

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.03.012

双盘拉丝机自动换盘装置的设计*

董鹏敏,王 鹏,管争荣,王天琦,曾祥虎,曹高鹏
(西安石油大学 机械工程学院,陕西 西安 710065)

摘要:针对双盘拉丝机换盘速度慢、效率低的问题,对新型自动换盘装置和工字轮进行了结构和换盘方案的设计。从理论上分析了自动换盘装置的工作原理和流程;通过UG对自动换盘装置和工字轮进行了三维建模,运用ANSYS软件对工字轮和自动换盘装置的结构进行了静力学分析,得出了自动换盘装置和工字轮在实际工作时的应力应变云图;通过动力学仿真分析,设置了相关仿真参数,获得了自动换盘装置的速度、加速度、位移变化曲线。研究表明:新型自动换盘举升装置两支点中间变形量最大,受力呈对称分布;钢丝绳与工字轮接触产生的应力变形较小,在合理变形之内;从量化后得到的运动速度、位移曲线规律,验证了运动平稳性和机构设计的合理性。

关键词:双盘拉丝机;自动换盘装置;工字轮;静力学分析;动力学仿真

中图分类号:TH122;TH69

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2021)03-0343-07

Design of automatic disk changing device of double-disk drawing machine

DONG Peng-min, WANG Peng, GUAN Zheng-rong,
WANG Tian-qi, ZENG Xiang-hu, CAO Gao-peng
(College of Mechanical Engineering, Xi'an Shiyou University, Xi'an 710065, China)

Abstract: Aiming at the problem of slow changing speed and low efficiency of double wire drawing machine, the structure and changing scheme of new automatic disk changing device and I-wheel were designed. The working principle and flow of the automatic disk changing were analyzed theoretically. The 3D model of the automatic plate changing and the I-wheel was carried out by UG, and the statics analysis of the structure of the I-wheel and the automatic plate changing were carried out by using ANSYS software, and the stress-strain cloud diagram of the automatic disk changing and the I-wheel in actual work were obtained. Through dynamic simulation analysis, relevant simulation parameters were set to obtain the curve of the velocity, acceleration and displacement of the automatic plate changing. The results indicate that the deformation of the two fulcrum of the new type automatic disk changing lifting device is the largest and the stress distribution is symmetrical. The stress deformation caused by the contact between the wire rope and the I-wheel is small and within the reasonable deformation. The motion velocity and displacement curves obtained after quantization verify the motion stability and the rationality of mechanism design.

Key words: double-disc drawing; automatic disk changing device; I-wheel; static analysis; dynamic simulation

0 引 言

双盘拉丝机是一种用于金属制品拉丝工作的设备。目前,双盘拉丝机主要应用于铝丝、铜丝及钢丝的拉拔中,这种拉丝机有着高效、高速等显著的优势。这

种双盘拉丝机在欧美等一些较为发达的国家已经得到了具体应用^[1]。

国内钢丝绳企业拉丝设备大多采用的是气动夹紧单个工字轮,其换盘过程完全是由人工操作完成的,这种方式在换盘时较为麻烦,工人劳动强度大且换盘速度较慢、效率低,不利于钢丝绳生产效率的提高。目

收稿日期:2020-07-03

基金项目:陕西省自然科学基金资助项目(2019JQ826)

作者简介:董鹏敏(1961-),男,陕西武功人,教授,硕士生导师,主要从事机械设计与自动化方面的研究。E-mail:dongpengmin@sohu.com

前,在我国拉丝机领域中,普通的双盘拉丝机主要应用于铝丝及铜丝的拉拔中,平均换盘时间为 18 s ~ 25 s。由于钢丝硬度大,拉丝完成后绳头不易处理,许多钢丝绳企业并没有投入使用普通的双盘拉丝机^[2]。

针对 LZ10 型直进式拉丝机配套的双盘拉丝机自动换盘装置和新型工字轮,笔者利用 UG 三维建模软件建立双盘拉丝机三维模型以及自动换盘装置和工字轮的三维模型^[3];导入 ANSYS 软件,对自动换盘装置和工字轮进行静力学分析,验证该结构的强度、稳定性和可靠性^[4];在 UG 仿真环境下对双盘拉丝机运动轨迹进行动力学仿真和合理化设计^[5],通过运动函数形式给出运动副的运动参数,反复修改模拟仿真参数,使得拉丝机准确地完成上盘-排线拉丝-托举-下盘的工作过程。

