进行了压力机双曲柄多连杆机构的建模与运动仿真分析^[3]; 赵升吨^[4]等采用几何分析的方法建立了机械压力机使用的双曲柄串联机构中滑块位移及速度的表达式。

借助于 ADAMS 动力学仿真软件, 建立参数化

仿真模型, 研究双曲柄多连杆机构中杆系长度变化对滑块位移曲线的影响, 有助于多连杆变速机构的设计, 同时为动力学分析提供仿真模型。

1 参数化仿真模型

在 ADAMS 动力学仿真软件中, 各铰接点为坐标变量, 不够直观, 需要转化为形参变量。采用杆组法对各铰接点逐一求解, 将结果输入 ADAMS 仿真软件即可。

双曲柄多连杆机构如图 1 所示, 并建立坐标系。按照杆组法逐一求解。

收稿日期: 2013-05-10

作者简介: 柯尊芒(1966-), 男, 湖北大冶人, 高级工程师, 主要研究方向为机械工程, 曾获中国机械工业科学技术奖三等奖; 江苏机械行业科技进步奖一等奖。

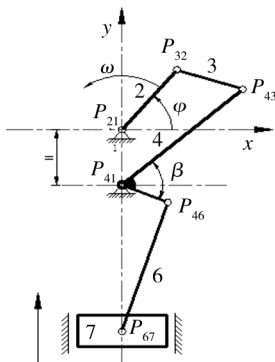


图1 双曲柄多连杆机构

Fig. 1 Diagram of double crank mechanism

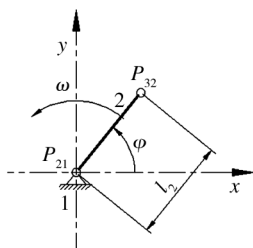


图2 连架杆

Fig. 2 Rotating link

1.1 连架杆

连架杆如图2所示,其中连杆2的长度为 l_2 ,曲柄转角为 φ ,逆时针旋转。铰接点 P_{32} 的位移方程为:

$$\begin{cases} x_{32} = l_2 \cos \varphi \\ y_{32} = l_2 \sin \varphi \end{cases} \quad (1)$$

1.2 杆组1

杆组1如图3所示,其中连杆3的长度为 l_3 ,与 x 轴正向夹角为 φ_3 ,连杆4由2杆组成,铰接点 P_{43} 与 P_{41} 之间的距离为 l_4 ,与 x 轴正向夹角为 φ_4 ;铰接点 P_{41} 与 P_{46} 之间的距离为 l_5 ,与 x 轴正向夹角为 φ_5 ,两杆之间夹角为 β ,铰接点 P_{43} 的位移方程为:

$$\begin{cases} x_{43} = x_{32} + l_3 \cos \varphi_3 \\ y_{43} = y_{32} + l_3 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (2)$$

铰接点 P_{41} 的位移方程为:

$$\begin{cases} x_{41} = x_{43} + l_4 \cos \varphi_4 = 0 \\ y_{41} = y_{43} + l_4 \sin \varphi_4 = -H \end{cases} \quad (3)$$

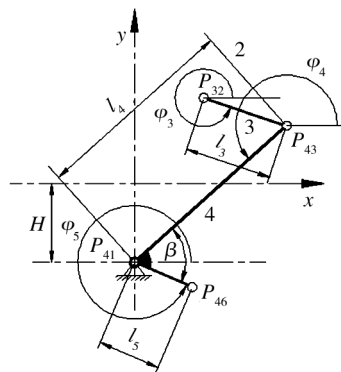


图3 杆组1

Fig. 3 Bar-group 1

联立式(2)和(3),得:

$$\varphi_3 = 2 \arctan \frac{A \pm \sqrt{A^2 - B^2 + x_{32}^2}}{(B + x_{32})} \quad (4)$$

其中, $A = y_{32} + H$

$$B = \frac{l_4^2 - l_3^2 - A^2 - x_{32}^2}{2l_3}$$

对式(3)求解得:

$$\varphi_4 = a \tan 2 \left(\frac{-H - y_{43}}{l_4} \frac{-x_{43}}{l_4} \right) \quad (5)$$

为保证双曲柄存在,必须满足如下条件:

$$\begin{cases} H < \min \{ l_2, l_3, l_4 \} \\ H + \max \{ l_2, l_3, l_4 \} \leq l_2 + l_3 + l_4 - \max \{ l_2, l_3, l_4 \} \end{cases} \quad (6)$$

由图3中几何关系得:

$$\beta - (2\pi - \varphi_5) = \varphi_4 - \pi$$

求得:

$$\varphi_5 = \varphi_4 + \pi - \beta \quad (7)$$

铰接点 P_{46} 的位移方程为:

$$\begin{cases} x_{46} = l_5 \cos \varphi_5 \\ y_{46} = -H + l_5 \sin \varphi_5 \end{cases} \quad (8)$$

