

基于装配约束的门座式起重机有限元分析

江晨,杨波,徐雷,吴从焰,惠国娟
(上海航天精密机械研究所,上海 201600)

摘要:为了保证产品在水平移动过程中高度保持不变,开展了变幅机构优化设计方法的研究。为了掌握门座式起重机整体结构在工作过程中可能出现的危险位置,在 CREO 软件中构建了简化的门座式起重机的三维模型,利用 ANSYS 软件对其进行装配约束条件下的整体结构的有限元分析,得到了最大变形和最大应力的数值及出现的位置,结果表明门座式起重机的刚度和强度满足要求,为相似结构的优化设计和仿真提供参考。

关键词:门座式起重机;变幅机构;优化设计;三维建模;有限元分析;刚度;强度

中图分类号:TH213.4 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2020)05-0102-04

Finite Element Analysis of Portal Crane Based on Assembly Restriction

JIANG Chen, YANG Bo, XU Lei, WU Congyan, HUI Guojuan

(Shanghai Spaceflight Precision Machinery Institute, Shanghai 201600, China)

Abstract: To ensure that the height of the product keeps unchanged in the process for horizontal movement, the optimum design method for the luffing mechanism is studied. To find out the dangerous position occurring in the working process of the portal crane. The simplified three-dimensional model of the portal crane is established in CREO software. Then, ANSYS software is used to carry out the finite element analysis of the whole structure based on assembly restriction. The values and positions of maximum deformation and maximum stress are obtained. The results show that the stiffness and strength of the portal crane meet the requirements. In addition, the research in this paper provides a reference for the optimization design and simulation of similar structures.

Keywords: portal crane; luffing mechanism; optimum design; three-dimensional modeling; finite element analysis; stiffness; strength

0 引言

门座式起重机是一种重要的起重机械,已经广泛应用于诸多行业,如建筑工地、海洋开发、港口码头、车站仓库等。在航空航天领域中所用到行车、悬臂吊等起重装备的特点和功能与其相似,都是将产品从一个位置搬运到另一位置,但是在空间尺寸较大的车间利用行车来起吊产品,会使行车的跨度非常大,成本高,同时无法保证可靠性。相对而言,门座式起重机可以沿着导轨在地面上行走、可以 360° 旋转,起吊方便,同时铺设导轨的地面可以正常使用,可靠性有保证,安装和维修成本比较低;且门座式起重机占地面积小,便于停放。未来,随着门座式起重机技术的发展和结构的改进,其在航空航天领域的应用前景很广。

由于门座式起重机的广泛应用及其诸多优势,国内外许多专家学者对其开展了大量的研究和分析。龙靖宇使用 ANSYS 软件对门座式起重机的主要构件进行了有限元分析,得到了构件在承受载荷后出现最大应力的位置,为起重机在日常使用过程中的定期检查提供了依据^[1]。牟松在 ADAMS 软件中对起重机进行了模态分

析,得到了各构件的模态变形,为起重机结构设计的改进和避免共振提供了依据^[2]。曹文刚等建立了起重变幅机构的仿真模型,并对其运动过程进行了模拟分析,同时,开展了最优化设计,获得了变幅机构的综合优化尺寸^[3]。张卫利等建立了基于 PRO/INTRALINK 的门座式起重机并行设计系统,该系统集成了 ANSYS 软件的有限元分析功能、MATLAB 的优化设计功能和 Pro/E 的三维建模与仿真功能,很大程度上保证了结构设计的合理性并提高了设计效率^[4]。石磊针对门座式起重机的四连杆组合臂架变幅系统提出了优化设计初始点的方法,优化效果比较理想^[5]。陈照中等基于四连杆机构理论,构建了起重机三维实体模型,并运用 ADAMS 软件对其进行了动力学运动特性仿真^[6]。彭和平等通过仿真分析掌握了机构中各零件之间的运动关系和机构的运动特性,为机构的设计和完善提供了依据^[7]。LIV H W 等基于门座式起重机的仿真软件将控制模型、电机模型和机械模型整合到仿真平台中,通过平台来分析起重和变幅过程中的功率变化和能耗^[8]。GUI S 等研究分析了门座式起重机金属构件疲劳破坏的原因,同时提出了一种焊接接头的抗疲劳方法^[9]。