1 自动换盘装置原理及方案

1.1 自动换盘装置工作原理

自动换盘装置工作原理如图 1 所示。

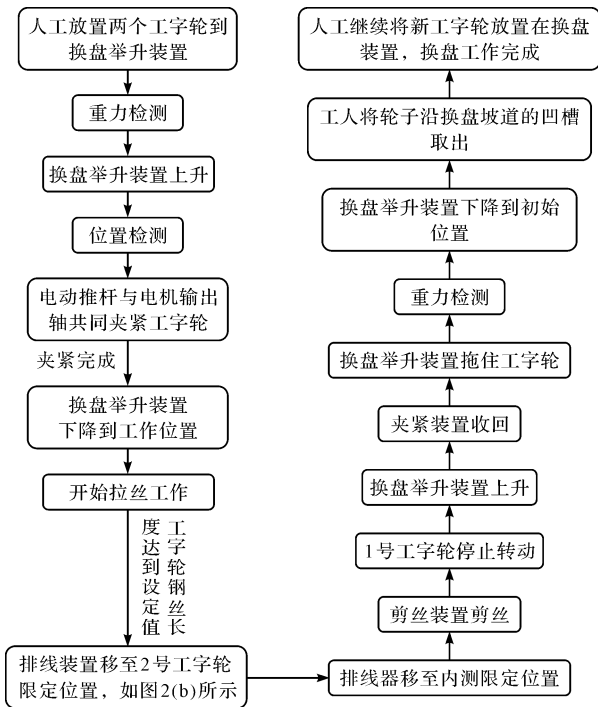


图 1 自动换盘装置工作原理框图

图 1 中,重力检测、位置检测、夹紧完成及钢丝长度检测工作由控制系统处理完成,以液压系统作为自动换盘装置升降过程的动力源。

拉丝机三维模型如图 2 所示。

1.2 自动排线换盘流程

自动排线换盘流程示意图如图 3 所示。

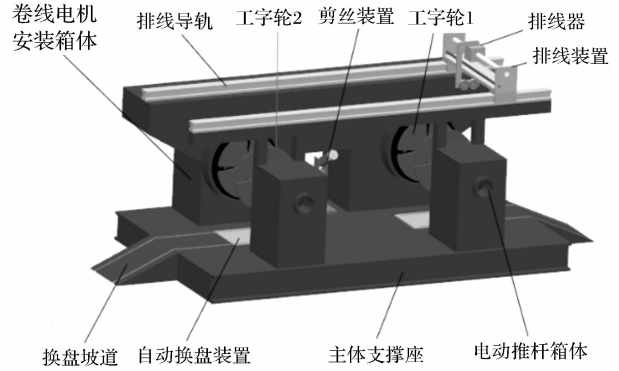
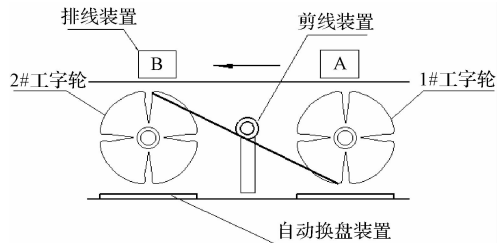
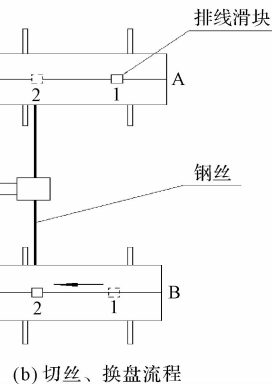


图 2 拉丝机三维模型



(a) 拉丝流程



(b) 切丝、换盘流程

图 3 自动排线换盘流程示意图

排线换盘主要分为 3 个步骤:

(1) 当排线装置位于图 3(a) 中位置 A 时,拉丝机启动后开始以正常 25 m/s 的速度排线;

