

曲柄滑块机构滑块匀速运动研究

A research on uniform motion of sliding block in slider-crank mechanism

李昊轩 何恒健 刘浩南 李岳林

LI Hao-xuan HE Heng-jian LIU Hao-nan LI Yue-lin

(长沙理工大学汽车与机械工程学院, 湖南 长沙 410114)

(School of Automotive and Mechanical Engineering, Changsha University of Science and Technology, Changsha, Hunan 410114, China)

摘要:在普通滑块机构中增加一个带凸轮槽的可改变曲柄长度的装置,从而实现了滑块在工作行程中的匀速运动。使用复数矢量法和动态静力学理论对该机构进行了运动学和动力学解析。采用 SolidWorks 软件的 Motion 模块对变长度曲柄滑块机构进行建模仿真和运动分析,获得机构的运动特性曲线和动力学特性曲线。结果表明,变长度曲柄滑块机构中滑块实现匀速运动是可行的。

关键词:匀速运动;变曲柄长度;曲柄滑块机构;复数矢量法

Abstract: A variable crank length device with cam slot was added to the slide mechanism for achieving the uniform motion of the slider in the working stroke. The kinematics and dynamics analysis of this mechanism was carried out by using complex vector method and dynamic statics theory. Finally, the motion module of SolidWorks was used for the Motion analysis of this mechanism, and the motion characteristics and dynamic characteristics of the mechanism were obtained. The results showed that it was feasible to achieve uniform motion of slider in variable length crank slider mechanism.

Keywords: Uniform motion; variable crank length; crank slider mechanism; complex vector method

曲柄滑块机构的作用是将曲柄的旋转运动转换成滑块的往复直线运动。因此,在工业生产中得到广泛应用^[1-3],在食品加工、食品包装的机械设备中也承担着重要作用^[4-5]。但在原动机匀速转动的情况下,其滑块速度和加速度按类似正弦函数关系随时间变化^[6],限制了曲柄滑块机构在许多方面的应用。在切片、摊铺等工作中,往往要求滑块能够匀速运动。文献[7]以滑块速度波动与平均速度的差值最小为优化目标,用粒子群算法对曲柄滑块机构进行优化设

计,在原动机匀速转动的条件下,得到了优化的曲柄长度与连杆长度(均为固定值),但并未给出滑块实际运动速度曲线。理论上,改变原动机的转速变化规律,可以近似实现滑块匀速运动,但对原动机的转速控制非常困难,需要复杂的控制算法^[8-9],且使得原动机的转速变化非常剧烈。为避免对原动机进行复杂控制,又实现滑块匀速运动,本研究根据曲柄滑块机构的几何关系,用复数矢量法分析得到曲柄长度与位置夹角的解析关系;在此基础上,由滑块匀速运动的期望值,求解该解析关系的差分方程,得到曲柄长度的变化规律,并设计了一种可改变曲柄长度的曲柄滑块机构,通过 SolidWorks/Motion 仿真验证其可行性。

1 曲柄长度与曲柄位置的关系

如图 1 所示,设定曲柄的长度 L_1 是随时变化的,且以 ω_1 的角速度匀速转动;连杆的长度 L_2 固定;设计目标是在机构正常工作过程中滑块在水平方向上作匀速运动,即 V_C 为固定速度值^[10]。机构的运动分析可采用复数矢量法^[11]进行推导解析。

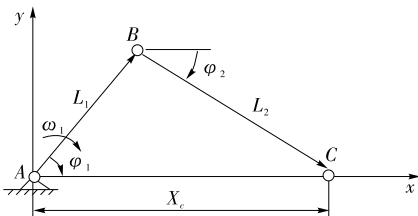
由几何向关系列出机构的矢量封闭方程:

$$\vec{L}_1 + \vec{L}_2 = X_C$$
 (1)

矢量封闭方程[式(1)]转换成复数形式,可表示为:

$$L_1 e^{i\varphi_1} + L_2 e^{i\varphi_2} = X_C$$
 (2)

利用欧拉公式展开式(2)得:



A. 表示曲柄与机架连接 L_1 . 曲柄的长度 B. 曲柄与连杆连接 L_2 . 连杆的长度 C. 滑块

图 1 曲柄滑块机构简图

Figure 1 Schematic diagram of slider-crank mechanism

基金项目:国家自然科学基金(编号:11572055)

