

# 基于 ADAMS 的巨型卸胎机动力学仿真分析

程龙<sup>1</sup>, 王乾廷<sup>1</sup>, 凌静秀<sup>2,3</sup>

(1. 福建工程学院 材料科学与工程学院, 福建 福州 350118;

2. 福建工程学院 机械与汽车工程学院, 福建 福州 350118;

3. 中建海峡建设发展有限公司, 福建 福州 350000)

**摘要:** 卸胎机夹取的巨型轮胎质量可达 6 t, 存在较大的惯性力, 在工作过程中会因为碰撞及运动引起系统强烈振动, 容易造成轴承等零件失效。文章基于 ADAMS 动力学仿真方法对卸胎机动态特性展开研究。研究表明, 导轨轮轴与定环回转约束部位在卸胎机夹紧轮胎的过程中因夹板与轮胎发生碰撞, 产生较大的冲击载荷, 导轨轮轴固定部位合力最大可达 260 kN, 定环回转约束部位反力约为设备自重。摇臂轴轴承与定环连接的螺栓固定部位在工作过程中支反力变化趋于一致, 在翻转过程中, 二者合力保分别可达 40、75 kN, 且存在较大冲击。研究结果可为轴承选型、螺栓校核及定环结构的强度刚度提供载荷边界, 同时为卸胎机结构的动态优化设计提供技术支持。

**关键词:** 卸胎机; 定环; 虚拟样机; 动力学

中图分类号: TH113

文献标志码: A

文章编号: 1672-4348(2020)03-0250-05

## Dynamic simulation analysis of giant tire unloader based on ADAMS

CHENG Long<sup>1</sup>, WANG Qianting<sup>1</sup>, LING Jingxiu<sup>2,3</sup>

(1. School of Materials Science and Engineering, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China;

2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China;

3. CSCEC Strait Construction and Development Co.Ltd., Fuzhou 350000, China)

**Abstract:** The mass of the giant tire clamped by the tire unloader can reach 6t, and there is a large inertial force. During the work process, the system will be strongly vibrated due to collision and motion, which will easily cause the failure of bearings and other parts. For this reason, ADAMS dynamic simulation method is used to study the dynamic characteristics of the tire unloader. The research shows that the guide wheel axle and the fixed ring rotation restraint part collide with the tire during the tire unloading process, resulting in a large impact load. The combined force of the fixed part of the guide wheel shaft can reach about 260kN, and in the fixed ring rotation restrained part, the reaction force is about the weight of the equipment. The change in support force of the bolt-fixed part connected to the rocker shaft bearing and the fixed ring tends to be consistent during the working process. During the turning process, the combined force of the two can reach 40kN and 75kN, respectively, and there is a large impact. The research results can provide load boundaries for bearing selection, bolt calibration, and strength and stiffness of the fixed ring structure, and provide technical support for the dynamic optimization design of the tire unloader structure.

**Keywords:** tire unloader; fixed ring; virtual prototype; dynamics

收稿日期: 2020-03-04

基金项目: 福建省教育厅中青年教师教育科研项目(JAT190413); 中央引导地方科技发展专项(2018L3001)

第一作者简介: 程龙(1994—), 男, 江苏泰州人, 硕士研究生, 研究方向: 机械系统动力学。

通信作者: 凌静秀(1985—), 男, 浙江温州人, 副教授, 博士, 研究方向: 机械系统动力学。

轮胎生产效率与重量的提高,对卸胎机构的平稳和安全性有了更高的要求,传统的卸胎及一些大型设备的翻转借助吊车等专用工具,稳定性与安全性得不到保证,且自动化程度不高<sup>[1]</sup>。现有的卸胎机构在自动化方面取得了较快的发展,有龙门式、直立式、水平摆转式等<sup>[2]</sup>。

目前,学者在卸胎机的自动化、运动学方面进行了较多研究,文献[3-4]对卸胎机械手的重复定位精度及运动可靠度展开研究,通过蒙特卡洛方法计算概率得出了卸胎机械手铰接部位铰间隙大小和磨损度对重复定位精度、速度、加速度影响的运动可靠度,文献[5-6]通过创新设计提高卸胎机的自动化和运动自由度,旨在提高卸胎效率。这些研究的对象多是中小型轮胎,对大型卸胎机系统及工作过程中的动态特性缺乏一定的研究。事实上,随着卸载轮胎重量的增加,对卸胎机系统工作的稳定性、可靠性及机构的刚度、强度都有很高的要求。

