

塔式起重机安全制动器仿真分析与结构改进

费 焱¹, 曲建华¹, 程云健², 王文浩¹

(1. 沈阳建筑大学机械工程学院, 辽宁 沈阳 110168; 2. 辽宁永茂液压机械有限公司, 辽宁 抚顺 113126)

摘 要 目的 研究现有塔式起重机安全制动器上闸过程中的夹紧特性, 解决其在实际使用存在制动瞬间冲击较大, 影响摩擦片使用寿命的问题. 方法 分析液压钳盘式制动器组成结构及工作原理, 利用 Solidworks 和 ADAMS 软件建立安全制动器多体动力学模型, 在额定夹紧力工况下对安全制动器上闸过程进行动力学仿真, 并在仿真结果的基础上借助 TRIZ 理论对原机型做出改进. 结果 结果表明, 原装置夹紧力冲击最大超调为 92%, 且最大超调时刻恰好为随位拉杆最大冲击力时刻; 改进后的制动器额定工况下夹紧力冲击较原机型超调下降 44%, 响应时间缩短 50%. 结论 通过改变拉杆的弹性连接方式可以降低制动器额定夹紧力冲击, 改进方案在综合性能上均优于现在使用的机型, 能够实现产品性能的明显提升.

关键词 塔式起重机; 安全制动器; 仿真分析; 结构改进

中图分类号 TU69; TH134

文献标志码 A

Simulation Analysis and Structure Improvement of Safety Brake for Tower Crane

FEI Ye¹, QU Jianhua¹, CHENG Yunjian², WANG Wenhao¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168; 2. Yongmao Hydraulic Machinery Co. Ltd., Fushun, China, 113126)

Abstract: This paper study the clamping characteristics of the existing tower crane safety brake during the brake process, and the problem of the large clamping force impact of tower crane safety brake is solved which affects the life of the friction plate. Analysis the structure and the working principle of hydraulic caliper disc brake, and the multi-body dynamics model of safety brake for performance analysis is build up with Solidworks and ADAMS, the dynamics simulation upper gate process of safety brake is carried out under rated clamping force conditions, and the original model is improved by TRIZ theory based on the simulation results. The results show that the maximum clamping force overshoot 92% of the original device, and the maximum overshooting moment is just the moment of maximum impact of the pull rod; Under the rated clamping force conditions, the clamping force impact of the improved brake is reduced by 44% relative to the original model and the response time is reduced by 50%. So we can get the conclusion that the rated clamping force

收稿日期: 2018-09-15

基金项目: 国家自然科学基金项目(51505304); 辽宁省自然科学基金项目(2016010638)

作者简介: 费焱(1963—), 男, 教授, 主要从事工程机械方面研究.

of the brake can be reduce by changing the elastic connection of the pull rod, and the comprehensive performance of the improved proposals is better than the existing models, which can improve the performance of the product significantly.

Key words: tower crane; safety brake; simulation analysis; structure improvement

塔式起重机(简称塔机)起升机构制动器通常设在高速轴,称为工作制动器.这种制动方式若高速和低速轴间传动链故障,可能会导致制动失效发生事故.近年随着塔机向大型甚至超大型化发展,国家在修订起重机械标准及相关安全规程时对涉及作业安全的起升机构提出低速轴安全保护制动要求^[1-2].为此,现行塔机均在起升机构上加装低速轴制动器,当工作制动器失效时用该制动器确保塔机起升机构可靠制动,称其为安全制动器^[3-4].

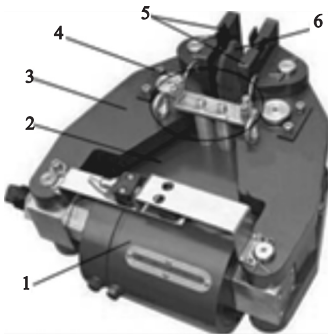
目前塔机起升机构应用最多的是钳盘式安全制动器,这种制动器结构紧凑、制动力矩范围大、制动性能稳定、散热性好^[5-8].文献[3]通过对起升机构布置形式的分析对比,阐述了紧急制动器在铸造起重机主起升机构上使用的必要性,为起升机构自身的安全设计提供了参考;文献[5]研究了钳盘式制动器相对块式制动器及钳盘式制动器的优点,证明了盘式制动器应用的广泛性;在以往对钳盘式制动器的研究中,大多数只对其应用性进行分析,鲜有对其制动性能进行全面的研究,如该制动器在实际使用中存在制动冲击较大,影响摩擦片使用寿命的问题.

