

# 塔式起重机钢结构疲劳寿命研究

侯 沂, 李世六, 王 进, 陈 进

(重庆大学 机械工程学院, 重庆 400030)

**摘 要:** 该文提出一种基于有限元法的塔式起重机钢结构疲劳寿命估算的方法。首先建立塔式起重机有限元模型并计算静应力, 再确定载荷时间历程。将塔式起重机所受的疲劳载荷划分为变幅载荷和冲击载荷。对于变幅载荷, 采用现场观测数据并运用数理统计的方法, 揭示出变幅小车在起重臂下弦杆的每跨轨道上运行的频数与起重臂的坐标成正态分布。以 1 d 为 1 个周期, 计算出变幅载荷的时间历程。对于冲击载荷, 采用瞬态响应方法, 得到主要工况下起升钢丝绳内的内力时间关系, 获得冲击载荷的时间历程。将塔式起重机结构静应力值、变幅载荷时间历程、冲击载荷时间历程和材料疲劳属性输入 MSC. FATIGUE 软件, 计算得到其钢结构的疲劳寿命。

**关键词:** 塔式起重机; 疲劳寿命; 有限元; 载荷时间历程

**中图分类号:** TH213.3    **文献标志码:** A    **文章编号:** 1674-4764(2009)05-0024-07

## Fatigue Life Analysis of Tower Crane's Steel Structure with Finite Element Method

HOU Yi, LI Shi-liu, WANG Jin, CHEN Jin

(College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China)

**Abstract:** A new method was presented which was based on finite element method to predict the fatigue life of tower crane's steel structure. With the method, the finite element model of tower crane was developed and the static stress was calculated. And then time history was defined. It was found that there were two main types of fatigue loads acting on tower crane, which were the amplitude load and the impact load. For the amplitude load, a method with field observation and statistical method was proposed and it was found that the frequency of the trolley-jib slipping the stride on the orbit and the beam's coordinate showed statistically normal distributions. And time history of amplitude load was calculated with one day as a cycle. For impact load, taking transient response method, the relationship between internal stress and time was established for main working conditions and the time history was obtained. Taking the static stress of tower crane, time course of amplitude load and time history of impact load as inputs, the fatigue life of steel structure was obtained with the software of MSC. FATIGUE.

**Key words:** tower crane; fatigue life; finite element method; time history of loads

塔式起重机便于物料的竖直和水平运输, 适用于狭小空间的建筑工地, 是重要的建筑施工机械, 也是极易发生重大安全事故的特种作业机械<sup>[1]</sup>。塔式起重机事故破坏主要发生在塔身、起重臂和平衡臂金属结构上。这是由于塔式起重机在工作中塔身、

起重臂等构件承受交变载荷<sup>[2]</sup>, 疲劳破坏是金属结构失效的主要原因<sup>[3]</sup>。根据 ISO 及我国“起重机设计规范”有关规定, 凡工作级别为 A6 级以上的起重机结构, 除进行构件强度、刚度计算外, 还须进行疲劳强度计算, 而载荷谱则是疲劳强度计算的必要数

收稿日期: 2009-04-15

基金项目: 重庆市自然科学基金项目(2001135)

作者简介: 侯沂(1955-), 男, 副教授, 主要从事建筑机械研究, (E-mail) hycu@163.com。

据<sup>[4]</sup>。目前塔式起重机载荷谱采集获取存在一定困难,而且疲劳寿命的研究涉及到多门学科,影响因素多,显然,疲劳寿命的预测仍是一个值得研究和开拓的领域<sup>[5]</sup>。为此该文提出一种基于有限元法的塔式起重机钢结构疲劳寿命估算的方法。该方法不但可以计算钢结构的疲劳寿命,还能指导新型塔式起重机的开发设计。

### 1 塔式起重机的有限元模型和静应力

建立塔式起重机结构的有限元模型<sup>[6]</sup>。以 QTZ4010 塔式起重机为例,模型共有 529 个节点,1 243 个梁杆单元,如图 1 所示。