因此,本文以卸胎机及轮胎作为研究对象,通过建模软件建立卸胎机等效模型,并将等效模型导入 Adams 中,施加载荷、约束、等效支撑、驱动等运动关系,建立卸胎机系统虚拟样机模型,采用虚拟样机对卸胎机夹紧轮胎并反转 90°的动态过程进行动力学仿真,提取摇臂轴轴承部位及与定环连接的螺栓固定部位和定环转动轴部位的约束反力,为轴承选型、螺栓校核及定环结构的强度、刚度提供载荷边界,同时为卸胎机结构的动态优化设计提供理论依据。

### 1 卸胎机三维模型

抱环式卸胎机总体结构由定环、动环及摇臂机构、夹紧板,松紧电机等组成,主要用于卸载巨型轮胎,巨型轮胎总重 6 t,在完成第一道工序后,固定在一定位置,用卸胎机将轮胎卸下进行第二道工序。卸胎机夹紧板夹紧轮胎后,进行 90°的翻转,在动态过程中,轮胎、动环等结构重量全部通过定环上的螺栓孔传递到定环,对定环的强度、刚度都有一定的要求。

卸胎机整体及定环三维模型结构如图 1、2 所示。

在卸胎机二维图纸的基础上,基于建模软件 Solidworks 建立卸胎机系统数字化三维模型。同时,应用 SpaceClaim 软件对模型中螺纹、轴承等

结构进行简化修正<sup>[7]</sup>,创建便于数值仿真分析的等效模型,模型如图 3 所示。

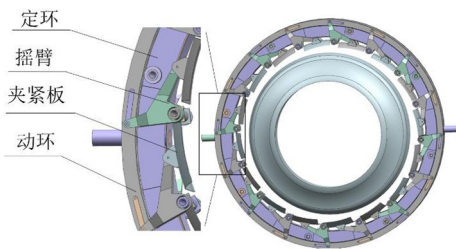


图 1 卸胎机三维模型

Fig.1 3D model of the tire unloader

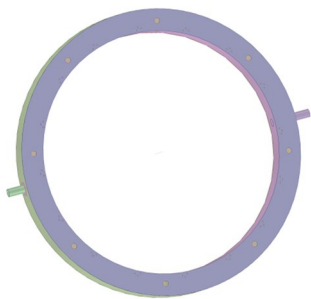


图 2 定环三维模型

Fig 2 3D model of the fixed ring

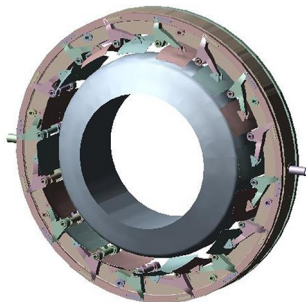


图 3 卸胎机-轮胎等效系统

Fig.3 Tire unloader-tire equivalent system

## 2 卸胎机系统动力学仿真模型的建立

### 2.1 模型导入

基于三维造型软件 Solidworks 构建卸胎机系统的三维参数化模型,并以 .x\_t 格式将等效模型导入动力学分析软件 Adams/View 环境中,导入后观察卸胎机系统内部所有零件均显示正常,没有数据丢失。再定义系统中各部件材料属性,设置与实际系统相符的质量与转动惯量。卸胎机结

构材料选用材料库中的普通碳素结构钢材料,参数分别为杨氏模量  $207 \times 10^6$  kPa, 密度  $7\ 801$  kg/ $\text{m}^3$ , 泊松比为 0.29, 轮胎采用自定义橡胶材料, 参数设置为弹性模量  $780 \times 10^3$  kPa, 泊松比 0.47, 密度  $1\ 200$  kg/ $\text{m}^3$ 。

## 2.2 虚拟样机的边界条件

实际工况下, 轮胎在夹紧前固定在一定位置, 待轮胎被卸胎机夹紧后, 释放轮胎, 进而开始翻转运动。因此, 采用脚本仿真程序, 设置轮胎固定副在夹紧后失效。紧机构的摇臂轴通过螺栓固定在定环上, 此处同样用固定副约束。动环由固定在定环上的导轨轮支撑, 导轨轮轴与定环固定, 导轨轮与其轴之间采用旋转副约束。同时, 夹紧机构的各铰接位置均采用旋转副模拟, 等效实际情况。定环转轴位置也施加旋转副。定环和动环之间还施加了平面副, 保证二者在旋转过程中不发生相对位置的滑动。另外, 由于引入过多虚约束, 导致系统出现过多的冗余约束, 导致系统求解结果的不确定性, 将冲突的约束采用初级副替代, 如用点重合副代替冗余的旋转副, 用共面约束副代替其中一个平面副, 保证了系统求解的稳定性和精度。

