

# The Dynamic Modification of Derrick Structure of Offshore Drilling Rig Based on Modal Analysis

Han Wu<sup>1</sup>, Jian Hua<sup>2</sup>, Jing Wang<sup>3</sup>

<sup>1</sup>School of Mechatronic Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu Sichuan

<sup>2</sup>School of Mechanical Engineering, Yangtze University, Jingzhou Hubei

<sup>3</sup>Engineering Technology Center, Shanghai Branch of CNOOC, Shanghai

Email: huajian5410@126.com

Received: Oct. 30<sup>th</sup>, 2016; accepted: Nov. 27<sup>th</sup>, 2016; published: Dec. 15<sup>th</sup>, 2016

Copyright © 2016 by authors, Yangtze University and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

---

## Abstract

The modal analysis for derrick structure of 450T offshore drilling rig showed that some modal frequencies of the derrick were coincident with the working frequencies of the rotary table. To avoid structure resonance of the derrick, based on sensitivity analysis and the fundamental theory of structural dynamic modification, the modal frequency sensitivity of the derrick to the sectional parameters of structural components was analyzed; then through modifying the sectional parameter of structural components, the structural dynamic modification of the derrick is carried out. Result shows that the modal frequencies of the modified derrick are changed; and the 3<sup>rd</sup> order modal frequency is raised from 3.43 Hz to 3.59 Hz; the 4<sup>th</sup> order modal frequency is raised from 4.34 Hz to 4.49 Hz; thus the dynamic characteristics of the derrick are effectively improved.

## Keywords

Offshore Drilling Rig, Derrick, Modal Analysis, Sensitivity Analysis, Structural Dynamic Modification

---

# 基于模态分析的海洋钻机井架结构动力修改

吴寒<sup>1</sup>, 华剑<sup>2</sup>, 王晶<sup>3</sup>

<sup>1</sup>西南石油大学机电工程学院, 四川 成都

<sup>2</sup>长江大学机械工程学院, 湖北 荆州

<sup>3</sup>中海石油(中国)有限公司上海分公司工程技术作业中心, 上海

作者简介: 吴寒(1991-), 男, 硕士生, 现主要从事机械结构振动及测试方面的研究工作; 通信作者: 华剑。

Email: huajian5410@126.com

收稿日期: 2016年10月30日; 录用日期: 2016年11月27日; 发布日期: 2016年12月15日

## 摘要

通过对450T海洋钻机井架的模态分析得知, 该井架部分模态频率与转盘工作频率符合。为避免结构共振, 基于灵敏度分析和结构动力修改的基本原理, 分析了井架模态频率对部分杆件截面参数的灵敏度, 在此基础上通过修改杆件截面参数完成了井架结构动力修改。结果表明, 修改后井架的模态频率发生了改变, 其中第3阶模态频率由3.43 Hz上升到3.59 Hz, 第4阶模态频率由4.34 Hz上升到4.49 Hz, 将有效改善井架的结构动态特性。

## 关键词

海洋钻机, 井架, 模态分析, 灵敏度分析, 结构动力修改

## 1. 引言

海上石油钻机井架除了承受巨大的静载荷之外, 还要承受因转盘、减速箱等工作设备的旋转而产生的周期性动载荷。传统的井架设计方法仅按静强度准则进行设计, 而不考虑其动态性能的要求, 这样所设计制造的井架有可能出现静强度足够而结构动态特性较差的情况, 钻进过程中易产生异常振动, 从而给安全高效钻井带来不利因素。在此情况下, 应充分了解钻机井架的结构动态特性, 并在必要时采取适当结构动力修改措施来改善井架的动态特性。经过多年的发展, 结构动力修改理论得到了逐步改进与完善, 提出了传递函数法[1] [2]、矩阵摄动法[3] [4]、加权欧氏范数法[5] [6]、灵敏度法[7] [8]等多种方法, 并已运用于航天、航空、建筑、桥梁、电子、能源等多个行业与领域[9] [10] [11]。

对某450T海洋钻机进行了计算模态分析, 获得各阶固有频率, 进一步通过灵敏度分析得到模态频率对井架杆件截面尺寸的灵敏度参数, 在此基础上修改部分杆件截面尺寸, 改善井架的动态特性。

## 2. 井架模态分析

450T井架三维实体模型如图1所示。井架主体结构采用Q345钢, 井架背部部分撑杆材质为20钢管, 弹性模量为 $2.06 \times 10^5$  MPa, 泊松比为0.3, 密度为 $7.85 \text{ g/cm}^3$ 。采用有限元软件建立井架的几何模型。并选用Beam188单元建立有限元模型, 根据各杆件截面特性定义了工字形、方钢、圆形钢管等16种截面类型。



