高速卷接机组大压板调节机构压紧力计算与优化

梅光传¹,洪广怀²,李韫哲²,刘辉华³

(1.中烟机械集团常德烟草机械有限责任公司,湖南 常德 415000; 2.湖南大学 汽车车身先进设计与制造国家重点试验室,长沙 410082; 3.湖南磐钻传动科技有限公司,长沙 410082)

摘要:目的 为使高速卷接机组烟枪成型大压板调节机构能转动灵活且锁紧可靠,有必要减小成品烟支 直径与理想直径的误差。方法 分析大压板锁紧机构与烟支直径调节机构的工作原理,研究大压板调节 机制和烟支直径卷制质量。通过测试大压板压紧力,得到弹簧工作参数。优化大压板调节机构,使其自 锁可靠。结果 根据测量得到的两大压板压紧力分别为 137 N 和 147 N,为确保大压板不分离和卷制质 量良好,压缩弹簧弹力需大于 209.8 N。优化后最大连杆长度值在[29.2 mm, 29.7 mm]时,大压板锁紧机 构可实现自锁。结论 大压板压紧力测算与自锁机构优化可有效地改善烟丝卷制效率,保证了烟支的成 品率。

关键词:卷接机组;大压板;调节机构;压紧力 中图分类号:TB486⁺.3 文献标识码:A 文章编号:1001-3563(2022)13-0196-07 DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2022.13.025

Pressing Force Calculation and Optimization for Large Platen Regulating Mechanism in High-speed Cigarette Making Machine

MEI Guang-chuan¹, HONG Guang-huai², LI Yun-zhe², LIU Hui-hua³

 (1. Changde Tobacco Machinery Co., Ltd., China Tobacco Machinery Group, Hunan Changde 415000, China; 2. State Key Laboratory of Advanced Design & Manufacturing for Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082, China;
 3. Hunan Pangu Transmission Technology Co., Ltd., Changsha 410082, China)

ABSTRACT: The work aims to reduce the error between the diameter of the finished cigarette and the ideal cigarette to improve the rotation flexibility and locking reliability of the pipe-forming large platen regulating mechanism of the high-speed cigarette making machine. The working principles of large platen locking mechanism and cigarette diameter regulating mechanism were analyzed to study the large platen regulating mechanism and the rolling quality of cigarette. The pressing force of large platen was tested to get the working parameters of spring. The large platen regulating mechanism was optimized for reliable self-locking. Through measurement, the pressing force of the two large platens was 137 N and 147 N, respectively. The elastic force of the compression spring was greater than 209.8 N, which ensured non-separation of large platens and good rolling quality. The locking mechanism of the large platen realized good self-locking effect when the maximum length of the optimized connecting rod was in the range of [29.2 mm, 29.7 mm]. The pressing force calculation of large platen and the optimization of self-locking mechanism can effectively improve the rolling efficiency of cigarette and ensure the production yield.

KEY WORDS: cigarette making machine; large platen; regulating mechanism; pressing force

收稿日期: 2021-09-07

基金项目:高性能微型伺服器设计制造关键技术(2020WK2032)

作者简介:梅光传(1967-),男,工程师,主要研究方向为卷接技术。

通信作者:洪广怀(1995—),男,工程师,主要研究方向为机械设计。

高速卷接机组生产速度为 12 000 支/min,烟枪成 形大压板调节机构是高速卷接机组的重要装置,主要 由大压板自锁机构和烟支直径调节机构组成。大压板 调节机构作为对烟丝条进行第 3 次压缩并测量和调 节烟丝条直径的关键部件。成品烟支直径与理想直径 的误差要求在许用范围之内,同时要求该调节机构转 动灵活,锁紧可靠。

对于机构锁紧的研究, 王春月等[1]介绍锁紧机构 的工作原理,建立三维模型并运用机械动力学仿真软 件对其进行优化设计,得到相应的动力学曲线和最佳 的参数组合,顺利实现对目标体的锁紧。李发展等^[2] 针对模切机肘杆机构,建立 ADAMS 虚拟样机仿真模 型,获取机构各杆件受力与负载扭矩等性能参数,徐 立峰等^[3]在此基础上,建立该机构的参数化模型与优 化目标函数,实现机构的参数优化,提高机构的工作 精度与稳定性。邱枫等[4]针对自动化包装设备,设计 新型电磁式锁紧机构,通过建立三维模型与动力学仿 真模型,获取机构运动规律与运动性能。吴君^[5]针对 空间机械臂结构尺寸及质量分布,提出锁紧点布局方 法,首先确定了最少锁紧点数量,结合锁紧点增加策 略,最终确定了空间机械臂锁紧点数量及位置。韩邦 成等^[6]提出了一种基于机构自锁原理的可重复电磁 锁紧机构,满足空间用磁悬浮飞轮在发射过程的性能 需求,分析了机构在锁紧和解锁过程中锁紧力和解锁 力的变化曲线,实验验证了该机构有效实现锁紧和解 锁功能。