每个夹紧板和轮胎间、每个动环和每个导轨轮间通过 Adams 中的接触碰撞来模拟, 本文接触力计算采用冲击函数法, 计算公式参考文献[8], 接触参数根据材料属性采用软件推荐的值设定即可。

各支撑轴承处采用等效弹簧单元代替, 等效刚度及阻尼值根据轴承参数进行计算, 设定为合理的支撑参数, 可根据轴承类型及参数计算轴承支撑刚度<sup>[9]</sup>, 本文中轴承刚度均设置为  $5 \times 10^6$  kN/m。此外, 结构材料与结构支承和接触处均存在摩擦力, 会产生内阻尼及摩擦阻尼, 添加弹性单元并设置相应阻尼值以模拟系统在实际情况下所受阻尼, 阻尼计算经验公式参考文献[10], 确定轴承的等效支撑刚度和阻尼后, 在衬套力元中模拟轴承支撑。如图 4 所示。

## 2.3 施加驱动及载荷

分别在两个动环及定环转轴上施加转速驱动, 动环上的驱动采用点驱动, 不影响动环的自由度, 定环驱动采用旋转驱动。驱动函数为脉冲函数  $\text{step}(\text{time}, 1.2, 0.0, 2.0, 180\text{ d})$ , 外部载荷为重力。施加驱动载荷后效果如图 5。

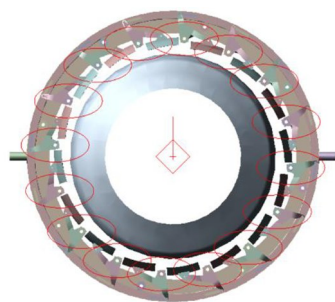


图 4 轴承支撑等效约束

Fig 4 Equivalent constraint of bearing support

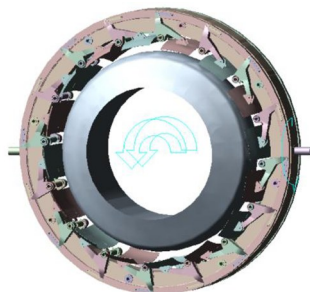


图 5 施加驱动

Fig5 Applying the drive

# 3 卸胎机系统虚拟样机的动力学仿真

## 3.1 ADAMS 仿真求解器的选择

本文模型中多为接触力, 且最终结果需得出接触力受力曲线, 因此选择计算速度快、位移精度高的 Gstiff/SI2 积分器, 校正器设置为 Modified, 精度 Error 设置为  $10^{-5}$ <sup>[11]</sup>。

## 3.2 仿真输出步长及脚本仿真设置

设置的步数越多, 步长越小, 相应计算精度越高, 但计算时间也会相应增加。经线性分析系统频率特性, 综合考虑计算精度与时长, 最终设定步长为 0.01 s。采用脚本仿真程序模拟实际情况中轮胎夹紧后固定副失效的效果。

添加完所有边界条件及驱动后, 卸胎机系统虚拟样机创建完成, 如图 6 所示。

完成卸胎机虚拟样机后, 利用 ADAMS/View 提供的样机模型自检工具对模型进行自检, 自检后可以看出, 模型部件数目为 126 个(不包括大地), 分别为 1 个平面副、83 个旋转副、27 个固定副、30 个点重合副、1 个共面约束副、3 个转速驱动, 系统能自动计算出模型自由度为 82, 没有多余的冗余方程, 自检成功, 可以进行动力学仿真。



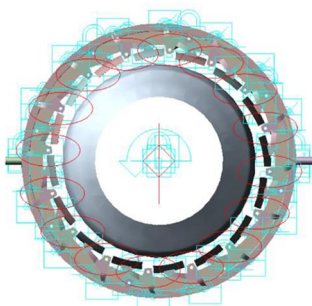


图 6 卸胎机系统虚拟样机模型

Fig.6 Virtual prototype model of tire unloader system

3.3 动力学仿真结果分析

进入后处理模块,根据需求分别提取每个轴承支撑部位、摇臂轴螺栓固定部位、动环导轨轮轴部位及定环回转部位的约束反力。本节提取轮胎最下方部位的轴承反力和螺栓固定反力结果分别如图 7、8 所示,提取轮胎最上方部位的动环导轨轮轴反力如图 9 所示,提取定环回转部位约束反力如图 10 所示。