为此,笔者利用多体动力学软件 ADAMS 仿真分析制动器的制动过程,结果表明较大的制动冲击是由夹钳随位装置中随位拉杆的弹性变形导致的;借助 TRIZ 理论中的冲突解决原理,对原机型进行改进,改进后的安全制动器夹紧力冲击最大超调下降 44%,响应时间缩短 50%,可有效延长摩擦片使用寿命、增加制动平稳性.

1 钳盘式制动器组成结构

图 1 为塔机起升机构常用的某型常闭式

钳盘安全制动器.



1.碟簧油缸;2.底座;3.制动臂;
4.夹钳随位装置;5.左右夹钳;6.摩擦片。

图 1 钳盘式制动器实物图

Fig.1 Physical diagram of caliper brake

制动臂与底座、夹钳均用销轴连接,制动臂另一端通过连接块与油缸缸底或活塞杆相连,油缸内装有碟簧,初始状态在碟簧弹力作用下活塞杆伸出实现制动;当油缸通入压力油,碟簧进一步压缩,活塞杆带动制动臂一端向内运动,制动臂绕中间销轴旋转,两侧夹钳外张制动器松闸.底座与夹钳间有夹钳随位装置,以保证制动过程两摩擦片在弹性拉杆作用下始终与起升卷筒轮缘保持平行.

2 钳盘式制动器 ADAMS 建模仿真

2.1 ADAMS 多刚体动力学理论

ADAMS 以刚体的质心笛卡尔坐标和反映刚体位移的欧拉角或广义欧拉角作为广义坐标^[9-13],即:

$$Q_i = [x, y, z, \psi, \theta, \varphi]_i^T,$$
 (1)

$$Q = [q_1, q_2, \cdots, q_n]^T.$$
 (2)

式中: $x, y, z, \psi, \theta, \varphi$ 分别表示刚体构件在广义坐标中三个方向的直线位移变量和角度变量; q_1, q_2, \cdots, q_n 表示多刚体系统中各构件在广义坐标中运动产生的动能, n 为多刚体系

统中刚体构件的数量,建立其动力学方程如下:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}}\right)^T - \left(\frac{\partial T}{\partial q}\right)^T - \varphi_q^T \boldsymbol{\rho} + \theta_q^T \boldsymbol{\mu} = \boldsymbol{Q}. \quad (3)$$

式中: \boldsymbol{Q} 为广义坐标下的力矩阵; t 为时间; T 为机械系统动能; \boldsymbol{q} 为机械系统广义坐标矩阵; $\boldsymbol{\rho}$ 为位置约束矩阵; φ_q 和 θ_q 为构件在广义坐标下运动时的角位移; $\boldsymbol{\mu}$ 为运动约束矩阵.

将式(3)改写为一般形式:

$$\begin{aligned} \varphi(\boldsymbol{q}, t) &= 0 \\ G(\boldsymbol{q}, \boldsymbol{u}) &= 0. \\ F(\boldsymbol{q}, \boldsymbol{u}, \boldsymbol{\lambda}, t) &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

式中: φ 为约束函数; $G(\boldsymbol{q}, \boldsymbol{u}) = 0$ 为描述非完整约束的代数函数列阵; \boldsymbol{u} 为广义线速度阵列; $F(\boldsymbol{q}, \boldsymbol{u}, \boldsymbol{\lambda}, t) = 0$ 为机械系统动力学微分函数; $\boldsymbol{\lambda}$ 为作用力矩阵; \boldsymbol{q} 为广义坐标矩阵; t 为时间.

将制动器刚体模型对应的 \boldsymbol{q} 、 \boldsymbol{u} 、 $\boldsymbol{\lambda}$ 等代入式(4)即可进行计算求解. ADAMS 软件则 将这一过程隐含于三维建模、添加约束及驱动形成虚拟样机的过程中,并提供高精度算法对其自动求解.

2.2 建立安全制动器三维模型

将制动器拆解测绘,在 Solidworks 环境下对其零部件进行三维建模,图 2 为制动臂三维模型.将零部件装配后得制动器结构图,如图 3 所示.

