

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.08.010

基于 ADAMS 刚柔耦合模型的塔式 起重机起重臂疲劳寿命分析*

卢 宁, 韩崇瑞

(北京建筑大学 机电与车辆工程学院, 北京 100032)

摘要: 为了确保塔式起重机的施工安全, 延长塔式起重机的使用寿命, 对塔式起重机起重臂的疲劳寿命进行了评估研究。首先, 以某型号塔式起重机为研究对象, 利用 SolidWorks 进行了三维建模, 分析了该塔式起重机的典型工况, 采用基于 Workbench 的塔式起重机静力学分析结果, 确定了塔式起重机的应力最大位置; 然后, 用 ANSYS APDL 联合 ADAMS 进行了刚柔耦合动力学仿真, 得到了该工况下工作循环的载荷谱; 最后, 利用 NCODE Design Life 的“疲劳五框图”对该工况下的塔式起重机进行了疲劳分析。研究结果表明: 最易发生疲劳失效的位置在第 6 节起重臂上弦杆与外连杆的连接位置附近; 可得到该工况下塔式起重机起重臂每次循环损伤的最大值为 3.598×10^{-6} , 最小循环次数为 2.799×10^5 , 满足塔式起重机设计要求, 为在役塔式起重机的疲劳寿命评估和塔式起重机的设计提供参考价值, 可作为对塔式起重机进行维修和更换零件的依据。

关键词: 刚柔耦合; 疲劳寿命; 塔式起重机; S-N 曲线; 动力学分析

中图分类号: TH213.3

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2021)08-1003-07

Fatigue life analysis of tower crane boom based on ADAMS rigid flexible coupling model

LU Ning, HAN Chong-ru

(Beijing University of Civil Engineering and Architecture College of Mechanical,
Electrical and Vehicle Engineering, Beijing 100032, China)

Abstract: In order to ensure the safety of tower crane construction and prolong the service life of tower crane, the fatigue life of tower crane was evaluated. Firstly, taking a certain type of tower crane as the research object, SolidWorks was used to conduct three-dimensional modeling, the typical working conditions of the tower crane were analyzed. The Workbench was used to determine the maximum stress position of the tower crane's static analysis results. Then ANSYS APDL was combined with ADAMS to conduct rigid-flexible coupling dynamics simulation, and the load spectrum of the working cycle under the working conditions was obtained. Finally, the fatigue five-block diagram of NCODE Design Life was used to analyze the fatigue of tower crane under this working condition. The results show that the most frequent fatigue failure location is near the connecting position between the upper chord of the sixth crane and the outer connecting rod, and the maximum damage of each cycle of the tower crane lifting arm is 3.598×10^{-6} and the minimum number of cycles is 2.799×10^5 under this working condition, which meets the design requirements of the tower crane. It provides reference value for fatigue life evaluation and design of tower crane in service, and can be used as the basis for maintenance and replacement of tower crane parts.

Key words: rigid flexible coupling; fatigue life; tower crane; S-N curve; dynamics analysis

收稿日期: 2020-12-21

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51775031); 北京市属高校基本科研业务费专项资金资助项目(X20071)

作者简介: 卢宁(1976-), 男, 河北定州人, 博士, 副教授, 硕士生导师, 主要从事机电控制及液压伺服系统方面的研究。E-mail: luning@bucea.edu.cn

0 引 言

随着城市发展速度的加快,塔式起重机(以下简称塔机)在城市发展建设中的应用越来越广泛。塔机以覆盖施工空间较大、操作灵活、可拆卸等优点,为城市基础建设带来了极大方便。目前,塔机主要用于建筑施工中建筑材料的垂直搬运、水平搬运及建筑构件的安装。

近年来,塔机断裂事故频发,给人民群众的生命带来了巨大的安全隐患。据国外数据统计,在塔机等大型起重设备机械零件的断裂事故中,有 50%~90% 是其起重臂金属结构疲劳引起的。塔机不仅要承受自重,还要承担重物的载荷,如果塔机起重臂钢结构在施工现场断裂,会造成极其严重的后果。因此,对在役塔机起重臂钢结构的疲劳寿命进行准确估算就显得尤为重要^[1]。

近年来,国内外学者在起重设备钢结构疲劳分析方面做了相当多的研究。巩玉发^[2]通过模拟目标吊车梁的实际受力状态,对其进行了疲劳可靠性分析,找出了最易遭到破坏的节点。赵会民^[3]等人结合圆筒门架结构有限元静力分析结果和圆筒门架载荷-时间历程,在 Fe-Safe 软件中,对圆筒门架结构进行了疲劳仿真分析。

