

# 45 万吨级超大型矿砂船全船结构有限元分析

罗秋明, 薛鸿祥, 唐文勇

(上海交通大学 海洋工程国家重点实验室, 上海 200030)

**摘 要:** 超大型矿砂船由于船体结构的特殊性和船体本身的超大型化, 使船体强度校核很难用常规规范中的梁理论方法或舱段有限元计算确定. 在研究超大型矿砂船全船分析的基础上, 探讨了超大型矿砂船全船结构有限元模型和质量模型的建模方法、波浪载荷和舱内货物载荷计算方法及解决全船载荷动态平衡的惯性平衡处理技术. 以一条 45 万吨级的超大型矿砂船为例, 完整实现了全船有限元分析全过程, 计算出各个工况下的船体变形和应力, 对正确地进行超大型矿砂船全船结构强度直接计算具有指导作用.

**关键词:** 超大型矿砂船; 全船结构; 矿砂载荷; 惯性平衡; 有限元分析

**中图分类号:** U661.43 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-6982 (2010) 01-0008-05

## Finite Element Analysis of Ship Structure of 450000DWT Ultra-Large Ore Carrier

LUO Qiu-ming, XUE Hong-xiang, TANG Wen-yong

(State Key Laboratory of Ocean Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200030, China)

**Abstract:** Because of the special structure and ultra large scale, normal methods like beam theory in rules and cargo hold FEM can't be applied directly to correctly analyze the global hull strength of ultra large ore carrier. Based on the study of whole ULOC analysis by FEM, methods of setting up structural finite element model and mass model, calculating wave loads and describing internal load distribution and technique of achieving inertia balance for the dynamic balance of whole ship loads are developed. Taking a 450K deadweight ton ULOC as an example, the whole ship hull analysis is completed with the results of hull relative deformation and stress in different load cases. This paper can be guidance to this type carrier on the whole ship analysis of structural strength by FEM.

**Key words:** Ultra-Large Ore Carrier (ULOC); ship structure; ore loading; inertia balance; finite element analysis

### 0 引言

超大型矿砂船 ULOC (Ultra Large Ore Carrier) 拥有巨大装载容量, 在世界航运业高速发展的新时期具有广阔的市场前景, 而我国现已成为世界上最大的铁矿石消费国, 因此研究和开发超大型矿砂船, 对实现我国船舶工业“国轮国造”、“国能国解”的目标具有重要意义.

超大型矿砂船在结构上与传统的散货船有较大的差异, 其典型横剖面具有鲜明的特点, 且船体本身超大型化的要求使得其结构性能备受关注. 对于这类超

尺度新型船舶, 传统船舶设计规范中的强度校核方法已很难完全满足结构强度评估的要求, 因此有必要研究更为合适的超大型矿砂船结构强度评估方法, 以保证船体结构的安全.

有限元方法在船体结构计算中得到了广泛应用, 成为解决现代船舶结构评估问题的有力手段, 船体结构的总强度评估已可以通过建立全船结构有限元模型, 用全船结构有限元分析的方法来解决. 陈庆强<sup>[1-3]</sup>、顾永宁<sup>[4]</sup>、顾晔昕<sup>[5]</sup>等采用全船有限元方法对集装箱船等多种类型的舰船进行过强度校核分析以及相关技术

收稿日期: 2009-09-16; 修回日期: 2009-10-22

作者简介: 罗秋明 (1985-), 男, 硕士研究生, 研究方向: 船舶与海洋工程结构力学.

的研究. 与规范设计时总强度计算相比, 对全船的结构作有限元分析可得到更准确的船体结构总纵强度分布. 与舱段的结构有限元分析相比, 全船有限元计算不再局限于中间几个舱段的分析, 而是能够全面地评估全船在其运营工况下的船体应力状态和准确的相对变形, 从而发现全船结构应力较高的部位. 对于超大型矿砂船来说, 由于船长超过 350m, 其尺度超出了舱段计算和规范计算中的公式适用范围, 因此采用全船有限元分析是目前情况下对超大型矿砂船进行强度校核计算行之有效的办法和必不可少的步骤.

