

# 船体结构疲劳寿命的评估

李靖宇<sup>1</sup>, 田常录<sup>2</sup>

(1. 内蒙古工业大学理学院, 呼和浩特 010062; 2. 中国船舶科学研究中心, 江苏无锡 214082)

**[摘要]** 船舶事故分析表明, 疲劳破坏是其结构破坏的主要形式。由于船体中节点的多样性以及节点荷载的复杂性, 使得船体结构的疲劳校核计算也相当复杂, 所以工程中提出了一些简化方法。介绍了船体结构疲劳强度校核的基本原理, 疲劳载荷和疲劳累积损伤计算方法; 编写了船体结构疲劳强度校核程序, 并用其评估了大型油轮 (VLCC) 在典型节点处的疲劳寿命。

**[关键词]** 船体结构; 疲劳寿命; 累积损伤

**[中图分类号]** U661.4 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2006)02-0051-04

## 1 引言

疲劳是船舶结构破坏的一种主要形式, 可视为材料在交变应力作用下造成损伤的不断累积过程。疲劳的一个明显特点是材料所承受的载荷不会对其造成立即破坏<sup>[1]</sup>, 只有在经历一定次数的载荷波动后, 材料才会产生失效。多年来, 船舶的疲劳裂纹一直是一个严重的问题, 各国的船级社都相继在各自的规范中对疲劳强度提出了要求。

疲劳强度从本质上说是一个局部强度问题<sup>[2]</sup>。由于船体中有很多不同类型的节点, 节点处所受到的载荷又极其复杂, 因此疲劳强度校核是十分复杂的。为便于工程实际应用, 要引入一些简化与假设。根据简化与假设的角度和程度的不同, 形成了若干不同的方法, 如简化计算方法和直接计算方法等。本着实用性和可操作性的原则, 目前绝大多数船级社都采用简化的方法进行船体结构疲劳强度校核。该方法的特征有<sup>①</sup>: a. 疲劳载荷用船级社给出的经验公式计算; b. 疲劳应力用传统的结构力学方法计算; c. 结构内应力范围的长期分布采用双

参数的 Weibull 分布模型; d. 疲劳累积损伤用基于  $S-N$  曲线和 Palmgren - Miner 线性累积损伤理论的方法计算; e. 用名义应力范围校核, 即采用与名义应力范围对应的  $S-N$  曲线。

## 2 疲劳载荷

根据国外船级社的实践<sup>②</sup>, 绝大部分简化疲劳强度校核方法所用的波浪外载荷幅值的长期预报都是由 IACS 统一规定推断而来的<sup>[3]</sup>。笔者也采用了这一方法。

波浪载荷成份分为以下几组: a. 船体梁遭受波浪产生的力矩 (包括垂向); b. 水平方向弯矩和扭矩; c. 外部水动压力; d. 内部的液压载荷 (包括惯性载荷和船舶运动所附加的静水压头)。

### 2.1 波浪弯矩

在  $10^{-4}$  超越概率水平下的垂向波浪弯矩为<sup>③</sup>

$$M_{w_0, s} = -0.11 f_r k_{wm} C_w L^2 B (C_B + 0.7),$$

$$M_{w_0, h} = 0.19 f_r k_{wm} C_w L^2 B C_B,$$

式中  $C_w$  为波浪系数;  $k_{wm}$  为弯矩分布系数;  $f_r$  为从  $10^{-8}$  到  $10^{-4}$  概率水平的转换系数;  $h_0$  为 Weibull

