

# 履带起重机臂架稳定性分析

王耿华<sup>1</sup>, 常大帅<sup>2</sup>, 罗国富<sup>1</sup>, 李睿<sup>3</sup>

- (1. 郑州轻工业学院 机电工程学院, 河南 郑州 450002;  
2. 徐州重型机械有限公司, 江苏 徐州 221000;  
3. 洛阳矿山机械工程设计研究院有限责任公司, 河南 洛阳 471039)

**摘要:**针对履带起重机大量采用高强度钢,其刚度和抗失稳能力随之降低的问题,研究了起重机臂架稳定性的影响因素.利用有限元软件 ANSYS 建立了臂架模型,对其进行静态分析及特征值屈曲分析,以特征值屈曲模态形状作为初始缺陷,对臂架进行非线性屈曲分析.通过对计算结果进行分析,发现风载荷和回转惯性力对臂架的稳定性影响相对较小,偏摆力是导致臂架失稳的主要因素.

**关键词:**履带起重机臂架;有限元模型;非线性屈曲分析;稳定性

**中图分类号:**TH213.7 **文献标志码:**A **DOI:**10.3969/j.issn.2095-476X.2014.03.017

## Stability analysis of the crawler crane jib

WANG Geng-hua<sup>1</sup>, CHANG Da-shuai<sup>2</sup>, LUO Guo-fu<sup>1</sup>, LI Ke<sup>3</sup>

- (1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450002, China;  
2. Xuzhou Heavy Machinery Company, Xuzhou 221000, China;  
3. Luoyang Mining Machinery Engineering Designing Institute Co., Ltd., Luoyang 471039, China)

**Abstract:** The influential factors were studied on the stability of crane jib for the increase of strength, at the same time stiffness and buckling resistance decrease in view of a large number of adoption of high strength steel in crawler crane. The jib model was established based on the finite element software ANSYS, the static state and the eigenvalue buckling were analyzed and the nonlinear buckling analysis was carried out on the jib on the basis of eigenvalue buckling mode shape as initial defects. It was found that the wind load and horizontal inertial force influence on the stability of the boom was relatively small, while the deflection force was the main factor that causes the unstability of the jib.

**Key words:** crawler crane jib; finite element model; nonlinear buckling analysis; stability

## 0 引言

履带起重机是一种依靠履带装置移动行走,起重作业部分安装在履带式底盘上的流动式起重机,具有方便移动的特点,广泛应用于物料起重、装卸及运输作业,特别是在装卸作业设备中,是最重要

的起重设备之一<sup>[1-3]</sup>. 起重机往往要通过增加臂长来扩大作业范围和增大作业幅度,但随之带来的是结构刚性减小的问题;另一方面,由于起重机臂架非线性变形的影响,容易引起自身结构失稳,从而导致起重事故,这严重制约着起重机臂架长度的增加以及工作能力的进一步提升.

起重机臂架是格构式构件,组成杆件众多,结构复杂,并且其结构组成构件的超静定次数过多,结构稳定性影响因素无法准确判断,手工计算困难,且难以建立合理的简化模型<sup>[4]</sup>。因此,起重机臂架格构式构件的稳定性问题是起重机臂架稳定性分析的难点。随着有限单元法的广泛应用,上述稳定性问题得到了较好的解决<sup>[5]</sup>。可以实现在作较少简化的情况下进行精确的临界载荷值计算,然后在此基础上进行稳定性影响因素分析。

随着有限元技术的发展,出现了非线性有限单元法,并得到了很大的发展。自1960年代对非线性有限单元法开始研究以来,到了1970年代,该领域涌现了一批研究成果<sup>[6-7]</sup>。杨秀娟<sup>[8]</sup>采用有限元数值模拟法,计算了高度分别为64 m和80 m的特大型起重桅杆在顶端钢丝绳斜拉条件下,其吊重的线弹性临界屈曲载荷;考虑大型桅杆起吊时会产生较大位移的情况,用非线性有限元法计算了桅杆处于几何非线性状态时的极限载荷值以及最大应力值。张家华等<sup>[9]</sup>针对上海科技城单层网壳结构的设计需要,分别进行了该工程2种非线性稳定方案的分析。但以上这些研究主要集中在网壳和桥梁等结构,在起重机行业应用还较少。目前,国内大型履带起重机正处于研制发展阶段,稳定性影响因素方面研究的理论和方法较少,因此,对其稳定性影响因素进行深入研究,对促进履带起重机的发展具有重要意义。