目前采用全船有限元模型对集装箱船等船型进行船体结构强度直接计算的技术已日趋成熟, 但是对于超大型矿砂船这种结构特殊而又超尺度的船舶, 急需对其全船结构强度计算方法进行研究. 本文在综合散货船共同结构规范中结构直接计算要求和以往集装箱船、散货船等全船有限元分析经验的基础上, 结合超大型矿砂船的特殊结构形式及装载特点, 对一条 45 万吨级的超大型矿砂船建立了全船三维有限元结构模型, 计算出各个工况下的船体变形和应力, 并就超大型矿砂船全船建模方法、波浪载荷和舱内货物载荷计算方法, 以及解决全船载荷动态平衡的惯性平衡处理技术进行了探讨.

## 1 全船有限元模型

全船有限元模型包括结构有限元模型、质量模型、水动力计算模型, 其中水动力模型和质量模型用于全船载荷的预报, 结构模型用于结构强度的计算.

### 1.1 目标船参数

本文以某一载重量为 45 万吨级的超大型矿砂船为例, 开展全船结构强度有限元分析. 该船总长为 410.0m, 两柱间长为 394.0m, 设计型宽为 65.0m, 设计型深为 30.8m, 结构吃水为 22.0m, 方型系数为 0.843, 航速为 15kn.

### 1.2 结构有限元模型

全船有限元分析用于考察整个船体区域的结构性能, 因此有限元模型应覆盖整个船体结构. 全船结构有限元模型应采用子结构技术<sup>[6]</sup>, 即将船体主要构件按结构分成甲板结构、舷侧结构、双层底结构、横舱壁、纵舱壁等子结构; 同时按舱段分为艏部、货舱区、机舱、艉部和上层建筑等子舱段. 这样的建模技术有助于将模型化整为零, 提高建模效率, 并方便空船重量重心调整和质量模型的建立.

本文参照散货船共同结构规范的有限元建模要求<sup>[7]</sup>, 并结合超大型矿砂船的自身结构特点完成全船结构建模. 在有限元模型中, 空船以密度的形式定义各构件中

的重量, 通过不同的密度值调整空船的重量重心位置; 对于舾装和建模引起的差异, 通过修改材料密度属性进行调整; 对于大型设备, 采用集中质量单元进行调整. 图 1 为超大型矿砂船典型横框架建模示意图, 图 2 为采用子结构技术建模的超大型矿砂船全船结构有限元模型. 需要特别注意的是, 有限元模型横向与纵向的重心位置需与船体实际的浮心横向与纵向位置基本相符, 误差控制在横向与纵向尺寸的 $\pm 1\%$ 以内.

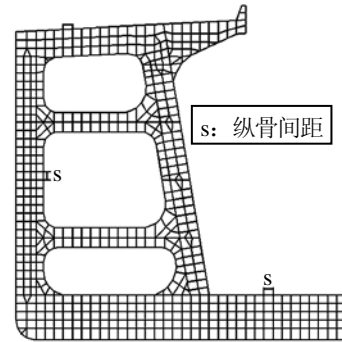


图 1 超大型矿砂船典型的横框架结构模型

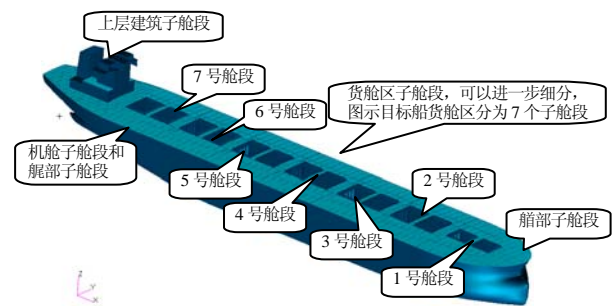


图 2 超大型矿砂船的全船结构有限元模型

### 1.3 水动力湿表面模型

本文应用基于三维势流理论的船舶运动和载荷计算程序进行水动力载荷的计算, 为此建立水动力计算模型. 应用船体外板的结构有限元模型网格, 将船体外表面定义为湿表面, 根据水线位置及波浪参数确定水线面以下的网格为水动力计算单元, 计算得到不同结构装载工况下的每个单元上的波浪诱导水动力压力, 并映射到有限元模型对应单元上, 形成船体的波浪载荷.

