

指导性文件
GUIDANCE NOTES
GD09-2018



中国船级社

基于谱分析的船体结构疲劳强度评估指南

2018

生效日期：2018年7月1日

北京

简要编写说明

本指南给出了采谱分析方法进行船体结构疲劳评估的基本要求。根据本指南进行评估并满足要求后，船舶可以取得 SFA（疲劳谱分析）可选附加标志。本指南覆盖的船型包括薄膜型 LNG 船、集装箱船和矿砂船。

疲劳谱分析中，根据实船的装载及环境条件，通过直接计算得到的应力范围，并据此计算结构的疲劳损伤。本指南基于疲劳谱分析的基本原理，参考国内外相关资料，结合 CCS 近年来相关软件开发，实船分析方面的经验编制而成。

指南主体内容为基于谱分析的疲劳评估的技术要求：

一般规定：明确了疲劳谱分析的适用范围及定位；

工况及载荷：给出装载的选取及波浪载荷计算、货物载荷计算的方法；

结构分析：进行结构分析得到应力传递函数的方法；

疲劳强度评估：根据应力传递函数得到应力谱，并进行疲劳校核的方法。

目录

第 1 节 一般规定	3
1.1 适用范围	3
1.2 分析流程	3
1.3 疲劳强度校核节点	3
1.4 定义	7
第 2 节 工况及载荷	9
2.1 装载工况	9
2.2 计算工况	9
2.3 水动力分析	9
2.4 舱内液体载荷	10
2.5 集装箱载荷	10
2.6 矿砂载荷	11
2.7 边界条件	13
第 3 节 结构分析及应力传递函数	14
3.1 计算目的	14
3.2 整船有限元模型	14
3.3 细化模型	14
3.4 应力传递函数	14
第 4 节 疲劳强度评估	16
4.1 应力谱及应力范围分布	16
4.2 应力修正系数	17
4.3 S-N 曲线	18
4.4 疲劳损伤计算	18
4.5 接受衡准	19

第 1 节 一般规定

1.1 适用范围

1.1.1 本指南适用于大型薄膜型 LNG 船、集装箱船和矿砂船的基于谱分析的疲劳强度评估。上述船型根据本指南进行评估并满足要求后，可取得附加标志 SFA (XX, YY)。其中 XX 为环境条件（如 NA 表示北大西洋，散布图见 IACS Rec.34），YY 为设计寿命（年），可取 20、25、30、35、40。

1.1.2 除另有规定外，本指南内容不作为入级的强制要求。

1.2 分析流程

1.2.1 本指南基于 Palmgren-Miner 线性累积损伤理论计算结构的疲劳损伤，并评估结构的疲劳强度。

1.2.2 疲劳谱分析的流程分为三部分：

- 1) 水动力分析：通过三维水动力分析计算船舶在规则波上的波浪载荷；
- 2) 结构分析：根据波浪载荷，通过结构分析得到应力传递函数；
- 3) 谱分析及损伤计算：针对各海况计算结构应力谱，并计算结构的疲劳损伤，对各海况下的损伤求和后得到给定装载下的结构的损伤，对各装载下的损伤求和后得到结构在设计寿命中的总损伤。

1.2.3 疲劳谱分析的流程见图 1.2.3。

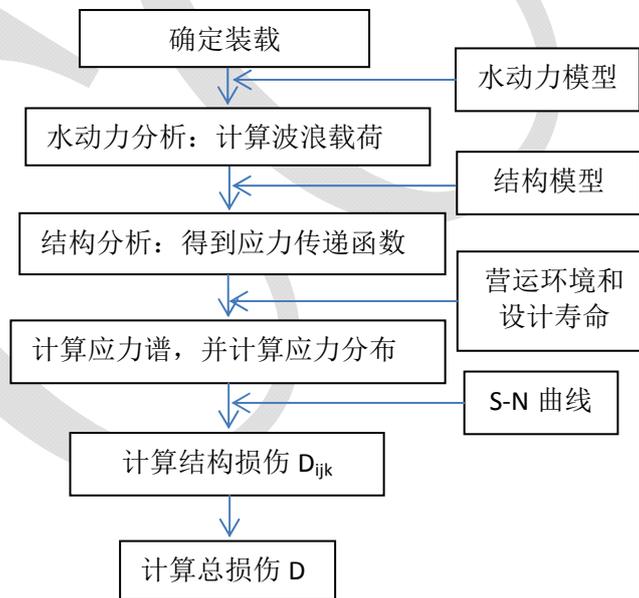


图 1.2.3 疲劳谱分析流程图

1.3 疲劳强度校核节点

1.3.1 1.3.2 至 1.3.4 给出了疲劳评估应考虑的最小范围。除上述节点外，如有必要时，还应根据细化分析和疲劳热点评估的结果增加疲劳评估节点。

1.3.2 对薄膜型 LNG 船，应考虑以下节点（部分示意图见图 1.3.2（1）和图 1.3.2（2））：

- 1) 货舱中部横框架折角；
- 2) 货舱底纵桁、甲板纵桁、舷侧纵桁与横舱壁交点；
- 3) 凸形甲板后端肘板趾端；
- 4) 参与总纵强度的甲板室侧壁上门的开孔角隅。

