包装送纸机构运动学及动力学仿真分析

汤宇,邓援超,辛军炜

(湖北工业大学,武汉 430068)

摘要:目的 为了提高包装送纸装置的生产效率,使用一种六杆机构应用于包装送纸装置中,并对它进 行运动学及动力学仿真分析,验证它在运动过程中是否满足实际工作要求。方法 使用矢量解析法和分 离体法建立该六杆机构的运动学模型和动力学模型,并采用 ADAMS 仿真软件对该六杆机构进行运动学 仿真和动力学仿真。结果 通过对六杆机构进行运动学仿真分析,得到了输出滑块 4 的位移、速度和加 速度曲线,该机构在水平方向的行程为 680.26 mm,满足实际工况要求。通过对六杆机构进行动力学仿 真分析,得到了六杆机构各较接点的受力大小和施加在曲柄 1 上的平衡力矩大小,该机构在送纸行程时, 各铰接点受力和平衡力矩变化较小,该机构在送纸完成后的回返行程时,各铰接点受力和平衡力矩变化 较大。结论 分析仿真结果后发现该六杆机构在运动过程中满足实际工作要求,能够较好地运用于包装 送纸装置中。

关键词: 六杆机构; ADAMS 仿真; 运动学; 动力学 中图分类号: TB486 文献标识码: A 文章编号: 1001-3563(2022)13-0238-09 DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2022.13.031

Kinematics and Dynamics Simulation Analysis of Packaging Paper Feeding Mechanism

TANG Yu, DENG Yuan-chao, XIN Jun-wei

(Hubei University of Technology, Wuhan 430068, China)

ABSTRACT: The work aims to use a six-bar mechanism in the packaging paper feeding device, simulate its kinematics and dynamics to verify whether it meets the actual working requirements in the process of movement and improve the production efficiency of packaging paper feeding device. The kinematics model and dynamics model of the six-bar mechanism were established with vector analysis method and separation method, and the kinematics and dynamics of the mechanism were simulated by Adams. Through the kinematic simulation analysis of the six-bar mechanism, the displacement, velocity and acceleration curves of the output slider 4 were obtained. The horizontal travel of the mechanism was 680.26 mm, which met the requirements of the actual working conditions. Through the dynamic simulation analysis of the six-bar mechanism, the force on each hinge joint of the six-bar mechanism and the balance torque applied to the crank 1 were obtained. In the paper feeding travel of the mechanism, the force and balance torque of each hinge joint changed greatly during the return travel of the mechanism after the paper feeding was completed. It is found in the analysis of the simulation results that the six-bar mechanism meets the actual working requirements in the movement process, and can be better applied to the packaging paper feeding device.

KEY WORDS: six-bar mechanism; ADAMS simulation; kinematics; dynamics

收稿日期: 2021-08-08

作者简介:汤宇(1997—),男,湖北工业大学硕士生,主攻机械设计及创新。

通信作者:邓援超(1963—),男,硕士,湖北工业大学教授,主要研究方向为机械设计理论及实用机械创新。

包装纸盒产品广泛应用于人们的日常生活中,随 着人们生活中对这些包装纸盒产品需求的增长,提高 生产效率已成为了目前急需解决的问题。在纸盒生产 过程中,包装送纸装置是关键装置之一,其主要目的 是从堆纸工位运送纸张至纸张定位工位,在此有一种 六杆机构应用于包装送纸装置中,连杆机构效率高, 加工简单,易得到较高的制造精度。整个送纸过程利 用了该六杆机构的急回特性,在送纸的过程中需速度 较缓且运行平稳,在放纸过程完成后需快速回返至堆 纸工位。在运动过程中该六杆机构速度的平稳性比较 难以用经验判定,因此,为了验证该六杆机构运动是 否满足实际工况要求,需对它进行运动学和动力学仿 真分析。