作者简介:李昊轩,男,长沙理工大学在读本科生。

通信作者:李岳林(1963—),男,长沙理工大学教授,博士。

E-mail: Li.yuelin@163.com

收稿日期:2018-02-03

$$L_1 \sin \varphi_1 + L_2 \sin \varphi_2 = 0, \tag{3}$$

$$L_1 \cos \varphi_1 + L_2 \cos \varphi_2 = X_C。 \tag{4}$$

对式(2)两端关于 t 求导,得:

$$\frac{dL_1}{d\varphi_1} \omega_1 e^{i\varphi_1} + iL_1 \omega_1 e^{i\varphi_1} + i\omega_2 L_2 e^{i\varphi_2} = V_C。 \tag{5}$$

式(5)两边乘上 $e^{-i\varphi_2}$, 展开取实部得:

$$\frac{dL_1}{d\varphi_1} \omega_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - L_1 \omega_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) = V_C \cos \varphi_2。 \tag{6}$$

将式(3)代入式(6),得:

$$(\frac{dL_1}{d\varphi_2} \omega_1 \cos \varphi_2 - L_1 \omega_1 \sin \varphi_1 - V_C) \cos \varphi_2 = \frac{dL_1}{d\varphi_1} \omega_1$$

$$\sin^2 \varphi_1 \frac{L_1}{L_2} + \frac{L_1^2}{L_2} \omega_1 \sin \varphi_1 \cos \varphi_1。 \tag{7}$$

由于 $\cos \varphi_2 > 0, 0 < L_1 < L_2$, 式(7)变形为:

$$\frac{dL_1}{d\varphi_1} \cos \varphi_1 \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1} -$$

$$L_1 \sin \varphi_1 \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1} - \frac{V_C}{\omega_1} \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1} =$$

$$\frac{dL_1}{d\varphi_1} \sin^2 \varphi_1 L_1 + L_1^2 \sin \varphi_1 \cos \varphi_1, \tag{8}$$

即:

$$\frac{dL_1}{d\varphi_1} = \frac{L_1^2 \sin \varphi_1 \cos \varphi_1 + L_1 \sin \varphi_1 \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1}}{\cos \varphi_1 \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1} - L_1 \sin^2 \varphi_1} +$$

$$\frac{V_C}{\omega_1} \frac{\sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1}}{\cos \varphi_1 \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1} - L_1 \sin^2 \varphi_1} = f(L_1, \varphi_1)。 \tag{9}$$

在区间 $[0, \pi]$ 内取 n 个点(区间 $[\pi, 2\pi]$ 与之对称), 即 $\varphi_1^1 < \varphi_1^2 < \dots < \varphi_1^n$, 其中: $\varphi_1^1 = 0, \varphi_1^n = \pi$ 。令 $\varphi_1^{i+1} - \varphi_1^i = h > 0 (i = 1, 2, \dots, n-1)$ 为定值, 使 h 充分小, 取曲柄长度在 $\varphi_1^1 = 0$ 处有最小值 200 mm, L_2 为固定值 500 mm, V_C 的期望值为 0.5 m/s, 解下列差分方程:

$$\begin{cases} L_1^{i+1} = L_1^i + hf(L_1^i, \varphi_1^i), i = 0, 1, 2, \dots, n; \\ L_1^0 = 200。 \end{cases} \tag{10}$$

得到在各分点 $\varphi_1^i (i = 0, 1, 2, \dots, n)$ 处 L_1 的近似值, 见图 2。

根据曲柄长度与其所处角度的关系设计出通过带凸轮槽以改变曲柄长度的装置, 具体结构见图 3。设计曲柄滑块机构实现滑块匀速运动时, 在曲柄与连杆的连接处设置一个导柱, 导柱随着旋转块的旋转在变曲柄长度装置上按照凸轮槽轨迹运行, 达到改变曲柄长度的效果, 具体结构见图 4。