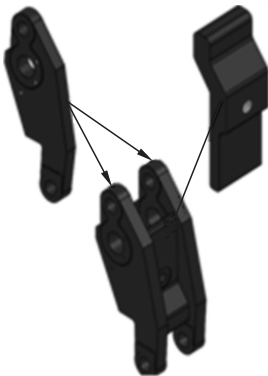


图 2 制动臂三维模型

Fig. 2 Three-dimensional model of the brake arm

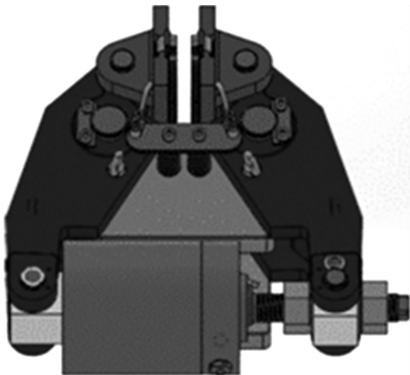


图 3 制动器三维模型

Fig. 3 Three-dimensional model of the brake

2.3 建立仿真模型

将制动器 Solidworks 模型导入 ADAMS 的 View 界面,以 30 mm 厚钢板模拟轮缘,修改一些丢失的图形并简化结构后,得到制动器 ADAMS 虚拟样机模型^[14-18],制动器虚拟样机模型如图 4 所示.

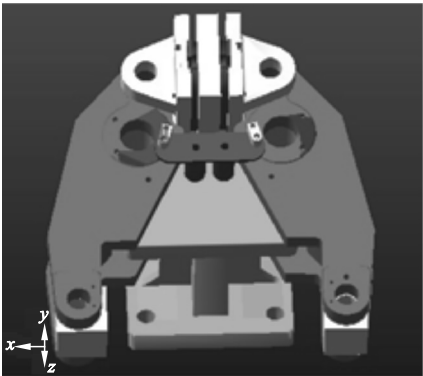


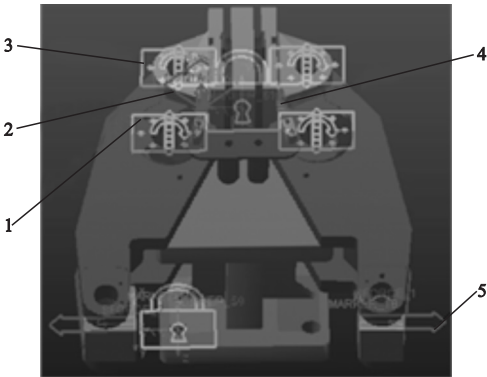
图 4 制动器虚拟样机模型

Fig. 4 Virtual prototype model of the brake

将轮缘、底座分别与大地设置为锁定连接,按照表 1 设置制动器的主要连接与控制;图 5 为 View 模块里创建的仿真模型.

表 1 ADAMS 模型主要控制

Table 1 Main setting of the ADAMS model			
制动器构件	运动副	连接方式(布尔加)	力
制动臂	旋转副 1	制动臂 + 油缸连接块	单向力 5
夹钳	旋转副 3	主板 + 耳板 + 摩擦片	接触碰撞 2
随位装置	无	随位装置 + 底座	弹簧力 4



1.制动臂中间轴孔旋转副;2.夹钳与轮缘接触方式;
3.夹钳轴孔旋转副;4.随位拉杆弹簧力;5.油缸碟簧单向力。

图5 制动器动力学仿真模型

Fig. 5 Dynamics simulation model of the brake

轮缘与摩擦片间设置为接触碰撞,接触刚度为 $K_1 = 2.5 \times 10^8 \text{ N/mm}^{[19-22]}$;模型初始为松闸状态,轮缘与摩擦片间距离 1.25 mm ;在 Solidwork 环境下测量制动器上闸过程随位拉杆变形量 0.06 mm ,用弹簧阻尼器模拟随位拉杆,考虑其刚性特征设置弹簧刚度 $K_2 = 1.0 \times 10^5 \text{ N/mm}$,弹簧预压缩量 $X = 0.06 \text{ mm}$.

2.4 制动器的动力学仿真

制动时油液停止给制动器碟簧缸供油,碟簧瞬间释放弹性力驱动夹钳上闸.开始阶段夹钳空行程运行,碟簧产生的非线性时变力并未作用在轮缘上,因此,在夹钳与轮缘接触瞬间,该制动信号可视为阶跃的碟簧弹性力,其大小可由钳盘式制动器机构简图获得(见图6).图中, F_1 为制动夹紧力, F_2 为油缸碟簧力.