① CCS. 船体结构疲劳强度指南. 中国船级社上海规范研究所, 1998

② 崔维成. 集装箱船疲劳强度评估及其程序系统课题总结. 中国船舶科学研究中心 702 所技术报告, 2001

③ 郭列, 达荣庭, 汪广海. 船舶结构疲劳强度及其可靠性分析 (DNV). 中国船舶科学研究中心技术报告, 1997

[收稿日期] 2005-04-19; 修回日期 2005-05-16

[作者简介] 李靖宇 (1981-), 男, 内蒙古赤峰市人, 内蒙古工业大学硕士, 主要从事疲劳断裂研究

分布形状参数； $L$ 为船长； $B$ 为型宽； $C_B$ 为方型系数；弯矩单位是 $\text{kN}\cdot\text{m}$ 。

在 $10^{-4}$ 超越概率水平下的水平波浪弯矩按下式计算<sup>[4]</sup>：

$$M_H = 0.22f_r L^{9/4} (T_{\text{act}} + 0.30B) C_B (1 - \cos(2\pi x/L)),$$

式中 $x$ 为所考虑的点到尾垂线的距离； $T_{\text{act}}$ 为对应工况的实际吃水。

## 2.2 海水外部压力分布

典型节点在舷侧，海水的外压力主要由横摇确定<sup>④</sup>：

$$p_e = r_p p_d, p_d = p_{dp} = 10^{-2} \left[ y \frac{\phi}{2} + C_B \frac{y + k_f}{30} \left( 1 + 2 \frac{z}{T_{\text{act}}} \right) \right] \quad (\text{MPa})$$

$$r_p = 1.0, z < T_{\text{act}} - z_{wl} = \frac{T_{\text{act}} + c - z}{2c},$$

$T_{\text{act}} - z_{wl} < z < T_{\text{act}} + z_{wl} = 0, z > T_{\text{act}} + z_{wl}$ ，式中 $T$ 为实际吃水； $z$ 为基线到热点的垂向距离， $z > T$ ； $y$ 为船体中心线到热点的水平距离， $y < B/4$ ； $f$ 为水线到舷侧顶端的垂向距离； $k_f$ 为 $T$ 与 $f$ 之间的小者； $\phi$ 为横摇角； $C_B$ 为方型系数； $c = 0.75z_{wl}$ ，实际水线的估算距离 $z_{wl} = p_{dT} / (\rho g)$ ， $p_{dT} = p_d |_{z=T_{\text{act}}}$ ；海水密度 $\rho = 1.025$ ； $p_{e, dh} = p_e T/D$ ， $p_{e, dh}$ 是对加强筋以及横肋骨框与横舱壁相对变形有贡献的海水外侧横向压力（按吃水线折算）。

## 2.3 内部液体压力分布

船舶运动引起液体油或压载水的动态内压为

$$p_i = f_a \max \begin{cases} p_1 = \rho a_v h_s \\ p_2 = \rho a_x | y_s | \\ p_3 = \rho a_y | x_s | \end{cases}$$

式中 $p_1, p_2, p_3$ 分别为垂向、横向和纵向加速度引起的压力（MPa）； $x_s$ 为从厢内液体自由面中心到压力点的纵向距离； $y_s$ 为从厢内液体自由面中心到压力点的横向距离； $h_s$ 为从厢内液体自由面中心到压力点的垂向距离； $f_a$ 为从 $10^{-8}$ 到 $10^{-4}$ 概率水平的转换系数。

## 3 疲劳应力

结构疲劳主要与应力范围有关，因此疲劳应力指的是船体结构内由波浪载荷引起的交变压力<sup>[2]</sup>。

### 3.1 应力范围分量的计算

用传统结构力学方法计算时，设计应力分为总体应力范围 $\Delta\sigma_g$ 和局部应力范围 $\Delta\sigma_l$ 两部分。前者

包括垂向和水平波浪弯矩引起的船体梁弯曲应力范围 $\Delta\sigma_v$ 和 $\Delta\sigma_h$ ，即由波浪扭矩引起的翘曲应力范围 $\Delta\sigma_w$ ；后者是由舷外海水动压与舱内货物压力在舷侧、舱壁和船底结构内引起的，分别采用结构力学中的相应公式计算。

波浪诱导船体梁垂向弯曲应力按下式计算：

$$\sigma_v = 0.5K_a [M_{w_o, h} - M_{w_o, s}] \cdot 10^{-3} |z - n_0| / I_v,$$

式中 $M_{w_o, s(h)}$ 为中垂（中拱）波浪弯矩； $|z - n_0|$ 为从水平中和轴到所考虑构件的垂向距离； $I_v$ 为船体剖面垂向惯性矩； $K_a$ 为轴向应力集中系数。