在大型塔机的疲劳寿命研究中,数据采集是一个难点。

本文通过使用 SolidWorks 对塔机进行建模,将部分部件导入 ANSYS APDL,柔性化生成 .mnf 文件,结合 ADAMS 虚拟样机进行刚柔耦合虚拟试验,得到典型工况下塔机的载荷谱;将得到的结果结合 ANSYS Workbench 静力学结果导入 NCODE Design Life 中,用“疲劳五框图”对塔机起重臂进行寿命评估。

1 有限元模型的建立

1.1 三维模型的建立

本文以 QTZ250 垂头塔机为研究对象,其起重臂钢结构主要包括基础节、标准节、平衡臂总成、起重臂总塔顶和回转总成。

该塔机主要尺寸与技术参数如表 1 所示。

笔者选择 SolidWorks 建模软件对塔机进行三维建模。该软件与各种有限元软件以及 ADAMS 虚拟样机有良好的数据交换接口。

为了对塔机的疲劳寿命进行真实有效的研究,减小有限元计算时计算机的运行负担,在建模过程中,笔

表 1 塔机主要尺寸与技术参数

项目	参数	材料
基础节	3 800 kg, 尺寸 2 m * 2 m * 5 m	Q345
标准节	2 100 kg, 尺寸 2 m * 2 m * 3 m	Q345
配重块	21 000 kg	混凝土
平衡臂	10 800 kg, 尺寸 19 m	Q345
起重臂	9 节, 共 17 800 kg, 尺寸 70 m	Q345
起重臂拉杆	近、远端拉杆分别连在第二、第六节臂上	Q345
塔顶	2 631 kg	Q345
回转总成	回转塔身 (2 500 kg) + 司机室 (560 kg) + 上、下回转台 (6 100 kg) = 9 160 kg	Q345

者去除了对整体刚度和强度影响不大,但对分析过程中网格划分和运算速度影响严重的因素,如销孔、螺纹等。

最终得到的塔机的三维简化模型如图 1 所示。

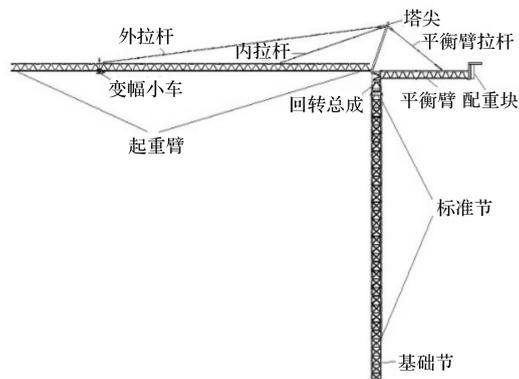


图 1 塔机三维模型

1.2 约束条件及材料模型的建立

塔机的三维模型采用三维直角坐标系,变幅小车运行方向在起重臂的 X 方向。该塔机的钢结构主要采用了 Q345 钢。Q345 钢的密度为 $7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,弹性模量为 206 GPa,泊松比为 0.3,屈服强度为 345 MPa,极限强度为 470 MPa~630 MPa。

1.3 载荷及工况分析

根据该塔机使用说明书和塔机结构试验方法,变幅小车在起重臂 50 m 位置处吊起重心距起重臂垂直距离为 52 m、质量为 4 000 kg 的重物,塔机所受侧向风载荷为 500 N/m^2 ^[4]。

1.4 有限元计算

在经典力学中,机构的动力学数学模型如下:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

式中: $[M]$ —质量矩阵; $[C]$ —阻尼矩阵; $[K]$ —刚度矩阵; $\{F(t)\}$ —力矢量; $\{x\}$ —位移矢量; $\{\dot{x}\}$ —速度矢量; $\{\ddot{x}\}$ —加速度矢量。

在结构静力学分析中,应该忽略物理量 c 与 t 带来的影响,所以该式可简化为:

$$[F]\{x\} = \{F\} \quad (2)$$

笔者对该模型进行了网格划分。为提高计算精度,笔者在 model 模块中就整个模型的一些重要、复杂部位进行了网格细化;选择了 solid187 单元作为有限元网格单元,该单元为四面体结构,共有 10 个节点,精度较高。

塔机的外跨拉杆、内跨拉杆和平衡臂拉杆在实际工况中主要承受拉力,自身重量带来的弯矩对其影响较小,所以笔者将其等效为二力杆,在这些部件选用 3D 杆单元 link180 进行了网格划分,该单元只放开单元沿 X 、 Y 、 Z 方向的平动,限制了单元的弯矩^[5]。为简化模型便于施加单位载荷,在分析中笔者将塔机变幅小车视作等效载荷。

