

# 基于 ANSYS 的 50 吨起重机结构强度分析及优化

撰文 / 中铁工程机械研究设计院 周江明

对长江三峡通航管理局 50 吨全回转应急减载船用起重机，运用 ANSYS 模拟整机结构模型并予以计算分析，按 CCS 船级社规范对计算结果进行校核，并以此为理论依据优化起重机结构设计。

## 一、概述

长江三峡通航管理局 50 吨全回转应急减载船主要应用于葛洲坝到三峡大坝间及坝上至庙河段航道内，工作内容包  
括：对出现险情船舶实施应急减载及集装箱和其它大件货物的  
吊装；航道应急清障；水下起吊等。

起重机安装在 FR.76 起重船上，尾部回转半径约 7.5m，  
吊臂搁置后起重机最高点距甲板面的距离小于 14.5m。其  
最大安全载荷为 50t，最大起升高度船甲板面以上 22m，甲  
板面以下 10m。起升机构的设计满足吊钩与抓斗、集装箱  
吊具之间的转换。



图 1 50 吨全回转应急减载船效果图

表 4 尾门凹陷性分析结果

|   | 应力 (MPa) | 最大变形 (mm) | 塑性应变    |
|---|----------|-----------|---------|
| 1 | 179.8    | 6.59      | 0.00103 |
| 2 | 179.3    | 4.61      | 0.00093 |
| 3 | 190.0    | 1.43      | 0.00325 |
| 4 | 179.5    | 3.23      | 0.00098 |
| 5 | 191.7    | 2.06      | 0.00363 |

(3) 通过分析可知，尾门凹陷性满足设计标准（最大  
变形 < 7mm，塑性变形 < 0.07mm）。

## 三、结语

本文从自由模态分析、扭转刚度分析、全开时的自重  
分析、关闭时的受力分析及凹陷性分析等方面对 CAE 在汽  
车尾门结构设计中的应用进行了详细的说明，并针对部分分  
析提出了合理的改善建议。通过所述项目的 CAE 分析，可  
以避免在设计阶段因方案验证不足造成后期试装、评价时  
间再现所产生的对应周期长、费用高等问题，为尾门的结构  
改进和优化提供量化的依据。IM

50吨全回转起重机为动臂、全回转、全变频传动起重机，其结构主要由转台、三角架、吊臂、回转支撑、基座以及机房抓斗等辅助设备组成。其中吊臂采用高强度无缝钢管焊接而成的桁架结构形式，三角架和转台均采用高强度低合金钢板焊接成型的箱梁形式，各结构间通过销轴铰接。

本起重机基于 ANSYS 设计，运用 ANSYS 模拟起重整机结构模型并予以计算分析优化，既提高产品设计效率，降低其成本，同时也保证了产品结构强度、安全及性能满足使用要求。

## 二、起重机模型建立

为合理简化模型，提高计算效率，减少数据处理量，需采用合理的单元类型来模拟起重机不同的部位，其中转台、配重框架、臂头和臂尾为板材焊接成型的不规则箱梁，主要采用 Shell63 壳单元建模。臂身桁架与三角架分别为管材和规则箱梁，采用 Beam188 梁单元建模。变幅拉索采用 Link8 杆单元建模，卷扬机、配重块、起升载荷及吊钩组件等采用质量点单元 Mass21 来模拟。各铰点的连接通过约束方程来实现，如图 2 所示。

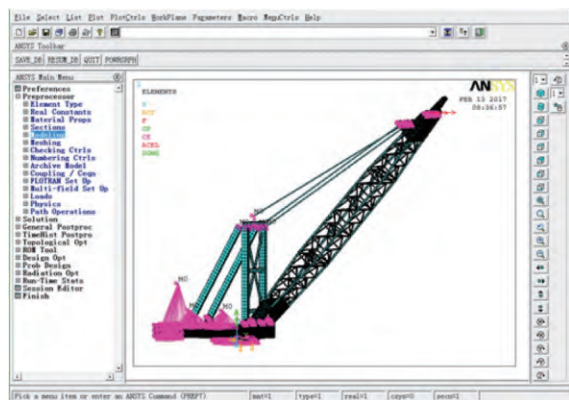


图 2 起重机 ANSYS 模型

根据不同的单元类型，需要定义相应的实常数或截面参数，Shell63 壳单元定义板厚实常数，Beam188 梁单元定义管材和箱梁的截面参数，Mass21 质量点单元定义质量，这些参数均可以在后期优化时根据设计需求随时调整。模型的材料特性也需要定义，包括弹性模量、泊松比以及密度，由于后期计算分析时需根据各部件实际重量分别调整模型中各部件的自重，因此在模型中设置了 3 种材料属性参数。