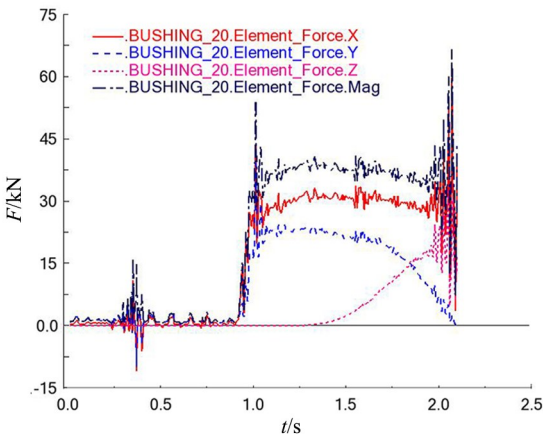


图 7 轮胎最下方轴承约束反力

Fig.7 Constraint reaction force of the bottom bearing of the tire

由以上结果可知,轮胎最下方轴承的支撑反力和螺栓固定反力变化趋势一致,夹紧过程中,由于轮胎是固定的,这二者反力很小,但在轮胎固定副失效后,轮胎重量开始施加到整套设备上,载荷迅速增大,轮胎在翻转过程中,二者合力基本保持恒定,有较大的冲击和振荡。

由于受惯性力等因素影响,轮胎夹紧力从轴承部位传递至螺栓部位时,载荷存在一定的放大效应,翻转过程中轴承合力约 40 kN,螺栓固定合

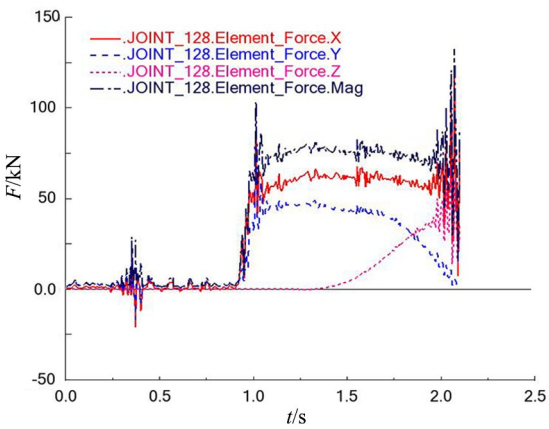


图 8 轮胎最下方摇臂轴螺栓约束反力

Fig.8 Restricted reaction force of the bottom rocker shaft bolt of the tire

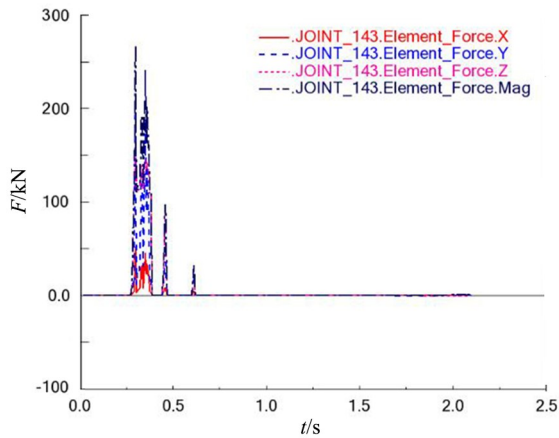


图 9 轮胎最上方动环导轨轮轴约束反力

Fig.9 Restraint reaction force of the uppermost moving ring guide wheel of the tire

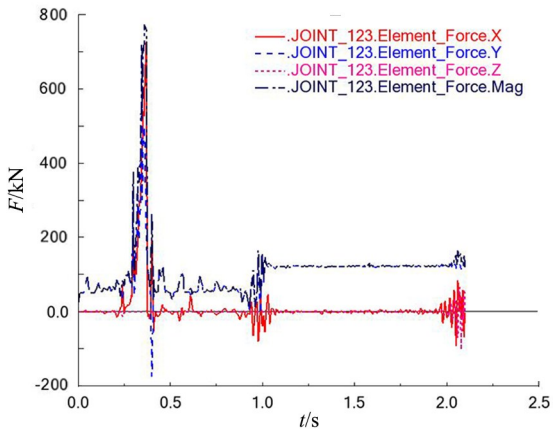


图 10 定环回转约束反力

Fig.10 Fixed-loop rotation restraint reaction force

力约 75 kN,其中轴承  $Z$  方向轴向力随着翻转角度的增大逐渐增大,最大可达 34 kN,径向力逐渐变小,经受力分析,卸胎机翻转时,随着角度的增大轮胎重力在最下方轴承  $Y$  方向分量变小,而轴向分量逐渐增大,仿真结果与实际情况中的各方向力变化规律一致。