(2) 当计米值达到设定值后,2#工字轮开始启动运转,排线装置由位置 A 移动到指定位置 B。如图 3(b) 中排线滑块由位置 1 移动至位置 2,钢丝拉拔位置如图 3(b) 所示,剪线装置下压钢丝使钢丝卡入工字轮凹槽内后剪断钢丝,自动打结。2#工字轮以 25 m/s 的速度开始正常排线;

(3) 满盘工字轮的自动换盘。完成第 2 步工作后自动换盘装置上升至指定位置托举 1#工字轮下盘,再换入新盘开始循环排线。

1.3 自动换盘装置设计方案

为了实现拉丝机的自动换盘的功能,考虑实际工作环境,此处选择液压系统来驱动举升装置。液压举

升装置的类型有许多种,为了节省空间选择使用剪叉式举升结构。

该自动换盘装置处于夹紧机构的下方,静止时的高度应不大于 200 mm。在正常工作过程中,举升装置上升高度为 253 mm 初始高度为 200 mm,承受的最大重量为 300 kg。

笔者选用剪叉式液压举升结构还有一个重要的优点在于它折叠结构升降稳定,举升过程比较平稳;剪叉结构坚固,间隙较小,上升过程不会出现摇晃。

2 自动换盘装置的静力学分析

2.1 材料设置和网格划分

笔者将已建立好的换盘举升装置和工字轮三维模型保存为 stp 格式,导入进 ANSYS Workbench 中^[6],设置举升面板、剪叉架以及工字轮的材料属性。由于液压缸为常规外购件,在进行结构的有限元分析时可去除液压缸部分,对举升装置的简化模型进行有限元分析;举升装置整体选用 45 钢,工字轮材料为 304 不锈钢。

举升装置和工字轮材料属性如表 1 所示。

表 1 材料属性

结构名称	材料	密度 ρ / ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量 /GPa	泊松比	屈服强度 /MPa
举升装置	45	7 850	210	0.31	355
工字轮	304	7 930	194	0.3	205

举升模型材料设置完后,笔者利用 ANSYS 对顶板模型进行网格划分,在网格尺寸设置中将网格单元设置为四面体单元,细化网格,全局划分为 6 mm 网格,托板开槽处为 3 mm 网格。

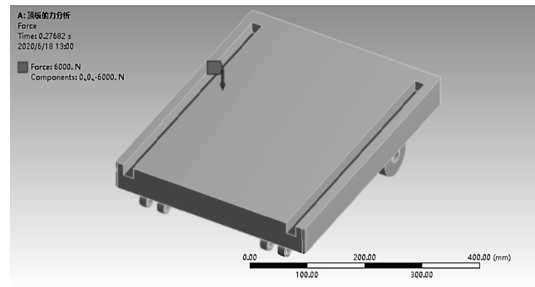
生成的网格单元数为 164 721,节点数 251 711。对剪叉架受力分析时,全局划分为 3 mm 网格,四面体单元;单元数为 172 926,节点数 278 515。笔者对生成的网格进行质量评估,采用正交质量评估,网格质量符合要求。

2.2 约束与载荷施加

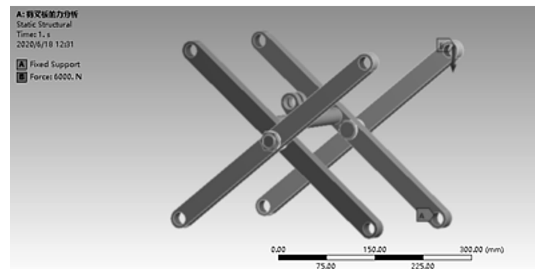
2.2.1 举升装置载荷施加

根据举升装置在实际工作状况下的受载状况,进行约束与载荷施加;托板底部 4 个支脚为固定约束。托板、剪叉架受力图如图 4 所示。

在托板开槽中施加竖直向下 $F=6\ 000\ \text{N}$ 的力,方向为竖直向下;剪叉架底部支脚处为固定约束,顶部支脚处施加 $6\ 000\ \text{N}$ 竖直向下的力。