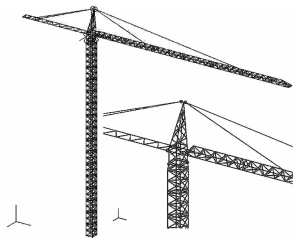


图 1 塔式起重机结构有限元模型

分别对吊重位于起重臂最远端、吊重位于外拉杆处、吊重位于内外两拉杆的正中间、吊重位于内拉杆处、吊重位于内拉杆与起重臂根部的正中间 5 个工况对塔式起重机结构进行有限元计算,得到 5 个工况下的静应力值<sup>[7-9]</sup>。吊重位于起重臂最远端工况应力分布见图 2,其它 4 个工况应力分布图(略)。由计算结果看出,5 个典型工况的静应力值都满足强度设计要求。

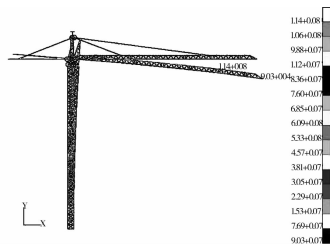


图 2 吊重位于起重臂最远端工况应力分布图

### 2 塔式起重机的载荷时间历程

塔式起重机主要承受 2 种疲劳载荷,变幅载荷时间历程由变幅小车运动产生,冲击载荷时间历程由塔式起重机启动上升和下降制动产生。由于变幅小车运动具有随机性,因此要获得变幅载荷时间历程必须先知道其统计运动规律。该文采用现场观测的方法统计变幅小车的运动规律,得到变幅载荷时间历程。冲击载荷时间历程,对塔式起重机进行瞬态分析得到。由自重、回转惯性力和风载荷对塔式起重机结构产生的应力值是恒应力幅,作为静载荷加载到起重机结构上。

#### 2.1 应力谱

以三跨塔式起重机起重臂为例来说明静应力转化为应力谱的方法。起重臂简化模型如图 3 所示:

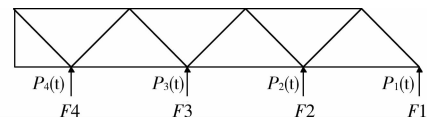


图 3 起重臂简化模型

图中  $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$ 、 $F_4$  为作用在该点的载荷; $P_1(t)$ 、 $P_2(t)$ 、 $P_3(t)$ 、 $P_4(t)$ 为作用在该点的载荷时间历程。

首先计算  $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$ 、 $F_4$  单独作用结构各单元的静应力  $\sigma_i$ ,并对每个  $\sigma_i$  施加对应的时间历程  $P_i(t)$ ,于是结构各单元的应力谱由公式(1)计算得到。

$$\sigma(t) = \sum_{i=1}^n \sigma_i \cdot P_i(t) \quad (1)$$

式中: $\sigma(t)$ 为应力谱; $\sigma_i$ 为静应力; $P_i(t)$ 为时间历程。

时间历程  $P_i(t)$  根据虚功原理和变幅小车在该跨上运行的次数确定。以变幅小车从图 3 中的  $F_1$  处一次运行到  $F_4$  处为例,变幅小车在导轨上运行时 有 2 种状态:

1) 小车刚好位于两跨的交点上,如图 4 所示,载荷直接作用在交点上。



图 4 小车位于起重臂某两跨的交点上

2) 小车位于起重臂某一跨的任意位置 X,如图 5 所示。载荷根据虚功原理分配到作业 2 个相邻的交点上,  $P_1 = Q \cdot [(L - X)/L]$ ,  $P_2 = Q \cdot (X/L)$ 。