波浪诱导船体梁水平弯曲应力按下式计算：

$$\sigma_h = K_a M_H \cdot 10^{-3} |y| / I_H,$$

式中 $M_H$ 为水平波浪弯矩； $y$ 为从垂向中和轴到所考虑构件的水平距离； $I_H$ 为船体剖面水平惯性矩。

对于双层加强筋板格，板架弯曲应力范围采用正交异性板理论计算，其纵向二阶弯曲应力 $\sigma_2$ 按下式计算：

$$\sigma_2 = K_\beta \frac{K_b p_e b^2 r_a}{\sqrt{i_a i_b}}, \rho_L = \frac{a}{b} \sqrt{\frac{i_b}{i_a}}, (a > b)$$

式中 $K_\beta$ 为轴向应力集中系数； $K_b$ 为系数，取决于展弦比 $\rho_L$ ， $\eta = 1.0$ 和实际边界，由文献[4]的表6给出； $p_e$ 为有效平均横向压力； $r_a$ 为从板格的中和轴到所考虑位置的距离； $a$ 为双底或双壳板格的纵向长度； $b$ 为双底或双壳板格的横向长度； $i_a$ 为双底或双壳对横向中和轴的每根纵桁的等效刚度， $i_a = I_a / S_a$ ； $i_b$ 为双底或双壳对横向中和轴的每根横梁的等效刚度， $i_b = I_b / S_b$ ； $I_a, I_b$ 分别为对应于双底或双壳横向或纵向中和轴的截面惯性矩，单根纵桁（或横梁）包括有效带板宽； $S_a, S_b$ 分别为纵桁和横梁之间的距离。

在横向支撑间加强筋上，局部弯曲应力为

$$\sigma_{2A} = K_{in} \frac{M}{Z_s} + K_a \frac{m_\delta EI}{l^2 Z_s} r_\delta \delta,$$

式中参数为加强筋尺寸，详见技术报告<sup>④</sup>。

### 3.2 应力幅值的合成

应力范围的合成包括：**a.**将垂向和水平弯曲应力范围及翘曲应力范围合成为总体应力范围；**b.**将海水动压力引起的与货物压力引起的两部分局部应力范围进行合成；**c.**将总体应力范围与局部应

④ 田常录. 大型油轮 DNV 疲劳强度评估报告（研究报告）. 中国船舶重工集团公司第702研究所技术报告，2004

力范围合成为设计应力范围。

对于大开口船舶，总体应力范围合成时如考虑斜浪，合成公式为

$$\Delta\sigma_g = 0.6\Delta\sigma_v + \Delta\sigma_h + \Delta\sigma_w。$$

对于其他船舶，则考虑迎浪，不计翘曲应力范围，合成公式为

$$\Delta\sigma_g = \sqrt{\Delta\sigma_v^2 + \Delta\sigma_{hg}^2 + 2\rho_{vh}\Delta\sigma_v\Delta\sigma_{hg}}。$$

局部合成应力幅值为

$$\Delta\sigma_1 = 2\sqrt{\sigma_e^2 + \sigma_i^2 + 2\rho_p\sigma_e\sigma_i}，$$

其中  $\rho_p$  为海水外压与货载内压之间的平均相关系数：

$$\rho_p = 0.5 - 0.2 \frac{z}{T_{act}} + 0.6 \frac{|x|}{L} - 0.2 \frac{|y|}{B} - 0.4 \frac{|x|z}{LT_{act}}, z = \min(T_{act}, z)$$

### 3.3 总应力范围幅值的合成

由总体应力范围和局部应力范围合成的设计应力范围为

$$\Delta\sigma_0 = f_e f_m \max \left\{ \begin{array}{l} \Delta\sigma_g + b\Delta\sigma_1 \\ a\Delta\sigma_g + \Delta\sigma_1 \end{array} \right.$$

式中  $f_e$  为考虑航行路线的系数，全球航行  $f_e = 0.8$ ； $f_m$  为均值应力修正系数，应力在  $-0.5\Delta\sigma_{max} \leq \sigma_m \leq 0.5\Delta\sigma_{max}$  范围内取  $f_m = 0.85$ ； $a$ 、 $b$  为与总体和局部应力幅值相关的合成系数， $a = 0.6$ ， $b = 0.6$ ； $\Delta\sigma_g$  为总体合成应力幅值； $\Delta\sigma_1$  为局部合成应力幅值。