塔机的有限元模型如图 2 所示。

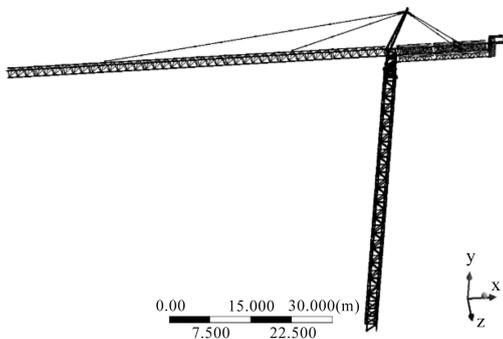


图2 塔机的有限元模型

图 2 中,网格划分节点数为 911 958 个,单元数为 435 446 个。

通过 ANSYS Workbench 静力学分析,得到的上述工况塔机的应力和形变分布云图如图 3 所示。

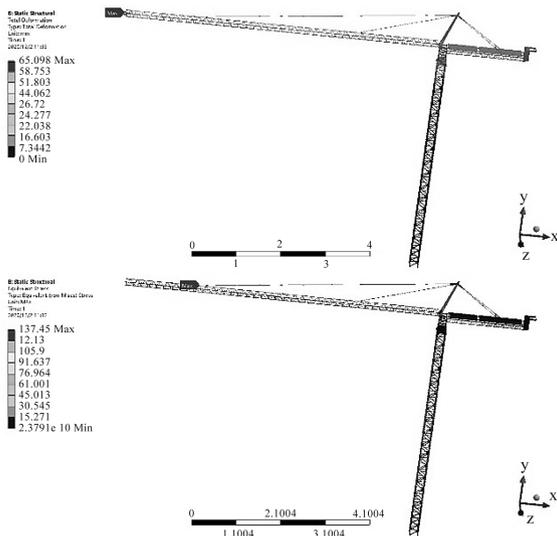


图3 塔机有限元分析结果

上述工况中,最大应力为 137.45 MPa,发生位置在外拉杆与起重臂连接处附近。最大形变位置在起重臂最末端位置,最大形变量为 66.098 mm。

从以上分析结果可以看出:塔机所受最大应力小于材料的许用应力 230 MPa (Q345 的屈服强度为 345 MPa,安全系数取 1.5)。

2 塔机动力学特性分析

2.1 柔性体有限元模型的建立

根据塔机整体的刚柔耦合动力学分析,笔者确定了塔机中需要柔性化的部件为塔机的 9 节起重臂。

笔者将起重臂各节在 SolidWorks 中完成的三维模型换为 .x_t 格式,导入 ANSYS APDL 中进行网格划分和材料定义。mnf 文件的生成对结构单元并无要求,这里选用 solid185 单元。为降低 ADAMS 的运行负担,应对节点数目进行适当调整,材料定义见 1.2 节^[6]。

在虚拟样机中,刚性节点起到连接柔性体与其他部件的作用。因此,笔者选择 MASS21 单元,结合刚性区域法创建刚性外连点。

刚性区域法生成柔性体如图 4 所示。

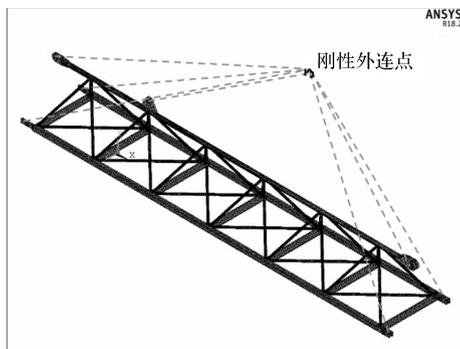


图4 刚性区域法生成柔性体

图 4 中,各节起重臂通过两端的销孔与其他起重臂刚性连接。笔者以第 6 节起重臂为例,左右分别有 3 个刚性连接区域,上弦杆与起重臂外连杆连接处有 1 个刚性连接区域,共有 7 个刚性连接区域连接第 6 节臂与外界零件。

2.2 典型工况

根据该塔机使用说明书和塔机结构试验方法,变幅小车在起重臂 50 m 位置处吊起重心距起重臂垂直距离 52 m、质量 4 000 kg 的重物。起升重物一定距离后,变幅到塔机最小幅度,回转 180°后将重物下降至地面^[7]。塔机所受侧向风载荷为 500 N/m²。