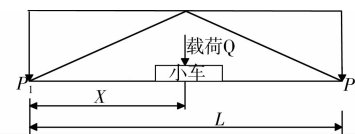


图 5 小车位于起重臂某一跨的中间

由 1)、2)2 种情况分析可知,当小车在起重臂某 1 跨上运行时,小车上的载荷线性分配到相邻交点上,因此可以编制图 6 所示的时间历程。

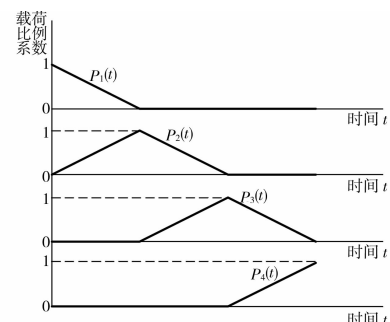


图 6 载荷时间历程

## 2.2 变幅小车运动规律

变幅小车运动是随机的,但是对其进行长时间的观测可以看出,塔式起重机的变幅小车运动是有规律可循。可以通过现场观测得到变幅小车通过塔式起重机起重臂上某个位置的频数,然后根据统计原理<sup>[10]</sup>得出变幅小车的运动规律。表 1 所示是对重庆市沙坪坝区某工地正在施工的 QTZ4010 塔式起重机进行现场跟踪观测 10 d 的数据。

以跨中坐标  $x_i$  为横坐标,小车的运行频数  $v_i$  为纵坐标,作出数据的直方图 7。从图中可以看出,数据基本上呈正态分布。

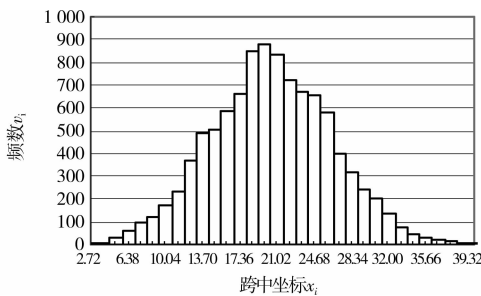


图 7 观测数据直方图

用正态函数表示变幅小车在各跨的运动规律,见公式(2)。

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (2)$$

式中:  $e$  为自然对数的底数;  $\mu$  为正态变量的数学期望;  $\sigma$  为正态变量的标准差。

将塔式起重机的每一跨看成是一个分组,频数  $v_i$  就是观测数据。假设有  $n$  个观测数据和  $m$  个组,每跨的跨中坐标  $x_i$  为该组的“组中值”。正态变量的数学期望  $\mu$  由公式(3)求得:

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^m v_i x_i \quad (3)$$

分组数据的标准差  $\sigma$  为:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m v_i (x_i - \mu)^2}{n - 1}} \quad (4)$$

将观测数据代入式(3)和式(4)得:

$$\begin{aligned} \mu &= 20.06 \\ \sigma &= 5.857 \end{aligned}$$

再将  $\mu$  和  $\sigma$  的值代入式(2),得到观测数据的正态概率分布函数:

$$f(x) = \frac{1}{5.875 \times \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-20.06)^2}{2 \times 5.875^2}} \quad (5)$$

式(5)揭示了塔式起重机变幅小车在各跨的运动规律,表明变幅小车在起重臂下弦杆的每跨轨道上运行的频数与起重臂的坐标成正态分布。

表 1 现场观测的变幅小车运动数据

每跨编号 $i$	跨中坐标 $x_i$	频数 $v_i$
1	1.495	
2	2.715	10
3	3.935	11
4	5.155	29
5	6.375	57
6	7.595	94
7	8.815	121
8	10.035	172
9	11.255	234
10	12.475	370
11	13.695	485
12	14.915	506
13	16.135	590
14	17.355	662
15	18.575	849
16	19.795	882
17	21.015	832
18	22.235	720
19	23.455	667
20	24.675	697
21	25.895	578
22	27.115	396
23	28.335	313
24	29.555	239
25	30.775	202
26	31.995	134
27	33.215	74
28	34.435	48
29	35.655	30
30	36.875	21
31	38.095	12
32	39.315	10
33	40.535	5

2.3 变幅载荷时间历程

根据公式(5),以 1 d 为 1 个周期,计算变幅小车在各跨上运动的频数。变幅小车在 1 d 内通过塔式起重机起重臂上某一跨的频数占总频数的百分数比:

$$\Phi(i) = \int_{x_i}^{x_{i+1}} f(x)dx \quad (6)$$

式中:  $\Phi(i)$  为变幅小车通过第  $i$  跨的频数占总频数的百分比;  $x_i$  为第  $i$  跨下限的坐标;  $x_{i+1}$  为第  $i$  跨上限的坐标。