由于装配体的有限元仿真比较困难且计算量大,因

此,目前门座式起重机的研究主要针对单一零件的有限元分析、结构尺寸的优化设计和变幅机构的运动特性分析等几个方面。但是门座式起重机在工作过程中各零件之间力的传递关系以及应力、应变的分布与单独分析某一个零件所得到的结果是不一致的。本文先针对门座式起重机的变幅机构开展了优化设计方法的研究,保证产品在水平移动过程中高度保持不变。同时,为了掌握门座式起重机工作过程中可能出现危险位置,本文针对装配约束的门座式起重机开展了有限元分析。

1 变幅机构的优化设计

门座式起重机起吊产品变幅机构运动使得产品在水平方向移动时,其高度会不断发生变化,起吊不稳定,产品晃动严重,需要通过结构尺寸优化,使得产品在水平方向移动时,产品的高度保持不变,变幅机构简图如图1所示。

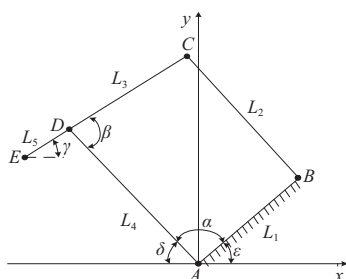


图1 变幅机构简图

根据矢量的关系可列出如下关系式,如式(1)~式(3)所示。

$$\overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BC} = \overrightarrow{AD} + \overrightarrow{DC} \quad (1)$$

$$L_2^2 = L_3^2 + L_4^2 + L_1^2 + 2L_3L_4\cos(\pi - \beta) - 2L_1L_3\cos[\alpha - (\pi - \beta)] - 2L_1L_4\cos\alpha \quad (2)$$

$$\tan\left(\frac{\pi - \beta}{2}\right) = A - \sqrt{(A^2 + B^2 - C^2)} / (B - C) \quad (3)$$

其中: $A = 2L_1L_3\sin\alpha$; $B = 2L_3(L_1\cos\alpha - L_4)$; $C = L_2^2 - L_1^2 - L_3^2 - L_4^2 + 2L_1L_4\cos\alpha$ 。

图1中E点的坐标为: $X = -L_4\cos\delta - L_5\cos\gamma$; $Y = L_4\sin\delta - L_5\sin\gamma$, 其中: $\gamma = \beta - \delta$ 。

保证产品在水平移动的过程中起吊高度不变,即 δ 在规定的变化范围内, Y 值保证不变。理论上可取 $0^\circ < \delta < \alpha + \beta$, 可根据实际工况选择合适的变幅范围,同时确定 δ 取最小值 $\delta_{\min}$ 时,E点的水平位置为最大值 $X_{\max}$; δ 取最大值 $\delta_{\max}$ 时,E点的水平位置为最小值 $X_{\min}$ 。

另外,因为 $\overrightarrow{AB}$ 是固定的,该边的相对位置在优化设计时已确定, ε 是个定值,即 $\alpha + \delta = \text{定值}$ 。

综上,可以看出优化过程中出现的5个未知量,分别是: L_1, L_2, L_3, L_4, L_5 。根据方程解的求解可知,需要5个方程才能求解出5个未知量的解。因此,只需给定 $\delta_{\min}, \delta_{\max}, \delta_3$ 3个值以及它们对应的值(其中 δ_3 为 $\delta_{\min}$ 和 $\delta_{\max}$ 之间的任意一个值),即可求解出未知量的值,可能是唯一解,也可能是无穷解,如式(4)所示。

$$\begin{aligned} Y &= L_4\sin\delta_{\min} - L_5\sin\gamma_1 \\ Y &= L_4\sin\delta_{\max} - L_5\sin\gamma_2 \\ Y &= L_4\sin\delta_3 - L_5\sin\gamma_3 \\ X_{\max} &= -L_4\cos\delta_{\min} - L_5\cos\gamma_1 \\ X_{\min} &= -L_4\cos\delta_{\max} - L_5\cos\gamma_2 \end{aligned} \quad (4)$$

根据以上的优化设计方法,即可完成变幅机构的尺寸优化,保证产品在水平移动过程中高度保持不变。

2 有限元仿真分析

2.1 构建仿真模型

门座式起重机的结构可以分为两大部分,即上部旋转部分(变幅机构)和下部运行部分。上部旋转部分相对于下部运行部分可以实现整周旋转。本文主要针对门座式起重机在某一状态下开展有限元分析,因此不需要考虑上部的旋转和下部的运行。同时,上、下两部分的连接关系和力的传递比较简单,为了简化仿真过程和减小计算量,本文只针对上部旋转部分(变幅机构)开展有限元分析。