(a) 托板载荷施加



(b) 剪叉架载荷施加

图 4 托板、剪叉架受力图

2.2.2 工字轮载荷施加计算

工字轮通过电机传递扭矩开始转动,排线装置中的排线器在系统控制下向工字轮内侧移动,到达限定位置时,剪线装置下压钢丝使得钢丝通过工字轮的旋转将钢丝卡入工字轮底部凹槽中,开始旋转缠收钢丝,到达计米值时,排线装置开始移动进行下一工字轮的排线,排线滑块移至工字轮内侧,剪线装置下压使钢丝卡入凹槽顶部弧口处,剪断钢丝。在此过程中,工字轮旋转将钢丝卡入凹槽时,工字轮与钢丝之间产生作用力与反作用力。

笔者利用 ANSYS 分析改造后的新型工字轮在拉拔过程中的强度。分析过程中,槽口底部所施加力为 F_2 ,施加在轮盘顶部弧口处的力为 F_2 。

工字轮载荷施加方向如图 5 所示。

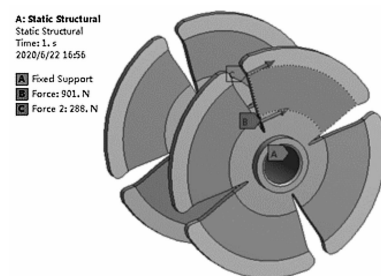


图 5 工字轮载荷施加

载荷施加计算公式如下所示:

$$P = FV \quad (1)$$

$$V = 2\pi Rn \quad (2)$$

式中: P — 功率, kW; F — 扭力, N; V — 线速度, m/s;

R —作用半径,mm; n —转速,r/min。

其中:电机功率为 $P = 11 \text{ kW}$,电机转速为 $n = 1\ 460 \text{ r/min}$,由式(2)可以算出线速度 $V = 38.20 \text{ m/s}$,代入式(1)得扭力 $F_1 = 288 \text{ N}$;同理可得扭力 $F_2 = 901 \text{ N}$ 。

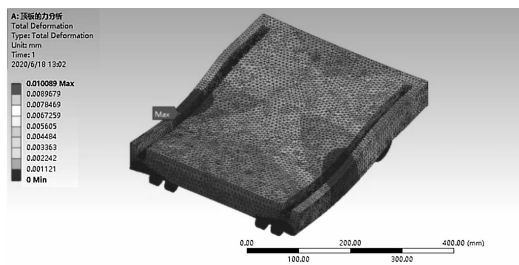
2.3 结果后处理

2.3.1 模型总变形分析

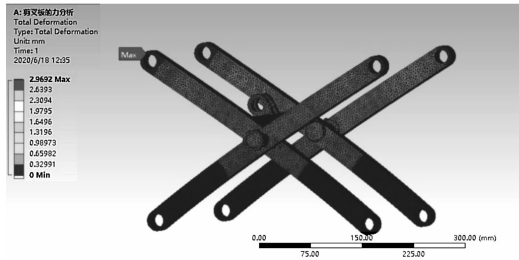
在 ANSYS 静力学分析中,选择模型总变形量分析模块,系统会根据分析模型的约束条件和载荷,计算出 X 、 Y 、 Z 方向的变形量,由下式得出总能变形量:

$$U_{\text{total}} = \sqrt{U_x^2 + U_y^2 + U_z^2} \quad (3)$$

通过系统运算求解,可得出所需分析模型的总变形云图如图 6 所示。



(a) 托板变形量



(b) 剪叉架变形量

图 6 模型总变形量云图

从总变形量得知,模型最大变形量位于剪叉架两支点中间,变形量呈对称分布,托板最大变形量为 $0.010\ 089 \text{ mm}$,剪叉架最大变形量为 2.97 mm ;可见其受力情况良好,在合理变形内。

2.3.2 模型应力分析

根据 ANSYS 有限元应力分析原理,笔者计算出举升装置有限元应力云图,如图 7 所示。

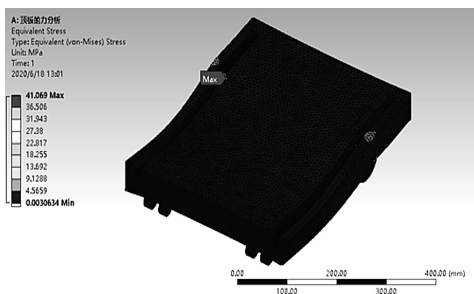
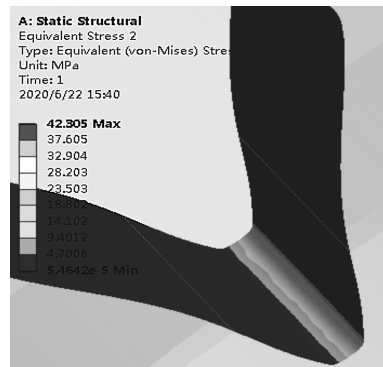