根据观测数据还可以看出塔式起重机的工作级别属于经常中等地使用。数据的总和为变幅小车在 10 d 内通过塔式起重机起重臂各跨的总频数,现在以 1 d 为 1 个周期,所以变幅小车在 1 d 内运行的总频数应为观测数据总和的十分之一,用  $\varphi$  表示。那么,在 1 d 内变幅小车通过塔式起重机起重臂上具体某 1 跨的频数  $\theta(i)$  为:

$$\theta(i) = \varphi \int_{x_i}^{x_{i+1}} f(x)dx \quad (7)$$

式中:  $\varphi$  为变幅小车 1 d 内运行的总频数;  $\theta(i)$  为一天内变幅小车通过塔式起重机起重臂上具体某 1 跨的频数。

按公式(6)和公式(7)计算出变幅小车在塔式起重机起重臂各跨上运行的频数和占总频数的百分比,结果如表 2 所示:

表 2 变幅小车在起重臂各跨上运行的频数及百分比

各跨序列号	各跨上下限坐标	百分比	频数
1	上限 2.105	0.001 561 23	2
	下限 3.325		
2	上限 3.325	0.001 119 23	2
	下限		
3	上限 4.545	0.002 814 32	5
	下限 5.756		
4	上限	0.005 542 82	9
	下限 6.985		
5	上限 6.985	0.009 172 03	14
	下限 8.205		
6	上限 8.205	0.011 834 9	18
	下限 9.425		
7	上限 9.425	0.016 776 2	25
	下限 10.645		

续表 2

各跨序列号	各跨上下限坐标	百分比	频数
8	上限 10.645	0.022 934 4	34
	下限 11.865		
9	上限 11.865	0.036 480 1	55
	下限 13.085		
10	上限 13.085	0.048 034 4	72
	下限 14.305		
11	上限 14.305	0.050 265 6	76
	下限 15.525		
12	上限 15.525	0.058 681 3	88
	下限 16.745		
13	上限 16.745	0.066 068 1	99
	下限 17.965		
14	上限 17.965	0.084 977 3	128
	下限 19.185		
15	上限 19.185	0.089 035 6	134
	下限 20.405		
16	上限 20.405	0.075 469 6	113
	下限 21.625		
17	上限 21.625	0.072 560 7	109
	下限 22.845		
18	上限 22.845	0.067 281 4	101
	下限 24.065		
19	上限 24.065	0.070 061 5	105
	下限 25.285		
20	上限 25.285	0.058 412 3	88
	下限 26.5055		
21	上限 26.505	0.040 056 3	60
	下限 27.725		
22	上限 27.725	0.031 717 7	48
	下限 28.945		
23	上限 28.945	0.024 221 2	36
	下限 30.165		

续表 2

各跨序列号	各跨上下限坐标	百分比	频数
24	上限 30.165	0.020 444 8	31
	下限 31.385		
25	上限 31.385	0.013 563 5	20
	下限 32.605		
26	上限 32.605	0.007 515 62	12
	下限 33.825		
27	上限 33.825	0.004 901 12	8
	下限 35.045		
28	上限 35.045	0.003 082 4	5
	下限 36.265		
29	上限 36.265	0.002 111 55	3
	下限 37.385		
30	上限 37.485	0.001 216 26	2
	下限 38.705		
31	上限 38.705	0.000 502 164	1
	下限 39.925		
32	上限 39.925	0.000 200 474	1
	下限 41.145		

由表 2 的数据和前面论述的方法可编制出在起重臂各跨的节点上作用的额定载荷的时间历程。图 8 显示从起重臂最远端到最近端,前 5 个载荷的时间历程图。限于篇幅,其它载荷的时间历程不赘述。