对于六杆机构,已有大量的文献对它进行了分析 研究,其中最主要的就是进行运动学分析及对其参数 进行优化分析。王栗等^[1]用矢量解析法对机械式压力 机曲柄六杆机构建立数学模型,并进行了运动学特性 分析,分析结果与仿真结果进行了对比,为后续进行 机构优化打下基础。鹿跃丽等^[2]对牛头刨床六杆机构 创建了优化设计的数学模型,通过建立目标函数进行 优化分析,极大地提高了工作过程中速度的平稳性。 徐梓斌^[3]通过 Matlab 中 SimMechanics 工具对六杆机 构进行仿真建模,无需建立机构的数学模型,大大减 轻了技术人员的工作量。文中使用矢量解析法和动态 静力学分析建立该六杆机构的运动学和动力学数学 模型,通过 ADAMS 软件对该机构进行运动学和动力 学仿真,将仿真分析后的结果与理论计算、实际工况 进行分析对比,验证仿真的合理性。

1 运动学分析

1.1 创建运动学数学模型

该送纸机构工作原理见图 1,曲柄 1 转动时,通 过杆 2 带动杆 3 做左右往复摆动,从而带动滑块 4 在 杆 5 上做上下滑动,滑块 4 还会带动杆 5 做水平左右 滑动,滑块 4 上附带吸盘,在左极限位置从堆纸工位 进行真空吸纸,在右极限位置时即在纸张定位工位破 真空放纸,由此进行往复运动,实现自动吸纸与放纸 过程,运送效率可达到每分钟 30 张。

由图 1 可知, 实际工况中堆纸工位与纸张定位工 位在水平方向上的距离为 680 mm, 即该机构处于左 右极限位置时需将纸张水平运送 680 mm, 因此需要 对该机构进行运动学分析, 得到滑块 4 质心位移变化 量。将该送纸机构简化为如图 2 所示的平面六杆机 构, 杆 1 为主动件, 绕 A 点转动, 已知曲柄 1 即 AB 段长度 l₁=155 mm, 杆 2 即 BC 段长度 l₂=395 mm, 杆 3 即 DE 段长度 l₃=500 mm, CD 段长度 l'₃=300 mm, A、H 2 点距离 l₅=580 mm, A、D 2 点距离 l₆=300 mm。 各杆件的质心都在杆的中点处, 在机构简图中创建直 角坐标系, 以 A 点为坐标原点, 并在图 2 中画出了各 杆件的矢量及相应方位角,该机构关键点的坐标设置 见表 1。文中使用矢量解析法对该机构数学模型进行 运动学分析,建立封闭矢量方程,从而推导出滑块 4 的位移、速度和加速度方程。



图 1 送纸机构工作原理





图 2 送纸机构简图 Fig.2 Sketch of paper feeding mechanism

表 1 送纸机构关键点及其坐标 Tab.1 Key points and coordinate values of paper feeding mechanism

	-	
关键点	坐标/mm	
Α	(0,0,0)	
В	(142.16,61.78,0)	
С	(504.17,219.81,0)	
D	(300,0,0)	
Ε	(640.28,366.35,0)	

1.1.1 位移分析

分析图 2 中各构件矢量之间的关系,可以得出 2 个封闭矢量 ABCD 和 ADEGH。

分析封闭矢量 *ABCD* 可得:

$$\vec{L}_1 + \vec{L}_2 = \vec{L}_6 + \vec{L}'_3$$
 (1)
用复数形式表示为:
 $l_1 e^{i\theta_1} + l_2 e^{i\theta_2} = l_6 + l'_3 e^{i\theta_3}$ (2)
通过欧拉公式展开后可得:
 $l_1 (\cos \theta_1 + i \sin \theta_1) + l_2 (\cos \theta_2 + i \sin \theta_2) =$

$$l_6 + l'_3 \left(\cos\theta_3 + i\sin\theta_3\right) \tag{3}$$

由于式(3)实部和虚部分别相等,可以得出方 程见式(4)—(5)。

$$l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2 = l_6 + l_3' \cos \theta_3 \tag{4}$$

$$l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2 = l_3' \sin \theta_3 \tag{5}$$