本文将某160 t履带起重机臂架结构为例,采用有限元软件ANSYS建立臂架的有限元模型,对起重机81 m主臂架,16 m幅度工况进行静态分析、特征值屈曲分析,找出影响起重机臂架稳定性的主要因素,以期为提高起重机臂架稳定性,提高设计效率,开发新型起重机提供重要参考。

## 1 臂架的结构及稳定性理论分析

臂架是履带起重机的主要承载结构件,为多节组装机架结构,通过调整节数可改变其长度。臂架系统一般主要由主臂、副臂、撑杆、桅杆和拉板等组成<sup>[10]</sup>。其下端铰装于转台前部,顶端用变幅钢丝绳滑轮悬挂支承,这样可改变其倾角。起升机构有主、副两卷扬系统组成,其中主卷扬系统用于主臂吊重,副卷扬系统用于副臂吊重。

为了充分发挥起重机的工作能力,同时满足大起升高度和大作业幅度的要求,广泛采用主臂和副臂相组合的方式。根据结构的不同,副臂一般有固

定式副臂和塔式副臂2种:固定式副臂主要侧重于实现大作业幅度和大起升高度,而塔式副臂侧重于提高大起升高度时的起重量<sup>[11]</sup>。除此之外,履带起重机臂架又出现了新的组合方式。原有的结构形式中,固定式副臂和塔式副臂都是通过变幅索具固定于主臂端部,这种结构形式需要增加撑杆和变幅索具等辅助构件。而新型臂架结构副臂通过过渡节直接与主臂端部连接,这就省去了撑杆和索具等辅助结构,在减轻自重的同时,有利于改善主臂的受力条件。本文所研究的臂架结构如图1所示。

图1所示160 t履带起重机的主臂架长81 m,工作幅度为16 m,起重量为18.5 t,其组成机构为:9 m长的底节臂、9 m长的顶节臂,以及1根3 m的中间节、3根6 m的中间节、2根9 m的中间节和2根12 m的中间节。臂架弦杆屈服点屈服极限 $\sigma_s = 780$  MPa,起升载荷动载系数为1.3,起升冲击系数为1.1,臂架自重14.13 t,臂架弦杆抗拉强度 $\sigma_b = 840$  MPa。主臂截面几何尺寸及材料属性如表1所示(泊松比均为0.3)。

根据起重机设计规范,其拉伸、压缩、弯曲许用应力可分为以下2种情况进行计算<sup>[12]</sup>:

1)对于 $\sigma_s/\sigma_b < 0.7$ 的钢材,其基本许用应力

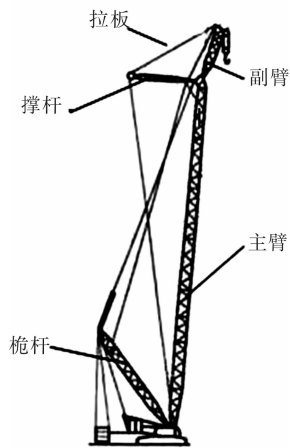


图1 履带起重机臂架示意图

表1 主臂截面几何尺寸及材料属性

主臂构件	材料	直径×厚度/mm	弹性模量 $\times 10^5$ /MPa	屈服极限 /MPa	抗拉极限 /MPa
主弦杆	FGS78WV钢	114.3×8	2.12	780	840
腹杆1	20钢	76×6	2.06	245	410
腹杆2	20钢	60×3	2.06	245	410
加强板	Q390		2.06	390	490
变幅绳			1.30		

$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$ , 其中  $n$  为与载荷组合形式相关的强度安全系数, 本文根据起重机设计规范选为 1.34.