针对大压板锁紧机构容易失灵导致成品烟支直 径不稳定的问题,吴泉兰等^[7]对大压板锁紧机构进行 了改进,将压簧锁紧方式改为"铰链"机构锁紧,提高 了设备的稳定性和可靠性。周诗华等^[8]则针对 YJ17 卷接机组生产的烟支外观端口不够平滑问题,对大压 板锁紧机构原有压簧锁紧方式改进为"四连杆"机构 锁紧,统计结果显示,未出现因大压板松动而引起的 烟支直径圆周波动,其锁紧效果良好。

以自主研发的某型高速卷接机组为研究对象,研 究大压板调节机构压紧力的计算与优化方法。通过测 量调节机构球形滚珠螺丝(压头)的压紧力,计算大 压板的压紧力。对调节机构进行运动分析,通过优化 杆件长度实现机构的自锁。

1 调节机构工作原理

大压板调节机构由支座、板、磁铁、连杆、大压 板、支架、压板和球形滚珠螺丝等组成,见图1。调 节机构的翻转状态和锁紧状态通过旋转压板 7 进行 切换。锁紧状态是调节机构的工作状态,翻转状态则 是调节机构的非工作状态。

该机构处于工作状态时,通过球形滚珠螺丝8调 节烟支直径大小,通过机构自锁控制支架5位置固定 和烟支直径波动。

为了便于分析,大压板调节机构等效为一个平面 四杆机构(图 2b)。杆 BC 代表连杆 4,杆 BC 可简化 为带有碟簧的弹性杆,即杆 BC 为柔性体。当 B 点在 A 点和 C 点连线上方时, 主动件杆 CD 通过连杆 BC 作用于从动件 AB 的力 F, 对杆 AB 产生的转矩为 M_F。 该转矩带动杆 AB 逆时针旋转,此时平面四杆机构无 法自锁。当A、B和C3点共线时,杆CD通过连杆 BC 作用于从动件 AB 的力 F, 将会通过杆 AB 的回转 中心A,此时平面四杆机构达到死点位置,平面四杆 机构实现自锁。当 B 点在 A、C 点连线下方时, 主动 件杆 CD 通过连杆 BC 作用于从动件 AB 的力 F, 会 对杆 AB 产生一个转矩 M_F, 带动杆 AB 顺时针旋转, 而杆 CD 逆时针旋转, 根据杆 AB 和杆 CD 的相对位 置关系,在某个位置杆 AB 和杆 CD 将会发生接触, 阻碍杆 AB 和杆 CD 继续旋转,实现平面四杆机构的 自锁。



1.支座; 2.板; 3.磁铁; 4.连杆; 5.大压板; 6.支架; 7.压板; 8.球形滚珠螺丝。

图 1 大压板调节机构 Fig.1 Large platen regulating mechanism



图 2 大压板调节机构的结构与计算模型 Fig.2 Structure and calculating model of large platen regulating mechanism

运动过程中, 若支架 2 在图 2a 中 E 点处与支座 1 发生接触, 杆 BC 将会被压缩。杆 BC 存在由压缩 再到恢复最大杆长 L_{BC_max}的过程, 见图 3。B₁点为杆 BC 在刚发生压缩时的点, B₂为大压板锁紧机构在死 点位置时 B 所在的点, B₃点为杆 BC 恢复最大杆长的 点。B 点由 B₁运动到 B₂过程中, 杆 BC 由最长变最 短, 杆 CD 不发生转动; B 点在由 B₂运动到 B₃过程 中, 杆 BC 由最短变最长, 杆 CD 不发生转动。