联立式(3)和式(4)可以得出构件 2、3 角度 θ_2 和 θ_3 的方程,见式(6)—(7)。

$$\theta_2 = \arctan \frac{B + l_3' \sin \theta_3}{A + l_3' \cos \theta_3} \tag{6}$$

$$\theta_3 = 2 \arctan \frac{B + \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{A - C}$$
 (7)

式中:
$$A = l_6 - l_1 \cos \theta_1, B = -l_1 \sin \theta_1, C = \frac{A^2 + B^2 + l_3'^2 - l_2^2}{2l_3'}$$
。

$$il_5 + s_e = l_6 + l_3 e^{i\theta_3} + ih_e$$
 (9)

通过欧拉公式展开后可得:

$$il_5 + s_e = l_6 + l_3 \left(\cos\theta_3 + i\sin\theta_3\right) + ih_e \tag{10}$$

由于式(10)的实部和虚部分别相等,可以得出 滑块4质心的水平方向上的位移量*s*_e和竖直方向上的 位移量*h*_e方程:

$$s_{\rm e} = l_6 + l_3 \cos \theta_3 \tag{11}$$

$$h_{\rm e} = l_5 - l_3 \sin \theta_3 \tag{12}$$

1.1.2 速度分析

对式(2)进行时间求导后可得:

$$i\omega_1 l_1 e^{i\theta_1} + i\omega_2 l_2 e^{i\theta_2} = i\omega_3 l_3' e^{i\theta_3}$$
(13)

式(13)两边同乘 $e^{-i\theta_2}$ 后取实部可以得出构件 3 角速度 ω_3 方程,见式(14)。

$$\omega_3 = \frac{\omega_1 l_1 \sin\left(\theta_1 - \theta_2\right)}{l_3' \sin\left(\theta_3 - \theta_2\right)} \tag{14}$$

式(13)两边同乘 $e^{-i\theta_3}$ 后取实部可以得出构件 2 角速度 ω_2 方程,见式(15)。

$$\omega_2 = \frac{-\omega_1 l_1 \sin\left(\theta_1 - \theta_3\right)}{l_2 \sin\left(\theta_2 - \theta_3\right)} \tag{15}$$

对式(11)和式(12)分别进行时间求导后可以 得出滑块4质心的水平方向上的速度 v_s 和竖直方向上 的速度 v_h 方程,见式(16)—(17)。

$$v_{\rm s} = -\omega_3 l_3 \sin \theta_3 \tag{16}$$

$$v_{\rm h} = -\omega_3 l_3 \cos \theta_3 \tag{17}$$

1.1.3 加速度分析

对式(13)进行时间求导得:

$$-\omega_1^2 l_1 e^{i\theta_1} + l_2 \alpha_2 i e^{i\theta_2} - \omega_2^2 l_2 e^{i\theta_2} = l'_3 \alpha_3 i e^{i\theta_3} - \omega_3^2 l'_3 e^{i\theta_3}$$

(18)
式(18)两边同乘 $e^{-i\theta_2}$ 后取实部得构件 3 角加速
度 α_3 ,见式(19)。

$$\alpha_{3} = \frac{l_{2}\omega_{2}^{2} + l_{1}\omega_{1}^{2}\cos(\theta_{1} - \theta_{2}) - l_{3}'\omega_{3}^{2}\cos(\theta_{3} - \theta_{2})}{l_{3}'\sin(\theta_{3} - \theta_{2})}$$
(19)

式(18)两边同乘 $e^{-i\theta_3}$ 后取实部可得到构件 2 角 加速度 α_2 ,见式(20)。

$$\alpha_{2} = \frac{l_{3}^{\prime}\omega_{3}^{2} - l_{1}\omega_{1}^{2}\cos(\theta_{1} - \theta_{3}) - l_{2}\omega_{2}^{2}\cos(\theta_{2} - \theta_{3})}{l_{2}\sin(\theta_{2} - \theta_{3})}$$
(20)