2) 对于  $\sigma_s/\sigma_b \geq 0.7$  的高强度钢, 其基本许用应力

$$[\sigma] = \frac{0.5\sigma_s + 0.35\sigma_b}{n} \quad (1)$$

通过式①分别计算出: 主臂主弦杆的许用应力为 510.4 MPa, 主臂腹杆 1 和腹杆 2 的许用应力为 182.8 MPa, 主臂加强板的许用应力为 273.5 MPa.

履带式起重机在工作过程中会产生支架变形以及变幅油缸压缩等情况, 在不考虑这些影响因素的情况下, 在最大工作幅度下起吊载荷达到额定值时, 变幅平面内臂架端部垂直于臂架轴线方向上的静位移  $f_L$  和臂架长度  $L_C$  有如下关系<sup>[13]</sup>:

$$f_L \leq 0.1(L_C/100)^2 \quad (2)$$

当  $L_C \geq 45$  m 时, 式②中系数 0.1 可适当增大.

在一定工作幅度条件下, 起升一定的载荷, 臂架端部施加大小为额定载荷 5% 的水平侧(切)向力时, 回转平面内臂架端部水平(侧向)静位移  $Z_L$  和臂架长度  $L_C$  有如下关系:

$$Z_L \leq 0.07(L_C/100)^2 \quad (3)$$

由式②可计算出 81 m 臂架端部位移在变幅平面的许用值是 6 561 mm; 由式③可计算出在回转平面的许用值是 4 592.7 mm.

## 2 臂架有限元模型的建立与计算分析

在实际建模过程中, 需要对模型作合理的简化, 简化的原则是不影响计算精度, 简化后的模型应满足以下要求<sup>[14]</sup>: 具有足够的准确性; 具有良好的经济性; 兼顾准确性和经济性.

按照上述简化原则和要求, 根据履带式起重机臂架结构特点进行初步分析, 对其有限元模型可作以下简化: 臂架与臂架之间的连接形式为焊接, 在整个臂架进行分析时, 认为焊缝均符合标准要求, 忽略焊缝对结果的影响; 将履带架、车架及转台等均视为刚体; 将起重机臂架作为独立部分进行分析, 认为其变形与起重机的其他结构部分无关; 认为臂架材料均质, 不存在制造偏差; 弹性模量为常数, 不考虑温度等影响<sup>[15]</sup>. 在上述简化的基础上定义变截面梁、加强板和变幅绳分别为 Beam188 单元、SHELL181 单元和 Link180 单元, 建立起起重机臂架的有限元模型如图 2 所示<sup>[16]</sup>, 模型由 22 713 个节

点和 14 239 个单元构成.

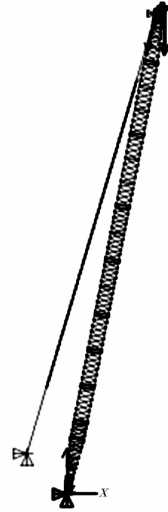


图 2 起重机 81 m 主臂有限元模型

约束和加载方式: 臂架的工况有变幅平面工况和回转平面工况 2 种. 在变幅平面内, 臂架底部通过销轴与起重机平台相连, 臂根处可认为是固定单铰, 其边界条件具体为  $U_x = 0, U_y = 0, U_z = 0$ ; 起重机变幅钢丝绳下铰点处的边界条件为  $U_x = 0, U_y = 0, U_z = 0$ . 在回转平面内, 臂架主要受回转方向力的作用, 臂架根部一侧简化为固定铰支座, 其边界条件为  $U_x = 0, U_y = 0, U_z = 0$ ; 另一侧简化为可动铰支座  $U_x = 0, U_y = 0$ .

### 2.1 静态分析

当起重机臂架长度为 81 m, 幅度  $R = 16$  m 时, 起升冲击系数  $\varphi_1 = 1.1$ , 动载系数  $\varphi_2 = 1.3$ , 提升倍率  $n = 2$ , 额定起重量  $Q = 18.5$  t, 臂架自重  $G_0 = 14.13$  t. 起重绳拉力  $T = 120\ 250$  N, 变幅绳拉力  $S = 753\ 157$  N, 偏摆力  $P_a = 9\ 065$  N.