图 3 连杆 BC 伸缩过程 Fig.3 Expansion and compression of connecting rod BC

2 压紧力测试与计算

大压板调节机构主要作用是测试并调节烟条直径,为保证烟支直径能符合规定的工艺要求,大压板调节机构应产生足够大的压紧力,该调节机构见图4。

由于大压板 1 和 2 的压紧力无法直接测量,需要 采用间接测量的方式,具体测量步骤:如图 5 所示, 将一张白纸夹在端面凸轮和球形滚珠螺丝之间;将尼 龙绳打结成环,套在球形滚珠螺丝上;将数显式拉压 测试仪的挂钩挂上尼龙绳,向上拉数显式拉压测试 仪,并轻拉白纸,当白纸恰好能被拉动时记录数显式 拉压测试仪的读数,得到球形滚珠螺丝 1 和 2 测量点 的压力 F_{e1} 和 F_{e2} ; y 轴为大压板的旋转轴,用钢尺测量球形滚珠螺丝 1 和 2 测量点至旋转轴沿 x 轴方向的距离 L_{e1} 和 L_{e2} 、大压板烟道至旋转轴沿 x 轴方向的距离 L_{N1} 和 L_{N2} 。



1.压缩弹簧1;2.大压板2;3.大压板1;
 4.端面凸轮1;5.端面凸轮2;6.球形滚珠螺丝1;
 7.球形滚珠螺丝2;8.压缩弹簧2。

图 4 大压板调节机构实物 Fig.4 Physical picture of large platen regulating mechanism



1.数显式拉压测试仪; 2.尼龙绳
 图 5 压紧力的测量
 Fig.5 Measurement of pressing force

由臂长测试结果得到 L_{e1} 为105 mm, L_{e2} 为105 mm, L_{N1} 为88 mm, L_{N2} 为50 mm; 压紧力测试结果得到 F_{e1} 为115 N, F_{e2} 为70 N。

通过计算式(1)得到大压板1和大压板2的压 紧力。

$$F_{N1} \cdot L_{N1} = F_{N2} \cdot L_{N2} = F_{T1} \cdot L_{T1} = F_{T1} \cdot L_{T2} = F_{e1} \cdot L_{e1} = F_{e2} \cdot L_{e2}$$
(1)

式中: F_{N1} 和 F_{N2} 为大压板 1 和 2 的压紧力; F_{T1} 和 F_{T2} 为压缩弹簧 1 和 2 的弹力; L_{T1} 和 L_{T2} 为弹簧 1 和 2 至旋转轴沿 x 轴方向的距离。通过式(1)计算 得到 F_{N1} 和 F_{N2} 分别为 137.2 N 和 147.0 N, 因此自主 研发卷接机组大压板调节机构压紧力大于 147 N 时, 可保证烟枪成形工序有足够压紧力。

3 调节机构分析与优化

3.1 机构分析

如图 2b 所示,根据大压板调节机构的零件尺 寸得到杆长 L_{AB} 约为 36.00 mm、杆长 L_{BC} 为 27.7~ 28.7 mm,假设杆 BC 不被压缩,取值为 28.7 mm,杆 长 L_{CD} 为 62.39 mm,A 点坐标 x_A =0 mm、 y_A =36.5 mm, D 点坐标 x_D =9 mm、 y_D =0 mm。

*B*点的运动轨迹是以点 *A*(0, 36.5)为圆心,杆 长 *L*_{AB}为半径的圆,由式(2)—(4)可得杆 *AB* 与 水平方向夹角 *θ*_{AB}和 *B*点坐标值。

$$\theta_{AB} = \omega_{AB} t \tag{2}$$

$$x_B = L_{AB} \cos(\theta_{AB}) + x_A \tag{3}$$

$$y_B = L_{AB}\sin(\theta_{AB}) + y_A \tag{4}$$

式中: ω_{AB} 为杆 *AB*的角速度,取值为 30(°)/s; *t*为时间,*t*=[0:0.032:3.2] s。*C*点是以 *B*($x_{B,YB}$)为圆 心,杆长 *L_{BC}*为半径的圆与以 *D*($x_{D,YD}$)点为圆心, 杆长 *L_{CD}*为半径的圆的交点。两圆方程见式(5)和 式(6)。

$$(x_C - x_B)^2 + (y_C - y_B)^2 - L_{BC}^2 = 0$$
(5)

$$(x_C - x_D)^2 + (y_C - y_D)^2 - L_{CD}^2 = 0$$
(6)

联立(5)和(6)两圆方程,可以解得 C 点坐标 x_c 和 y_c 的值。根据式(7)计算得到杆 CD 与水平方 向夹角 θ_{CD} 的值。

$$\theta_{CD} = \arctan(\frac{y_C - y_D}{x_C - x_D})$$
(7)