## 4 疲劳累积损伤

### 4.1 S-N 曲线

DNV 规范<sup>[4]</sup>采用切口应力法，笔者的评估方法采用单斜率 S-N 曲线：

$$\lg N = \lg \bar{\alpha} - m \lg \Delta\sigma。$$

在考虑 97.5% 置信概率时（见技术报告<sup>③</sup>）：

$$\lg N = \lg \bar{\alpha} - 2 \lg S - m \lg \Delta\sigma，$$

式中  $\Delta\sigma$  为疲劳应力幅值范围； $N$  为对应于  $\Delta\sigma$  的设计寿命循环数； $S$  为应力均方差； $m$ 、 $\bar{\alpha}$  是 S-N 曲线常数，取  $m = 3.0$ ， $\lg(\bar{\alpha}) = 12.76$ ， $\bar{\alpha} = 5.75 \times 10^{12}$ 。

### 4.2 应力范围的长期分布

计算疲劳累积损伤时，假设船体结构内应力范围的长期分布为双参数 Weibull 分布，其概率密度函数为

$$f(S) = \frac{K}{W} \left( \frac{S}{W} \right)^{K-1} \exp \left[ - \left( \frac{S}{W} \right)^K \right]，$$

式中  $K$  为 Weibull 分布形状参数； $W$  为 Weibull 分布尺度参数。

令  $S > S_p$  的概率  $P(S > S_p) = 1/N_p$ ，则  $W = S_p / (\ln N_p)^{1/K}$ ， $S_p$  是对应于超越概率水平  $\alpha_p = 1/N_p$  的应力幅值范围特征值。若令  $N_p = N_t$ ，则  $S_p$  称为设计应力幅值范围。笔者采用对应于  $\alpha_p = 10^{-4}$  概率水平的应力幅值范围作为特征应力幅值范围。

### 4.3 疲劳累积损伤计算

根据 IACS 疲劳工作小组的建议<sup>[3]</sup>，在船舶结构的疲劳强度校核中，DNV 疲劳强度分析也采用基于 Palmgren - Miner 线性累计损伤准则的疲劳累计损伤分析方法，需要提供 S-N 曲线  $N = N(S)$  和应力幅值范围  $S$  的长期分布密度函数  $f(S)$ ，以计算船舶结构的疲劳累计损伤  $D_\Sigma$ ：

$$D_\Sigma = \frac{v_0 t_d}{\bar{\alpha}} \sum_{n=1}^{N_{load}} p_n q_n^m \Gamma \left( 1 + \frac{m}{h_n} \right) \leq \eta，$$

式中  $D_\Sigma$  为疲劳累积损伤； $\bar{\alpha}$ 、 $m$  为 S-N 曲线参数； $N_{load}$  为所考虑的载荷工况总数目； $p_n$  为第  $n$  装载工况时间比例； $t_d$  为船舶设计寿命，一般为 20 年； $h_n$  为与第  $n$  装载工况对应的 Weibull 形状参数； $q_n$  为与第  $n$  装载工况对应的 Weibull 尺度参数； $v_0$  为平均跨零频率； $\Gamma(1 + m/h_n)$  为伽玛函数。

根据各装载工况时间比例求出累积损伤  $D_\Sigma$  值，利用系数  $\eta$  取 1.0 的寿命为  $t = \frac{20}{\chi \left( \sum D_{\Sigma i} \right)}$ ，

其中  $\chi$  为腐蚀系数，根据文献 [4]，取  $\chi = 1.3$ 。

## 5 实例分析

对于一艘大型油轮，按照 DNV，根据油轮的结构和受力情况，决定考虑的典型节点是纵向加强筋和肋骨框连接处肘板根部的焊接点。在船舫舷侧的双层加筋板内侧，分别取吃水线处、吃水线上和吃水线下三点进行疲劳寿命计算。图 1 为所选节点的计算位置，船体详细的加强筋几何参数、板架结构几何参数、满载与压载状态下的自由液面、液舱质心等相关的参数可参见技术报告<sup>④</sup>，笔者只列出疲劳载荷、疲劳应力及累积损伤的计算数据，见表 1 至表 3，最后计算得到的 3 个节点的疲劳寿命列于表 4。结果表明，所分析的节点的疲劳寿命是足够的。