对式(16)和式(17)分别进行时间求导后可得 滑块 4 质心的水平方向上的加速度 α_s 和竖直方向上 的加速度 α_h 方程,见式(21)—(22)。

$$\alpha_s = -\alpha_3 l_3 \sin \theta_3 - \omega_3^2 l_3 \cos \theta_3 \tag{21}$$

$$\alpha_h = \omega_3^2 l_3 \sin \theta_3 - \alpha_3 l_3 \cos \theta_3 \tag{22}$$

整理式(1)—(22)可以得出,若已知曲柄 1 的输入情况,即曲柄转动角度 θ₁已知时,六杆机构 运动时构件 2 和构件 3 的运动角度、角速度和角加速 度,以及滑块 4 质心的位移、速度和加速度均可求解 出,这为后续运动学仿真分析研究对比提供了有力的 数学依据和理论基础。

1.2 创建运动学模型及仿真

1.2.1 建立运动学模型

根据笔者创建的数学模型中各关键点坐标,在 SolidWorks软件里面建立曲柄1、连杆2、摆动杆3、 滑块4和导杆5的运动学模型,见图3。将模型导入 ADAMS软件里,根据各个构件之间的运动副关系添 加运动副,曲柄1与地面、曲柄1与连杆2、连杆2 与摆动杆3、摆动杆3与滑块4、摆动杆2与地面之 间建立转动副,滑块4与导杆5、导杆5与地面之间 建立移动副。设置曲柄1为主动件,添加旋转驱动至 曲柄1与地面的转动副上,完成运动学模型的创建。



图 3 送纸机构模型 Fig.3 Model of paper feeding mechanism

1.2.2 进行运动仿真和结果后处理

包装送纸装置的效率要达到每分钟运送 30 张, 因此,该送纸机构进行一个送纸周期的时间为 2 s, 由于吸盘在堆纸工位需要开真空吸纸,在纸张定位工 位需要破真空放纸,总共需要 0.5 s,故该机构一个送 纸周期内实际运行所用时间为 1.5 s。在 ADAMS 软 件中设置仿真时间为 1.5 s,步数设置为 200,运行仿 真。在仿真运行完后,通过 ADAMS 软件的后处理工 具可得到滑块 4 质心在 x 方向和 y 方向上的位移、速 度和加速度曲线,见图 4—6。

分析滑块4质心位移曲线可知,该机构运行过

程以 1.5 s 为 1 个周期, 其中在 0~0.6 s 时为该机 构送纸完成后的回返行程; 再分析滑块 4 质心速 度和加速度曲线可知, 在此时间段内 x 方向(水平 方向)和 y 方向(竖直方向)上速度和加速度变化 较大, 能够实现快速回返至取纸工位的目的。在 0.6~1.5 s 时为该机构吸纸后的送纸行程,分析滑 块 4 质心速度和加速度曲线可知,此时间段内水 平方向和竖直方向上速度和加速度曲线较平滑, 运行较平稳,其速度最高也达到了 1 204.41 mm/s, 能够满足快速、平稳送纸的要求,符合实际工作 的情况。



图 6 滑块 4 加速度曲线 Fig.6 Acceleration curve of slider 4

分析滑块4质心位移曲线可知,滑块4质心在0s 和 1.5 s 时 x 方向上都达到最大位移 640.28 mm, 即该 机构到达右极限位置,在 0.6 s 时 x 方向上达到最小 位移-39.98 mm,即该机构到达左极限位置,因此滑 块 4 处于左右极限位置时, 在 x 方向上的行程为 680.26 mm。对该机构进行理论分析可知,当曲柄与 连杆2次共线时,摇杆3达到左右极限位置,滑块4 也随之达到左右极限位置。通过三角形三角函数与边 长的余弦公式可求得,当θ₁为246°和24°时滑块4到 达极限位置。当 θ_1 为246°时,根据式(7)和式(11) 可算出 $s_e=-40$ mm, 同理, 当 θ_1 为 24°时, 可算出 se=640.25 mm。滑块 4 处于左右极限位置时, 在水平 方向上的行程为 680.25 mm, 与仿真结果得出的水平 方向上总行程 680.26 mm 相当,同实际工况中要求的 水平位移量 680 mm 也相符,因此该运动学分析仿真 是正确的。