根据图 2a 可知,连杆发生压缩的条件是在图 2a 中 E 处支座和支架接触。可以测得此时杆 CD 与水平 方向夹角 $\theta_{CD}=27.18^{\circ}$ 。杆长 L_{BC} 先取最大值 28.7 mm, 由式 (2) — (7)得到 θ_{CD} ,然后判断 θ_{CD} 是否小于 等于 27.18°,若小于等于 27.18°,则连杆发生压缩, θ_{CD} 保持 27.18°不变;若大于 27.18°,则连杆不发生

压缩, B 点和 C 点之间距离保持最大值不变。

对大压板调节机构进行运动仿真,将大压板调节 机构的三维模型导入 Adams 软件中,并建立其仿真 模型^[9-11],见图 6。



图 6 大压板调节机构模型 Fig.6 Model of large platen regulating mechanism

仿真模型上共有 4 个关键点: 支座与压板的铰链 中心 A 点、压板与连杆的铰链滑槽中心 B 点、连杆 与支架的铰链中心 C 点以及支架与支座的铰链中心 点。在 A、C 和 D 点处添加旋转副、B 点添加一个点 线副并在 BC 点之间添加一个非线性弹簧。非线性弹 簧是模拟连杆内部的碟簧,根据德国标准^[12]DIN 2092,弹力 F_d与变形 s 关系见式(8)。

$$F_{\rm d} = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{d^3 \cdot \delta}{K_1 \cdot D_{\rm e}^2} \cdot K_4^2 \cdot \frac{s}{d} [K_4^2 \cdot (\frac{\delta}{d} - \frac{s}{d})(\frac{\delta}{d} - \frac{s}{2d}) + 1]$$
$$K_1 = \frac{1}{\pi} \frac{[(C-1)/C]}{(C+1)/(C-1) - 2/\ln C}$$
(8)

式中: D_{e} 为碟簧的外径, D_{e} =11 mm; D_{i} 为碟簧 的内径, D_{i} =6.2 mm;d为碟簧的厚度,t=0.6 mm; δ 为弹簧压平时的变形量(取 0.2 mm),C为 D_{e} 与 D_{i} 的比值;碟簧系数 K_{4} 取值为 1。

2 种模型的计算结果见图 7,其计算得到的 θ_{CD} 几乎一致,在运动过程中 θ_{CD} 的最小值为 27.65°(大

于 27.18°),因此支座和支架不会发生接触。Adams 仿真模型可以仿真 *AB* 和杆 *CD* 的接触,而理论仿真 模型不能,因此图 8 中,仿真模型计算的自变量 θ_{AB} 在压板和支架接触后不再变化,而理论仿真模型计算 的自变量 θ_{AB} 在压板和支架接触后仍减小。由仿真模 型可以计算得到压板和支架接触时 θ_{AB} 和 θ_{CD} 的值分 别为-10.51°和 27.99°。



图 7 θ_{CD} 计算结果 Fig.7 Calculation results of the θ_{CD}

由大压板锁紧机构的自锁原理可知,当 B 点在 A 点和 C 点连线下方时,挤压烟条受到的反力 F 作 用在杆 CD (支架)上,使得杆 CD 逆时针旋转。 通过杆 BC (连杆)作用于从动件 AB 的力 F,将会 对杆 AB 产生一个转矩 $M_{\rm F}$,带动杆 AB 顺时针旋转, 无法自锁,但由于杆 AB 和杆 CD 的空间结构,在 某个位置杆 AB 和杆 CD 将会发生接触,阻碍杆 AB 和杆 CD 继续旋转:当 B 点在 A 点和 C 点连线下方 时,支架在 $\theta_{CD}=27.65^{\circ}$ 和 $\theta_{CD}=27.99^{\circ}$ 之间运动不受 约束,支架会有 0~0.34°的偏转范围,无法实现完 全的自锁。

3.2 机构优化

上述分析可知大压板调节机构无法自锁,支架 (杆 CD)将会有 0~0.34°的偏转,因此为了实现烟 枪成形大压板调节机构的自锁可靠,需要对大压板 锁紧机构进行优化。平面四杆机构的运动主要和构 件的杆长有关^[13-15],通过调整构件杆长对大压板自 锁机构进行优化。

如图 8, 杆 BC 在压缩阶段时, 杆 CD 始终保持 固定不动,因此若保证在杆 BC 压缩阶段内,压板(杆 AB)和支架(杆 AD)发生接触,使得杆 BC 始终处 于压缩阶段,则能实现锁紧机构的自锁。利用三维软 件的装配功能,使支架和支座接触且压板和支架接 触,测得此时 B 点的 x 坐标值为 35.31 mm 和 y 坐标 值为 29.84 mm,计算得到 θ_{AB} =-10.68°。