2.3 约束添加

笔者采用动力学分析软件 ADAMS 对塔机的一个

工作循环进行刚柔耦合仿真,将塔机的三维模型转换为 .xt 格式,并导入 ADAMS 中;将生成的 .mnf 柔性体文件替换 ADAMS 中对应的刚性体,并建立连接,得到塔机虚拟样机模型。

其中,笔者利用 ADAMS/Cable 模块取代塔机的钢丝绳,用质量块代替起吊的重物。

刚柔耦合模型与塔机的钢丝绳模型如图 5 所示。

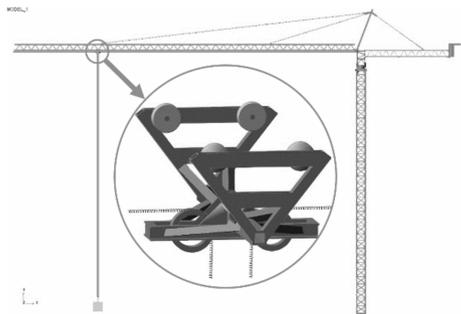


图 5 塔机刚柔耦合模型

在导入 ADAMS 的几何模型中,所包含的各零部件之间需要建立约束,因此,其各零件之间的约束要根据 QTZ250 塔机安装拆卸方案来定义。

塔机各零部件之间的约束关系如表 2 所示^[8]。

表 2 塔机各零部件约束关系

序号	约束部件	约束类型	自由度
1	平衡臂、配重块	固定副	0
2	平衡臂、平衡臂拉杆	固定副	0
3	平衡臂、回转节	固定副	0
4	塔尖、回转节	固定副	0
5	塔尖、平衡臂拉杆	固定副	0
6	塔尖、内(外)拉杆	固定副	0
7	回转节、上回转台	固定副	0
8	回转节、第一节起重臂	固定副	0
9	相邻起重臂	固定副	0
10	第二节起重臂、内拉杆	固定副	0
11	第六节起重臂、外拉杆	固定副	0
12	变幅小车、小车车轮	转动副	1
13	下回转台、上回转台	转动副	1
14	下回转台、标准节	固定副	0
15	相邻标准节	固定副	0
16	标准节、基础节	固定副	0
17	基础节、ground	固定副	0

为了精确模拟塔机从地面吊起重物阶段,笔者在重物质心施加一个垂直向上的力平衡重物重力,该力从 1 s~10 s 逐渐减小,以模拟塔机起升过程中钢丝绳拉紧到重物离地的过程(重物下降落地时同理)。

重物起升时,在 5 s 启动时间内加速至 0.8 m/s,以该速度匀速起升 58 s,制动时间 5 s,直至速度减为 0。

模拟实际工况时,所有动作切换间隔为 5 s,小车

变幅过程在 2 s 启动时间内加速至 1 m/s,匀速变幅 50 s,制动时间为 2 s;回转过程 60 s,回转台带动起重臂、平衡臂等主要结构旋转 180°。

重物下降与重物起升同理,过程相反^[9]。

塔机作业动作中的受载荷情况如图 6 所示。

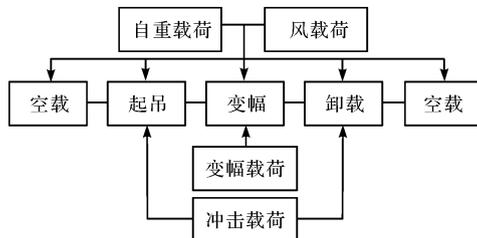


图 6 塔机作业动作中受载荷情况

2.4 驱动添加

在工作过程中,为了精确模拟塔机的受载荷变形情况和应力情况,笔者结合塔机实际工作中的有限元静力学分析结果,将塔机工作时的大变形起重臂作为柔性体;塔机所受的风载荷为风压乘以各零部件迎风面积,把风载荷加载到对应零件的质心上^[10-13]。