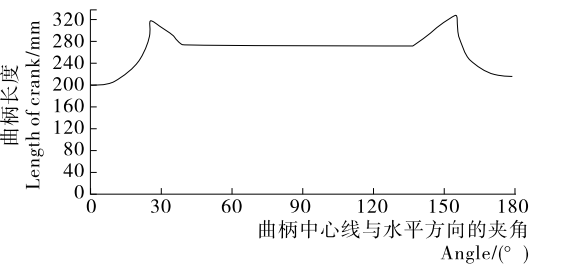


图 2 曲柄长度 (L_1) 与曲柄位置 (φ_1) 关系图
Figure 2 Relationship between the length and position of crank

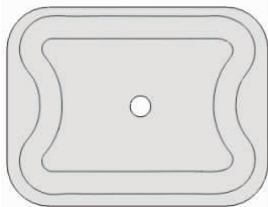
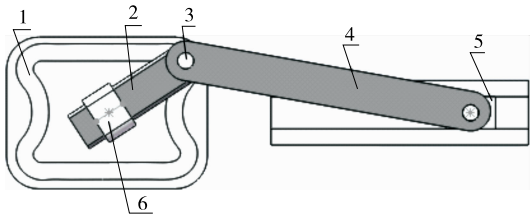


图 3 变曲柄长度装置结构示意图
Figure 3 Schematic diagram of the variable crank length device



1. 变长度装置 2. 曲柄 3. 导柱 4. 连杆 5. 滑块 6. 旋转块
图 4 带凸轮槽的曲柄滑块机构结构示意图
Figure 4 Schematic of the crank-slider mechanism with cam grooves

2 变曲柄长度滑块机构运动解析

在对变曲柄长度的曲柄滑块机构进行运动解析时, 可选滑块作为研究对象, 依据动态静力学理论, 得到滑块受力见图 5, 平衡方程见式(11)。

$$F_i + F + F_N + mg = 0, \tag{11}$$

式中:

F_i —— 滑块所受的合力, $F_i = -ma$, N;

m —— 滑块质量, kg;

a —— 滑块加速度, m/s^2 ;

F —— 连杆施加在滑块上的力, N;

F_N —— 机架施加在滑块上的力, N;

g —— 重力加速度, m/s^2 。

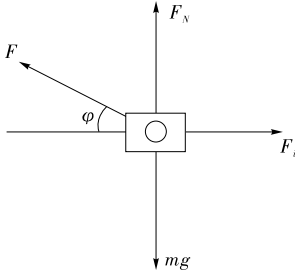


图 5 滑块受力图
Figure 5 Force diagram of slider

选取直角坐标系 Oxy (图 1), 将式(5)分别在 x, y 轴上投影得:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -F \cos \varphi_1; \\ m\ddot{y} = F \sin \varphi_1 + F_N - mg。 \end{cases} \tag{12}$$

滑块坐标 (x, y) 为:

$$\begin{cases} x = L_1 \cos \varphi_1 + L_2 \cos \varphi_2; \\ y = 0。 \end{cases} \tag{13}$$

由几何关系:

$$L_1 \sin \varphi_1 = L_2 \sin \varphi_2。$$
 (14)

化简得:

$$\sin \varphi_2 = \frac{L_1}{L_2} \sin \varphi_1。$$
 (15)

由三角函数关系得:

$$\cos \varphi_2 = \frac{1}{L_2} \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1}。$$
 (16)

将式(16)代入式(13)得:

$$x = L_1 \cos \varphi_1 + \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1}。$$
 (17)

对时间求导

$$v = \dot{x} = \frac{\omega_1 (L_1^2 \sin \varphi_1 \cos \varphi_1 + L_1 \sin \varphi_1 \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1})}{\cos \varphi_1 \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1} - L_1 \sin^2 \varphi_1} + \frac{V_c \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1}}{\cos \varphi_1 \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1} - L_1 \sin^2 \varphi_1} - \omega_1 L_1 \sin \varphi_1 - \frac{\omega_1 L_1^2 \sin \varphi_1 [\sin^2 \varphi_1 (L_1 \cos \varphi_1 + \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1} + \cos \varphi_1)]}{\cos \varphi_1 (L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1) - L_1 \sin^2 \varphi_1 \sqrt{L_2^2 - L_1^2 \sin^2 \varphi_1}}。$$
 (18)