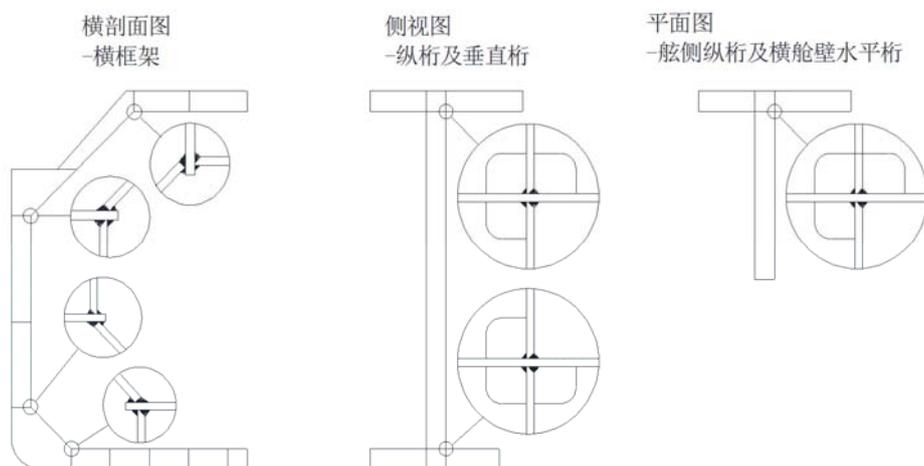


图 1.3.2（1）货舱结构疲劳校核区域

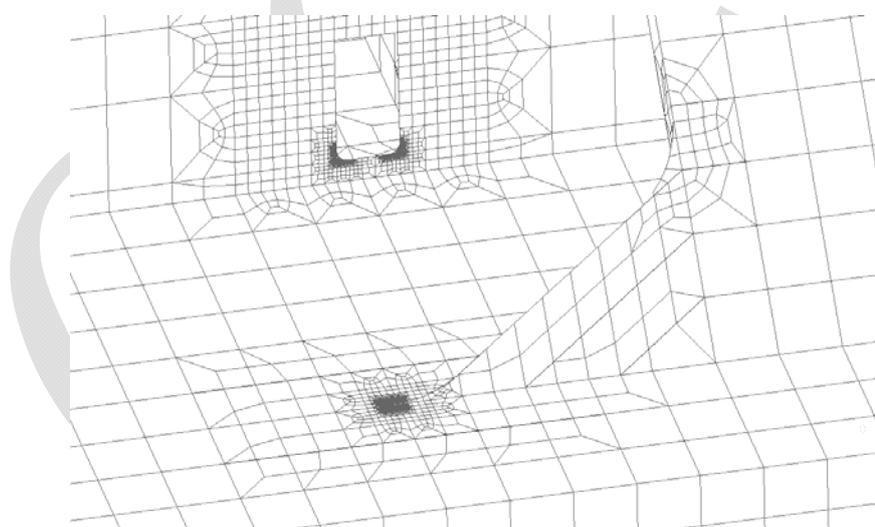


图 1.3.2（2）凸形甲板后端肘板和甲板室开孔

1.3.3 对于集装箱船，应考虑以下区域（部分示意图见图 1.3.3（1）至图 1.3.3（4））：

- 1) 机舱前后端上甲板舱口角隅（包括舱口围顶板角隅）；
- 2) 第一货舱靠船首端上甲板舱口角隅；
- 3) 船中区域上甲板舱口角隅（包括舱口围顶板角隅）；
- 4) 纵向舱口围端肘板趾端；
- 5) 前岛后端货舱舱口角隅。

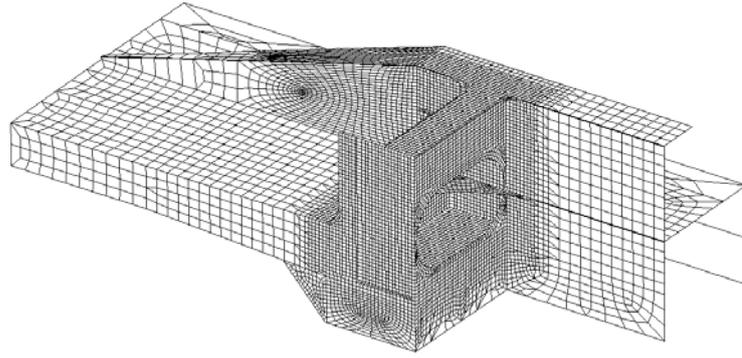


图 1.3.3 (1) 机舱前端舱口角隅

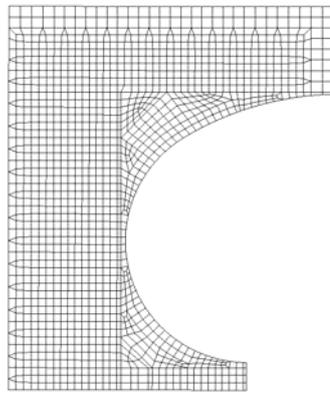


图 1.3.3 (2) 机舱前端舱口角隅 (上甲板角隅处放大)