2.5 动力学仿真

笔者将仿真时间设置为 305 s,仿真步数设置为 3 000 步,研究塔机在给定工况下所受载荷。

根据变幅小车经过第 1 节到第 6 节起重臂时起重臂受到的载荷情况,笔者用 ADAMS 的后处理模块将载荷谱分别导出。

由于第 7、第 8、第 9 节起重臂并不参与小车的变幅过程,此处不加赘述^[14]。

由此,笔者得到了每节起重臂相对应的载荷谱。

其中,第 6 节起重臂载荷谱如图 7 所示。

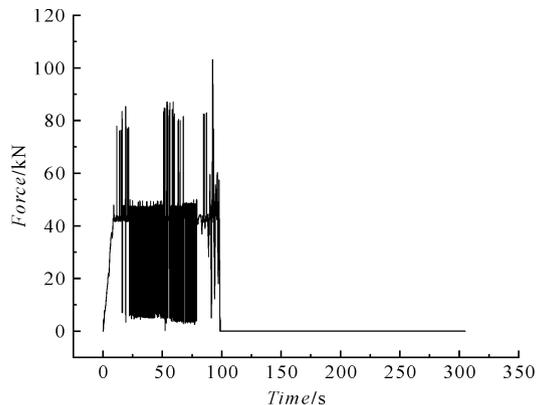


图 7 第 6 节起重臂载荷谱

由图 7 可知:塔机变幅小车在第 6 节起重臂提升重物,并在 88 s 时向标准节方向变幅,100 s 时驶离第 6 节臂。

第 5 节起重臂载荷谱如图 8 所示。

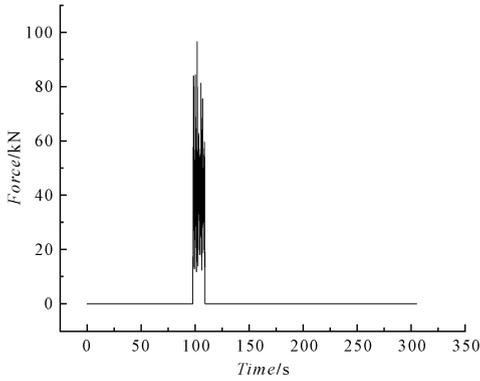


图 8 第 5 节起重臂载荷谱

第 4 节起重臂载荷谱如图 9 所示。

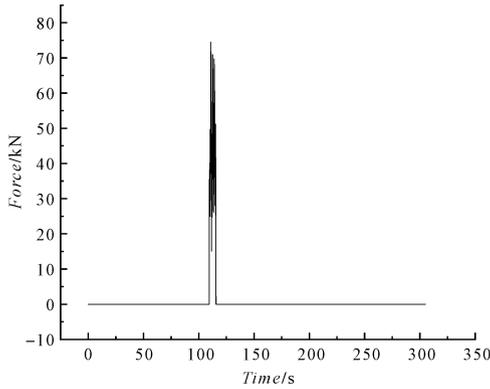


图 9 第 4 节起重臂载荷时间谱

第 3 节起重臂载荷谱如图 10 所示。

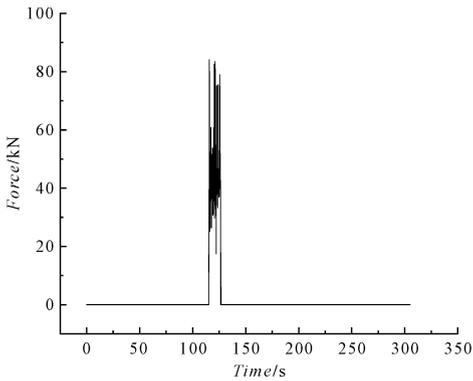


图 10 第 3 节起重臂载荷谱

第 2 节起重臂载荷谱如图 11 所示。

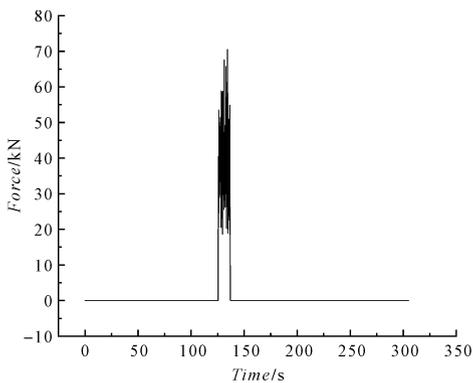


图 11 第 2 节起重臂载荷谱

第 1 节起重臂载荷谱如图 12 所示。

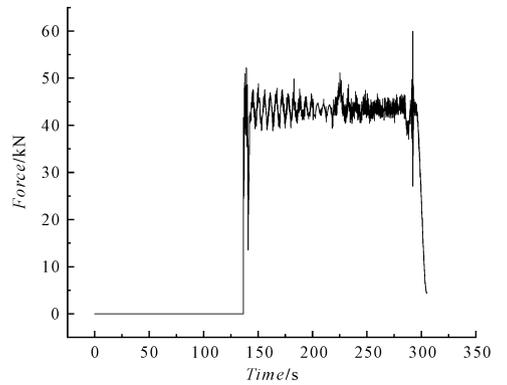


图 12 第 1 节起重臂载荷谱

图(8~11)分别描述了变幅小车携重物经过第 5、第 4、第 3、第 2 节起重臂时,起重臂的受力情况。

图 12 显示了小车到达指定幅度停止后进行的变幅和下降重物动作;285 s 时重物开始卸载,由于受到冲击载荷的影响,第 1 节起重臂所受载荷在 285 s 附近出现了突变的情况。