在CREO 2.0软件中构建相应的零件模型,根据它们之间的连接关系装配成三维模型,并做相应的简化,三维仿真模型如图2所示^[10]。

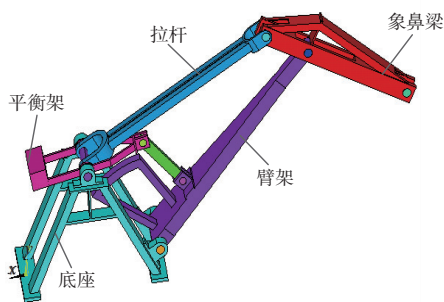


图2 门座式起重机三维仿真模型

2.2 添加边界条件

将门座式起重机的三维模型导入ANSYS软件中,由于该结构是对称的,为了减少仿真计算量,只需要对其中的一半模型进行有限元分析即可,将另一半模型切割删除,简化后的模型如图3所示。

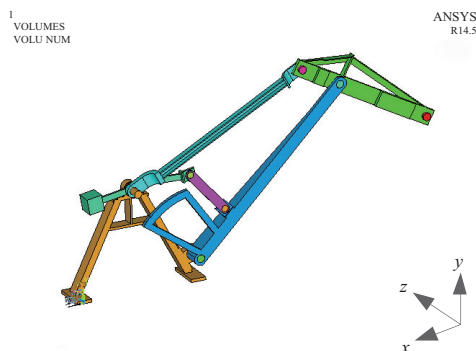


图3 简化后的仿真模型

仿真过程中需要用到的参数如表 1 所示。

表 1 仿真参数

参数	数值
网格单元	Brick 8 node 185
弹性模量/MPa	2.06×10^5
泊松比	0.3
密度/(g/cm ³)	7.86
货物质量/kg	10 000
平衡架质量/kg	1 700

由于结构中各个零件之间通过销轴连接,因此,它们之间存在连接关系。本文中将销轴的一端与零件之间通过 Glue 命令固定在一起,而销轴的另一端与另一个零件的销轴孔壁之间通过创建曲面接触对来定义它们之间的连接关系。另外,零件与零件表面有接触的地方必须要创建平面接触对。该模型一共创建了 15 对接触对,其中曲面接触对 7 对、平面接触对 8 对。

根据实际工作过程,在底座的右边底面上加 x 和 y 方向的约束,限制 x 和 y 方向上的自由度,在底座的左边底面上加 y 方向的约束,限制 y 方向上的自由度,在模型的对称剖面上加对称约束。

2.3 网格划分

由于门座式起重机结构复杂,网格划分的难度比较大,但是网格质量又直接影响到仿真结果。所以本文先对模型进行分割,将其分割成规则的形状,然后利用映射网格划分和扫略网格划分来进行网格划分,这样得到的网格质量高,个别难以分割的形状采用自由网格划分,划分结果如图 4 所示。

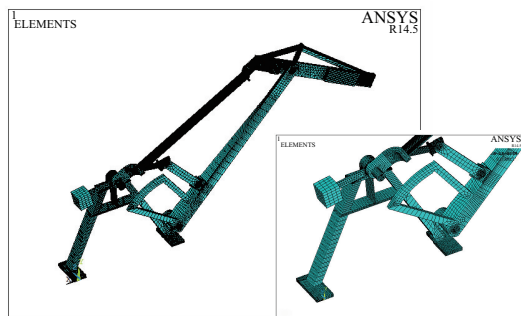


图 4 网格划分

3 仿真结果分析

该门座式起重机机构采用的材料是 Q235,安全系数取 5,机构许用变形量 $[f] < 5 \text{ mm}$,则机构的许用应力 $[\sigma] \leq 235/5 = 47 \text{ MPa}$ 。

下文从门座式起重机整体受力后的总变形云图和 Mises 等效应力云图(Von Mises stress,遵循材料力学第四强度理论^[11])以及零件的应力云图和变形云图中得到最大的总变形量和最大的等效应力,同时从图中得出最大应力和最大总变形所处的位置,然后分别将它们与理论上允