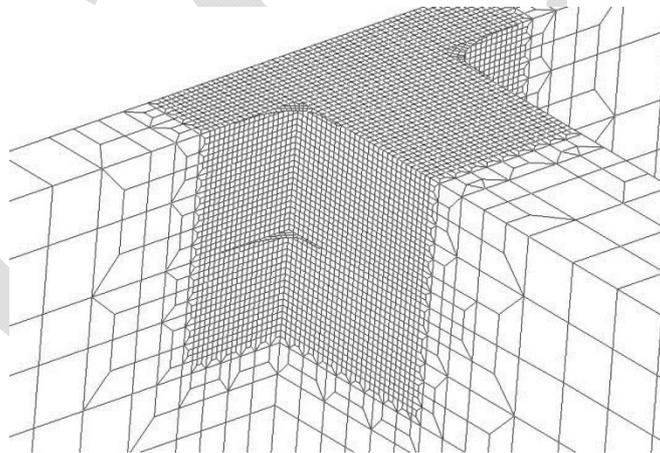


图 1.3.3 (3) 船中区域货舱舱口角隅

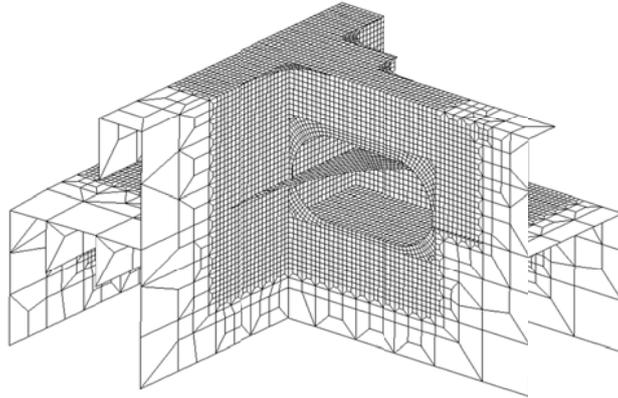


图 1.3.3 (4) 前岛后端货舱舱口角隅

1.3.4 对于矿砂船，应考虑以下区域（部分示意图见图 1.3.4 (1) 和图 1.3.4 (2)）：

- 1) 船中货舱纵舱壁与内底板连接处；
- 2) 最尾货舱内底板与底墩连接处；
- 3) 最尾货舱舱口角隅；
- 4) 最尾货舱后端舱口围板支撑肘板纵向趾端。

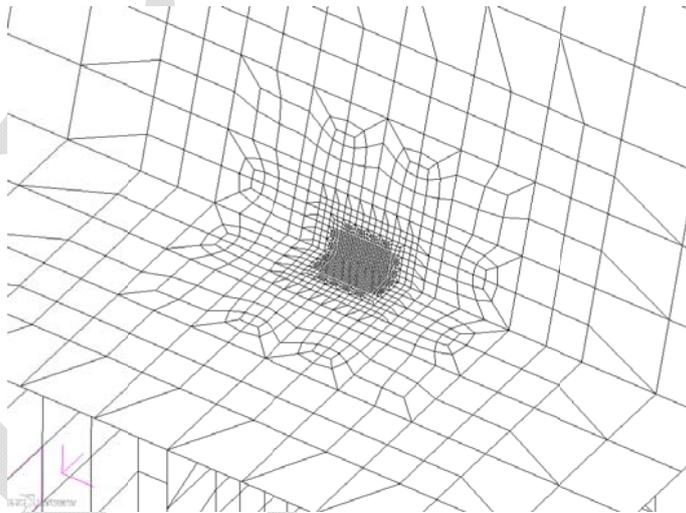


图 1.3.4 (1) 纵舱壁与内底板连接处（货舱长度中部）

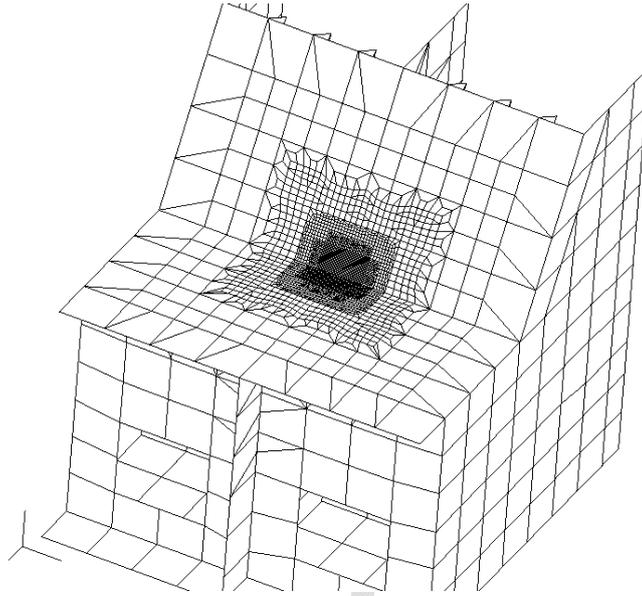


图 1.3.4 (2) 内底板与底墩连接处 (货舱宽度中部)

1.4 定义

1.4.1 船长 L (m): 沿夏季载重水线,由首柱前缘量至舵柱后缘的长度;对无舵柱的船舶,由首柱前缘量至舵杆中心线的长度;但均不应小于夏季载重水线总长的 96%,且不必大于 97%。

对于无舵杆的船舶 (如设有全回转推进器的船舶), L 为夏季载重水线总长的 97%。

1.4.2 船宽 B (m): 在船舶的最宽处,由一舷的肋骨外缘量至另一舷的肋骨外缘之间的水平距离。

1.4.3 型深 D (m): 在船长中点处,沿船舷由平板龙骨上缘量至上层连续甲板横梁上缘的垂直距离;对甲板转角为圆弧形的船舶,则由平板龙骨上缘量至横梁上缘延伸线与肋骨外缘延伸线的交点。