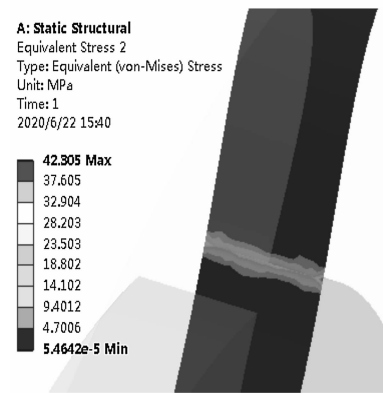
图 7 模型应力

由分析结果可知,托板处最大应力发生在托板与滚动轮接触位置,最大应力为 41.069 MPa ,剪叉架最大应力位于两剪叉板交接处,为 222.3 MPa ;发生的应力均小于材料的屈服强度 355 MPa 。

工字轮应力云图如图 8 所示。



(a) 槽口底部应力



(b) 顶部弧口应力

图 8 工字轮应力云图

工字轮槽口底部最大应力为 28.203 MPa ,轮盘顶部最大 37.605 MPa ,远小于材料的屈服强度 205 MPa 。

通过 ANSYS 静力学分析,笔者对设计的结构施加实际工况下的作用力,得到受力应力应变云图以及最大变形量。分析结果表明,所设计的结构合理,强度安全可靠,刚度足够,满足实际需求。

3 仿真方案的建立

笔者利用 UG 进行动力学仿真分析,根据设计模型特点,该机构运动分析需要设置 9 个运动体,命名为 B001 ~ B009。在进行动力学分析过程中,通常需要考虑运动体的质量属性。因此,在创建运动体时,要视情况来定义运动体质量属性。此处选择系统默认指派的材料、惯性、质量等属性来定义运动体。

动力学仿真流程如图 9 所示^[7-10]。

仿真过程中运动体设置如表 2 所示。

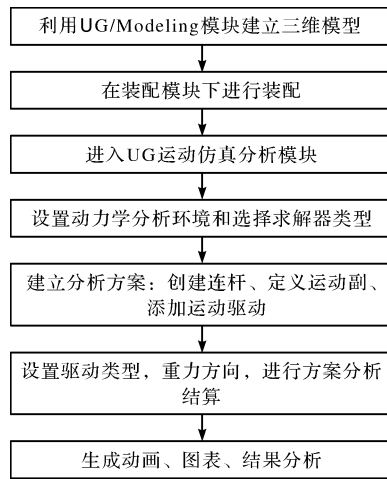


图 9 动力学仿真流程

表 2 运动体设置列表

运动体	机构名称
B001	底盘主体支撑座
B002	上下盘坡道
B003	自动换盘装置
B004	推杆箱体
B005	卷丝电机安装箱体
B006	剪丝装置
B007	工字轮
B008	排线导轨
B009	排线装置

3.1 运动副定义

运动副又分为固定运动副(限制机构运动)和无固定运动副(允许运动的机构)。通过机构工作原理添加定义运动副,运动副定义如表 3 所示。

表 3 运动副列表

运动体连接	运动副类型	运动副连接	运动副类型
B001 与地	固定副	B006	旋转副
B002 与地	固定副	B007	旋转副
B003	旋转副、滑动副	B009	滑动副、柱面副

3.2 运动驱动添加

3.2.1 运动驱动的选择

运动驱动指添加在运动副上控制机构运动的运动参数,根据双盘拉丝机在实际工作时的运动规律、时间差及完成动作的顺序。选择运动函数中的 STEP 函数作为本文仿真中运动副的运动驱动。STEP(x, x_0, h_0, x_1, h_1) 是阶梯(STEP Function)函数^[11-13],其定义如下:

$$F(x) = \begin{cases} h_0 & , x \leq x_0 \\ h_0 + (h_1 - h_0) \left[\frac{(x - x_0)}{(x_1 - x_0)} \right]^2 & , x_0 < x < x_1 \\ h_1 & , x \geq x_1 \end{cases} \quad (4)$$