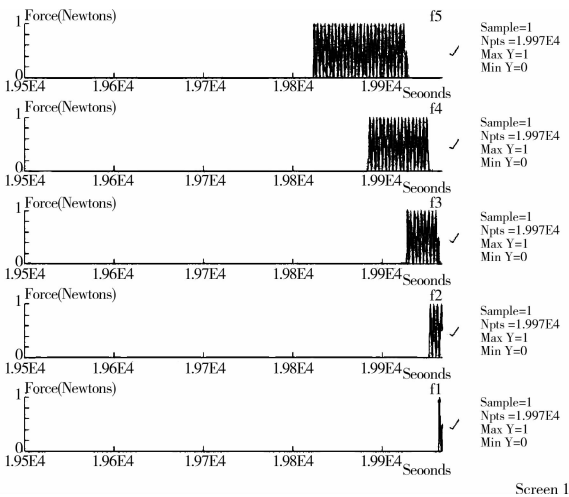


图 8 载荷时间历程

2.4 冲击载荷时间历程<sup>[11]</sup>

对塔式起重机进行瞬态分析得到冲击载荷的载

荷谱,主要目的是得到起升钢丝绳中内力随时间的变化过程。分析表 2 的数据可知,变幅小车在塔式起重机起重臂的中部停留时间最长,因此将变幅小车在起重臂的中部为工况 1,载荷在起重臂最远端启动上升为工况 2,载荷在起重臂最近端启动上升为工况 3 来模拟塔式起重机的冲击载荷。

将钢丝绳模拟成一弹簧,只需要在塔式起重机的静力学模型的基础上加上一个弹簧单元来模拟钢丝绳即可。

钢丝绳的刚度通过(8)式计算:

$$k = E_r A / l \tag{8}$$

式中: $E_r$  为钢丝绳的弹性模量, $E_r = (0.8 \sim 1.2) \times 10^{11}$ , N/m<sup>2</sup>;  $A$  为钢丝绳金属横截面积, m<sup>2</sup>;  $l$  为钢丝绳的长度, m。

钢丝绳的阻尼公式为:

$$b = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} \xi \tag{9}$$

式中: $\xi$  为弹簧阻尼比;  $m$  为起吊重物的质量。

下面分别计算 3 个工况下钢丝绳的内力变化,来确定冲击载荷时间历程:

工况 1、变幅小车在起重臂的中部

(1)参数计算

$$m = 2\ 806.4\ \text{kg} \quad \xi = 0.07$$

钢丝绳直径为 16 mm 取  $E_r = 1 \times 10^{11}$  N/m<sup>2</sup>

瞬态响应载荷如图 9 所示:

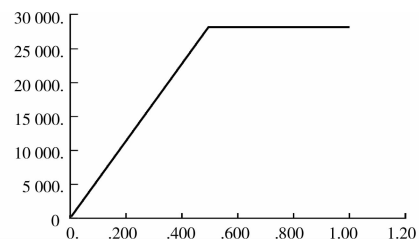


图 9 瞬态响应载荷

将上面的参数代入公式(8)和(9)得:

$$k_1 = 2.59 \times 10^6$$

$$b = 11\ 935.8$$

(2)计算结果(图 10)