1.4.4 吃水 d (m): 在船长中点处,由平板龙骨上缘量至夏季载重线的垂直距离。

1.4.5 吃水 d_{LC} (m): 在船长中点处,由平板龙骨上缘量至相应装载工况下水线的垂直距离。

1.4.6 方形系数 C_b : 方形系数 C_b 由下式确定:

$$C_b = \frac{\nabla}{LBd}$$

式中: ∇ ——相应于夏季载重线吃水时的型排水体积, m^3 ;

L ——船长, m;

B ——船宽, m;

d ——吃水, m。

1.4.7 最大服务航速 V : 船舶在最深航行吃水、螺旋桨最大转速 (RPM) 和主机的相应最大持续功率 (MCR) 所保持的最大航速。

1.4.8 坐标系统

(1) 除非特别说明,本指南使用如下的右手坐标系 (见图 1.4.8), 即:

原点: 船舶中纵剖面, 船长尾端和基线相交处;

X 轴：纵向轴，向船首为正；

Y 轴：横向轴，向左舷为正；

Z 轴：垂向轴，向上为正。

(2) 本指南中浪向角指在 (1) 所描述的坐标系下波浪传播的方向与 X 轴正向的夹角。在此规定下，0 度为随浪，90 度为横浪（从右舷向左舷传播），180 度为迎浪。

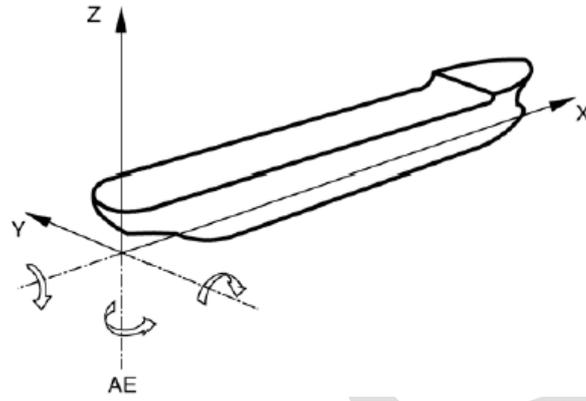


图 1.4.8 参考坐标系

第 2 节 工况及载荷

2.1 装载工况

2.1.1 结构疲劳损伤为长期累积过程，应考虑最常用装载工况。对薄膜型 LNG 船、集装箱船及矿砂船，需考虑的装载工况及时间分配系数见表 2.1.1。对于各船型，均考虑了 0.85 的航行系数。

不同船型各装载工况时间分配系数

表 2.1.1

船型	均匀满载出港	正常压载出港
薄膜型 LNG 船	0.45	0.40
集装箱船	0.65	0.20
矿砂船	0.5	0.35*

*如有风暴压载，则其与正常压载的时间分配系数均为 0.175。

2.2 计算工况

2.2.1 疲劳谱分析计算工况包括静态工况和动态工况两类。

2.2.2 静态工况用来计算选定装载工况下静载荷产生的结构应力，该应力用于疲劳评估时的平均应力修正。作用在有限元模型上的静载荷包括舷外水及舱内液体静压力，船体结构及货物的重力。

2.2.3 动态工况仅包含波浪引起的动载荷，载荷通过对给定装载的水动力分析得到，每个动载荷工况对应一个由浪向角和波浪频率确定的规则波。

2.3 水动力分析

2.3.1 应采用三维势流程序进行水动力分析，计算船舶在波浪上的响应。

2.3.2 水动力分析的质量模型应能反映相应装载工况的实船的质量分布；水动力网格则应反映实际的船体外壳形状及船舶的浮态（吃水、纵倾、横倾）。

2.3.3 为了准确地将重力及惯性力施加在有限元模型上，应检查有限元模型的质量特性，使其能反映实船的质量分布，水动力分析中的质量模型可基于上述全船有限元模型。当采用简化质量模型时，模型也应能准确模拟实船质量特性（质量、质心及质量分布情况）。

2.3.4 水动力计算中，应考虑足够的浪向角和频率范围。浪向角应包括 0-360 度范围，最大浪向间隔为 30 度；频率应考虑 0.2-1.8 弧度/秒的范围，最大频率间隔为 0.1 弧度/秒。

2.3.5 计算时取航速为 75% 的最大服务航速。

2.3.6 当采用时域水动力分析时，应通过适当的方法将载荷的时间历程转换成传递函数。应选取达到稳定状态后的时间历程进行转换。

2.3.7 水动力分析得到的结果包括波浪动压力和运动（加速度）两部分。波浪动压力以压力的形式施加到外壳上，惯性力（包括由于横摇、纵摇运动引起的重力加速度在水平方向上的分量）通过加速度场和质量分布来施加到有限元模型上（对船体结构、设备、集装箱），或者以压力的形式施加在舱室周界上（对油