许的许用变形量 $[f]$ 和许用应力 $[\sigma]$ 对比,从而判断该门座式起重机的刚度和强度是否满足要求。

3.1 刚度分析

整个结构的总变形云图如图 5 所示,整个结构中所有销轴的变形云图如图 6 所示,象鼻梁的变形云图如图 7 所示。从图 5 中可以看出最大变形发生在该结构起吊点附近的位置,最大总变形量为 0.74 mm 。从图 6 中可以看出所有销轴中变形量最大的销轴出现在起吊点附近,最大变形量为 0.72 mm 。结合图 5 和图 6 可知,最大变形的位置出现在象鼻梁上。从图 7 中可以看出最大变形量发生在象鼻梁上部的顶点处。

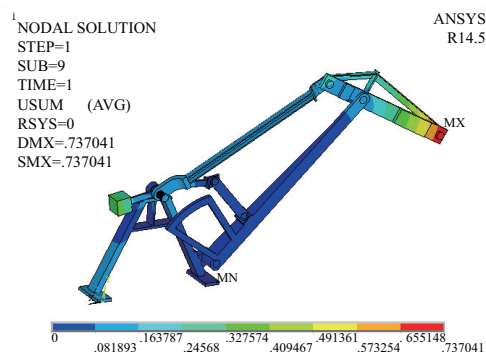


图 5 总变形云图

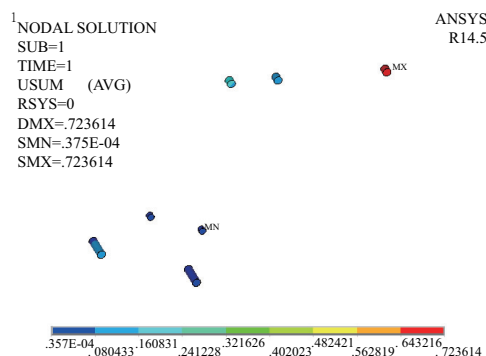


图 6 销轴的变形云图

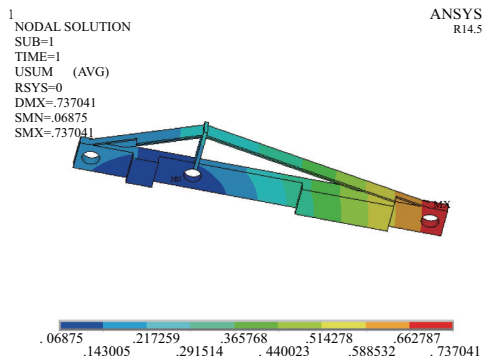


图 7 象鼻梁的变形云图

综上,该结构的最大变形量为 0.74 mm ,其值远小于许可变形量 $[f]$,所以该机构在刚度上符合要求。

3.2 强度分析

整个结构的 Mises 等效应力云图如图 8 所示,整个结构中所有销轴的 Mises 等效应力云图如图 9 所示,象鼻梁的 Mises 等效应力云图如图 10 所示。从图 8 中可以看出最大 Mises 等效应力发生在该结构起吊点附近的位置,最大 Mises 等效应力为 26.81 MPa。从图 9 中可以看出所有销轴中 Mises 等效应力最大的销轴出现在起吊点附近,最大 Mises 等效应力为 26.81 MPa。结合图 8 和图 9 可知,最大 Mises 等效应力出现在靠近起吊点附近销轴上。