3 塔机疲劳分析

3.1 塔机使用级别

根据工作情况的差异,该塔式起重机可分为以下两类:(1)建筑用塔式起重机;(2)经常使用,或具有重载级载荷状态的塔式起重机。

塔机的使用级别如表 3 所示。

表 3 塔机使用等级

使用等级	总工作循环次数	起重机使用频繁情况
U4	$1.25 \times 10^5 < C_T \leq 2.5 \times 10^5$	有规律的较清闲使用
U5	$2.5 \times 10^5 < C_T \leq 5 \times 10^5$	有规律的中等使用
U6	$5 \times 10^5 < C_T \leq 1 \times 10^6$	无规律的较繁忙使用

由该表与塔机使用情况可知:该塔机使用级别可为 U4、U5 与 U6;总工作循环次数 C_T 范围为: $1.25 \times 10^5 < C_T \leq 1 \times 10^6$ 。

3.2 参数定义

3.2.1 载荷参数的定义

笔者将有限元结果导入 NCODE Design Life,定义载荷类型为时间载荷序列,把静力学结果和时间相关联。

在 NCODE 的 Time Series 中,时间载荷序列的映射表达式为^[13]:

$$\sigma_{ij}(t) = \sum_k \frac{(P_k(t) \cdot ScaleFactor_k + offset_k) \cdot \sigma_{ij, k, static}}{Divider_k} \quad (3)$$

式中: $\sigma_{ij}(t)$ —疲劳分析中的时间历程应力; $P_k(t)$ —输入的时间序列载荷谱; $ScaleFactor_k$ —时间序列载荷谱

的比例系数(与材料缺陷有关); $offset_k$ —载荷的偏移量(残余应力); $\sigma_{ij,k,static}$ —静力学计算结果中的应力; $Divider_k$ —控制整个结果的除法器,一般取值为 1; k —整个过程中的载荷步数。

在整个过程中,有多个载荷共同作用的情况($k > 1$),笔者根据线性损伤理论对各载荷进行线性叠加。

3.2.2 材料参数的定义

考虑在载荷中比例系数的设置,材料总体的比例系数表达式为:

$$s = SF_{eng} \cdot \left(Off_{mat;d} + SF_{mat;d} \cdot \frac{\sigma_{static} \cdot (SF_{load} \cdot P_k(t) + Off_{load})}{DIV_{load}} \right) \quad (3)$$

式中: s —应用比例系数(总体比例系数); SF_{eng} —计算引擎的比例系数; $Off_{mat;d}$ —材料补偿系数; $SF_{mat;d}$ —材料的比例系数; σ_{static} —静力学应力结果; DIV_{load} —载荷除法器,用于缩放载荷大小; SF_{load} —载荷比例因子,用于缩放时间载荷序列; Off_{load} —载荷偏移量; $P_k(t)$ —输入的时间序列载荷谱。

塔机所用的材料为 Q345,但在 NCODE 的材料库中并没有这种材料及 $S-N$ 曲线。可通过 UTS (拉伸强度极限)来计算材料的 $S-N$ 曲线。

$S-N$ 曲线如图 13 所示。

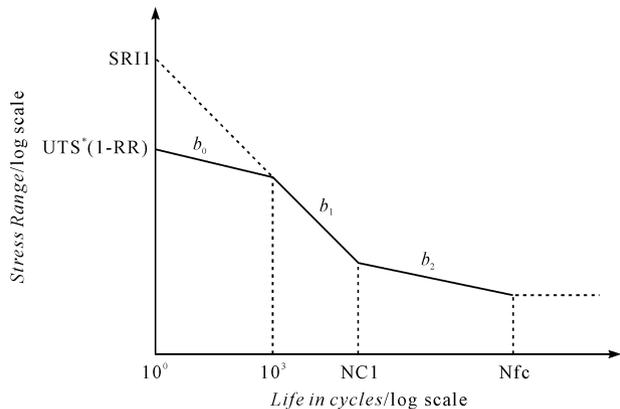


图 13 S-N 曲线

其余各式如下所示;