选择调整连杆的杆长LBC的最大值LBC max优化大

压板调节机构, L_{BC} 的最小值 $L_{BC_{min}}$ 不变, 为 28.7 mm。 连杆边距 d_b (如图 9)不能过小,因此设置杆长 L_{BC} 最大值 $L_{BC_{max}}$ 不超过 29.7 mm (此时边距 d_b 等于 3 mm)。要保证杆长 L_{BC} 发生压缩, $L_{BC_{max}}$ 值要比 28.7 mm 更大,因此杆 L_{BC} 取值为 28.7~29.7 mm。



图 8 支架与压板的接触 Fig.8 Contact between support and pressure plate



图 9 连杆结构 Fig.9 Connecting rod structure

为保证加工方便, *L_{BC_max}*取值到小数点后一位。 机构优化的具体流程如下。

建立大压板锁紧机构理论模型,输入参数 L_{AB}、
 L_{CD}、L_{DA}、x_A、y_A、x_D和 y_D。

2) 赋予 L_{BC max} 初值 28.8 mm。

3) 赋予 θ_{4B}初值 80.41°。

4) 计算 x_B 、 y_B 、 x_C 、 y_C 和 $\theta_{CD\circ}$

5)判断 θ_{CD} 是否小于 27.18°, 若 θ_{CD} 小于 27.18°, 则 θ_{CD} 赋值为 27.18°; 否则, θ_{CD} 保留原值。

6)输出 θ_{CD} ,判断 θ_{AB} 是否小于-10.68°,若 θ_{AB} 小于-10.68°,则进行步骤 7;否则, θ_{AB} 赋值 θ_{AB} +1,返回步骤 4。

7) 判断最后输出的 θ_{CD} 是否小于 27.18°, 若 θ_{CD} 小于 27.18°, λ 赋值 1, 该种杆长 $L_{BC_{max}}$ 取值下,支 架与支座接触时,连杆处于压缩阶段;若 θ_{CD} 大于等 于 27.18°, λ 赋值 0,该种杆长 L_{BC} 取值下,支架与支 座接触时,连杆不处于压缩阶段。

8) 判断 *L_{BC_max}* 是否大于 29.7 mm。若 *L_{BC}*大于 29.7,则结束优化;否则,*L_{BC_max}*赋值 *L_{BC_max}*+1,返 回步骤 3,优化流程见图 10。

优化结果见表 3。*L_{BC_max}* 在[29.2 mm, 29.7 mm] 内,大压板自锁机构能够自锁,保证支架不会偏转。



图 10 机构优化流程 Fig.10 Flow chart of mechanism optimization

表 3 机构优化结果 Tab.3 Optimization results of mechanism	
L_{BC_max}/mm	λ
28.8	0
28.9	0
29.0	0
29.1	0
29.2	1
29.3	1
29.4	1
29.5	1
29.6	1
29.7	1

..

4 结语

为提高高速卷接机组烟枪成型大压板调节机构

的转动灵活性与锁紧可靠性,减小成品烟支直径与理 想直径的误差,对大压板调节机构工作原理进行分析 和参数优化,并对压板的压紧力进行测量,以得到良 好的自锁效果。主要结论如下。

1)对卷接机组烟枪成型的两大压板的压紧力进 行测试,得到压紧力分别为137N和147N。压缩弹 簧弹力要求大于209.8N才能使大压板与烟枪不分 离,并能使烟条卷制质量良好。

2)通过对大压板锁紧机构进行优化,实现了大 压板调节机构的自锁可靠。大压板锁紧机构优化后的 连杆 BC最大值为 29.2~29.7 mm时,机构可实现自锁, 且可提高烟条卷制的稳定性。

参考文献:

[1] 王春月, 白海清, 原永亮. 基于 ADAMS 的一种新型 锁紧机构的优化设计[J]. 机械设计, 2016, 33(7): 35-38.

WANG Chun-yue, BAI Hai-qing, YUAN Yong-liang. Optimization Design of a Novel Locking Mechanism Based on ADAMS[J]. Journal of Machine Design, 2016, 33(7): 35-38.