图 3 为臂架静态分析结果云图. 从图 3a) 可以看出, 81 m 臂架的最大应力为 430.291 MPa, 计算结果小于应力许用值 510.4 MPa, 说明强度满足要求; 由图 3b) 可看出, 臂架头部的最大位移量为 2 056 mm, 小于位移许用值.

### 2.2 线性特征值屈曲分析

进行线性特征值屈曲分析, 可以得到理想线弹性结构的理论屈曲强度. 这种基于理想情况的线性失稳分析有 2 个明显优点: 一是计算过程相对比较经济(快速); 二是进行线性失稳分析所得模态形状可用于作为非线性屈曲分析的初始缺陷<sup>[17]</sup>.

在 ANSYS 通用后处理器中可查阅特征值屈曲

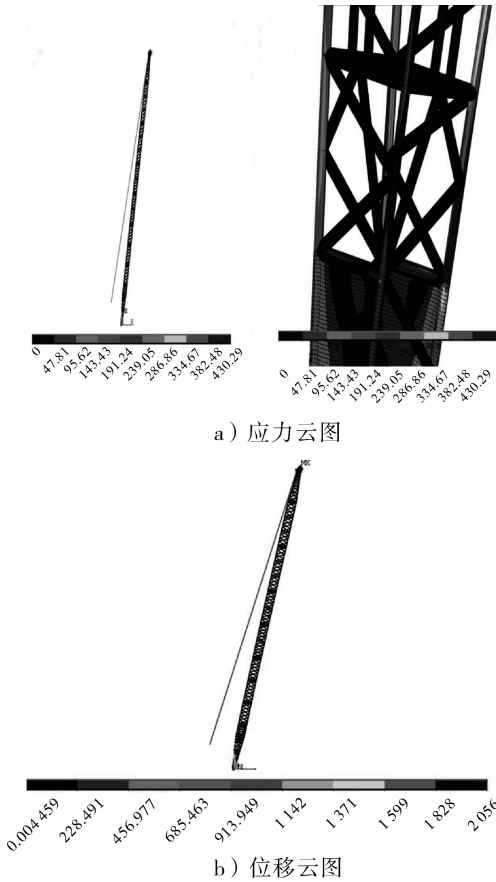


图3 81 m 主臂架静态分析结果云图

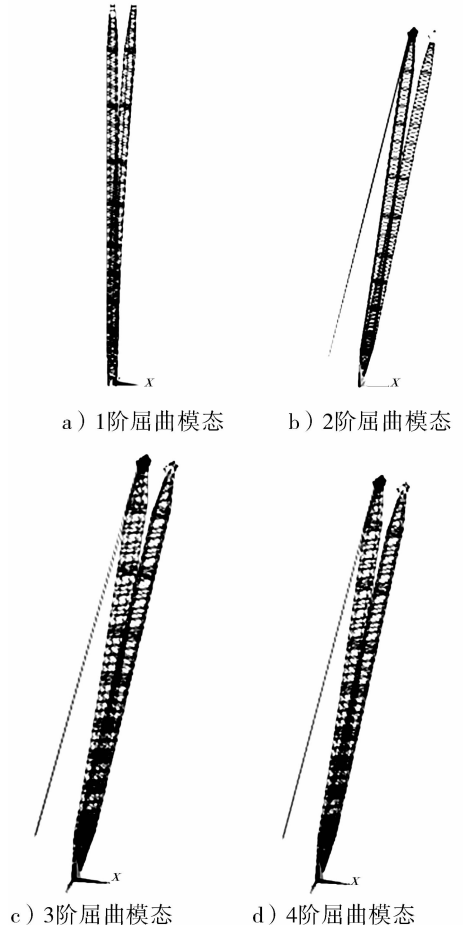


图4 特征值屈曲分析的1—4阶模态形状

分析结果,结果包含载荷系数、屈曲模态形状和与之相对应的应力分布情况等.81 m 臂架线性特征值屈曲分析结果如图4和图5所示,由图4a)和b)可以看出,最容易发生屈曲的是在回转平面,其次是变幅平面.表2给出了线性特征值屈曲分析的前6阶特征值.