### 1.4 边界条件

在进行全船结构三维有限元分析时, 需对船首尾节点施加约束以消除船体的刚性位移. 在船体的尾封板上选取两节点 3、4 约束 Z 方向的线位移, 艉部选取一节点 1 约束 Y 方向线位移, 艏部选取一节点 2 约束 X、Y、Z 方向线位移, 如图 3 所示.

## 2 载荷计算和工况选取方法

### 2.1 载荷计算

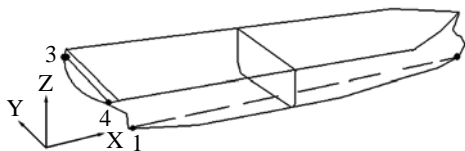


图3 边界条件示意图

船体在航行中分别承受着静水压力、波浪压力、重力和货物载荷等作用力。由船体的吃水状态可获静水载荷分布；通过对船舶进行波浪弯矩预报和计算，得到作用在船体上波浪压力；根据装载状态可计算出作用在船体上的重力和货物载荷。以上各种载荷的组合就构成了作用于船体的外载荷，从而产生船体的静水弯矩和波浪弯矩。不同的静水弯矩和波浪弯矩的叠加，构成了对应的各种外载计算工况。

#### 2.1.1 波浪载荷计算

船舶在波浪中航行时，所遭受到的波浪是随机的，需要根据现有的海洋波浪统计资料，计算船体在波浪上的运动和载荷，以衡准船舶强度，因此需找到船舶服役25年所受到波浪载荷的最大值，即25年一遇的最大波浪载荷。为寻求该值，需要将船体置于随机波浪环境中，计算波浪载荷的长期分布规律，从中截取 $10^{-8}$ 超越概率水平的极值，从而确定最大波浪载荷。本文应用波浪载荷的长期预报和设计波法来确定波浪载荷。

#### 2.1.2 内部货物载荷计算

在矿砂船的内部舱室可分为中间货舱和两侧的压载舱，货舱内装载矿砂，两侧压载舱装有压载水。散货船共同规范、ABS的动态载荷法(DLA)<sup>[8]</sup>对压载水载荷都采用相应水压头的水压力来模拟，并直接作用到结构有限元模型的节点上，而内部矿砂载荷可以根据各个货舱的形状以及波浪载荷程序预报的加速度，以矢量的形式施加到舱壁各个节点上。

参考规范公式可以通过编写场函数的方式加载货

物压力和剪力，但是工作量巨大，并且这样的加载并不能保证误差满足要求，因而本文采取一种更为简便且直观的方式来处理内部矿砂载荷，即可在货舱内壳板上用结构刚度很小的体单元来模拟矿砂载荷，这些体单元需与内壳板单元协调，以模拟矿砂与内壳板的接触压力和剪力，图4为重货满载工况下货舱内矿砂载荷模拟示意图。

当然，这种方法也很难精确描述货物载荷作用的细节，例如货物对斜纵舱壁和底凳斜板的作用，但是考虑到此法相对简便，且符合三维水动力载荷计算软件对质量模型和结构模型需准确描述的要求，由此得到的内部货物诱导惯性力能够准确地传递到相应的船体节点上，所以采用此方法在现有条件下具有较高的准确性和实际可行性。

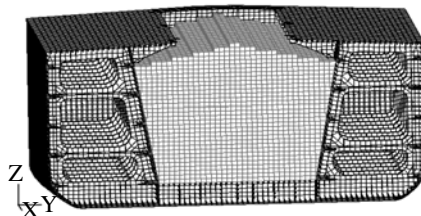


图4 重货满载工况下货舱内矿砂载荷模拟示意图

## 2.2 计算工况选取原则

全船有限元计算是基于实际装载的计算，因此应选取实际装载中比较危险的工况进行计算。为了尽量把实际的危险工况都容纳进来，根据装载手册选取静水弯矩最大的工况、静水剪力最大的工况、满载时静水弯矩或静水剪力最大的工况和吃水最小的压载时静水弯矩或静水剪力最大的工况作为静水计算工况。波浪载荷工况则是在静水计算工况基础上，选择相对应的船中最大垂向波浪弯矩或最大静水剪力处的波浪剪力作为其载荷工况。本文选取的计算工况见表1。