模型在不同的计算工况时需要调整吊臂的角度，可将

吊臂网格划分完后旋转到所需角度实现工况调整。

根据起重机实际工作情况需合理设置的模型边界条件。利用刚性区域及耦合功能来模拟起重机各个部件之间的铰接。其中转台和吊臂的轴孔为 Shell63 单元，需在轴孔中心创建虚拟质量点模拟铰轴，并利用 Rigid Region 建立与轴孔的刚性区域；三角架和钢丝绳分别为 Beam188 和 Link8 单元，在轴孔中心处存在节点，将这些节点与模拟铰轴的虚拟质量点创建耦合关系，放开铰轴的旋转自由度，约束其余五个自由度，即可实现铰接的模拟如图 3 所示。

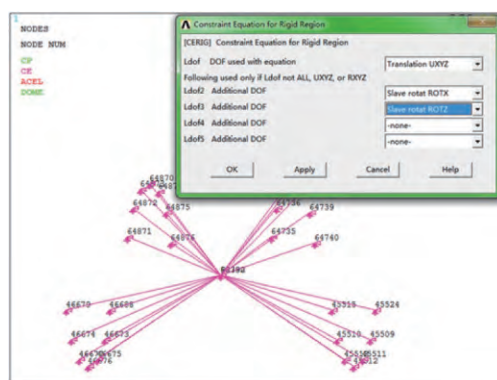


图 3 吊臂与转台铰接处轴孔耦合

采用刚性区域将模拟附件质量及载荷质量的 Mass21 单元连接到相应的模型结构上，施加风载及加速度。将载荷以质量点的方式加载，在不同工况调整时修改载荷只需修改模型的加速度即可，更为方便快捷如图 4 所示。

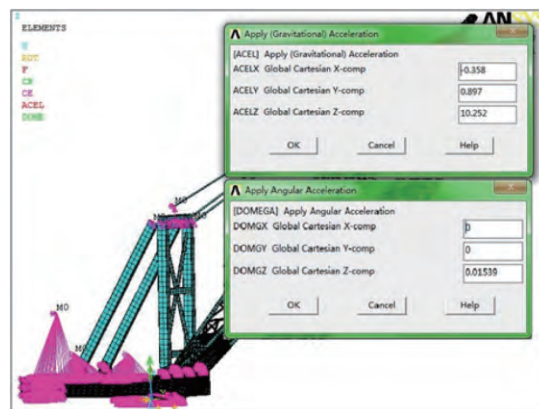


图 4 模型重力加速度及回转加速度加载

## 三、模型计算工况及载荷

按照起重曲线选取典型工况计算见表 1，包括：

(1) 作业工况，吊臂与水平面夹角分别为  $74^\circ$ 、

47°、28°，按风载荷状态分为无风载、横风载和纵风载等共 9 个工况。

(2) 拖航工况，吊臂与水平面夹角为 8°，按风载荷状态分为横风载、纵风载 2 个工况。

表 1 起重机设计计算工况表

| 吊臂仰角 | 吊重                    | 无风  | 横风  | 纵风  |
|------|-----------------------|-----|-----|-----|
| 74°  | 回转起升 50T × 10m        | 1-1 | 2-1 | 2-4 |
| 47°  | 回转起升 50T × 20m        | 1-2 | 2-2 | 2-5 |
| 28°  | 回转起升（抓斗）<br>40T × 25m | 1-3 | 2-3 | 2-6 |
| 0°   | 拖航调遣（放置工况）            | --  | 3-1 | 3-2 |