表2 特征值屈曲分析的1—6阶模态的特征值

阶	时间/频率	载荷步	子步	累积
1	5 045.9	1	1	1
2	10 298	1	2	2
3	10 478	1	3	3
4	10 582	1	4	4
5	10 642	1	5	5
6	11 668	1	6	6

### 2.3 非线性屈曲分析

进行非线性屈曲分析的目的就是找到第一个极限点(结构不稳定前的最大载荷).在进行非线性屈曲时,需要施加一个很小的初始载荷(例如小的力)或一个初始几何缺陷,而线性特征值屈曲分析结果所得到的屈曲模态形状即可作为这个初始

缺陷.

非线性屈曲分析结果如图5和图6所示.从图5可知臂架头部的总位移值为2 856 mm,既小于变幅平面的许用位移值,又小于回转平面的许用位移值.从图6可知臂架的最大应力值为503.828 MPa,小于主弦杆的许用应力510.4 MPa,发生最大应力的位置为臂架右下方主弦杆离臂架根部3.4 m附近.

### 3 臂架稳定性影响因素分析

图7—图12分别为无偏摆力载荷、无风载荷和无回转惯性力时臂架非线性屈曲分析的应力和位移云图.

根据上述有限元分析结果,分别提取受力值和位移量,其最大数值如表3所示.

从表3中可以得出,对臂架稳定性影响最大的是偏摆力,占32.0%,其次是回转惯性力,占20.4%,风载对臂架的稳定性影响相对较小,只占4.8%.