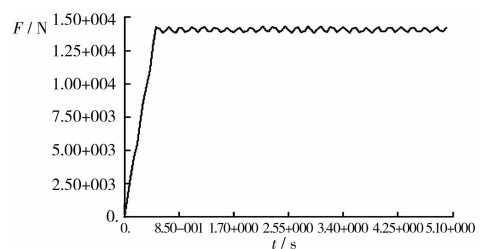


图 10 钢丝绳内力时间曲线

工况 2、变幅小车在起重臂的最外端,计算结果图 11 所示

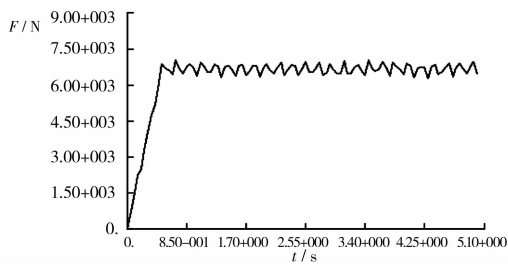


图 11 钢丝绳内力时间曲线

工况 3、变幅小车在起重臂的最近端,计算结果图 12 所示

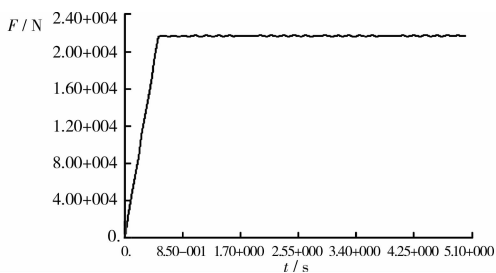


图 12 钢丝绳内力时间曲线

从 3 种工况的结果可以看出:冲击载荷作用点离回转中心越远,结构瞬态响应就越明显,也就是说塔式起重机的振动幅度越大。

### 3 材料疲劳属性

QTZ4010 塔式起重机的主要钢结构采用 Q235A 和 16Mn2 种材料,由机械工程材料性能手册<sup>[12]</sup>可得到这 2 种材料的疲劳属性。取可靠度为 99.9%的疲劳寿命曲线,得到材料 S-N 曲线如图 13 所示:

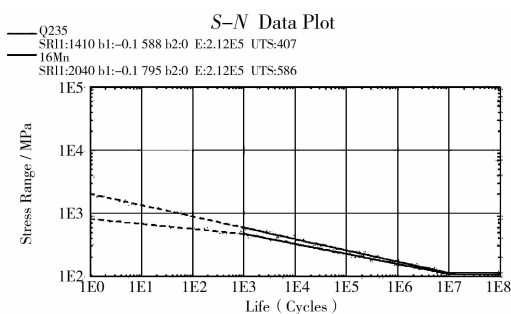


图 13 Q235 和 16Mn 材料的 S-N 曲线

### 4 塔式起重机钢结构疲劳寿命计算<sup>[13-15]</sup>

将 2、3 得到的塔式起重机结构应力、变幅载荷

时间曲线、冲击载荷时间曲线和材料疲劳属性输入 MSC. FATIGUE 软件,计算钢结构的疲劳寿命,得到寿命云图如下图 14、图 15、图 16 所示:

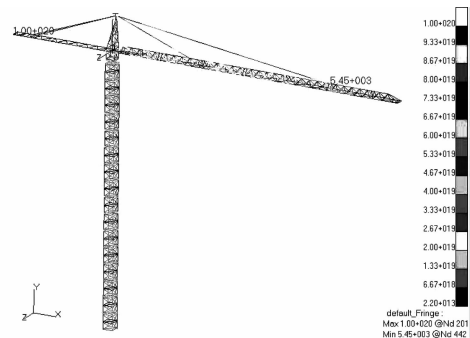


图 14 塔式起重机结构寿命云图

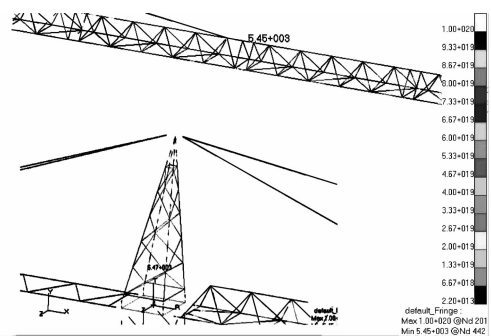


图 15 疲劳寿命最小位置

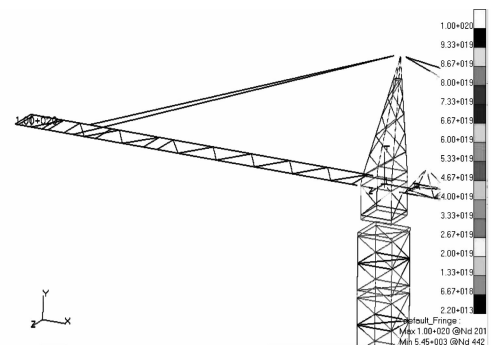


图 16 平衡臂疲劳寿命云图

### 5 结 论

通过该文的分析和计算,得到以下结论:

1)塔式起重机变幅小车在各跨的运动规律是正态概率密度函数。塔式起重机钢结构主要是在循环变化的载荷或随机载荷作用下工作,疲劳破坏是其主要失效原因。

2)该类型塔式起重机结构的最小寿命为 5 450 d,假设该塔式起重机每年工作 300 d,则该类型塔式起重机在这样的工作环境下可以连续工作 18.17 a。

3) 该类型塔式起重机起重臂的上弦杆和塔帽的一根主弦杆的疲劳寿命比较短。平衡臂基本不发生疲劳损伤。塔身主弦杆的疲劳寿命比较长, 能满足要求。

该文提出的基于有限元法的塔式起重机钢结构疲劳寿命估算的方法可以方便的计算塔式起重机钢结构疲劳寿命, 还可以根据计算结果对塔式起重机进行改进设计。

#### 参考文献:

- [1] 邹露萍, 徐永春, 蔡泽伟. 制作质量对塔式起重机结构件焊接节点疲劳性能的影响[J]. 钢结构, 2008, 23(4): 24-28.
- ZOU LU-PING, XU YONG-CHUN, CAI ZE-WEI. Influence of quality on fatigue property of welded joints in tower crane structural members [J]. Steel Construction, 2008, 23(4): 24-28.
- [2] 陈安军, 刘书辽, 王大勇. 钢材中非金属夹杂物对塔机结构疲劳寿命的影响[J]. 建筑机械化, 2007(5): 25-27.
- CHEN AN-JUN, LIU SHU-LIAO, WANG DA-YONG. The effect of nonmetal impurity to the structure fatigue life of tower crane[J]. Construction Mechanization, 2007(5): 25-27.
- [3] 罗丹, 原思聪, 王晓云. 基于 ANSYS 的塔式起重机疲劳载荷谱的编制[J]. 建筑机械, 2007(04): 63-67.
- LUO DAN, YUAN SI-CONG, WANG XIAO-YUN. Compilation of fatigue load spectrum of tower crane based on ANSYS[J]. Construction Machinery, 2007(04): 63-67.
- [4] 肖晓晖, 吴功平, 等. 塔式起重机疲劳载荷谱的编制. 应用力学学报, 2003, 20(12): 86-88.
- XIAO XIAO-HUI, WU GONG-PIN, et al. Establishing of fatigue load spectrum of the DBQ3000 tower crane[J]. Chinese Journal of Applied Mechanic, 2003, 20(12): 86-88.
- [5] 袁熙, 李舜韶. 疲劳寿命预测方法的研究现状与发展[J]. 航空制造技术, 2005(12): 80-84.
- YUAN XI, LI SHUEN-MING. Research status and development of forecast method of fatigue life [J]. Aeronautical Technology, 2005(12): 80-84.
- [6] 于扬, 韩泽光. 基于有限元技术的塔式起重机建模分析[J]. 机电产品开发与创新, 2007, 20(5): 93-95.
- YU YANG, HAN ZE-GUANG. The modeling analysis for tower crane based on finite element technology[J]. Development & Innovation of Machinery & Electrical Products, 2007, 20(5): 93-95.
- [7] CLOUGH R W. Thoughts about the origin of the finite element method. Computer and Structures, 2001
- [8] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 1 版. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [9] LIU YI-JING. Introduction to the finite element method. CAE Research Laboratory Mechanical Engineering Department University of Cincinnati, 2003.
- [10] 高镇同. 疲劳应用统计学[M]. 1 版. 北京: 国防工业出版社, 1986.
- [11] 胡宗武, 阎以诵. 起重机动力学[M]. 1 版. 北京: 机械工业出版社, 1986.
- [12] 朱森第. 机械工程材料性能数据手册[M]. 1 版. 北京, 机械工业出版社, 1995.
- [13] Liaogyu Lei, Fatigue Life Prediction of Driving Axle Based on Virtual Prototype Technology [C]//IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics. 2004: 3793-3798
- [14] FATEMI A, SOCIE D F. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading [J]. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 1988, 11: 149-165.
- [15] YUNG-LI LEE, DAIMLER CHRYSLER, JWO PAN. Fatigue testing and analysis theory and practice[M]. Elsevier Inc. 2005: 370-393.

(编辑 胡 玲)