水，矿砂)。

2.4 舱内液体载荷

2.4.1 根据水动力分析结果计算液舱型心的合成加速度矢量 $(a_x^2 + a_y^2 + a_z^2)^{1/2}$ ，并根据该矢量确定压力计算参考点。计算出在该矢量的方向上，计算点至参考点的距离 h 后，得到施加到液舱周界上的压力 p （见图 2.4.1）：

$$p = \rho_L h (a_x^2 + a_y^2 + a_z^2)^{1/2}, \text{ kN/m}^2$$

式中： ρ_L ——液体密度， t/m^3 ；

h ——加速度合成矢量方向上压力计算点距离液舱压力计算参考点的距离， m ；

$(a_x^2 + a_y^2 + a_z^2)^{1/2}$ ——合成加速度矢量， m/s^2 ；

a_x ——所计算舱室型心的纵向加速度， m/s^2 ；

a_y ——所计算舱室型心的横向加速度， m/s^2 ；

a_z ——所计算舱室型心的垂向加速度， m/s^2 。

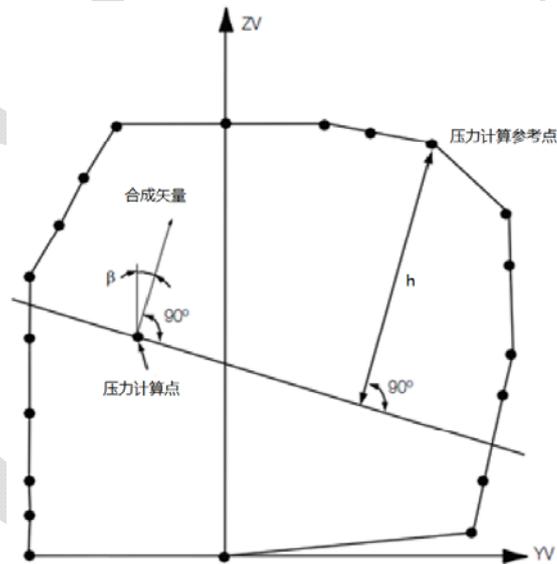


图 2.4.1 舱内压力计算

2.5 集装箱载荷

2.5.1 计算时，模型中应能准确模拟集装箱的质量特性（质量、质心及质量分布情况）。为了将箱子的重力和惯性力有效传递到主船体上，可以采用在实际箱子位置布置体单元、板单元或质量点，并通过合理有效的连接方式连接到船体底座相应位置来加以实现。

2.6 矿砂载荷

2.6.1 矿砂静压力

由矿砂产生的静压力 P_{bs} ，应取为：

$$P_{bs} = \rho_C g K_C (z_C - z), \text{ kN/m}^2, \text{ 但不小于 } 0$$

式中： ρ_C ——矿砂密度， t/m^3

K_C ——系数，取为：

$K_C = \cos^2 \alpha + (1 - \sin \psi) \sin^2 \alpha$ ，对内底、横舱壁和纵舱壁、底凳、垂直顶凳；

$K_C = 0$ ，对上甲板、倾斜顶凳和顶凳水平板；

α ——所考虑的板与水平面之间的夹角， $(^\circ)$ ；

ψ ——矿砂休止角， $(^\circ)$ ，取 35° ；

z ——计算点高度， m ；

z_C ——基线到载荷计算点对应的矿砂上表面的高度， m ，取为：

$$z_C = h_{DB} + h_C$$

h_{DB} ——双层底高度， m ；

h_C ——矿砂上表面有效高度， m 。

2.6.2 矿砂动压力

动载荷工况中，由矿砂产生的动压力 P_{bd} ，应取为：

对于 $z \leq z_C$ ，

$$P_{bd} = \rho_C [0.25a_x(x_G - x) + 0.25a_y(y_G - y) + K_C a_z(z_C - z)], \text{ kN/m}^2$$

对于 $z > z_C$ ，

$$P_{bd} = 0$$

式中： x ， y ， z ——计算点的坐标；

x_G ， y_G ——货舱的形心的 x 向和 y 向坐标；

a_x ， a_y ， a_z ——货物重心处的加速度；对于装满（即 V_{Full} ）的货舱，货物重心取舱室形心，对于未装满的货舱，垂向高度 z_G 按下式计算：