**Figure 1.** The three-dimensional solid model of 450T derrick  
**图 1.** 450T 井架三维实体模型

采用 Block Lanczos 法求解钻机井架的预应力模态。考虑到井架为大型结构，其振动基本属于低频振动的范畴，设置分析频率范围为 0~20 Hz，分析完成后提取前 6 阶模态频率。考虑到转盘是钻台上的主要激振源，此处将井架模态频率与相应的转盘转速进行对比，如表 1 所示。该钻机所配用的转盘最高转速为 300 r/min。由表 1 可以看出，井架前 4 阶模态频率均在转盘的最大转速范围内，故在钻井中发生异常振动的可能性大。因此应设法改进井架的动态特性，由于井架第 1、2 阶模态频率对应的转盘转速较低，可用微调转速的方法来避开共振，故主要考虑井架的第 3、4 阶模态频率调整。

### 3. 井架构件的灵敏度分析

#### 3.1. 理论概述

进行灵敏度分析可以避免结构修改中的盲目性，提高设计效率及减少设计成本，亦为结构动力特性的优化设计提供依据。在一个黏性阻尼振动系统中，结构特征值对结构参数的一阶灵敏度表达式为：

$$\frac{\partial \lambda_r}{\partial p_m} = -\{\psi_r\}^T \left( \lambda_r^2 \frac{\partial [M]}{\partial p_m} + \lambda_r \frac{\partial [C]}{\partial p_m} + \frac{\partial [K]}{\partial p_m} \right) \{\psi_r\} \quad (1)$$

式中： $\lambda_r$  为结构第  $r$  阶振型特征值； $\{\psi_r\}$  为第  $r$  阶结构振型向量； $p_m$  为结构参数； $[M]$  为结构质量矩阵； $[C]$  为结构阻尼矩阵； $[K]$  为结构刚度矩阵。

式(1)中 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 均为是对称矩阵，它们的阶数相同。式(1)表明，只需要对结构参数进行小的修改，就可以使结构特征值产生较大的变化。因  $p_m$  可以是 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 中的第  $i$  行、第  $j$  列元素，故可进一步导出特征值对质量的灵敏度为：

$$\frac{\partial \lambda_r}{\partial m_{ij}} = \begin{cases} -2\lambda_r^2 \psi_{ir} \psi_{jr} & (i \neq j) \\ -\lambda_r^2 \psi_{ir}^2 & (i = j) \end{cases} \quad (2)$$

**Table 1.** Modal frequency of each order  
**表 1.** 井架前 6 阶模态频率

井架模态阶数	井架模态频率/Hz	对应转盘转速/(r·min <sup>-1</sup> )
1	1.49	89.4
2	1.51	90.6
3	3.43	205.8
4	4.43	260.4
5	7.69	461.4
6	8.10	486.0

对刚度的灵敏度为:

$$\frac{\partial \lambda_r}{\partial k_{ij}} = \begin{cases} -2\psi_{ir}\psi_{jr} & (i \neq j) \\ -\psi_{ir}^2 & (i = j) \end{cases} \quad (3)$$

对阻尼的灵敏度为:

$$\frac{\partial \lambda_r}{\partial c_{ij}} = \begin{cases} -2\lambda_r\psi_{ir}\psi_{jr} & (i \neq j) \\ -\lambda_r\psi_{ir}^2 & (i = j) \end{cases} \quad (4)$$

式中:  $m_{ij}$ 、 $k_{ij}$ 、 $c_{ij}$  分别为  $[M]$ 、 $[K]$ 、 $[C]$  的第  $i$  行、第  $j$  列元素。

### 3.2. 修改参数选取

通过观察井架振型发现,第 3、4 阶振型主要表现为整体扭转和中下部左右弯曲。图 2 为井架中下部杆件结构,发现除支腿和背部斜拉杆外,编号为①、②、③、④这 4 种杆件位移较大,故选这 4 根杆件进行分析。上述杆件均为 HP 型钢,定义其尺寸变量分别为:  $W_{i1}$ 、 $W_{i3}$ 、 $T_{i1}$ 、 $T_{i3}$ ,如图 3 所示,其中  $i$  为杆件编号。

### 3.3. 灵敏度分析

在有限元软件中采用蒙特卡罗法进行分析。根据各截面原始尺寸,设定上下极限值后抽样仿真循环 100 次,经循环计算后得到第 3、4 阶模态频率随截面尺寸变化的灵敏度数据,如表 2 所示,其余参数的灵敏度很低,软件自动予以忽略。