表1 计算工况

工况	装载描述	货物密度/ $t \cdot m^{-3}$	吃水/m	静水载荷	载荷参数
LC1	轻货满载	1.7	21.684	中垂静水弯矩最大	垂向波浪弯矩最大
LC2	重货满载	3.0	21.684	中垂静水弯矩最大	垂向波浪弯矩最大
LC3	压载	—	13.643	中拱静水弯矩最大	垂向波浪弯矩最大
LC4	轻货满载	1.7	21.684	中垂静水剪力最大	垂向波浪剪力最大
LC5	重货满载	3.0	21.684	中垂静水剪力最大	垂向波浪剪力最大
LC6	压载	—	14.524	中拱静水剪力最大	垂向波浪剪力最大

## 3 惯性平衡计算

### 3.1 惯性平衡原理

构造的有限元全船模型的加载力系，不但要求它产生所要求的设计弯矩和剪力，而且要求整个力系处

在准静态平衡状态，否则在求解时对有限元模型施加的消除刚体位移的约束中，将会产生较大的节点约束反力，从而破坏了整个力系，使船体所受的弯矩和剪力达不到预期的要求，所以惯性平衡力计算在全船有

限元分析中是必不可少的. 设 $\{F\}$ 为全船所有节点载荷分量( $f_x, f_y, f_z, m_x, m_y, m_z$ )组成的节点外载荷向量;  $\{\delta\}$ 为所有节点加速度( $\ddot{u}, \ddot{v}, \ddot{w}, \ddot{\theta}_x, \ddot{\theta}_y, \ddot{\theta}_z$ )组成的节点加速度向量, 根据达朗贝尔原理, 全船的平衡方程为:  $\{F\} + [M]\{\delta\} = 0$ , 式中,  $[M]$ 为质量矩阵;  $f_x, f_y, f_z, m_x, m_y, m_z$ 为作用刚体模型的外载荷对应的主矢量和主矩;  $\ddot{u}, \ddot{v}, \ddot{w}, \ddot{\theta}_x, \ddot{\theta}_y, \ddot{\theta}_z$ 为所有节点对应的线加速度和转角加速度. 求解方程可得到各节点上为了维持平衡所需的节点加速度, 进而求出各节点上由集中力系所产生的惯性力, 再把惯性力与原来节点力叠加, 就能达到整个船体节点力系的惯性平衡. 对全船进行有限元分析, 常用到两种惯性平衡方法: 动平衡法和惯性释放<sup>[9,10]</sup>.

3.2 惯性平衡方法

动平衡法是将船体由波浪力引起的瞬时刚体运动加速度和波浪力施加于全船模型的所有节点, 计算出每一节点的加速度和惯性力, 将这一惯性力系加入后, 便和直接载荷组成精确的平衡力系. 这一过程通过自编程序<sup>[5,10]</sup>将各节点的平衡惯性力添加到计算文件中, 实现全船的准静态强度分析.

惯性释放 (Inertia Relief) 的思想是用结构的惯性力来平衡外力, 也就是说, 尽管结构没有约束, 分析时仍假设其处于一种惯性释放的思想是用结构的惯性力来平衡外力, 也就是说, 尽管结构没有约束, 分析时仍假设其处于一种“静态”的平衡状态, 只需要对船体进行 6 个自由度的约束 (虚支座), 针对该支座, 程序首先计算在外力作用下每个节点在每个方向上的加速度, 然后将加速度转化为惯性力反向施加到每个节点上, 由此构造一个平衡的力系, 求解得到的位移描述所有节点相对于该支座的相对运动.