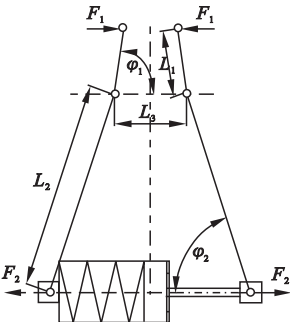


图6 钳盘式制动器机构简图

Fig. 6 Sketch of brake mechanism

由力矩平衡可得:

$$F_1 \times L_1 \times \sin\varphi_1 = F_2 \times L_2 \times \sin\varphi_2. \quad (5)$$

式中:小臂长 $L_1 = 86.31 \text{ mm}$,小臂水平角 $\varphi_1 = 81.34^\circ$;大臂长 $L_2 = 271.34 \text{ mm}$,大臂水平角 $\varphi_2 = 71.31^\circ$;

制动器额定夹紧力 $F_1 = 250 \text{ kN}$,由式(5)折算需施加的水平载荷为

$$F_2 = \frac{F_1 \times L_1 \times \sin\varphi_1}{L_2 \times \sin\varphi_2} = 83.3 \text{ kN}. \quad (6)$$

施加阶跃力 $F_2 = 83.3 \text{ kN}$,运行制动器 ADAMS 仿真模型,得到摩擦片与轮缘接触力变化如图7所示,制动过程随位拉杆的弹性力变化曲线如图8所示.由图7可看出:摩擦片在 0.003 s 之前空行程运行,而后与轮缘接触产生夹紧力, 0.006 s 达到最大值 480 kN ,超调 92% ,经 0.05 s 后稳定在 250 kN .

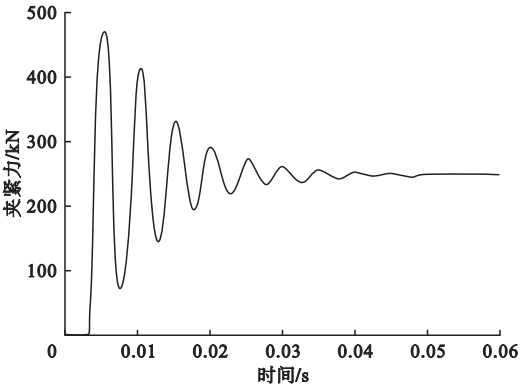


图7 上闸瞬间夹紧力响应曲线

Fig. 7 Clamping force response curve of upper gate

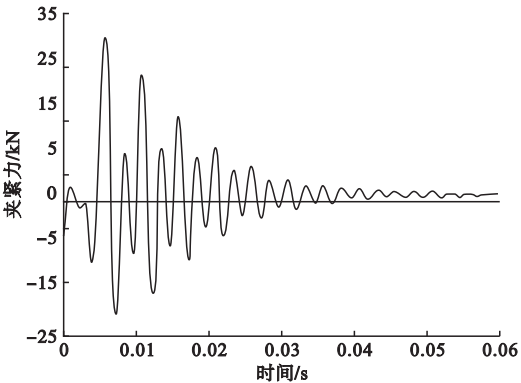


图8 随位拉杆弹性力响应曲线

Fig. 8 Elastic force response curve of stay rod

对比图 7、图 8 可知,制动器上闸过程中随位拉杆的弹性力响应与制动钳上的制动力变化同步,随位拉杆弹性力最大超调值 30 kN,此时恰为制动钳最大制动力时刻.由此可见,制动过程中随位拉杆的弹性变形对制动冲击有重要影响.

3 钳盘式制动器的改进设计

3.1 制动冲击的消除

消除制动冲击应避免随位拉杆弹性变形,而随位装置保证制动器工作中两侧夹钳始终与卷筒轮缘平行又必须存在,从而形成技术冲突,转化为物理冲突.为确保两侧夹钳工作中始终与卷筒轮缘平行,需设置夹钳随位装置;为消除制动冲击,必须取消或改变弹性连接方式的夹钳随位装置.

TRIZ 理论认为,产品创新的标志是移走设计中的冲突.对于物理冲突,TRIZ 提供了空间、时间、整体与部分、基于条件的四大分离原理^[23-27].笔者采用物理冲突从空间、整体与部分两个分离原理进行分析,找到合适的发明原理:分割原理、嵌套原理、空间维数变化原理、组合(合并)原理.