同理,再将速度对时间求导得到加速度与时间的关系表达式,在图 4 所示的带凸轮槽的曲柄滑块机构结构示意图中,假定连杆长度 $L_2 = 500$ mm(该长度值可以根据实际需要选取);曲柄长度 L_1 按式(10)计算出的数据变化关系而改变;旋转块连接电机输出轴,电机转速为 100 r/min。

3 机构动力学分析

通过 SolidWorks/Motion 软件^[12]对变长度曲柄滑块机构与普通滑块机构进行了对比分析。在使用 SolidWorks/Motion 软件时,首先需要创建零部件、设置零部件的配合关系、设置驱动、软件对机构进行动力学计算、生成数据图表。普通曲柄滑块机构与变长度曲柄滑块机构的参数设置见表 1。

变长度曲柄滑块机构与普通滑块机构的滑块速度和加速度对比分别见图 6、7。图 6 中的曲线表明,变长度曲柄滑

表 1 普通曲柄滑块机构与变长度曲柄滑块机构的参数对比
Table 1 Comparison of the parameters between crank-slider mechanism and variable length crank-slider mechanism

机构	曲柄长度/ mm	连杆长度/ mm	电机转速/ (r · min ⁻¹)
普通曲柄滑块机构	200	500	100
变长度曲柄滑块机构	式(10)计算结果		100

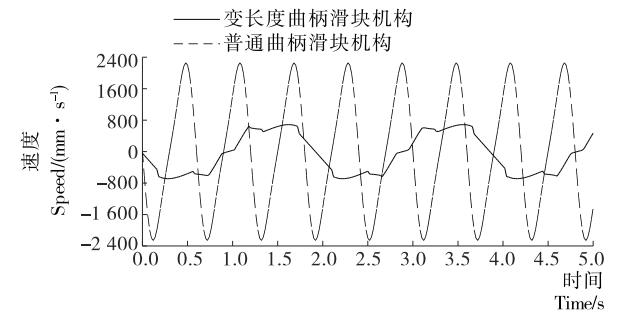


图 6 不同机构中滑块速度时间关系对比图
Figure 6 Diagram of velocity-time relationship of slider

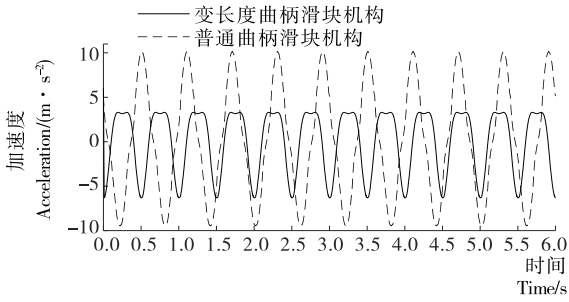


图 7 不同机构中滑块加速度时间关系对比图
Figure 7 Diagram of acceleration-time relationship of slider

块机构在除滑块转换方向以外(即工作行程中)基本保持在 800 mm/s 的速度。而且换向时间较短,约为 0.2 s。图 7 表明,变长度曲柄滑块机构的加速度变化频率更高,加速度变化的作用是对滑块运行速度进行调整,从而实现滑块匀速运动。

驱动电机的力矩对比见图 8,能源消耗见图 9。图 8 与图 9 表明,普通曲柄滑块机构在滑块运行方向改变时,驱动电机的力矩急剧增大,对机构造成较大的冲击。而变长度曲柄滑块机构力矩平缓,且能源消耗相对较低。

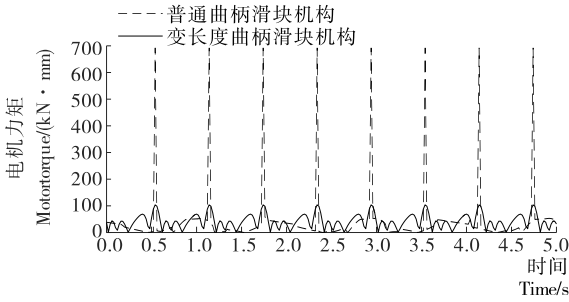


图 8 电机力矩对比图
Figure 8 Diagram of motor torque in crank-slider mechanism and variable length crank-slider mechanism