动平衡法和惯性释放法在对惯性力求解的原理是一致的, 只是方法上略有不同, 但是无论是哪种方法, 都必须满足船体外载荷在被准确描述前提条件才能对

全船的节点载荷进行平衡调整, 否则加进去的惯性力系是不准确的, 因此应对每一种载荷工况计算和检查模型在 X、Y 和 Z 轴三个方向上的不平衡力的大小. 结合相关文献和计算示例, 本文规定在所有工况下, 各个方向的不平衡力应不超过排水量的 1%.

4 计算结果分析

本文计算模型的坐标系统选在中纵剖面上, 坐标原点取在垂线和基线的交点上, 按右手坐标系法则, X 轴(纵向)指向船舶方向, Y 轴(横向)指向船的左舷, Z 轴(垂向)向上指向甲板. 共选取了轻货满载、重货满载、压载等 6 种工况进行计算, 并对各个工况的不平衡力进行了验算, 得到不平衡力与排水量比值最大为 0.4%, 满足不平衡力误差要求, 从而分别得到了各工况下的船体相对变形和应力分布.

图 5 为轻货满载工况下的船体变形图, 图 6 为各工况的下以船底板部位所表示的船体垂向位移沿船长的分布计算结果, 表 2 为所有工况下全船主要构件板单元应力结果汇总.



图 5 轻货满载工况下的船体相对变形图

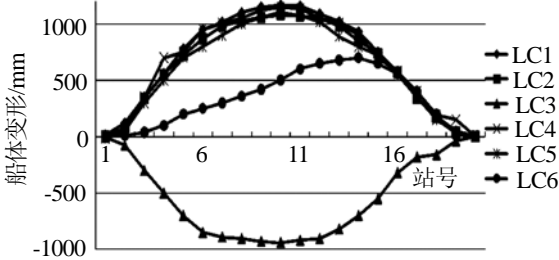


图 6 各工况下的船体变形

表 2 全船主要构件板单元应力结果汇总

构件名称	最大应力出现的工况	最大中面应力/MPa	最大应力的区域位置	其他高应力区域
甲板	轻货满载 LC4	433	4、5 货舱舱口角隅处	货舱中部靠近舷侧
外板	轻货满载 LC4	389	4、5 货舱之间左舷舷顶	货舱中部右舷舭部
纵舱壁	重货满载 LC5	489	7 号货舱与机泵舱相接处	6 号货舱后端
横舱壁	压载 LC6	474	7 号压载舱后端舷侧位置	1、2 舱之间舷侧位置
实肋板	重货满载 LC5	312	货舱中部与旁纵桁连接区域	7 号货舱后端
强框架	轻货满载 LC4	395	各货舱纵舱壁垂向支撑	7 号货舱水平支撑相交处
水平桁	压载 LC3	425	距基线 4600 水平桁与船中横框架连接区域	距基线 4600 水平桁在 1 号货舱后端位置
底凳板	重货满载 LC5	350	中部货舱后端底凳斜板	—
顶凳板	轻货满载 LC4	478	5 号货舱的顶凳隔板	其他货舱顶凳隔板均有不同程度的高应力现象

根据计算得到的船体应力分布发现,除了船艏区域应力较高外,上层建筑前端的舷侧和与之相连的机舱横舱壁处(7号舱后端)也是一高应力区,在压载工况下,连接艏艙和货舱的平面横舱壁由于压载舱隔舱装载与垂向剪力的影响导致应力较大.仅通过三舱段有限元分析,是无法获得这些高应力区域计算结果的,这也说明了超大型矿砂船具有特殊的结构形式和装载特点,必须进行全船有限元计算.

## 5 结论

1)通过对超大型矿砂船在设计弯矩或剪力作用下全船结构三维有限元强度的计算分析,获得了船体甲板、外板、纵舱壁等主要结构的总强度应力,并能真实地预报船体的相对变形,发现船体结构的高应力区域,可作为判断船体总纵强度和局部强度的依据.

2)对内部矿砂载荷的描述是确保全船节点的波浪诱导载荷计算准确的关键,本文直接采用有限元建模模拟内部载荷处理方法,对类似船型或散货船的载荷处理具有借鉴作用.