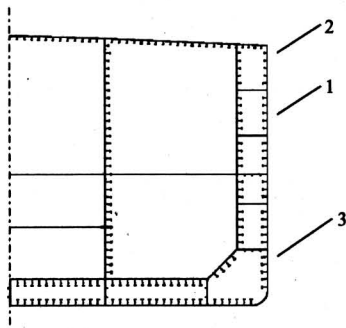


图1 大型油船横剖面

Fig.1 Midship section for a VLCC

表1 船体主尺度

Table 1 Ship's principal particular

项目	数据	
	满载	压载
$L/m$	320.00	320.00
$B/m$	60.00	60.00
$D/m$	29.3	29.3
$C_b$	0.81	0.81
$v/kn$	15.8	15.8
$W_v/m^3$	137.961	137.961
$W_H/m^3$	79.474	79.474

表2 波浪弯矩的计算结果

Table 2 The calculated result of wave induced wending moment

项目	数据	
	满载	压载
$M_{w_o,s} (+) / kN \cdot m$	4 528	4 528
$M_{w_o,h} (-) / kN \cdot m$	-4 887	-4 887
$M_h / kN \cdot m$	2 673	1 813

表3 内、外压力及应力合成的计算结果

Table 3 The calculated result of extra, inner pressure loads and combined stresses

项目	节点1		节点2		节点3	
	满载	压载	满载	压载	满载	压载
$p_i/kPa$	0	17.1	0	14.4	0	48.2
$p_{i,sh}/kPa$	17.3	7.36	17.3	7.4	17.3	7.4
$\sigma_i/MPa$	-87.8	0	0	0	-88.8	-159.7
$p_e/kPa$	49.8	0	0	0	70.9	65.0
$p_{e,sh}/kPa$	35.5	0	0	0	50.5	18.6
$\sigma_e/MPa$	-14.1	24.2	-44.0	6.7	-23.0	75.7
$\Delta\sigma_e/MPa$	156.3	142.6	257.0	247.8	131.2	115.2
$\Delta\sigma_i/MPa$	192.0	48.4	88.0	13.4	208.4	266.2
$\Delta\sigma_o/MPa$	194.3	116.8	210.7	174.0	195.2	228.0
$D_z$	0.177 5	0.036 67	0.226 37	0.113 97	0.137 32	0.270 68

表4 疲劳寿命的计算结果

Table 4 The calculated result of fatigue life

项目	节点1	节点2	节点3
疲劳寿命/a	71.83	45.20	37.71

## 参考文献

- [1] 傅祥炯. 结构疲劳与断裂[M]. 西安:西北工业大学, 1995. 1~3
- [2] 王然章, 彭文科, 詹志鹤, 等. 采用简化方法的船体结构疲劳强度校核[J]. 中国造船, 1999, 5(2): 61~62
- [3] IACS. Unified Requirements S11 (corrected) [M]. International Association of Classification Societies, 1993
- [4] DNV. Fatigue assessment of ship structures[R]. Tech Rep DNV93-0432, Det Norske Veritas, 1995

## The Assessment of Fatigue Life of Ship Structures

Li Jingyu<sup>1</sup>, Tian Changlu<sup>2</sup>

(1. School of Science, Inner Mongolia University of Technology, Hohhot 010062, China;

2. China Ship Scientific Research Center, Wuxi, Jiangsu 214082, China)

[Abstract] The analysis of accidents indicates that fatigue is the main failure mode in ship structures. Generally, the simplified methods are employed in the engineering because the variable structure details and the different load conditions make this problem very complicated. The general principles of the fatigue life assessment of ship structures are reviewed. A program for calculating fatigue loads, stresses and cumulative damages as well as fatigue life are compiled. As an example, the fatigue life of an oil tanks' structure is analyzed, and the program is proved effective and reasonable.

[Key words] ship structure; fatigue life; cumulative damage