(1)应用分割原理、组合原理将原机的随位装置分解,抽取随位拉杆、连接块为有益部分,将随位拉杆一端与带有圆柱形滑道的连接块进行结构与功能的合并,设计为带有长方形滑道的平面机构;

(2)在制动臂中间销轴上端面圆心开螺旋纹孔,应用嵌套原理,螺钉将随位拉杆带有滑道一端嵌套在销轴上端面,利用该销轴代替原随位装置的支撑机构,调节螺钉的松紧,可实现随位拉杆自身平面内的转动以及沿滑道的移动,以便随位拉杆的调节定位;

(3)制动臂中间销轴上端面开阶梯口,应用组合(合并)原理,通过挡板、螺钉将嵌套后的随位拉杆、销轴与制动臂合并;

(4)在 Solidwork 环境下,设定制动器初始为上闸状态,将嵌套在销轴端面的随位拉

杆端称为销轴端,随位拉杆连接耳板一端称为耳板端.松闸过程中夹钳退距 1.25 mm,对应随位拉杆随制动臂绕制动臂销轴孔旋转 $0^{\circ}51'$,在两夹钳保持平行的前提下反求随位拉杆耳板端的运动轨迹.

图 9 为耳板端运动轨迹反求原理.设拉杆耳板端圆心点松闸前在耳板端面位置为 A,松闸过程中若耳板无约束运动则耳板端圆心点由 A 运行至 A_1 点;松闸过程中若耳板上的夹钳板平面保持竖直即虚线与实线始终垂直平行,则耳板端圆心点将由 A 运行至 B 点.故此,制动臂绕 O 点转动过程中,要保证耳板上的夹钳板平面始终保持竖直位置,拉杆在耳板端的运动轨迹 A_1-B .

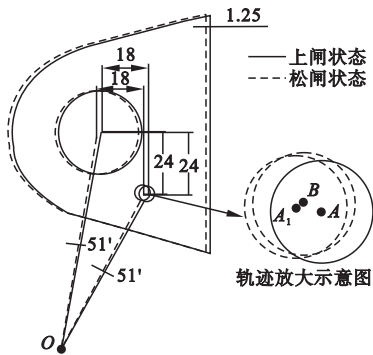


图 9 耳板端运动轨迹反求原理

Fig. 9 Reverse principle of motion trajectory

应用空间维数变化原理,将该运动轨迹设计为滑道,随位拉杆由原机的圆柱孔内转动转换为耳板滑道中沿 x 、 y 方向的平动,运动过程中随位拉杆不受约束,改进结构的夹钳随位装置如图 10 所示.

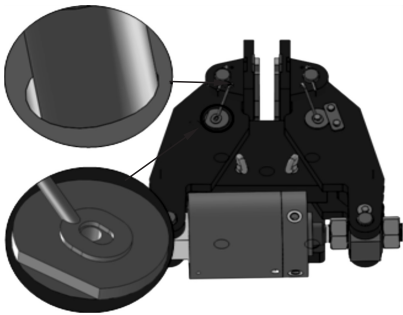


图 10 改进结构夹钳随位装置

Fig. 10 Improved structure of the clamp device

3.2 改进结构的性能分析

图 11 为改进结构的 ADAMS 动力学仿真模型,初始为松闸状态. 轮缘与夹钳摩擦片间距离为 1.25 mm,将拉杆耳板端与耳板上端面滑道设置为接触碰撞,其他设置与原机相同,仿真得到上闸过程夹钳夹紧力响应曲线如图 12 所示.