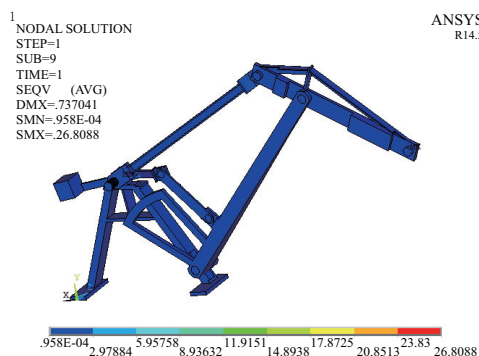


图 8 结构 Mises 等效应力云图

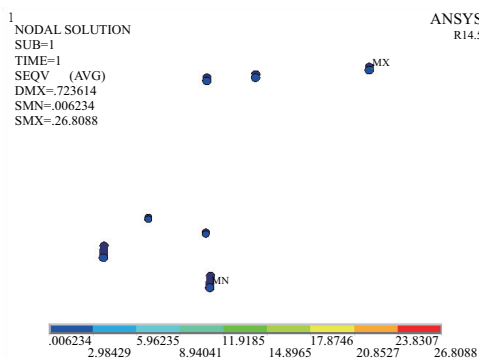


图 9 全部销轴 Mises 等效应力云图

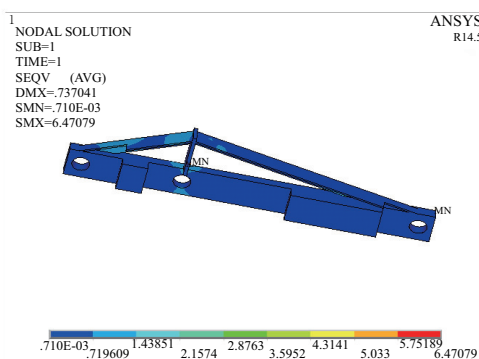


图 10 象鼻梁的 Mises 等效应力云图

从图 10 可以看出象鼻梁的最大 Mises 等效应力为 6.47 MPa,整个门座式起重机结构中接触处的接触应力云图如图 11 所示。从图中可以看出,最大接触应力发生在象鼻梁

中间销轴孔和对应销轴的曲面接触对上,值为 1.38 MPa。

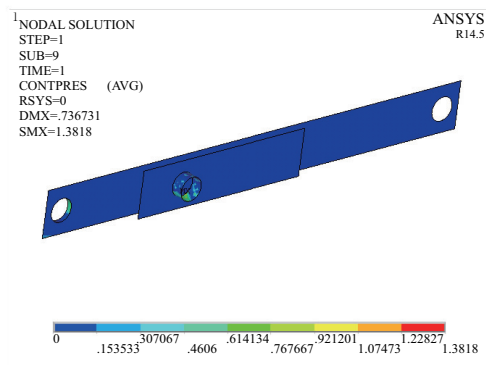


图 11 最大接触应力云图

综上,该结构的最大 Mises 等效应力为 26.81 MPa,小于许可应力 $[\sigma]$,所以该结构在强度上符合要求。

4 结语

- 1) 开展了门座式起重机变幅机构优化设计方法的研究。
- 2) 最大变形量发生在象鼻梁上部的顶点处,值为 0.74 mm。
- 3) 最大 Mises 等效应力出现在靠近起吊点附近销轴上,值为 26.81 MPa。
- 4) 最大接触应力发生在象鼻梁中间销轴孔和对应销轴的曲面接触对上,值为 1.38 MPa。
- 5) 该门座式起重机的强度和刚度都满足要求。

参考文献:

- [1] 龙靖宇. 门座起重机主要构件力学性能的有限元分析[J]. 煤矿机械, 2005(7):65-67.
- [2] 毕松. 基于鹤式起重机装配约束的模式分析[J]. 农业装配与车辆工程, 2010(6):18-20.
- [3] 曹文钢, 陈应航, 曾金越. 随车吊变幅机构动力学仿真与优化[J]. 机械研究与应用, 2014,27(2):58-60.
- [4] 张卫利, 王全先. 基于 Pro/Intralink 的门座起重机三维数字化并行设计系统[J]. 起重运输机械, 2009(1):18-20.
- [5] 石磊. 门座起重机四连杆组合臂架变幅系统优化方法[J]. 机械管理开发, 2010,25(5):114-115.
- [6] 陈照中, 刘从权. 鹤式起重机三维建模及运动特性分析[J]. 湖南农机, 2011, 38(7):35-36.
- [7] 彭和平. 基于 Pro/E 的机构三维建模与运动仿真实例分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2013(10):39-42.
- [8] LIU H W, MI W J, ZHAO N, et al. Modeling and simulating the operation of the harbor portal crane[J]. Journal of Coastal Research, 2015, 73(409):89-94.
- [9] GUI S, HUANG P, HE Q. A study on the cause and remedy measure of fatigue destruction in portal crane[J]. Journal of South China University of Technology, 2001(2):55-58.
- [10] 陈功, 孙海波. Creo Parametric 2.0 三维造型及应用[M]. 南京:东南大学出版社, 2014.
- [11] 孙训方, 方孝淑, 关来泰. 材料力学 I[M]. 北京:高等教育出版社, 2019.

收稿日期:2019-08-09