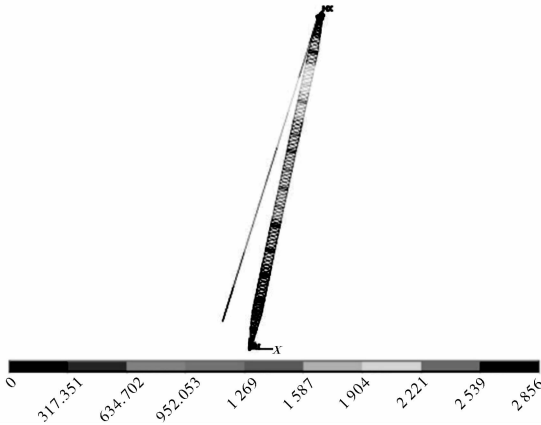


图5 非线性屈曲分析位移云图

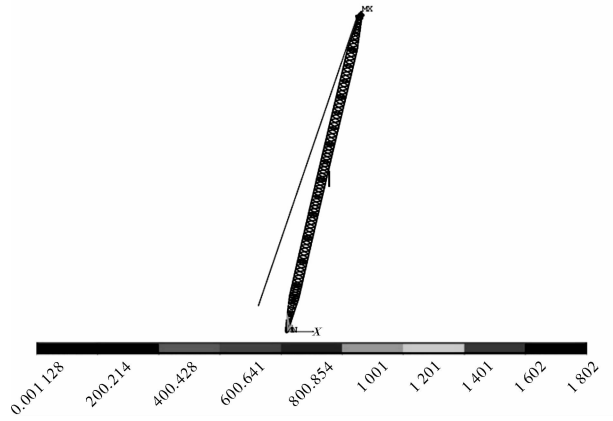


图8 无偏摆力时臂架非线性屈曲分析位移云图

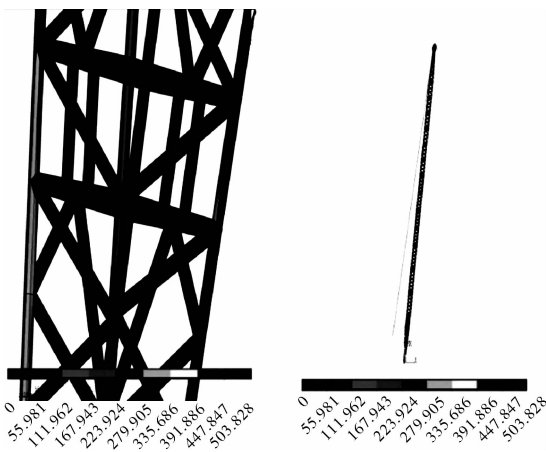


图6 非线性屈曲分析应力云图

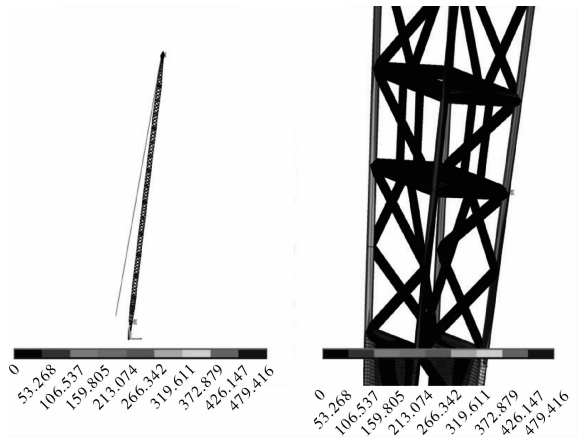


图9 无风载荷时臂架非线性屈曲分析应力云图

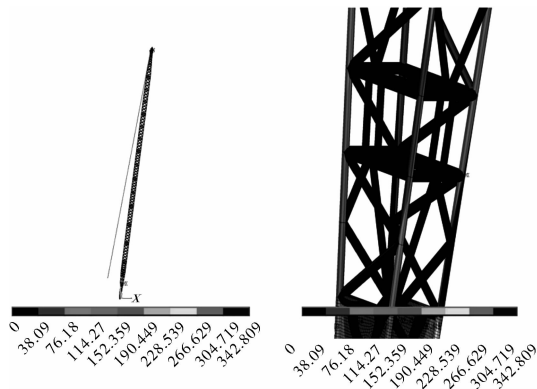


图7 无偏摆力时臂架非线性屈曲分析应力云图

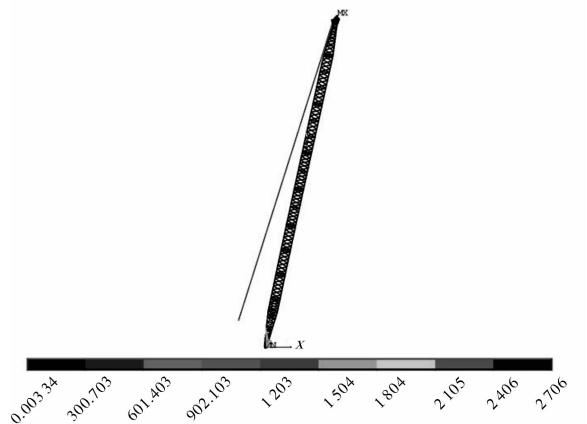


图10 无风载荷时臂架非线性屈曲分析位移云图

表3 臂架非线性屈曲分析结果

载荷	应力/MPa	位移/mm	应力百分比/%
全部载荷	503.828	2 856	
无偏摆力	342.809	1 802	32.0
无风载	479.416	2 706	4.8
无回转惯性力	400.866	2 206	20.4

### 4 结论

本文以某160 t履带起重机臂架为例,对起重机的81 m主臂架进行了稳定性分析,先建立了臂架的有限元模型,分别对该臂架有限元模型进行了静态分析、线性特征值屈曲分析和非线性屈曲分析;然