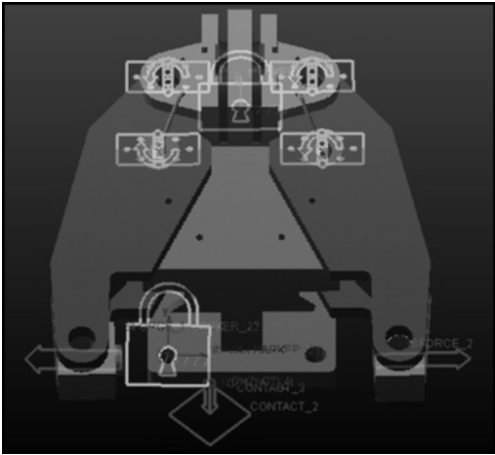


图 11 改进结构制动器动力学仿真模型

Fig. 11 Dynamic model of the improved brake

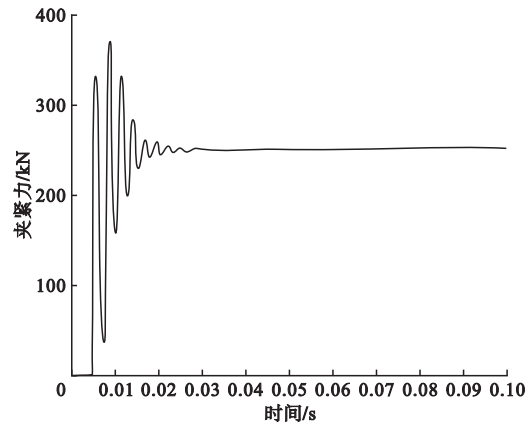


图 12 上闸瞬间夹紧力响应曲线

Fig. 12 Clamping force response curve of upper gate

从图 12 可以看出,改进结构夹紧力冲击最大值为 370 kN,超调 48%,相对原型机下降 44%;同时,制动器制动响应时间也由原机 0.05 s 降至 0.025 s.

3.3 改进结构的功能性验证

图 13 所示为改进结构 ADAMS 运动学仿真模型.

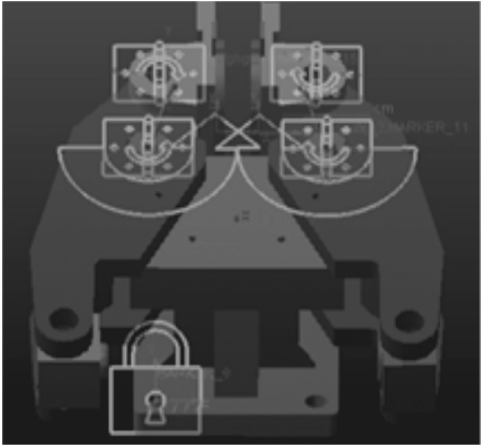


图 13 改进结构制动器运动学仿真模型

Fig. 13 Kinematics model of the improved brake

借助所建改进机构的制动器 ADAMS 模型做运动学仿真;在 Solidworks 环境下对制动器上闸过程进行测量,当油缸碟簧释放 7.56 mm、活塞杆驱动制动臂绕其中间销轴孔圆心旋转 0°51'时上闸完成,因此,需在中间销轴孔旋转副处施加两个相反方向的匀速角速度驱动模拟制动器上闸过程,仿真模型中连接和接触设置与改进结构动力学仿真模型相同. 仿真模型初始为松闸状态,设置仿真时间为 1 s,得到左右夹钳上闸位移曲线如图 14、15 所示.

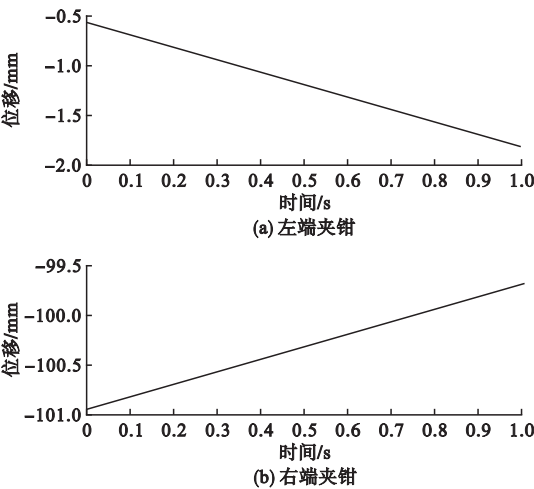


图 14 左右夹钳 x 方向位移曲线

Fig. 14 The displacement of left and right clamp on the x direction

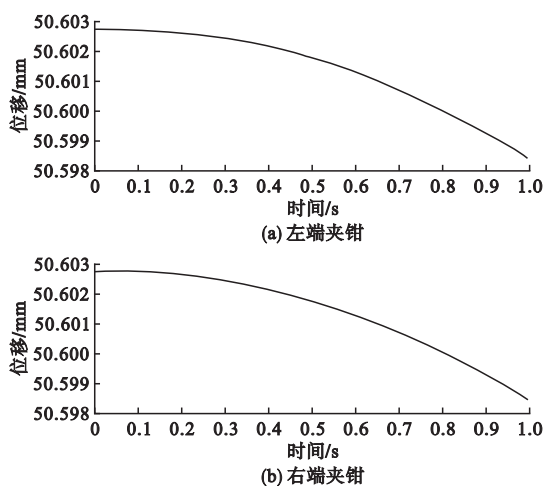


图 15 左右夹钳 y 方向位移曲线

Fig. 15 The displacement of left and right clamp on the y direction

由图 14 可知,制动器上闸过程左右夹钳同步水平沿 x 方向移动 1.25 mm,两摩擦片恰好与轮缘接触。由图 15 可知,左右夹钳沿竖直 y 方向位移 0.004 mm,几乎为 0,说明两侧夹钳上闸过程中摩擦片表面始终与轮缘保持平行;因此,改进制动器满足夹钳随位功能。

