

文章编号:1671-7953(2008)02-00010-04

舰船液舱在静压力下的结构变形及其对舱容的影响

梁运卿, 胡铁牛

(上海交通大学 船舶海洋与建筑工程学院, 上海 200030)

摘 要: 采用理论分析和数值模拟计算相结合的方法对某油船结构变形进行分析。通过建立舱段有限元模型, 计算舱段的结构变形; 借助三维软件 Catia 模拟生成和计算液舱容积, 较精确地分析液舱在静压力下结构变形的大小及导致液舱容积的变化量, 并对液舱容量修正提出相关建议。

关键词: 液舱; 结构变形; 舱容

中图分类号: U663.85

文献标志码: A

Structure Deformation Analysis & Volume Correction
of the Liquid Tank under Hydrostatic Pressure

LIANG Yun-qing, HU Tie-niu

(School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, 200030, China)

Abstract: This paper analyzes the structure deformation of an oil tanker using theoretical analysis and numeric simulant calculation. First create the tank's FEA model and calculate the structure deformation, then use Catia to simulate and calculate the volume of liquid tank. At last compare the deformation and volume variation to make clear its influence to the volume of the tank and give some suggestions in studying the volume correction for reference.

Key words: liquid tank; structure deformation; volume

收稿日期: 2007-10-26

修回日期: 2007-11-22

作者简介: 梁运卿(1982—), 男, 硕士生。

研究方向: 船舶与海洋结构物设计制造。

E-mail: lyq-980706@sjtu.edu.cn

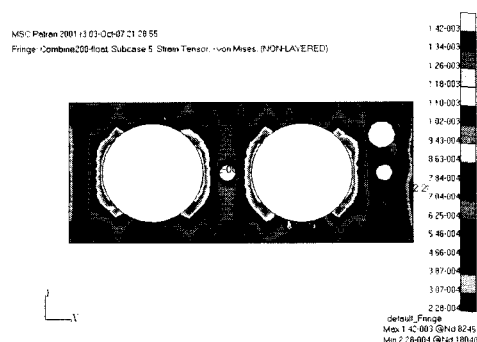


图 6 应变幅值云图

3 结论

以上使用两种不同的方法对同一个部位分别计算了其疲劳寿命, 一种为通过应力求应力强度因子的方法, 另一种为使用应变幅通过材料的应变幅寿命曲线计算其疲劳寿命。两种方法均采用相同的判裂依据—临界裂纹长度, 这个长度取为 10 mm, 对于初始裂纹长度均取为 5 mm。

通过计算结果可得, 使用应力作为求解变量

的方法得出的裂纹扩展寿命为 25 512 次, 而使用应变幅作为求解变量的方法得出的裂纹扩展寿命为 73 696 次, 两者相差 1.89 倍。

由此可得:

1) 对于其最大应力在疲劳极限范围内的疲劳应力, 其低周疲劳的计算结果与使用应变幅-寿命曲线计算的结果差别不是很悬殊。

2) 由于最大应力已接近其屈服应力, 所以材料已表现出一定的非线性, 尤其对于高强度钢, 这种非线性可能更为明显, 因而使用应力计算出的疲劳寿命与使用应变计算出的疲劳寿命有差别。

3) 应力强度因子不能精确地计算, 而是使用经验公式也是造成其计算结果不同的一个原因。

参考文献

- [1] 朱孝渝. 潜艇和潜水器的低周疲劳[M]. 北京: 国防工业出版社, 1990.
- [2] 陈传尧. 疲劳与断裂[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2001.

液货船采用舱容量法计算液舱容积, 其计量的正确性, 直接影响到船舶的信誉和轮船公司运输业绩。因此船东对液货舱的容积计算提出越来越高的要求^[1]。

然而船是一个庞大的钢结构, 不同的受力情况、不同的装载会引起相应的结构变形, 导致船舱容积发生相应的变化。本文针对这种情况, 对某油船进行了在静压力下液舱结构变形分析及最后的容积量值变化的研究。

1 计算原理和方法

在液货的计量和交接过程中往往通过经验判断或者简单理论分析给定修正系数^[2], 因此不但不能作为理论依据解决纠纷, 而且还会因为修正值的大小产生新的摩擦, 其原因在于不能从根本上弄清这个变形量的大小。从本文的研究目标和分析思路出发作如下几个方面的简化说明。