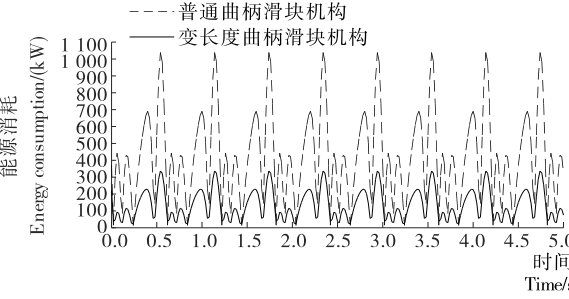


图 9 能源消耗对比图
Figure 9 Diagram of energy consumption in crank-slider mechanism and variable length crank-slider mechanism

4 结论

(1) 原动机匀速运行时,滑块运行速度严重不均匀是曲柄滑块机构的固有特点,本研究提出了一种曲柄滑块机构中滑块匀速运动的实现方法,与普通曲柄滑块机构的仿真结果对比表明:在普通曲柄滑块机构中增加改变曲柄长度的装置,能够较好地实现滑块在每个工作行程中同一运动方向的匀速运动。

(下转第 93 页)

表 4 方差分析[†]
Table 4 Variance analysis

品种	来源	平方和	自由度	均方	F 值	P 值
皖舒 1 号	A	18.060	2	9.030	0.829	0.481
	B	2.660	2	1.330	0.099	0.907
	C	57.840	2	28.920	6.794	0.029
	误差	4.820	2			
	总计	83.380	8			
长林 1 号	A	2.087	2	1.043	0.250	0.786
	B	0.620	2	0.310	0.070	0.933
	C	22.747	2	11.373	15.748	0.004
	误差	1.626	2			
	总计	27.080	8			
大别山 1 号	A	3.127	2	1.563	0.435	0.666
	B	0.687	2	0.343	0.086	0.919
	C	19.887	2	9.943	12.446	0.007
	误差	0.979	2			
	总计	24.680	8			

† 均值差的显著性水平为 0.05。

分离力越大,所需的采摘力越大。

参考文献

[1] 饶洪辉. 便携式油茶果实采收机构设计[J]. 中国农机化学报, 2012(5): 72-73.

[2] 庄瑞林. 中国油茶[M]. 北京: 中国林业出版社, 2008: 3-4.

[3] 李好, 钟海雁, 方学智, 等. 油茶籽成熟过程中抗氧化物质的变化规律[J]. 食品与机械, 2013, 29(5): 6-9.

[4] 刘肖雨, 吴雪辉. 不同提取方法对茶油品质的影响[J]. 食品工业科技, 2012, 33(24): 307-310.

[5] 杨建远, 陈芳, 宋沥文, 等. 油茶籽油提取技术研究进展[J]. 食品与机械, 2016, 32(2): 183-187.

[6] 冯国坤, 饶洪辉, 许朋, 等. 油茶果机械采摘装备与技术研究现状[J]. 中国农机化学报, 2015, 36(5): 125-127.

(上接第 88 页)

(2) 由于滑块速度均匀性的改善,其加速度均匀性也得到很好的改善,从而有效降低了原动机的力矩突变,能源消耗明显降低。

(3) 该方法可推广至其他四杆机构以及复杂机构中。

参考文献

[1] 蔡玉强, 朱东升, 吴楠. 基于 Matlab/Simulink 的高速压力机曲柄滑块机构的动力学研究[J]. 机械设计与制造, 2018(1): 192-194.

[2] 陶德华, 王英, 陈建能, 等. 脉动血流发生器非圆齿轮-曲柄滑块式驱动机构设计与分析[J]. 中国机械工程, 2018, 28(16): 1 914-1 920, 1 927.

[3] 王华杰. 基于非线性瞬态动力学的曲柄滑块机构冲击强度仿真分析[J]. 机械传动, 2015, 39(1): 139-144.

[4] 刘勇, 王卫华, 李志刚, 等. 基于 simulink 的偏置曲柄滑块机构运动学和动力学分析[J]. 机械传动, 2014, 14(1): 186-191.

[7] 黄国伟, 毕新胜, 肖彬彬, 等. 番茄果实与茎秆分离力的影响因素分析[J]. 食品与机械, 2013, 29(3): 187-190.