4 结 论

(1) 制动器的随位拉杆在制动过程中的弹性变形是导致制动冲击大的重要影响因素。

(2) 改进后的随位装置,在不改变功能的前提下使制动过程夹钳制动力最大超调下降 44%、制动力响应时间缩短 50%,可有效延长摩擦片使用寿命、增加制动平稳性。

(3) 随位装置的改进,也使原制动器的机构、结构得到了简化。

(4) 改进方案在综合性能上均优于现在使用的机型,能够实现产品性能的明显提升。

参考文献

[1] 国家标准化委员会. 起重机设计规范: GB/T3811—2008[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
(The National Standardization Commission. Crane design specification: GB/T3811—2008

[S]. Beijing: China Standard Press, 2008.)
[2] 张质文. 起重机设计手册[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1998: 301—337.
(ZHANG Zhiwen. The crane design manual [M]. Beijing: China Railway Press, 1998: 301—337.)
[3] 李会勤. 紧急制动器在铸造起重机主起升机构上的应用[J]. 起重运输机械, 2009(12): 87—91.
(LI Huiqin. Application of emergency brake on main lifting mechanism of casting crane [J]. Hoisting and conveying machinery, 2009(12): 87—91.)
[4] 崔麦香. 港口起重机安全制动器探讨[J]. 港口装卸, 2012(2): 14—15.
(CUI Maixiang. Discussion on safety brake of crane at port [J]. The port of loading and unloading, 2012(2): 14—15.)
[5] 国家发展和改革委员会. 钳盘式制动器: JB/T10917—2008[S]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
(The National Development and Reform Commission. The clamp disc brake: JB/T10917—2008 [S]. Beijing: China Machine Press, 2008.)
[6] 吴学松. 钳盘式制动器综述[J]. 建筑机械, 1996(8): 21—24.
(WU Xuesong. The review of clamping disc brakes [J]. Construction machinery, 1996(8): 21—24.)
[7] 周珂. 钳盘式制动器设计[J]. 建筑机械化, 1989(5): 19—22.
(ZHOU Ke. The design of clamping disc brakes [J]. Construction mechanization, 1989(5): 19—22.)
[8] 段京丽. SH 系列液压钳盘式制动器研究报告[J]. 河南科技, 2008(4): 34—35.
(DUAN Jingli. Research report on SH series hydraulic clamping disc brakes [J]. Science and technology of He'nan, 2008(4): 34—35.)
[9] MARCEL S, NILS Z, TOM R. Negotiating privacy athletes' assessment and knowledge of the ADAMS [J]. Performance enhancement & health, 2018, 6(2): 59—68.
[10] 高浩鹏, 黄映云, 赵建华, 等. 计算多体系统动力学中引入多体系统离散时间传递矩阵法的混合算法研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(15): 178—183.
(GAO Haopeng, HUANG Yingyun, ZHAO Jianhua, et al. Hybrid algorithm linking computational dynamics of multibody system with discrete time transfer matrix method [J]. Journal of vibration and shock, 2013, 32(15): 178—183.)
[11] 靳龙, 李玉奇, 曾昊. 基于 ADAMS 的某大型液压挖掘机建模与仿真分析[J]. 现代制造工程, 2017(11): 100—104.
(JIN Long, LI Yuqi, ZENG Hao. Simulation analysis and modeling of a large hydraulic excavator based on ADAMS [J]. Modern manufacturing engineering, 2017(11): 100—104.)
[12] 冯景华, 吴南星, 余冬玲. 机械系统动态仿真