1) 考虑液货交接时和液舱计量时均在港口或者码头进行, 风浪相对较小, 船速为零, 因此只考虑静水载荷而不考虑波浪载荷和液体晃荡载荷等。

2) 船在各种装载情况下载荷的分布差别很大, 如空载时的中拱状态和满载时的中垂状态以及隔舱装载等情况。本文旨在求出结构变形最大的情况, 但空载时液舱容积的改变与液货的计量无关, 隔舱装载等情况其船体拱垂度相对满载时小, 因此选择了满载时中垂状态计算结构变形。

3) 分析时首先计算静水状态时整船的载荷分布, 以传统船体梁理论为基础分析船体载荷, 并建立相应的数学模型; 然后根据船体模块分析理论运用有限元方法并借助通用的结构分析程序对实船及其液舱的结构变形进行分析, 并整理归纳得出的数据; 最后借助 3D 软件^[3]导入结构分析的数据对舱段变形进行模拟即可得到各个板架以及整个舱段的变形情况。

4) 以实船为算例进行分析, 静水载荷的计算采用实船设计时的静水力计算数据; 结构分析数据导入 CATIA 运用已有的宏命令^[3], 以减少工作量。

2 静水载荷计算

某 72 000 t 的两侧双底的油船, 基本要素如下: $L_{pp}=218.6$ m、 $B=32.26$ m、 $D=20.2$ m、 $d=12.5$ m、双壁厚 $b=2$ m、双底高 $h=2$ m。计算油船

满载出港工况, 即按照备足油水计算, 根据已有的静水力计算资料: 重量分布曲线 $w(x)$ 和浮力分布曲线 $b(x)$, 全船载荷曲线 $q(x)=w(x)-b(x)$ 。静水剪力和静水弯矩分别为 $N(x)=\int q(x)dx$ 、 $M(x)=\int N(x)dx$, 分布见图 1~2。

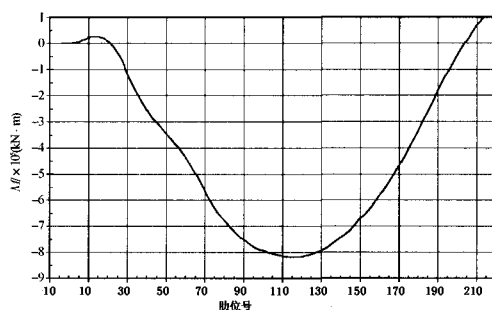


图1 满载出港弯矩

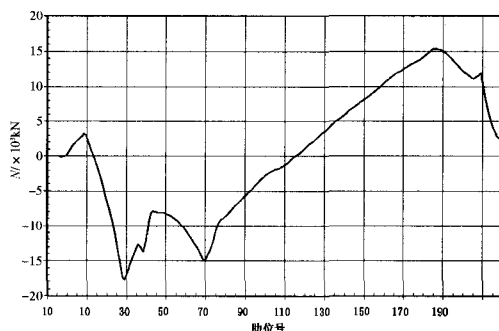


图2 满载出港剪力分布

局部载荷应考虑到舷侧及底部的水压以及舱内的油压（满载工况时双舷侧和双底中无压载水）。根据压头即可计算：

$$p_{\text{油}} = \rho_{\text{油}} g(h+2.5)$$

式中: h ——舱顶到计算点的垂直距离。

$$p_{\text{水}} = \rho_{\text{水}} g(d_a - h_1)$$

式中: d ——实际吃水;

h_1 ——水线以下计算点距离基线高度。

3 基于 Nastran 的有限元分析

运用直接计算的方法对该典型油船液舱进行了有限元分析^[4], 旨在较精确的求解液舱结构(包括舷侧板架、液舱舱底板架、液舱舱壁和甲板板架)的变形。

3.1 计算模型

按照所提供的船体结构图, 采用分组建模技术在 Patran 软件内进行有限元建模, 其中的板材大部分采用 4 节点的板壳元(quad-shell)模拟, 部

分采用 3 节点板壳元(tri-shell);对于船体结构中的骨材均采用 2 节点梁单元(bar-beam)模拟,考虑了偏心梁的设置,并且严格按照结构图建立了纵向和横向的槽形舱壁模型,非常接近真实的反映了油船液舱的结构特点。