1.3 杆组2

杆组2如图4所示,其中连杆6的长度为 l_6 ,与 x 轴正向夹角为 φ_6 ,铰接点 P_{67} 的位移方程为:

$$\begin{cases} x_{67} = x_{46} + l_6 \cos \varphi_6 = 0 \\ y_{67} = y_{46} + l_6 \sin \varphi_6 = s \end{cases} \quad (9)$$

求得:

$$\varphi_6 = \pm 2 \arctan \sqrt{\frac{1-C}{1+C}} \quad (10)$$

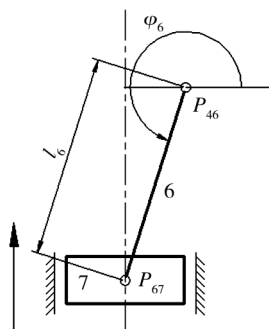


图4 杆组2

Fig. 4 Bar-group 2

其中, $C = \frac{-x_{46}}{l_6}$ 。

在 ADAMS 中建立参数化的仿真模型, 如图 5 所示, 其中各铰接点坐标以变量形式输入, 为各杆及角度的函数关系。

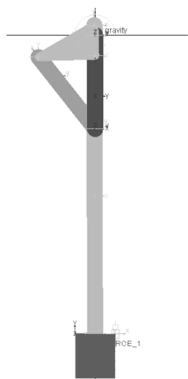


图5 参数化仿真模型

Fig. 5 Parameterized simulation model in ADAMS

2 滑块位移曲线分析

仿真参数取自研发中的 4000 kN 闭式压力机, 运转速度为 30 次/min。研究连杆长度 (l_2, l_3, l_4)、固定连杆夹角 β 及偏心距 H 对滑块位移曲线、速度曲线的影响规律。

2.1 连杆长度

1) 连杆长度 l_2 分别取 500, 480, 460, 440 和 420 mm 时, 滑块位移曲线如图 6a 所示。随着连杆 2 长度的不断缩小, 下死点逐渐左移, 急回特性系数小幅缩小。在下死点前的冲压区域, 滑块运行速度逐渐减小, 超过下死点后则增大 (如图 7a 所示), 滑块回

程时间大致相同, 表明急回特性系数基本不变。

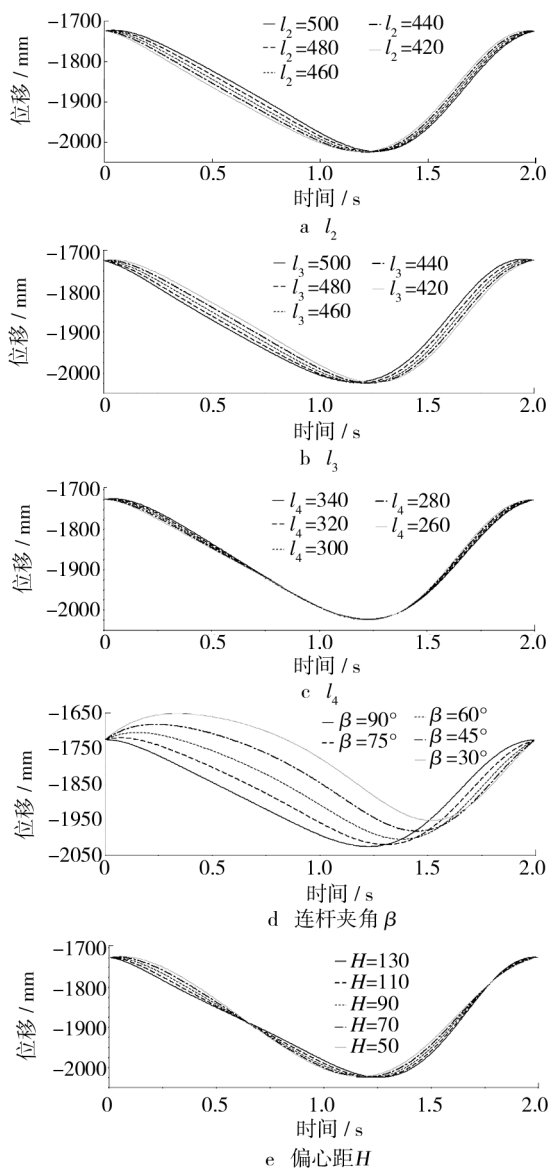


图6 各参数对滑块位移曲线的影响

Fig. 6 Displacement curves of the slider

2) 连杆长度 l_3 分别取 500, 480, 460, 440 和 420 mm 时, 滑块位移曲线如图 6b 所示。随着连杆 3 长度的不断缩小, 下死点和上死点同时向右偏移, 在下死点前的冲压区域, 滑块运行速度逐渐增大, 超过下死点后则减小, 滑块回程时间大致相同, 表明急回特性系数基本不变 (如图 7b 所示)。