$$z_G = h_{DB} + h_{C-cl} / 2;$$

h_{C-cl} ——在船宽方向的中间位置的矿砂上表面有效高度， m ；

2.6.3 矿砂剪切载荷

(1) 对于装载矿砂的货舱，当载荷计算点的 $z \leq z_C$ 时，除 2.6.1 和 2.6.2 定义的矿砂压力外，以下的剪切载荷应被考虑：

对于静载荷设定：2.6.3 (2) 的定义由于重力作用于纵舱壁斜板和底凳斜板的静剪切载荷。

对于动载荷设定：以下的动剪切载荷压力：

P_{bs-d} 用于纵舱壁斜板和底凳斜板，定义见 2.6.3 (3)；

P_{bs-dx} 用于内底板纵向，定义见 2.6.3 (4)；

P_{bs-dy} 用于内底板横向，定义见 2.6.3 (4)；

P_{bs-x} ， P_{bs-y} 用于纵舱壁斜板和底斜凳板上 X、Y 方向加速度产生的剪切载荷，定义见 2.6.3 (5)。

(2) 倾斜纵舱壁和底凳斜板上的静剪切载荷

由矿砂重力作用于纵舱壁倾斜板和底凳斜板产生的静剪切载荷 P_{bs-s} ，(沿板向下为正)，应取为：

$$P_{bs-s} = \rho_C g \frac{(1-K_C)(z_C - z)}{\tan \alpha}, \quad kN/m^2$$

(3) 纵舱壁斜板和底凳斜板上的动剪切载荷

由垂向加速度作用于纵舱壁斜板和底凳斜板产生的动剪切载荷 P_{bs-d} ，(沿板向下为正)，应取为：

$$P_{bs-d} = \rho_C a_z \frac{(1-K_C)(z_C - z)}{\tan \alpha}, \quad kN/m^2$$

(4) 沿内底板的动剪切载荷

由纵向加速度作用于内底板产生的纵向方向(向艏为正)的动剪切载荷 P_{bs-dx} ，应取为：

$$P_{bs-dx} = -0.75 \rho_C a_x (z_C - z), \quad kN/m^2$$

由横向加速度作用于内底板产生的横向方向(向左舷为正)的动剪切载荷 P_{bs-dy} ，应取为：

$$P_{bs-dy} = -0.75 \rho_C a_y (z_C - z), \quad kN/m^2$$

(5) 对于整船有限元强度评估，考虑载荷平衡的要求，对纵舱壁斜板、底凳斜板上应考虑 X、Y 方向加速产生的摩擦力。任意斜板上的摩擦力按以下要求计算：

1) 板的水平方向：

$$P_{bs-x} = -0.75 \rho_C a_x (z_C - z) \cos \alpha \cdot \cos \alpha_x - 0.75 \rho_C a_y (z_C - z) \cos \alpha \cdot \cos \alpha_y, \quad kN/m^2$$

式中： α_x ——斜板水平方向与 X 方向的夹角，

α_y ——斜板水平方向与 Y 方向的夹角。

2) 板的垂直内底方向：

$$P_{bs-y} = -0.75 \rho_C a_x (z_C - z) \sin \alpha_x - 0.75 \rho_C a_y (z_C - z) \sin \alpha_y, \quad kN/m^2$$

式中： α_x ——斜板水平方向与 X 方向的夹角，

α_y ——斜板水平方向与 Y 方向的夹角。

2.7 边界条件

2.7.1 在所有载荷的作用下，整船有限元模型应基本处于动态平衡状态。应检查模型在 3 个方向上的不平衡力。对于迎浪工况，不平衡力不应大于排水量的 1%，对于斜浪和横浪工况，不平衡力不应大于排水量的 2%。

2.7.2 边界条件约束模型的刚体位移即可，如图 2.7.2 所示：

- 1) 尾端节点 1，约束横向线位移；
- 2) 首端节点 2，约束三个方向线位移；
- 3) 尾封板左右两侧节点 3 和 4，约束垂向线位移。

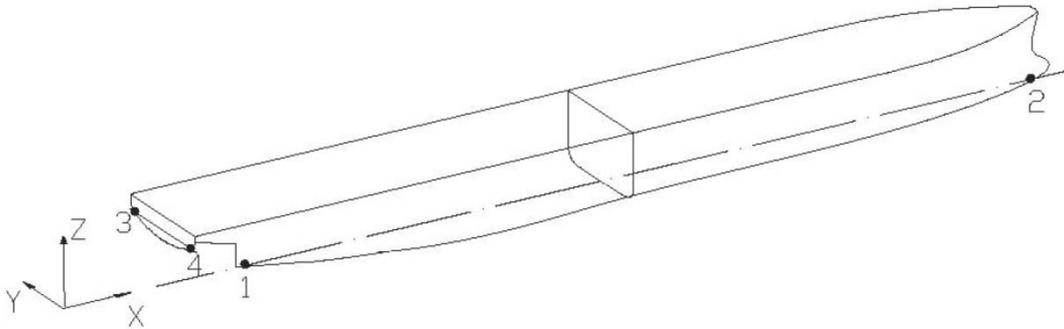


图 2.7.2 边界条件示意图

第 3 节 结构分析及应力传递函数

3.1 计算目的

3.1.1 结构分析的目的在于根据第 2 节的载荷计算热点应力，并插值得到应力传递函数。

3.1.2 结构分析采用整船粗网格模型结合局部细化模型的三维有限元方法计算细化区的热点应力。

3.2 整船有限元模型

3.2.1 模型应包括所有主船体结构、上层建筑及甲板室结构，对于薄膜型 LNG 船，还应包括凸形甲板结构。

3.2.2 模型一般采用纵骨间距大小的网格，用板单元模拟船体板及主要构件腹板等结构，用梁单元模拟加强筋结构及主要构件的面板。

3.2.3 有限元模型采用船体结构的建造尺寸。为了考虑腐蚀的影响，腐蚀修正系数取 1.07。

3.2.4 为了正确施加惯性力，应对有限元模型的质量特性进行检查，使其应能反映实船的船体结构及设备的实际质量分布。可以用质量单元模拟设备、集装箱或的质量，但应与船体结构有效连接，以合理传递相应载荷，且不应改变船体结构的刚度。

3.3 细化模型

3.3.1 对于需要进行疲劳评估的区域，应在应力集中处采用细化模型。细化模型的具体要求参见《船体结构疲劳强度指南》第 5 章第 6 节。

3.3.2 细化分析可采用将细化模型嵌入整船有限元模型中进行；也可采用独立的局部细化模型，其位移边界条件从整船有限元模型得到。

3.3.3 为了获得自由边结构（如舱口角隅）的应力，应沿自由边建剖面积为 1 平方毫米的梁单元，以读取自由边上的应力。

3.4 应力传递函数

3.4.1 结构分析得到各单元的直接应力（ σ_x ， σ_y ， τ_{xy} ）的传递函数，利用上述应力进行插值，得到热点处直接应力的传递函数。对于焊接型节点和十字焊接型节点，热点应力插值方法可参见《船体结构疲劳强度指南》第 5 章第 5 节。