取肋距为网格基本单位;舱段长 27.2 m,型

宽 32.26 m,型深 20.20 m,根据 St. Venat 原理向首尾各延伸 1/2 个舱段即模型总长为 54.4 m 以纠正边界条件的偏差;并采用多点约束(MPC)功能对端面加载。主要纵向构件的结构尺寸见表 1。整个结构共有 48 161 个单元,32 620 个节点;有限元模型见图 2。

表 1 主要纵向构件的尺寸特性

名称	船底板	舷侧板	上舱壁板	下舱壁板	内底板	甲板板	平台甲板板	龙骨板
板厚/m	16	14	30	14	10	14	10	14
名称	船底纵骨	舷侧纵骨	舱壁纵骨	平台纵骨	龙骨纵骨	甲板纵骨		
几何特性	r22a	r18a	r22a	r14a	r22a	r22a		

3.2 材料、边界条件及载荷

参考文献[4]规定边界条件,在模型两端加载约束和载荷,并在外板和舱内加载相应的水压和油压。如表 2 所列。材料为船用钢 Q235, $\sigma_s = 235 \text{ MPa}$, $E = 201 \text{ GPa}$, $\mu = 0.3$ 。

表 2 模型边界条件

自由度	前端面 (独立点 A)	纵舱壁	后端面 (独立点 B)
μ_x	Link (0)	——	Link (——)
μ_y	——(0)	0	——(0)
μ_z	Link (0)	——	Link (0)
φ_x	——(0)	0	——(0)
φ_y	Link (——)	——	Link (——)
φ_z	Link (0)	0	Link (0)

3.3 计算结果

输出节点变形值:分别将内壳、内底、甲板的节点初始值和变形值输出,并导入 Excel 表格中叠加处理即可得到变形后节点的坐标值。

4 基于 CATIA 的变形结果处理

由于变形既有整个板架的变形,也有局部板格的变形,因此很难简单的运用公式来计算变形量,而且变形值本身数量级并不高,作近似简化处理必然导致结果失去真实性和可靠性。因此采用三维软件,根据已有的变形结果比较精确地求出变形量,由此得出的结论可靠性更高,更具有参考价值。

CATIA 具有超强的自由曲面功能,由于数

据量大因此采用宏命令导入节点数据,并连接节点绘制曲线,最后由这些曲线形成曲面,变形前和变形后的曲面之间的体积即为所求。处理过程分为内底板、舷侧内壁、舭部以及甲板 4 部分。

以下是数据处理及求解变形体积的过程,见表 3。

表 3 CATIA 求解变形体积过程

创建与运行宏	Shape→GenerativeShapeDesign→Tools →Macro→Macros→Create/Run
生成曲面	Shape→GenerativeShapeDesign→Multi sections Surface
封闭曲面	Shape→Part Design→Close Surface

横舱壁在满载情况下前后油压相同,变形见图 4 所示, X 轴为船体梁挠曲线, AB 为横舱壁位置,总纵弯曲变形后旋转 θ 角度到 A'B'位置。由于舱段前后 2 道舱壁的变形基本对称,所以横舱壁的变形对舱容影响很小,因此这里不考虑其引起的舱容变化。

中纵舱壁处于整个船体中线面位置,在满载情况下,承受对称载荷,变形不影响舱容变化。

对于船底变形引起的计量管变化以及舱内的设备管系等占用的体积,这里均不考虑,本文只考虑内围壁变形引起的舱容变化。Catia 模拟变形求解的结果如表 4 所示。

表 4 板格变形引起的舱容变化 m^3

板格	货油舱				合计
	2	3	4	5	
内底	0.96	1.25	1.41	1.11	4.73
内底边板	0.44	0.49	0.49	0.49	1.91
舷侧内壁	4.04	4.29	4.38	4.21	16.92
主甲板	-2.4	-3.3	-3.6	-2.8	-12.1
合计	3.04	2.73	2.68	3.01	11.46