3) 连杆长度 l_4 分别取 340, 320, 300, 280 和 260 mm 时, 滑块位移曲线如图 6c 所示。随着连杆 4 长度的不断缩小, 下死点附近曲线基本重合, 速度曲线也基本重合 (如图 7c 所示)。

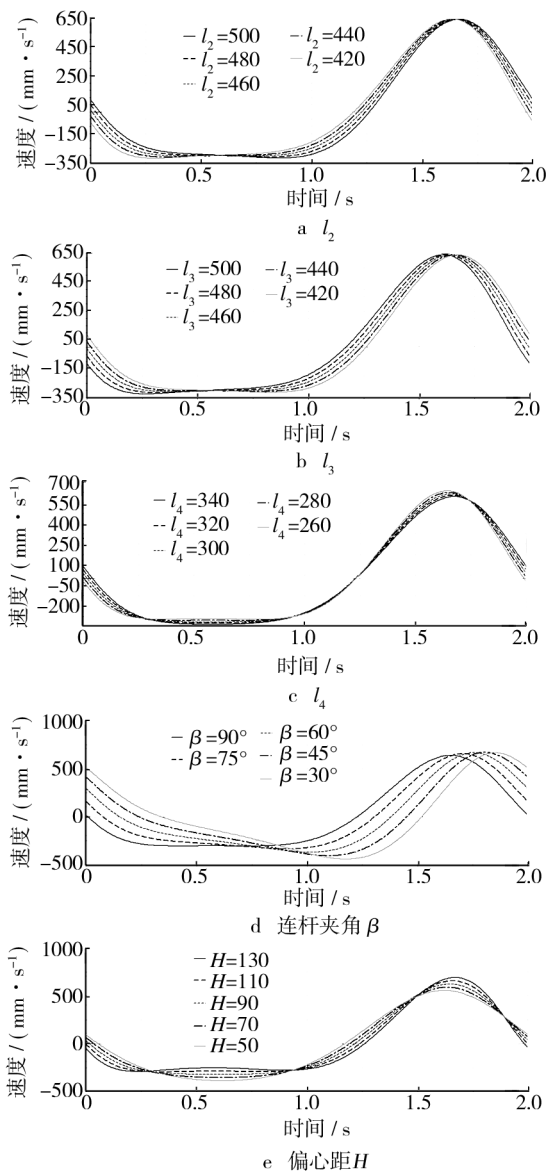


图7 各参数对滑块速度曲线的影响

Fig.7 Velocity curves of the slider

2.2 连杆夹角

连杆夹角 β 分别取 90° , 75° , 60° , 45° 和 30° 时, 滑块位移曲线如图6d所示。随着连杆夹角的缩小, 位移曲线左侧逐渐向上隆起, 上死点和下死点位置逐渐右移。在下死点前, 滑块速度显著增大(如图7d所示), 不利于拉深工艺, 但工作时间基本一致, 表明急回特性系数基本不变。

2.3 偏心距

偏心距 H 分别取130, 110, 90, 70和50 mm时,

滑块位移曲线如图6e所示。随着偏心距的减小, 位移曲线中下死点位置逐渐左移。在下死点前, 滑块速度逐渐减小, 返程时间逐渐延长, 表明急回特性系数在缩小(如图7e所示)。

3 结语

基于杆组法, 获取了双曲柄多连杆机构各铰接点的位移方程, 在ADAMS中建立了仿真模型, 研究结果说明了以下几点。

- 1) 固定连杆夹角 β 对位移曲线影响最大;
- 2) 连杆长度 l_4 对位移及速度影响最小;
- 3) 缩小连杆长度 l_2 有助于降低冲压时的速度, l_3 则相反;
- 4) 缩小偏心距 H , 有助于降低冲压速度, 但急回特性系数会缩小。

参考文献:

- [1] 蔡基楼. 双曲柄多连杆机构在压力机上的应用[J]. 机械制造, 2002, 40(5): 45-46.
- [2] 余载强, 张艳冬. 压力机双曲柄多连杆机构运动分析和优化设计[J]. 锻压机械, 1998(1): 3-6.
- [3] 陈赛克, 王旭东, 张日红. 基于COSMOS Motion压力机双曲柄多连杆机构运动分析和优化设计[J]. 仲恺农业工程学院学报, 2009, 22(4): 28-30.
- [4] 赵升吨, 何予鹏, 杨辉. 双曲柄串联低速急回机构及其遗传算法优化[J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(9): 913-916.