- [2] 李发展, 卢章平. 基于 ADAMS 模切机肘杆机构特性 分析[J]. 包装工程, 2010, 31(1): 24-26.
 LI Fa-zhan, LU Zhang-ping. Characteristic Analysis of the Elbow-Bar Mechanism of Die-Cutting Machine Based-on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2010, 31(1): 24-26.
- [3] 徐立峰,张雷. 基于 ADAMS 的模切机双肘杆机构优 化设计研究[J]. 包装工程, 2013, 34(1): 75-78.
 XU Li-feng, ZHANG Lei. Optimal Design of Dual-Elbow-Bar Mechanism of Die-Cutting Machine Based on ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2013, 34(1): 75-78.
- [4] 邱枫,杨臻,原永亮.一种新型电磁式锁紧机构设计 与仿真分析[J].包装工程,2015,36(17):80-83.
 QIU Feng, YANG Zhen, YUAN Yong-liang. Design and Simulation of a New Type of Electromagnetic Locking Mechanism[J]. Packaging Engineering, 2015, 36(17): 80-83.
- [5] 吴君. 大承载分布式空间机械臂锁紧释放机构研究
 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014: 10-17.
 WU Jun. Research on Large Load and Distributed Locking-Releasing Mechanism of Space Manipulator[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014: 10-17.
- [6] 韩邦成,刘强. 基于自锁原理的磁悬浮飞轮电磁锁紧 机构[J]. 光学 精密工程, 2009, 17(10): 2456-2464.
 HAN Bang-cheng, LIU Qiang. Electromagnetic Locking Device Based on Self-Locking for Magnetic Suspended Flywheel[J]. Optics and Precision Engineering, 2009, 17(10): 2456-2464.
- [7] 吴泉兰,吴传绪,蔡洪江,等.卷烟机铰链式大压板
 锁紧机构的设计与应用[J].设备管理与维修,2019(5):
 109-110.

WU Quan-lan, WU Chuan-xu, CAI Hong-jiang, et al. Design and Application of Hinged Large Press Plate Locking Mechanism for Cigarette Maker[J]. Plant Maintenance Engineering, 2019(5): 109-110.

- [8] 周诗华,张适洲,吴泉兰,等. YJ17 卷烟机大压板锁 紧机构的优化设计[J]. 轻工科技, 2017, 33(10): 61-63. ZHOU Shi-hua, ZHANG Shi-zhou, WU Quan-lan, et al. Optimum Design of the Locking Mechanism of the Big Press Plate of YJ17 Cigarette Maker[J]. Light Industry Science and Technology, 2017, 33(10): 61-63.
- [9] 戴闻, 刘强, 袁松梅. 基于 ADAMS 二次开发的零部件 约束库建模仿真研究[J]. 机械工程师, 2007(9): 76-78. DAI Wen, LIU Qiang, YUAN Song-mei. The Modeling and Simulation of Accessory Joint Based on ADAMS Secondary Development[J]. Mechanical Engineer, 2007(9): 76-78.
- [10] LIU Ben-xue, YUAN Peng, WANG Meng-jian, et al. Optimal Design of High-Voltage Disconnecting Switch Drive System Based on ADAMS and Particle Swarm Optimization Algorithm[J]. Mathematics, 2021, 9(9): 1049.
- [11] JIAN Wang, WANG Jian, ZHOU Li-li, et al. Dynamic Modeling and Cooperative Process Simulation in Cooperative Dual-Arm Robot Based on Adams[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2020, 1621(1): 12041.
- [12] 颜纯. 碟形弹簧计算方法 DIN2092—88[J]. 弹簧工程, 1991(1): 40-45.
 YAN Chun. Calculation METHOd of DISC SPRINg DIN2092-88[J]. Spring Engineering, 1991(1): 40-45.
- [13] SAYAT I. Synthesis of Four-Bar Linkage with Adjustable Crank Length for Multi-Path Generation[J]. IJMERR, 2020, 9(4): 489-481.
- [14] JOSHUA K, PICKARD, JUAN A. Appropriate Synthesis of the Four-Bar Linkage[J]. Mechanism and Machine Theory, 2020, 153: 1-2.
- [15] 刘文瑞,孙建伟,褚金奎.基于小波特征参数的平面 四杆机构轨迹综合方法[J]. 机械工程学报, 2019, 55(9): 18-28.
 LIU Wen-rui, SUN Jian-wei, CHU Jin-kui. Synthesis Method for Path Generation of a Planar Four-Bar Mechanism Based on the Wavelet Feature Parameters[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(9): 18-28.

责任编辑:曾钰婵