式中: x —时间自变量, s ; x_0 —函数初始时刻 x 的值, s ; h_0 —初始位移, mm ; x_1 —位函数终止后 x 的值, s ; h_1 —函数终止位移, mm 。

3.2.2 运动函数 STEP 驱动的设置

为了保证拉丝机更准确的实现上盘-排线拉丝-托举-下盘的工作过程,笔者应用 STEP 运动函数的函数类型做出运动副的函数驱动形式,经反复实验修改后,做出各运动副的运动仿真数据。

运动副驱动阶梯函数如表 4 所示。

表 4 运动副驱动阶梯函数

运动副	STEP 函数运动数据
J001 旋转副	STEP($x, 0, 0, 4, STEP(x, 4, 1080, 8, STEP(x, 8, 1080, 12, STEP(x, 12, 0, 20, STEP(x, 20, 0, 24, 1080))))$))
J002 旋转副	STEP($x, 8, 0, 12, STEP(x, 12, 1080, 20, STEP(x, 20, 1080, 24, 0))$))
J003 滑动副	STEP($x, 0, -200, 4, 200$) + STEP($x, 4, 200, 8, -200$) + STEP($x, 13, -200, 17, 200$) + STEP($x, 17, 200, 21, -200$)
J004 滑动副	STEP($x, 0, -200, 4, 200$) + STEP($x, 4, 200, 8, -200$) + STEP($x, 13, -200, 17, 200$) + STEP($x, 17, 200, 21, -200$)
J005 柱面副	STEP($x, 0, -200, 4, 200$) + STEP($x, 4, 200, 8, -200$) + STEP($x, 13, -200, 17, 200$) + STEP($x, 17, 200, 21, -200$)
J012 柱面副	STEP($x, 9, 0, 12, 2000$) + STEP($x, 22, 0, 26, -2000$)

鉴于双盘拉丝机的结构较为复杂,考虑到仿真的简便,笔者在 UG 仿真过程中作如下假设:

- (1) 个别运动副内的摩擦力忽略不计;
- (2) 各运动副之间均为刚性连接,内部间隙不计。

4 仿真及结果分析

4.1 解算方案建立

在创建完运动体、定义完正确的运动副之后,笔者在指定的首先开始运动的运动副上施加运动驱动,然后单击“解算方案”,解算类型设置为“常规驱动”,分析类型为“运动学/动力学”;仿真时间为 30 s,步数为 1 500(为了使仿真分析更合理,通常把仿真时间和步数与运动件走过的位移设置为具有一定的比例关系),重力方向竖直向下,点击“确定”开始求解;通过动力学仿真分析,可以分析机构的位移、速度、加速度等运动特征。

在进行仿真时,双盘拉丝机各运动件在 STEP 运动阶梯函数控制下完成换盘动作。

拉丝机在 STEP 函数控制下的动作流程如表 5 所示。

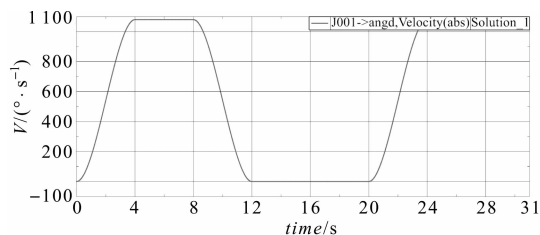
表 5 拉丝机在 STEP 函数控制下的动作流程

时间/s	动作
0-4	工字轮 1 低速转动,排线器往返排线
4-8	工字轮 1 匀速转动,排线器往返排线
8-12	工字轮 1 减速,工字轮 2 低速转动,排线装置移动至工字轮 2 位置
12-20	工字轮 2 匀速转动,排线器往返排线
12-14	剪丝装置剪丝
14-18	举升装置 1 托举工字轮 1
20-24	工字轮 2 减速,工字轮 1 低速转动,排线装置移动至工字轮 1 位置
24-26	剪丝装置剪丝
26-30	举升装置 2 托举工字轮 2
...	循环工作