轮胎最上方导轨轮轴反力主要支撑动环的重量,从结果曲线可知,该载荷在刚开始夹紧时很小,夹紧过程中由于夹紧板约束部位摩擦力不够,导致其与轮胎碰撞,产生较大冲击,使得导轨轮轴固定部位合力最大可达 260 kN,作用时间较短,实际不会出现这种情况。同时在翻转过程中,该载荷也很小,对定环强度、刚度影响几乎可以忽略。

定环回转约束部位的支撑反力在轮胎夹紧过程中,主要以竖向为主( $Y$ 方向),大小约等于设备自重,在 0.4 s 左右各方向有一定冲击载荷,同样是由夹紧板与轮胎碰撞所致;轮胎被夹紧后,载荷基本恒定在 120 kN 左右。

综上所述,卸胎机在夹紧过程中,定环回转部位一块夹紧板摩擦约束力约为 25 kN。当轮胎重量开始施加到设备上时,部分轮胎重量由卸胎机下半部分轴承与轴承担,易造成夹紧板与轮胎的碰撞,翻转过程中多次振动也都是由于夹紧板部位约束力不够所导致的碰撞冲击,因此有必要增加夹紧力,提高约束力。同时,由于卸载轮胎质量较大,惯性力较大,翻转速度约为 3.9 rad/s,根据

离心惯性力计算公式,在工况允许的范围内,应尽量降低翻转角速度,降低惯性力所带来的冲击,使卸胎机平稳运行。

## 4 结论

1) 摇臂轴轴承的支撑反力和螺栓固定反力变化趋势一致,夹紧过程中,二者反力很小,在轮胎重量施加后,载荷迅速增大,轮胎翻转过程中,二者合力基本保持恒定,有较大的冲击和振荡。

2) 由于存在惯性力等因素影响,轮胎夹紧力从轴承部位传递至螺栓部位时,载荷存在放大效应,翻转过程中轴承约束合力约 40 kN,螺栓固定合力约 75 kN。结果可为轴承选型提供技术参考。

3) 轮胎导轨轮轴反力主要支撑动环的重量,在开始夹紧时该值很小,夹紧过程中存在较大冲击,最大可达 260 kN,作用时间短,翻转过程中,该载荷很小,可忽略不计。

4) 定环回转约束部位的支撑反力在轮胎夹紧过程中,由于夹紧板与轮胎碰撞导致出现一定冲击,轮胎被夹紧后,载荷基本恒定在 120 kN。

5) 在工况允许范围内,尽可能降低翻转速度,降低离心惯性力,使卸胎机平稳翻转。

6) 为轴承选型、螺栓校核及定环结构的强度、刚度分析提供载荷边界,同时可为下一步卸胎机结构动态优化提供理论与技术支撑。

## 参考文献:

- [1] 孙阿明. 垂直翻转吊装工具的研发设计研究[J]. 河南科技, 2019(16): 49-50.
- [2] 王宏志, 邓杰. 一种垂直向上翻转式卸胎装置[J]. 橡胶技术与装备, 2016(11): 33-36.
- [3] 刘瑞, 全西萌, 田仲可. 基于蒙特卡洛法的卸胎机械手重复定位精度分析[J]. 机电工程, 2017(10): 1112-1116.
- [4] 刘瑞. 基于蒙特卡洛法的卸胎机械手的可靠性分析[D]. 青岛: 青岛科技大学, 2017.
- [5] 龙毅. 一种新型轮胎硫化机后充气装置的卸胎机构[J]. 橡塑技术与装备, 2013(3): 38-40.
- [6] 李春亮. 全钢载重子午线轮胎卸胎装置的设计[D]. 济南: 齐鲁工业大学, 2015.
- [7] 郑世燧. 基于虚拟样机技术的模切机压花辊动态特性研究[J]. 机电技术, 2016(3): 58-61.
- [8] 关猛. 基于 ADAMS 的高性能轴承动态性能分析[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2014.
- [9] 陈忠. 滚动轴承及其支撑刚度的计算[J]. 煤矿机械, 2006(3): 387-388.
- [10] 吴昊. 滚动轴承动态特性及轴承—转子系统动力学模型研究[D]. 上海: 华东理工大学, 2010.
- [11] 凌静秀. EBZ-135 型悬臂式掘进机履带板的优化设计[D]. 太原: 太原理工大学, 2010.