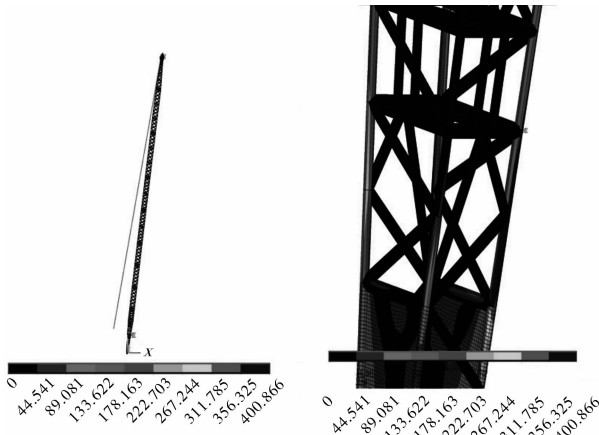


图 11 无回转惯性力时臂架非线性屈曲分析应力云图

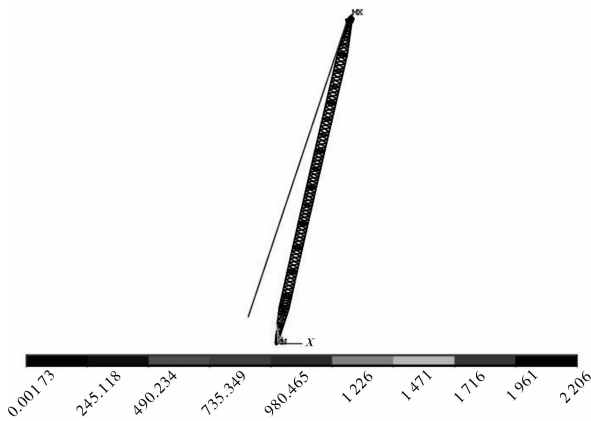


图 12 无回转惯性力时臂架非线性屈曲分析位移云图

后,对臂架有限元计算结果进行分析对比,发现影响臂架稳定性的部分因素中风载荷和回转惯性力对臂架的稳定性影响相对较小,偏摆力是导致臂架失稳的主要因素。

### 参考文献:

[1] 王欣,高顺德,屈福.国内外大型起重机的发展状况[J].建筑机械,2005(2):28.

- [2] 王凤萍,程磊,孙影.国内外履带式起重机的现状及发展趋势[J].工程机械,2006(6):39.
- [3] 吴学松.中国吊装舞台上的履带式起重机[J].建筑机械化,2007(7):8.
- [4] 刘光栋,罗汉泉.杆系结构稳定[M].北京:人民交通出版社,1988:15-38.
- [5] 王凯,周慎杰.80吨履带起重机桁架式臂架系统的有限元分析[D].济南:山东大学,2005:88-90.
- [6] 楚中毅,陆念力,车仁炜,等.一种梁杆结构稳定性分析的精确有限元法[J].哈尔滨建筑大学学报,2002,35(4):25.
- [7] Meek J L, Xue Q. A study on the instability problem for 3D frame [J]. Computer Methods Appl Mech Engrg, 1998, 158:235.
- [8] 杨秀娟.特大型起重机桅杆吊装过程的稳定性数值模拟分析[J].石油大学学报,2004,28(6):90.
- [9] 张家华,王国俭.“生命始于卵”创意实现技术——上海科技城太空城单层网壳结构非线性屈曲分析[J].工程设计CAD与智能建筑,2000(3):22.
- [10] 全国起重机机械标准化技术委员会.起重机设计规范释义与应用[M].北京:中国标准出版社,2008.
- [11] 夏皮罗 H I.普通起重机和桅杆起重机[M].北京:科学出版社,2008.
- [12] GB/T 3811—2008.起重机设计规范[S].
- [13] 《起重机设计手册》编写组.起重机设计手册[M].北京:机械工业出版社,1980.
- [14] 王欣,马青,腾儒民,等.应用 Ansys 计算履带起重机臂架弹性稳定性的简化模型[J].起重运输机械,2009(11):15.
- [15] 李育文,候枫,李建国.最大载荷半径时 2000CL 挖掘机动力臂应力和变形计算[J].郑州轻工业学院学报:自然科学版,2004,19(1):18.
- [16] 杨改云,郭长江.基于 ANSYS 的电力机车转向架静力分析[J].郑州轻工业学院学报:自然科学版,2008,23(1):52.
- [17] 韩庆华,伊越,刘锡良.焊接组合梁腹板屈曲后性能的曲壳有限元分析[J].钢结构,1999,14(1):48.