2 动力学分析

2.1 创建动力学数学模型

除了对该机构进行运动学分析之外,还需用动态 静力学方法对机构进行动力分析,主要确定其中各杆 件的运动副反力以及需要加在机构上的平衡力。运动 副反力对整个机构而言是内力,因此不能对整个机构 进行力分析,在此将对机构进行拆分,逐个进行分析。 杆件所承受外力主要来自杆件的惯性力、力偶及杆件 自身的重力,由于前述进行的运动学分析已经求得了 相关构件的加速度值,因此可以确定各构件所承受的 惯性力和惯性力偶,以及其他杆件通过运动副连接点 对杆的作用力。相关杆件受力分析见图 7,杆件 1、2、 3、5 的质量分别为 0.6、1.5、2、3 kg, 滑块 4 质量 $m_4=1$ kg。假定 F_i 为作用在第 i 个构件上的惯性力, *M_i*为第*i*个构件上的惯性力偶,*M*₀为作用在曲柄 1 上的平衡力偶,由于构件上所有外力在*x*轴上的投影 的代数和为 0,所有外力在*y*轴上的投影的代数和为 0,构件上所有外力对其质心 *S_i*的力偶代数和为 0, 采用达朗贝尔定理可列出各个构件的平衡方程,见式 (24)—(37)。

对于构件 1 有:
$$F_{21} + F_{61} + F_{1} = 0$$
 (24)

$$F_{21} + F_{61} + F_1 - m_1 g = 0 \tag{25}$$

$$-(y_B - y_{S_1})F_{21_x} + (x_B - x_{S_1})F_{21_y} + (y_S - y_A)F_{61} - (x_S - x_A)F_{61} + M_1 + M_0 = 0$$
(26)

$$(y_{S_1} - y_A) F_{61_x} - (x_{S_1} - x_A) F_{61_y} + M_1 + M_0 = 0$$

对于构件 2 有:

$$F_{12_x} + F_{32_x} + F_{2_x} = 0 (27)$$

$$F_{12_{y}} + F_{32_{y}} + F_{2_{y}} - m_{2}g = 0$$
⁽²⁸⁾

$$-(y_C - y_{S_2})F_{32_x} + (x_C - x_{S_2})F_{32_y} +$$
(29)

$$(y_{S_2} - y_B) F_{12_x} - (x_{S_2} - x_B) F_{12_y} + M_2 = 0$$

$$F_{63_{y}} + F_{23_{y}} + F_{43_{y}} + F_{3_{y}} = 0 \tag{30}$$

$$F_{63_y} + F_{23_y} + F_{43_y} + F_{3_y} - m_3 g = 0$$
(31)

$$-(y_{E} - y_{S_{3}})F_{43_{x}} + (x_{E} - x_{S_{3}})F_{43_{y}} - (y_{C} - y_{S_{3}})F_{23_{x}} + (x_{C} - x_{S_{3}})F_{23_{y}} + (y_{S_{3}} - y_{D})F_{63_{x}} - (x_{S_{3}} - x_{D})F_{63_{y}} + M_{3} = 0$$
(32)

由于构件4在杆5上进行上下滑动,故杆5对它 只产生垂直于运动方向上的反力*F*₅₄。对构件4而言, 由于作用在其上的力对质心取矩的代数和是恒为零 的,因此得出式(33)—(34)的平衡方程。