3.4.2 根据热点处的直接应力计算热点处的主应力。对于静载荷工况，主应力计算公式见《船体结构疲劳强度指南》第 1 章第 2 节。对于动态工况，主应力半幅值通过在整个波浪周期内搜索确定，该值即应力传递函数：

$$H_{\sigma} = \max \left(\frac{\sigma_x(\omega t + \theta_x) + \sigma_y(\omega t + \theta_y)}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x(\omega t + \theta_x) - \sigma_y(\omega t + \theta_y)}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2(\omega t + \theta_{xy})} \right)$$

式中： ω ——波浪的频率， rad/s ；

t ——时刻，计算时在整个波浪周期内搜索，即 $\omega t = 0 : 2\pi$ ；

$\theta_x, \theta_y, \theta_z$ —— $\sigma_x, \sigma_y, \pi_{xy}$ 各应力的相位， rad 。

由于应力分量结果与装载、浪向角和频率有关，因此应力传递函数也是这三个变量的函数。

3.4.3 对于自由边区域，读取梁单元（见 3.3.3）的轴向应力作为应力传递函数。

第 4 节 疲劳强度评估

4.1 应力谱及应力范围分布

4.1.1 根据 1.1.2 选定的环境条件和设计寿命，确定疲劳分析的波浪散布图，及各海况持续的时间。

4.1.2 针对需要进行疲劳谱分析的热点，采用其应力传递函数（见 3.4.2）对波浪散布图中的每个海况进行计算，即可得到应力谱 S_σ 如下：

$$S_\sigma(\omega_e | H_s, T_z, \theta, L_o) = |H_\sigma(\omega | \theta, L_o)|^2 g S_\eta(\omega | H_s, T_z) \left| 1 - \frac{2\omega V \cos \theta}{g} \right|^{-1}$$

式中： H_σ ——应力传递函数，见 3.4.2；

S_η ——波浪谱；

ω_e ——遭遇频率，按下式计算：

$$\omega_e = \left| \omega - \left(\frac{\omega^2 V}{g} \right) \cos \theta \right|;$$

ω ——波浪频率；

V ——计算航速，见 2.3.5；

H_s ——海况的有义波高；

T_z ——海况的平均周期；

θ ——浪向角；

L_o ——装载工况，考虑表 2.1.1 所定义的各装载工况。

4.1.3 对应力谱进行分析时，考虑短峰波效应，能量扩散函数取余弦的平方，其各阶矩， m_n ，按下式计算：

$$m_n = \int_0^\infty \sum_{-\pi/2}^{\pi/2} f_s(\alpha) g \omega_e^n S_\sigma(\omega_e | H_s, T_z, \theta + \alpha, L_o) d\omega_e$$

式中： θ ——计算的主浪向；

α ——与主浪向的夹角；

$f_s(\alpha)$ ——能量扩散函数，应有 $\sum_{-\pi/2}^{\pi/2} f_s(\alpha) = 1$ ；当浪向为等间距时，有 $f_s(\alpha) = k \cos^2(\alpha)$ ；

S_σ ——应力谱；

ω_e ——遭遇频率；

H_s ——海况的有义波高；

T_z ——海况的平均周期;

L_o ——装载工况。

4.1.4 应力谱的根方差 σ ，和平均周期 T_a ，根据如下公式得到:

$$\sigma = 2\sqrt{m_0}$$
$$T_a = 2\pi\sqrt{\frac{m_0}{m_2}}$$

式中: m_0 ——应力谱的零阶矩;

m_2 ——应力谱的二阶矩。

认为应力范围 S 的分布服从 Rayleigh 分布，其概率密度函数 g 为:

$$g(S) = \frac{S}{\sigma^2} \exp\left(-\frac{S^2}{2\sigma^2}\right)$$

式中: S ——应力范围;

σ ——应力谱的根方差。

4.1.5 根据各应力分布的时间占比（考虑装载工况、海况、浪向角），结合船的设计寿命，计算该应力分布的持续时间， T 。并根据其平均周期计算应力范围的循环次数。对于第 i 个装载，第 j 个海况，第 k 个浪向角，其应力循环次数按下式计算:

$$N_{Tijk} = \frac{T_{ijk}}{T_{aijk}}$$

式中: T_{ijk} ——应力分布的持续时间， s ;

$$T_{ijk} = 31.557 \times 10^6 L p_i p_j p_k;$$

L ——设计寿命（年）;

p_i ——第 i 个装载在整个设计寿命中的占比，见表 2.1.1;

p_j ——第 j 个海况在整个散布图中的占比;

p_k ——第 k 个浪向角在所有浪向中的占比，见 2.3.4;

T_{aijk} ——所计算的装载、海况和浪向组合下的应力的平均周期， s 。

4.2 应力修正系数

4.2.1 按如下方法计算平均应力修正系数:

1) 对于焊接节点:

$$f_{mean} = \begin{cases} \min(1.0, 0.85 + 0.3\sigma_{mean}/S), & \sigma_{mean} \geq 0 \\ \max(0.7, 0.85 + 0.3\sigma_{mean}/S), & \sigma_{mean} < 0 \end{cases}$$

2) 对于母材自由边:

$$f_{mean} = \begin{cases} \min(1.0, 0.8 + 0.4\sigma_{mean}/S), & \sigma_{mean} \geq 0 \\ \max(0.6, 0.8 + 0.4\sigma_{mean}/S), & \sigma_{mean} < 0 \end{cases}$$

式中: σ_{mean} ——所计算装载的平均应力;