起重机载荷包括：自重载荷、起升载荷、回转起制动产生的水平惯性力、回转起制动产生的离心力、变幅起制动产生的水平惯性力、横船向和纵船向风载荷（作业工况 20m/s，拖航工况 55m/s）、船体横倾及纵倾（作业工况分别为 5° 和 2°），拖航工况船体静横倾 30° 及附加加速度。

#### 四、计算结果输出及校核

ANSYS 通用后处理模块可以输出模型的应力、应变结果。针对 Shell63 单元，其数量庞大，采用云图输出计算结果工作量小，效率更高，且更为直观全面。Beam188 单元则单元数量相对较少，并且不仅需要校核单元应力，对于受压梁单元，还需要校核压杆稳定性，数值输出更为适用。

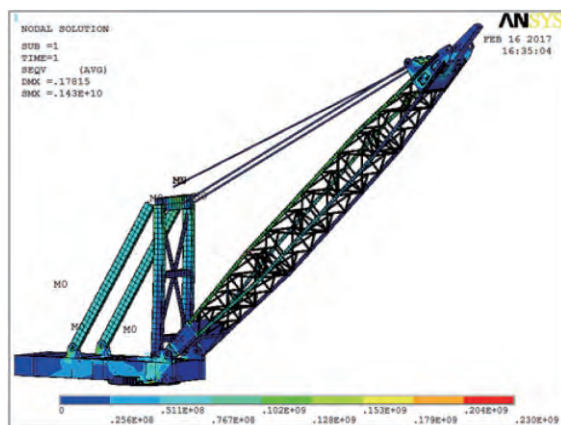


图 5 50 吨全回转起重机整体应力云图

##### 1. 转台计算结果

转台在工况 2-6 纵向风载时，受力最为恶劣，如图 6 所示，转台主纵梁与下圈梁尾部连接处出现了最大应力超过

许用应力的情况，由于本起重机转台尾部配有较大质量的配重，此处应力较大符合实际情况，最大应力超过许用应力，但是周边应力下降很快，属于应力集中，在详细设计中，此区域应考虑设置加强筋板或调整板厚，或者在两纵梁之间增设盖板形成整体箱梁，以消除应力集中。

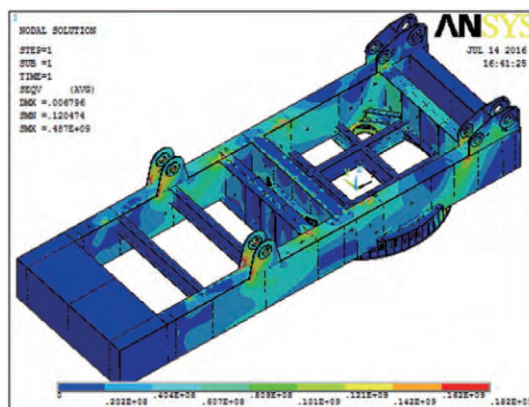


图 6 转台应力云图

##### 2. 吊臂计算结果

吊臂计算结果分为两部分：

(1) Shell63 单元模拟的臂头和臂尾计算结果处理与转台的处理形式一样，臂头应力云图如图 7 所示，经过反复优化设计后，臂头应力最大出现在工况 2-4 中，最大应力 183MPa，小于材料许用应力。臂尾与臂头类似，因此不再赘述。

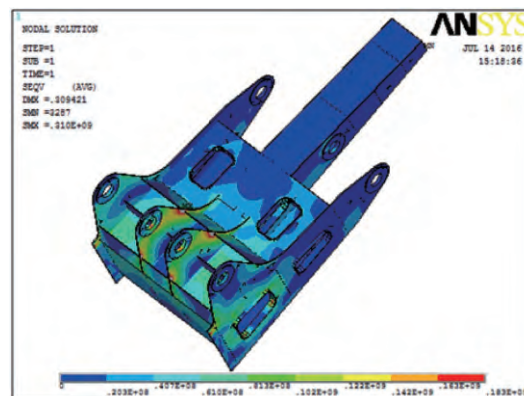


图 7 臂头应力云图

(2) 臂身桁架的计算结果应考虑压杆稳定性，按 CCS 船级社规范中的校核公式校核，公式如下：

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_s} + \frac{\sigma_c}{\sigma_c} \leq \frac{1}{n}$$