$$S_1 = 0.9 \times UTS \quad (4)$$

$$S_2 = 0.357 \times UTS \quad (5)$$

$$SR11 = 2 \times S2 / (Nc1)^{b1} \quad (6)$$

$$Nc1 = 1E6 \quad (7)$$

$$RR = -1 \quad (8)$$

$$b_1 = \frac{(\log(S2) - \log(S1))}{((\log(Nc1) - 3))} \quad (9)$$

$$b_2 = b_1 / (2 + b_1) \quad (10)$$

式中: S_1 —1 000 次循环下对应的应力幅; S_2 —过度寿命 $Nc1$ 对应的应力幅; $Nc1$ —疲劳极限强度,一般取值

$1E6$; b_1, b_2 — $S-N$ 曲线的斜率。

循环次数超过 Nfc 将视为不再产生破坏。

3.2.3 有限元模块设定

笔者将有限元结果文件(.rst)分为 6 个加载步,每个加载步与各节起重臂的载荷谱一一对应;NCODE 每次加载载荷时只有 1 个载荷起作用。

3.2.4 引擎参数的定义

采用 NCODE 计算零件疲劳时,基于线性损伤理论的默认损伤是线性叠加的。线性损伤理论中运用最为广泛的是线性 Miner 理论,该理论假定损伤和寿命并不会受载荷加载的次序影响,且损伤为线性叠加;当损伤积累到一定程度时,零件就会发生疲劳破坏^[16]。

损伤可表达为:

$$D = \frac{W_1}{W} = \frac{n_1}{N} \quad (11)$$

式中: D —零件的损伤; W_1 —零件吸收的能量; W —零件破坏时所吸收的能量极限; n_1 —零件循环的次数; N —零件发生疲劳破坏时总的循环次数。

3.3 结果分析

笔者用 Goodman 平均应力修正理论对输入的疲劳载荷谱进行修正。其中,笔者设置存活率为 90%;将时间载荷历程文件(.s3t)和静力学结果文件(.rst)导入“疲劳五框图”流程中,最后结合 Q345 的 $S-N$ 曲线进行分析。

“疲劳五框图”流程图如图 14 所示。

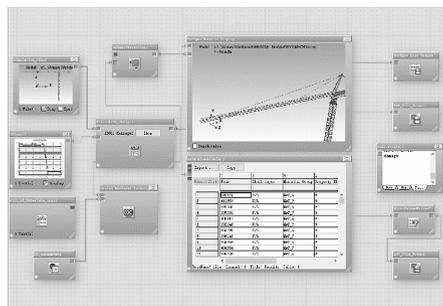
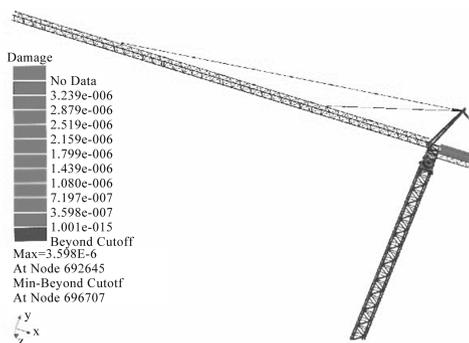
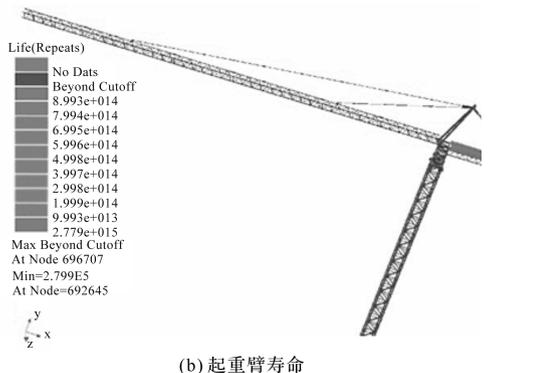


图 14 Ncode 分析疲劳五框图

得到的损伤/寿命云图如图 15 所示。



(a) 起重臂损伤



(b) 起重臂寿命

图 15 起重臂损伤/寿命云图云图

由图 15 可知:最易发生疲劳失效的位置在第 6 节起重臂上弦杆与外连杆的连接位置附近,这与静力学分析结果中的应力最大位置相一致;每次循环损伤的最大值为 3.598×10^{-6} ,发生在 692 645 号节点,可得该工况下塔基起重臂的最小循环次数为 2.799×10^5 次。

由此可见,该塔机的起重臂满足其疲劳寿命要求^[17]。

4 结束语

采用虚拟样机技术和有限元理论,笔者对塔机起重臂进行了刚柔耦合的动态分析,为其疲劳寿命研究提供了数据支持;结合 NCODE 与 Workbench 对塔机起重臂进行了疲劳寿命的分析和计算,获得其应力分布与疲劳寿命云图,得到以下结论:

(1)通过对塔机在该工况的静力学分析,得到了塔机最大应力为 137.45 MPa,发生位置在外拉杆与起重臂连接处附近;最大形变位置在起重臂最外端位置,最大形变量为 66.098 mm;

(2)在 NCODE 中建立了疲劳分析五框图,并导入时间载荷历程文件(.s3t)和静力学结果文件(.rst),通过对其材料映射和载荷映射后,分析得到起重臂损伤云图与寿命云图,结果显示,该工况下塔机起重臂的最小循环次数为 2.799×10^5 次;

(3)外拉杆与起重臂连接处附近,以及内拉杆与起重臂连接处附近是最容易发生疲劳失效的位置;起重臂的载荷由外拉杆与起重臂连接处,通过拉杆和塔尖传递至塔身主体,应力集中于此处;

(4)本文的分析结果为塔机的保养维护以及设计提供了一定的参考;为了避免塔机发生疲劳失效,并造成事故,可在塔机表面采取喷砂抛丸工艺,并定期检查拉杆与起重臂连接处附近的变形情况。

在接下来的研究中,笔者将对塔机的连接位置附近结构进行分析计算,针对不同的连接特征,采用不同的分析理论,对塔机的整体寿命进行估算。

参考文献 (References):

- [1] 邱法聚,王洋定. 基于局部应力应变法的大型港口起重机疲劳寿命估算[J]. 起重运输机械,2009(2):31-35.
- [2] 巩玉发,贾凡. 基于 nCode design-life 的某钢结构吊车梁疲劳可靠性[J]. 辽宁工程技术大学学报:自然科学版,2018,37(2):371-375.
- [3] 赵会民,赵章焰,钟茗秋. 基于虚拟样机的起重机门架结构疲劳仿真研究[J]. 武汉理工大学学报,2015,37(10):85-89.
- [4] GB/T 17807-1999. 塔机结构试验方法[S]. 1999.
- [5] 王冬明,殷玉枫,王丹,等. 塔机结构动力学分析及载荷计算方法[J]. 机械设计,2014,31(7):85-88.
- [6] 陈峰华. ADAMS 2016 虚拟样机技术从入门到精通[M]. 清华大学出版社,2017.
- [7] KAROLCZUK A, PAPUGA J, PALIN-LUC T. Progress in fatigue life calculation by implementing life-dependent material parameters in multiaxial fatigue criteria[J]. *International Journal of Fatigue*,2020(134):105509.
- [8] GB/T 5905-2011. 起重机试验规范和程序[S]. 1986.
- [9] 北京起重运输机械研究所. GB/T 3811—2008 起重机设计规范[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2008.
- [10] 赵向杰. 基于 ADAMS 及 ANSYS 的低压开关操作机构优化研究[J]. 机电工程,2018,35(9):949-954.
- [11] 王淦,赵建平. 长管拖车气瓶用 4130X 钢的应变疲劳特性及寿命预测[J]. 压力容器,2020,37(3):9-14.
- [12] 杨玉强,杜辉,张垒. 拉伸位移下平面失稳波纹管的疲劳寿命研究[J]. 压力容器,2019,36(4):63-68.
- [13] MA Jin, WANG Zi-tong, ZHOU Dai, et al. Analysis of wind-induced vibration and fatigue effects of a typical tower crane[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*,2014,48(6):804-808.
- [14] BINCHICIU H, PASCU R, GEANTĂ V, et al. Investigating the causes of destruction of a crankshaft[J]. *Advanced Materials Research*,2020(5968):168-173.
- [15] RUDAVSKYI D V, SHEFER M S, KANYUK YU I. Propagation of a fatigue crack on the surface of side frame of a freight bogie under irregular operating loads[J]. *Materials Science*,2020,56(2).
- [16] YE Jia-hui, HUANG Jie. Analytical analysis and oscillation control of payload twisting dynamics in a tower crane carrying a slender payload[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*,2021(158).
- [17] GB/T 13752-2017. 塔式起重机设计规范[S].

[编辑:雷敏]

本文引用格式:

卢宁,韩崇瑞. 基于 ADAMS 刚柔耦合模型的塔式起重机起重臂疲劳寿命分析[J]. 机电工程,2021,38(8):1003-1009.

LU Ning, HAN Chong-ru. Fatigue life analysis of tower crane boom based on ADAMS rigid flexible coupling model[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*,2021,38(8):1003-1009.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>