$$F_{34} + F_{54} = 0 \tag{33}$$

$$F_{34_{y}} + F_{4_{y}} - m_{4}g = 0 \tag{34}$$



图 7 杆件受力分析 Fig.7 Force analysis diagram of member

	机	架对构件	・5 只产生	 圭 重 	向上的反	力 F ₆₅ ,	但	将上面	面各平衡	方程式进	行整理,	运动副	支力	1、平
作用点未知,因此将其向质心 S5 简化后可以得出反					反 征	衡力偶 M ₀ 和反力偶 M ₆₅ 为未知量,可变成线性方程								
力 F ₆₅ 和反力偶 M ₆₅ ,见式(35)—(37				— (37)) 。	4	组,用矩网	车形式表	示得:					
$F_{5_x} + F_{45} = 0$				(3	5)	$A_1 F_q$	$= \boldsymbol{B}_1$					(38)		
$F_{65} - m_5 g = 0$				(3	6)	式中:	A 1 为	《数矩阵;	$F_{\mathfrak{q}}$ 为未	知数组质	戊的	列矩		
$(y_E - y_E)F_{45} + M_{65} = 0$				(3	7)	阵; B 1为已知参数组成的列矩阵。其中,								
		,												
	[0	-1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	-1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	1	$y_B - y_{S_1}$	$x_{S_1} - x_B$	$y_{S_1} - y_A$	$x_{S_1} - x_A$	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	1	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	1	0	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	0
	0	$y_{S_2} - y_B$	$x_{S_2} - x_B$	0	0	$y_{C} - y_{S_{2}}$	$x_{S_2} - x_C$	0	0	0	0	0	0	0
1 -	0	0	0	0	0	1	0	-1	0	-1	0	0	0	0
A ₁ –	0	0	0	0	0	0	1	0	-1	0	-1	0	0	0
	0	0	0	0	0	$y_{S_3} - y_C$	$x_{C} - x_{S_{3}}$	$y_E - y_{S_3}$	$x_{S_3} - x_E$	$y_D - y_{S_3}$	$x_{S_3} - x_D$	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	-1	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$y_F - y_E$	0	1
	[A	M_0	「 − <i>F</i>	τ Γ										
	F	12.	$ _{F+}$	$m \sigma$										
	F	7		1										
	I F	7												
		¹⁶ _x		2,										
		16 _y	$-F_{2_y}$ +	m_2g										
F =		23 _x	$-\lambda$	<i>I</i> ₂										
	F	F_{23_y} , B_1	= $-F$	⁷ 3 _x										(39)
q	F	⁷ 34 _x	$-F_{3_{y}}$ +	$+m_3g$										()
	F	734 _v	$-\Lambda$	13										
	F	736	0)										
	F	7.6	$-F_{4_v}$ +	$+m_4g$										
		50 _y F	-F	75										
	1	45		- x										

2.2 动力学仿真

F_{36_y} F₄₅ F_{65}

 M_{65}

根据已知条件设置好关键构件的质量,在 ADAMS 软件里面设置好动力学仿真后,进行仿真模 拟, 仿真结束后进入后处理工具, 可以查看运动副 A 点的约束反力 F_{6l_x} 与 F_{6l_y} 、运动副 C 点的约束反力 F₃₂、与F_{32、}、滑块4上的垂直反力F₄₅和施加在曲柄1 上平衡力偶 M₀随时间变化的曲线,见图 8—11。

 $m_5 g$ 0

由前面运动学仿真曲线已经得出,该机构在运行

过程中以1.5 s为1个周期,其中在0~0.6 s时为该 机构送纸完成后的回返行程,在0.6~1.5 s时为该机 构吸纸后的送纸行程。通过表 2 和表 3 可知, 该机构 在送纸完成后的回返行程中, x 方向和 y 方向上的受 力和平衡力矩变化较大。分析力和力矩曲线可知,在 0.25 s内,该六杆机构各运动副的力和力矩在最大值 和最小值之间变化,有轻微冲击,但由于是空载行程, 对整个机构的运行情况并无影响。在送纸行程中, x 方向和 y 方向上的受力和平衡力矩变化较小,在送纸 过程中整个机构运行较平稳,符合实际工作情况。



图 8 运动副 A 点约束反力 F_{61_x} 和 F_{61_y} Fig.8 Constraint reaction force F_{61_x} and F_{61_y} at joint A



图 9 运动副 C 点约束反力 F_{32x} 和 F_{32y}



100

力偶/(N·m)