如图 8 所示, 提取出梁单元轴向应力及弯曲应力后, 校核其稳定性, 如表 2 所示。臂身桁架不同部位(主肢、腹杆和缀杆)受力最恶劣的情况分布在不同工况中, 因此臂身的优化设计需要综合分析, 考虑到所有工况。由于篇幅所限, 本文仅列举工况 1-1 中吊臂臂身的稳定性校核数据。

表 2 工况 1-1 吊臂臂身稳定性校核

| 名称                         | 轴向应力<br>$\sigma_c$<br>(MPa) | 弯曲应力<br>$\sigma_m$<br>(MPa) | 屈服强度<br>$\sigma_s$<br>(MPa) | 临界压应力<br>$\sigma_{cr}$<br>(MPa) | $\frac{\sigma_m}{\sigma_s} + \frac{\sigma_c}{\sigma_{cr}}$ | $\frac{1}{n}$ | 校核结果 |
|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------------|------------------------------------------------------------|---------------|------|
| 主肢<br>$\Phi 203 \times 14$ | -141.7                      | 32.3                        | 345                         | 334                             | 0.5179                                                     | 0.6667        | 通过   |
| 腹杆<br>$\Phi 95 \times 8$   | -122.6                      | 28.4                        | 345                         | 253                             | 0.5669                                                     | 0.6667        | 通过   |
| 缀杆<br>$\Phi 95 \times 8$   | -74.2                       | 18.1                        | 345                         | 205                             | 0.4144                                                     | 0.6667        | 通过   |

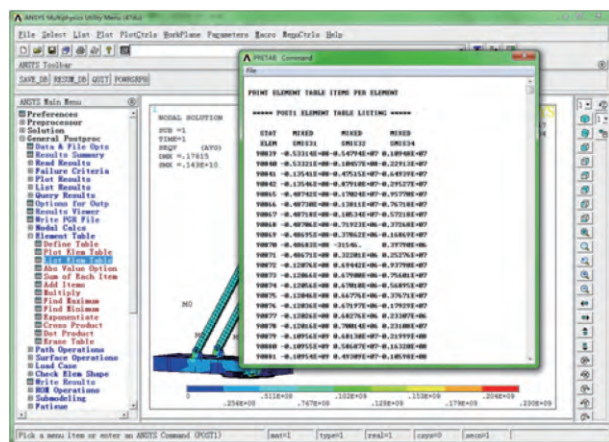


图 8 模型应力提取

### 3. 三角架计算结果

三角架校核方式与臂身桁架类似, 三角架后拉杆不受压, 只需按受拉构件校核其应力值, 不需要校核稳定性, 前撑杆应考虑压杆稳定性。同上臂身桁架, 本文仅列举工况 1-1 中三角架前撑杆稳定性校核数据, 如表 3 所示。

表 3 工况 1-1 三角架前撑杆稳定性校核

| 名称    | 轴向应力<br>$\sigma_c$<br>(MPa) | 弯曲应力<br>$\sigma_m$<br>(MPa) | 屈服强度<br>$\sigma_s$<br>(MPa) | 临界压应力<br>$\sigma_{cr}$<br>(MPa) | $\frac{\sigma_m}{\sigma_s} + \frac{\sigma_c}{\sigma_{cr}}$ | $\frac{1}{n}$ | 校核结果 |
|-------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------------|------------------------------------------------------------|---------------|------|
| 前撑杆纵梁 | -42.5                       | 140.4                       | 345                         | 305                             | 0.5463                                                     | 0.6667        | 通过   |
| 前撑杆横联 | -0.1                        | 12.2                        | 345                         | 345                             | 0.0357                                                     | 0.6667        | 通过   |
| 前撑杆斜撑 | -29.4                       | 52.2                        | 345                         | 306                             | 0.2474                                                     | 0.6667        | 通过   |

## 五、结语

随着时代的发展、市场需求的变化和科技的进步, 起重机械朝着大型、重载、多功能和智能化迅速发展, 其结构形式和也日益复杂多样化, 这势必会给结构设计和优化带来极大的难度, 而运用 ANSYS 有限元对起重机械整体结构强度进行分析, 既能为优化设计提供理论依据, 同时大大提高设计效率、缩短产品周期和降低制造成本。 