[8] CRISOSTO C H, NAGAO M A. Evaluation of fruit removal force of coffee cultivars[J]. Horti-Science, Alexandria, 1991, 26(2): 210-230.

[9] IBRAHIM A A, AL-JALIL H F, AL-DURI S M. Fruit detachment force and selective harvest of Zahdi date variety[J]. J Agric Water Reso Res, 1986, 5(2): 81-96.

[10] ELFVING D C, AUVEL T D, CASTILLO F, et al. Effects of preharvest applications of ethephon and 1-MCP to ‘Bing’ sweet cherry on fruit removal force and fruit quality[J]. Journal-American Pomological Society, 2009, 63(3): 84-100.

[11] COPPOCK G E. Properties of young and mature ‘valencia’ oranges related to selective harvest by mechanical means[J]. Transactions of the ASAE, 1972, 15(2): 235-238.

[12] SESSIZ A, OZCAN M T. Olive removal with pneumatic branch shaker and abscission chemical [J]. Journal of Food Engineering, 2006, 76(2): 148-153.

[13] 张进, 毕新胜, 肖彬彬, 等. 加工番茄果茎分离力研究[J]. 安徽农业科学, 2012, 40(8): 5 051-5 053.

[14] 散肇龙, 刘旋峰, 牛长河, 等. 杏果实成熟度特性参数与果柄分离力的相关性分析[J]. 农业工程学报, 2013, 29(23): 62-68.

[15] 孔德刚, 刘魏, 霍俊伟, 等. 蓝莓成熟期结合力变化规律的测试与分析[J]. 东北农业大学学报, 2014(4): 99-106.

[16] 冯国坤, 饶洪辉, 许朋, 等. 油茶果生物力学特性便携式测试系统[J]. 农机化研究, 2015(8): 128-130.

[17] 沈晓红, 仇立波, 鲁延峰. 基于虚拟仪器的无损探伤在食品生产设备中的应用研究[J]. 食品与机械, 2009, 25(1): 109-111.

[18] 杨慧斌, 闫娟. 基于 LabVIEW 的食品包装喷码视觉检测方法[J]. 食品与机械, 2016, 32(4): 123-126.

[19] 张慧, 侯加林, 郎需强, 等. 便携式农作物茎秆剪切力测试仪的设计与试验[J]. 农业工程学报, 2011, 27(5): 131-135.

[20] 李怡, 张国忠, 周勇, 等. 棉秆田间起拔力测量系统设计与试验[J]. 农业工程学报, 2013, 29(18): 43-50.

[21] 毕智健, 张若宇, 齐妍杰, 等. 基于机器视觉的番茄成熟度颜色判别[J]. 食品与机械, 2016, 32(12): 133-136.

[5] 郑艳, 吴成军, 吴娅楠. 双刀交替式连续剥馅机的设计[J]. 食品与机械, 2016, 32(10): 94-96.

[6] 潘鸣宇. 基于 ADAMS 的对心曲柄滑块机构的运动学分析[J]. 机械工程与自动化, 2015(3): 78-80.

[7] 高朝祥, 王充. 基于粒子群算法的曲柄滑块机构优化设计[J]. 食品与机械, 2011, 27(4): 101-103.

[8] SAVERIO Bolognani, LUCA Peretti, MAURO Zigiliotto. Combined speed and current model predictive control with inherent field-weakening features for PMSM drive[J]. IEEE Trans. Ind. Appl., 2008, 10(5): 472-478.

[9] 王伟光. 滑模控制方法在电机转速控制中的应用[J]. 机电信息, 2014(30): 119-120.

[10] 刘会英, 丁效华, 于春生. 曲柄滑块机构中滑块匀速运动的实现[J]. 机械设计与制造, 1997(3): 33-34.

[11] 皮嘉立, 张世富, 杨建勇. 软质管线自动收卷机头展收机构研究[J]. 后勤工程学院学报, 2016, 32(1): 58-63.

[12] 孙健, 张豪, 杨青. 基于 SolidWorks Motion 的平面四杆机构运动分析[J]. 机械工程与自动化, 2018(1): 96-97.