-50

0



图 10 滑块 4 上垂直反力 F_{45} Fig.10 Vertical reaction force F_{45} on slider 4

图 11 曲柄 1 平衡力偶 M₀ Fig.11 Balance torque M₀ of crank 1

时间/s

1.0

1.5

0.5



参数 -	运动副 A	点受力/N	运动副 (C点受力/N	曲括1亚統力個1/(Nm)
	x 方向	y 方向	<i>x</i> 方向	y 方向	面例 I 十阕分 向 M ₀ /(N·III)
最小值	-523.26	-391.69	-82.36	-237.11	-39.85
最大值	85.52	255.68	509.47	413.77	62.31
变化量	608.78	647.37	591.83	650.88	102.16

表 3 送纸行程时运动副 A 点和 C 点受力变化,以及曲柄 1 平衡力偶变化 Tab.3 Force changes of point A and point C of moving pair and balance torque changes of crank 1 during paper feeding travel

参数 -	运动副 A	点受力/N	运动副 C	点受力/N	
	<i>x</i> 方向	y 方向	x 方向	y 方向	而构 1 十阕万柄 M ₀ /(N·m)
最小值	-275.83	-104.66	-28.62	-33.93	-8.83
最大值	32.60	57.85	267.99	128.97	5.88
变化量	308.43	162.51	296.61	162.90	14.71

3 结语

通过对六杆机构进行运动学及动力学仿真分析 后可以得出:该六杆机构在送纸过程中速度较平稳, 受力和力矩变化较小,能够实现快速平稳送纸的目 的,在回返行程中速度和加速度变化较大,能够更快 速地返回到取纸位置,仿真结果与实际工况要求相 符,能够较好地应用于包装送纸装置中。运用 ADAMS 仿真更直观地揭示了该六杆机构在实际运 行过程中的运动规律和各杆件的受力情况。文中通过 对六杆机构进行运动学建模、运动学仿真分析和动力 学仿真分析,得出该六杆机构能够较好地满足实际工 况需求,为六杆机构的优化设计提供了理论基础。

参考文献:

- [1] 王粟, 覃岭, 阮卫平, 等. 机械式压力机曲柄六杆机 构运动学特性分析[J]. 机械传动, 2011, 35(1): 59-61.
 WANG Su, QIN Ling, RUAN Wei-ping, et al. Kinematic Characteristics Analysis of Crank Toggle Transmission Mechanism in Mechanical Press[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2011, 35(1): 59-61.
- [2] 鹿跃丽,陈江义,张明成,等. 牛头刨床六杆机构的 优化设计[J]. 郑州工业大学学报, 1999, 20(3): 39-41.
 LU Yue-li, CHEN Jiang-yi, ZHANG Ming-cheng, et al. Optimizational Design of the Six-Bar Mechanism of Shaping Machine[J]. Journal of Zhengzhou University of Technology, 1999, 20(3): 39-41.
- [3] 徐梓斌. 六杆机构运动学仿真的 MATLAB 实现[J]. 煤矿机械, 2006, 27(4): 617-618.
 XU Zi-bin. Implementation of Six-Bar Mechanism Kinematics Simulation with MATLAB[J]. Coal Mine
- [4] 杨双龙,战强,马晓辉,等.基于 ADAMS 的锁紧臂 机构的动力学仿真及参数化分析[J]. 机械设计与制 造,2010(11): 26-28.

Machinery, 2006, 27(4): 617-618.

YANG Shuang-long, ZHAN Qiang, MA Xiao-hui, et al. Dynamics Simulation and Parameterized Analysis of a Locking Mechanism with ADAMS[J]. Machinery Design & Manufacture, 2010(11): 26-28.

[5] 陈立平. 机械系统动力学分析及 ADAMS 应用教程
[M]. 北京:清华大学出版社, 2005: 15—200.
CHEN Li-ping. Mechanical System Dynamics Analysis and Adams Application Course[M]. Beijing: Tsinghua

University Press, 2005: 15-200.