- 技术及 ADAMS 的理论基础研究[J]. 机械设计与制造, 2004(2): 17-19.
(FENG Jinghua, WU Nanxing, YU Dongling. The research on dynamics simulation technology of mechanical system and theoretic basis of ADAMS[J]. Machinery design & manufacture, 2004(2): 17-19.)
- [13] ZHANG S C, CAI C L, HAN X. Simulation of high altitude power-on-live robot based on Pro/E and ADAMS[J]. International journal of plant engineering and management, 2015, 20(1): 43-48.
- [14] 刘晓初, 陈有丞, 江引, 等. 基于 ADAMS 的离合器接合过程仿真研究[J]. 机械传动, 2017, 41(10): 136-139.
(LIU Xiaochu, CHEN Youcheng, JIANG Yin, et al. Simulation research of engaging process of clutch based on ADAMS[J]. Mechanical transmission, 2017, 41(10): 136-139.)
- [15] 关醒权, 江帅, 刘伟东, 等. 基于 ADAMS 的发动机新型动力输出机构的仿真[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版), 2015, 31(2): 344-350.
(GUAN Xingquan, JIANG Shuai, LIU Weidong, et al. Simulation of new engine crank rocker mechanism based on ADAMS[J]. Journal of Shenyang jianzhu university(natural science), 2015, 31(2): 344-350.)
- [16] WANG Z P, XIE X, LI H, et al. Dynamic simulation and optimization design of the pendulum ring mechanism based on ADAMS[J]. International journal of plant engineering and management, 2014, 19(3): 186-192.
- [17] 邱海飞. ADAMS/View 环境下的涡旋压缩机态仿真设计[J]. 液压与气动, 2015(12): 78-82.
(QIU Haifei. Dynamic simulation and design of scroll compressor based on ADAMS/view platform[J]. Hydraulic and pneumatic, 2015(12): 78-82.)
- [18] 刘静, 潘双夏, 冯培恩. 挖掘机器人虚拟样机建模策略与仿真技术研究[J]. 浙江大学学报(工学版), 2004(11): 101-106.
(LIU Jing, PAN Shuangxia, FENG Peien, et al. Modeling and simulation of virtual robotic excavator prototype[J]. Journal of Zhejiang university(engineering science), 2004(11): 101-106.)
- [19] 安雪斌, 潘尚峰. 多体系统动力学仿真中的接触碰撞模型分析[J]. 计算机仿真, 2008, 25(10): 98-101.
(AN Xuebin, PAN Shangfeng. Analysis of contact model in multi-body system dynamic simulation[J]. Computer simulation, 2008, 25(10): 98-101.)
- [20] ZHANG L, YE J, XU J, et al. Simulation analysis module of high-speed rail bearings based on secondary development in ADAMS[J]. Computer aided drafting, design and manufacturing, 2013, 23(3): 46-50.
- [21] 张国英. 基于 ADAMS 的类球面并联腕部机构的碰撞仿真分析[J]. 机械设计与制造, 2017(增刊1): 217-220.
(ZHANG Guoying. Impact simulation analysis of the spheroid parallel wrist mechanism based on ADAMS[J]. Machinery design & manufacture, 2017(S1): 217-220.)
- [22] 孙继武, 任利惠, 王文斌. 基于 Adams 的列车碰撞三维动力学模型和仿真[J]. 计算机辅助工程, 2013, 22(4): 51-56.
(SUN Jiwu, REN Lihui, WANG Wenbin. 3D dynamics model and simulation of train crash based on Adams[J]. Computer aided engineering, 2013, 22(4): 51-56.)
- [23] 王亮申, 孙峰华. TRIZ 创新理论与应用原理[M]. 北京: 科学出版社, 2018.
(WANG Liangshen, SUN Fenghua. TRIZ innovation theory and application principle[M]. Beijing: Science Press, 2018.)
- [24] 陈凡. 基于 TRIZ 理论的液压剪结构创新设计[J]. 煤矿机械, 2012, 33(1): 34-35.
(CHEN Fan. Innovative design of hydraulically cutter based on TRIZ[J]. Coal mine machinery, 2012, 33(1): 34-35.)
- [25] 胡宇宙, 韩嘉骅. 运用 TRIZ 理论解决挡位操纵机构的结构创新问题[J]. 机械传动, 2018, 42(8): 34-38.
(HU Yuzhou, HAN Jiahua. Using TRIZ theory to solve the problem of structural innovation of gear operating mechanism. [J]. Mechanical transmission, 2018, 42(8): 34-38.)
- [26] TRAPPEY A J C, OU J J R, LIN G Y P. An eco-and inno-product design system applying integrated and intelligent QFDE and TRIZ methodology[J]. Journal of systems science and systems engineering, 2011, 20(4): 443-459.
- [27] SALMAAN C, DAVID H, ANDREW C, et al. BioTRIZ suggests radiative cooling of buildings can be done passively by changing the structure of roof insulation to let longwave infrared pass[J]. Journal of bionic engineering, 2008(1): 55-66.

(责任编辑:刘春光 英文审校:范丽婷)