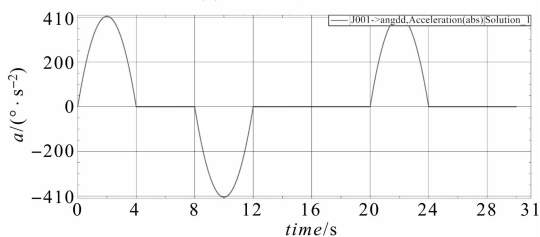
4.2 位移、速度、加速度仿真结果分析

在 UG 完成解算后,查看运动仿真动画效果。结果表明,整个机构能够实现顺利运转;通过运动导航器窗口分别选择运动对象 J001、J003、J018 为主要分析对象,然后选择在 Excel 电子表格显示结果,这样就可以得到双盘拉丝机的位移(displacement)、速度(velocity)、加速度(acceleration)与时间的对应关系曲线图。

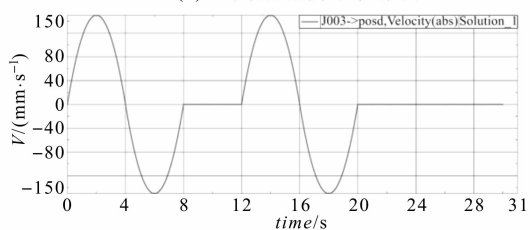
双盘拉丝机位移、速度、加速度与时间关系曲线仿真结果如图 10 所示。



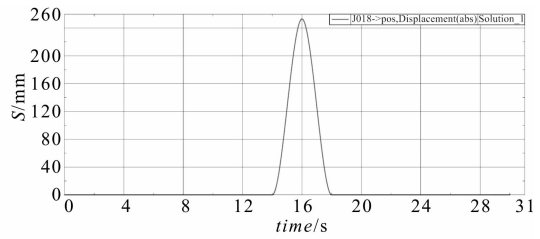
(a) 工字轮速度与时间关系



(b) 工字轮加速度与时间关系



(c) 排线器往返排线速度与时间关系



(d) 举升装置位移与时间曲线

图 10 双盘拉丝机位移、速度、加速度与时间关系

通过反复的模拟、修改及仿真,最终得到双盘拉丝机主要运动零件的位移、速度、加速度。得到工字轮转动曲线为其中一个工字轮的工作状态(由于工字轮 2 的运动状态与工字轮 1 相符合,此处不再做详细介绍)。从仿真曲线结果中可以看出,双盘拉丝机各零部件可以平稳地运行,符合实际工作要求。

5 结束语

笔者利用 UG12.0 软件建立了双盘拉丝机自动换盘装置三维模型,并进行了整体机构的运动仿真分析;通过 ANSYS Workbench 软件对换盘装置和新型工字轮结构进行了静力学分析,得到结果如下:

(1)由静力学分析可知,举升装置模型的两支点中间变形量最大,呈对称分布,托板最大变形量为 0.010 089 mm,剪叉架最大变形量为 2.97 mm,受力在合理变形内;托板处最大应力发生在托板与滚动轮接触位置,最大应力为 41.069 MPa,剪叉架最大应力位于两剪叉板交接处,为 222.3 MPa,均小于材料的屈服强度 355 MPa;工字轮槽口底部最大应力为 28.203 MPa,轮盘顶部最大 37.605 MPa,远小于材料的屈服强度 205 MPa。因此,举升结构、新型工字轮的强度均满足实际工作要求;

(2)通过进行动力学仿真,得到了双盘拉丝机各部件的运动规律和工作过程,自动换盘装置设计方案上升最大位移为 253 mm。

仿真结果表明,自动换盘装置设计方案基本合理,符合实际工作要求。该结果可对进一步提升拉丝速度、换盘时间及优化双盘拉丝机结构提供依据。

参考文献 (References):

- [1] 罗庆堂. 对直进式拉丝机改进的建议[J]. 中国设备工程, 2018(6):65-66.
- [2] 徐博雅. 我国金属制品拉丝机现状及发展探讨[J]. 技术与市场, 2013, 20(7):9-10.
- [3] 董鹏敏,王 鹏,闫保国,等. 一种双盘拉丝机自动上下盘系统[P]. 中国:CN111348481A, 2020-06-30.