- [6] 王宗平,赵登峰,曾国英. 一种六自由度并联机构的 动力学模型[J]. 机械设计与制造, 2018(S1): 71-74.
 WANG Zong-ping, ZHAO Deng-feng, ZENG Guo-ying. The Dynamic Model of a 6-DOF Parallel Mechanism[J]. Machinery Design & Manufacture, 2018(S1): 71-74.
- [7] 李旭荣,郑相周. 基于 ADAMS 的牛头刨床工作机构 虚拟样机设计与动态仿真[J]. 中国工程机械学报, 2007, 5(4): 437-439.

LI Xu-rong, ZHENG Xiang-zhou. ADAMS-Enabled Virtual Prototyping and Dynamical Simulation Approach into Planing Mechanism[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2007, 5(4): 437-439.

- [8] 谢慧萍,季英瑜. 基于 ADAMS 软件的六连杆冲压机 构的优化设计[J]. 轻工机械, 2009, 27(2): 47-50.
 XIE Hui-ping, JI Ying-yu. Optimization Design of Six-Bar Linkage Punch Mechanism Based on ADAMS[J]. Light Industry Machinery, 2009, 27(2): 47-50.
- [9] 王芳,张海燕. 基于 Simulink 的连杆机构运动学仿真
 [J]. 机械设计与研究, 2004, 20(2): 35-37.
 WANG Fang, ZHANG Hai-yan. Study on the Kinematic Simulation of Linkage Mechanism Based on Simulink[J]. Machine Design and Research, 2004, 20(2): 35-37.
- [10] 袁扬, 王闯, 王锦红. 基于 ADAMS 的六杆机构仿真 及优化[J]. 机械工程与自动化, 2016(4): 67-69.
 YUAN Yang, WANG Chuang, WANG Jin-hong. Simulation and Optimization of Six-Bar Mechanism Based on ADAMS[J]. Mechanical Engineering & Automation, 2016(4): 67-69.
- [11] 华大年,华志宏. 连杆机构设计与应用创新[M]. 北京:机械工业出版社,2008:174-188.
 HUA Da-nian, HUA Zhi-hong. Design and Application Innovation of Linkage Mechanism[M]. Beijing: China Machine Press, 2008: 174-188.
- [12] 周济. 机械设计优化方法及应用[M]. 北京:高等教 育出版社, 1989: 62—75.
 ZHOU Ji. Mechanical Design Optimization Method and Its Application[M]. Beijing: Higher Education Press, 1989: 62-75.
- [13] 陈启升,白晓莉,闫永红,等.多连杆机构的运动学研究[J]. 锻压装备与制造技术,2014,49(1):34-36.
 CHEN Qi-sheng, BAI Xiao-li, YAN Yong-hong, et al. Kinematics Research of Multi-Linkage Mechanism[J].

China Metal Forming Equipment & Manufacturing Technology, 2014, 49(1): 34-36.

[14] 吕鲲, 袁扬. 基于 ADAMS 的六杆机构运动学及动力
 学仿真分析[J]. 河南理工大学学报(自然科学版),
 2012, 31(5): 555-560.

LYU Kun, YUAN Yang. Kinematics and Dynamics Simulation Analysis of Six-Bar Mechanism Based on ADAMS[J]. Journal of Henan Polytechnic University (Natural Science), 2012, 31(5): 555-560.

[15] 王森,姚燕安,武建昫.一种新型可调整闭链多足机 器人的设计与分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(19): 191-199.

WANG Sen, YAO Yan-an, WU Jian-xu. Design and Analysis of a Novel Adjustable Closed-Chain Multi-Legged Robot[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(19): 191-199.

[16] 李万友,文学洙. 伺服压力机多连杆机构的设计及运动学分析[J]. 现代制造技术与装备,2018(2): 75-76.
LI Wan-you, WEN Xue-zhu. Design and Kinematic Analysis of Servo Press Multi-Link Mechanism[J].
Modern Manufacturing Technology and Equipment, 2018(2): 75-76.

责任编辑:曾钰婵