3)计算中发现了一些高应力区域,这些高应力区域通过三舱段有限元计算是无法获得的.因此超大型矿砂船等这类具有特殊的结构形式和装载特点的超大型船舶,必须进行全船有限元计算.

4)本文所进行的全船有限元分析方法,同样可适

用于其他超大型船舶的总强度计算.

## 参考文献:

- [1] 陈庆强,朱胜昌,江南,等. 22000m<sup>3</sup> 液化气船整船和舱段三维有限元强度分析[J]. 船舶工程, 2000(2): 13-16.
- [2] 陈庆强,朱胜昌,郭列,等. 用整船有限元模型分析方法计算舰船的总纵强度[J]. 船舶力学, 2004, 8(1): 79-85.
- [3] 陈庆强,朱胜昌. 超大型集装箱船有限元分析计算研究[J]. 船舶力学, 2006, 10(1): 80-91.
- [4] 顾永宁,滕晓青,戴立广,等. 大开口船波浪载荷长期预报和弯扭强度全船有限元分析[J]. 中国造船, 1998, 39(2): 63-70.
- [5] 顾晔昕,詹志鹄,汤明文,等. 集装箱船全船结构三维有限元强度分析方法研究[J]. 中国造船, 2001, 42(3): 15-21.
- [6] 张延昌,罗广恩,王自力,等. 大型滚装船弯扭强度整船有限元分析[J]. 舰船科学技术, 2005, 27(6): 39-43.
- [7] IACS. Common Structural Rules for Bulk Carriers[S]. 2006.
- [8] ABS. Safehull Dynamic Loading Approach(DLA) for Vessels[S]. 2006.
- [9] 张少雄,杨永谦. 船体结构强度直接计算中惯性释放的应用[J]. 中国舰船研究, 2006, 1(1): 58-61.
- [10] 刘俊,汪庠宝,韩继文. 运用 NASTRAN 进行波浪载荷作用下船体强度分析[J]. 上海交通大学学报, 2005, 39(5): 711-714.

(上接第7页)

由图8可知,浪向角对全回转起吊作业横倾角的影响在0°~30°和150°~180°两端及90°该点几乎没有影响,影响最大的分别在75°浪向角和105°浪向角.30°起吊作业状态下的横倾角随浪向角的变化最小,120°起吊货物状态下浪向角对横倾角的影响幅度最大.

## 4 总结

由以上分析可知,对大型浮吊船体在全回转起吊作业状态下给出如下建议:

1)波浪对全回转作业状态下的浮吊船体稳性影响不利的,建议在浮吊船体稳性计算中考虑波浪的影响;

2)大型浮吊船体稳性衡准中所考虑的特定危险状态,即船舶在横风横浪状态,并不是船体最危险的状态.最危险的状态是在75°浪向角或105°浪向角下的作业状态,建议在全回转起吊作业时,若船体处于75°和105°浪向角,则应及时调整船体位置;

3)30°起吊4000t货物时,浪向角对其影响最小,120°起吊4000t货物时,浪向角的影响最大,可见各角

度回转起吊作业状态,静水中的稳性越好,浪向角对其的影响越小.建议各角度起吊货物时的压载一定要合理调配,尽量提高其在静水中的稳性,以减少波浪对其的影响程度.

## 参考文献:

- [1] BV. Rules for the Classification of Steel Ships, PartDV103, CH19 NON-PROPELLED UNITS, SEC 2[S]. 2005.
- [2] 中国船级社. 国内航行海船法定检验技术规则[S]. 2006.
- [3] ABS. 'Crane Ship/Intact Stability Guidelings' & 'Crane Countballsting Criteria'[S]. 2007.
- [4] DNV. Rules for Calssification of Shlips. PART 5, Chapter 7, Section 7[S]. 2006.
- [5] 顾敏童. 船舶设计原理[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2003.
- [6] 张志明,徐丹铮,张超,等. 大型起重船船型开发的若干技术问题初探[J]. 船舶, 2005, 2(1): 10-15.
- [7] 王少青,张吉平. 船舶横倾航行的稳性[J]. 大连海事大学学报, 2002, 28(3): 31-33.