- [4] 杨国强,黄金祥. 基于 ANSYS 1 Workbench 的 LPG 覆土罐有限元分析设计方法[J]. 压力容器,2018,35(6):36-45.
- [5] 王立存,董光辉,张国进,等. 基于 MATLAB. UG 的泛函通用型线涡旋盘有限元建模及分析[J]. 流体机械,2016,44(2):29-33,23.
- [6] 朱国柱,郑佳鹏,林佳翰,等. 基于 ANSYS 的导盲机器人底盘有限元分析[J]. 机床与液压,2020,48(10):104-108.
- [7] 郭建设,孙广标,张云鹏,等. 基于 UG 的冲床机械手动力学仿真[J]. 机械制造,2011,49(1):9-12.
- [8] 张晋西. UG NX/Motion 机构运动仿真基础及实例[M]. 北京:清华大学出版社,2009.
- [9] 胡小康. UG NX6 运动仿真培训教程[M]. 北京:清华大学出版社,2009.
- [10] 齐丽丽,张翠平,孙力平,等. 基于 UG 的单缸柴油机设计与运动学仿真[J]. 煤矿机械,2012,33(6):81-83.
- [11] 裘建新,常健. UG 实现复杂运动机械的三维动态仿真[J]. 机械设计,2002(12):55-57.
- [12] 张卫锋,樊炳辉. 基于 UG 和 ADAMS 的变形移动机器人的动力学仿真分析[J]. 机床与液压,2007(1):211-212,201.
- [13] 路连,高荣. 基于 UG 的电动自行车虚拟装配与运动学分析[J]. 机械设计与制造,2011(11):259-260.

[编辑:李辉]

本文引用格式:

董鹏敏,王鹏,管争荣,等. 双盘拉丝机自动换盘装置的设计[J]. 机电工程,2021,38(3):343-349.

DONG Peng-min, WANG Peng, GUAN Zheng-rong, et al. Design of automatic disk changing device of double-disk drawing machine[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2021,38(3):343-349.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第324页)

高效、准确地进行柔轮筒体的强度校核与优化设计。

参考文献(References):

- [1] 黄兴,何文杰,符远翔. 工业机器人精密减速器综述[J]. 机床与液压,2015,43(13):1-6.
- [2] OGURA Y, AIKAWA H, SHIMOMURA K, et al. Development of a new humanoid robot WABIAN-2[C]. Proceedings 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation. Washington: IEEE,2006.
- [3] 李秋芳,程凯,钟健. 谐波齿轮传动柔轮变形与变形力研究[J]. 机械设计,2008,25(11):48-50.
- [4] 杨勇,王家序,周青华,等. 椭圆凸轮波发生器零侧隙谐波齿轮传动共轭齿廓精确求解[J]. 中南大学学报:自然科学版,2017,48(12):3231-3238.
- [5] 邢静忠,石立腾,姚云鹏,等. 谐波齿轮柔轮中面曲线的几何特征拟合表达[J]. 光学精密工程,2020,28(7):1519-1527.
- [6] GRAVAGNO F, MUCINO V H, PENNESTRÌ, et al. Influence of wave generator profile on the pure kinematic error and centrodes of harmonic drive[J]. **Mechanism & Machine Theory**,2016(104):100-117.
- [7] MAHANTO B S, SAHOO V, MAITI R. Effect of cam insertion on stresses in harmonic drive in industrial robotic joints[J]. **Procedia Computer Science**,2018(133):432-439.
- [8] 阳培,王长路,王长明,等. 谐波齿轮传动中柔轮初始变形力研究[J]. 机械强度,2006(S1):78-82.
- [9] MA Dong-hui, WU Jia-ning, LIU Tao. Deformation analysis of the flexspline of harmonic drive gears considering the driving speed effect using laser sensors[J]. 中国科学:技术科学:英文版,2017,60(8):1175-1187.
- [10] 徐芝纶. 弹性力学[M]. 5版. 北京:高等教育出版社,2016.
- [11] 关崇复,袁盛治. 谐波传动柔轮筒体应力计算[J]. 机械强度,1994(1):24-27,31.

[编辑:李辉]