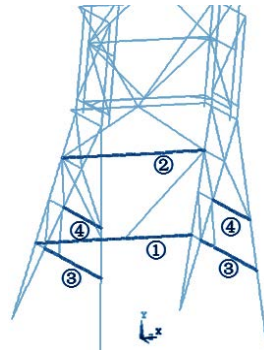
由表 2 可以看出,各参数对 3、4 阶模态频率的灵敏度趋势基本相同,对杆件①的 3 个截面参数  $W_{11}$ 、 $T_{11}$ 、 $T_{13}$  的灵敏度最高,远远高于其他参数;其次为杆件③和④的截面参数  $W_{43}$ 、 $T_{33}$ 、 $W_{41}$ 。第 3、4 阶频率对  $T_{13}$  的灵敏度为负值,说明  $T_{13}$  的增加会导致井架第 4 阶频率的下降,但与  $W_{11}$ 、 $W_{41}$ 、 $W_{43}$  相比,  $T_{13}$  尺寸较小,修改时改动量不大,故不会改变井架频率增大的趋势。

## 4. 结构动力修改

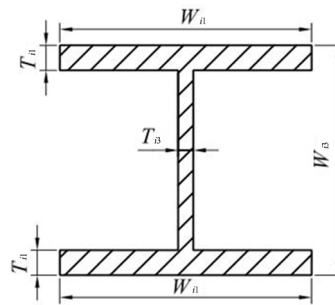
### 4.1. 结构动力修改的灵敏度方法

结构动力修改的灵敏度方法是建立在结构特征灵敏度分析的基础上,运用多元函数的泰勒展开式来确定结构特性参数的改变量。一般而言,特征值  $\lambda_r$  为结构参数  $m_{ij}$ 、 $k_{ij}$ 、 $c_{ij}$  的多元函数,即有:

$$(\lambda_r) = f(m_{ij}, k_{ij}, c_{ij}) \quad (5)$$



**Figure 2.** The mid-low member structure of the derrick  
**图 2.** 井架中下部杆件结构



**Figure 3.** The sectional parameters  
**图 3.** 截面参数

**Table 2.** The sensitivity of third and fourth order modal change with the parameter of each member  
**表 2.** 井架第 3、4 阶模态随各杆件尺寸参数变化的灵敏度

尺寸参数	$W_{11}$	$T_{11}$	$T_{13}$	$T_{33}$	$W_{41}$	$W_{43}$
第 3 阶模态频率灵敏度	0.87	0.53	-0.32	0.22	0.18	0.24
第 4 阶模态频率灵敏度	0.86	0.51	-0.33	0.22	0.20	0.26

将式(5)展开成泰勒级数并略去高阶项有:

$$\Delta\lambda_r = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \left( \frac{\partial\lambda_r}{\partial m_{ij}} \right) \Delta m_{ij} + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \left( \frac{\partial\lambda_r}{\partial k_{ij}} \right) \Delta k_{ij} + \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \left( \frac{\partial\lambda_r}{\partial c_{ij}} \right) \Delta c_{ij} \quad (6)$$

于是在结构参数修改量  $\Delta m_{ij}$ 、 $\Delta k_{ij}$ 、 $\Delta c_{ij}$  确定后, 即可由式(6)求出特征值的修正量, 从而求得修改后结构的特征值:

$$\lambda'_r = \lambda_r + \Delta\lambda_r \quad (7)$$

对井架构件参数进行修改, 相当于同时进行质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵的修改。

## 4.2. 结构动力修改

考虑到  $W_{11}$ 、 $W_{13}$ 、 $T_{11}$ 、 $T_{13}$  这 4 个尺寸变量同属构件①, 该构件为 HP 型钢, 为降低修改成本, 选择国家标准规定的 HP 型钢尺寸, 重新定义构件①的所有截面。由于需要保证井架强度, 故选用的截面尺寸应比修改前大, 此处选用 HP407 mm × 428 mm × 35 mm × 20 mm。表 3 为修改前后构件①的截面尺寸对比。

**Table 3.** The sectional size of Member ① before and after the modification  
**表 3.** 构件①修改前后的截面尺寸

对比量	各截面参数尺寸/mm			
	$W_{11}$	$W_{13}$	$T_{11}$	$T_{13}$
修改前	350	400	20	16
修改后	407	428	35	20