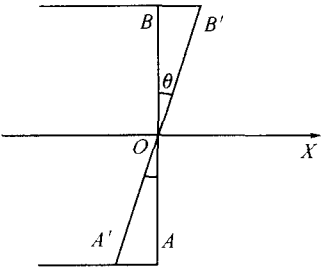


图 3 横舱壁变形简图

5 计算结果分析

编号为 2~5 的货油舱结构相同, 根据图 2、图 3 可知每个舱段两端的载荷。在同一个模型下分别加载各个舱段相应的载荷即可求解平行中体部分的 4 个舱段的变形情况。

表 5 是根据云图读取的内围壁节点沿板格法线方向的平均位移。内围壁板格法线以向舱外(舱容增大方向)为正, 向舱内(舱容减小方向)为负。由表 4 可以看出, 板格变形在 4 号舱即船中位置较大, 向船艏艉略有变小。

表 5 板格节点沿法线方向的平均位移 10^{-3} m

板格	货油舱			
	2	3	4	5
内底	1.71	2.23	2.52	1.99
内底边板	4.21	4.69	4.67	4.68
舷侧内壁	8.28	8.79	8.97	8.62
主甲板	-2.92	-3.98	-4.39	-3.43

由表 5 可以采用近似的方法估算变形引起的舱容变化, 原理是由板格变形导致液舱容积的改变量 ΔV 与节点在板格法线方向的位移量成正比:

$$\Delta V = S \Delta h$$

式中: S ——板格面积;

Δh ——板格节点沿法线方向的平均位移。

各个板架变形求和: $\Delta V_{\text{总}} = \sum \Delta V_{\text{板架}}$

左右对称的液舱舱段总理论容积 V 为:

$$V = S_{\text{横截面}} L_{\text{舱长}} = 509.88 \times 27.2 = 13\,868.736 \text{ m}^3$$

舱容的相对增量:

$$\delta_v = \frac{\Delta V}{V} 100\% = \frac{23.56}{4 \times 13\,868.736} 100\% = 0.0425\%$$

以本船满载约为 72 000 t 计算, 静压力下结构变形导致舱容增大, 从而增加的载重量 δ_i 为:

$$\delta_i = T_{\text{载重}} 0.0425\% = 72\,000 \times 0.0425\% = 30.6 \text{ t}$$

以上表 4 为舱容变化准确值, 由于表 5 中 Δh 是根据云图估读, 而且实际变形还包括板格平面内的变形, 因此只作为定性分析变形趋势的数

据。由表 4 和表 5 可以看出:

1) 因为主甲板一般不参与舱容计量, 不计主甲板的影响, 舱容总增量达 23.56 m^3 , 相对增量为 0.0425% , 这个数据将直接反映到液舱装载量。

2) 计入主甲板的变形, 可知液舱的理论容积增大 11.46 m^3 。

3) 4 号舱变化最大, 向两端略有减小, 这与 4 号舱位于船中, 挠曲变形最大是相符的。

4) 舷侧内壁变形最大, 这主要是因为满载时舱内油压的作用。

6 结论

1) 通过对某油船舱段变形分析求解, 借助 CATIA 的宏命令和造型功能比较精确的求出舱容的变化情况, 解决这类问题整个初步思路得以实现。

2) 72 000 t 双侧双底的油船具有典型性, 目前对这一类型的问题尚无好的修正方法, 本文得出的结果说明液舱在静压力下的变形量很小, 由此可以对这一船型以及更大油船在涉及到液货交接、液舱计量时提供参考, 以避免修正值的随意甚至不合理情况。

3) 理论分析求解可以找到一个实际的测度参数, 如测量拱垂度, 建立船体拱垂度与各种工况的关系曲线以及结构变形与拱垂度之间的关系, 从而利用易于测量的拱垂度作舱容变化的可靠修正。这有待进一步的分析研究。

参考文献

- [1] 陈宾康, 赵成壁. 船舶液货舱容积精密计算方法[J]. 武汉水运工程学院学报, 1994(3): 26-33.
- [2] 陈永刚. 我国舰船液舱容量计量技术的发展和现状[J]. 船舶设计通讯, 2004(6): 7-10.
- [3] 曾贞群. 在 CATIA 中运用宏处理大量数据[J]. 数字化设计, 2003(6): 45-46.
- [4] 中国船级社. 油船结构强度直接计算指南[M]. 北京: 人民交通出版社, 2003.