S ——所修正的应力范围, 见 4.1.4。

4.2.2 按《船体结构疲劳强度指南》方法对应力范围进行板厚修正。

4.3 S-N 曲线

4.3.1 根据《船体结构疲劳强度指南》第 3 章第 4 节的规定确定疲劳损伤时采用的 S-N 曲线。

4.4 疲劳损伤计算

4.4.1 计算疲劳损伤时, 按下列要求和步骤进行 (见图 4.4.1):

1) 对于各应力范围分布 $g(S)$, 每一应力范围增量造成的结构损伤 dD 由下式计算:

$$dD = \frac{dn(S)}{N(S)} = \frac{N_T g(S)}{N(S)} dS = \frac{T/T_a}{N(S)} g(S) dS$$

式中: N_T ——该应力分布中包含的应力循环的次数, 见 4.1.5;

T ——该应力分的持续时间, 见 4.1.5;

T_a ——平均周期, 见 4.1.4;

$N(S)$ ——该应力范围下结构的疲劳寿命, 根据选取的 S-N 曲线确定;

$g(S)$ ——应力范围的概率密度函数, 见 4.1.4。

2) 对于给定的装载、海况及浪向角 (对应一个应力分布) 下的损伤 D_{ijk} , 按下式计算:

$$D_{ijk} = \frac{T}{T_a} \int_0^{\infty} \frac{g(S)}{N(S)} dS$$

采用数值积分方法计算损伤时, 应力范围分量步长一般不应大于 7Mpa, 取其中间值代入损伤计算公式。

3) 对所有浪向角算得的损伤进行求和得到某一海况的损伤。

4) 对所有海况算得的损伤进行求和得到某一装载工况下的损伤。

5) 对所有装载工况算得的损伤进行求和得到总的损伤:

$$D = \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J \sum_{k=1}^K D_{ijk}$$

式中: D_{ijk} ——给定装载工况、海况及浪向角下的结构损伤;

I —— 装载工况的数量；

J —— 海况的数量；

K —— 浪向角的数量。

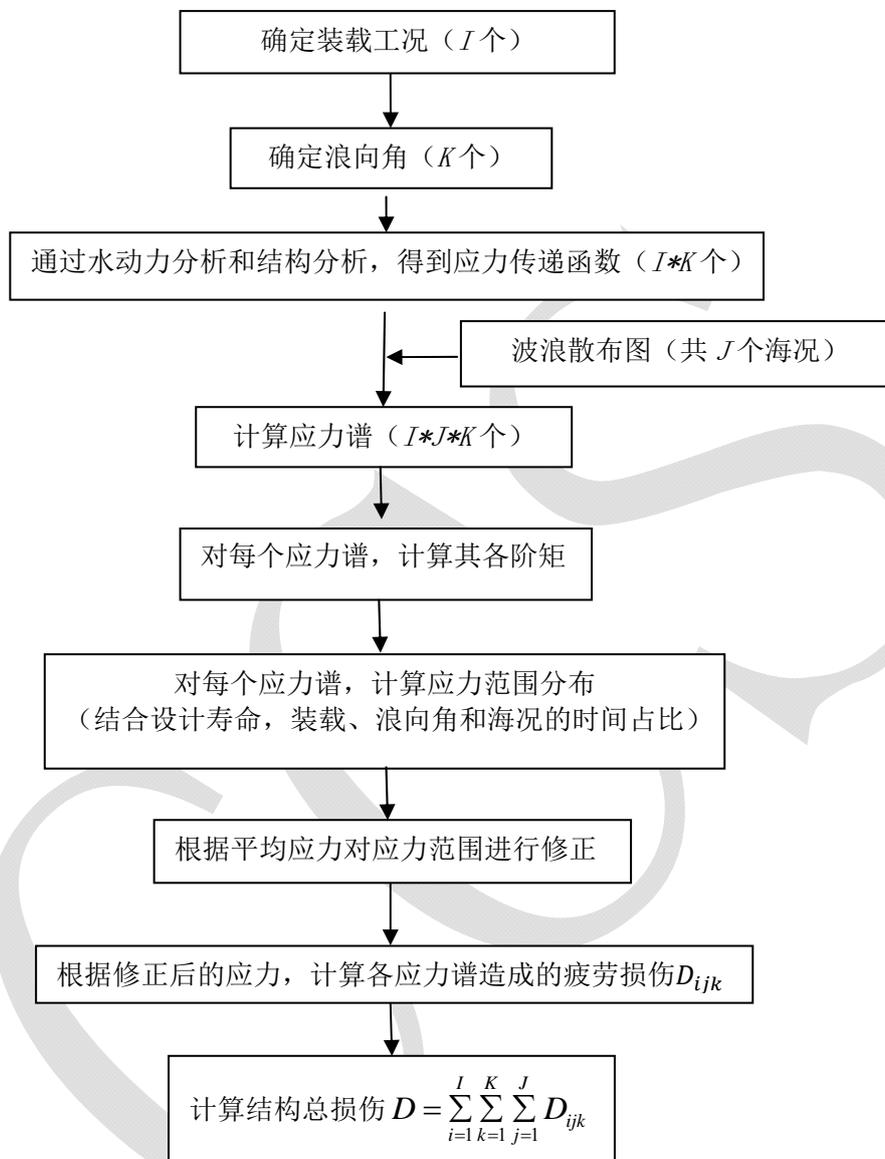


图 4.4.1 疲劳损伤计算流程

4.5 接受衡准

4.5.1 对于给定的设计要求 (海况, 疲劳寿命), 结构节点的总损伤应不大于 1.0。