**Table 4.** The modal frequency of each order of Member ① before and after the modification  
**表 4.** 构件①修改前后井架的各阶模态频率

对比量	各阶预应力模态频率/Hz					
	1	2	3	4	5	6
修改前	1.49	1.51	3.43	4.34	7.69	8.10
修改后	1.50	1.52	3.59	4.49	7.69	8.12

在有限元模型中修改构件①的截面尺寸，并进行预应力模态分析。由于修改前后井架的总体结构形式没有发生变化，所施加的载荷及约束条件也不变，因此井架的各阶模态振型与原设计相同，仅模态频率有所变化。表 4 为构件①几何参数修改前后前 6 阶模态频率对比。

### 4.3. 结果分析

分析表 4 的数据，发现除 5 阶模态频率之外，井架的其余各阶模态频率均有所改变。其中变化最大的是第 3、4 阶频率，其中第 3 阶模态频率由 3.43 Hz 上升到 3.59 Hz，频率变化为+4.66%；而第 4 阶模态频率由 4.34 Hz 上升到 4.49 Hz，频率变化为+3.46%。相对应的转盘转速分别由 205.8、260.4 r/min 上升到 215.4、269.4 r/min，说明井架安全工作所对应的转盘转速范围变宽，其中第 4 阶频率所对应的转盘转速已等于最大转速的 90%，可见结构动力修改具有较好的效果。

## 5. 结论

1) 模态分析是掌握结构动态特性的有效方法，通过对 450T 海洋钻机井架的预应力模态分析，获得到井架前 6 阶模态振型及模态频率，发现前 4 阶模态频率在转盘的工频范围内，可能导致井架在工作中发生异常振动。

2) 根据井架模态计算结果，提出通过微调转盘转速的方法来错开转盘工频与井架第 1、2 阶模态频率；并基于灵敏度分析和结构动力修改的基本原理，进行了井架模态频率对相应杆件截面尺寸的灵敏度参数分析，在此基础上修改了部分杆件的截面尺寸，结果表明修改后的井架第 3、4 阶模态频率得到了提高，将有效改善井架的结构动态特性。

## 基金项目

中国石油科技创新基金项目(2014D-5006-0310)。

## 参考文献 (References)

- [1] 张希农. 局部结构动力修改的频率响应函数方法[J]. 应用力学学报, 1991, 8(2): 58-65.
- [2] 姚爱英, 熊晓燕, 王然风, 等. 大型带钢轧机动态特性分析与动力学修改[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(4): 680-683.

- [3] Chen, J.C. (1983) Direct Structural Parameter Identification by Modal Test Results. *AIAA Journal*, **9**, 1481-1486. <https://doi.org/10.2514/6.1983-812>
- [4] 杨明, 杨楠. 局部结构动力修改的频率响应函数方法[J]. 计算结构力学及其应用, 1987, 4(2): 63-74.
- [5] Berman, A. (1979) Mass Matrix Correction Using an Incomplete Set of Measured Modes. *AIAA Journal*, **17**, 1147-1148. <https://doi.org/10.2514/3.61290>
- [6] Baruch, M. (1982) Optimal Correction of Mass and Stiffness Matrices Using Measured Modes. *AIAA Journal*, **20**, 1623-1626. <https://doi.org/10.2514/3.7995>
- [7] Lin, R.M., Du, H. and Ong, J.H. (1993) Sensitivity Based Method for Structural Dynamic Model Improvement. *Computers & Structures*, **47**, 349-369. [https://doi.org/10.1016/0045-7949\(93\)90231-2](https://doi.org/10.1016/0045-7949(93)90231-2)
- [8] 齐丕骞, 张凌霞. 基于灵敏度分析的结构动力模型修改[J]. 航空学报, 1992, 13(9): 472-475.
- [9] 王飞朝. 基于有限元模型的结构动力修改程序开发[J]. 西安科技大学学报, 2007, 27(3): 58-65.
- [10] 丁莉芬, 缪龙秀. 基于灵敏度分析的结构动力修改方法研究[J]. 铁道学报, 1999, 21(4): 17-19.
- [11] 郭谊民. 结构动力修改在车装钻机井架设计中的应用[J]. 石油机械, 2005, 33(2): 24-26.

**期刊投稿者将享受如下服务:**

1. 投稿前咨询服务 (QQ、微信、邮箱皆可)
2. 为您匹配最合适的期刊
3. 24 小时以内解答您的所有疑问
4. 友好的在线投稿界面
5. 专业的同行评审
6. 知网检索
7. 全网络覆盖式推广您的研究

投稿请点击: <http://www.hanspub.org/Submission.aspx>

期刊邮箱: [jogt@hanspub.org](mailto:jogt@hanspub.org)